

N° d'ordre XXXXXX

Année 2012

Thèse

# Architecture et contrôle du patinage d'un véhicule mono et multi-source de puissance

Présentée devant

L'institut national des sciences appliquées de Lyon

Pour obtenir

Le grade de docteur

**Ecole doctorale** : Electronique, Electrotechnique et Automatique de Lyon

Par

Cédric Chapuis  
(Ingénieur)

Soutenue le XX XXXXX 2012 devant la Commission d'examen

Jury MM.

P. BASTARD

E. BIDEAUX

X. BRUN

D. MEIZEL

N. MINOIU-ENACHE

H. MOUNIER

X. MOREAU

N. ROMANI

Examinateur

Directeur

Co-Directeur

Examinateur

Co-Directeur

Rapporteur

Rapporteur

Examinateur

Docteur-Ingénieur HDR, DELTA, Renault SAS

Professeur, Laboratoire AMPERE, INSA LYON

Professeur, Laboratoire AMPERE, INSA LYON

Professeur, XLIM, Université de Limoges

Docteur-Ingénieur, DELTA, Renault SAS

Professeur, LSS, SUPELEC

Professeur, IMS, Université de Bordeaux 1

Docteur-Ingénieur, DGMPE, Renault SAS



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

<b>SIGLE</b>	<b>ECOLE DOCTORALE</b>	<b>NOM ET COORDONNEES DU RESPONSABLE</b>
<b>CHIMIE</b>	<u>CHIMIE DE LYON</u> <a href="http://www.edchimie-lyon.fr">http://www.edchimie-lyon.fr</a>  Insa : R. GOURDON	<b>M. Jean Marc LANCELIN</b> Université de Lyon – Collège Doctoral Bât ESCPE 43 bd du 11 novembre 1918 69622 VILLEURBANNE Cedex Tél : 04.72.43 13 95 <a href="mailto:directeur@edchimie-lyon.fr">directeur@edchimie-lyon.fr</a>
<b>E.E.A.</b>	<u>ELECTRONIQUE, ELECTROTECHNIQUE, AUTOMATIQUE</u> <a href="http://eдея.ec-lyon.fr">http://eдея.ec-lyon.fr</a>  Secrétariat : M.C. HAVGOUDOUKIAN eea@ec-lyon.fr	<b>M. Gérard SCORLETTI</b> Ecole Centrale de Lyon 36 avenue Guy de Collongue 69134 ECULLY Tél : 04.72.18 60 97 Fax : 04 78 43 37 17 <a href="mailto:Gerard.scorletti@ec-lyon.fr">Gerard.scorletti@ec-lyon.fr</a>
<b>E2M2</b>	<u>EVOLUTION, ECOSYSTEME, MICROBIOLOGIE, MODELISATION</u> <a href="http://e2m2.universite-lyon.fr">http://e2m2.universite-lyon.fr</a>  Insa : H. CHARLES	<b>Mme Gudrun BORNETTE</b> CNRS UMR 5023 LEHNA Université Claude Bernard Lyon 1 Bât Forel 43 bd du 11 novembre 1918 69622 VILLEURBANNE Cédex Tél : 04.72.43.12.94 <a href="mailto:e2m2@biomserv.univ-lyon1.fr">e2m2@biomserv.univ-lyon1.fr</a>
<b>EDISS</b>	<u>INTERDISCIPLINAIRE SCIENCES-SANTE</u> <a href="http://ww2.ibcp.fr/ediss">http://ww2.ibcp.fr/ediss</a>  Sec : Safia AIT CHALAL Insa : M. LAGARDE	<b>M. Didier REVEL</b> Hôpital Louis Pradel Bâtiment Central 28 Avenue Doyen Lépine 69677 BRON Tél : 04.72.68 49 09 Fax :04 72 35 49 16 <a href="mailto:Didier.revel@creatis.uni-lyon1.fr">Didier.revel@creatis.uni-lyon1.fr</a>
<b>INFOMATHS</b>	<u>INFORMATIQUE ET MATHÉMATIQUES</u> <a href="http://infomaths.univ-lyon1.fr">http://infomaths.univ-lyon1.fr</a>	<b>M. Johannes KELLENDONK</b> Université Claude Bernard Lyon 1 INFOMATHS Bâtiment Braconnier 43 bd du 11 novembre 1918 69622 VILLEURBANNE Cedex Tél : 04.72. 44.82.94 Fax 04 72 43 16 87 <a href="mailto:infomaths@univ-lyon1.fr">infomaths@univ-lyon1.fr</a>
<b>Matériaux</b>	<u>MATERIAUX DE LYON</u>  Secrétariat : M. LABOUNE PM : 71.70 –Fax : 87.12 Bat. Saint Exupéry <a href="mailto:Ed.materiaux@insa-lyon.fr">Ed.materiaux@insa-lyon.fr</a>	<b>M. Jean-Yves BUFFIERE</b> INSA de Lyon MATEIS Bâtiment Saint Exupéry 7 avenue Jean Capelle 69621 VILLEURBANNE Cédex Tél : 04.72.43 83 18 Fax 04 72 43 85 28 <a href="mailto:Jean-yves.buffiere@insa-lyon.fr">Jean-yves.buffiere@insa-lyon.fr</a>
<b>MEGA</b>	<u>MECANIQUE, ENERGETIQUE, GENIE CIVIL, ACOUSTIQUE</u>  Secrétariat : M. LABOUNE PM : 71.70 –Fax : 87.12 Bat. Saint Exupéry <a href="mailto:mega@insa-lyon.fr">mega@insa-lyon.fr</a>	<b>M. Philippe BOISSE</b> 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 <a href="mailto:Philippe.boisse@insa-lyon.fr">Philippe.boisse@insa-lyon.fr</a>
<b>ScSo</b>	<u>ScSo*</u>  M. OBADIA Lionel  Sec : Viviane POLSINELLI Insa : J.Y. TOUSSAINT	<b>M. OBADIA Lionel</b> Université Lyon 2 86 rue Pasteur 69365 LYON Cedex 07 Tél : 04.78.69.72.76 Fax : 04.37.28.04.48 <a href="mailto:Lionel.Obadia@univ-lyon2.fr">Lionel.Obadia@univ-lyon2.fr</a>

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



*A mes parents,  
à ma soeur,  
et à Sylvie.*



---

# Table des matières

---

<b>Table des matières</b>	<b>i</b>
<b>Nomenclature</b>	<b>1</b>
<b>Abbréviations</b>	<b>5</b>
<b>Introduction</b>	<b>7</b>
<b>1 Etat de l'art sur les architectures et systèmes de transmission de couple et les enjeux de leur commande</b>	<b>9</b>
1.1 Etat de l'art véhicule . . . . .	10
1.1.1 Architectures de transmission de couple . . . . .	10
1.1.1.1 Mono-source . . . . .	11
1.1.1.2 Bi-source . . . . .	12
1.1.1.3 Tri-source . . . . .	12
1.1.1.4 Quadri-source . . . . .	13
1.1.2 Systèmes de transmission de couple . . . . .	13
1.1.2.1 Différentiels . . . . .	14
1.1.2.2 Coupleurs . . . . .	16
1.1.2.3 Conclusion . . . . .	18
1.1.3 Présentation du démonstrateur VELROUE . . . . .	18
1.2 Etat de l'art des commandes . . . . .	20
1.2.1 Contrôle du patinage . . . . .	20
1.2.2 Commandes non linéaires : linéarisation entrées-sorties par feedback . . . . .	22
1.2.3 Commandes non linéaires : platitude . . . . .	24
1.3 Cahier des Charges et critères de performance . . . . .	28
1.3.1 Cahier des Charges ASR . . . . .	28
1.3.2 Cahier des Charges MSR . . . . .	31
1.3.3 Critères de performance . . . . .	31

1.4	Conclusion . . . . .	32
<b>2</b>	<b>Modélisation et analyse structurelle</b>	<b>33</b>
2.1	Modèle de simulation . . . . .	34
2.2	Modélisation BG pour l'analyse des flux d'énergie . . . . .	39
2.2.1	Modèle d'analyse à 20 variables d'état . . . . .	39
2.2.1.1	Modèle du châssis . . . . .	40
2.2.1.2	Modèle suspension et roue . . . . .	42
2.2.1.3	Modèle de la chaîne cinématique . . . . .	43
2.2.1.4	Modèle d'une roue . . . . .	46
2.2.2	Analyse causale et simplification du modèle . . . . .	50
2.3	Modèles de synthèse de loi de commande . . . . .	55
2.3.1	Modèle de synthèse à sept variables d'état . . . . .	55
2.3.1.1	Présentation du modèle . . . . .	55
2.3.1.2	Analyse structurelle . . . . .	58
2.3.2	Modèle de synthèse à deux variables d'état . . . . .	63
2.3.2.1	Présentation du modèle . . . . .	63
2.3.2.2	Analyse structurelle . . . . .	64
2.4	Conclusion . . . . .	65
<b>3</b>	<b>Synthèse de commande</b>	<b>67</b>
3.1	Présentation d'un contrôleur de type PI . . . . .	68
3.2	ASR à partir du modèle véhicule d'ordre sept . . . . .	69
3.2.1	Synthèse de commande non linéaire par feedback . . . . .	69
3.2.2	Platitude . . . . .	70
3.2.3	Conclusion . . . . .	74
3.3	ASR à partir du modèle véhicule d'ordre deux . . . . .	75
3.3.1	Commande par retour linéarisant sans accéléromètre (RL) . . . . .	76
3.3.1.1	Singularités . . . . .	77
3.3.1.2	Stabilité . . . . .	78
3.3.1.3	Intégrateur avec « anti-windup » . . . . .	80
3.3.1.4	Estimateurs . . . . .	80
3.3.2	Commande par retour linéarisant avec accéléromètre (RLA) . . . . .	83
3.3.3	Commande plate (PLAT) . . . . .	84
3.3.3.1	Synthèse de loi de commande . . . . .	84
3.3.4	Stratégie de commande . . . . .	89
3.3.4.1	Saturation de la sortie . . . . .	89
3.3.4.2	Activation et désactivation de la fonction ASR . . . . .	89
3.3.4.3	Transitions entre la volonté conducteur et la commande ASR . . . . .	89
3.3.5	Conclusion . . . . .	90
3.4	MSR à partir du modèle d'ordre deux . . . . .	93



3.4.0.1	Singularités . . . . .	94
3.4.0.2	Stabilité . . . . .	95
3.4.1	Commande par retour linéarisant avec accéléromètre (RLA)	95
3.4.2	Commande plate (PLAT) . . . . .	95
3.4.3	Stratégie de commande . . . . .	98
3.4.3.1	Saturation de la sortie . . . . .	98
3.4.4	Conclusion . . . . .	98
<b>4</b>	<b>Résultats</b>	<b>101</b>
4.1	ASR . . . . .	101
4.1.1	Protocoles de validation . . . . .	102
4.1.1.1	Scénarios de simulation . . . . .	102
4.1.1.2	Validation expérimentale . . . . .	107
4.1.2	Résultats de simulation . . . . .	110
4.1.2.1	1 <sup>ère</sup> méthode d'implémentation (vitesse moyenne)	111
4.1.2.2	2 <sup>ème</sup> méthode d'implémentation (couple minimum)	116
4.1.2.3	3 <sup>ème</sup> méthode d'implémentation (couple asymétrique) . . . . .	119
4.1.2.4	Conclusion . . . . .	121
4.1.3	Résultats expérimentaux . . . . .	122
4.1.3.1	Commande par retour linéarisant sans accéléromètre (RL) . . . . .	122
4.1.3.2	Commande par retour linéarisant avec accéléromètre (RLA) . . . . .	125
4.1.3.3	Commande plate (PLAT) . . . . .	127
4.1.4	Bilan comparatif . . . . .	129
4.2	MSR . . . . .	130
4.2.1	Protocole de validation . . . . .	131
4.2.1.1	Scénarios de simulation . . . . .	131
4.2.1.2	Validation expérimentale . . . . .	133
4.2.2	Résultats de simulation . . . . .	133
4.2.2.1	Commande par retour linéarisant sans accéléromètre (RL) . . . . .	134
4.2.2.2	Commande par retour linéarisant avec accéléromètre (RLA) . . . . .	137
4.2.2.3	Commande plate (PLAT) . . . . .	139
4.2.3	Bilan comparatif . . . . .	142
<b>5</b>	<b>Conclusion générale et Perspectives</b>	<b>145</b>
	<b>Bibliographie</b>	<b>155</b>

<b>Annexes</b>	<b>161</b>
<b>A Systèmes de transfert de couple</b>	<b>163</b>
A.1 Torsen . . . . .	163
A.2 Haldex . . . . .	165
A.3 xDrive . . . . .	166
A.4 4Matic . . . . .	168
A.5 Electronic Torque Control . . . . .	168
<b>B Résultats de simulation ASR</b>	<b>171</b>
<b>C Résultats expérimentaux ASR</b>	<b>175</b>
<b>D Résultats de simulation MSR</b>	<b>177</b>
<b>Table des figures</b>	<b>179</b>

---

# Nomenclature

---

$X_{ij}$	-	$i = 1$ : train avant, $i = 2$ : train arrière, $j = 1$ : roues gauche, $j = 2$ : roues droite
$a$	m	Distance entre le centre de gravité et l'essieu avant
$b$	m	Distance entre le centre de gravité et l'essieu arrière
$c_{ij}$	kg.s <sup>-1</sup>	Coefficient de frottement fluide de l'amortisseur $ij$
$e_2$	m	Voie du train arrière
$e_{\lambda_2}$	%	Erreur entre le pseudo(glissement mesuré et la valeur désirée
$e_{max}$	%	Erreur maximale entre $\lambda_2$ et $\lambda_2^*$
$g$	m.s <sup>-2</sup>	Accélération de la pesanteur
$h_G$	m	Hauteur du centre de gravité du véhicule
$h_{susp0}$	m	Débattement initial de la suspension
$h_{suspij}$	m	Débattement de la suspension $ij$
$k_{roueij}$	N.m <sup>-1</sup>	Raideur verticale de la roue $ij$
$k_{trans}$	N.m <sup>-1</sup>	Raideur de la transmission
$l$	m	Empattement du véhicule
$m$	kg	Masse du véhicule
$m_{nsij}$	kg	Masse non suspendue $ij$
$n$	-	Rapport de transmission du différentiel
$n_{bv}$	-	Rapport de transmission de la boîte de vitesse
$n_{osc}$	-	Nombre d'oscillations de $e_{\lambda_2}$
$n_{roue}$	-	Nombre de roues considérées
$Oxyz$	-	Repère lié au véhicule
$p$	rad.s <sup>-1</sup>	Vitesse de roulis
$q$	rad.s <sup>-1</sup>	Vitesse de tangage
$r$	rad.s <sup>-1</sup>	Vitesse de lacet
$r_{couronne}$	m	Rayon de la couronne du différentiel
$r_{planétaire}$	m	Rayon des planétaires du différentiel
$u$	m.s <sup>-1</sup>	Vitesse longitudinale du véhicule
$v$	m.s <sup>-1</sup>	Vitesse latérale du véhicule

$w$	$\text{m.s}^{-1}$	Vitesse verticale du véhicule
$w_{roueij}$	$\text{m.s}^{-1}$	Vitesse verticale de la roue $ij$
$w_{routeij}$	$\text{m.s}^{-1}$	Vitesse verticale de la route par rapport à l'horizontale au niveau de la roue $ij$
$y_i^*$	-	Sortie désirée
$z_{mnsij}$	m	Déplacement vertical de la masse non suspendue $ij$
$A$	N	Coefficient d'approximation linéaire de l'effort de contact roue-route
$A^*$	N	Coefficient d'approximation linéaire de l'effort de contact roue-route désiré
$C_x$	-	Coefficient de traînée
$F_{emb}$	N	Force exercée sur les disques de l'embrayage
$F_{max}$	N	Force maximale exercée sur les disques de l'embrayage
$F_{x_aer}$	N	Force de traînée
$F_{x_{ij}}$	N	Effort longitudinal au niveau de la roue $ij$
$F_{z_{ij}}$	N	Effort vertical au niveau de la roue $ij$
$F_{x_{susp}ij}$	N	Effort longitudinal en provenance de la suspension $ij$
$F_{y_{susp}ij}$	N	Effort latéral en provenance de la suspension $ij$
$F_{z_{susp}ij}$	N	Effort vertical en provenance de la suspension $ij$
$F_{z_{pneu}ij}$	N	Effort vertical en provenance du pneumatique $ij$
$G$	-	Centre de gravité du véhicule
$J_{ij}$	$\text{kg.m}^2$	Moment d'inertie de la roue $ij$ et du demi-axe associé
$J_{axe}$	$\text{kg.m}^2$	Moment d'inertie d'un demi-axe
$J_{bv1}$	$\text{kg.m}^2$	Moment d'inertie de l'arbre primaire de la boîte de vitesse
$J_{bv2}$	$\text{kg.m}^2$	Moment d'inertie de l'arbre secondaire de la boîte de vitesse
$J_{cage}$	$\text{kg.m}^2$	Moment d'inertie de la cage du différentiel
$J_{moteur}$	$\text{kg.m}^2$	Moment d'inertie du moteur
$J_{\theta}$	$\text{kg.m}^2$	Moment d'inertie de tangage
$J_{\varphi}$	$\text{kg.m}^2$	Moment d'inertie de roulis
$J_{\psi}$	$\text{kg.m}^2$	Moment d'inertie de lacet
$K_i$	-	Gain intégral du PI
$K_p$	-	Gain proportionnel du PI
$K_{y3}$	-	Gain sur $e_{\lambda_2}$ pour la synthèse de trajectoire désirée en $y$
$K_{T_2}$	-	Gain sur $T_{2_{cond}}$ pour la synthèse de trajectoire désirée en $y$
$M_{z_{pneu}}$	N.m	Moment d'auto-alignement du pneumatique
$N_{disques}$	-	Nombre de disques de l'embrayage
$P_{maxU}$	%	Valeur maximale en sortie du PI
$P_{minT}$	%	Pourcentage minimum de couple à appliquer
$P_{t_{OFF}}$	s	Temps mis par la fonction d'anti-patinage pour rendre le contrôle du couple à la roue
$P_{t_{ON}}$	s	Temps mis par la fonction d'anti-patinage pour prendre le contrôle du couple à la roue
$P_{\lambda_{OFF}}$	%	Seuil de désactivation de l'anti-patinage
$R_{ij}$	m	Rayon de la roue $ij$
$R_{bv}$	$\text{kg.s}^{-1}$	Perte au niveau de la boîte de vitesse
$R_{diff}$	$\text{kg.s}^{-1}$	Perte au niveau du différentiel

$R_{emb}$	m	Loi de l'élément R représentant l'embrayage
$R_{moy}$	m	Rayon moyen des disques de l'embrayage
$R_{mot}$	$\text{kg.s}^{-1}$	Perte au niveau du moteur
$R_{moteur}$	$\text{kg.s}^{-1}$	Perte au niveau de la transmission avant et du moteur
$S$	$\text{m}^2$	Surface de référence
$T_{bv}$	N.m	Couple en sortie de la boîte de vitesse
$T_{emb}$	N.m	Couple en sortie de l'embrayage
$T_{entre}$	N.m	Couple d'entrée du différentiel
$T_{droite}$	N.m	Couple de sortie du différentiel à droite
$T_{freinij}$	N.m	Couple de freinage appliqué à la roue $ij$
$T_{gauche}$	N.m	Couple de sortie du différentiel à gauche
$T_{moteurij}$	N.m	Couple moteur appliqué à la roue $ij$
$T_{roulementij}$	N.m	Résistance au roulement au niveau de la roue $ij$
$T_{2cond}$	N.m	Couple arrière demandé par le conducteur
$T_{2ige}$	N.m	Couple arrière demandé par la loi de gestion de l'énergie
$T_{2ASR}$	N.m	Couple arrière demandé par la fonction ASR
$T_{2MSR}$	N.m	Couple arrière demandé par la fonction MSR
$\alpha$	rad	Pente de la route
$\delta$	rad	Angle de braquage des roues avant
$\lambda$	%	Pseudo-glissement
$\lambda^*$	%	Pseudo-glissement désiré
$\lambda^{opt}$	%	Pseudo-glissement optimal
$\lambda_{accel}$	%	Pseudo-glissement en phase d'accélération
$\lambda_{decel}$	%	Pseudo-glissement en phase de décélération
$\mu_{ij}$	-	Coefficient d'adhérence de la route au niveau de la roue $ij$
$\omega_{ij}$	$\text{rad.s}^{-1}$	Vitesse de rotation de la roue $ij$
$\omega_{emb}$	$\text{rad.s}^{-1}$	Vitesse de rotation en sortie de l'embrayage
$\omega_{moteur}$	$\text{rad.s}^{-1}$	Vitesse de rotation en entrée de l'embrayage
$\psi$	rad	Angle de lacet
$\rho$	$\text{kg.m}^{-3}$	Densité de l'air
$\rho_i$	-	Degré relatif de la sortie $i$
$\tau_{max}$	s	Temps maximal pour stabiliser la commande
$\theta$	rad	Angle de tangage
$\varphi$	rad	Angle de roulis
$\Delta(x)$	-	Matrice de découplage



---

# Abbréviations

---

ABS	AntiBlockierSystem
ASR	Anti-Slip Regulation
BG	Bond Graph
CAN	Controller Area Network
DSP	Digital Signal Processor
ESP	Electronic Stability Program
ETC	Electronic Torque Control
ETS	Electronic Traction System
ISS	Input to State Stability
LSB	Least Significant Bit
MABX	MicroAutoBoX
MIMO	Multiple-Input Multiple-Output
MSR	Motor Schleppmoment Regelung
PI	Proportionnel Intégral
RL	Commande par Retour Linéarisant sans accéléromètre
RLA	Commande par Retour Linéarisant avec Accéléromètre
SISO	Single-Input Single-Output





---

# Introduction

---

Le secteur de l'automobile est en constante évolution. La sensibilité croissante de l'opinion publique envers les problèmes liés aux gaz à effet de serre, la perspective de pénurie de combustible ainsi que les nouvelles réglementations motivent les constructeurs automobiles à réduire les émissions de CO<sub>2</sub> des véhicules thermiques et à utiliser des sources de puissance moins polluantes. Ce combat se joue également en amont avec la mise en place de méthodes de développement durable et d'éco-conception. Dans ce contexte, les progrès techniques faits ces dernières années dans le domaine des batteries ainsi que le durcissement des normes écologiques entraînent un regain d'intérêt pour les véhicules hybrides et électriques. La possibilité d'utiliser plusieurs sources de puissance à l'intérieur d'un même véhicule conduit à remettre en question les architectures traditionnelles des véhicules et à étudier des architectures multi-sources. Dans le cadre de cette thèse, nous nous intéressons plus particulièrement aux nouvelles possibilités offertes pour contrôler le patinage des roues. Il s'agit notamment de garantir une bonne motricité du véhicule en toute sécurité. Le contrôle du patinage des roues est divisé en deux prestations ASR\* et MSR† pour lesquelles trois commandes non linéaires linéarisantes sont synthétisées. Ces lois de commande sont comparées à une commande de type PI habituellement utilisée dans l'industrie automobile.

Dans la première partie, un état de l'art des différentes architectures de chaîne cinématique est présenté et plusieurs systèmes de transmission de couple qui les composent sont détaillés. Parmi toutes ces architectures innovantes, celle du véhicule prototype du projet VELROUE est retenue. Ce démonstrateur équipé d'un moteur thermique sur l'essieu avant et de deux moteurs électriques reliés aux roues arrière sera utilisé pour valider expérimentalement les lois de commande développées par la suite. Nous nous intéressons particulièrement au contrôle du patinage des roues arrière de ce véhicule. Dans cette optique, un état-de-l'art des commandes de contrôle du patinage est effectué et deux techniques de contrôle non linéaires sont approfondies, la linéarisation par feedback et la commande par

---

\*. Anti-Slip Regulation

†. Motor Schleppmoment Regelung

platitude. Puis, les cahiers des charges de deux prestations d'anti-patinage du monde automobile sont exposés et trois critères de performance sont décrits afin de comparer les lois de commandes développées dans ce mémoire avec une loi de commande de type PI.

La seconde partie sera consacrée au développement de plusieurs modèles du véhicule pour améliorer la compréhension du système, simuler le comportement du véhicule et synthétiser des lois de commande d'anti-patinage. Le modèle de simulation est adapté d'un modèle de comportement véhicule développé par Renault sous Simulink. Ensuite, un modèle de connaissance à vingt variables d'état nous permet d'améliorer la compréhension du système grâce à l'analyse de sa représentation Bond Graph. Deux modèles, l'un à sept et l'autre à deux variables d'état, sont déduits du modèle de connaissance en vue de la synthèse de lois de commande.

La troisième partie a pour objectif de présenter les lois de commandes développées pour contrôler le patinage des roues arrières du véhicule VELROUE. En premier, une commande de type PI est détaillée afin de servir de référence par la suite. Puis, pour la prestation ASR, la synthèse de lois de commande linéarisantes par feedback et par platitude à partir du modèle de synthèse à sept variables d'état est étudiée. Toujours pour la prestation ASR, deux retours linéarisants et une commande plate sont ensuite développés à partir du modèle véhicule à deux variables d'état. Trois lois de commande similaires sont également exposées pour la prestation MSR. Pour chaque prestation, une stratégie de commande associée aux contrôleurs non linéaires synthétisés dans ce chapitre a pour but d'assurer la sécurité et d'améliorer le confort du conducteur.

Dans la dernière partie, pour chaque prestation de contrôle du patinage, un protocole d'évaluation en simulation et de validation sur véhicule prototype est donné. Les résultats de l'évaluation des lois de commande développées dans le chapitre précédent sont illustrés pour différentes situations de vie. Pour la fonction ASR, nous proposerons également l'analyse d'une campagne d'essais expérimentaux sur le véhicule VELROUE. Pour terminer, nous conduirons une analyse qualitative afin de comparer les résultats des trois lois non linéaires à ceux de la commande de type PI de référence.

Une conclusion générale clos ces travaux et plusieurs perspectives de recherche sont données afin d'approfondir certains points intéressants. Des annexes complètent également les travaux présentés dans ce mémoire de thèse.

## Partie 1

---

# Etat de l'art sur les architectures et systèmes de transmission de couple et les enjeux de leur commande

---

*Une oeuvre totalement dépourvue d'ironie a autant de chances d'être considérée un jour comme de la littérature que le plus convaincant traité d'apologétique chrétien ou de polémique marxiste.*

— DAN SIMMONS  
*Les chiens de l'hiver* (2002)

Pour contrôler le patinage des roues d'un véhicule, il est intéressant d'étudier en premier lieu les possibilités de contrôle offertes par les différentes architectures de transmission et de répartition de couple entre les roues d'un véhicule. Une fois cette étude réalisée et une architecture de transmission choisie, nous ferons un rapide état de l'art des commandes de contrôle du patinage et de quelques techniques de contrôle non linéaires. Enfin, le cahier des charges de la prestation de contrôle du patinage sera détaillé et des critères seront proposés pour comparer les performances des différentes lois de commandes développées dans cette thèse.

## 1.1 Etat de l'art véhicule

Dans un premier temps, nous analyserons les architectures véhicule possibles et les organes qui les composent. Le Bond Graph à mots de la figure 1.1 représente un modèle générique d'architecture. Les éléments qui le composent sont présents dans toutes les architectures possibles. En effet, une voiture est toujours constituée d'un châssis soumis à une force aérodynamique et relié à quatre roues, elles mêmes en contact avec le sol. La chaîne cinématique en pointillé est composée d'un ou plusieurs moteurs qui propagent un couple à certaines ou toutes les roues par le biais des systèmes de transfert de couple qui forment la transmission. Après avoir étudié les systèmes qui composent les différentes architectures de transmission de couple possibles, l'architecture du prototype du projet VELROUE, sur lequel seront testées les commandes de contrôle du patinage, est présentée.

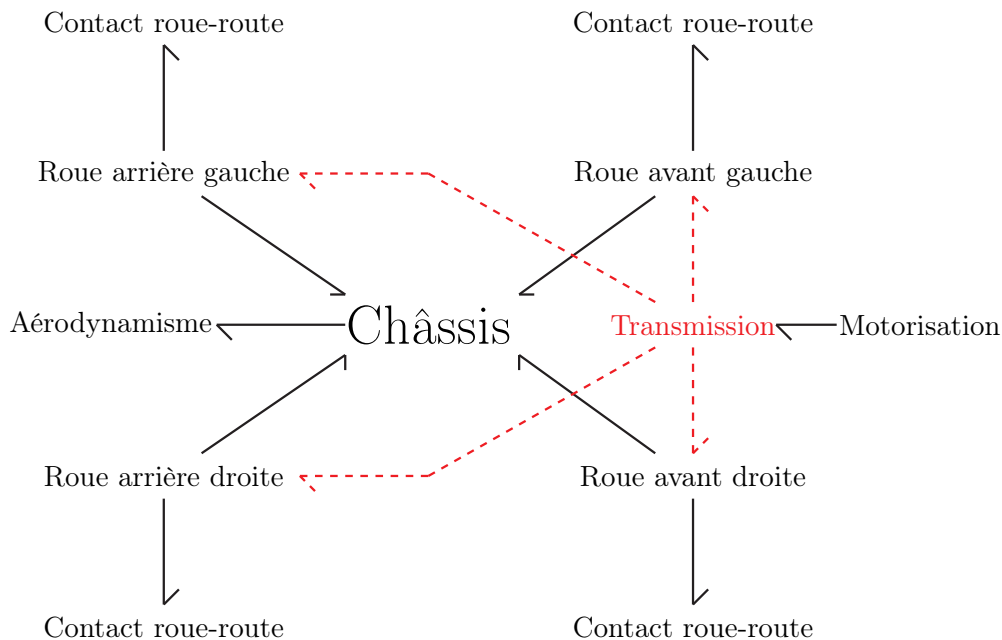


FIGURE 1.1: Bond Graph à mots d'un véhicule générique

L'état de l'art présenté par la suite est le fruit d'une étude de marché réalisée tout au long de la thèse portant sur 287 voitures thermiques électriques ou hybrides réparties sur 51 constructeurs. Cette étude a permis de mettre en avant plus de 40 systèmes de transmission de couple différents implémentés aussi bien sur des véhicules de série que sur des concept cars.

### 1.1.1 Architectures de transmission de couple

Aux débuts de l'automobile, il n'était pas inhabituel d'avoir plusieurs sources de puissance dans un seul véhicule. Puis, avec la généralisation du moteur ther-

mique, toutes les voitures se sont contentées d'une seule source de puissance. Les tentatives des constructeurs pour réduire la consommation et les rejets de CO<sub>2</sub> ont conduit à la création de véhicules hybrides fonctionnant avec plusieurs sources d'énergie (essence, hydrogène, électricité) ce qui entraîne la multiplication des actionneurs au sein d'un même véhicule. Aujourd'hui, les véhicules électriques autorisent l'utilisation de plusieurs moteurs grâce à la taille réduite des machines électriques mais les architectures à trois ou quatre moteurs restent rares. Par exemple, il est envisageable d'utiliser une source de couple par roue. Il est évident que l'utilisation de moteurs thermiques rend certaines des architectures peu attrayantes en terme d'encombrement, de coût et de rendement. La généralisation des moteurs électriques en rend certaines réalisables.

Pour transmettre du couple à deux ou quatre des roues du véhicule, plusieurs architectures sont possibles. Outre les architectures à deux roues motrices classiques qui peuvent être à traction ou à propulsion, nous approfondirons dans cette section les architectures à quatre roues motrices. Certaines de ces architectures peuvent poser plus de difficultés en terme de contrôle des dynamiques des roues que celles à deux roues motrices qui en sont dérivées. Pour passer d'une architecture à quatre roues motrices à une architecture à deux roues motrices, il suffit de ne considérer qu'un seul essieu.

#### 1.1.1.1 Mono-source

Historiquement, cette architecture représentée sur la figure 1.2 est la plus répandue, on la retrouve sur des voitures comme le Koleos de Renault ou le Duster de Dacia. Une source de puissance placée à l'avant ou à l'arrière du véhicule fournit du couple à l'essieu avant pour une traction ou à l'essieu arrière pour une propulsion. Le couple est transmis aux roues de l'essieu grâce à un différentiel. Pour passer du couple à l'autre essieu, l'utilisation d'un coupleur central est nécessaire. Cet organe peut être basé sur plusieurs technologies telles qu'un jeu d'engrenages, un disque de friction ou encore la viscosité d'un fluide.

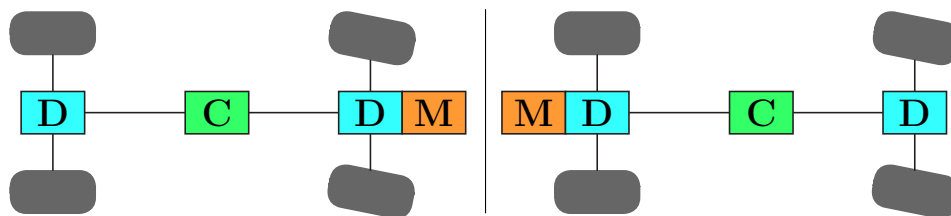


FIGURE 1.2: Architectures à un moteur (M : Moteur, D : Différentiel, C : Coupleur)

### 1.1.1.2 Bi-source

Si l'on compare les chaînes de transmission des véhicules hybrides à partir de l'entrée du différentiel avant (resp. arrière) pour une voiture à traction (resp. propulsion), nous remarquons deux architectures différentes. La première regroupe toutes les sources de puissance soit à l'avant, soit à l'arrière et utilise un système de transmission issu d'une architecture mono-source (cf. 1.1.1.1). La seconde comme le montre la figure 1.3 connecte chaque source de puissance à un essieu. Cette configuration permet de s'affranchir du système de transmission de couple inter-ponds. Cette architecture est utilisée par Lexus pour son 4x4 hybride RX450h ainsi que par Nissan dans son concept car Mixim.

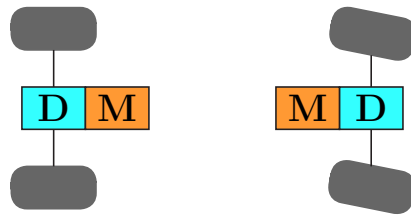


FIGURE 1.3: Architecture à deux moteurs (M : Moteur, D : Différentiel)

### 1.1.1.3 Tri-source

Deux répartitions des sources de puissance sont possibles (fig. 1.4) :

- un moteur relié au différentiel avant, deux moteurs reliés aux roues arrière
- deux moteurs reliés aux roues avant, un moteur relié au différentiel arrière

Le plus souvent la première architecture est préférée car la possibilité de contrôler indépendamment les roues arrière permet un contrôle de trajectoire accru. Renault, en partenariat avec Michelin et l'IFP développe actuellement un démonstrateur équipé d'un moteur thermique à l'avant et de deux moteur-roues à l'arrière dans le cadre du projet VELROUE détaillé dans le paragraphe 1.1.3.

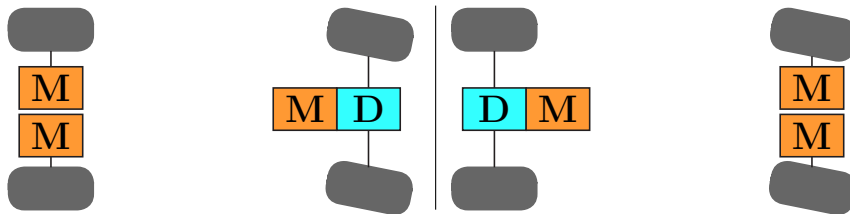


FIGURE 1.4: Architectures à trois moteurs (M : Moteur, D : Différentiel)

#### 1.1.1.4 Quadri-source

L'utilisation de quatre sources de puissance reliées directement aux roues (fig. 1.5) de la voiture représente la solution idéale sur le plan technique en terme de contrôle de motricité. Malheureusement, cet avantage est à contrebalancer avec son coût et son encombrement. Quelques voitures commencent à faire leur apparition avec des moteurs électriques connectés à chaque roue comme la Mercedes SLS E-cell prévue pour 2013 ou quatre moteur-roues comme le concept car d'Audi, E-tron.



FIGURE 1.5: Architecture à quatre moteurs (M : Moteur)

#### 1.1.2 Systèmes de transmission de couple

Généralement les moteurs ne sont pas directement reliés aux roues, même dans le cas de l'architecture à quatre moteurs. Il existe plusieurs systèmes de transmission de couple comme les différentiels qui répartissent le couple d'entrée sur deux axes de sortie tout en autorisant une vitesse de rotation différente ou encore les coupleurs qui transmettent tout ou une partie du couple auquel ils sont soumis. Dans cette section, quelques technologies de différentiels et de coupleurs sont présentés. Cet état de l'art est complété dans l'annexe A.

Certains systèmes de transmission permettent de piloter la quantité de couple qu'ils transmettent ce qui peut être intéressant pour commander le patinage des roues en contrôlant la répartition de couple entre les roues. Une transmission utilisant de tels systèmes est dite active par opposition aux transmissions passives qui ne peuvent être commandées. Les transmissions assistées sont quant à elles reliées à différents calculateurs du véhicule comme l'ABS ou l'ESC ce qui leur permet de moduler la quantité de couple transmis en fonction de l'état du véhicule.

Si le système de transmission est tout le temps utilisé, on parle de transmission permanente. Dans certaines conditions de roulage, il n'est pas nécessaire de transmettre du couple à certaines roues ce qui n'est pas possible avec une transmission permanente. Il est alors possible d'utiliser une transmission semi-permanente qui est par conséquent moins énergivore qu'une transmission permanente. Des systèmes de transmission enclenchables qui permettent de relier mécaniquement deux axes existent également.

### 1.1.2.1 Différentiels

Le différentiel [33] est un mécanisme de transmission permanente passif. Il a été inventé en 1827 par Onésiphore Pecqueur, un ingénieur mécanicien français. Ce système, composé d'engrenages, a été créé pour permettre aux roues droite et gauche d'un même essieu de tourner à des vitesses différentes en virage. En effet, lorsqu'il y a roulement sans glissement, la roue intérieure ne tourne pas à la même vitesse que la roue extérieure comme montré sur la figure 1.6. Les différentiels

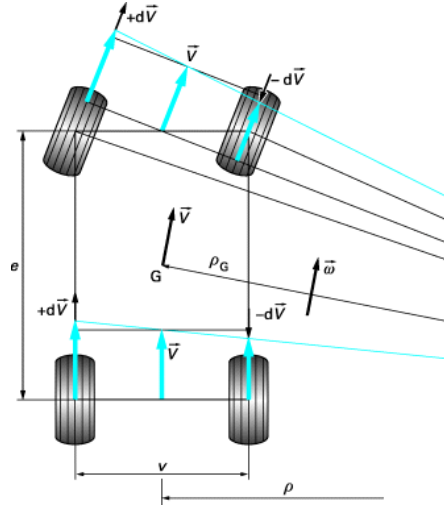


FIGURE 1.6: Epure de Janteaud

peuvent être réalisés grâce à l'utilisation de pignons coniques (fig. 1.7) ou par le biais d'un train épicycloïdal (fig. 1.8). Dans un différentiel à pignons coniques, l'arbre de transmission fait tourner la coquille du différentiel ce qui entraîne les satellites autour de l'axe composé des demi-arbres. Quand la vitesse des roues est identique, les satellites ne tournent pas autour de leur axe et l'ensemble demi-arbres et coquille tourne à la même vitesse. Lorsqu'un glissement apparaît entre les deux roues, les satellites entrent en rotation autour de leur axe afin d'autoriser la différence de vitesse entre les roues droite et gauche.

L'une des propriétés essentielles d'un différentiel simple est que la somme des couples de sortie est égale au couple appliqué en entrée (au rapport de réduction près). Comme le satellite est en équilibre sur les deux planétaires de sortie, les efforts tangentiels sont forcément égaux. Dans le cas d'un différentiel idéal, c'est-à-dire sans perte, sans raideur et en négligeant l'effet inertiel, si les rayons des planétaires sont égaux, les couples de sortie le sont aussi. D'où les relations suivantes :

$$T_{entree} = \frac{T_{droite}}{2} + \frac{T_{gauche}}{2} \quad (1.1)$$

$$T_{droite} = T_{gauche} = \frac{T_{entree}}{2} \quad (1.2)$$



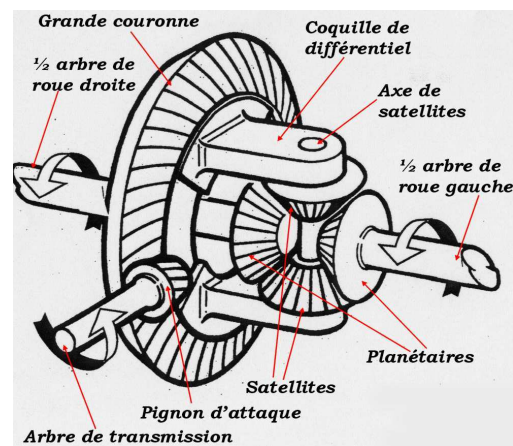


FIGURE 1.7: Différentiel simple à train conique

Dans un différentiel à train épicycloïdal, l'axe moteur entraîne la couronne et les demi-arbres sont reliés au planétaire et au porte-satellite. Quand la vitesse des roues est identique, les satellites ne tournent pas autour de leur axe et l'ensemble porte-satellite et planétaire tourne à la même vitesse. Lorsqu'un glissement apparaît entre les deux roues, les satellites entrent en rotation autour de leur axe afin d'autoriser la différence de vitesse entre les roues droite et gauche.

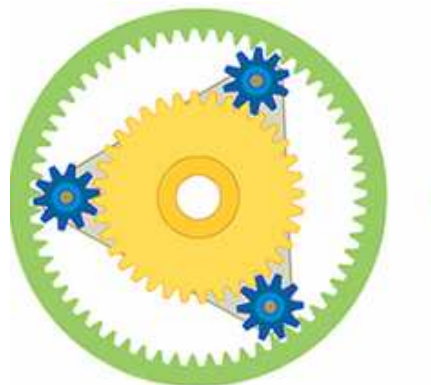


FIGURE 1.8: Différentiel simple à train épicycloïdal

L'équation (1.2) explique un inconvénient majeur du différentiel simple. Celui-ci ne peut transmettre que le couple maximum admissible par l'une des deux roues. Sur un véhicule à deux roues motrices, quand une roue perd de l'adhérence, à cause de la boue ou d'une plaque de verglas, la voiture n'avance plus alors que l'autre roue a un potentiel de traction élevé. Il existe des différentiels qui pallient ce problème, les différentiels à glissement limité.

Les différentiels à glissement limité par frottement sont basés sur le même principe que les différentiels simples. Pour résoudre le problème posé par l'équa-

tion (1.2), des disques de friction sont ajoutés entre les planétaires et le boîtier. Lorsqu'une roue patine, le planétaire tourne plus vite que le boîtier. Les disques de frictions vont transmettre un couple résistant au planétaire le plus rapide ce qui va augmenter le couple transmis sur l'autre roue. Cette solution technique résout le problème de traction précédemment expliqué mais elle modifie le comportement du véhicule.

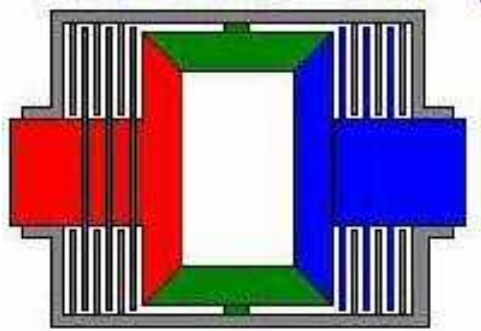


FIGURE 1.9: Différentiel à glissement limité par friction

Il existe également des différentiels auto-bloquants, comme par exemple le différentiel Torsen présenté en annexe A.1, qui se bloquent dès qu'une roue perd son adhérence afin de forcer les deux roues de l'essieu à tourner à la même vitesse.

### 1.1.2.2 Coupleurs

#### Embrayage

L'embrayage est un mécanisme de transmission semi-permanente qui peut être passif ou actif selon la commande utilisée. Une came ressert des disques de friction attachés aux deux axes à coupler. Le couple est transmis grâce aux frottements entre les disques des deux axes. L'embrayage peut être commandé de manière passive, grâce à des ressorts par exemple, ou de manière active, par une action mécanique, hydraulique, pneumatique, électromagnétique, électro-hydraulique, ... De nombreux systèmes de transmission commerciaux sont basés sur un ou plusieurs embrayages comme Haldex, xDrive ou ETC présentés en annexe A.2, A.3 et A.5.

#### Crabot

Le crabot est un mécanisme de transmission enclenchable qui consiste à relier mécaniquement les deux axes à coupler. Le couple appliqué à l'un des arbres est alors intégralement transmis au second. Historiquement, cette solution technique obligeait le conducteur à être à l'arrêt pour enclencher le crabot, aujourd'hui des solutions existent pour craboter deux axes en rotation. Ce système est présent

aussi bien en tant que coupleur central pour relier les essieux avant et arrière que dans les différentiels où il bloque le boîtier et un demi-axe pour forcer une répartition égale à droite et à gauche. Il est impossible de tourner sur route sèche lorsqu'un crabot réalise le transfert de couple entre les deux essieux car la vitesse longitudinale des roues avant est inférieure à celle des roues arrières et, à cause du crabot, les roues arrières poussent les roues avant directrices ce qui empêche tout changement de direction.

### Viscocoupleur

Le viscocoupleur (fig. 1.10) est un coupleur à glissement limité par vitesse. Cette transmission semi-permanente passive utilise la viscosité d'un fluide (huile siliconée par exemple) pour transmettre du couple. Un des deux axes du viscocoupleur est relié au boîtier auquel sont attachés des disques troués. Quand les deux axes tournent à des vitesses différentes, les disques cisailent le fluide grâce aux trous de formes différentes ce qui crée un couple résistant et fait chauffer le fluide. Celui-ci se dilate alors, ce qui augmente encore les forces de cisaillement. Si le glissement entre les deux axes persiste, les disques se rapprochent du fait de la dilatation du fluide et se bloquent. Ce système présente deux inconvénients majeurs. La rotation des disques dans l'huile du viscocoupleur entraîne une perte d'énergie due aux frottements ce qui réduit le rendement de la transmission et augmente la consommation énergétique du véhicule. De plus, lorsque le viscocoupleur se bloque, l'huile met un certain temps avant de refroidir suffisamment pour désenclencher la transmission de couple.

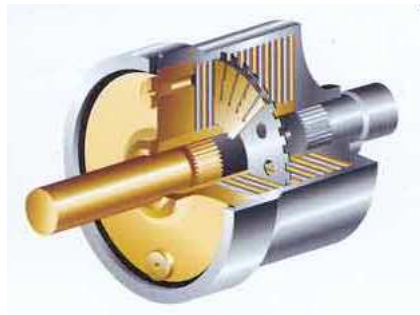


FIGURE 1.10: Viscocoupleur

### Coupleur hydraulique

Le coupleur hydraulique est un élément de transmission semi-permanente passif souvent utilisé dans les boîtes de vitesse automatique. La rotation de l'axe moteur relié à la pompe en 1 sur la figure 1.11 entraîne un mouvement d'huile causé par la force centrifuge. L'huile vient pousser sur les aubes de la turbine qui est

reliée à l'axe de sortie. Ce système quoique encombrant, permet de transmettre l'intégralité du couple moteur.

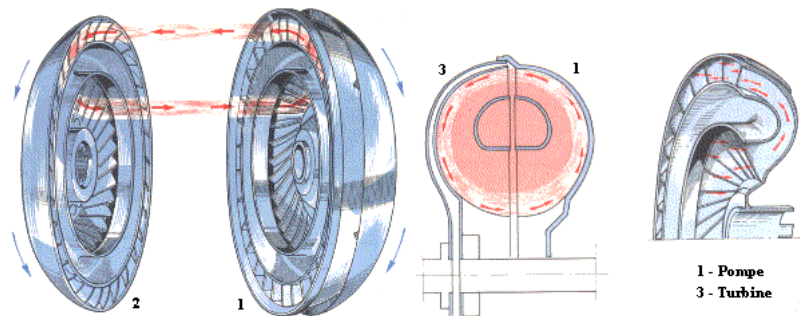


FIGURE 1.11: Coupleur hydraulique

Le convertisseur hydrocinétique aussi appelé convertisseur de couple est une amélioration du coupleur hydraulique. Le stator en 2 sur la figure 1.12 modifie la trajectoire de l'huile qui attaque plus directement le rotor. Le couple maximum transmis devient supérieur au couple en entrée contrairement à la vitesse afin de garder une puissance transmise égale à celle en entrée.

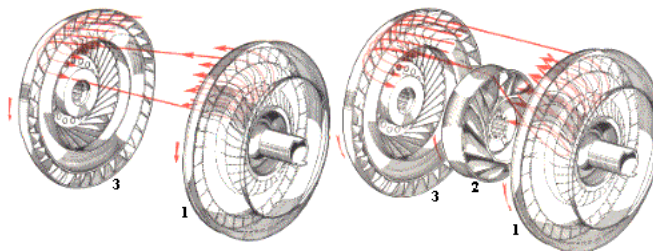


FIGURE 1.12: Convertisseur hydrocinétique

### 1.1.2.3 Conclusion

Dans cette section, plusieurs façons de transmettre du couple aux différentes roues ont été montrés. Les différentiels et les coupleurs sont des solutions intéressantes pour des architectures mono-source mais ces systèmes induisent très souvent des pertes ou des limitations en terme de fonctionnement. La motorisation multiple (2, 3 ou 4 moteurs) constitue la solution la plus flexible c'est pourquoi, le démonstrateur du projet VELROUE présenté par la suite a été choisi.

### 1.1.3 Présentation du démonstrateur VELROUE

VELROUE est un projet collaboratif subventionné par l'ADEME qui réunit RENAULT, MICHELIN et l'IFP. VELROUE a pour but de tester un concept

de véhicule utilitaire bi-mode grâce à un démonstrateur (fig. 1.13). Ce véhicule utilitaire léger basé sur un Renault Kangoo est équipé d'un moteur thermique pour l'entraînement du train avant et de deux moteurs électriques de technologie MICHELIN permettant d'ajouter un degré de motricité sur chacune des roues arrière. Les moteurs MICHELIN sont des moteurs synchrones triphasés à aimants permanents de 22kW. Ceux-ci sont reliés aux roues par l'intermédiaire d'un réducteur de ratio 16.5. Le démonstrateur VELROUE est donc un véhicule hybride parallèle par les roues. En effet, il n'y a pas de transfert d'énergie direct entre le moteur thermique et les moteurs électriques qui sont alimentés par une batterie. Un interrupteur permet au conducteur de choisir entre le mode de traction thermique et celui de propulsion électrique. En mode traction thermique, les moteurs électriques peuvent s'activer dans certains cas spécifiques par exemple au démarrage ou pour optimiser les points de fonctionnement du moteur thermique. Le mode propulsion électrique est actif jusqu'à 90km/h. Au-delà de cette vitesse, les moteurs électriques se désolidarisent des roues grâce à des crabots pilotés. La batterie peut être rechargée soit en la branchant sur le réseau électrique conventionnel, soit lors des phases de lever de pied. Pendant ces phases, les moteurs électriques fonctionnent en mode génératrice et appliquent un couple négatif également appelé régénératif ou récupératif aux roues arrières. L'amplitude de ce couple est déterminée par la loi de gestion de l'énergie en fonction de la vitesse du conducteur.

Projet Vel'roue : véhicule bi-mode à moteur roue  
Dual mode vehicle with in-wheel motor

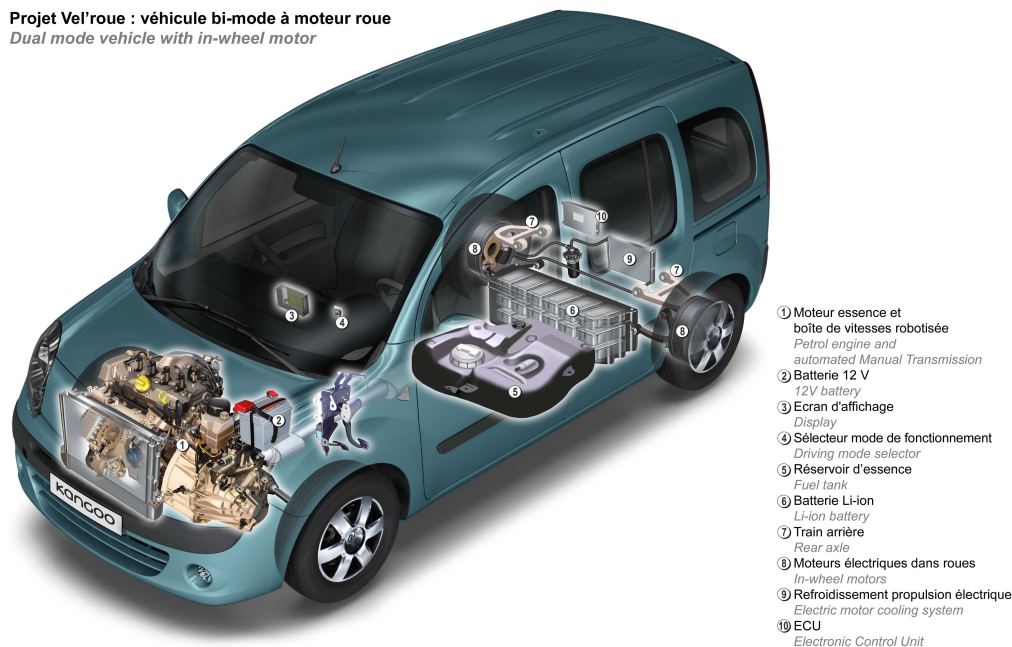


FIGURE 1.13: Démonstrateur VELROUE

## 1.2 Etat de l'art des commandes

Dans cette section, un panorama des lois de commande existantes pour contrôler le patinage est présenté. Puis, deux concepts de commande non-linéaires, la linéarisation par feedback et la platitude sont détaillés. Ces différents états de l'art sont réalisés en vue de la synthèse de commandes de contrôle du patinage qui sera présentée par la suite dans ce mémoire.

### 1.2.1 Contrôle du patinage

Le contrôle du patinage est un sujet de recherche largement étudié dans le domaine du contrôle des véhicules. Historiquement, l'ASR et l'ABS\* sont les prestations les plus étudiées. L'ASR traite du patinage positif, c'est à dire que la vitesse périphérique de la roue est supérieure à celle du véhicule à cause d'une sollicitation de la roue supérieure au potentiel de transmission des efforts vers la route. Ce patinage peut être causé soit par un couple moteur important ou par une baisse du potentiel d'adhérence longitudinal de la roue.

L'ABS considère le patinage négatif pendant les phases de freinage pour éviter le blocage des roues afin de permettre au conducteur de garder le contrôle sur la dirigeabilité du véhicule. L'ABS commande la pression dans le circuit de freinage afin de contrôler le couple de freinage appliqué à la roue.

Le développement des véhicules électriques et hybrides ont provoqué un regain d'intérêt pour l'étude du contrôle du patinage. Les moteurs électriques ont l'avantage d'être précis et rapides et de faciliter la mesure du couple généré. Leur taille réduite autorise également l'utilisation de plusieurs moteurs au sein d'un seul véhicule ce qui peut permettre un contrôle indépendant des roues. La possibilité de fonctionner en génératrice et donc d'appliquer un couple négatif conduit à étudier une prestation de contrôle du glissement négatif qui contrôle le moteur électrique au lieu du système de freinage à l'instar de l'ABS. Sur les véhicules équipés d'un moteur thermique, un système similaire nommé MSR empêche le couple résistant du moteur de bloquer les roues lors d'une forte décélération, le plus souvent lors de la descente d'un rapport de la boîte de vitesse.

Dans la littérature, certaines études proposent de contrôler des moteurs électriques à bas niveau comme [41] qui étudie l'ASR sur un véhicule équipé de moteur-roue. L'auteur met en place un observateur de la force électromotrice du moteur afin d'alimenter une boucle correctrice sur le courant d'alimentation du moteur. Cette solution ne nécessite pas de capteur de vitesse de roue. [65] étudie un véhicule équipé d'un moteur électrique synchrone à aimants permanent. Il

---

\*. AntiBlockierSystem

contrôle le courant d'alimentation du moteur à l'aide d'un contrôleur basé sur la technique du backstepping grâce à l'estimation de différents paramètres permettant de calculer les forces de friction du système.

Dans notre cas, les moteurs électriques du prototype VELROUE sont commandables en couple uniquement, ce qui correspond à une commande dite haut niveau. Pour ce type de contrôle, [62] met en place une commande linéaire pour réaliser une prestation ASR. L'auteur commande le couple de consigne d'un moteur électrique grâce à un PID alimenté par la différence entre le pseudo-glissement désiré et le pseudo-glissement mesuré. Le pseudo-glissement désiré est estimé en temps réel à partir de l'évolution de la force de contact entre la roue et la route afin de transmettre le maximum d'effort à la route. La force de contact roue-route est obtenue à l'aide d'un dérivateur en temps réel de la vitesse de rotation de la roue à contrôler et du modèle véhicule présenté par la suite (2.32).

Différentes techniques de commande linéaire sont utilisées dans la littérature pour contrôler le couple appliqué aux roues. [56] utilise la technique de contrôle par modèle interne pour réaliser les prestations d'ASR et de MSR sur un véhicule électrique. Un modèle du véhicule calcule la vitesse de rotation prévisible d'une roue et la compare avec sa valeur mesurée afin d'adapter le couple moteur. [64] utilise la même technique mais en plus, il calcule le couple maximum transmissible pour commander le couple moteur. L'inconvénient majeur d'un contrôleur par modèle interne réside dans la justesse du modèle de référence de laquelle dépend la validité de la commande calculée.

Plusieurs études portent sur le contrôle du patinage avec une commande non linéaire. [21], [10] et [47] synthétisent des commandes par mode glissant d'ordre un. [21] développe les prestations ABS et ASR pour un véhicule sur rail. La surface de glissement de la loi de commande est définie par la différence absolue entre les pseudo-glissements désiré et mesuré. Cette commande est robuste malgré les imprécisions de modèle et les perturbations, mais des oscillations apparaissent à cause de l'opérateur de signe introduit par l'ordre un. L'ajout d'un filtre passe-bas permet de réduire l'amplitude de ces oscillations mais il ajoute également un temps de retard. [10] applique la commande développée dans l'article précédent sur un véhicule en utilisant un modèle de contact roue-route basé sur LuGre. [47] applique cette commande à un véhicule électrique pour réaliser la prestation ASR. La surface de glissement utilisée est définie par la différence entre les pseudo-glissements désiré et mesuré. Ce contrôleur est alimenté par un observateur de la force de contact roue-route qui utilise un dérivateur temps réel et par un estimateur de la vitesse véhicule basé sur la logique floue, le pseudo-glissement désiré est quant à lui fixé au préalable. [3] développe une commande par mode

glissant du second ordre pour les fonctions ASR et ABS qui tient compte de la motricité apportée par les deux essieux du véhicule. Ce contrôleur est couplé à un observateur par mode glissant du coefficient d'adhérence de la route. Le pseudo-glissement désiré est calculé en temps réel à partir d'une représentation de Pacejka du contact entre la roue et la route.

[15] introduit une commande par logique floue afin de réaliser la prestation ABS. Cette commande est basée sur la différence entre les pseudo-glissements désiré et mesuré et la dérivée du pseudo-glissement désiré. L'auteur présente également un algorithme génétique pour déterminer en temps réel les nombreux paramètres de mise au point que nécessite la commande par logique floue.

[15] compare le contrôleur par logique floue avec et sans l'algorithme génétique à une commande par retour linéarisant. [46] utilise aussi un retour linéarisant mais cette fois-ci pour réaliser la prestation ASR. Dans cette étude, les paramètres nécessaires au calcul du couple moteur à appliquer sont calculés par un estimateur adaptatif. Ce contrôleur a été développé pour des véhicules avec un seul essieu moteur.

[27] implémente une commande ASR et MSR hybride pour les véhicules électriques. La commande plate utilisée est uniquement valide sous condition de roulement sans glissement c'est pourquoi, lorsque le pseudo-glissement devient supérieur à une valeur seuil, une commande par mode glissant d'ordre 1 est appliquée. La surface de cette commande repose un coefficient d'adhérence maximum estimé grâce au concept de raideur de freinage étendue tiré de [24] en fonction du type de route rencontré. Lorsque cette surface est nulle, le maximum d'effort transmissible à la route est atteint. Une commande plate est également développée dans [40] et [45] afin de contrôler les dynamiques longitudinales et latérales d'un véhicule. Les trajectoires de référence sont issues de mesure expérimentales et elles ne tiennent pas compte du niveau de glissement des roues.

### 1.2.2 Commandes non linéaires : linéarisation entrées-sorties par feedback

La linéarisation par feedback consiste à trouver un retour de sortie permettant de transformer un système non linéaire en un système équivalent mais linéaire. Cette approche peut être utilisée soit pour linéariser l'ensemble du système, on parle alors de « full linearization », soit pour linéariser la relation entre les entrées et les sorties, les équations d'état peuvent alors être seulement partiellement linéarisées. Dans notre cas, nous nous intéressons plus particulièrement à la linéarisation entrées-sorties. Dans cette section, nous rappellerons les notions de degré relatif, de dynamique résiduelle et une méthodologie de synthèse de commande



de linéarisation entrées-sorties par feedback. Ce sujet a été traité en profondeur par Isidori et Khalil dans [34] et [36].

Par la suite, on considère le système SISO défini par :

$$\dot{x} = f(x) + g(x)u \quad (1.3)$$

$$y = h(x) \quad (1.4)$$

ou les champs de vecteur  $f : D \rightarrow R^n$ ,  $g : D \rightarrow R^n$  et la fonction  $h$  sont  $C^\infty$  dans  $D \subset \mathbb{R}^n$ . La définition 1 du degré relatif  $\rho$  indique que cet indice caractéristique est le plus petit entier strictement positif tel que  $L_g L_f^{\rho-1} h(x) \neq 0$  ou  $L_f h(x) = \frac{\partial h}{\partial x} f(x)$  est appelée dérivée de Lie de  $h$  par rapport à  $f$ . Le degré relatif  $\rho$  correspond donc au plus petit nombre d'intégrateurs qui relie la sortie  $y$  à l'entrée  $u$ . Cet aspect structurel correspond à la longueur minimale du chemin entre l'entrée et la sortie lors de l'étude des systèmes par Bond Graph.

**Définition 1** (Degré relatif pour un système SISO). *Le système non linéaire (1.3) (1.4) a un degré relatif  $\rho$ ,  $1 \leq \rho \leq n$  dans une région  $D_0 \subset D$  si*

$$L_g L_f^{i-1} h(x) = 0, \quad i = 1, 2, \dots, \rho - 1; \quad L_g L_f^{\rho-1} h(x) \neq 0 \quad (1.5)$$

pour tout  $x \in D_0$

**Définition 2** (Degré relatif pour un système MIMO). *Soit le système MIMO défini par :*

$$\begin{cases} \dot{x} = f(x) + \sum_i 1m g_i(x) u_i \\ y_i = h_i(x) \end{cases} \quad (1.6)$$

ou les champs de vecteur  $f : D \rightarrow R^n$ ,  $g_i : D \rightarrow R^n$  et les fonctions  $h_i$  sont  $C^\infty$  dans  $D \subset \mathbb{R}^n$ . Les sorties  $y_i$  de ce système non linéaire ont chacune un degré relatif  $\rho_i$ ,  $1 \leq \rho \leq n$  dans une région  $D_0 \subset D$  si

$$L_{g_i} L_f^{j-1} h_i(x) = 0, \quad j = 1, 2, \dots, \rho - 1; \quad L_{g_i} L_f^{\rho-1} h_i(x) \neq 0 \quad (1.7)$$

pour tout  $x \in D_0$

Si le système SISO considéré a un degré relatif  $\rho$  alors on obtient l'équation suivante

$$y^{(\rho)} = L_f^\rho h(x) + L_g L_f^{\rho-1} h(x) u \quad (1.8)$$

Ceci montre que le système est linéarisable au sens entrée-sortie puisque le bouclage

$$u = \frac{1}{L_g L_f^{\rho-1} h(x)} \left[ -L_f^\rho h(x) + v \right] \quad (1.9)$$

réduit la relation entre l'entrée et la sortie à l'équation

$$y^{(\rho)} = v \quad (1.10)$$

L'équation (1.9) montre bien que ce retour linéarisant n'est défini que si  $L_g L_f^{\rho-1} h(x) \neq 0$ . Si  $\rho$  est inférieur à l'ordre du système  $n$  alors seule la partie linéarisée du système est commandable et son point d'équilibre est stabilisable par retour d'état par exemple. Il reste une dynamique résiduelle non linéaire d'ordre  $n - \rho$  qui n'est pas observable. Il faut donc s'assurer de la stabilité globale du point d'équilibre de cette dynamique à l'aide d'outils comme la méthode de Lyapunov, la dynamique des zéros [34] ou encore la méthode ISS<sup>†</sup> [58].

En résumé, la linéarisation entrée-sortie par feedback permet d'avoir une fonction de transfert linéaire facilement stabilisable. Cette linéarisation autorise l'utilisation de toutes les techniques de synthèse de commandes des systèmes linéaires pour fixer le comportement entrée-sortie adéquat. En contrepartie, la portion du système non contrôlée est rendue inobservable ce qui oblige à étudier sa stabilité globale.

### 1.2.3 Commandes non linéaires : platitude

Le concept de platitude a été introduit par Fliess et al en 1992 comme une extension non linéaire de la commandabilité selon Kalman [22] [42]. En ajoutant un feedback endogène, un système plat est équivalent à un système linéaire. La platitude et la « full » linéarisation sont conceptuellement assez proches même si la mise en oeuvre est différente. Pour un système monovisible, la platitude est équivalente à une « full » linéarisation par bouclage statique et pour un système multivariable, à une « full » linéarisation par bouclage dynamique endogène. D'après la définition 3 tirée de [23], un système est plat s'il existe un vecteur de sortie  $y$  dit plat tel que les états et les entrées s'expriment à partir de  $y$  et de ses dérivées successives. Par conséquent, si une trajectoire de référence est imposée à une sortie plate, il est possible de déduire les trajectoires correspondantes de toutes les variables du système  $x$  et  $u$  sans avoir à résoudre les équations différentielles du système. Les systèmes plats qu'ils soient linéaires ou non sont donc commandables.

**Définition 3** (Platitude). *Le système défini par  $\dot{x} = f(x, u)$ ,  $x \in \mathbb{R}^n$ ,  $u \in \mathbb{R}^m$  est plat s'il existe une application  $h : \mathbb{R}^n \times (\mathbb{R}^m)^{r+1} \rightarrow \mathbb{R}^m$ , une application*

---

†. ISS : Input to State Stability

$\eta : (\mathbb{R})^r \rightarrow \mathbb{R}^n$  et une application  $\xi : (\mathbb{R}^m)^{r+1} \rightarrow \mathbb{R}^m$ , telles qu'on puisse écrire :

$$y = h(x, u, \dot{u}, \dots, u^{(r)}) \quad (1.11)$$

$$x = \eta(y, \dot{y}, \dots, y^{(r-1)}) \quad (1.12)$$

$$u = \xi(y, \dot{y}, \dots, y^{(r-1)}, y^{(r)}) \quad (1.13)$$

Pour synthétiser une commande basée sur le concept de platitude, il est nécessaire en premier lieu de déterminer une sortie plate ou un vecteur de sortie plat. La notion de platitude est envisageable uniquement pour les systèmes carrés, il faut donc trouver autant de sorties plates que d'entrées de commande. On peut distinguer deux types de sorties plates et nous parlerons par la suite de sortie plate structurelle et de sortie plate analytique. Les premières correspondent directement à un état du système, on dit aussi qu'elles sont explicites. Les sorties plates analytiques sont une combinaison d'états d'un système déterminées mathématiquement. En dehors des systèmes linéaires, il n'existe pas aujourd'hui de méthode générale de synthèse de sortie plate analytique mais uniquement des procédures pour des cas particuliers.

Les sorties plates ont souvent une signification physique et énergétique ce qui se rapproche de la méthodologie Bond Graph. Plusieurs travaux ont d'ailleurs été réalisés pour améliorer la compréhension du concept de platitude en utilisant les Bond Graph. [55] a présenté une méthode pour vérifier la platitude d'un système quand une sortie plate structurelle a été identifiée ce qui permet de dériver de cette analyse la loi de commande en boucle ouverte. [2] a développé des outils pour étudier la propriété de platitude des systèmes sur les Bond Graph. Certains de ces outils sont présentés par la suite. Ils seront utilisés pour analyser la structure des Bond Graph et identifier entre autres des sorties plates structurelles.

**Définition 4** (Ordre d'un Bond Graph). *L'ordre d'un modèle Bond Graph est égal au nombre d'éléments de stockage d'énergie en causalité intégrale lorsque le modèle est en causalité préférentiellement intégrale. Il est égal au nombre de variables d'état statiquement indépendantes.*

**Définition 5** (Chemin causal). *Sur un Bond Graph causal, un chemin causal relie deux variables conformément à la causalité du modèle.*

**Définition 6** (Longueur d'un chemin causal). *Sur un modèle Bond Graph causal, la longueur d'un chemin causal entre deux variables est égale au nombre d'intégrateurs ou d'éléments de stockage d'énergie en causalité intégrale rencontrés le long de ce chemin.*

**Remarque.** *Des singularités peuvent réduire la longueur d'un chemin causal à cause de la relation caractéristique d'un phénomène par exemple.*

**Lemme 1** (Identification de sortie plate structurelle pour un système SISO). *Dans le cas d'un système non linéaire mono-entrée, une variable de puissance modélisée par un détecteur est une sortie structurellement plate si la longueur du plus court chemin causal entre cette variable et la source d'entrée est égale à l'ordre du modèle.*

La condition nécessaire et suffisante énoncée par ce lemme est équivalente pour un système SISO à un degré relatif  $\rho$  (Définition 1) égal à l'ordre du système  $n$ .

**Lemme 2** (Identification d'un vecteur de sortie plat structurel pour un système MIMO). *Dans le cas d'un système non linéaire à  $n$  entrées, un vecteur de  $n$  sorties est un vecteur de sortie structurellement plat si :*

- *la somme des longueurs des plus courts chemins causaux entre les sources (entrées) et les variables de puissance constituant le vecteur de sortie matérialisées par des détecteurs est égale à l'ordre du modèle*
- *et, si ces chemins causaux sont disjoints.*

Si la somme des degrés relatifs  $\rho_i$  (Définition 2) associés aux sorties d'un système MIMO est égale à l'ordre du système  $n$ , alors une condition nécessaire de platitude est vérifiée mais elle n'est pas suffisante. Il faut également que le système soit inversible ce qui peut être prouvé soit par le biais de la matrice de découplage  $\Delta(x)$  comme montré par la suite ou à l'aide de la notion de bicausalité utilisée dans la représentation par Bond Graph.

Cette notion a été introduite par Gawthrop en 1995 dans [52] afin de traiter des systèmes avec des motifs entrée-sortie non conventionnels. Dans les modèles Bond Graph bicausaux, la barre de causalité est coupée en deux ce qui découple les causalités de l'effort et du flux. Le système inverse est défini comme un nouveau système qui en reproduisant les sorties du système initial comme des entrées se comporte exactement comme les entrées du système original à ses sorties. Il est donc uniquement question d'inversion partielle ou non du système en fonction des paires d'entrée-sortie. Pour construire le modèle Bond Graph du système inverse [53], on remplace les détecteurs représentant les sorties par des doubles sources d'effort et de flux et les sources représentant les entrées par des doubles détecteurs. Ces éléments modifiant la causalité des liens du Bond Graph, il est nécessaire de propager la bicausalité afin que les règles de modélisation par Bond Graph soient respectées. Richard propose dans [55] une méthode générale pour analyser la platitude d'un système à l'aide des Bond Graph et du concept de bicausalité dont est tirée la propriété 1.

**Propriété 1.** *Si l'ordre du modèle du système inverse est nul alors le système de départ est plat.*

Si l'ordre du Bond Graph du système inverse est nul alors tous les éléments de stockage qui apparaissent en causalité intégrale dans le BGCPI<sup>‡</sup> du système de départ sont en causalité dérivée. Dans ce cas, l'ensemble du système est inversé et donc la propriété de platitude est vérifiée.

Une fois qu'un vecteur de sortie plat est identifié, il suffit d'appliquer la méthodologie suivante pour synthétiser une commande plate en boucle ouverte. On considère le système sous la forme 1.14.

$$\begin{cases} \dot{x} = f(x) + \Sigma i = 1mg_i(x)u_i \\ y_i = h_i(x) \end{cases} \quad (1.14)$$

Tout d'abord, on cherche une commande de la forme  $u = \alpha(x) + \beta(x)v$  qui linéarise le système au sens entrée-sortie.

$$\begin{cases} \beta(x) = \Delta^{-1}(x) \\ \alpha(x) = -\Delta^{-1}(x) \cdot \begin{bmatrix} L_f^{\rho_1} h_1 \\ L_f^{\rho_2} h_2 \\ \vdots \\ L_f^{\rho_m} h_m \end{bmatrix} \end{cases} \quad (1.15)$$

Pour que ce système soit découplable et linéarisable, il faut que la matrice de découplage  $\Delta(x)$  (1.16) soit inversible (au moins localement).

$$\Delta(x) = \begin{bmatrix} L_{g_1} L_f^{\rho_1-1} h_1 & L_{g_2} L_f^{\rho_1-1} h_1 & \cdots & L_{g_m} L_f^{\rho_1-1} h_1 \\ L_{g_1} L_f^{\rho_2-1} h_2 & L_{g_2} L_f^{\rho_2-1} h_2 & \cdots & L_{g_m} L_f^{\rho_2-1} h_2 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ L_{g_1} L_f^{\rho_m-1} h_m & L_{g_2} L_f^{\rho_m-1} h_m & \cdots & L_{g_m} L_f^{\rho_m-1} h_m \end{bmatrix} \quad (1.16)$$

Une fois cette condition vérifiée, on exprime la commande  $u$  en fonction de la sortie plate et de ses dérivées successives grâce à la propriété de platitude du système. Le système précédé de la commande en boucle ouverte possède alors une matrice de transfert  $H(s)$ . Le système ainsi obtenu est évidemment stabilisable.

$$H(s) = \begin{bmatrix} \frac{1}{s^{\rho_1}} & 0 & \cdots & 0 \\ 0 & \frac{1}{s^{\rho_2}} & \cdots & 0 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & \cdots & \frac{1}{s^{\rho_m}} \end{bmatrix} \quad (1.17)$$

La commande basée sur le concept de platitude présentée dans cette section est semblable à une « full » linéarisation. Elle linéarise et découple le système au

‡. Bond Graph en Causalité Préférentielle Intégrale

sens entrée-sortie et permet de commander toutes les dynamiques du système. Il n'y a donc aucune preuve de stabilité interne à apporter contrairement à une commande par feedback linéarisant partiel. La propriété de platitude fournit une solution particulièrement simple au problème de suivi de trajectoire. Par contre, l'identification de sorties plates reste un problème ouvert qui est intéressant à étudier sur les Bond Graph. Si la sortie plate trouvée est différente de celle que l'on veut contrôler, il est nécessaire de déplacer le cahier des charges sur la nouvelle sortie ce qui peut s'avérer épineux.

### 1.3 Cahier des Charges et critères de performance

Le véhicule VELROUE est entraîné par un moteur thermique sur l'essieu avant et deux moteurs électriques reliés aux roues arrière. L'objectif des lois de commande développées par la suite est de contrôler le patinage des roues arrière causé par un couple à la roue trop important par rapport à l'état de la route. Cette demande de couple provient soit du conducteur pour un couple moteur, soit de la loi de gestion de l'énergie pour un couple régénératif. Dans le cadre de cette thèse, nous ne nous intéresserons pas aux problèmes de blocage et dans une moindre mesure, de patinage, posés par le système de freinage. Le glissement des roues arrière peut être représenté par le pseudo-glissement  $\lambda_2$  qui correspond au taux de glissement des roues par rapport à la vitesse du véhicule ou à la vitesse de la roue.

Dans l'automobile, les fonctions ASR, MSR et ABS ont toutes les trois pour but de contrôler le patinage des roues. L'ABS évite le blocage des roues causé par un couple de freinage trop important en réduisant la pression dans le circuit de frein. Les fonctions ASR et MSR contrôlent le couple fournit par la chaîne de transmission respectivement dès que les roues patinent et dès que les roues glissent. Nous nous concentrons sur le contrôle des moteurs électriques, donc seules les fonctions ASR et MSR seront investiguées.

Dans les sections suivantes, le cahier des charges des fonctions ASR et MSR est présenté puis, trois critères sont établis afin de comparer les performances des différents contrôleurs synthétisés.

#### 1.3.1 Cahier des Charges ASR

La fonction ASR contrôle le patinage des roues sous couple positif. Un niveau de glissement désiré noté  $\lambda_2^*$  est défini afin d'assurer le décollage du véhicule et le maintien de sa motricité dans des conditions de roulage dégradées. Le pseudo-glissement désiré  $\lambda_2^*$  est mis au point par des essayeurs à partir d'essais reproduisant des situations de vie plus ou moins extrêmes du véhicule. Cette phase de mise au point permet de définir une cartographie de  $\lambda_2^*$  en fonction de la vitesse du véhicule  $u$  dont un exemple est donné par la figure 1.14. Les valeurs de glissement

désiré sont un compromis entre les performances, le confort et la stabilité du véhicule. Généralement, le pseudo-glisserment désiré est plus élevé à basse vitesse pour ne pas trop réduire le couple au décollage du véhicule ou lors des manoeuvres. Puis,  $\lambda_2^*$  est progressivement réduit au fur et à mesure que la vitesse du véhicule augmente.

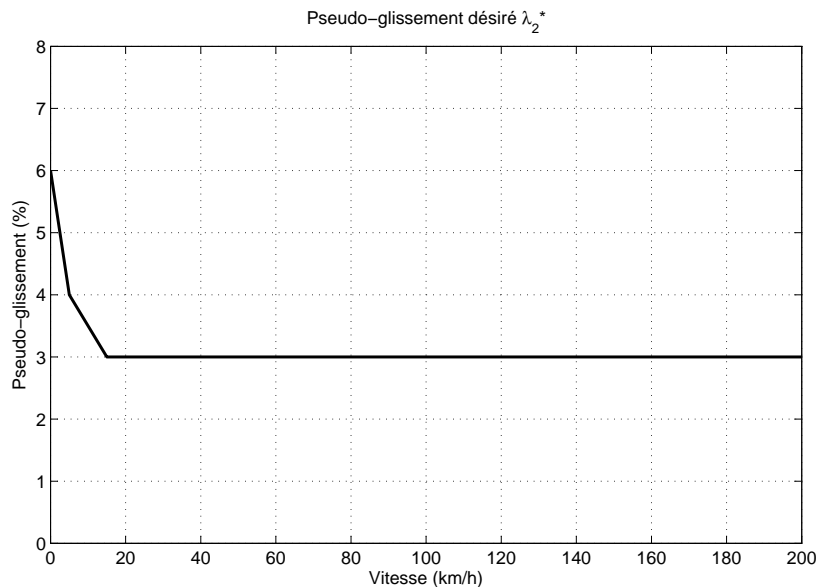


FIGURE 1.14: Cahier des charges en  $\lambda_2$  de la fonction ASR

Dans notre cas, le glissement désiré est fixé à priori mais de nombreuses études portent sur la définition en temps réel du niveau de glissement optimal. Si seul l'effort longitudinal transmis à la route est considéré, le pseudo-glisserment optimal  $\lambda_2^{opt}$  peut être défini comme celui qui permet de transférer le maximum d'effort à la route.  $\lambda_2^{opt}$  doit être calculé en temps réel car ce point varie en fonction du type de route rencontré comme montré en rouge sur la figure 1.15 tirée de [37]. Par mesure de sécurité, le pseudo-glisserment optimal choisi est généralement légèrement inférieur au point haut de la courbe d'effort en fonction de  $\lambda_2$  afin d'éviter les patinages intempestifs lors de petits dépassements de la valeur de consigne.

Si l'on considère également les forces de contact latérales, le pseudo-glisserment optimal doit dépendre de l'angle de dérive. On remarque sur la figure 1.16 que l'adhérence longitudinale de la route baisse au fur et à mesure que l'angle de dérive augmente et que le pseudo-glisserment optimal en terme de performances longitudinales augmente en fonction de l'angle de dérive.

Par contre, l'adhérence latérale de la route dessinée sur la figure 1.17 décroît rapidement en fonction de  $\lambda_2$ . Il faut donc trouver un  $\lambda_2^{opt}$  qui permette de transmettre le maximum d'efforts longitudinaux tout en gardant un potentiel d'adhérence latéral suffisant pour garder une bonne stabilité en trajectoire.

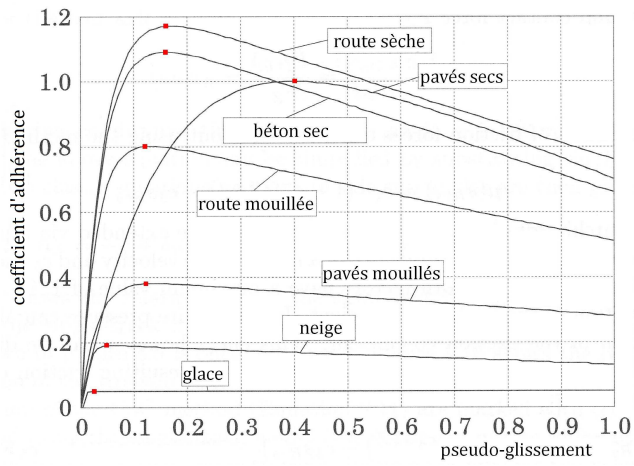


FIGURE 1.15: Adhérence de la route

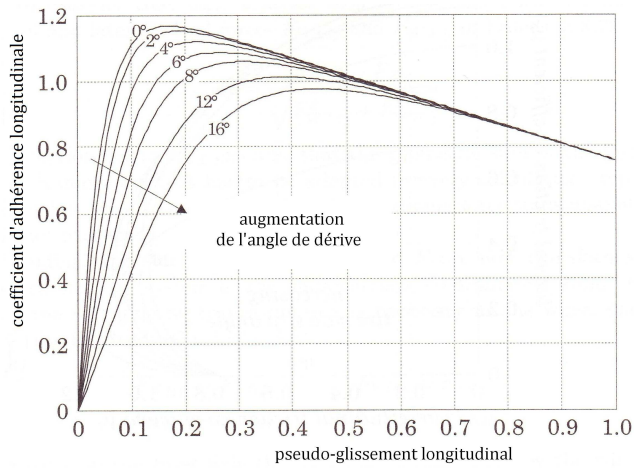


FIGURE 1.16: Adhérence de la route

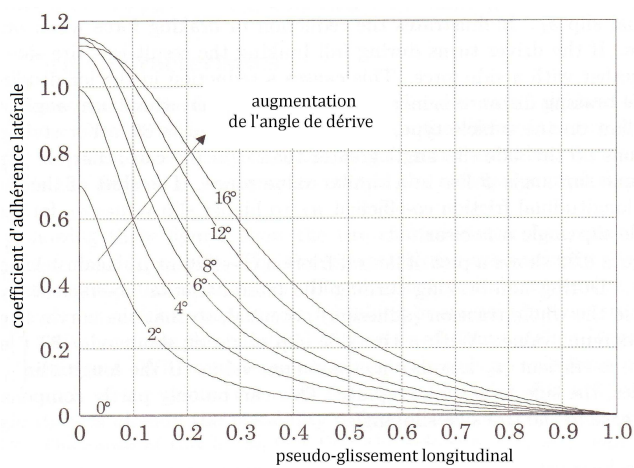


FIGURE 1.17: Adhérence de la route



### 1.3.2 Cahier des Charges MSR

La fonction MSR étudiée dans ce mémoire contrôle le glissement des roues sans roulement sous couple négatif afin de maximiser la quantité d'énergie récupérable par les moteurs électriques tout en évitant le blocage des roues ce qui pourrait entraîner une perte de contrôle du véhicule. Les problématiques de définition du glissement optimal sont identiques à celles de l'ASR et pourront faire l'objet d'une étude ultérieure. Dans notre cas, nous avons choisis dans un premier temps, un pseudo-glissement désiré  $\lambda_2^* = 3\%$  fixé au préalable et constant en fonction de la vitesse du véhicule  $u$ . Cette valeur initiale pourra être modifiée par la suite lors des essais expérimentaux en fonction du ressenti conducteur et notamment de la sensation de sécurité qui est très importante pour cette prestation.

### 1.3.3 Critères de performance

Afin de statuer sur les performances des lois de commande, trois critères sont mis en place. Ces critères sont utilisés aussi bien pour les contrôleurs destinés à la fonction ASR que ceux pour la fonction MSR.

Le premier critère  $e_{max}$  correspond à l'erreur maximale entre le pseudo-glissement désiré  $\lambda_2^*$  et le pseudo-glissement mesuré  $\lambda_2$ . Un dépassement trop élevé peut entraîner une sensation de glissement désagréable pour le conducteur dans le cas de l'ASR ou encore une perte de stabilité du train arrière pour la prestation MSR pouvant engendrer un tête à queue dans le pire des cas.

Le second critère  $\tau_{max}$  correspond au temps mis par la commande pour stabiliser le pseudo-glissement à  $\pm 1\%$  de la valeur définie par le cahier des charges ASR ou MSR. Plus ce temps est court, plus vite le glissement des roues est contrôlé. Un temps élevé peut être le signe de perturbations extérieures mal rejetées ce qui se traduit par exemple, dans le cas d'un glissement mesuré inférieur au cahier des charges, par une diminution du couple à la roue supérieure au juste nécessaire et donc une perte de performance.

Le dernier critère  $n_{osc}$  correspond au nombre d'oscillations effectuées par l'erreur de glissement  $e_{\lambda_2} = \lambda_2 - \lambda_2^*$  avant de se stabiliser. Suivant leur amplitude, ces oscillations peuvent être ressenties par le conducteur ce qui dégrade le confort perçu lors de l'activation des fonctions ASR et MSR.

Avec les moyens d'essais à disposition, il n'est pas possible de reproduire plusieurs fois le même test à l'identique c'est pourquoi, afin d'assurer la validité de la comparaison des performances des lois de commande, seuls les résultats en simulation seront analysés à l'aide de ces critères quantitatifs. Pour les résultats expérimentaux, une analyse qualitative des mesures et du ressenti conducteur permettront de comparer les lois de commande.

## 1.4 Conclusion

L'état de l'art des différentes architectures mono et multi-source de puissance et des systèmes de transmission de couple, tels que les différentiels ou les coupleurs, montrent les nouvelles possibilités offertes pour contrôler les véhicules. Le véhicule VELROUE doté d'une architecture innovante a été retenu pour la suite de cette étude et servira de moyen d'essai pour valider les lois de commandes développées dans le cadre de cette thèse. Ce démonstrateur est équipé d'un moteur thermique sur l'essieu avant et de deux moteurs électriques qui entraînent les roues arrières.

L'architecture et les éléments de la chaîne de transmission étant fixé, un panorama des différentes techniques de contrôle du patinage des roues a été présenté. Les concepts de contrôle non linéaire de linéarisation par feedback et de platitude ont été rappelés en vue de la synthèse de lois de commande dans le chapitre 3.

Dans l'automobile, trois grandes fonctions réalisent le contrôle du patinage des roues dans différentes situations. L'ABS commande les freins pour éviter un blocage des roues alors que les fonctions ASR et MSR contrôlent le couple appliqué à la roue par la chaîne de transmission. Les cahiers des charges ASR dans le cas d'un couple à la roue positif et MSR dans le cas d'un couple négatif sont ensuite présentés afin de servir d'objectif pour les lois de commande de contrôle du patinage. Trois critères de performances sont également définis afin de comparer les commandes développées dans ce mémoire avec une commande de type PI. Le premier critère  $e_{max}$  mesure l'écart maximum entre les pseudo-glissements désiré et mesuré,  $\tau_{max}$  indique le temps mis par la commande pour contrôler le patinage des roues et  $n_{osc}$  le nombre d'oscillations causées par le contrôleur.

Il pourrait être intéressant dans le cadre d'études ultérieures d'améliorer la définition du cahier des charges des fonctions ASR et MSR. Dans nos travaux, le cahier des charges donne un taux de glissement  $\lambda_2$  fonction de la vitesse du véhicule  $u$ , fixé a priori par des essais expérimentaux. La mise en place d'une stratégie de calcul en temps réel du pseudo-glissement optimal pourrait permettre d'améliorer les performances des prestations ASR et MSR, de réduire les temps de mise au point des lois de commande qui seraient adaptées à tout type de route et de situation de vie et non seulement aux cas d'essais reproduits lors de la mise au point. Néanmoins, une telle stratégie peut conduire à des problèmes de robustesse qui doivent être sérieusement étudiés. En effet, une mauvaise régulation du glissement des roues arrières peut déboucher sur une perte de contrôle du véhicule pour la prestation MSR.

Une méthodologie développée au laboratoire Ampère [48] offre la possibilité d'aider au choix de systèmes et de les dimensionner en accord avec un ensemble de critères [39][44]. A partir du modèle d'analyse structurelle, en inversant le Bond Graph, il est possible de remonter des exigences du Cahier des Charges en terme de performance jusqu'à l'organe à dimensionner.

## Partie 2

---

# Modélisation et analyse structurelle

---

*D'éminents spécialistes des finances on fait remarquer que l'argent, si abstrait que puisse être ce concept, se comporte comme s'il avait une masse. Les lois économiques imitent les lois de la physique. En d'autres termes, toute concentration d'argent est un corps planétaire qui exerce son influence sur les autres. Par conséquent, plus vous possédez d'argent, plus sa gravité est forte et plus il est facile d'en attirer davantage. La plupart des gens ne possèdent que de simples astéroïdes d'argent. Mais d'autres en possèdent des étoiles et certaines de ces étoiles [...] atteignent leur limite de Chandrasekhar et se transforment en trous noirs.*

— KIM STANLEY ROBINSON  
*Les menhirs de glace* (1984)

Pour contrôler le patinage des roues arrières (dans notre cas le prototype VELROUE), il est nécessaire de modéliser le véhicule et les différents phénomènes physiques qui y sont associés. Dans ce chapitre, nous présenterons tout d'abord un modèle de simulation de la dynamique d'un véhicule. Ce modèle, développé par Renault dans le but de simuler le comportement général d'un véhicule, a été adapté dans le cadre de cette thèse à l'architecture particulière de VELROUE. Les résultats de simulation de ce modèle ont été obtenus après recalage des para-

mètres à l'aide de mesures expérimentales. Ce modèle constituera notre référence pour la validation en simulation des lois de commande qui seront proposées par la suite.

Pour l'analyse de ce système, nous nous sommes appuyés sur la représentation Bond Graph qui permet de conduire une réflexion sur le contrôle des flux d'énergie en vue de piloter certains degrés de liberté (sorties) du véhicule. Initialement, un modèle Bond Graph à vingt variables d'état a été développé en vue d'étudier les flux d'énergie et les interactions entre les différentes dynamiques du système. La généralité de l'approche Bond Graph a permis de conduire une réflexion globale sur l'architecture et de ses caractéristiques en termes de commande. L'analyse de ce Bond Graph a également facilité l'élaboration d'hypothèses simplificatrices pertinentes en accord avec la structure du véhicule.

Enfin, à partir de ces hypothèses et en tenant compte des cahiers des charges des prestations ASR et MSR, deux modèles de synthèse de commande sont proposés. Un premier niveau de réduction conduit à un modèle à sept variables d'état qui considère trois degrés de libertés sur le châssis : avancement longitudinal, pompage et tangage. A partir d'hypothèses supplémentaires sur la situation de vie du véhicule, il est possible de réduire l'ordre du modèle à deux ce qui rend la synthèse de la commande plus aisée. Ce nouveau modèle ne conserve qu'un seul degré de liberté mécanique : l'avancement longitudinal du châssis. Avant d'aborder la synthèse de la commande, l'analyse du modèle permet de conclure sur les propriétés structurelles de ces deux derniers modèles dans le contexte du contrôle du patinage.

## 2.1 Modèle de simulation

La figure 2.2 schématise la structure retenue pour le modèle de simulation du véhicule. Il est composé de cinq corps rigides :

- la masse suspendue de la caisse et des demi-trains
- les quatre masses non suspendues des demi-trains et des roues.

Le modèle tient compte des six degrés de liberté de la caisse  $(x, y, z, \theta, \varphi, \psi)$  décrits par la figure 2.1, du déplacement vertical des masses non suspendues  $(z_{m_{nsij}})$  et de la rotation selon leur axe des roues  $(\omega_{ij})$ .  $i, j = \{1, 2\}^*$ .

D'autres mouvements tels que le braquage et le carrossage des roues et la rotation du volant sont pris en compte mais ne sont pas considérés comme des degrés de liberté.

Les masses non suspendues  $m_{nsij}$  sont soumises à la résultante des efforts verticaux en provenance des pneumatiques  $F_{z_{pneu}ij}$ , des suspensions  $F_{z_{susp}ij}$  et de

---

\*.  $i = 1$  : roues avant,  $i = 2$  : roues arrière  
 $j = 1$  : roues gauche,  $j = 2$  : roues droite

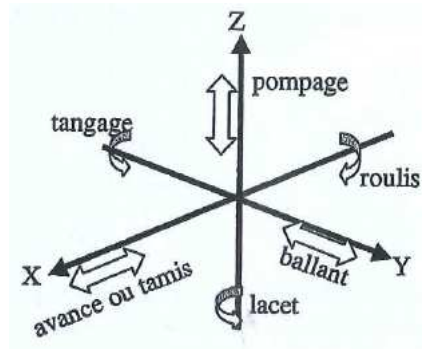


FIGURE 2.1: Mouvements de la caisse

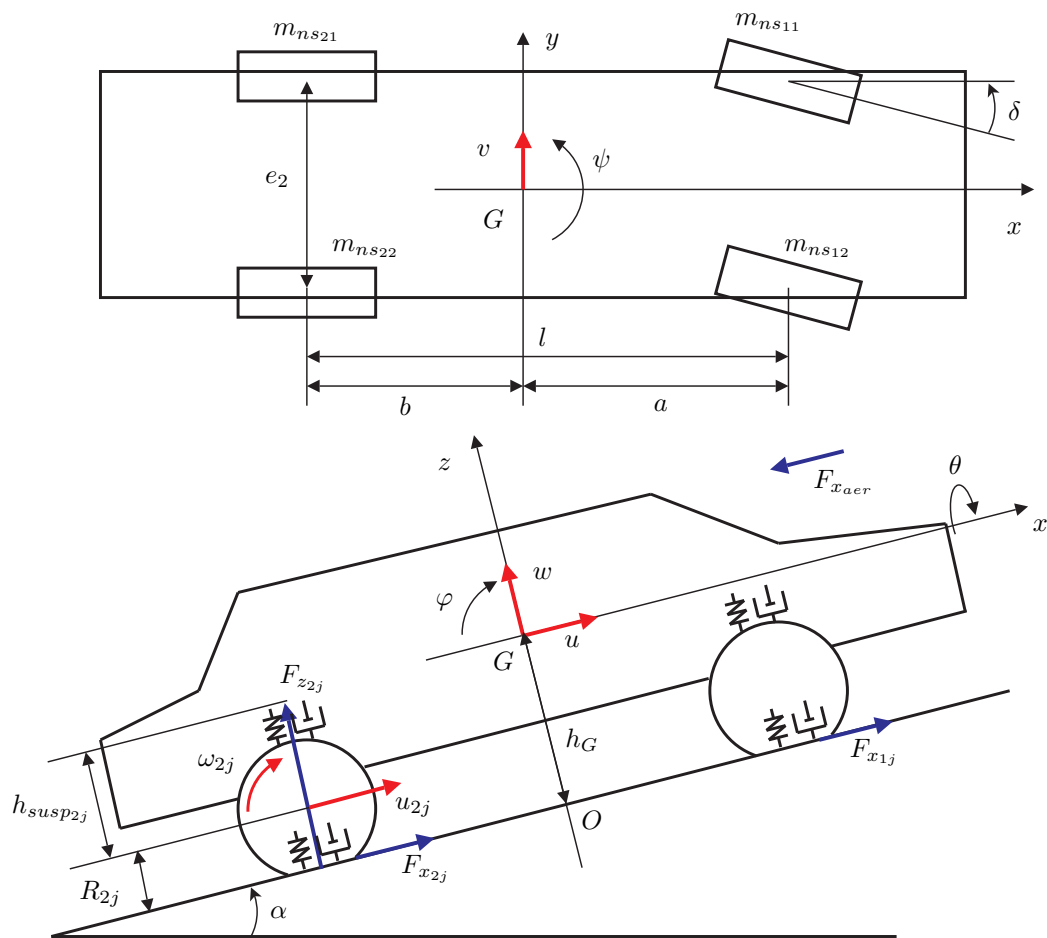


FIGURE 2.2: Schéma du modèle de simulation du véhicule

leur poids. Le principe fondamental de la dynamique appliqué aux quatre masses non suspendues selon  $z$  donne l'équation (2.1). Le pneumatique est représenté par un système équivalent ressort-amortisseur,  $F_{z_{susp}ij}$  qui tient compte des efforts générés par le ressort et l'amortisseur de la suspension, de l'influence de la

barre anti-roulis et des effets Brouilhet causés par la déformation des trains. Ces mouvements sont supposés verticaux et n'ont pas d'effet longitudinal ou latéral.

$$m_{nsij} \ddot{z}_{m_{nsij}} = F_{z_{pneu}ij} - F_{z_{susp}ij} - m_{nsij} g \quad (2.1)$$

Les roues sont soumises à la résultante du couple moteur  $T_{moteurij}$ , à la force de contact longitudinal de la roue avec la route  $F_{xij}$ , au couple de freinage  $T_{freinij}$  et à la résistance au roulement  $T_{roulementij}$ . Le principe fondamental de la dynamique appliqué aux roues non bloquées donne l'équation (2.2). Pour les roues motrices, l'inertie de la roue  $J_{ij}$  tient compte l'inertie rapportée du moteur. On suppose que la roue est toujours en contact avec le sol et que les variations des déformations des pneumatiques sont négligeables. Le rayon  $R_{ij}$  des roues est donc considéré constant.

$$J_{ij} \dot{\omega}_{ij} = T_{moteurij} - R_{ij} F_{xij} - T_{roulementij} - T_{freinij} \quad (2.2)$$

La caisse est soumise aux efforts transmis par les suspensions  $F_{susp}ij$ , la résistance aérodynamique (trainée longitudinale) et le poids (seule la composante verticale est prise en compte). Le principe fondamental de la dynamique appliqué à la caisse selon les axes x, y et z donne les équations (2.3), (2.4) et (2.5).

$$m \dot{u} = \sum_{ij} F_{x_{susp}ij} - F_{x_{aer}} \quad (2.3)$$

$$m \dot{v} = \sum_{ij} F_{y_{susp}ij} \quad (2.4)$$

$$m \ddot{z} = \sum_{ij} F_{z_{susp}ij} - mg \quad (2.5)$$

De même, lorsqu'on applique le principe fondamental de la dynamique sur les axes  $\theta$ ,  $\varphi$  et  $\psi$  au centre de gravité de la caisse, on obtient les équations (2.6), (2.7) et (2.8).

$$J_{\theta} \ddot{\theta} = \sum_{ij} \left( \frac{e_i}{2} F_{z_{susp}ij} \right) + \sum_{ij} (F_{y_{susp}ij} (h_{susp}ij + h)) + mg \sin \theta \cos \varphi \quad (2.6)$$

$$J_{\varphi} \ddot{\varphi} = \sum_{ij} (F_{z_{susp}ij} \times l) + \sum_{ij} (F_{x_{susp}ij} (h_{susp}ij + h)) + mg \cos \theta \sin \varphi \quad (2.7)$$

$$J_{\psi} \ddot{\psi} = \sum_{ij} \left( \frac{e_i}{2} F_{x_{susp}ij} \right) + \sum_{ij} (F_{y_{susp}ij} \times l) + \sum_{ij} M_{z_{pneu}ij} \quad (2.8)$$

Nous avons retenu la représentation de Pacejka comme modèle de contact entre les roues et la route. L'angle de braquage des roues  $\delta$  est fonction de l'angle initial de braquage, du pompage de chaque essieu, de l'angle de roulis  $\varphi$  et des déformations élastiques des trains dues aux forces  $F_{x_{susp}}$ ,  $F_{y_{susp}}$  et  $M_{z_{pneu}}$ . Les roues

avant étant directrices, leur braquage dépend également de l'angle de braquage en sortie de colonne de direction. Le carrossage des roues  $\gamma$  est fonction de l'angle de carrossage initial, du pompage de chaque essieu, de l'angle de roulis  $\varphi$  et des déformations élastiques des trains dues aux forces  $F_{y_{susp}}$ .

Le tableau 2.1 liste les paramètres utilisés pour la simulation et le calcul des commandes. Les valeurs de ces paramètres ont été vérifiées et ajustées à l'aide de mesures réalisées sur le véhicule prototype. Les figures 2.3 et 2.4 comparent les vitesses mesurées sur le véhicule et celles calculées par le modèle de simulation pour les mêmes couples moteur. La première courbe de chaque figure représente les vitesses mesurées et simulées en fonction du temps, la seconde l'erreur relative entre ces signaux. Ces mesures correspondent à un démarrage en ligne droite sur route sèche du démonstrateur VELROUE en mode électrique. On constate que l'erreur relative entre les vitesses mesurées et simulées est comprise entre -4% et 3% ce qui atteste de la bonne représentativité du modèle de simulation pour ce type de situation de vie.

Paramètre	Valeur
Masse totale $m$ (kg)	1930
Masse au train avant $m_1$ (kg)	1080
Masse au train arrière $m_2$ (kg)	850
Inertie équivalente de la chaîne cinématique et des roues arrières $J_{21} + J_{22}$ (kg.m <sup>2</sup> )	1.808
Rayon des roues (m)	0.31
Coefficient de traînée aérodynamique $\times$ Surface frontale (m <sup>2</sup> )	0.75
Hauteur du centre de gravité $h_G$ (m)	0.6
Voie au train avant $e_1$ (m)	1.248
Voie au train arrière $e_2$ (m)	1.449
Empattement $l$ (m)	2.697

Tableau 2.1: Paramètres véhicule

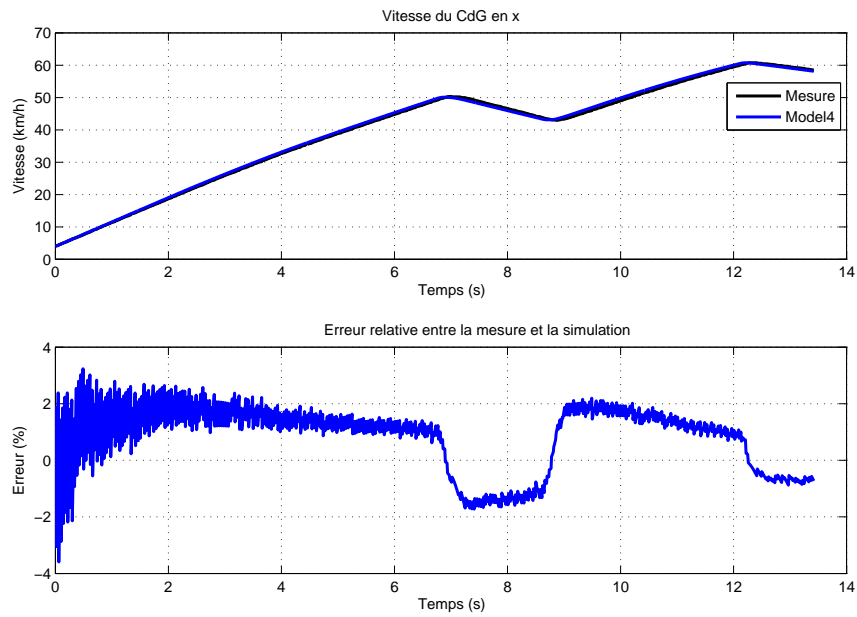


FIGURE 2.3: Recalage du modèle de simulation : Vitesse du CdG

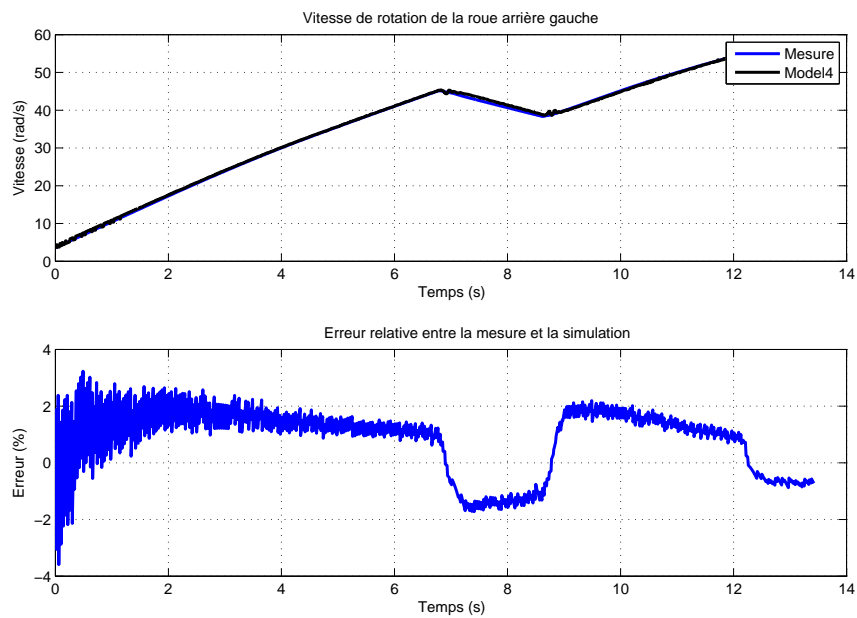


FIGURE 2.4: Recalage du modèle de simulation : Vitesse d'une roue arrière



## 2.2 Modélisation BG pour l'analyse des flux d'énergie

L'outil Bond Graph [51] peut-être utilisé pour analyser le niveau de complexité des lois de commande nécessaires au contrôle des systèmes de transmission de puissance. En effet, l'analyse structurelle des modèles Bond Graph permet de vérifier que certains types d'objectifs fixés par un cahier des charges sur la commande peuvent être atteints à l'étape de conception du système. De plus, cette analyse donne des pistes sur la manière de piloter le système et montre l'influence de la conception sur la commande [5].

Dans le cadre de cette thèse, des prestations de contrôle du patinage sont étudiées c'est pourquoi, seules les composantes longitudinale et verticales du véhicule sont prises en compte. Les phénomènes de roulis et de lacet sont négligés pour l'analyse structurelle du véhicule. Ces hypothèses permettent de tenir compte des exigences du CdC des prestations ASR et MSR où le véhicule est en ligne droite en adhérence homogène ou asymétrique de type  $\mu$ -step (avant/arrière).

### 2.2.1 Modèle d'analyse à 20 variables d'état

La structure du véhicule retenu pour la modélisation Bond Graph est relativement proche de celle exploitée pour le modèle de simulation bien qu'elle intègre dès le départ quelques simplifications justifiées par la situation de vie considérée. La figure 2.5 représente le Bond Graph du modèle véhicule destiné à l'analyse de l'architecture d'une voiture de type VELROUE. Il est constitué de différents éléments qui seront présentés par la suite :

- le train avant,
- la roue arrière droite,
- la roue arrière gauche,
- les suspensions,
- et le châssis (3 ddl).

Le train avant en rouge sur la figure 2.5 est considéré symétrique droite/gauche, il est donc représenté par un modèle équivalent ne comportant qu'une suspension, une roue et une transmission. Le couple fourni par le moteur thermique est représenté par une source d'effort modulée connectée à la transmission du train avant. L'effort d'avancement  $F_{x_1}$  transmis de la roue avant au châssis est déterminé en fonction du coefficient d'adhérence de la route et de l'effort vertical  $F_{z_1}$  appliqué par la suspension avant. Contrairement au modèle précédent, en plus du mouvement du châssis et des suspensions,  $F_{z_1}$  tient compte de la pente  $\alpha$  et de la vitesse verticale  $w_{route_1}$  de la route par rapport à l'horizontale.

Les deux roues du train arrière sont modélisées indépendamment de manière à faire apparaître les deux moteurs électriques qui équipent le véhicule VELROUE. Chaque roue arrière représentée en bleu et en vert sur la figure 2.5 est composée d'un sous-système roue et d'un sous-système suspension tout deux à un degré de

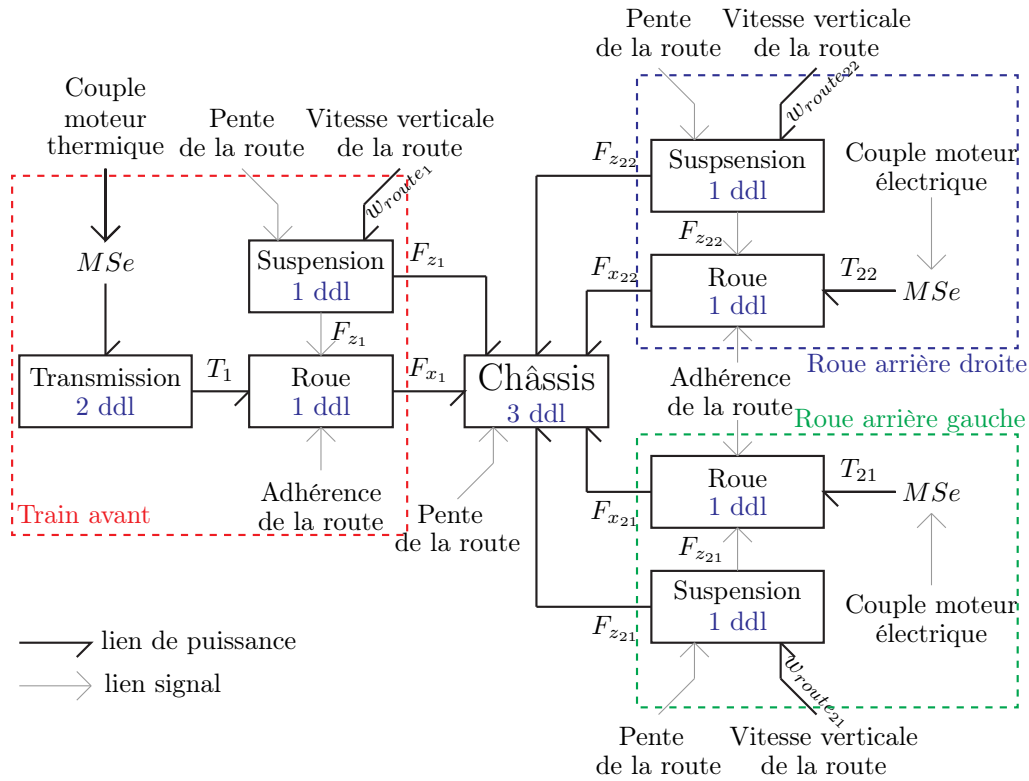


FIGURE 2.5: Bond Graph du modèle véhicule à vingt variables d'état. Les degrés de libertés mécaniques sont indiqués en bleu.

liberté mécanique comme pour le train avant. Contrairement au train avant, les moteurs électriques sont reliés aux roues arrière par un réducteur de rapport fixe. Dans le cadre des prestations ASR et MSR, les phases de crabotage et de décrabotage ne sont pas considérées, c'est pourquoi il n'est pas nécessaire de considérer une modélisation plus détaillée des transmissions arrière. Les couples appliqués par les moteurs électriques aux roues sont, comme pour le moteur thermique, représentés par des sources d'effort modulées.

Nous avons retenu trois degrés de liberté mécanique pour la modélisation du châssis : la dynamique longitudinale ( $x$ ), de pompage ( $z$ ) et de tangage ( $\theta$ ). Cet élément central du véhicule est relié au train avant et aux roues arrière à travers les efforts verticaux et longitudinaux. L'effet de la pente de la route a également été intégré au modèle du châssis.

Nous allons maintenant détailler chacun de ces sous-systèmes.

### 2.2.1.1 Modèle du châssis

Le Bond Graph [37] de la figure 2.6 représente le modèle retenu pour le châssis rigide et prend en compte les dynamiques longitudinale, de pompage et de tangage. Le train avant et les roues arrière présentées renvoient un effort d'avancement

longitudinal  $F_x$  par rapport à la route. Comme le châssis est indéformable, toutes ces forces sont directement appliquées au niveau du centre de gravité. Le châssis de masse  $m$  est également soumis à la force aérodynamique  $F_{x_{aer}}$  représenté par un élément résistif et à la gravité  $mg \sin \alpha$ , où  $\alpha$  est la pente de la route. Les suspensions renvoient des efforts verticaux  $F_{z_{ij}}$  appliqués au centre de gravité. Sur sa composante verticale, le châssis est également soumis à la gravité ( $mg \cos \alpha$ ). Le modèle tient également compte de la dynamique de tangage (de vitesse  $q = \dot{\theta}$ ) à travers la projection des efforts longitudinaux  $F_x$  et verticaux  $F_z$ . Les jonctions 1 ( $u, w, q$ ) traduisent les équations de mouvement du châssis exprimées par les relations (2.9), (2.10) et (2.11) respectivement.

$$\Sigma F_x - mg \sin \alpha - F_{aer} - m \frac{du}{dt} = 0 \quad (2.9)$$

$$\text{avec } \Sigma F_x = F_{x_1} + F_{x_2}$$

$$\text{et } F_{aer} = \frac{1}{2} \rho S C_x u^2$$

$$\Sigma F_z - mg \cos \alpha - m \frac{dw}{dt} = 0 \quad (2.10)$$

$$\text{avec } \Sigma F_z = F_{z_1} + F_{z_2}$$

$$F_{z_2} a \cos \theta - F_{z_1} b \cos \theta - h_G \Sigma F_x - J_\theta \frac{dq}{dt} = 0 \quad (2.11)$$

$$\frac{d\theta}{dt} = q$$

$$\frac{dh_G}{dt} = w$$

$m$	: Masse du véhicule
$J_\theta$	: Inertie de tangage du véhicule (selon $\vec{Oz}$ )
$u(t)$	: Vitesse longitudinale de la caisse
$w(t)$	: Vitesse verticale de la caisse
$q(t)$	: Vitesse de tangage
$\theta(t)$	: Angle de tangage
$g$	: Accélération de pesanteur
$F_{aer}(u)$	: Résistance aérodynamique
$F_{x_1}, F_{x_2}$	: Résistance à l'avancement des roues
$F_{z_1}, F_{z_2}$	: Forces verticales appliquées à chaque suspension
$\alpha(t)$	: Angle de la route
$\Sigma F_x$	: Somme des forces d'avancement
$\Sigma F_z$	: Somme des forces verticales
$a$	: Distance entre le centre de gravité et l'essieu avant
$b$	: Distance entre le centre de gravité et l'essieu arrière
$h_G(t)$	: Hauteur du centre de gravité



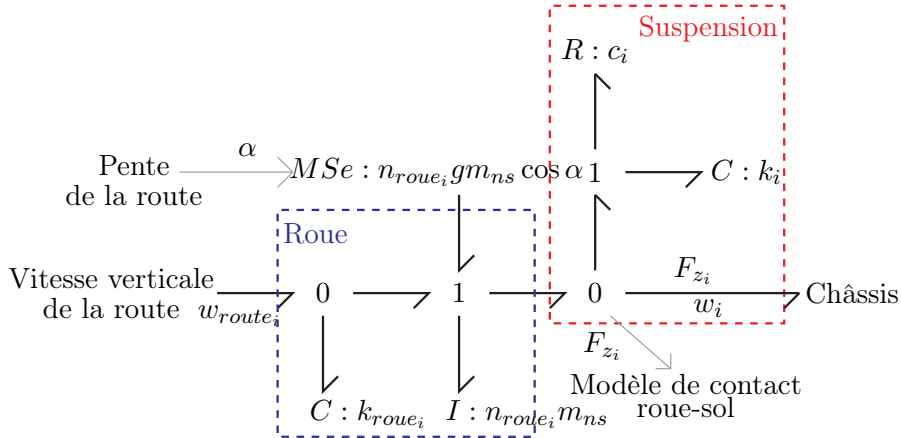


FIGURE 2.7: Bond Graph suspension et roue

$$\frac{dw_{roue_i}}{dt} - w_{route_i} + w_{roue_i} = 0 \quad (2.13)$$

$$n_{roue_i} m_{ns_i} \frac{dw_{roue_i}}{dt} - (F_{z_{route_i}} n_{roue_i} m_{ns_i} g \cos \alpha - F_{z_i}) = 0 \quad (2.14)$$

$$\frac{dh_{susp_i}}{dt} (w_{roue_i} - w_{route_i}) = 0 \quad (2.15)$$

- $w_{roue}$  : Vitesse verticale de la roue
- $w_{route}$  : Vitesse verticale de la route
- $c$  : Coefficient de frottement visqueux de l'amortisseur
- $F_z$  : Effort vertical appliqué par la suspension sur la roue
- $F_{z_{route}}$  : Effort vertical au niveau du contact roue-route
- $k_{roue}$  : Raideur verticale de la roue
- $h_{susp}$  : Débattement de la suspension

### 2.2.1.3 Modèle de la chaîne cinématique

La transmission est décomposée en trois sous-systèmes élémentaires :

- l'embrayage,
- la boîte de vitesse,
- et le différentiel.

La figure 2.8 donne le Bond Graph du modèle de transmission avant. La dynamique du moteur thermique est prise en compte au travers de son inertie  $J_{moteur}$  et de ses pertes  $R_{moteur}$ . Le couple délivré par le moteur est modélisé par une source d'effort modulée. La puissance est ensuite transmise à l'embrayage, puis à la boîte de vitesse et enfin au différentiel avant d'arriver à la roue. Le modèle de la transmission avant tient également compte de la raideur et de l'inertie des demi-axes.

Les différents sous-systèmes composant la transmission sont détaillés ci-dessous.

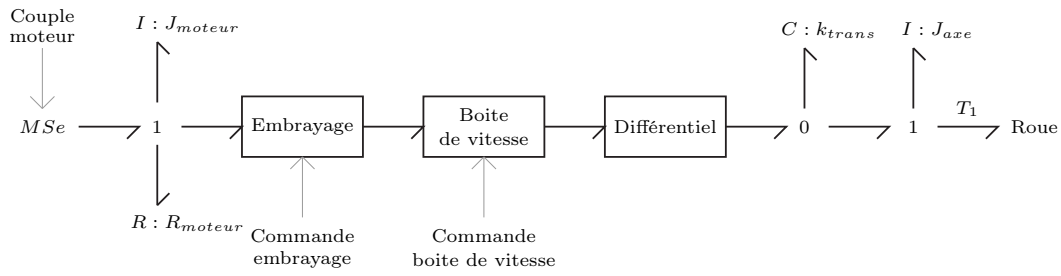


FIGURE 2.8: Bond Graph de la transmission avant

### Embrayage

Le couple transmis par l'embrayage (Fig. 2.9) est modélisé par un élément dissipatif modulé par la différence entre la force maximale  $F_{max}$  et la force appliquée sur les disques au travers de la commande d'embrayage  $F_{emb}$ . Le glissement de l'embrayage est exprimé par la jonction 0. Le comportement de ce sous-système se traduit par (2.16) :

$$T_{transmis} = (F_{max} - F_{emb}) \times R_{emb} f(\omega_{moteur} - \omega_{emb}) \quad (2.16)$$

$$\text{avec } R_{emb} = R_{moy} \times N_{disques} \quad (2.17)$$

- $\omega_{emb}$  : Vitesse de rotation de l'arbre de sortie
- $\omega_{moteur}$  : Vitesse de rotation de l'arbre d'entrée
- $F_{max}$  : Force maximale exercée sur les disques de l'embrayage
- $F_{emb}$  : Force exercée sur les disques de l'embrayage
- $R_{emb}$  : Loi de l'élément R représentant l'embrayage
- $R_{moy}$  : Rayon moyen des disques
- $f$  : Loi de contact entre les disques de l'embrayage
- $N_{disques}$  : Nombre de disques

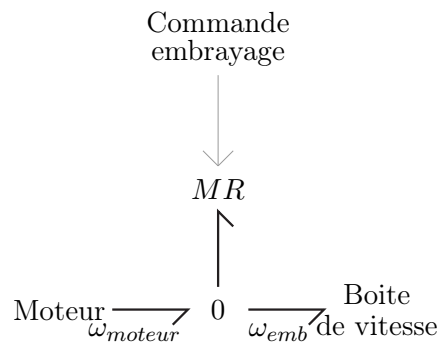


FIGURE 2.9: Bond Graph de l'embrayage

Quand l'embrayage est fermé,  $F_{emb} = 0$ , le couple maximum est transmis par l'embrayage alors que quand l'embrayage est complètement fermé,  $F_{embrayage} =$

$F_{max}$ , le couple transmis est nul. Le modèle de contact entre les disques est similaire à celui utilisé pour le contact roue-route, il existe donc toujours un léger glissement.

### Boîte de vitesse

Le détail des pignons de la boîte de vitesse (Fig. 2.10) n'est pas modélisé donc toutes les pertes de la boîte de vitesses sont regroupées dans un élément dissipatif équivalent  $R_{moteur}$  de la transmission avant. Le couple en sortie de l'embrayage  $T_{emb}$  entraîne en rotation l'arbre primaire de moment d'inertie  $J_{bv1}$ . Un transformateur modulé par le rapport engagé  $n_{bv}$  permet d'exprimer le rapport de réduction sur l'arbre secondaire. En négligeant les phénomènes de crabotage, les vitesses de l'arbre primaire et de l'arbre secondaire sont toujours liées (2.19) ce qui conduit à l'équation (2.18).

$$-T_{bv} + \frac{T_{emb}}{n_{bv}} - \left( \frac{J_{bv1}}{n_{bv}} + J_{bv2} \times n_{bv} \right) \frac{d\omega_{emb}}{dt} = 0 \quad (2.18)$$

$$\omega_{bv} = n_{bv} \times \omega_{emb} \quad (2.19)$$

- $T_{bv}$  : Couple en sortie de la boîte de vitesse
- $T_{emb}$  : Couple moteur appliqué à la boîte de vitesse
- $\omega_{bv}$  : Vitesse de rotation en sortie de la boîte de vitesse
- $\omega_{emb}$  : Vitesse de rotation de l'arbre d'entrée
- $n_{bv}$  : Rapport de transmission
- $J_{bv1}$  : Moment d'inertie de l'arbre d'entrée
- $J_{bv2}$  : Moment d'inertie de l'arbre de sortie

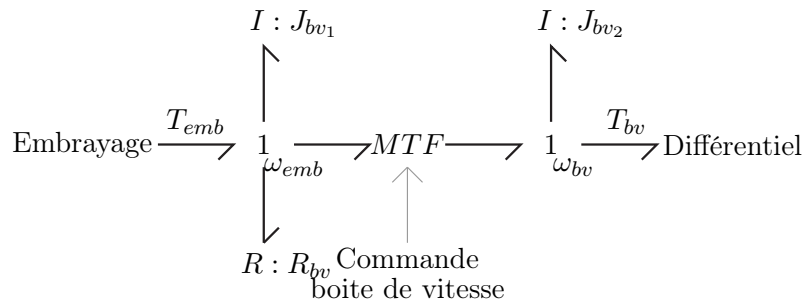


FIGURE 2.10: Bond Graph de la boîte de vitesse

### Différentiel

La perte du différentiel est ramenée sur l'arbre d'entrée. Le Bond Graph de la figure 2.11 traduit les hypothèses retenues à savoir la prise en compte de l'inertie de la cage et l'égalité des couples sur chaque demi-axe, les rayons des planétaires étant identiques. Le rapport de transmission du différentiel est modélisé par un

transformateur de loi  $\frac{n}{2}$ . Les moments d'inerties  $J_{droite}$  et  $J_{gauche}$  sont également pris en compte.

$$n = \frac{r_{couronne}}{r_{planetaire}} \quad (2.20)$$

$n$  : Rapport de transmission  
 $r_{couronne}$  : Rayon de la couronne d'entrée  
 $r_{planetaire}$  : Rayon des planétaires de sortie

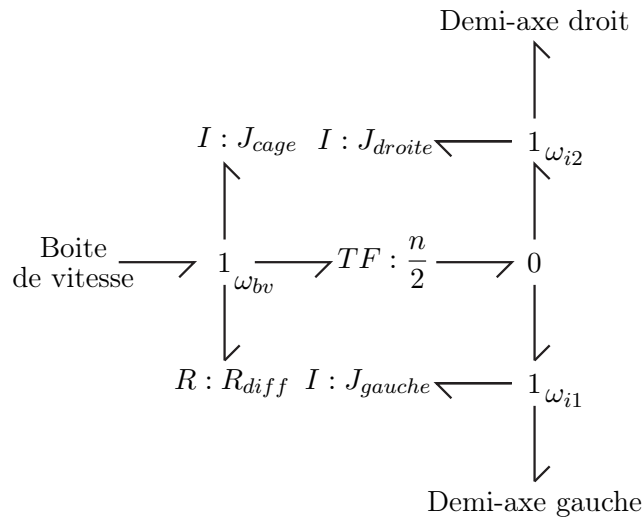


FIGURE 2.11: Bond Graph d'un différentiel ouvert

#### 2.2.1.4 Modèle d'une roue

La liaison entre les roues et la route est l'un des points les plus importants d'un modèle de véhicule. En effet, la trajectoire dépend complètement de ces 4 surfaces de contact. De nombreuses études ont été menées sur les phénomènes de contact entre une roue et une route, et ont abouties à divers modèles physiques et empiriques [28][59][19]. Le modèle de LuGre [8][7] qui est une extension du modèle physique de Dahl [17] s'appuie sur une approche locale où les surfaces en contact sont considérées comme recouvertes de lames déformables (fig. 2.12). Le modèle de LuGre, basé sur les équations (2.21), (2.22) et (2.23), modélise aussi bien l'effet Stribeck que les frottements de Coulomb et les frottements visqueux. Les paramètres de ce modèle doivent être estimés pour que les comportements statique et dynamique soient fidèle à la réalité.

D'autres approches [38] [63] se basent sur des modèles éléments finis du contact roue-route et décomposent la roue en une multitude de petits pavés. Ils sont souvent utilisés pour la conception des pneus car ils sont extrêmement précis et permettent de représenter fidèlement le comportement visco-élastique d'un pneu.



$$\frac{dz}{dt} = v_s - \frac{\sigma_0 |v_s|}{g(v_s)} z \quad (2.21)$$

$$g(v_s) = \mu_c + (\mu_s - \mu_c) \exp\left(-\left|\frac{v_s}{v_{str}}\right|^\alpha\right) \quad (2.22)$$

$$F = \left(\sigma_0 z + \sigma_1 \frac{dz}{dt} + \sigma_2 v_s\right) F_n \quad (2.23)$$

- $z$  : Déformation des lames
- $v_s$  : Vitesse relative de déplacement des surfaces
- $\sigma_0$  : Rigidité des lames
- $\sigma_1$  : Amortissement des lames
- $\sigma_2$  : Elasticité des lames
- $\mu_c$  : Frottements de Coulomb normalisés
- $\mu_s$  : Frottements secs normalisés
- $v_{str}$  : Vitesse de Stribeck
- $\alpha$  : Paramètre constant
- $F_n$  : Force normale

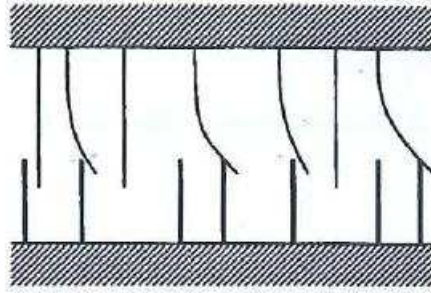


FIGURE 2.12: Modèle de LuGre : Lames

Cette précision a un coût, les modèles éléments finis sont complexes et demandent un temps de calcul généralement important difficilement intégrable au niveau de l'analyse pour la commande.

La représentation de Pacejka [50][49] (Eq. 2.25) est un modèle de représentation dont la détermination ne repose pas sur une analyse fine ou l'interprétation entièrement physique des phénomènes de contact, c'est une approximation mathématique de la courbe des forces de frottements en fonction du taux de glissement  $\lambda$  (2.24). La figure 2.13 représente la force de frottement longitudinale en fonction du glissement entre la roue et la route. Pour ne pas générer d'erreur lors des simulations numériques, la discontinuité en 0 a été remplacée par une droite de pente élevée. La courbe est symétrique car la valeur des frottements est la même indépendamment du sens de rotation, seul le signe change. La pente descendante correspond à l'effet Stribeck qui fait ressortir le passage des frottements secs aux frottements fluides. Une fois la zone de frottements secs passée, la force de frot-

tement tend vers la force de Coulomb,  $F_c$  telle que  $F_c$  est proportionnelle à la force verticale exercée sur la roue. La représentation de Pacejka ne modélise pas les frottements fluides. S'ils étaient représentés, la courbe augmenterait avec le glissement car ces frottements sont proportionnels à la vitesse. De plus, en accord avec les situations de vie étudiées, le couplage entre les forces latérales et longitudinales est négligé.

$$\lambda = \frac{V_g - V_x}{V_x} \quad (2.24)$$

- $\lambda$  : Pseudo-glissement
- $V_g$  : Vitesse longitudinale de la caisse
- $V_x$  : Vitesse longitudinale de la roue

$$F_{xpacejka} = D_x \times \sin(C_x \times \arctan(B_x \times \chi_x - E_x \times (B_x \times \chi_x - \arctan(B_x \times \chi_x)))) + S_{V_x} \quad (2.25)$$

- $F_{xpacejka}$  : Force de frottement longitudinale
- $B_x$  : Coefficient de raideur
- $C_x$  : Coefficient de forme
- $D_x$  : Valeur maximale
- $E_x$  : Coefficient de courbure
- $\chi_x$  : Glissement compensé
- $S_{V_x}$  : Facteur de compensation verticale

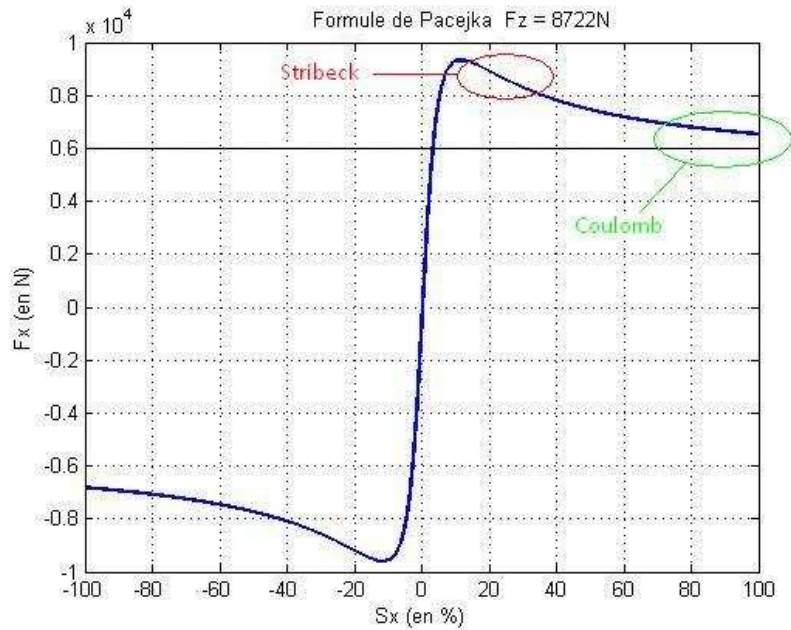


FIGURE 2.13: Représentation de Pacejka en longitudinal

Pour notre étude, nous avons besoin d'un modèle simple mais fidèle au comportement d'un pneu, c'est pourquoi nous avons choisi d'utiliser la représentation de Pacejka. Les nombreux paramètres nécessaires à ce modèle ont été identifiés à partir d'essais réalisés sur un banc de caractérisation de Renault. De plus, en fonctionnement normal, le taux de glissement  $\lambda$  entre le pneu et la route n'excède pas 30 à 40% ce qui réduit l'impact de la non-modélisation des frottements visqueux par la représentation de Pacejka.

Le degré de précision nécessaire à notre étude nous permet d'effectuer plusieurs hypothèses simplificatrices. La déformation du pneumatique peut être négligée ainsi le rayon  $R$  de la roue sera considéré constant pour le calcul des efforts longitudinaux. Le modèle ne portant que sur les composantes longitudinale et verticale, l'influence de la force de frottement latérale et du moment d'auto-alignement sur la force de frottement longitudinal est également négligée.

La figure 2.14 représente le Bond Graph du modèle utilisé pour les quatre roues. Le phénomène de contact roue-route est représenté par un élément  $R$  modulé. L'effort longitudinal  $F_x$  est calculé grâce à la représentation de Pacejka qui nécessite la connaissance du coefficient d'adhérence de la route  $\mu$ , l'effort vertical appliqué à la roue  $F_z$ , la vitesse de rotation de la roue et le taux de glissement. La roue est représentée par son inertie  $J$  et son rayon  $R$ . L'équation (2.26) est tirée du Bond Graph [35] permettant d'exprimer la dynamique en rotation de la roue. La dynamique verticale de la roue est modélisée dans le système de suspension et roue.

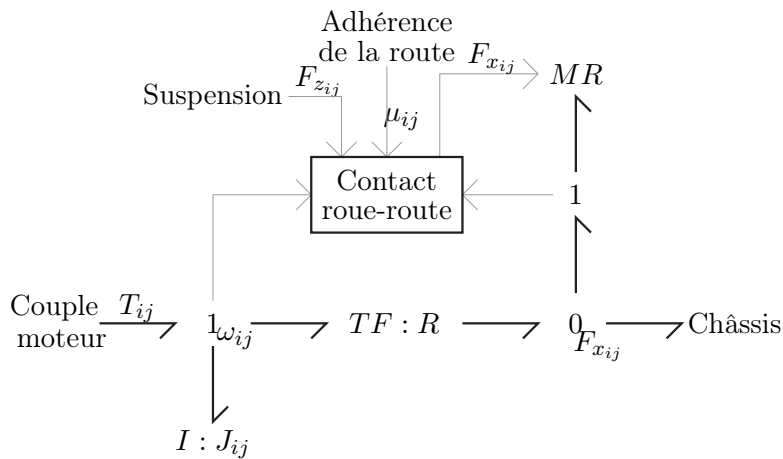


FIGURE 2.14: Bond Graph d'une roue

$$-RF_{x_{ij}} + T_{ij} - J_{ij}\frac{d\omega_{ij}}{dt} = 0 \quad (2.26)$$

- $J$  : Moment d'inertie de la roue
- $T$  : Couple moteur appliqué à la roue
- $\omega$  : Vitesse de rotation de la roue
- $F_x$  : Force de contact entre la roue et le sol

### 2.2.2 Analyse causale et simplification du modèle

Les sous-systèmes présentés précédemment sont assemblés pour former un modèle du véhicule étudié. L'étude du Bond Graph en causalité préférentielle intégrale, et plus particulièrement de la transmission et des roues avant, donné par la figure 2.15 nous permet d'analyser les couplages au sein du système en vue de le simplifier.







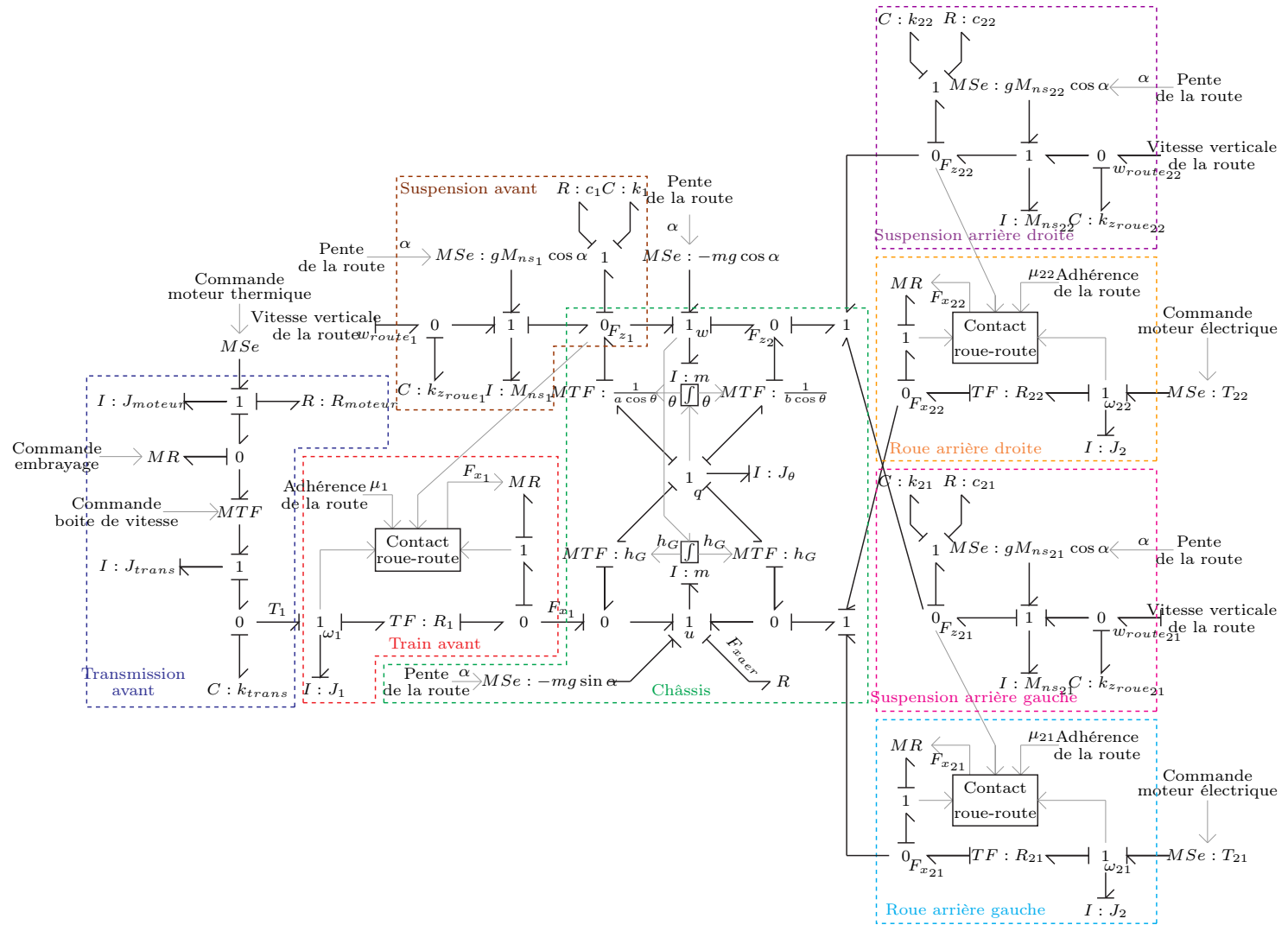


FIGURE 2.18: Bond Graph du modèle véhicule à vingt variables d'état



## 2.3 Modèles de synthèse de loi de commande

Les différentes hypothèses physiques issues de l'analyse de ce premier modèle Bond Graph vont maintenant permettre de déduire deux modèles qui seront exploités pour la synthèse de commandes. Un premier modèle d'ordre sept est tout d'abord développé puis, de nouvelles hypothèses simplificatrices nous conduiront à un second modèle très simple d'ordre deux. Différentes analyses structurelles seront menées dans cette section afin de préparer la synthèse de lois de commande basées sur ces deux modèles de commande du véhicule.

### 2.3.1 Modèle de synthèse à sept variables d'état

#### 2.3.1.1 Présentation du modèle

Afin de synthétiser une commande de contrôle du patinage des roues arrières, on effectue plusieurs hypothèses permettant de simplifier le modèle du véhicule à vingt variables d'état présenté dans la section précédente. Tout d'abord, le véhicule est considéré symétrique aussi bien à l'avant qu'à l'arrière, le modèle correspondant est donc de type « bicyclette ». On néglige également les dynamiques des composants de la chaîne cinématique avant (différentiel, demi-axes, boîte de vitesse et embrayage). Par conséquent, la commande sur le couple du moteur avant peut être remplacée par une commande du couple directement appliqué à la roue avant. D'autre part, nous pouvons faire l'hypothèse que la variation de hauteur du centre de gravité et l'angle de tangage sont faibles ce qui simplifie le calcul du report de charge.

Grâce à ces hypothèses, nous aboutissons à un modèle à sept variables d'état, soient :

- les vitesses de rotation des roues  $\omega_1$  et  $\omega_2$ ,
- la vitesse longitudinale  $u$  de la caisse,
- la vitesse verticale  $w$  de la caisse,
- la vitesse de tangage  $q$  de la caisse,
- les débattements des suspensions  $h_{susp_1}$  et  $h_{susp_2}$ .

Les entrées de commande du modèle sont le couple  $T_1$  appliqué aux roues avant et le couple  $T_2$  appliqué aux roues arrière. Les adhérences des roues  $\mu_1$  et  $\mu_2$ , la pente de la route  $\alpha$  et les vitesses verticales de la route au niveau des roues  $w_{route_1}$  et  $w_{route_2}$  par rapport à l'horizontale sont les entrées de perturbation. Considérons les sorties physiques définies par les vitesses de rotation des roues  $\omega_1$  et  $\omega_2$ , la vitesse longitudinale  $u$  et l'accélération longitudinale  $\dot{u}$  de la caisse. La figure 2.19 donne le premier modèle Bond Graph qui sera utilisé par la suite pour la synthèse de commandes de contrôle du patinage.

Le système (2.30) correspond au véhicule décrit ci-dessus.

$$\left\{ \begin{array}{l}
m\dot{u} = F_{x_1}(u, \omega_1, F_{z_1}, \mu_1) + F_{x_2}(u, \omega_2, F_{z_2}, \mu_2) - F_{x_{aer}}(u) - mg \sin \alpha \\
J_1 \dot{\omega}_1 = T_1 - R_1 F_{x_1}(u, \omega_1, F_{z_1}, \mu_1) \\
J_2 \dot{\omega}_2 = T_2 - R_2 F_{x_2}(u, \omega_2, F_{z_2}, \mu_2) \\
m\dot{w} = k_1 h_{susp_1} + c_1 (w_{route_1} - w + aq) + k_2 h_{susp_2} \\
\quad + c_2 (w_{route_2} - w - bq) - mg \cos \alpha \\
J_\theta \dot{q} = -h_G (F_{x_1}(u, \omega_1, F_{z_1}, \mu_1) + F_{x_2}(u, \omega_2, F_{z_2}, \mu_2)) \\
\quad - a (k_1 h_{susp_1} + c_1 (w_{route_1} - w + aq)) \\
\quad + b (k_2 h_{susp_2} + c_2 (w_{route_2} - w - bq)) \\
\dot{h}_{susp_1} = w_{route_1} - w + aq \\
\dot{h}_{susp_2} = w_{route_2} - w - bq
\end{array} \right. \quad (2.30)$$

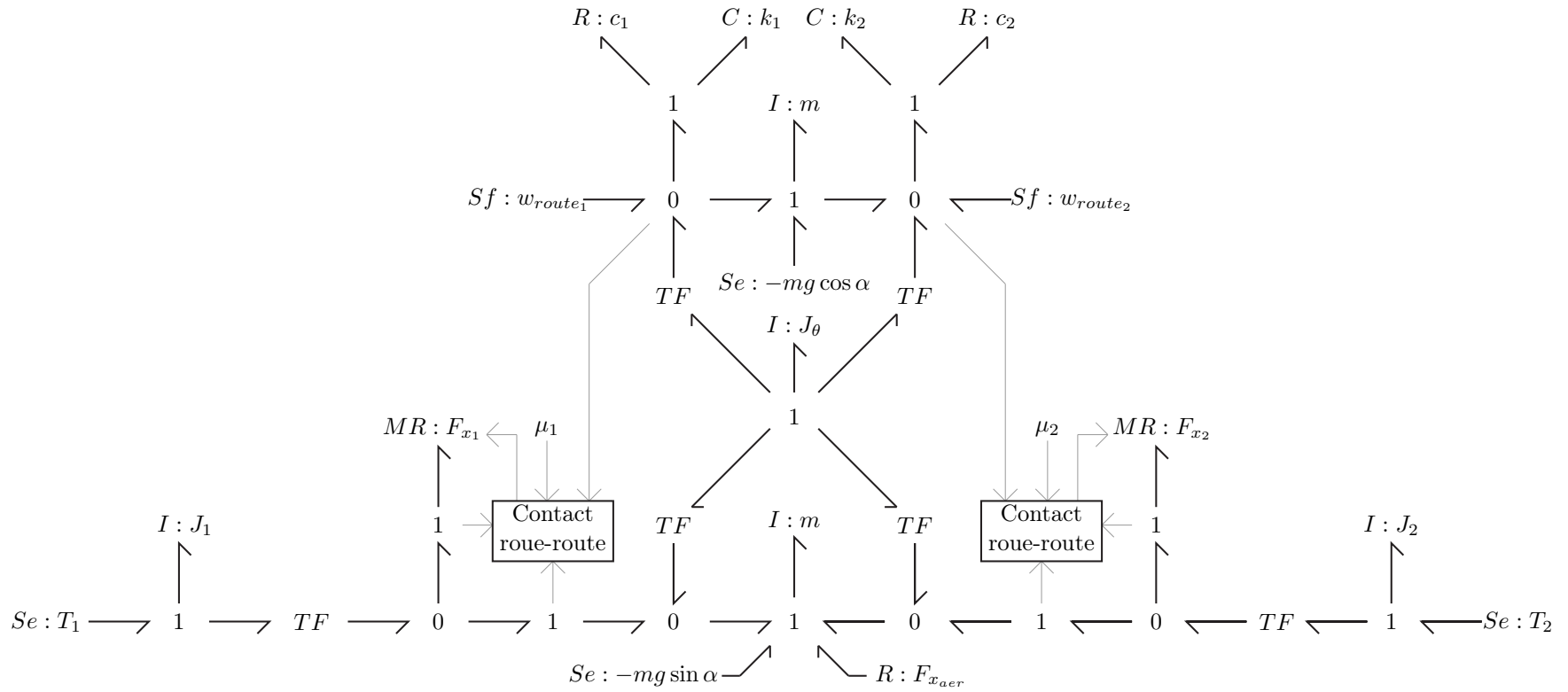


FIGURE 2.19: Bond Graph acausal du modèle de synthèse à sept variables d'état

2.3.1.2 Analyse structurelle

Cette analyse structurelle du Bond Graph du modèle véhicule à sept variables d'état a pour but de trouver un vecteur de sorties structurellement plat en vue de la synthèse d'une commande de contrôle du patinage. Pour ce faire, il est nécessaire d'étudier la longueur des chemins causaux entre les entrées et les variables d'état conformément au lemme 2 présenté dans la section 1.2.3.

A partir du modèle Bond Graph du véhicule en causalité préférentielle intégrale (Fig. 2.20), les plus courts chemins causaux entre les deux entrées  $T_1$  et  $T_2$  et les différentes variables d'énergie indépendantes du modèle véhicule sont identifiés. On observe une symétrie entre l'avant et l'arrière. La longueur du plus court chemin causal entre  $T_1$  et  $(\omega_1, \omega_2, u, q, w, h_{susp1}, h_{susp2})$  est respectivement identique à celle entre  $T_2$  et  $(\omega_2, \omega_1, u, q, w, h_{susp2}, h_{susp1})$ . C'est pourquoi, par la suite, seuls les chemins causaux à partir de la source d'entrée  $T_1$  sont représentés.

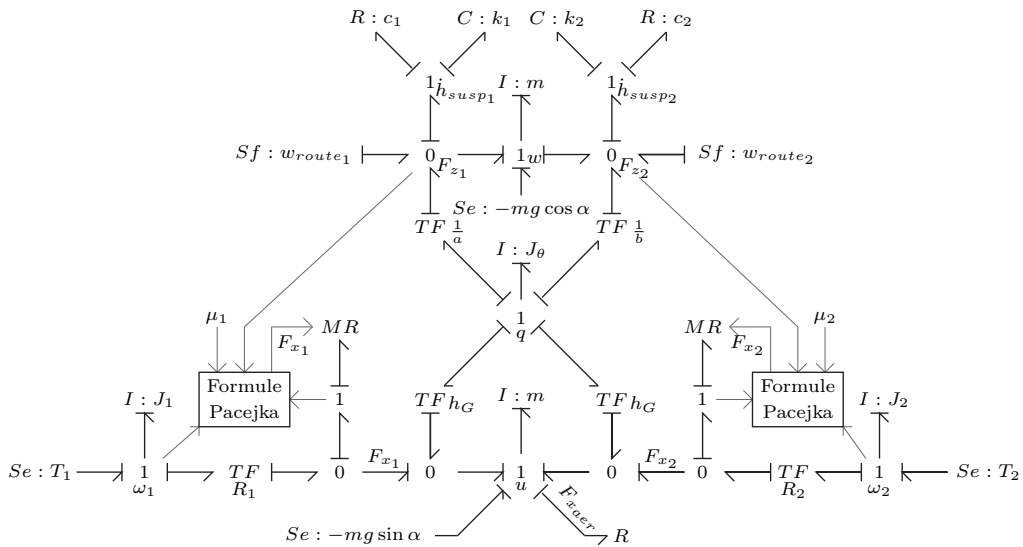


FIGURE 2.20: Bond Graph en causalité préférentielle intégrale du modèle de synthèse à sept variables d'état

Les plus courts chemins causaux entre  $T_1$  et les différentes variables d'état du modèle véhicule  $(\omega_1, \omega_2, u, q, w, h_{susp1}, h_{susp2})$  sont représentés en rouge et vert sur les figures 2.21, 2.22 2.23 2.24, 2.25 et 2.26 respectivement.

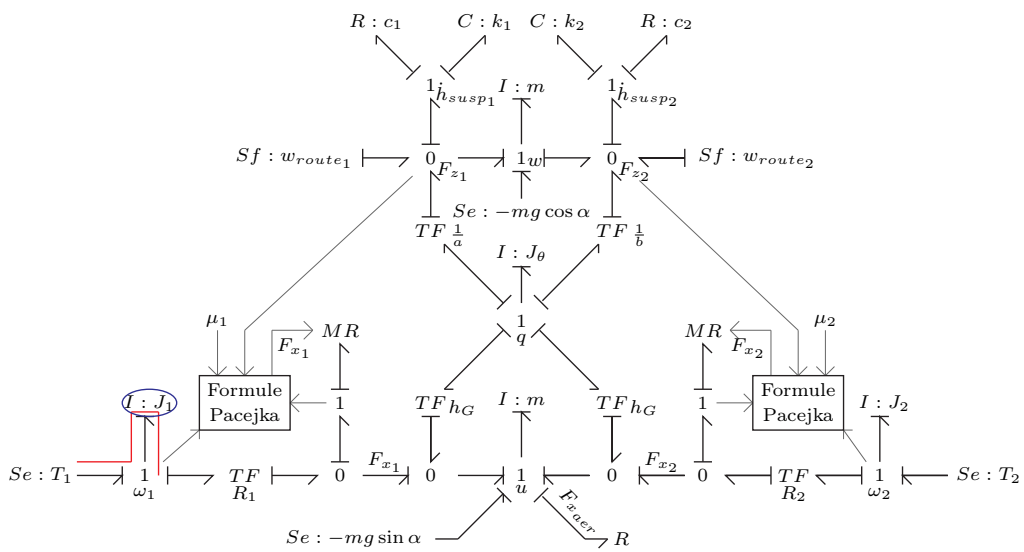


FIGURE 2.21: Plus court chemin causal entre le couple moteur avant  $T_1$  et la vitesse de rotation de la roue avant  $\omega_1$  (modèle à sept variables d'état)

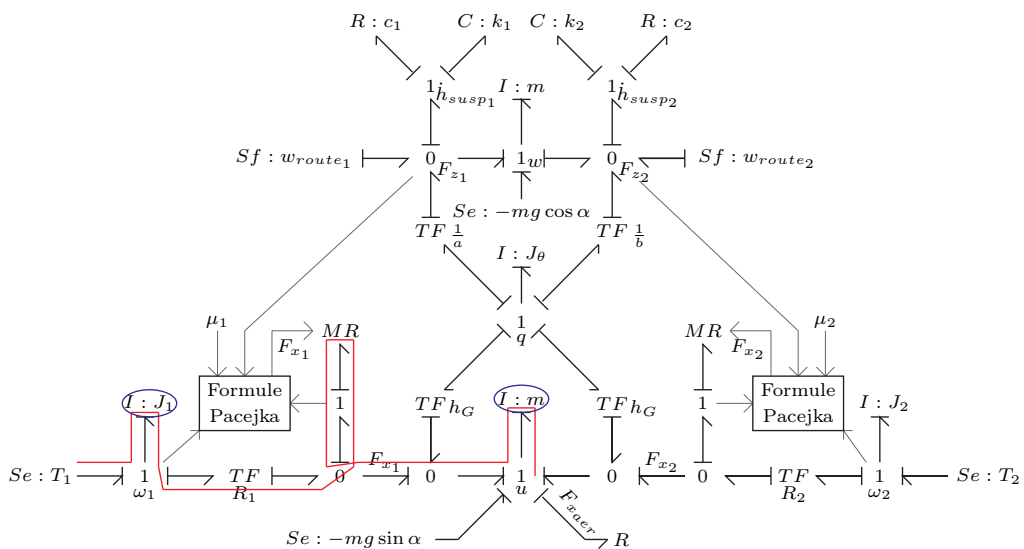


FIGURE 2.22: Plus court chemin causal entre le couple moteur avant  $T_1$  et la vitesse longitudinale du châssis  $u$  (modèle à sept variables d'état)

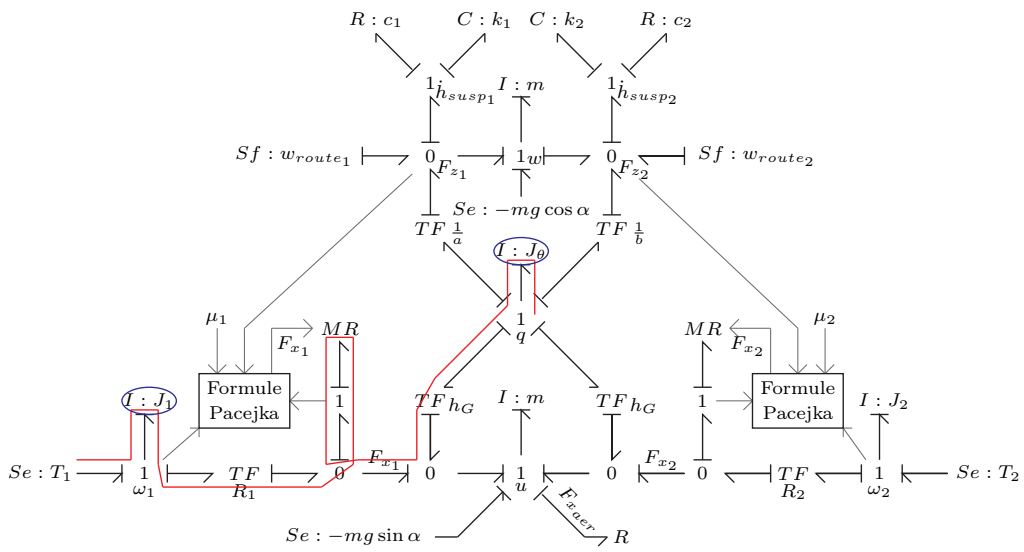


FIGURE 2.23: Plus court chemin causal entre le couple moteur avant  $T_1$  et la vitesse de tangage du châssis  $q$  (modèle à sept variables d'état)

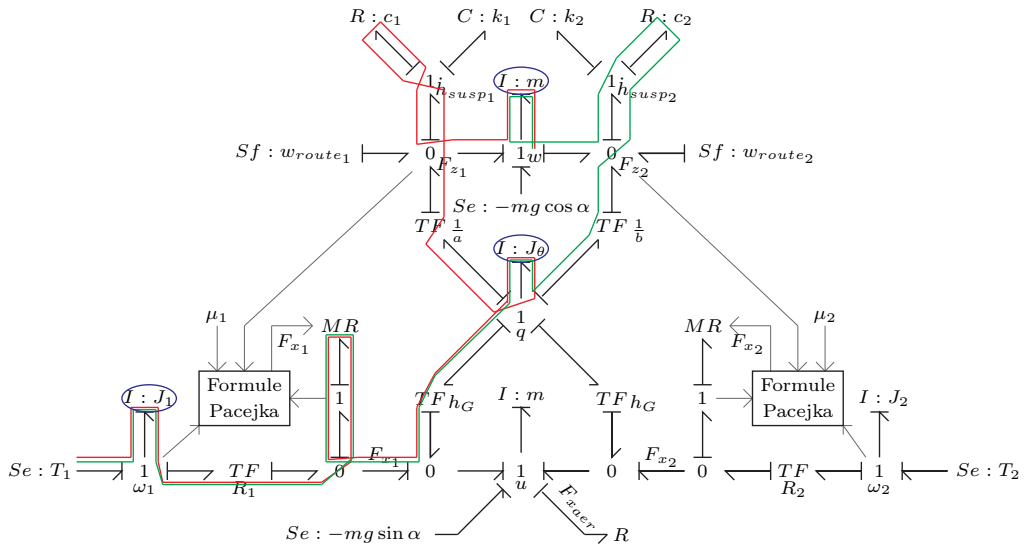


FIGURE 2.24: Plus courts chemins causaux entre le couple moteur avant  $T_1$  et la vitesse de pompage du châssis  $w$  (modèle à sept variables d'état)

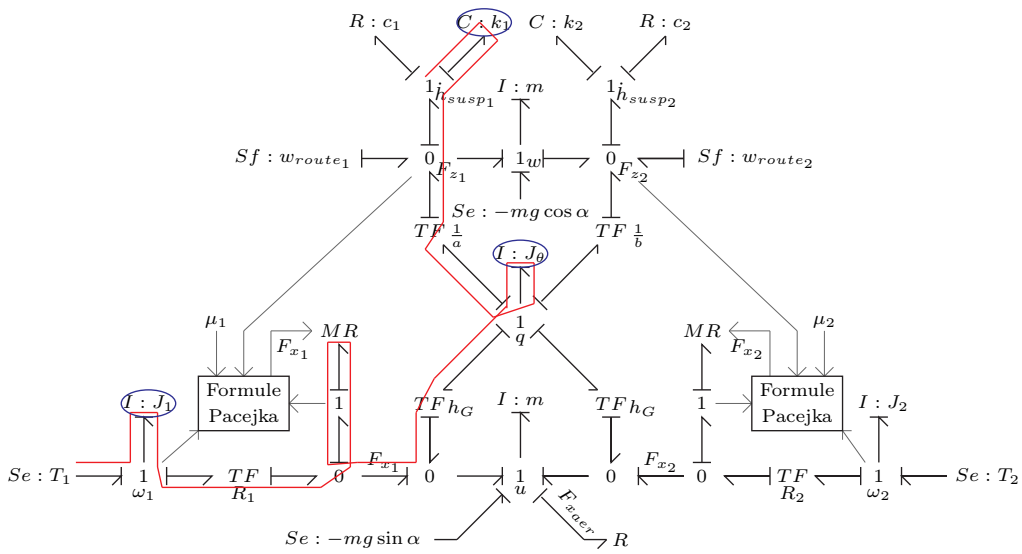


FIGURE 2.25: Plus court chemin causal entre le couple moteur avant  $T_1$  et le débattement de la suspension avant  $h_{susp1}$  (modèle à sept variables d'état)

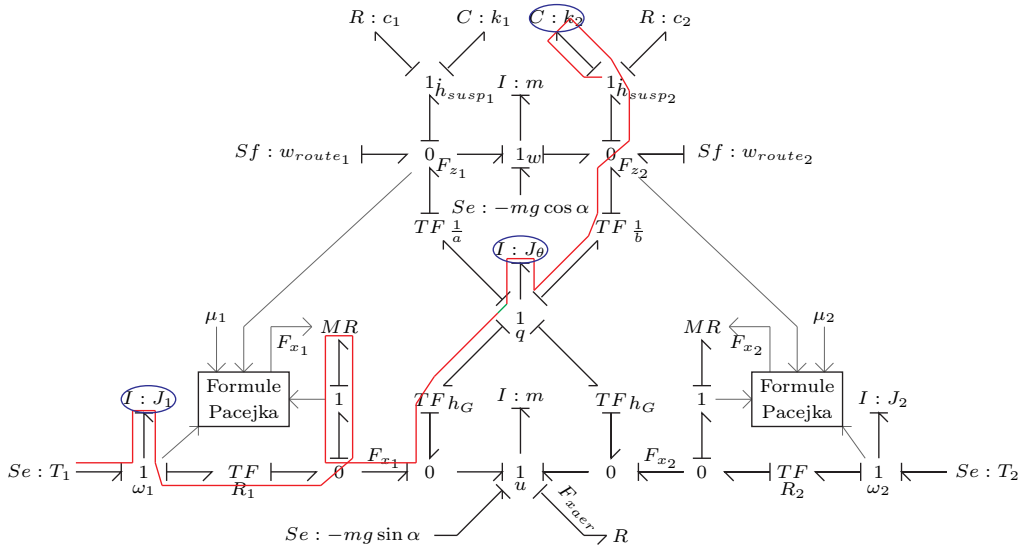


FIGURE 2.26: Plus court chemin causal entre le couple moteur avant  $T_1$  et le débattement de la suspension arrière  $h_{susp2}$  (modèle à sept variables d'état)

Chaque cellule du tableau 2.2 correspond à la somme des longueurs du plus court chemin causal entre le couple moteur avant et la variable de coénergie indiquée sur la ligne et entre le couple moteur arrière et la variable de coénergie indiquée sur la colonne. Si les chemins causaux ne sont pas disjoints, la cellule est noircie.

Le tableau montre que l'ensemble des chemins causaux disjoints dont la somme

$T_1 \backslash T_2$	$\omega_1$	$\omega_2$	$u$	$q$	$h_{susp1}$	$h_{susp2}$	$w$
$\omega_1$		2	3	3	4	4	4
$\omega_2$							
$u$		3		4	5	5	5
$q$		3	4				
$h_{susp1}$		4	5				
$h_{susp2}$		4	5				
$w$		4	5				

Tableau 2.2: Somme des longueurs des plus courts chemins causaux disjoints sur le Bond Graph du modèle d'ordre sept

des longueurs est la plus grande correspond aux sorties  $u$ ,  $h_{susp1}$ ,  $h_{susp2}$  et  $w$ . La somme des longueurs des chemins causaux vaut alors cinq alors que le Bond Graph est d'ordre sept donc, d'après le lemme 2 présenté dans la section 1.2.3, il n'existe pas de vecteur de sorties physiques structurellement plat.

Malgré l'absence de vecteur de sorties physiques structurellement plat, il est possible dans ce cas de synthétiser une commande basée sur le concept de platitude à l'aide d'un vecteur composé de combinaisons de sorties physiques. Un tel vecteur (2.31) est trouvé de manière analytique et les sorties qui le composent notées  $y_1$  et  $y_2$  ont pour indice caractéristique respectif  $\rho_1 = 3$  et  $\rho_2 = 4$ .

$$\begin{cases} y_1 = mu + \frac{J_\theta}{h_G} q \\ y_2 = \frac{h_{susp1}}{a} + \frac{h_{susp2}}{b} \end{cases} \quad (2.31)$$

Bien qu'il n'existe pas de méthode universelle pour trouver un vecteur de sortie plat pour les systèmes non linéaires, il est parfois possible de déterminer les sorties plates en essayant d'éliminer, dans les dérivées successives d'une expression de la sortie choisie initialement de manière arbitraire, les termes conduisant à l'apparition prématurée de la commande. Ainsi, de manière intuitive, il est possible d'aboutir à la détermination des sorties plates. Ici, nous avons choisi une première sortie  $y_1 = u$  que nous avons dérivée jusqu'à faire apparaître une entrée de commande  $T_1$  ou  $T_2$ . En prenant  $F_{x_i} = f(u, \omega_i)$ , les deux entrées de commandes apparaissent seulement après deux dérivations. Pour que le vecteur de sorties soit plat, il faut que la somme des indices caractéristiques des sorties de ce vecteur, c'est-à-dire le nombre de dérivation pour faire apparaître une entrée de commande, soit égale à l'ordre du système, soit dans notre cas, sept. Pour augmenter  $\rho_1$ , on prend pour sortie une combinaison de  $u$  et  $q$  pour annuler les termes en  $F_{x_i}$  qui apparaissent après dérivation. Nous obtenons alors la sortie



$y_1 = mu + \frac{J_\theta}{h_G}q$  qui a pour indice caractéristique trois. Comme l'ordre du système est de sept,  $\rho_2$  doit être égal à quatre. Il faut donc que les termes en  $F_{x_i}$  apparaissent le plus tard possible. On construit alors la deuxième sortie  $y_2$  comme une combinaison de  $h_{susp1}$  et  $h_{susp2}$  telle que les termes en  $q$  font apparaître les forces de contact puis les entrées de commande, s'annulent. On obtient alors  $y_2 = \frac{h_{susp1}}{a} + \frac{h_{susp2}}{b}$  d'indice caractéristique quatre. Le vecteur de sorties (2.31) choisi est donc plat.

## 2.3.2 Modèle de synthèse à deux variables d'état

### 2.3.2.1 Présentation du modèle

Du fait des situations de vie étudiées, on peut considérer que les accélérations longitudinales sont faibles et que les profils de route sont relativement réguliers. Les dynamiques des suspensions peuvent donc être supposées négligeables et par conséquent, les phénomènes de pompage et de tangage peuvent alors être supprimés. Enfin, nous pouvons également négliger la dynamique de rotation de la roue avant puisqu'elle est rapide devant la dynamique longitudinale. Nous ne considérons alors que l'effort longitudinal de la roue avant.

Grâce à ces hypothèses, nous aboutissons à un modèle extrêmement simple à deux variables d'état, soient :

- la vitesse de rotation de la roue arrière  $\omega_2$ ,
- la vitesse longitudinale  $u$  de la caisse.

Les lois de commande de contrôle du patinage présentées dans les sections 3.3 et 3.4 sont basées sur ce modèle « bicyclette » (Fig. 2.27 et 2.28) ne tenant compte que du déplacement longitudinal du châssis et de la rotation de la roue arrière. Le véhicule de masse  $m$  roule sur une route de pente  $\alpha$ . La voiture est soumise à une force de trainée  $F_{x_{aer}}$  portée par  $x$ . L'effort d'avancement en provenance de la roue avant est noté  $F_{x_1}$ . La roue arrière 2 de rayon  $R_2$  est soumise à un couple moteur  $T_2$  et à une force de frottement avec le sol  $F_{x_2}$ . La roue arrière a pour vitesse de rotation  $\omega_2$ . La vitesse  $u$  du véhicule est portée par l'axe  $x$  du repère lié au châssis ( $Oxyz$ ).

La figure 2.28 représente le modèle Bond Graph du système considéré. Le couple  $T_2$  est appliqué à la roue arrière de moment d'inertie  $J_2$ . La vitesse du point de contact de la roue arrière avec la route est  $R_2\omega_2$ .  $F_{x_2}$  correspond à l'effort de contact roue-route longitudinal qui est évalué à partir de la représentation de Pacejka. On considère comme paramètre le coefficient d'adhérence de la route  $\mu_2$  et l'effort normal appliqué sur la roue  $F_{z_2}$ . Comme le châssis est considéré rigide, la vitesse longitudinale de l'essieu arrière  $u_2$  et celle du châssis  $u$  sont identiques. L'effort d'avancement fourni par l'essieu avant est modélisé par une source d'effort  $F_{x_1}$  dans le cas d'activation simultanée des modes électrique et thermique.

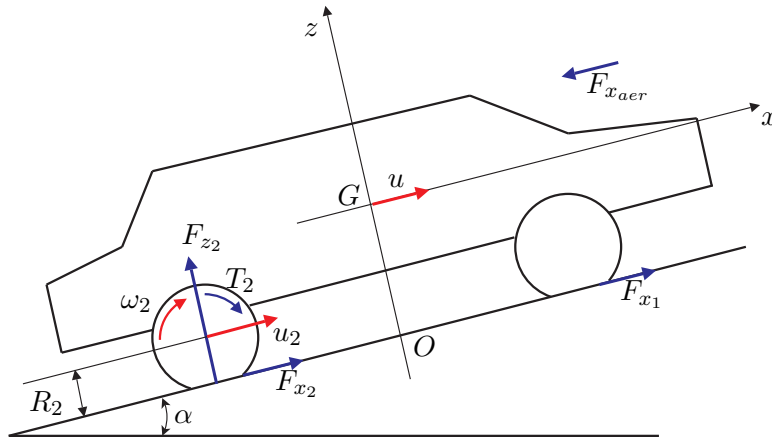


FIGURE 2.27: Schéma du modèle de synthèse à deux variables d'état

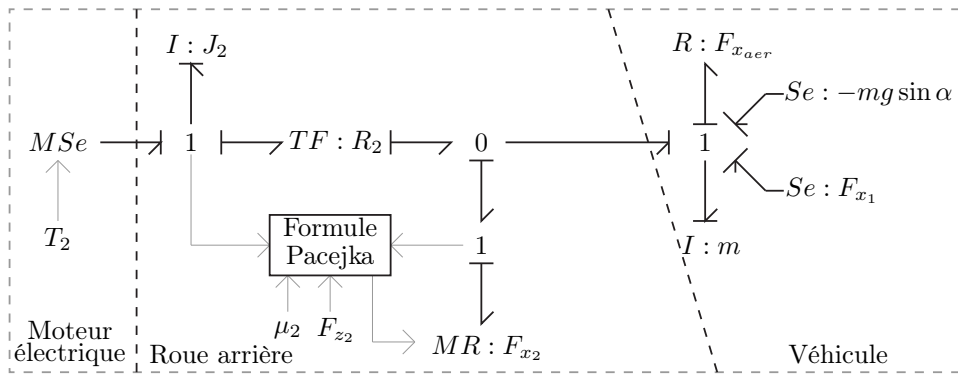


FIGURE 2.28: Bond Graph causal du modèle de synthèse à deux variables d'état

Ce modèle ne comporte plus qu'une seule entrée de commande : le couple  $T_2$  appliqué à la roue arrière. Les entrées de perturbation sont l'adhérence de la roue arrière  $\mu_2$ , la pente de la route  $\alpha$  et l'effort d'avancement longitudinal de la roue avant  $F_{x_1}$ . Les sorties physiques associées aux variables d'énergie indépendantes sont donc maintenant la vitesse de rotation de la roue arrière  $\omega_2$ , et la vitesse longitudinale  $u$ .

Le système 2.32 en  $(u, \omega_2)$  correspond au modèle Bond Graph du véhicule décrit ci-dessus.

$$\begin{cases} m\dot{u} = F_{x_1} + F_{x_2}(u, \omega_2, F_{z_2}, \mu_2) - F_{x_{aer}}(u) - mg \sin \alpha \\ J_2\dot{\omega}_2 = T_2 - R_2 F_{x_2}(u, \omega_2, F_{z_2}, \mu_2) \end{cases} \quad (2.32)$$

### 2.3.2.2 Analyse structurelle

Pour ce modèle fortement simplifié, l'analyse structurelle montre de manière évidente qu'il existe une sortie structurellement plate. Conformément au lemme 1

(section 1.2.3), le plus court chemin entre l'entrée  $T_2$  et la vitesse du châssis  $u$ , représenté en rouge sur la figure 2.29, est de longueur égale à l'ordre du système, soit deux. Donc, d'après le lemme 1,  $y_1 = u$  est une sortie plate structurelle du modèle véhicule (2.32).

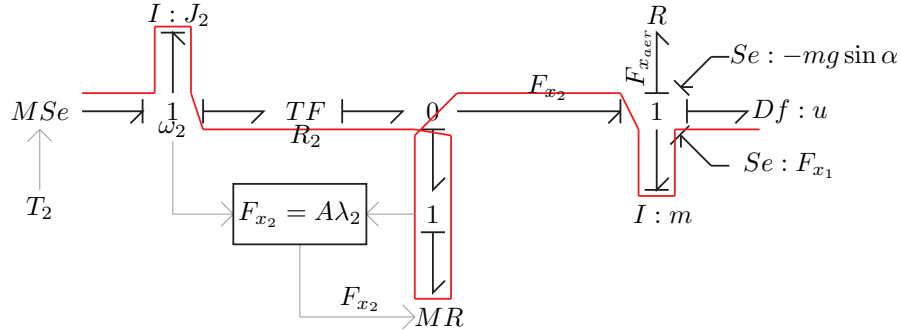


FIGURE 2.29: Chemin causal sur le Bond Graph causal

La platitude du système par rapport cette sortie trouvée précédemment peut être vérifiée grâce à l'affectation de la bicausalité [52] propagée depuis cette sortie jusqu'à l'entrée de commande (Fig. 2.30). D'après la propriété 1 définie dans la section 1.2.3, l'ordre du modèle inverse est zéro, donc le système est plat.

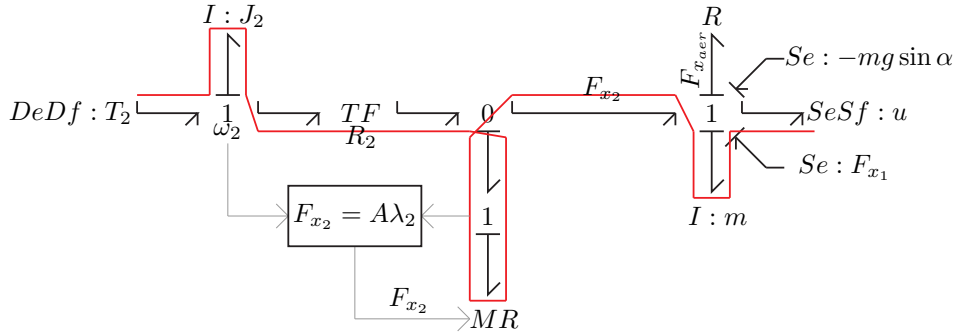


FIGURE 2.30: Chemin causal sur le Bond Graph bicausal

## 2.4 Conclusion

Plusieurs modèles basés sur l'approche Bond Graph ont été présentés dans ce chapitre et ont permis de conduire l'analyse du système en vue de la commande. Tout d'abord, un modèle à vingt variables d'état, assez complet, prend en compte neuf degrés de liberté mécanique. Les phénomènes les plus importants pour les prestations ASR et MSR sont représentés dans le but d'améliorer la compréhension du comportement du véhicule à travers l'analyse des transferts d'énergie entre les entrées et les états (stockages). Des hypothèses simplificatrices tirées de

cette analyse ont contribué à la réduction du modèle d'analyse en vue de la synthèse de commandes de contrôle du patinage. Deux modèles de synthèse ont été proposés dans ce chapitre. Le premier à sept variables d'état, tient compte de sept degrés de liberté mécanique dont l'avancement longitudinal, le pompage et le tangage du châssis. Le second modèle de synthèse, à deux variables d'état, est déduit du premier grâce à plusieurs hypothèses simplificatrices découlant de l'analyse des transferts d'énergie. L'analyse structurelle de ces modèles de synthèse a également permis de déterminer une sortie structurellement plate sur le modèle à deux variables d'état. Enfin, un modèle de simulation, développé par Renault et adapté à VELROUE, a été présenté dans l'intention de simuler le comportement d'un véhicule muni des lois de contrôle du patinage développées par la suite à partir des modèles détaillés dans ce chapitre.

## Partie 3

---

# Synthèse de commande

---

*La mémoire est squelette, l'imagination chair; Et  
l'esprit qui l'anime?... Un espoir insensé.*

— KIM STANLEY ROBINSON  
*Les menhirs de glace* (1984)

A partir des modèles présentés dans le chapitre précédent, plusieurs lois de commande sont synthétisées pour contrôler le patinage des roues arrière dans différentes situations de vie. Tout d'abord, un contrôleur de type PI représentatif des commandes d'anti-patinage habituellement utilisées dans l'industrie automobile est détaillé. Ce contrôleur fournit des résultats de référence pour juger les performances des commandes non-linéaires présentées dans ce chapitre. Comme il a été expliqué dans la section 1.2.1, le contrôle du patinage dans l'automobile est décomposé en deux fonctions : ASR lors des phases d'accélération, MSR lors des phases de décélération. La différence principale entre ces deux fonctions pour la synthèse de commande réside dans l'expression du pseudo-glissement des roues arrière,  $\lambda_{accel_2}$  (3.1) et  $\lambda_{decel_2}$  (3.2), respectivement pour l'ASR et le MSR. Le cahier des charges, exprimé en  $\lambda_2^*$ , de chaque fonction d'anti-patinage est détaillé dans la section 1.3.

Dans un premier temps, des lois de commande pour la fonction ASR sont synthétisées à partir des modèles véhicule à sept puis, deux variables d'état décrits dans le chapitre 2.3. Dans un deuxième temps, les deux commandes par retour linéarisant et la commande plate développées pour l'ASR sont transposées à la fonction MSR.

$$\lambda_{accel_2} = \frac{R_2\omega_2 - u}{R_2\omega_2} \quad \text{si } \omega_2 \neq 0 \quad (3.1)$$

$$\lambda_{decel_2} = \frac{u - R_2\omega_2}{u} \quad \text{si } u \neq 0 \quad (3.2)$$

$\lambda_{accel_2}$  : Pseudo-glisement de la roue arrière en accélération  
 $\lambda_{decel_2}$  : Pseudo-glisement de la roue arrière en décélération

### 3.1 Présentation d'un contrôleur de type PI

Ce contrôleur de type PI a été développé dans un projet interne chez Renault pour le contrôle du patinage ASR des deux roues avant entraînées par un moteur thermique par l'intermédiaire d'un différentiel ouvert. Il a été adapté au prototype VELROUE qui est équipé de moteurs électriques aux dynamiques plus rapides. Le couple moteur  $T_2$  demandé au moteur électrique est calculé à partir d'un retour d'erreur sur le pseudo-glisement  $\lambda_2$  (3.3).

$$\lambda_2 = \lambda_{accel_2} = \frac{R_2\omega_2 - u}{R_2\omega_2} \quad (3.3)$$

La commande  $U$  est calculée par l'équation du PI (3.4). Lorsque la roue commence à patiner, le couple moteur  $T_2$  doit être réduit. Dans cette optique, le contrôleur de type PI présenté dans cette section multiplie la demande de couple du conducteur  $T_{2_{cond}}$  par un coefficient  $\alpha_{lim}$  positif et inférieur à 1. Plus la roue patine, plus la valeur de ce coefficient est faible.  $U$  est transformé en coefficient  $\alpha$  grâce à l'équation (3.6). La limite de couple calculée par la fonction ASR doit être inférieure à la demande conducteur donc  $\alpha$  doit être inférieur ou égal à 1. De plus, pour éviter que le conducteur est la sensation d'une disparition du couple disponible, la limite de couple doit être supérieure à un certain pourcentage  $P_{minT}$  de la demande de couple du conducteur. Ces contraintes sont prises en compte grâce à l'équation (3.5).

$$U = K_p e_{\lambda_2} + K_i \int e_{\lambda_2} dt \quad \text{avec } e_{\lambda_2} = \lambda_2 - \lambda_2^* \quad (3.4)$$

$$U_{sat} = \max(\min(0, U), P_{maxU}) \quad (3.5)$$

$$\text{avec } P_{maxU} = \begin{cases} \frac{1 - P_{minT}}{P_{minT}} & \text{si } P_{minT} > 0, \\ 0 & \text{si } P_{minT} = 0. \end{cases}$$

$$\alpha = \frac{1}{1 + U_{sat}} \quad (3.6)$$

$\alpha$  peut varier brusquement ce qui se traduit par des échelons de couple de grande amplitude très mal ressentis par le conducteur. Pour résoudre ce problème, le taux de variation du coefficient  $\alpha$  est limité. Le choix du taux de variation

maximum autorisé est difficile. Une valeur trop élevée autorisera des échelons de couple gênants alors qu'une valeur trop faible augmentera considérablement le temps de réaction du contrôleur de glissement. Le couple moteur  $T_2$  est obtenu par la multiplication de la demande conducteur  $T_{2_{cond}}$  avec le coefficient  $\alpha$  au taux limité,  $\alpha_{lim}$ . L'architecture du contrôleur est résumée par la figure 3.1.

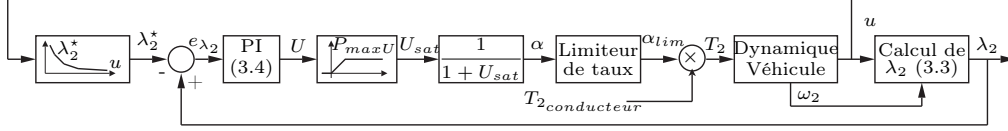


FIGURE 3.1: Schéma du contrôleur de type PI

## 3.2 ASR à partir du modèle véhicule d'ordre sept

On synthétise des commandes non-linéaires de contrôle du patinage des roues arrière à partir du modèle véhicule décrit dans la section 2.3.1 et rappelé dans l'équation (3.7).

$$\left\{ \begin{array}{l} m\dot{u} = F_{x_1}(u, \omega_1, F_{z_1}, \mu_1) + F_{x_2}(u, \omega_2, F_{z_2}, \mu_2) - F_{x_{aer}}(u) - mg \sin \alpha \\ J_1 \dot{\omega}_1 = T_1 - R_1 F_{x_1}(u, \omega_1, F_{z_1}, \mu_1) \\ J_2 \dot{\omega}_2 = T_2 - R_2 F_{x_2}(u, \omega_2, F_{z_2}, \mu_2) \\ m\dot{w} = k_1 h_{susp_1} + c_1 (w_{route_1} - w + aq) + k_2 h_{susp_2} \\ \quad + c_2 (w_{route_2} - w - bq) - mg \cos \alpha \\ J_\theta \dot{q} = -h_G (F_{x_1}(u, \omega_1, F_{z_1}, \mu_1) + F_{x_2}(u, \omega_2, F_{z_2}, \mu_2)) \\ \quad - a (k_1 h_{susp_1} + c_1 (w_{route_1} - w + aq)) \\ \quad + b (k_2 h_{susp_2} + c_2 (w_{route_2} - w - bq)) \\ \dot{h}_{susp_1} = w_{route_1} - w + aq \\ \dot{h}_{susp_2} = w_{route_2} - w - bq \end{array} \right. \quad (3.7)$$

### 3.2.1 Synthèse de commande non linéaire par feedback

On désire synthétiser une commande par retour linéarisant permettant de contrôler le pseudo-glissement de la roue arrière  $\lambda_2$  et la vitesse longitudinale du véhicule  $u$  à partir des couples moteurs  $T_1$  et  $T_2$  au niveau des roues avant et arrière. Tout d'abord, on observe que le degré relatif du système par rapport aux sorties  $u$  et  $\lambda_2$  vaut respectivement deux et un. Comme le système est d'ordre sept, la dynamique résiduelle est d'ordre quatre. La preuve de la stabilité de la dynamique résiduelle reste un problème ouvert difficile à résoudre. Pour palier à ce problème, plusieurs pistes sont envisageables.

La première consiste à changer le cahier des charges. En effet, la fonction principale d'un ASR est de contrôler le patinage de la roue. Il est donc concevable de contrôler comme seconde sortie une autre grandeur que la vitesse longitudinale du châssis. Il est par exemple possible de choisir la vitesse de tangage ou de pompage. Un tel choix peut se justifier par une meilleure prise en compte du confort du conducteur au détriment des performances du véhicule. Ce changement de cahier des charges permettrait de réduire l'ordre de la dynamique résiduelle et donc de simplifier potentiellement la preuve de sa stabilité.

La seconde solution consiste à conserver le cahier des charges en  $u$  et  $\lambda_2$  mais à changer la méthode de contrôle. Plus spécifiquement, on va chercher des sorties telles que le système soit plat, c'est à dire que toutes les dynamiques de ce système soient contrôlées. Cette solution a l'avantage de ne pas avoir à prouver une possible instabilité d'une ou plusieurs dynamiques du système. Elle sera développée dans le paragraphe suivant par le biais de la synthèse d'une commande basée sur le concept de platitude.

### 3.2.2 Platitude

Un vecteur de sorties plat est nécessaire pour synthétiser la commande. Le système comporte deux entrées  $T_1$  et  $T_2$ , il faut donc trouver un vecteur de deux sorties. L'analyse structurelle menée dans la section 2.3.1.2 a permis de montrer qu'il n'existe aucun vecteur de sorties structurellement plat mais un vecteur de sorties plates  $[y_1 \ y_2]$ , rappelé par le système (3.8), a été trouvé de manière analytique. Par la suite, nous nous attacherons à synthétiser une commande plate à partir de ce vecteur.

$$\begin{cases} y_1 = mu + \frac{J_\theta}{h_G} q \\ y_2 = \frac{h_{susp1}}{a} + \frac{h_{susp2}}{b} \end{cases} \quad (3.8)$$

La commande plate est synthétisée à partir du modèle véhicule (3.7) et du vecteur de sorties plat  $[y_1 \ y_2]$  (3.8) dans le but de contrôler le pseudo-glisement  $\lambda_2 = \lambda_{accel_2}$  (3.1) de la roue arrière et la vitesse longitudinale  $u$  du véhicule. L'objectif de l'ASR est de garder  $\lambda_2$  en dessous d'une certaine valeur afin d'éviter la saturation de l'effort de contact roue-route et donc le glissement des roues. Pour simplifier la synthèse de la commande, l'effort de contact roue-route de la zone de travail de l'ASR, représentée sur la figure 3.2, est approximé par une droite affine de coefficient constant  $A$ , choisi pour un effort vertical constant de 5000N.

On prendra donc  $F_{x_1} = A_1 \lambda_1$  et  $F_{x_2} = A_2 \lambda_2$  et par soucis de lisibilité,  $F_{x_{aer}} = \frac{1}{2} \rho S C_x u^2 = \sigma u^2$ . Par la suite, la procédure de synthèse de commande détaillée dans la section 1.2.3 est suivie. Le modèle véhicule est d'abord exprimé sous la forme d'un système affine de type (3.9).



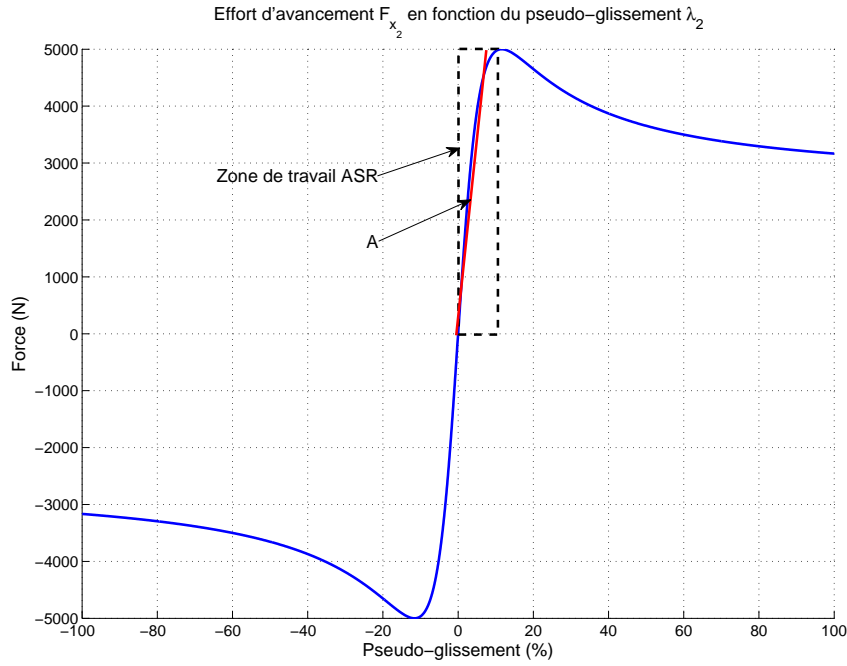


FIGURE 3.2: Zone de travail ASR sur la représentation de Pacejka

$$\begin{cases} \dot{x} = f(x) + \sum_{i=1}^m g_i(x)u_i & m = 2 \\ y = h(x) \end{cases} \quad (3.9)$$

$$x = \left( u \quad \omega_1 \quad \omega_2 \quad w \quad q \quad h_{susp1} \quad h_{susp2} \right)^T \quad (3.10)$$

$$f(x) = \begin{pmatrix} \frac{1}{m} \left( A_1 \lambda_1 + A_2 \lambda_2 - \sigma u^2 - mg \sin \alpha \right) \\ \frac{1}{J_1} \left( -R_1 A_1 \lambda_1 \right) \\ \frac{1}{J_2} \left( -R_2 A_2 \lambda_2 \right) \\ \frac{1}{m} \left( k_1 h_{susp1} + c_1 (w_{route1} - w + aq) \right. \\ \quad \left. + k_2 h_{susp2} + c_2 (w_{route2} - w - bq) - mg \cos \alpha \right) \\ \frac{1}{J_\theta} \left( -h_G (A_1 \lambda_1 + A_2 \lambda_2) \right. \\ \quad \left. - a (k_1 h_{susp1} + c_1 (w_{route1} - w + aq)) \right. \\ \quad \left. + b (k_2 h_{susp2} + c_2 (w_{route2} - w - bq)) \right) \\ w_{route1} - w + aq \\ w_{route2} - w - bq \end{pmatrix} \quad (3.11)$$

$$g_1(x) = \left( 0 \quad \frac{1}{J_1} \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \right)^T \quad (3.12)$$

$$g_2(x) = \left( 0 \quad 0 \quad \frac{1}{J_2} \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \right)^T \quad (3.13)$$

$$h(x) = \begin{pmatrix} h_1(x) = mu + \frac{J_\theta q}{h_G} \\ h_2(x) = \frac{h_{susp1}}{a} + \frac{h_{susp2}}{b} \end{pmatrix} \quad (3.14)$$

$$u_1 = T_1 \quad (3.15)$$

$$u_2 = T_2 \quad (3.16)$$

La commande plate est une commande linéarisante et découplante. Par conséquent, la matrice de découplage  $\Delta(x)$  (3.17) doit être inversible (au moins localement) pour synthétiser la commande plate comme montré dans la section 1.2.3. Les différents termes de la matrices sont calculés par la suite.

$$\Delta(x) = \begin{bmatrix} L_{g_1} L_f^2 h_1 & L_{g_2} L_f^2 h_1 \\ L_{g_1} L_f^3 h_2 & L_{g_2} L_f^3 h_2 \end{bmatrix} \quad (3.17)$$

$$L_f h_1 = \left[ \frac{\partial h_1}{\partial x_1} \cdots \frac{\partial h_1}{\partial x_7} \right] f \quad (3.18)$$

$$= \begin{bmatrix} m & 0 & 0 & 0 & \frac{J_\theta}{h_G} & 0 & 0 \end{bmatrix} f \quad (3.19)$$

$$= -\sigma u^2 - mg \sin \alpha - \frac{a}{h_G} \left( k_1 h_{susp1} + c_1 (w_{route1} - w + aq) \right) \quad (3.20)$$

$$+ \frac{b}{h_G} \left( k_2 h_{susp2} + c_2 (w_{route2} - w - bq) \right)$$

$$L_f^2 h_1 = \begin{bmatrix} -2\sigma u & 0 & 0 & \frac{ac_1 - bc_2}{h_G} & -\frac{a^2 c_1 + b^2 c_2}{h_G} & -\frac{ak_1}{h_G} & \frac{bk_2}{h_G} \end{bmatrix} f \quad (3.21)$$

$$= -\frac{2\sigma u}{m} \left( A_1 \frac{(R_1 \omega_1 - u)}{R_1 \omega_1} + A_2 \frac{(R_2 \omega_2 - u)}{R_2 \omega_2} \right) + \frac{2\sigma^2 u^3}{m} \quad (3.22)$$

$$+ 2\sigma u g \sin \alpha + \frac{ac_1 - bc_2}{mh_G} \left[ k_1 h_{susp1} + c_1 (w_{route1} - w + aq) \right]$$

$$+ k_2 h_{susp2} + c_2 (w_{route2} - w - bq) - mg \cos \alpha \Big]$$

$$- \frac{a^2 c_1 + b^2 c_2}{J_\theta h_G} \left[ -h_G \left( A_1 \frac{R_1 \omega_1 - u}{R_1 \omega_1} + A_2 \frac{R_2 \omega_2 - u}{R_2 \omega_2} \right) \right]$$

$$- a \left( k_1 h_{susp1} + c_1 (w_{route1} - w + aq) \right)$$

$$+ b \left( k_2 h_{susp2} + c_2 (w_{route2} - w - bq) \right) \Big]$$

$$- \frac{ak_1}{h_G} (w_{route1} - w + aq) + \frac{bk_2}{h_G} (w_{route2} - w - bq)$$

$$L_{g_1} L_f^2 h_1 = \frac{\partial L_f^2 h_1}{\partial x} g_1 = \frac{\partial L_f^2 h_1}{J_1 \partial \omega_1} \quad (3.23)$$

$$= \left( \frac{a^2 c_1 + b^2 c_2}{J_\theta} - \frac{2\sigma u}{m} \right) \frac{A_1 u}{J_1 R_1 \omega_1^2} \quad (3.24)$$

$$L_{g_2} L_f^2 h_1 = \frac{\partial L_f^2 h_1}{\partial x} g_2 = \frac{\partial L f^2 h_1}{J_2 \partial \omega_2} \quad (3.25)$$

$$= \left( \frac{a^2 c_1 + b^2 c_2}{J_\theta} - \frac{2\sigma u}{m} \right) \frac{A_2 u}{J_2 R_2 \omega_2^2} \quad (3.26)$$

$$L_f h_2 = \left[ \frac{\partial h_2}{\partial x_1} \dots \frac{\partial h_2}{\partial x_7} \right] f \quad (3.27)$$

$$= \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{a} & \frac{1}{b} \end{bmatrix} f \quad (3.28)$$

$$= \frac{1}{a} (w_{route_1} - w) + \frac{1}{b} (w_{route_2} - w) \quad (3.29)$$

$$L_f^2 h_2 = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & -\frac{1}{a} & -\frac{1}{b} & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} f \quad (3.30)$$

$$= -\frac{1}{m} \left( \frac{1}{a} + \frac{1}{b} \right) [k_1 h_{susp_1} + c_1 (w_{route_1} - w + aq) + k_2 h_{susp_2} + c_2 (w_{route_2} - w - bq) - mg \cos \alpha] \quad (3.31)$$

$$L_f^3 h_2 = \frac{1}{m} \left( \frac{1}{a} + \frac{1}{b} \right) \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & c_1 + c_2 & bc_2 - ac_1 & -k_1 & -k_2 \end{bmatrix} f \quad (3.32)$$

$$= \frac{1}{m} \left( \frac{1}{a} + \frac{1}{b} \right) \left[ \frac{(c_1 + c_2)}{m} (k_1 h_{susp_1} + c_1 (w_{route_1} - w + aq) + k_2 h_{susp_2} + c_2 (w_{route_2} - w - bq) - mg \cos \alpha) + \frac{(bc_2 - ac_1)}{J_\theta} (-h_G (A_1 \lambda_1 + A_2 \lambda_2) - a (k_1 h_{susp_1} + c_1 (w_{route_1} - w + aq)) + b (k_2 h_{susp_2} + c_2 (w_{route_2} - w - bq))) - k_1 (w_{route_1} - w + aq) - k_2 (w_{route_2} - w - bq) \right] \quad (3.33)$$

$$L_{g_1} L_f^3 h_2 = \frac{\partial L_f^3 h_2}{\partial x} g_1 = \frac{\partial L f^3 h_2}{J_1 \partial \omega_1} \quad (3.34)$$

$$= -\frac{h_G}{m J_\theta} \left( \frac{1}{a} + \frac{1}{b} \right) (bc_2 - ac_1) \frac{A_1 u}{J_1 R_1 \omega_1^2} \quad (3.35)$$

$$L_{g_2} L_f^3 h_2 = \frac{\partial L_f^3 h_2}{\partial x} g_2 = \frac{\partial L f^3 h_2}{J_2 \partial \omega_2} \quad (3.36)$$

$$= -\frac{h_G}{m J_\theta} \left( \frac{1}{a} + \frac{1}{b} \right) (bc_2 - ac_1) \frac{A_2 u}{J_2 R_2 \omega_2^2} \quad (3.37)$$

Donc,

$$\Delta(x) = \begin{bmatrix} L_{g_1} L_f^2 h_1 & L_{g_2} L_f^2 h_1 \\ L_{g_1} L_f^3 h_2 & L_{g_2} L_f^3 h_2 \end{bmatrix} \quad (3.38)$$

$$\Leftrightarrow \Delta(x) = \begin{bmatrix} \left( \frac{a^2 c_1 + b^2 c_2}{J_\theta} - \frac{2\sigma u}{m} \right) \frac{A_1 u}{J_1 R_1 \omega_1^2} & \left( \frac{a^2 c_1 + b^2 c_2}{J_\theta} - \frac{2\sigma u}{m} \right) \frac{A_2 u}{J_2 R_2 \omega_2^2} \\ \frac{h_G(c_2 b - c_1 a)}{J_\theta} \left( \frac{1}{a} + \frac{1}{b} \right) \frac{A_1 u}{J_1 R_1 \omega_1^2} & \frac{h_G(c_2 b - c_1 a)}{J_\theta} \left( \frac{1}{a} + \frac{1}{b} \right) \frac{A_2 u}{J_2 R_2 \omega_2^2} \end{bmatrix} \quad (3.39)$$

$$\text{de la forme } \begin{bmatrix} \alpha\beta & \alpha\gamma \\ \delta\beta & \delta\gamma \end{bmatrix} \quad (3.40)$$

$$\text{donc } \det(\Delta(x)) = \alpha\beta\gamma\delta - \alpha\beta\gamma\delta = 0 \quad (3.41)$$

$\Delta(x)$  n'est pas inversible donc les entrées  $T_1$  et  $T_2$  ne sont pas découplables. En effet, dans le système (2.30) représentant le modèle véhicule, les termes  $F_{x_1}$  et  $F_{x_2}$  d'où proviennent les entrées  $T_1$  et  $T_2$  ont des coefficients identiques sauf dans les équations de  $\omega_1$  et  $\omega_2$ . Ces équations sont utilisées uniquement lors de la dernière dérivation pour faire apparaître les commandes  $T_1$  et  $T_2$  à partir de  $F_{x_1}$  et  $F_{x_2}$ . Comme les sorties plates  $y_1$  et  $y_2$  sont fonction de  $u, q, h_{susp_1}$  et  $h_{susp_2}$ , les coefficients différentiateurs des équations de  $\omega_1$  et  $\omega_2$  n'apparaissent pas dans la matrice de découplage. Par conséquent, les coefficients de la matrice  $\Delta(x)$  se compensent de sorte que le déterminant est nul sur tout le domaine mathématique. La commande n'est pas synthétisable malgré un vecteur de sortie à priori analytiquement plat.

### 3.2.3 Conclusion

Dans cette section, on a essayé de développer une commande pour contrôler le pseudo-glisement  $\lambda_2$  de la roue arrière et la vitesse longitudinale  $u$  du véhicule. On s'est basé sur le modèle véhicule à sept variables d'état présenté dans la section 2.3.1 qui tient compte des dynamiques de rotation des roues avant et arrière, du déplacement longitudinal du véhicule ainsi que des phénomènes de pompage et de tangage. Tout d'abord, une commande non linéaire par retour linéarisant a été investiguée, mais quatre dynamiques ne sont pas contrôlées ( $q, w, h_{susp_1}, h_{susp_2}$ ). Malheureusement, la preuve de stabilité de ces dynamiques résiduelles reste un problème ouvert. Par conséquent, on se tourne vers une commande basée sur le concept de platitude qui permet de contrôler toutes les dynamiques du système. Pour ce faire, il est nécessaire de trouver de nouvelles sorties appelées sorties plates. L'analyse structurelle du Bond Graph du modèle véhicule menée dans la section 2.3.1.2 met en évidence l'absence de sortie plate structurelle, mais un vecteur de sortie plat ( $y_1, y_2$ ) d'ordre trois et quatre est trouvé de manière analytique. Malheureusement, la synthèse de la commande plate est impossible car les entrées  $T_1$  et  $T_2$  du système ne sont pas découplables pour ce vecteur de sortie plat. Donc la encore, trouver un vecteur de sortie plat qui permettrait la synthèse d'une commande plate sans problème d'inversion de la matrice de découplage reste un problème ouvert.

Si cette étude de synthèse de commande basée sur le concept de platitude avait été effectuée lors de la phase de conception du véhicule, le problème structurel identifié ici aurait peut-être été résolu grâce à une modification de la chaîne de transmission. Dans notre cas, l'architecture du véhicule étant déjà fixée, d'autres pistes restent à explorer. Afin de réduire l'ordre de la dynamique résiduelle lors de la synthèse d'une commande par retour linéarisant, il est possible de contrôler une autre grandeur que la vitesse longitudinale grâce à la modification du cahier des charges. Ce changement d'exigence peut se justifier par une meilleure prise en compte du confort au détriment des performances. Pour la synthèse d'une commande plate, une solution serait de trouver un autre vecteur de sorties plat pour pouvoir découpler les entrées et donc synthétiser une commande plate à partir de ce modèle véhicule. Pour que le déterminant  $\Delta(x)$  soit non nul aux singularités près, une des sorties doit être exprimée en fonction de  $\omega_1$  ou  $\omega_2$ . Une telle sortie a un indice caractéristique de un. La deuxième sortie doit donc avoir un indice caractéristique de six. Outre la difficulté de trouver une telle sortie, la transcription du cahier des charges exprimé sur le pseudo-glisement de la roue arrière et la vitesse longitudinale du véhicule vers ces nouvelles sorties risque d'être épineuse. Cette solution pourra être étudiée dans des travaux ultérieurs.

Une autre solution serait de prendre en compte dans le modèle véhicule de synthèse de commande un phénomène permettant de différencier les actions des forces d'avancement avant  $F_{x_1}$  et arrière  $F_{x_2}$  comme par exemple, l'effet Brouhiet [6] qui concerne l'influence des efforts longitudinaux et latéraux au niveau du pneu sur l'effort vertical au niveau de la suspension. Cet effet lié à la cinématique du train est particulièrement présent sur le train arrière.

Enfin, la solution développée par la suite est de synthétiser des commandes d'anti-patinage sur un modèle dégradé obtenu à partir du modèle véhicule à sept variables d'état.

### 3.3 ASR à partir du modèle véhicule d'ordre deux

Dans cette section, trois lois de commande non linéaires destinées au contrôle du patinage des roues arrière et basées sur le modèle véhicule à deux variables d'état décrit dans la section 2.3.2 (3.42) sont présentées. La réglementation européenne [1] imposant l'ESP en Europe sur toutes les voitures neuves à partir de 2014, la présence de capteurs d'accélération longitudinale tend à se généraliser. C'est pourquoi, les deux premières lois de commande mettent en place un retour linéarisant requérant ou non un accéléromètre sur l'axe longitudinal du véhicule et la dernière contrôle le patinage en se basant sur le concept de platitude. Une stratégie de commande pour l'ASR est également développée afin de garantir la sécurité du véhicule, de réduire la charge du calculateur et d'améliorer le ressenti conducteur. Pour conclure, les capteurs nécessaires au bon fonctionnement de

ces trois lois de commande sont comparés aux besoins du contrôleur de type PI présenté dans la section 3.1.

$$\begin{cases} m\dot{u} = F_{x_1} + F_{x_2}(u, \omega_2, F_{z_2}, \mu_2) - F_{x_{aer}}(u) - mg \sin \alpha \\ J_2 \dot{\omega}_2 = T_2 - R_2 F_{x_2}(u, \omega_2, F_{z_2}, \mu_2) \end{cases} \quad (3.42)$$

Pour la suite de l'étude, on prendra  $\lambda_2 = \lambda_{accel_2}$  (3.1) car la fonction ASR est active uniquement lors des phases d'accélération.

### 3.3.1 Commande par retour linéarisant sans accéléromètre (RL)

L'objectif de la fonction d'anti-patinage est de maintenir le pseudo-glisement des roues arrières  $\lambda_2$  inférieur à une valeur de consigne  $\lambda_2^*$  en phase d'accélération. Pour la synthèse de la loi de commande, le pseudo-glisement désiré  $\lambda_2^*$  est considéré constant et on vérifiera en simulation et expérimentalement que l'évolution lente de cette valeur ne rend pas le système instable. Pour synthétiser la commande répondant à ce problème, on fait apparaître le pseudo-glisement  $\lambda_2$  de la roue arrière dans le modèle véhicule (3.42) en  $(u, \omega_2)$ . La méthodologie observée est identique à celle suivie par [46]. Dans notre cas, l'expression du pseudo-glisement est différente et l'apport de couple sur le second essieu est pris en compte.

$$\dot{\lambda}_2 = \dot{\lambda}_{accel_2} = -\frac{u^2}{R_2^2 \omega_2^2} \dot{\lambda}_{decel_2} \quad (3.43)$$

- $\lambda_{accel_2}$  : Pseudo-glisement de la roue arrière en accélération
- $\lambda_{decel_2}$  : Pseudo-glisement de la roue arrière en décélération
- $u$  : Vitesse longitudinale du châssis
- $\omega_2$  : Vitesse de rotation de la roue arrière
- $R_2$  : Rayon dynamique de la roue arrière

En dérivant l'équation (3.1) et à l'aide du système (3.42), on trouve le modèle véhicule (3.44) en  $(u, \lambda_2)$ .

$$\begin{cases} m\dot{u} = F_{x_1} + F_{x_2}(u, \omega_2, F_{z_2}, \mu_2) - F_{x_{aer}}(u) - mg \sin \alpha \\ \dot{\lambda}_2 = \frac{u}{J_2 R_2 \omega_2^2} T_2 + \frac{1}{m R_2 \omega_2} F_{x_{aer}}(u) + \frac{g}{R_2 \omega_2} \sin \alpha - \frac{1}{m R_2 \omega_2} F_{x_1} \\ - \left( \frac{1}{m R_2 \omega_2} + \frac{u}{J_2 \omega_2^2} \right) F_{x_2}(u, \omega_2, F_{z_2}, \mu_2) \end{cases} \quad (3.44)$$

La pente  $\alpha$  et l'effort de traction  $F_{x_1}$  sont considérés comme des perturbations que l'on compense par des grandeurs estimées. On désire piloter l'évolution du pseudo-glisement  $\lambda_2$  à travers la commande du couple  $T_2$ . Le système (3.44) a un degré relatif de un par rapport à la sortie  $y = \lambda_2$ , on peut donc transformer

le modèle véhicule en introduisant une nouvelle commande  $U$  (3.45) définie par  $\frac{d}{dt}(\lambda_2 - \lambda_2^*) = \dot{\lambda}_2 = U$  et choisie telle que  $\lambda_2$  converge vers  $\lambda_2^*$ .

$$\begin{cases} m\dot{u} = F_{x_1} + F_{x_2}(u, \omega_2, F_{z_2}, \mu_2) - F_{x_{aer}}(u) - mg \sin \alpha \\ \dot{\lambda}_2 = U \end{cases} \quad (3.45)$$

Pour trouver le couple moteur  $T_2$  à appliquer aux roues arrières par la loi de commande qui satisfait (3.45), on remplace  $\dot{\lambda}_2$  par la commande  $U$  dans le système 3.44. Le couple moteur  $T_2$  ainsi calculé qui compense tous les termes non-linéaires pour obtenir une dynamique linéaire est défini par l'équation (3.46) avec  $u \neq 0$ .

$$\begin{aligned} T_2 = & -\frac{J_2\omega_2}{mu} F_{x_{aer}}(u) - \frac{gJ_2\omega_2}{u} \sin \alpha + \frac{J_2\omega_2}{mu} F_{x_1} \\ & + \left( \frac{J_2\omega_2}{mu} + R_2 \right) F_{x_2}(u, \omega_2, F_{z_2}, \mu_2) + \frac{J_2R_2\omega_2^2}{u} U \end{aligned} \quad (3.46)$$

Par la suite, un retour stabilisant proportionnel et intégrateur a été retenu pour la commande  $U$ .

$$U = -K_p e_{\lambda_2} - K_i \int e_{\lambda_2} dt \quad \text{avec } e_{\lambda_2} = \lambda_2 - \lambda_2^* \quad (3.47)$$

Cette loi de commande, dont l'architecture est représentée en figure 3.3, sera dénommée par la suite commande par retour linéarisant sans accéléromètre, ou RL.

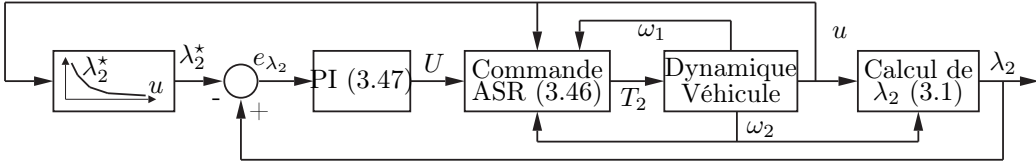


FIGURE 3.3: Schéma de la commande par retour linéarisant RL

### 3.3.1.1 Singularités

La boucle rétroactive définie par l'équation (3.46) n'est valable que lorsque  $u \neq 0$  par synthèse de  $T_2$  et  $\omega \neq 0$  par définition de  $\lambda_2$ . Ces cas d'usage apparaissent au démarrage et lors du blocage des roues. Pour prendre en compte ces cas particuliers, lorsque la vitesse longitudinale du châssis est proche de 0, on lui attribue une valeur faible différente de zéro, de même pour les vitesses de rotation des roues.

$$\begin{aligned} |\omega| &= \max(|\omega|, \omega_{min}) \\ |u| &= \max(|u|, \omega_{min} \times R) \end{aligned}$$

### 3.3.1.2 Stabilité

La loi de commande linéarisante décrite par l'équation (3.46) stabilise seulement le pseudo-glissement autour d'une valeur de référence  $\lambda_2^*$ . Cependant, il reste une dynamique résiduelle qui correspond à la première équation du système (3.44), soit la vitesse longitudinale du châssis  $u$ . Dans cette section une preuve partielle sera fournie pour la stabilité du système (3.44).

Tout d'abord rappelons quelques définitions issues de [43] et [58]. D'après la définition 7, pour montrer que cette dynamique est stable, il faut prouver que le sous-système en  $u$  de (3.44) est ISS\* par rapport à l'entrée  $\lambda_2$ . Une fois cette preuve établie, on peut contrôler le sous-système en  $\lambda_2$  sans se préoccuper de  $u$  [46].

**Définition 7.** *Le système  $\dot{x} = f(x, u)$  est dit globalement ISS s'il existe une  $\mathcal{KL}$ -fonction  $\beta$ , une  $\mathcal{K}$ -fonction  $\gamma$  et des constantes  $k_1, k_2 \in \mathbb{R}^+$  tels que*

$$\|x(t)\| \leq \beta(\|x_0\|, t) + \gamma(\|u_T(\cdot)\|_{\mathcal{L}_\infty}), \quad \forall t \geq 0, \quad 0 \leq T \leq t \quad (3.48)$$

pour tout  $x_0 \in \mathbb{R}^n$  et  $u \in \mathbb{R}^m$  satisfaisant :  $\|x_0\| < k_1$  et  $\sup_{t>0} \|u_T(t)\| = \|u_T\|_{\mathcal{L}_\infty} < k_2$ ,  $0 \leq T \leq t$ .

**Définition 8.** *Une fonction  $\gamma : \mathbb{R}_{\geq 0} \rightarrow \mathbb{R}_{\geq 0}$  est une  $\mathcal{K}$ -fonction si elle est continue, strictement croissante et si  $\gamma(0) = 0$ . C'est une  $\mathcal{K}_\infty$ -fonction si c'est une  $\mathcal{K}$ -fonction et si  $\gamma(s) \rightarrow \infty$  quand  $s \rightarrow \infty$  et c'est une fonction définie positive si  $\gamma(s) > 0, \forall s > 0$  et  $\gamma(0) = 0$ . Une fonction  $\beta : \mathbb{R}_{\geq 0} \times \mathbb{R}_{\geq 0} \rightarrow \mathbb{R}_{\geq 0}$  est une  $\mathcal{KL}$ -fonction si pour chaque  $t \geq 0$  fixé, la fonction  $\beta(\cdot, t)$  est une  $\mathcal{K}$ -fonction et pour chaque  $s \geq 0$  fixé, elle décroît jusqu'à 0 quand  $t \rightarrow \infty$ .*

**Définition 9.** *Une fonction dérivable indéfiniment  $V : \mathbb{R}^n \rightarrow \mathbb{R}$  est une fonction de Lyapunov ISS sur  $\mathbb{R}^n$  pour le système  $\dot{x} = f(x, u)$  si et seulement s'il existe des fonctions de classe  $\mathcal{K}_\infty$   $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$  et  $\sigma$  tels que :*

$$\alpha_1(\|x\|) \leq V(x(t)) \leq \alpha_2(\|x\|) \quad \forall x \in \mathbb{R}^n, t > 0 \quad (3.49)$$

$$\frac{\partial V(x)}{\partial x} f(x, u) \leq -\alpha_3(\|x\|) + \sigma(\|u\|) \quad \forall x \in \mathbb{R}^n, u \in \mathbb{R}^m \quad (3.50)$$

**Remarque.** *Cela signifie que  $V$  est une fonction de Lyapunov ISS si :*

1. *Elle est définie positive sur  $\mathbb{R}^n$ .*
2. *Elle est définie négative le long des trajectoires de  $\dot{x} = f(x, u)$  quand les trajectoires sont en dehors de la boule définie par  $\|x^*\| = \sigma(\|u\|)$ .*

---

\*. ISS : Input-to-State Stable



**Théorème 1.** Soit  $V : \mathfrak{R}^n \rightarrow \mathfrak{R}$  une fonction de Lyapunov globalement ISS pour le système  $\dot{x} = f(x, u)$ . D'après la définition 7, le système est globalement ISS.

Après ce rappel théorique, on cherche une fonction de Lyapunov de  $u$  globalement ISS par rapport à  $F_{x_2}$ , soit à  $\lambda_2$ . Soit  $V(u)$  la fonction suivante :

$$V(u) = \frac{m}{2}(u - u^*)^2 \quad (3.51)$$

ou  $u^*$  représente la vitesse désirée pour un pseudo-glisement désiré  $\lambda_2^*$

On choisit  $F_{x_{aer}} = \sigma u^2$  pour calculer la dérivée de  $V(u)$  :

$$\dot{V}(u) = m(u - u^*)^2 \dot{u} \quad (3.52)$$

$$= (u - u^*) (F_{x_2} - F_{x_2}^*) + (u - u^*) (F_{x_2}^* - \sigma u^2 + F_{x_1} - mg \sin \alpha) \quad (3.53)$$

On choisit  $u^*$  tel que :

$$F_{x_2}^* + F_{x_1} - mg \sin \alpha = \sigma u^{*2} + K \quad (3.54)$$

avec  $K = F_{x_1} - mg \sin \alpha$  et  $|K| < K_{max}$  et  $u^* \neq 0$

$$\dot{V}(u) = (u - u^*) (F_{x_2} - F_{x_2}^*) - \sigma (u - u^*) \left( u^2 - u^{*2} - \frac{K}{\sigma} \right) \quad (3.55)$$

$$= (u - u^*) (F_{x_2} - F_{x_2}^* + K) - \sigma (u + u^*) (u - u^*)^2 \quad (3.56)$$

$$= -\sigma u (u - u^*)^2 - \sigma u^* (u - u^*)^2 + (u - u^*) (F_{x_2} - F_{x_2}^* + K) \quad (3.57)$$

$$= -\sigma u (u - u^*)^2 - \sigma u^* \left[ (u - u^*)^2 - \frac{(u - u^*)}{\sigma u^*} (F_{x_2} - F_{x_2}^* + K) \right] \quad (3.58)$$

$$= -\sigma u (u - u^*)^2 - \sigma u^* \left[ \left( (u - u^*) - \frac{1}{2\sigma u^*} (F_{x_2} - F_{x_2}^* + K) \right)^2 - \frac{1}{4\sigma^2 u^{*2}} (F_{x_2} - F_{x_2}^* + K)^2 \right] \quad (3.59)$$

$$\leq -\sigma u (u - u^*)^2 + \frac{1}{4\sigma u^*} (F_{x_2} - F_{x_2}^* + K)^2 \quad (3.60)$$

$$\leq -\sigma u (u - u^*)^2 + \rho (F_{x_2} - F_{x_2}^* + K)^2 \quad \text{avec } \rho \geq \frac{1}{4\sigma u^*} \quad (3.61)$$

Il existe donc une constante  $\rho > 0$  telle que  $|F_{x_2} - F_{x_2}^* + K| \leq \rho$  pour tout  $t \geq 0$ . D'après la définition 9, comme  $K$  est borné, si l'équation (3.54) est vérifiée alors  $V(u)$  est une fonction de Lyapunov ISS du sous-système en  $u$ . Ce qui implique d'après le théorème 1 que le sous-système en  $u$  est ISS par rapport à  $|\lambda_2 - \lambda_2^* + \frac{K}{A}|$  avec  $F_{x_2} = A\lambda_2$  et  $\frac{K}{A}$  borné. Une preuve partielle a été trouvée quand la vitesse désirée  $u^*$  pour un pseudo-glisement désiré  $\lambda_2^*$  est solution de l'équation (3.54) avec  $u^*$  constant. Ce cas d'usage apparaît lorsque le conducteur veut conserver sa vitesse alors que les conditions de roulage (adhérence, pente) évoluent.

### 3.3.1.3 Intégrateur avec « anti-windup »

Les moteurs électriques ne peuvent pas fournir un couple infini. Lorsque la commande atteint les limites de l'actionneur, la boucle est saturée et le système se comporte comme étant en boucle ouverte car l'actionneur va rester à sa limite indépendamment de la commande [4]. Si la commande est composée d'une partie intégrateur, alors le terme intégral pourrait augmenter indéfiniment et devenir très grand. Pour qu'il retourne à une valeur normale, il faut que l'erreur soit de signe opposé pendant une longue période. Même dans ce cas, le temps de réponse du contrôleur est considérablement augmenté. Un système « anti-windup » doit être ajouté pour éviter ce problème. On peut ajouter une saturation sur la partie intégrateur, recalculer la sortie de l'intégrateur lorsque la sortie du contrôleur arrive à saturation pour que la partie intégrateur donne une valeur à la limite de la saturation, ou bien ajouter une entrée de pistage afin que la partie intégrateur suive la nouvelle entrée.

Dans ce travail, on utilisera une combinaison d'intégration conditionnelle et de calcul de la sortie de l'intégrateur en fonction de la sortie du contrôleur [61]. Si la sortie du PI  $u(t)$  arrive à la limite de saturation de l'actionneur et si l'erreur en entrée du PI  $e(t)$  est de même signe que  $u(t)$  alors la partie intégrateur est gelée. Cette combinaison évite l'explosion du terme intégral et permet de réduire la sortie de l'intégrateur lorsque  $u(t)$  est encore en saturation mais que  $e(t)$  tend à sortir de cette saturation. Cet « anti-windup » est représenté en figure 3.4.

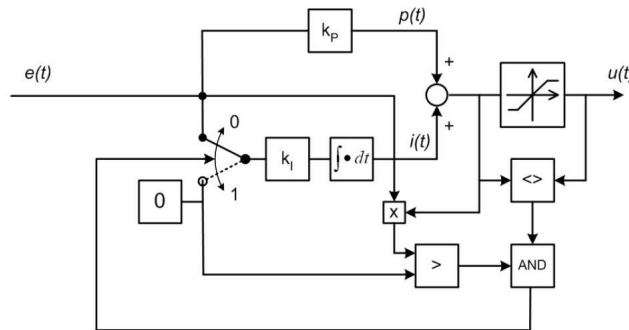


FIGURE 3.4: Schéma de principe de l'anti-windup utilisé [30]

### 3.3.1.4 Estimateurs

La commande RL présentée dans la partie 3.3.1 nécessite plusieurs grandeurs pour calculer le couple (3.46) à appliquer aux roues arrière qui ne peuvent pas être mesurées. Les forces aérodynamiques, les forces de contact roue-route et l'effort longitudinal causé par la gravité doivent donc être estimés. De nombreux travaux ont été menés pour estimer les forces de contact roue-route. De nombreux modèles de comportement dont celui de Pacejka présenté dans la section 2.2.1.4

représentent la force de contact  $F_x$  en fonction du pseudo-glisement  $\lambda$ , de la force normale  $F_z$  et de l'adhérence de la route  $\mu$ . [54] applique un filtre de Kalman étendu pour estimer les variables d'état d'un modèle véhicule à huit degrés de libertés et les forces d'avancement au niveau des roues.  $\mu$  est également estimé grâce à un modèle de pneu qui exprime  $F_x$  en fonction de  $\mu$ . [18] estime  $F_x$  grâce à un modèle de pneu Dugoff [57] qui utilise l'angle de dérive et le pseudo-glisement. Ces grandeurs sont estimées par un filtre de Kalman étendu à partir des mesures d'accélération longitudinale et latérale, de la vitesse de lacet, des vitesses de rotation des roues et de l'angle au volant. [7] utilise le modèle de LuGre et un observateur pour estimer  $F_x$  à partir de la vitesse de la roue. [27] estime  $\mu$  à partir de l'accélération de la roue et de la seconde équation du modèle véhicule d'ordre deux. Généralement, l'information d'accélération des roues est obtenue en dérivant les mesures de vitesse des roues ce qui peut poser des problèmes lorsque les signaux sont bruités.

#### Effort de contact roue avant-roue $F_{x_1}$

A partir des vitesses mesurées  $u$  et  $\omega_1$ , on calcule le pseudo-glisement pour obtenir l'estimation des forces de frottement entre la roue et le sol grâce à la représentation de Pacejka (Fig. 3.6). En prévision de l'intégration des lois dans le véhicule, la force de contact roue-roue, donnée par la représentation de Pacejka pour un effort vertical constant  $F_{z_0}$  de 5000N et une adhérence de 1, est approximée linéairement par 26 morceaux avec des intervalles irréguliers. L'effort vertical utilisé correspond à peu près au quart de la masse du véhicule et de celle de ces occupants probables. On observe sur la figure 3.5 que l'erreur absolue causée par l'approximation est inférieure à 35N. Pour l'estimation en ligne, l'effort vertical et le coefficient d'adhérence de la route sont considérés constants et leurs valeurs ( $F_{z_0}$  et  $\mu_0$ ) sont définies selon les conditions de roulage habituelles. Pour améliorer l'évaluation des forces de contact roue-roue, il peut être intéressant d'utiliser un estimateur plus complexe capable de prendre en compte l'effort vertical appliqué aux roues et d'estimer l'adhérence de la route à l'aide d'un observateur.[9] [60]. Dans le cadre de nos travaux, nous nous intéresserons par la suite à l'utilisation de la mesure de l'accélération longitudinale pour s'affranchir de l'estimation des forces de contact roue avant-roue.

#### Effort de contact roue arrière-roue $F_{x_2}$

Pour estimer l'effort de contact au niveau des roues arrière, on utilise une méthode différente. En effet, comme les informations de vitesse des roues en provenance des capteurs sont très bruitées, l'estimation à partir de la représentation de Pacejka est approximative indépendamment des hypothèses simplificatrices sur l'adhérence de la route et l'effort vertical appliqué à la roue. Contrairement aux roues avant, les roues arrière sont directement entraînées par les moteurs élec-

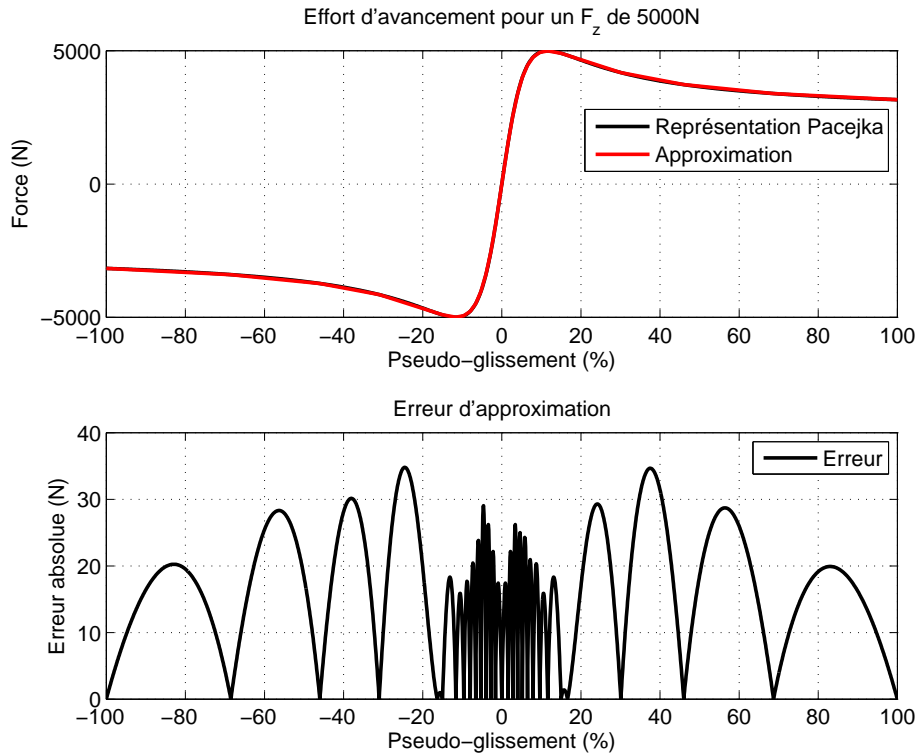


FIGURE 3.5: Approximation de la force d'avancement calculée par la Formule de Pacejka

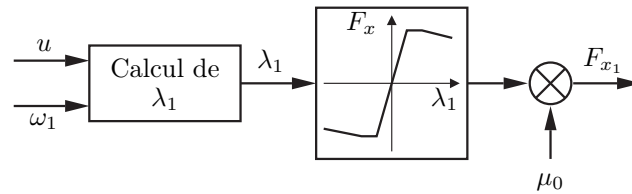


FIGURE 3.6: Estimateur des forces de frottement entre la roue et le sol

triques. Cette différence d'architecture permet d'avoir une estimation de vitesse des roues arrière plus propre à partir du régime des moteurs électriques. Cette architecture de transmission rend également aisée l'estimation du couple au niveau des roues à partir du courant d'alimentation des machines électriques. C'est pourquoi, l'effort de contact entre les roues arrière et la route  $F_{x_2}$  est estimé grâce à la deuxième équation du système (3.42) [27].  $F_{x_2}$  est calculé comme suit :

$$F_{x_2} = \frac{1}{R_2} (T_2 - J_2 \dot{\omega}_2) \quad (3.62)$$

La vitesse de la roue arrière est dérivée à l'aide d'un filtre pseudo-dérivateur

ayant pour fonction de transfert  $\frac{s}{1 + \tau s}$  avec  $\tau = 0.35$ . Puis,  $F_{x_2}$  est saturé au minimum à 0 car l'ASR est actif uniquement lors des phases d'accélération. Enfin, un filtre passe-bas du premier ordre avec  $\tau = 100$  filtre le bruit amplifié par le pseudo-dérivateur. Le pseudo-dérivateur et le filtre passe-bas introduisent un retard sur l'estimation de la force de contact  $F_{x_2}$  mais cette méthode d'estimation nous affranchit de l'estimation de l'adhérence de la route et de l'effort vertical appliqué à la roue qui est un problème très classique dans le domaine de l'automobile ou malgré de très nombreuses études aucune solution à ce jour ne fait l'unanimité.

### Forces aérodynamiques

L'estimation des forces aérodynamique utilisée par la commande ne prend pas en compte la force du vent et l'angle entre l'avancement du véhicule et la normale à la section ce qui correspond à l'équation (3.63).

$$\begin{aligned} F_{x_{aer}} &= \frac{1}{2} \rho S C_x u |u| \\ &= \frac{1}{2} \rho S C_x u^2 \quad \text{avec } u > 0 \end{aligned} \quad (3.63)$$

### Pente de la route

Il est difficile d'estimer la pente d'une route en temps réel. Par exemple, [29] a développé un estimateur de la pente de la route à l'aide d'observateurs à partir de l'accélération longitudinale et de la vitesse de lacet mais la précision des résultats est discutable. Aucun estimateur de pente n'a été implémenté dans cette commande c'est pourquoi toutes les validations en simulation et les essais expérimentaux seront effectués sur des routes non inclinées.

### 3.3.2 Commande par retour linéarisant avec accéléromètre (RLA)

Comme nous l'avons vu dans la section 3.3.1, la commande linéarisante sans accéléromètre a besoin de plusieurs estimateurs pour calculer le couple  $T_2$  (3.46) à appliquer aux roues arrières. Les erreurs d'estimation des forces de contact entre les roues avant et le sol, et de l'influence de la pente de la route peuvent être grandes et fortement influencer la valeur de  $T_2$ . Pour réduire l'influence de ces erreurs d'estimation, on utilise une information disponible à la mesure, l'accélération longitudinale du véhicule  $\dot{u}$ . Grâce à cette grandeur, on s'affranchit de l'estimation de la pente et des forces de frottements au niveau de la roue avant et on atténue l'influence d'une possible erreur d'estimation des forces de frottements au niveau de la roue arrière.

La méthode de synthèse de la commande RLA est identique à celle de la commande RL mais l'accélération  $\dot{u}$  n'est pas remplacée par son équation. Le

modèle véhicule (3.44) en  $(u, \lambda_2)$  et l'expression du couple moteur  $T_2$  (3.46) sont transformés respectivement en (3.64) et (3.65).

$$\begin{cases} m\dot{u} = F_{x_1} + F_{x_2}(u, \omega_2, F_{z_2}, \mu_2) - F_{x_{aer}}(u) - mg \sin \alpha \\ \dot{\lambda}_2 = \frac{u}{J_2 R_2 \omega_2^2} T_2 - \frac{1}{R_2 \omega_2} \dot{u} - \frac{u}{J_2 \omega_2^2} F_{x_2}(u, \omega_2, F_{z_2}, \mu_2) \end{cases} \quad (3.64)$$

$$T_2 = \frac{J_2 \omega_2}{u} \dot{u} + R_2 F_{x_2}(u, \omega_2, F_{z_2}, \mu_2) + \frac{J_2 R_2 \omega_2^2}{u} U \quad (3.65)$$

Comme pour la commande RL, l'évolution de la vitesse longitudinale du châssis  $u$  n'est pas contrôlée. La preuve nécessaire pour prouver la stabilité de cette dynamique résiduelle est identique à celle que requiert la commande RL. De même, la commande RLA admet les mêmes singularités en  $u = 0$  et  $\omega_2 = 0$  que la commande RL.

### 3.3.3 Commande plate (PLAT)

La commande par platitude est une commande linéarisante comme les commandes présentées dans les sections 3.3.1 et 3.3.2. Contrairement aux commandes par retour linéarisant, la commande plate met en place une correction linéarisante en feedforward. La synthèse de cette commande requiert au préalable de trouver une sortie plate. Celle-ci peut être différente de la grandeur à asservir, ici  $\lambda_2$ . Dans ce cas, il faut retranscrire le cahier des charges en fonction de la nouvelle sortie du système ce qui est le cas dans l'application présentée dans cette section. Alors que pour les commandes RL et RLA il est nécessaire d'étudier la stabilité de la dynamique résiduelle en  $u$ , le système régulé par une commande plate ne comporte pas de dynamique résiduelle et donc la preuve de stabilité exponentielle en dehors des singularités devient facile à prouver après un retour stabilisant.

#### 3.3.3.1 Synthèse de loi de commande

Le pseudo-glissement  $\lambda_2$  de la roue arrière doit être contrôlé à l'aide du couple du moteur arrière  $T_2$ . Pour synthétiser la commande plate,  $T_2$  doit être exprimé en fonction de la sortie plate et de ses dérivées. Dans la section 2.3.2.2, une sortie plate structurelle  $y = u$  a été trouvée sur le modèle véhicule (3.42). La commande plate étant une commande en boucle ouverte, on ne peut pas prévoir à l'avance les perturbations extérieures. Par exemple, la force de contact entre la roue avant et la route  $F_{x_1}$ , la force de trainée aérodynamique  $F_{x_{aer}}$  et l'influence de la pente de la route sont négligés pendant la synthèse de la loi de commande. Contrairement à [27], le glissement des roues n'est pas négligé c'est pourquoi, la commande développée dans cette section est correcte même lorsque les roues patinent. Quand

le pseudo-glissement est faible, la représentation de Pacejka peut-être approximée par  $F_{x_2} = A\lambda_2$  avec  $A$  constant et  $\lambda_2 = \lambda_{accel_2}$ .

Bien que la force de contact  $F_{x_2}$  entre la roue arrière et la route est une fonction du coefficient d'adhérence de la route et de la force verticale appliquée à la roue, on considèrera des valeurs moyennes définies par les conditions de roulage habituelles. Le modèle véhicule (2.32) devient : Avec la sortie plate structurelle

$$\begin{cases} m\dot{u} = A \frac{R_2\omega_2 - u}{R_2\omega_2} \\ J_2\dot{\omega}_2 = T_2 - R_2A \frac{R_2\omega_2 - u}{R_2\omega_2} \end{cases} \quad (3.66)$$

identifiée sur le modèle Bond Graph, il suit :

$$y_1 = u \quad (3.67)$$

$$y_2 = \dot{y}_1 = \frac{A}{m} \frac{R_2\omega_2 - u}{R_2\omega_2} \quad (3.68)$$

$$\begin{aligned} U = y_3 = \ddot{y}_1 &= -\frac{A}{m} \left( \frac{\dot{u}\omega_2 - u\dot{\omega}_2}{R_2\omega_2^2} \right) \\ &= -\frac{A}{m} \frac{\dot{u}}{R_2\omega_2} + \frac{A}{m} \frac{u\dot{\omega}_2}{R_2\omega_2^2} \end{aligned} \quad (3.69)$$

$\dot{\omega}_2$  est remplacé par son équation correspondante donnée par le modèle véhicule (3.66) pour trouver l'expression du couple moteur  $T_2$ .

$$U = -\frac{A}{m} \frac{\dot{u}}{R_2\omega_2} + \frac{A}{m} \frac{u}{J_2R_2\omega_2^2} \left( T_2 - R_2A \frac{(R_2\omega_2 - u)}{R_2\omega_2} \right) \quad (3.70)$$

Alors,

$$T_2 = \frac{m}{A} \frac{J_2R_2\omega_2^2}{u} U + J_2\omega_2 \frac{\dot{u}}{u} + R_2A \frac{(R_2\omega_2 - u)}{R_2\omega_2} \quad (3.71)$$

$T_2$  doit être une fonction de la sortie plate  $y_1$  et de ses dérivées.  $u$  peut être remplacé directement par  $y_1$  mais  $\omega_2$  doit être exprimé en fonction de  $y_1$  et  $y_2$ . A partir de l'équation (3.68), on trouve :

$$\omega_2 = \frac{y_1}{R_2 \left( 1 - \frac{m}{A} y_2 \right)} \quad (3.72)$$

$$T_2 = \frac{mJ_2y_1U}{AR_2 \left( 1 - \frac{m}{A} y_2 \right)^2} + \frac{J_2y_2}{R_2 \left( 1 - \frac{m}{A} y_2 \right)} + R_2my_2 \quad (3.73)$$

La commande synthétisée n'est pas définie lorsque  $\omega_2 = 0$ ,  $A = 0$  ou  $A = my_2$ . Dans notre cas,  $\omega_2$  est toujours différent de zéro car l'ASR est actif uniquement lorsque la roue patine de plus,  $\lambda_2$  ne serait pas défini si  $\omega_2 = 0$ .  $A$  est égal à

zéro si  $F_{x_2} = 0$ . On suppose que la roue est toujours en contact avec le sol et que l'adhérence de la route n'est jamais nulle, alors  $F_{x_2} = 0$  seulement si  $u = 0$ . D'après l'équation (3.68),  $A = my_2$  signifie que  $\lambda_2 = 1$  ce qui arrive uniquement quand  $u = 0$ . Ce cas particulier est traité de la même manière que pour les commandes par retour linéarisant, dans le paragraphe 3.3.1.1, soit, lorsque la vitesse longitudinale du châssis est proche de 0, on lui attribue une valeur faible différente de 0.

Contrairement aux commandes par retour linéarisant présentées dans les sections 3.3.1 et 3.3.2, la commande plate permet de contrôler toutes les dynamiques du système  $(u, \omega_2)$ . On peut alors supposer que les sorties désirées sont fidèlement suivies ce qui permet d'établir une équivalence entre les grandeurs mesurées et désirées. Le couple moteur  $T_2$  peut s'exprimer entièrement en fonction des valeurs désirées notées  $y_i^*$ . Habituellement, dans la commande plate, les sorties désirées sont directement issues du cahier des charges. Dans notre cas, seul  $\lambda_2^*(u)$  est spécifié, il est donc nécessaire de transposer en temps réel cette consigne en trajectoires  $y_i^*$ .

$$T_2 = \frac{mJ_2y_1^*y_3^*}{A^*R_2\left(1 - \frac{m}{A^*}y_2^*\right)^2} + \frac{J_2y_2^*}{R_2\left(1 - \frac{m}{A^*}y_2^*\right)} + R_2my_2^* \quad (3.74)$$

Le coefficient  $A^*$  tel que  $F_{x_2}^* = A^*\lambda_2^*$  est nécessaire pour calculer le couple  $T_2$  (3.74) à appliquer sur les roues arrières. Le pseudo-glissement désiré  $\lambda_2^*$  est fixé hors-ligne. Pour le modèle de synthèse de la commande, on a pris  $A$  constant pour de faibles valeurs de  $\lambda_2$ . Le pseudo-glissement réel pouvant être hors de la zone pseudo-affine de la représentation de Pacejka indiquée sur la figure 3.7, le coefficient  $A^*$  est calculé en temps réel grâce à la représentation de Pacejka pour un coefficient d'adhérence de la route et un effort normal à la roue constants (3.75). Les valeurs retenues pour  $\mu_0$  et  $F_{z_0}$  correspondent respectivement à une route mouillée et au quart du poids du véhicule et de quatre occupants. Cette opération ne peut pas se faire hors ligne car le cahier des charges initial présenté dans la section 1.3.1 ne fourni pas de trajectoire en fonction du temps mais il spécifie le pseudo-glissement désiré  $\lambda_2^*$  en fonction de la vitesse du véhicule  $u$ .

$$A^* = \frac{F_{x_2}^*(\lambda_2^*, \mu_0, F_{z_0})}{\lambda_2^*} = \frac{\phi(\lambda_2^*)\mu_0 F_{z_0}}{\lambda_2^*} \quad (3.75)$$

Contrairement à [40] et [45], nous ne désirons pas directement contrôler  $y_1$ . Le cahier des charges est exprimé en fonction du pseudo-glissement désiré  $\lambda_2^*$  qui varie avec la vitesse du véhicule  $u$ . Il est nécessaire de déplacer le cahier des charges, c'est à dire de calculer la trajectoire de la sortie plate désirée  $y_1^*$  et de ses dérivées  $y_2^*$  et  $y_3^*$  à partir de  $\lambda_2^*(u)$ . Tout d'abord, on exprime  $\lambda_2^*(u)$  en fonction du temps grâce à la mesure de la vitesse du véhicule (Fig. 3.8).

Une fois  $\lambda_2^*(t)$  obtenu, on cherche la sortie plate désirée et ses dérivées  $y_1^*$ ,  $y_2^*$  et  $y_3^*$ . Par la suite, une approche est proposée pour construire les trajectoires



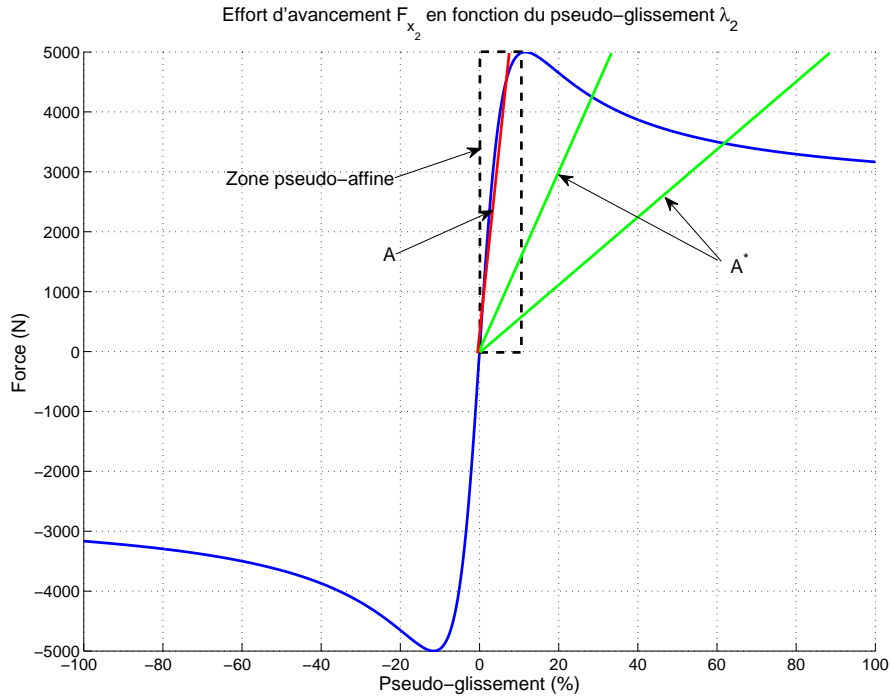


FIGURE 3.7: Zone pseudo-affine de la représentation de Pacejka

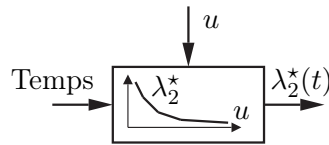


FIGURE 3.8: Transcription du cahier des charges  $\lambda_2^*(u)$  en trajectoire temporelle

de référence  $y_1^*$ ,  $y_2^*$  et  $y_3^*$  en tenant compte de la physique du phénomène que l'on désire contrôler. Lorsque le pseudo-glissement est supérieur (resp. inférieur) à la valeur désirée, il faut réduire (resp. augmenter) l'accélération du véhicule.  $y_3^*$  étant la dérivée de  $y_2^*$  et donc de  $\dot{u}$ , il représente la variation de l'accélération en fonction du temps aussi appelé jerk. Donc, pour la prestation d'anti-patinage étudiée,  $y_3^*$  peut être pris comme une fonction de  $e_{\lambda_2}$  (3.47). Afin de tenir compte de la volonté du conducteur, le jerk est également fonction du couple demandé au moteur arrière (3.76). On calcule  $y_1^*$  et  $y_2^*$  en intégrant  $y_3^*$  comme indiqué dans les équations (3.77) et (3.78). Lorsque l'ASR s'active, le conducteur désire soit garder sa vitesse, soit accélérer. Par conséquent, on sature  $y_2^*$  au minimum à 0. Ce calcul de trajectoire s'effectue en ligne car il nécessite la mesure du pseudo-glissement en temps réel pour le calcul de  $e_{\lambda_2}$ . L'accélération et la vitesse désirées sont initialisées à chaque activation de la fonction ASR par les valeurs mesurées

correspondantes.

$$y_3^* = K_{y_3} e_{\lambda_2} \quad K_{y_3} < 0, K_{T_2} > 0 \quad (3.76)$$

$$y_2^* = \int y_3^* dt \quad y_2^* \geq 0, y_2^*(t_0) = y_2(t_0) \quad (3.77)$$

$$y_1^* = \int y_2^* dt \quad y_1^*(t_0) = y_1(t_0) \quad (3.78)$$

Quand la commande (3.74) est appliquée en l'état, le système est équivalent à un double intégrateur. Pour assurer sa stabilité on ajoute un retour d'erreur de type PI. Dans notre cas, on ne cherche pas à suivre une trajectoire en  $y_1$ ,  $y_2$  et  $y_3$  mais à asservir le pseudo-glissement en fonction du cahier des charges. C'est pourquoi le retour d'erreur est réalisé sur l'erreur de pseudo-glissement  $e_{\lambda_2}$  (3.47) et non sur la sortie plate et ses dérivées. Cette boucle stabilisante (3.79) est appliquée au niveau de  $U^* = y_3^*$ . Contrairement aux commandes RL et RLA, il est évident que le système bouclé est exponentiellement stable en dehors des singularités  $u = 0$  et  $\omega_2 = 0$ .

$$U = y_3^* - K_p e_{\lambda_2} - K_i \int e_{\lambda_2} dt \quad K_p, K_i > 0 \quad (3.79)$$

La figure 3.9 représente l'architecture finale du contrôleur.

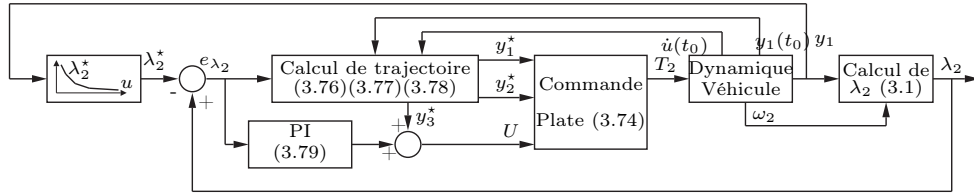


FIGURE 3.9: Architecture de la commande plate

La commande développée dans cette section a besoin de trois intégrateurs en ligne : deux pour le calcul de trajectoire et un pour le retour d'erreur stabilisant. Les informations de vitesse du véhicule et de vitesse de rotation de la roue arrière sont également nécessaires. Un capteur d'accélération est aussi utilisé pour l'initialisation de la trajectoire de  $y_2^*$ . Le prototype VELROUE est équipé d'un accéléromètre qui mesure  $\dot{u}$  mais cette commande peut être appliquée sur un véhicule ne disposant pas de cette information en dérivant en ligne la vitesse du véhicule. Il n'est pas nécessaire de suivre précisément la trajectoire calculée pour contrôler le pseudo-glissement des roues c'est pourquoi, une information très précise n'est pas requise. La mise au point de cette commande plate est réalisée grâce à trois paramètres :

- $K_{y_3}$  : Gain d'influence de l'erreur de pseudo-glissement sur le jerk désiré
- $K_p$  : Gain de la partie proportionnelle du retour d'erreur stabilisant
- $K_i$  : Gain de la partie intégrale du retour d'erreur stabilisant

### 3.3.4 Stratégie de commande

Les lois de commande d'ASR développées pendant cette thèse sont intégrées dans le véhicule par le biais d'une stratégie destinée à assurer la sécurité, à améliorer l'agrément du conducteur et à réduire la charge du calculateur. Ces fonctions annexes sont présentes aussi bien lors des simulations que des essais expérimentaux. Les paragraphes suivants décrivent les trois fonctions qui constituent la stratégie de commande.

#### 3.3.4.1 Saturation de la sortie

L'objectif de l'ASR est de contrôler le patinage des roues lors des phases d'accélération en réduisant le couple moteur. Par mesure de sécurité, la sortie de la commande synthétisée  $T_{2_{ASR}}$  est saturée au maximum par la demande conducteur  $T_{2_{cond}}$  et, si le couple demandé par le conducteur est négatif alors  $T_{2_{ASR}}$  est mis à 0 (3.80). De plus, dans un souci d'agrément conducteur, le couple calculé par la commande d'anti-patinage ne peut pas être inférieur à un certain pourcentage  $P_{minT}$  (3.80) de la demande conducteur pour éviter un effet de disparition de couple disponible qui est en général très mal perçu par le conducteur.

$$T_2 = \begin{cases} 0 & \text{si } T_{2_{cond}} \leq 0, \\ \max(\min(T_{2_{ASR}}, T_{2_{cond}}), P_{minT} \times T_{2_{cond}}) & \text{si } T_{2_{cond}} > 0. \end{cases} \quad (3.80)$$

- $T_{2_{cond}}$  : Couple demandé par le conducteur
- $T_{2_{ASR}}$  : Couple demandé par l'ASR
- $T_2$  : Couple appliqué
- $P_{minT}$  : Pourcentage minimum de couple demandé par le conducteur qui est transmis à la roue

#### 3.3.4.2 Activation et désactivation de la fonction ASR

Pour éviter toute activation intempestive et dans un souci d'économie de charge du calculateur, le calcul de la fonction ASR est activé quand le pseudo-glisserment  $\lambda_2$  est supérieur au pseudo-glisserment désiré  $\lambda_2^*$  (Fig. 3.10). La fonction se désactive quand  $\lambda_2 < (\lambda_2^* - P_{\lambda_{OFF}})$  pour ne pas osciller entre l'activation et la désactivation de l'ASR.

#### 3.3.4.3 Transitions entre la volonté conducteur et la commande ASR

Lorsque l'ASR s'active ou se désactive, l'origine de la demande de couple au moteur électrique passe du conducteur à la loi de commande d'anti-patinage. Si les valeurs de ces deux demandes sont éloignées, l'activation et la désactivation de l'ASR peut se traduire par un échelon de couple important générateur d'à-coups

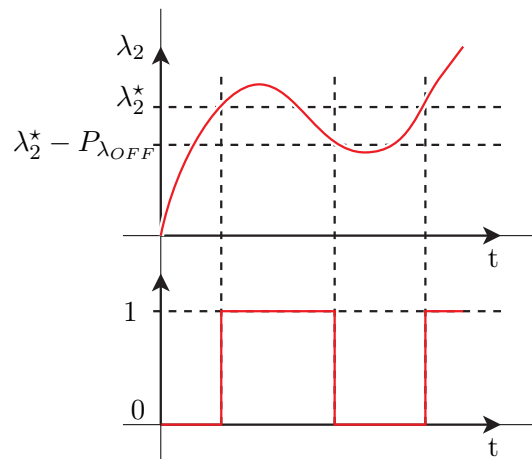


FIGURE 3.10: Règle d'activation de l'ASR

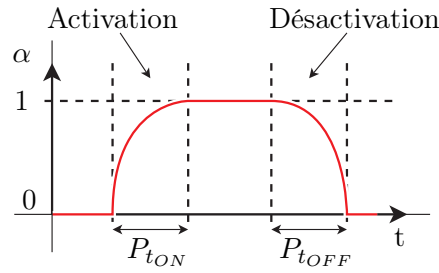
très désagréables et pouvant endommager la chaîne de transmission. Pour améliorer le ressenti du conducteur et réduire les efforts mécaniques imposés au réducteur et à l'arbre de transmission, il est donc nécessaire de lisser ces échelons de couple lors des transitions entre la volonté conducteur  $T_{2_{cond}}$  et la commande ASR  $T_{2_{ASR}}$  sans toutefois réduire fortement la réactivité de la fonction d'anti-patinage. Pour ce faire, les transitions sont effectuées grâce à une moyenne pondérée définie par l'équation (3.81). Lors de l'activation de l'ASR, le coefficient  $\alpha$  passe de 0 à 1 en un temps  $P_{t_{ON}}$  puis, de 1 à 0 en  $P_{t_{OFF}}$  secondes pour la désactivation. Comme expliqué dans le paragraphe précédent, la loi de commande est désactivée pendant la phase de désactivation. Aussi, la dernière valeur de  $T_{2_{ASR}}$  est mémorisée et utilisée tout au long de la transition de désactivation.

Malgré l'hystérésis introduite par la stratégie d'activation et de désactivation présentée dans le paragraphe précédent, sur basse adhérence des oscillations peuvent apparaître. Pour réduire l'amplitude des à-coups, pendant les phases de transition,  $\alpha$  évolue de manière non-linéaire (Fig.3.11). En effet, l'introduction de cette non-linéarité permet de limiter l'évolution du couple moteur  $T_2$  dans ce cas particulier sans dégrader la réactivité de la commande d'anti-patinage. Ainsi, lors de désactivation et d'activation rapides et successives quand l'ASR est initialement activé, le couple moteur  $T_2$  évolue modérément.

$$T_2 = (1 - \alpha)T_{2_{cond}} + \alpha T_{2_{ASR}} \quad (3.81)$$

### 3.3.5 Conclusion

Dans cette section, des lois de commande destinées au contrôle du patinage des roues arrières et basées sur le modèle véhicule à deux variables d'état décrit dans la section 2.3.2 ont été présentées. Tout d'abord, un contrôleur de type PI

FIGURE 3.11: Evolution de  $\alpha(t)$ 

représentatif des commandes d'anti-patinage souvent utilisées dans l'industrie automobile a été détaillé. Ce contrôleur qui servira de base pour comparer les lois de commandes non-linéaires développées pendant cette thèse a un nombre de paramètres de mise au point réduit dont l'influence est généralement connue. Puis, trois commandes non-linéaires linéarisantes ont été synthétisées.

La commande RL nécessite l'estimation de plusieurs grandeurs comme la force de contact entre les roues et le sol, l'influence de la pente de la route et la force de traînée aérodynamique. Il est difficile de connaître l'état de la route aussi les erreurs d'estimation sont grandes et leur incidence dans le calcul du couple moteur  $T_2$  n'est pas négligeable. La mise au point de cette commande s'effectue à l'aide des deux gains de la boucle stabilisante  $K_p$  et  $K_i$  ainsi que du paramètre  $\mu_0$  utilisé pour l'estimation des forces de contact au niveau de la roue avant. La commande RL nécessite un dérivateur et un intégrateur en ligne pour l'estimation de  $F_{x_2}$  et le terme intégrateur de la boucle stabilisante.

Pour réduire l'influence de ces erreurs d'estimation, la commande RLA utilise la mesure de l'accélération longitudinale du véhicule  $\dot{u}$ . Grâce à cette grandeur, seule la force de contact entre les roues arrières et la route est estimée. De plus, la suppression de certains estimateurs simplifie également la mise au point de cette commande qui s'effectue maintenant seulement grâce aux 2 gains de la boucle stabilisante  $K_p$  et  $K_i$ . Comme pour la commande RL, un intégrateur et un dérivateur en temps réel sont nécessaires. Les commandes par retour linéarisant permettent de contrôler l'évolution du pseudo-glisement des roues arrière mais il reste une dynamique résiduelle,  $u$ . Seule une preuve partielle de stabilité de la vitesse longitudinale du châssis a été trouvée.

Une commande plate a aussi été synthétisée pour la prestation d'ASR. Cette commande linéarisante basée sur le concept de platitude est structurellement stable. Cette loi de commande contrôle toutes les dynamiques du modèle véhicule. Le système ainsi commandé est exponentiellement stable. La sortie plate  $y_1 = u$  nécessaire à la synthèse de la commande plate est trouvée sur le Bond Graph du modèle véhicule. La sortie du système contrôlé par la commande plate est donc  $u$  alors que celle des commandes RL et RLA est  $\lambda_2$ . Il est donc nécessaire de déplacer le cahier des charges du pseudo-glisement  $\lambda_2$  vers la sortie plate et ses dérivées.

Une méthode de calcul de la trajectoire de la sortie plate et de ses dérivées à partir du cahier des charges du pseudo-glisement  $\lambda_2$  a été présentée. La mise au point de la commande plate s'effectue à l'aide de trois paramètres, un gain pour le calcul de trajectoire et deux gains pour la boucle stabilisante. La commande plate a besoin de trois intégrateurs en ligne, deux pour le calcul de trajectoire et un pour le retour d'erreur stabilisant.

Les commandes de contrôle du patinage présentées dans cette section exploitent des informations mesurées sur le véhicule. Le contrôleur de type PI a seulement besoin de deux informations : la vitesse de la roue arrière et la vitesse du véhicule. La commande RL utilise les mesures des vitesses des roues avant et arrière, de la vitesse du véhicule et du couple moteur arrière. La commande RLA emploie aussi la mesure de l'accélération longitudinale mais pas celle de la vitesse de la roue avant. Contrairement à la commande RLA, la commande plate ne requiert pas la mesure du couple moteur arrière et le capteur d'accélération longitudinal est facultatif. Le tableau 3.1 détaille les informations requises pour chaque commande alors que le tableau 3.2 compare les lois de commande en terme de complexité de synthèse, de nombre de capteurs, d'estimateurs et de coefficients de réglage et de stabilité.

	Contrôleur type PI	RL	RLA	PLAT
Vitesse roue arrière $\omega_2$	X	X	X	X
Vitesse roue avant $\omega_1$		X		
Vitesse véhicule $u$	X	X	X	X
Couple moteur arrière $T_2$		X	X	
Accélération longitudinale $\dot{u}$			X	X <sup>†</sup>

Tableau 3.1: Informations requises par les lois de commande PI, RL, RLA et PLAT

	Complexité	Capteurs	Estimateurs	Réglage	Preuve de stabilité
PI	++	2	0	2	
RL	+	4	4	2	partielle
RLA	+	4	1	2	partielle
PLAT	-	3	0	3	exponentielle

Tableau 3.2: Récapitulatif des commandes ASR

Enfin, une stratégie de commande composée de trois fonctions a été présentée. La saturation du couple moteur, l'activation et la désactivation de la commande ASR et la gestion de la transition entre la volonté conducteur et la limitation ASR ont pour but d'assurer la sécurité, améliorer l'agrément du conducteur et réduire les besoins matériels.

†. Il est possible d'utiliser la dérivée de la vitesse du véhicule.

Les commandes RL, RLA et PLAT ainsi que la stratégie de commande ont fait l'objet de deux brevets [12] [13] déposés en 2012.

Pour améliorer la commande plate, des travaux futurs pourraient raffiner l'estimation de  $F_{x_2}^*$ . La solution présentée dans ce chapitre calcule  $A^*$  à l'aide de  $\lambda_2^*$  et d'une cartographie définie pour un effort vertical  $F_{z_0}$  et un coefficient d'adhérence de route  $\mu_0$  fixés. Il est possible d'obtenir le coefficient  $A^*$  en fonction des conditions réelles en utilisant l'estimateur de  $F_{x_2}$  présenté dans la section 3.3.1.4.  $F_{x_2}$  est obtenue par la dérivation en temps réel de  $\omega_2$  ce qui nous permet de la comparer à la force de contact obtenue grâce à la cartographie avec  $F_{z_0}$  et  $\mu_0$  afin de calculer un coefficient de recalage qui sera appliqué au calcul de  $A^*$ . La synthèse de trajectoire peut également être améliorée. Les trajectoires désirées actuelles ne tiennent pas compte de la volonté du conducteur. Tant que  $T_{2_{cond}}$  est supérieur au couple calculé par la commande plate,  $T_{2_{ASR}}$  est appliqué indépendamment de la position de la pédale d'accélération. Ceci peut avoir un effet frustrant sur le conducteur s'il ne ressent pas le glissement des roues. En effet, même pied à fond, le couple moteur est limité par l'ASR. On peut envisager d'ajouter un terme proportionnel au couple demandé par le conducteur dans l'équation (3.76) afin de laisser au conducteur un certain contrôle sur le comportement de l'ASR, le gain  $K_{T_2}$  de l'équation (3.82) permettant de moduler l'influence du conducteur.

$$y_3^* = K_{y_3} e_{\lambda_2} + K_{T_2} T_{2_{cond}} \quad K_{y_3} < 0, K_{T_2} > 0 \quad (3.82)$$

$K_{T_2}$  : Gain d'influence de la volonté conducteur sur le jerk désiré

### 3.4 MSR à partir du modèle d'ordre deux

Comme il a été expliqué dans la section 1.2.1, la fonction MSR est analogue à l'ASR. En effet, cette fonction contrôle le patinage des roues arrières lors des phases de décélération causées par un couple régénératif. Cette fonction innovante est une conséquence directe de nouvelles prestations nécessitant l'introduction de couples négatifs par des moteurs électriques. La fonction MSR permet de sécuriser le véhicule en évitant un blocage du train arrière tout en maximisant la récupération de l'énergie grâce aux moteurs électriques. Par la suite, trois commandes non linéaires linéarisantes sont développées dans le même esprit que l'ASR à partir du modèle véhicule à deux variables d'état rappelé par le système (3.83).

$$\begin{cases} m\dot{u} = F_{x_1} + F_{x_2}(u, \omega_2, F_{z_2}, \mu_2) - F_{x_{aer}}(u) - mg \sin \alpha \\ J_2 \dot{\omega}_2 = T_2 - R_2 F_{x_2}(u, \omega_2, F_{z_2}, \mu_2) \end{cases} \quad (3.83)$$

L'objectif de ces trois lois de commande est de réduire le couple régénératif au bon niveau pour maintenir les forces de contact longitudinales entre les roues arrière et la route au dessous de la saturation, donc du glissement des roues. Les

deux premières lois de commande sont constituées d'un feedback linéarisant et la dernière met en place un feedforward linéarisant grâce au concept de platitude. Enfin, une stratégie de commande commune aux lois développées dans cette section sera présentée. Ces lois de commande sont comparées à un contrôleur de type PI similaire à celui présenté dans la section 3.1 pour la fonction ASR. La seule différence commune aux lois de commandes pour la fonction MSR avec la synthèse de commandes ASR est l'utilisation de la formule du pseudo-glisement (3.84) pour les phases de décélération,  $\lambda_{decel_2}$  (3.2) en lieu et place de la formule (3.43).

$$\lambda_2 = \lambda_{decel_2} \quad (3.84)$$

subsection Commande par retour linéarisant sans accéléromètre (RL)

L'objectif de cette fonction d'anti-patinage est de maintenir le pseudo-glisement des roues arrières  $\lambda_2$  inférieur à une valeur de consigne  $\lambda_2^*$  en phase de décélération. Comme pour la synthèse de la commande ASR présentée dans le paragraphe 3.3.1, le pseudo-glisement désiré  $\lambda_2^*$  est considéré constant.

A partir des équations (3.43), (3.44) et (3.46), on retrouve le modèle véhicule en  $(u, \lambda_2)$  (3.85) et le couple moteur  $T_2$  (3.86) pour la fonction MSR avec  $\lambda_2$  défini par (3.84).

$$\begin{cases} m\dot{u} = F_{x_1} + F_{x_2} - F_{x_{aer}} - mg \sin \alpha \\ \dot{\lambda}_2 = \frac{R_2\omega_2}{mu^2} (F_{x_1} - F_{x_{aer}} - mg \sin \alpha) + \left( \frac{R_2\omega_2}{mu^2} + \frac{R_2^2}{J_2u} \right) F_{x_2} - \frac{R_2}{J_2u} T_2 \end{cases} \quad (3.85)$$

$$\begin{aligned} T_2 = & -\frac{J_2\omega_2}{mu} F_{x_{aer}}(u) - \frac{gJ_2\omega_2}{u} \sin \alpha + \frac{J_2\omega_2}{mu} F_{x_1} \\ & + \left( \frac{J_2\omega_2}{mu} + R_2 \right) F_{x_2}(u, \omega_2, F_{z_2}, \mu_2) - \frac{J_2u}{R_2} U \end{aligned} \quad (3.86)$$

La force de trainée, les forces de contact entre les roues et le sol et l'effort longitudinal causé par la gravité sont estimés de la même manière que pour la commande RL de la fonction ASR. Les différents estimateurs sont présentés dans le paragraphe 3.3.1.4. Par la suite, un retour stabilisant proportionnel et intégrateur a été retenu pour la commande U. L'intégrateur sera muni du même « anti-windup » que la commande RL ASR qui a été présentée au paragraphe 3.3.1.3.

$$U = -k_p e_{\lambda_2} - k_i \int e_{\lambda_2} dt \quad \text{avec } e_{\lambda_2} = \lambda_2 - \lambda_2^* \quad (3.87)$$

### 3.4.0.1 Singularités

La boucle rétroactive définie par l'équation (3.86) n'est valable que lorsque  $u \neq 0$  par définition de  $\lambda_2$ . Ce cas d'usage n'apparaît jamais car la fonction MSR est active lors des phases de décélération donc quand le véhicule a une vitesse non nulle.



### 3.4.0.2 Stabilité

La loi de commande linéarisante décrite par l'équation (3.86) stabilise seulement le pseudo-glissement autour d'une valeur de référence  $\lambda_2^*$ . Comme pour la loi de commande RL ASR, il reste une dynamique résiduelle qui correspond à la première équation du système (3.85), soit la vitesse longitudinale du châssis  $u$ . La preuve partielle de stabilité présentée dans la section 3.3.1.2 est également valable pour la fonction MSR.

### 3.4.1 Commande par retour linéarisant avec accéléromètre (RLA)

Comme nous l'avons vu dans la section 3.4, la commande RL a besoin de plusieurs estimateurs pour calculer le couple  $T_2$  (3.46) à appliquer aux roues arrières. Pour réduire l'influence de possibles erreurs d'estimation, on utilise une information disponible à la mesure, l'accélération longitudinale du véhicule  $\dot{u}$ . Comme pour la commande RL MSR présentée précédemment, on transpose le modèle véhicule (3.64) et l'expression du couple moteur  $T_2$  (3.65) de la commande RLA ASR vers la fonction MSR à l'aide de la relation 3.43. On obtient alors respectivement les équations (3.88) et (3.89).

$$\begin{cases} m\dot{u} = F_{x_1} + F_{x_2}(u, \omega_2, F_{z_2}, \mu_2) - F_{x_{aer}}(u) - mg \sin \alpha \\ \dot{\lambda}_2 = -\frac{R_2}{J_2 u} T_2 + \frac{R_2 \omega_2}{u^2} \dot{u} + \frac{R_2^2}{J_2 u} F_{x_2}(u, \omega_2, F_{z_2}, \mu_2) \end{cases} \quad (3.88)$$

$$T_2 = \frac{J_2 \omega_2}{u} \dot{u} + R_2 F_{x_2}(u, \omega_2, F_{z_2}, \mu_2) - \frac{J_2 u}{R_2} U \quad (3.89)$$

Comme pour la commande RL, il existe une dynamique résiduelle en  $u$ . La preuve nécessaire pour prouver la stabilité de cette dynamique résiduelle est identique à celle que requiert la commande RL.

### 3.4.2 Commande plate (PLAT)

Le développement de la commande plate pour la fonction MSR est fait de manière similaire à la commande plate pour la fonction ASR. La procédure suivie pour la synthèse de cette commande est identique à celle suivie pour la commande PLAT ASR dans la section 3.3.3.1.

Avec  $F_{x_2} = A\lambda_2$ , le modèle véhicule (3.83) devient :

$$\begin{cases} m\dot{u} = -A \frac{(R_2 \omega_2 - u)}{u} \\ J_2 \dot{\omega}_2 = T_2 + R_2 A \frac{(R_2 \omega_2 - u)}{u} \end{cases} \quad (3.90)$$

La sortie plate structurelle identifiée sur le modèle Bond Graph et utilisée pour la synthèse de la commande plate pour la fonction ASR reste valable pour la

prestation MSR. En effet, la synthèse d'une commande pour l'ASR ou le MSR modifie le cahier des charges mais la physique du système reste inchangée, il suit :

$$y_1 = u \quad (3.91)$$

$$y_2 = \dot{y}_1 = -\frac{A}{m} \frac{(R_2\omega_2 - u)}{u} \quad (3.92)$$

$$U = y_3 = \ddot{y}_1 = -\frac{A}{m} \frac{R_2\dot{\omega}_2}{u} + \frac{A}{m} \frac{R_2\omega_2\dot{u}}{u^2} \quad (3.93)$$

$\dot{\omega}_2$  est remplacé par son équation correspondante donnée par le modèle véhicule (3.90) pour trouver l'expression du couple moteur  $T_2$  définie à partir de l'équation suivante :

$$U = \frac{A}{m} \frac{R_2\omega_2\dot{u}}{u^2} - \frac{A}{m} \frac{R_2}{uJ_2} \left( T_2 + R_2A \frac{(R_2\omega_2 - u)}{u} \right) \quad (3.94)$$

Alors le couple  $T_2$  est défini comme :

$$T_2 = -\frac{m}{A} \frac{uJ_2}{R_2} U + J_2\omega_2 \frac{\dot{u}}{u} - R_2A \frac{(R_2\omega_2 - u)}{u} \quad (3.95)$$

$T_2$  doit être une fonction de la sortie plate  $y_1$  et de ses dérivées.  $u$  peut être remplacé directement par  $y_1$  mais  $\omega_2$  doit être exprimé en fonction de  $y_1$  et  $y_2$ . A partir de l'équation (3.92), on trouve :

$$\omega_2 = \left( 1 - \frac{m}{A} y_2 \right) \frac{y_1}{R_2} \quad (3.96)$$

$$T_2 = -\frac{mJ_2y_1U}{AR_2} + \frac{J_2y_2}{R_2} \left( 1 - \frac{m}{A} y_2 \right) + R_2my_2 \quad (3.97)$$

La commande synthétisée n'est pas définie lorsque  $u = 0$ . Ce cas d'usage n'apparaît jamais car la fonction MSR est active lors des phases de décélération donc, quand le véhicule a une vitesse non nulle.

Puis, le couple moteur  $T_2$  est exprimé entièrement en fonction des valeurs désirées notées  $y_i^*$ .

$$T_2 = R_2my_2^* + \frac{J_2y_2^*}{R_2} \left( 1 - \frac{m}{A^*} y_2^* \right) - \frac{mJ_2y_1^*y_3^*}{A^*R_2} \quad (3.98)$$

Comme pour la commande plate de la fonction ASR, le coefficient  $A^*$  tel que  $F_{x_2}^* = A^*\lambda_2^*$  est aussi calculer en temps réel.

Le cahier des charges MSR est exprimé en fonction du pseudo-glissement désiré  $\lambda_2^*$  qui varie avec la vitesse du véhicule  $u$ . Il est nécessaire de déplacer le cahier des charges, c'est à dire de calculer la trajectoire de la sortie plate désirée  $y_1^*$  et de ses dérivées  $y_2^*$  et  $y_3^*$  à partir de  $\lambda_2^*(u)$ . Comme pour la commande plate ASR, on exprime  $\lambda_2^*(u)$  en fonction du temps grâce à la mesure de la vitesse du véhicule pour trouver la sortie plate désirée et ses dérivées. Lorsque le pseudo-glissement est supérieur (resp. inférieur) à la valeur désirée, il faut réduire (resp. augmenter)

la décélération du véhicule.  $y_3^*$  étant la dérivée de  $y_2^*$  et donc de  $\dot{u}$ , il représente la variation de l'accélération en fonction du temps aussi appelé jerk. Donc, pour la prestation d'anti-patinage étudiée,  $y_3^*$  peut être pris comme une fonction de  $e_{\lambda_2}$  (3.47). On calcule  $y_1^*$  et  $y_2^*$  en intégrant  $y_3^*$  comme indiqué dans les équations (3.100) et (3.101). Lorsque la fonction MSR s'active, le conducteur désire soit garder sa vitesse, soit décélérer. Par conséquent  $y_2^*$  est saturé au maximum à 0. Ce calcul de trajectoire s'effectue en ligne car il nécessite la mesure du pseudo-glissement en temps réel. L'accélération et la vitesse désirées sont initialisées à chaque activation de la fonction MSR par les valeurs mesurées correspondantes.

$$y_3^* = K_{y_3} e_{\lambda_2} \quad K_{y_3} > 0 \quad (3.99)$$

$$y_2^* = \int y_3^* dt \quad y_2^* \leq 0, y_2^*(t_0) = y_2(t_0) \quad (3.100)$$

$$y_1^* = \int y_2^* dt \quad y_1^*(t_0) = y_1(t_0) \quad (3.101)$$

Pour assurer la stabilité de la commande, un retour d'erreur de type PI (3.102) est appliquée au niveau de  $U^* = y_3^*$ . Contrairement aux commandes par retour linéarisant, il est évident que le système bouclé est exponentiellement stable en dehors de la singularité  $u = 0$ .

$$U = y_3^* - K_p e_{\lambda_2} - K_i \int e_{\lambda_2} dt \quad K_p, K_i > 0 \quad (3.102)$$

La figure 3.12 représente l'architecture finale du contrôleur.

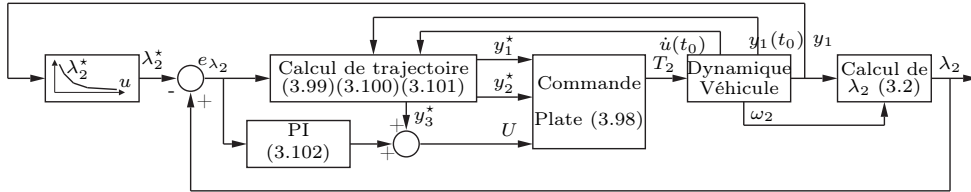


FIGURE 3.12: Architecture de la commande plate pour la prestation MSR

La commande développée dans cette section a besoin de trois intégrateurs en ligne, deux pour le calcul de trajectoire et un pour le retour d'erreur stabilisant. Les informations de vitesse du véhicule et de vitesse de rotation de la roue arrière sont également nécessaires. Un capteur d'accélération est aussi utilisé pour l'initialisation de la trajectoire de  $y_2^*$ . Le prototype VELROUE est équipé d'un accéléromètre qui mesure  $\dot{u}$  mais cette commande peut être appliquée sur un véhicule ne disposant pas de cette information en dérivant en ligne la vitesse du véhicule. Comme on ne désire pas suivre exactement la trajectoire calculée, une information très précise n'est pas requise. La mise au point de cette commande plate est réalisée grâce à trois paramètres :

- $K_{y_3}$  : Gain d'influence de l'erreur de pseudo-glissement sur le jerk désiré
- $K_p$  : Gain de la partie proportionnelle du retour d'erreur stabilisant
- $K_i$  : Gain de la partie intégrale du retour d'erreur stabilisant

### 3.4.3 Stratégie de commande

Les lois de commande MSR développées pendant cette thèse sont intégrées dans le véhicule par le biais d'une stratégie destinée à assurer la sécurité, à améliorer l'agrément du conducteur et à réduire les besoins matériels. Ces fonctions annexes sont présentes aussi bien lors des simulations que des essais expérimentaux. Les fonctions d'activation/désactivation et de gestion de la transition entre les différentes demandes de couple sont similaires à celles présentées pour la fonction ASR dans la section 3.3.4. Seule l'origine de la demande de couple initiale est différente, le conducteur pour l'ASR, la loi de gestion de l'énergie pour la fonction MSR.

#### 3.4.3.1 Saturation de la sortie

L'objectif du MSR est de contrôler le patinage des roues lors des phases de décélération en réduisant le couple moteur régénératif. En effet, la loi de gestion de l'énergie demande un couple négatif  $T_{2_{regen}}$  aux moteurs électriques lors des levés de pied afin de simuler la décélération naturelle d'un véhicule thermique et de recharger la batterie. Par mesure de sécurité, la sortie de la commande synthétisée  $T_{2_{MSR}}$  est saturée au minimum par la demande de couple régénératif  $T_{2_{regen}}$  et au maximum par 0 (3.103).

$$T_2 = \max(\min(T_{2_{MSR}}, 0), T_{2_{regen}}) \quad (3.103)$$

$T_{2_{regen}}$	:	Couple régénératif
$T_{2_{MSR}}$	:	Couple calculé par la fonction MSR
$T_2$	:	Couple appliqué

#### 3.4.4 Conclusion

Dans cette section, des lois de commande non linéaires destinées au contrôle du patinage des roues arrières en présence d'un couple régénératif et basées sur le modèle véhicule à deux variables d'état décrit dans la section 2.3.2 ont été présentées. Ces lois de commandes sont transposées à partir de celles développées pour l'ASR dans la section 3.3. Si la fonction ASR est implémentée pour éviter le patinage lors des accélérations, notamment au démarrage, la fonction MSR sert à éviter le blocage du train arrière lors des phases de freinage récupératif. Les deux premières commandes pour la fonction MSR mettent en place une linéarisation par retour de sortie et la troisième est basée sur le concept de platitude.

Les avantages et inconvénients de chacun de ces contrôleurs sont similaires à ceux développés pour la fonction ASR.

La commande RL nécessite l'estimation de plusieurs grandeurs comme la force de contact entre les roues et le sol, l'influence de la pente de la route et la force de traînée aérodynamique. Il est difficile de connaître l'état de la route aussi les erreurs d'estimation sont grandes et leur incidence dans le calcul du couple moteur  $T_2$  n'est pas négligeable. La mise au point de cette commande s'effectue à l'aide des deux gains de la boucle stabilisante  $K_p$  et  $K_i$  ainsi que du paramètre  $\mu_0$  utilisé pour l'estimation des forces de contact au niveau de la roue avant. La commande RL nécessite un dérivateur pour l'estimation de  $F_{x_2}$  et un intégrateur en ligne pour le terme intégrateur de la boucle stabilisante.

Pour réduire l'influence de ces erreurs d'estimation, la commande RLA utilise la mesure de l'accélération longitudinale du véhicule  $\dot{u}$ . Grâce à cette grandeur, seule la force de contact entre les roues arrières et la route est estimée. De plus, la suppression de certains estimateurs simplifie également la mise au point de cette commande qui s'effectue maintenant seulement grâce aux deux gains de la boucle stabilisante  $K_p$  et  $K_i$ . Comme pour la commande RL, un intégrateur et un dérivateur en temps réel sont nécessaires. Les commandes par retour linéarisant permettent de contrôler l'évolution du pseudo-glisement des roues arrière mais il reste une dynamique résiduelle,  $u$ . Seule une preuve partielle de stabilité de la vitesse longitudinale du châssis a été trouvée.

Une commande plate a aussi été synthétisée pour la prestation MSR. Cette commande linéarisante basée sur le concept de platitude est structurellement stable. Cette loi de commande contrôle toutes les dynamiques du modèle véhicule. Le système ainsi commandé est exponentiellement stable. La sortie plate  $y_1 = u$  nécessaire à la synthèse de la commande plate est trouvée sur le Bond Graph du modèle véhicule. La sortie du système contrôlé par la commande plate est donc  $u$  alors que celle des commandes RL et RLA est  $\lambda_2$ . Il est donc nécessaire de déplacer le cahier des charges du pseudo-glisement  $\lambda_2$  vers la sortie plate et ses dérivées. Une méthode de calcul de la trajectoire de la sortie plate et de ses dérivées à partir du cahier des charges du pseudo-glisement  $\lambda_2$  a été présentée. La mise au point de la commande plate s'effectue à l'aide de trois paramètres, un gain pour le calcul de trajectoire et deux gains pour la boucle stabilisante. La commande plate a besoin de trois intégrateurs en ligne, deux pour le calcul de trajectoire et un pour le retour d'erreur stabilisant. Les commandes de contrôle du patinage présentées dans cette section exploitent des informations mesurées sur le véhicule. La commande RL utilise les mesures des vitesses des roues avant et arrière, de la vitesse du véhicule et du couple moteur arrière. La commande RLA emploie de plus la mesure de l'accélération longitudinale mais pas celle de la vitesse de la roue avant. Contrairement à la commande RLA, la commande plate ne requiert pas la mesure du couple moteur arrière et le capteur d'accélération longitudinal est

facultatif. Le tableau 3.3 récapitule les capteurs nécessaires à chaque commande.

	Contrôleur type PI	RL	RLA	PLAT
Vitesse roue arrière $\omega_2$	X	X	X	X
Vitesse roue avant $\omega_1$		X		
Vitesse véhicule $u$	X	X	X	X
Couple moteur arrière $T_2$		X	X	
Accélération longitudinale $\dot{u}$			X	X <sup>‡</sup>

Tableau 3.3: Informations requises par les lois de commande PI, RL, RLA et PLAT

Enfin, une stratégie de commande composée de trois fonctions a été présentée. La saturation du couple moteur, l'activation et la désactivation de la commande MSR et la gestion de la transition entre la volonté conducteur et la limitation MSR ont pour but d'assurer la sécurité, améliorer l'agrément du conducteur et réduire les besoins matériels.

Deux brevets portant sur les trois lois de commande présentées dans cette section sont en cours de rédaction.

Les commandes synthétisées dans ce chapitre vont maintenant être évaluées en simulation pour les fonctions ASR et MSR et validées expérimentalement pour la fonction ASR.

---

‡. Il est possible d'utiliser la dérivée de la vitesse du véhicule.

## Partie 4

---

# Résultats

---

*Darwin Award : Prix créé en 1993 et remis chaque année aux individus qui ont réussi à se retirer du pool génétique humain - c'est-à-dire à mourir ou à se faire stériliser de la façon la plus stupide possible, contribuant par leur élimination du patrimoine génétique humain à son amélioration globale.*

(  
)

Les résultats des lois de commandes développées pour le contrôle du patinage des roues arrière du prototype VELROUE sont présentés dans ce chapitre. Tout d'abord, le protocole de validation en simulation et sur véhicule de la prestation ASR est détaillé. Puis, les résultats de l'évaluation de cette fonction en simulation à l'aide du modèle véhicule introduit dans la section 2.1 sont présentés. Ensuite, les résultats de la validation expérimentale sont montrés. Par la suite, le protocole de validation et les résultats de l'évaluation en simulation de la prestation MSR sont présentés. Enfin, pour chaque prestation d'anti-patinage, un bilan comparatif des différentes lois de commande étudiées est effectué.

### 4.1 ASR

Les résultats présentés dans cette section portent sur les commandes par retour linéarisant et la commande plate détaillées dans la section 3.3 qui ont pour but de contrôler le patinage des roues arrières dans les phases d'accélération du

véhicule. Dans un premier temps, les protocoles de validation suivis lors de l'évaluation des lois de commande et de leur stratégie de commande en simulation et sur le véhicule prototype sont présentés. Plus particulièrement, les scénarios retenus pour les phases de simulation et de validation expérimentale ainsi que les contraintes d'intégration dans le véhicule des lois de commande sont détaillés. Les résultats de simulation de la commande par retour linéarisant RL exposés par la suite participent à l'appréciation des différentes méthodes d'implémentation possible. Dans un second temps, les résultats de la validation expérimentale des commandes par retour linéarisant et de la commande plate avec la méthode d'implémentation retenue lors de l'évaluation en simulation sont présentés. Pour terminer, les trois lois de commandes sont comparées en termes de performance, de difficulté de mise au point, de besoin en capteur et de complexité de la stratégie de commande associée.

#### 4.1.1 Protocoles de validation

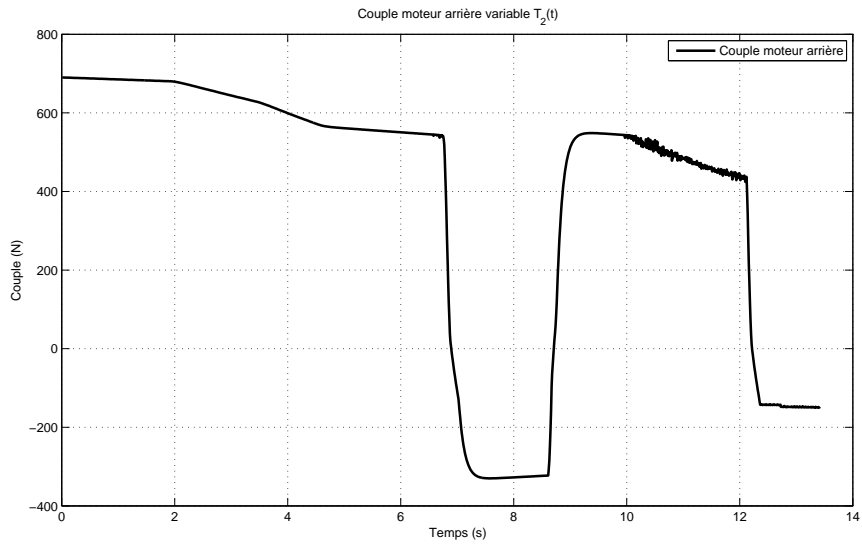
##### 4.1.1.1 Scénarios de simulation

Les simulations mettent en scène un véhicule roulant sur une route droite, sans pente et les paramètres du véhicule ne varient pas. Les tests décrits dans le tableau 4.1 sont simulés à l'aide du modèle véhicule présenté dans la section 2.1 afin de réaliser un prototypage virtuel. Ces tests couvrent l'ensemble des cas d'usage possible. Ils vont du plus simple au plus complexe. Ils permettent de vérifier le fonctionnement de la commande simulée avec ou sans perturbation et d'étudier l'influence des erreurs d'estimation sur la limitation de couple moteur. Chaque scénario est décomposé en deux tests. Dans le premier, intitulé « Test X », le couple demandé par le conducteur aux roues arrière est constant et vaut 500Nm. Dans le second, intitulé « Test X bis », ce couple est variable en fonction du temps. Il est issu de signaux pistes  $T_{2_{mesure}}$  qui ont été mesurés sur le véhicule prototype VELROUE en mode électrique lors d'un démarrage en ligne droite (Fig. 4.1).

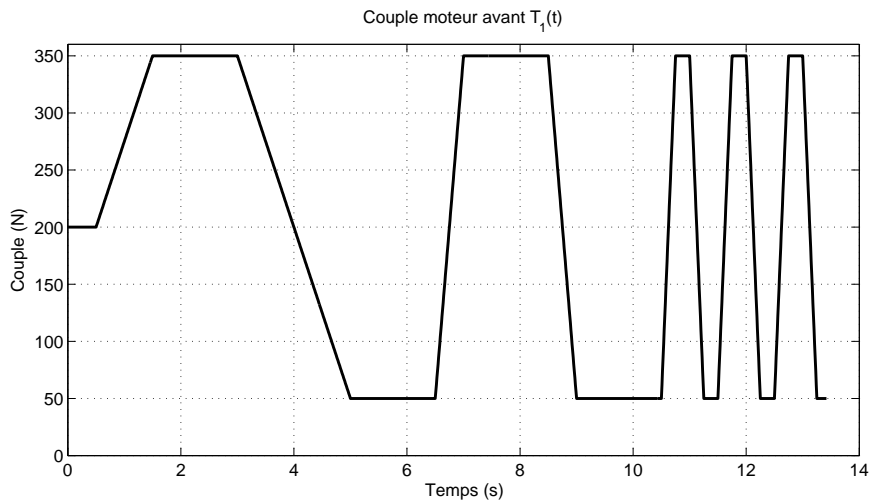
Le premier scénario permet de vérifier le fonctionnement de la commande sans perturbation. Le véhicule en mode électrique roule sur une route de coefficient d'adhérence  $\mu_{sim}$  constant. Le coefficient d'adhérence utilisé par la loi de commande  $\mu_{com}$  et celui de la route sont tous les deux faibles (0.3) afin de provoquer le glissement des roues et donc l'activation de la fonction d'anti-patinage.

Le deuxième scénario est basé sur le précédent mais cette fois-ci, le véhicule est en mode hybride. Le couple  $T_1$  appliqué aux roues avant est constant et a pour valeur 100Nm. Ce scénario permet de vérifier le fonctionnement de la commande avec une perturbation constante.



FIGURE 4.1: Couple moteur arrière variable  $T_{2_{mesure}}$ 

Dans le troisième scénario, la perturbation au niveau des roues avant est variable. Le signal de couple moteur avant variable  $T_1(t)$  est composé de variations lentes, rapides puis répétées (Fig. 4.2).

FIGURE 4.2: Couple moteur avant variable  $T_1(t)$ 

Le quatrième scénario permet d'étudier l'influence d'une erreur d'estimation constante du coefficient d'adhérence. Le véhicule roule en mode électrique sur une route de coefficient d'adhérence  $\mu_{sim}$  constant. Le coefficient d'adhérence utilisé

par la loi de commande  $\mu_{com}$  est aussi constant mais sa valeur (0.5) est différente de celle de  $\mu_{sim}$ . Le scénario est divisé en trois parties qui correspondent à trois valeurs de coefficient d'adhérence  $\mu_{sim}$  de la route, 0.3, 0.6 et 1.

Dans le cinquième scénario, l'erreur d'estimation du coefficient d'adhérence est variable. En effet,  $\mu_{com}$  vaut toujours 0.5 mais le coefficient d'adhérence de la route  $\mu_{sim}$  varie en fonction du temps. Comme  $T_1(t)$  le coefficient d'adhérence du modèle de simulation variable  $\mu_{sim}(t)$  est composé de variations lentes, rapides et répétées (Fig. 4.3).

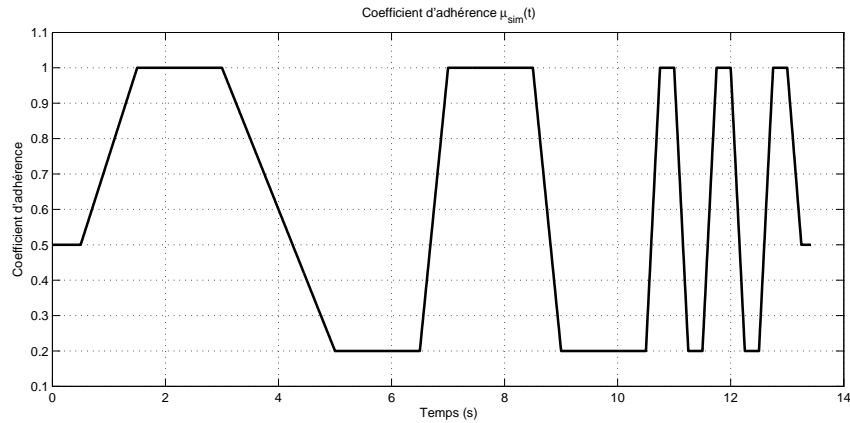


FIGURE 4.3: Coefficient d'adhérence variable  $\mu_{sim}(t)$

Le sixième scénario permet d'étudier l'influence d'une erreur d'estimation constante du coefficient d'adhérence en présence d'une perturbation constante. Le véhicule roule en mode hybride avec un couple appliqué aux roues avant  $T_1$  constant de 100Nm. Le coefficient d'adhérence de la route et celui utilisé par la loi de commande sont différents,  $\mu_{sim}$  vaut 0.5 et  $\mu_{com}$  0.3, 0.6 ou 1.

Le septième scénario est basé sur le précédent à la différence que le couple  $T_1$  est variable ce qui nous permet d'étudier l'influence d'une erreur d'estimation du coefficient d'adhérence en présence d'une perturbation variable.

Dans le huitième scénario, le coefficient d'adhérence de la route et le couple moteur avant varient en fonction du temps. Contrairement au démonstrateur VEL-ROUE, en simulation il n'y a pas de système d'anti-patinage sur les roues avant. La synchronisation de ces deux signaux ( $T_1(t)$  et  $\mu_{sim}(t)$ ) permet d'éviter le glissement des roues avant car le coefficient d'adhérence des roues augmente en même temps que le couple appliqué aux roues avant.

Les scénarios neuf et dix sont basés sur le huitième scénario. Contrairement aux huit premiers scénarios, les coefficients d'adhérence des roues droite et gauche des scénarios neuf et dix sont différents. Ces deux scénarios permettent de tester les implémentations asymétriques des lois de commande. Le coefficient d'adhérence de la route au niveau des roues droite est constant et vaut 0.2 et 1, respectivement dans les scénarios neuf et dix. Le coefficient d'adhérence au niveau des roues gauche est quant à lui variable. Ces deux scénarios servent à étudier l'influence d'une erreur d'estimation variable et asymétrique du coefficient d'adhérence avec une perturbation variable.

Nom	Mode	$T_1$	$T_{2_{cond}}$	$\mu_{sim}$ (D/G)	$\mu_{com}$	Description
Test 1	VE <sup>a</sup>	0 Nm	500 Nm	0.3	0.3	Vérification du fonctionnement de la commande sans perturbation.
Test 1 bis	VE	0 Nm	$T_{2_{mesure}}$	0.3	0.3	
Test 2	HYB <sup>b</sup>	100 Nm	500 Nm	0.3	0.3	Vérification du fonctionnement de la commande avec perturbation constante.
Test 2 bis	HYB	100 Nm	$T_{2_{mesure}}$	0.3	0.3	
Test 3	HYB	$T_1(t)$	500 Nm	0.3	0.3	Vérification du fonctionnement de la commande avec perturbation variable.
Test 3 bis	HYB	$T_1(t)$	$T_{2_{mesure}}$	0.3	0.3	
Test 4.1	VE	0 Nm	500 Nm	0.2	0.5	Influence d'une erreur d'estimation constante du coefficient d'adhérence.
Test 4.1 bis	VE	0 Nm	$T_{2_{mesure}}$	0.2	0.5	
Test 4.2	VE	0 Nm	500 Nm	0.6	0.5	
Test 4.2 bis	VE	0 Nm	$T_{2_{mesure}}$	0.6	0.5	
Test 4.3	VE	0 Nm	500 Nm	1	0.5	
Test 4.3 bis	VE	0 Nm	$T_{2_{mesure}}$	1	0.5	
Test 5	VE	0 Nm	500 Nm	$\mu_{sim}(t)$	0.5	Influence d'une erreur d'estimation variable du coefficient d'adhérence.
Test 5 bis	VE	0 Nm	$T_{2_{mesure}}$	$\mu_{sim}(t)$	0.5	
Test 6.1	HYB	100 Nm	500 Nm	0.2	0.5	Influence d'une erreur d'estimation constante du coefficient d'adhérence avec une perturbation constante.
Test 6.1 bis	HYB	100 Nm	$T_{2_{mesure}}$	0.2	0.5	
Test 6.2	HYB	100 Nm	500 Nm	0.6	0.5	
Test 6.2 bis	HYB	100 Nm	$T_{2_{mesure}}$	0.6	0.5	
Test 6.3	HYB	100 Nm	500 Nm	1	0.5	
Test 6.3 bis	HYB	100 Nm	$T_{2_{mesure}}$	1	0.5	
Test 7	HYB	100 Nm	500 Nm	$\mu_{sim}(t)$	0.5	Influence d'une erreur d'estimation variable du coefficient d'adhérence avec une perturbation constante.
Test 7 bis	HYB	100 Nm	$T_{2_{mesure}}$	$\mu_{sim}(t)$	0.5	
Test 8	HYB	$T_1(t)$	500 Nm	$\mu_{sim}(t)$	0.5	Influence d'une erreur d'estimation variable du coefficient d'adhérence avec une perturbation variable.
Test 8 bis	HYB	$T_1(t)$	$T_{2_{mesure}}$	$\mu_{sim}(t)$	0.5	
Test 9	HYB	$T_1(t)$	500 Nm	$0.2 / \mu_{sim}(t)$	0.5	Influence d'une erreur d'estimation variable et asymétrique du coefficient d'adhérence avec une perturbation variable.
Test 9 bis	HYB	$T_1(t)$	$T_{2_{mesure}}$	$0.2 / \mu_{sim}(t)$	0.5	
Test 10	HYB	$T_1(t)$	500 Nm	$1 / \mu_{sim}(t)$	0.5	
Test 10 bis	HYB	$T_1(t)$	$T_{2_{mesure}}$	$1 / \mu_{sim}(t)$	0.5	

Tableau 4.1: Liste des scénarios de test pour la simulation des fonctions ASR

---

<sup>a</sup>. VE : Véhicule Électrique

<sup>b</sup>. HYB : Hybride

#### 4.1.1.2 Validation expérimentale

Le démonstrateur VELROUE est équipé d'une MicroAutoBox\* qui est reliée au réseau CAN du véhicule. Le logiciel de gestion des requêtes de couple est hébergé dans ce DSP. La MABX permet de valider expérimentalement les lois de commandes développées pendant cette thèse. Les modèles Simulink des fonctions ASR sont automatiquement compilés avant d'être chargés sur la MABX embarquée dans le véhicule. Le changement de plateforme d'exécution entre les phases de simulation et de validation modifie les paramètres d'environnement sous Simulink. Il est nécessaire de prendre en compte ces différences de configuration dès la phase de simulation afin d'être proche de la réalité. Les différences de paramètres de configuration entre les simulations sous Simulink et les essais véhicule avec la MABX sont listées dans le tableau 4.2.

Paramètre	Simulink	MABX
Solver	ode113	discret
Type	pas variable	pas fixe 2 ms
Mode	Mono-tâche	Multi-tâche

Tableau 4.2: Différences de configuration entre Simulink et la MABX

Pour adapter les parties loi et stratégie de contrôle du patinage à l'environnement du véhicule, il faut effectuer les modifications suivantes :

- Le remplacement des intégrateurs continus par des intégrateurs discret dû au passage d'un solveur continu à un solveur discret.
- Le remplacement des blocs Simulink *Rate Limiter* par des blocs *Rate Limiter Dynamic*. En effet, l'utilisation du mode multi-tâche ne permet pas au bloc *Rate Limiter* de récupérer une base de temps pour limiter le gradient d'un signal contrairement au bloc *Rate Limiter Dynamic*.
- L'ajout de blocs *Rate Transition* autour de la partie commande du modèle Simulink. Cette modification autorise une fréquence d'échantillonnage différente entre la partie commande à pas fixe de 2 ms et la partie modèle de simulation véhicule à pas variable.

Il existe d'autres contraintes d'intégration dans le véhicule qui sont présentées dans le paragraphe suivant. Celles-ci doivent également être prises en compte dès la phase d'évaluation en simulation afin d'obtenir un comportement de la fonction ASR aussi proche que possible de la réalité.

#### Contraintes d'intégration

En plus des changements inhérents à l'architecture du processeur sur lequel sont exécutées les commandes d'anti-patinage, il faut prendre en considération les

---

\*. MABX : MicroAutoBox

contraintes imposées par l'architecture logicielle de VELROUE, le réseau CAN et les capteurs utilisés. En effet, les informations provenant des capteurs positionnés sur le véhicule transitent sur le réseau CAN pour atteindre la MABX. Puis, elles sont transmises à la partie de contrôle du patinage après différentes étapes de validation ou autre. De même, les informations transmises de la partie de contrôle du patinage vers des actionneurs parcourent un chemin similaire générant des contraintes identiques. Par la suite nous considérerons la précision logicielle donnée par la configuration du bus CAN et par le format des données utilisées.

Les vitesses de rotation des roues avant sont mesurées par un capteur avant d'être transmises au contrôle du patinage hébergé par la MABX. Les valeurs du bruit généré par le capteur, de la précision logicielle et de la période d'échantillonnage imposées par le réseau CAN et du retard causé par l'architecture logicielle sont détaillés dans le tableau 4.3.

Paramètre	Valeur
Période	10 ms
Retard	2 ms
Précision	0.004 rad/s
Bruit	0.06 rad/s

Tableau 4.3: Paramètres des signaux de vitesse des roues avant

Contrairement aux roues avant, les informations de vitesse de rotation des roues arrières provient de la mesure du régime des moteurs électriques. Les valeurs des paramètres de cette nouvelle chaîne de transmission de données sont présentées dans le tableau 4.4.

Paramètre	Valeur
Période	2 ms
Retard	2 ms
Précision	0.063 rad/s
Bruit	0.032 rad/s

Tableau 4.4: Paramètres des signaux de vitesse des roues arrière

La vitesse du véhicule est estimée dans la MABX par conséquent, il n'y a pas de bruit de capteur. Le tableau 4.5 montre que l'information est très précise car elle ne transite pas par le réseau CAN, elle est donc seulement limitée par le LSB<sup>†</sup> avec  $1 \text{ LSB} = 10^{-5} \text{ m/s}$ . De plus, aucun retard n'est observé car l'estimation de cette vitesse est réalisée au même niveau logiciel que le contrôle du patinage.

L'accélération longitudinale du véhicule mesurée par un capteur physique ne transite pas par le réseau CAN. En effet, le capteur est directement relié au

---

†. Least Significant Bit

Paramètre	Valeur
Période	2 ms
Retard	0 ms
Précision	1 LSB
Bruit	0 m/s

Tableau 4.5: Paramètres du signal de vitesse du véhicule

logiciel de contrôle du patinage par une liaison analogique ce qui justifie l'absence de retard et le bon niveau de précision logicielle (1 LSB=  $10^{-4}$  m/s<sup>2</sup>) affichés dans le tableau 4.6.

Paramètre	Valeur
Période	2 ms
Retard	0 ms
Précision	1 LSB
Bruit	0.4 m/s <sup>2</sup>

Tableau 4.6: Paramètres du signal d'accélération longitudinale du véhicule

Les couples des moteurs électriques sont estimés par des algorithmes développés par Michelin à partir de la boucle de courant avant d'être transmis à la MABX par le réseau CAN. Les paramètres de ces signaux sont présentés dans le tableau 4.7.

Paramètre	Valeur
Période	10 ms
Retard	10 ms
Précision	0.2 Nm
Bruit	0 Nm

Tableau 4.7: Paramètres des signaux d'estimation des couples moteurs arrière

La demande de couple est traduite de la volonté du conducteur dans la MABX et comme cette requête n'est pas mesurée, les paramètres de retard et de bruit du tableau 4.8 sont nuls et la précision logicielle est élevée (1 LSB =  $10^{-5}$  Nm).

Paramètre	Valeur
Période	20 ms
Retard	0 ms
Précision	1 LSB
Bruit	0 Nm

Tableau 4.8: Paramètres du signal de demande de couple du conducteur

La demande de couple générée par le contrôle du patinage est transmis aux moteurs électriques par l'intermédiaire du réseau CAN. Les valeurs des paramètres du tableau 4.9 montrent la période et la précision imposées par le réseau CAN et l'absence de bruit de capteur.

Paramètre	Valeur
Période	10 ms
Retard	10 ms
Précision	0.05 Nm
Bruit	0 Nm

Tableau 4.9: Paramètres des signaux de requête de couple de la fonction ASR

### Scénario de validation

Lors des essais expérimentaux de la fonction ASR, le véhicule effectue un démarrage en ligne droite avec un couple moteur approchant celui de  $T_{2_{mesure}}$ . Le coefficient d'adhérence de la route utilisé par les lois de commande est constant et vaut 0.5. Un apport de couple sur l'essieu avant ne peut avoir qu'un effet bénéfique sur le pseudo-glissement des roues arrière c'est pourquoi uniquement le mode électrique pur est utilisé. Les différents tests du scénario de validation sont décrits dans le tableau 4.10. Les tests A, B et C s'effectuent sur des routes de coefficient d'adhérence symétrique à droite et à gauche. Les tests A et B sont réalisés sur des pistes d'adhérence constante respectivement aux environs de 0.7 et 0.3. Le test C s'opère sur une piste équipée d'une succession de revêtements (alternance de bitume sec, mouillé et carrelage mouillé) de coefficient d'adhérence différents. Enfin, les tests D et E permettent de tester les implémentations qui contrôlent indépendamment les deux moteurs électriques grâce à un coefficient d'adhérence de la route différent au niveau des roues droite et gauche. Les coefficients d'adhérence du test D sont constants alors que celui des roues gauche du test E est variable.

#### 4.1.2 Résultats de simulation

Une première évaluation en simulation des lois de commandes développées dans cette thèse est menée par la suite. Le modèle utilisé pour simuler le comportement du véhicule est détaillé dans la section 2.1. Il tient compte, entre autres, des six degrés de libertés du châssis, du déplacement vertical des masses non suspendues et de la rotation des roues.

Toutes les lois de commande sont accompagnées de la stratégie de commande présentée dans la section 3.3.4 qui regroupe trois fonctions. La première sature la demande de couple en sortie de la loi de commande selon l'équation (3.80), la seconde active la loi de commande uniquement lors des phases de régulation



Nom	Mode	Type de route (G/D)	Test de simulation	Description
Test A	VE	bitume mouillé	4.2 bis	Erreur d'estimation constante du coefficient d'adhérence.
Test B	VE	carrelage mouillé	4.1 bis	
Test C	VE	variable	5 bis	Erreur d'estimation variable du coefficient d'adhérence.
Test D	VE	bitume mouillé / carrelage mouillé		Erreur d'estimation constante et asymétrique du coefficient d'adhérence.
Test E	VE	carrelage mouillé / variable		Erreur d'estimation variable et asymétrique du coefficient d'adhérence.

Tableau 4.10: Liste des essais de validation expérimentale

désirées (Fig. 3.10) et la dernière gère les transitions de couple lors de l'activation et de la désactivation de la loi de commande ASR selon l'équation (3.81).

Le modèle de simulation tient également compte des différentes contraintes d'intégration générées par l'architecture électronique et logicielle du véhicule VEL-ROUE détaillées dans la section 4.1.1.2.

Le protocole de simulation présenté dans la section 4.1.1.1 est entièrement déroulé pour chacune des lois de commande. Dans ce mémoire, seuls les résultats du test 10 bis de la commande RL sont montrés. Ce test met en scène un véhicule sur une route plane qui effectue un démarrage en mode hybride. Les couples moteurs avant et arrière varient respectivement selon les courbes 4.2 et 4.1. La route a un coefficient d'adhérence différent au niveau des roues droite et gauche. A gauche, le véhicule roule sur une route goudronnée d'adhérence constante dont le coefficient vaut 1 alors qu'à droite, ce coefficient varie entre 0.2 et 1 de manière lente, rapide ou répétée comme montré dans la figure 4.3. Ce test permet d'évaluer le comportement des lois de commande en présence d'une erreur d'estimation variable et asymétrique du coefficient d'adhérence avec une perturbation au niveau du train avant variable.

Les différentes lois de contrôle du patinage sont développées à partir d'un modèle « bicyclette » du véhicule. Par conséquent, elles utilisent une seule information de vitesse de rotation pour le train avant et une autre pour le train arrière. De même, une unique requête de couple est envoyée aux deux moteurs électriques arrière. Il existe donc plusieurs manières d'intégrer les lois de contrôle du patinage dans le véhicule. Trois méthodes d'implémentation sont testées en simulation avec la commande par retour linéarisant sans accéléromètre.

#### 4.1.2.1 Première méthode d'implémentation (vitesse moyenne)

Le modèle véhicule utilisé pour synthétiser la commande RL est un modèle « bicyclette ». De ce fait, la vitesse  $\omega_2$  dans l'expression de cette commande (3.46)

correspond à une seule et unique roue arrière. Pour une première implémentation, les informations en provenance des 4 roues du véhicule sont traitées de manière à apparaître comme un modèle « bicyclette » aux yeux de l'ASR. Concrètement, la vitesse de la roue arrière  $\omega_2$  est alimentée par la moyenne des vitesses des roues arrière du démonstrateur. Avec une telle implémentation, les deux moteurs électriques sont donc commandés de manière identique ce qui ne permet pas d'exploiter au maximum l'architecture de VELROUE.

$$\omega_2 = \frac{\omega_{21} + \omega_{22}}{2} \quad (4.1)$$

$$T_2 = T_{21} = T_{22} \quad (4.2)$$

Les résultats de test 10 bis de la commande RL sont affichés dans la figure 4.4. Le graphique (a) montre la vitesse longitudinale du véhicule et des deux roues arrière. Les vitesses des roues arrière sont proches de celle du véhicule à l'exception de celle de la roue droite qui augmente sensiblement à certains moments.

Durant ces périodes, le coefficient d'adhérence de la route au niveau des roues droite (en rouge sur le graphique (b)) est faible.

Le graphique (c) représente l'erreur de pseudo-glissement  $e_{\lambda_2} = \lambda_2 - \lambda_2^*$ . Il confirme le patinage de la roue arrière droite (en vert) dont l'erreur augmente fortement durant les périodes de faible adhérence alors que celle de la roue arrière gauche qui roule sur une surface de haute adhérence ne change pratiquement pas. Les fonctions d'ASR ont pour but de contrôler le patinage des roues. La commande RL doit donc contrôler  $e_{\lambda_2}$  afin qu'il reste négatif ou nul. Avec l'implémentation par vitesse moyenne, la fonction ASR contrôle l'erreur de glissement du train arrière tracé en noir sur le graphique. Celle-ci devient positive plusieurs fois pendant le test. L'ASR s'active brièvement lors de l'initialisation du test à cause du retard et du bruit des signaux de vitesse qui sont amplifiés à très basse vitesse par le calcul du pseudo-glissement.

Lorsque le train arrière commence à patiner, la fonction ASR s'active et le couple appliqué à la roue par les deux moteurs électriques est réduit comme montré sur le graphique (d). Dès que l'erreur de glissement du train arrière est positive, le couple demandé par le conducteur  $T_{2_{cond}}$  est limité par le couple calculé par la commande d'anti-patinage  $T_{2_{ASR}}$ . Dans le cas d'une dégradation lente de l'adhérence de la route, le couple moteur est réduit au juste nécessaire pour contrôler l'erreur de pseudo-glissement qui reste proche de 0%. Dans le cas d'une baisse rapide du coefficient d'adhérence à  $t=9s$ , une oscillation du couple calculé par la commande RL est observée et donc une oscillation de  $e_{\lambda_2}$  apparaît.

Les graphiques suivants permettent d'étudier plus en détail le fonctionnement de la commande RL. L'estimation des forces d'avancement au niveau du train avant  $F_{x_1}$  est tracée en rouge sur le graphique (e). Pour rappel, cette force est estimée à l'aide du pseudo-glissement du train avant et d'une approximation de la représentation de Pacejka comme expliqué dans la section 3.3.1.4. L'estimation

de  $F_{x_1}$  est très bruitée au début du test car le bruit des signaux est amplifié à très basse vitesse par le calcul du pseudo-glissement. De plus, pendant les quatre premières secondes du test, l'estimation de  $F_{x_1}$  est complètement différente de la valeur réelle. Cette différence est causée par la différence de temps de retard et de période entre les signaux de vitesse roue et le signal de vitesse du châssis. En effet, les informations de vitesse de rotation des roues arrière arrivent en retard par rapport à celle du châssis par conséquent, lorsque le véhicule accélère fortement, du point de vue du contrôleur ASR, les roues avant avancent plus lentement que le châssis ce qui conduit à une estimation négative de  $F_{x_1}$ . De plus, le coefficient d'adhérence utilisé par cet estimateur est constant et a pour valeur 0.5 alors que le coefficient d'adhérence de la route varie. L'estimation de  $F_{x_1}$  est donc bruitée à très basse vitesse, elle est incohérente à forte accélération et donc peu juste dans l'ensemble. Ce résultat confirme l'intérêt de la synthèse de la commande par retour linéarisant avec accéléromètre qui ne nécessite pas l'estimation de  $F_{x_1}$ .

L'estimation des forces d'avancement au niveau du train arrière  $F_{x_2}$  est tracée en rouge sur le graphique (f). Contrairement à l'estimation de  $F_{x_1}$ , cet estimateur est réalisé à l'aide d'un dérivateur temps réel de  $\omega_2$  (Section 3.3.1.4). L'estimation est juste indépendamment du coefficient d'adhérence de la route malgré un retard d'environ 30ms introduit par le filtre passe-bas de l'estimateur et l'architecture électronique.

Lorsque  $e_{\lambda_2}$  est positif, le couple en sortie du contrôleur PI est négatif ce qui tend à réduire le patinage du train arrière. Suite à une dégradation brusque de l'adhérence de la route, le correcteur proportionnel réduit fortement le couple à la roue à  $t=9s$  ce qui réduit l'erreur de pseudo-glissement du train arrière. Comme le train arrière ne patine plus, le couple moteur est augmenté jusqu'à l'apparition d'un nouveau patinage. Simultanément, la partie intégrale du contrôleur PI réduit progressivement le couple de sortie de la fonction ASR. Les oscillations amorties qui résultent de ce comportement peuvent être attribuées au réglage du correcteur PI et en particulier à une valeur élevée de  $K_p$ . Seulement, le retard de la chaîne de mesure et d'actionnement oblige la fonction d'ASR à réagir rapidement pour ne pas trop dépasser le pseudo-glissement désiré. C'est pourquoi le gain proportionnel est élevé au détriment de l'oscillation de  $e_{\lambda_2}$ .

Le graphique (h) représente l'influence de chaque terme de l'équation (3.46) dans la demande de couple calculée par la commande RL. L'estimation de  $F_{x_2}$  principalement et la partie proportionnelle du correcteur PI jouent un rôle prépondérant dans la valeur de  $T_{2ASR}$  alors que dans ce test, l'influence de  $F_{x_{aer}}$  et  $F_{x_1}$  est négligeable.

Le glissement moyen du train arrière est correctement contrôlé mais dans les situations de glissement asymétrique des roues, la roue qui glisse le plus admet un pseudo-glissement supérieur au cahier des charges. Cette implémentation a été testée sur le véhicule VELROUE. En virage, la roue intérieure patine avant la

roue extérieure à cause du report de charge latéral du châssis. Dans ce cas, la commande ASR qui contrôle  $\lambda_2$  autorise un glissement trop important au niveau de la roue intérieure ce qui entraîne une perte de son adhérence latérale. Le train arrière commence donc à glisser latéralement et le conducteur ressent un flottement désagréable au niveau du train arrière.

De plus, la commande ASR réduit le couple des deux roues, même celle dont le glissement est inférieur à la valeur désirée ce qui conduit à une dégradation inutile des performances du véhicule.

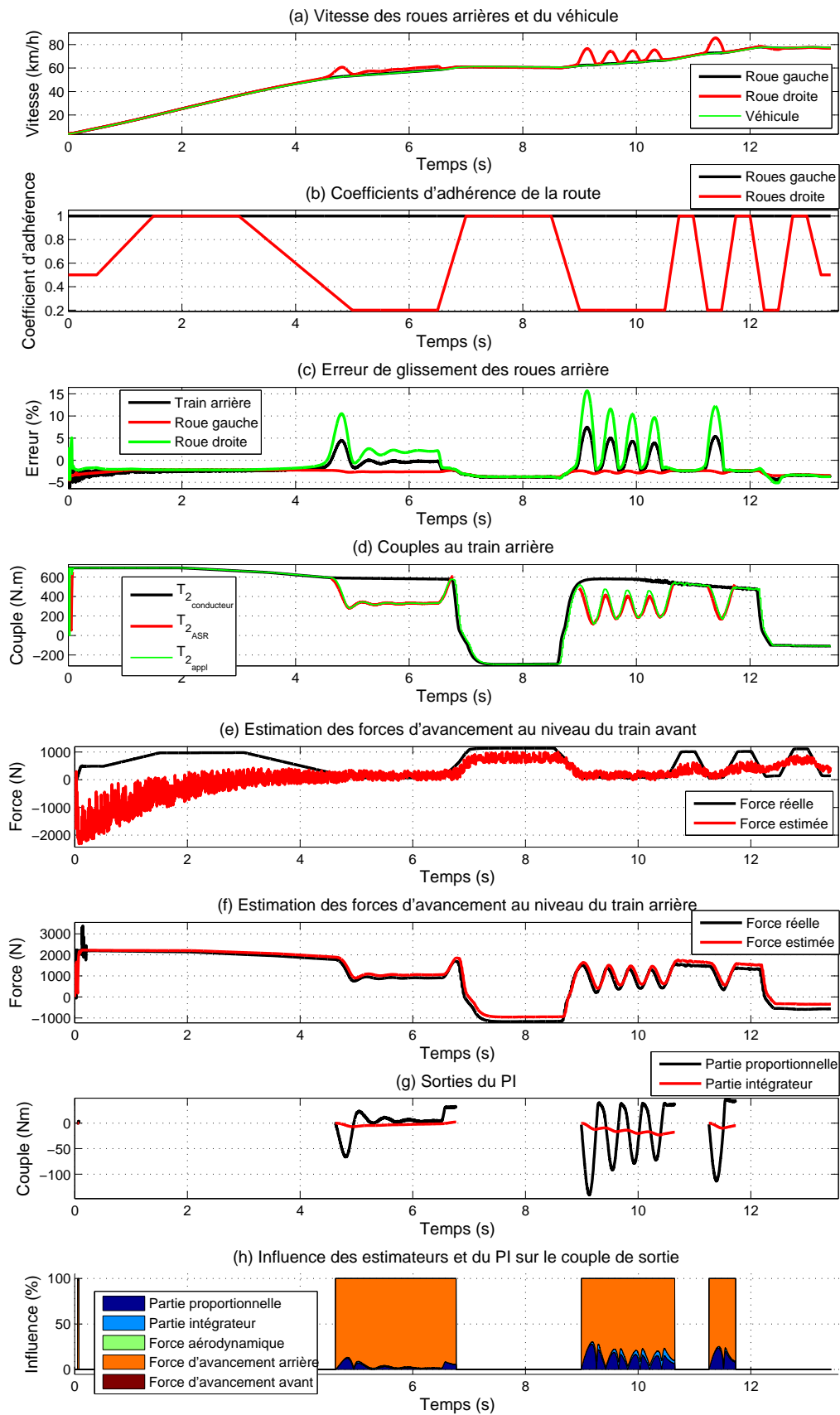


FIGURE 4.4: Test 10bis : Commande RL avec l'implémentation par vitesse moyenne

#### 4.1.2.2 Deuxième méthode d'implémentation (couple minimum)

Dans une deuxième implémentation, le véhicule est considéré comme l'association de deux modèles « bicyclette » disposés à droite et à gauche du véhicule. Les informations de vitesse des roues gauche sont transmises à un contrôleur ASR et celles des roues droite à un autre contrôleur identique alors que les informations sur le mouvement du châssis sont partagées par les 2 contrôleurs. La stratégie de commande présentée dans la section 3.3.4 est également doublée. Comme dans la première implémentation, les moteurs électriques sont commandés de manière identique. Pour choisir la requête de couple à envoyer aux machines électriques, le couple  $T_2$  est calculé pour le demi-véhicule gauche et le demi-véhicule droit ( $T_{21_{ASR}}$  et  $T_{22_{ASR}}$ ) et le couple le plus faible est sélectionné. Généralement, la roue arrière du côté choisi est celle avec le plus grand pseudo-glisserment.

$$\omega_2 = \begin{cases} \omega_{21} & \text{si } T_{21_{ASR}} \leq T_{22_{ASR}} \\ \omega_{22} & \text{si } T_{21_{ASR}} > T_{22_{ASR}} \end{cases} \quad (4.3)$$

$$T_2 = T_{21} = T_{22} = \min(T_{21_{ASR}}, T_{22_{ASR}}) \quad (4.4)$$

Les résultats de test 10 bis de la commande RL sont affichés dans la figure 4.5. La roue droite en rouge sur le graphique (a) s'emballe moins souvent qu'avec l'implémentation par vitesse moyenne. Ce résultat était prévisible car dans le cas présent, la loi de commande contrôle directement l'erreur de pseudo-glisserment de chaque roue du train arrière au lieu de leur moyenne.

D'ailleurs l'erreur maximale de pseudo-glisserment de la roue droite en rouge sur le graphe (c) est inférieure de 5% à celle avec l'implémentation par vitesse moyenne. Le graphique (d) affiche les couples à appliquer aux roues arrière qui sont calculés par les deux contrôleurs par retour linéarisant associés aux roues gauche et droite, respectivement en rouge et bleu. Le coefficient d'adhérence de la route à gauche étant élevé, la fonction ASR de gauche ne s'active jamais à l'exception de l'initialisation du test. Le couple  $T_{2_{appl}}$  qui est transmis aux deux roues arrière est donc calculé à partir de  $T_{2_{cond}}$  et de  $T_{22_{ASR}}$ .

L'estimation des forces d'avancement au niveau des roues avant présentée dans les graphiques (e) et (f) est toujours aussi bruitée et sensible à l'accélération et à l'erreur d'estimation du coefficient d'adhérence de la route.

De même, le retard de l'estimation de  $F_{x_{21}}$  et  $F_{x_{22}}$  dans les graphiques (g) et (h) est toujours présent.

Les graphiques (i) et (k) sont vides car la roue gauche ne patine pas en dehors de l'initialisation du test et donc, le contrôleur ASR de cette roue n'est pas activé.

Le terme proportionnel du correcteur PI de la roue droite en noir sur le graphique (j) est plus élevé que celui du train arrière avec l'implémentation par vitesse moyenne car  $e_{\lambda_{22}}$  est légèrement supérieur à  $e_{\lambda_2}$ . De plus, juste après l'emballement de la roue droite à  $t=9s$ ,  $e_{\lambda_{22}}$  est correctement contrôlé car sa valeur reste

supérieure au seuil de désactivation de la fonction. Par conséquent, la requête de couple transmise aux moteurs électriques est en permanence celle calculée par la fonction ASR en vue du suivi de la trajectoire de  $\lambda_2^*$ .

L'influence des termes du correcteur PI sur le calcul de  $T_{22_{ASR}}$  présentée dans le graphique (1) est très faible par rapport au terme en fonction de  $F_{x_{22}}$  ce qui confirme la stabilité accrue de cette implémentation pour ce test.

Cette implémentation contrôle le pseudo-glisement de chaque roue arrière en accord avec le cahier des charges même dans les cas de glissement asymétrique. Cette implémentation ne tire pas partie de l'architecture indépendante au niveau du train arrière du prototype VELROUE. Comme les moteurs électriques sont commandés de manière identique, les performances du véhicule ne sont pas optimisées dans le cas du glissement d'une seule roue.

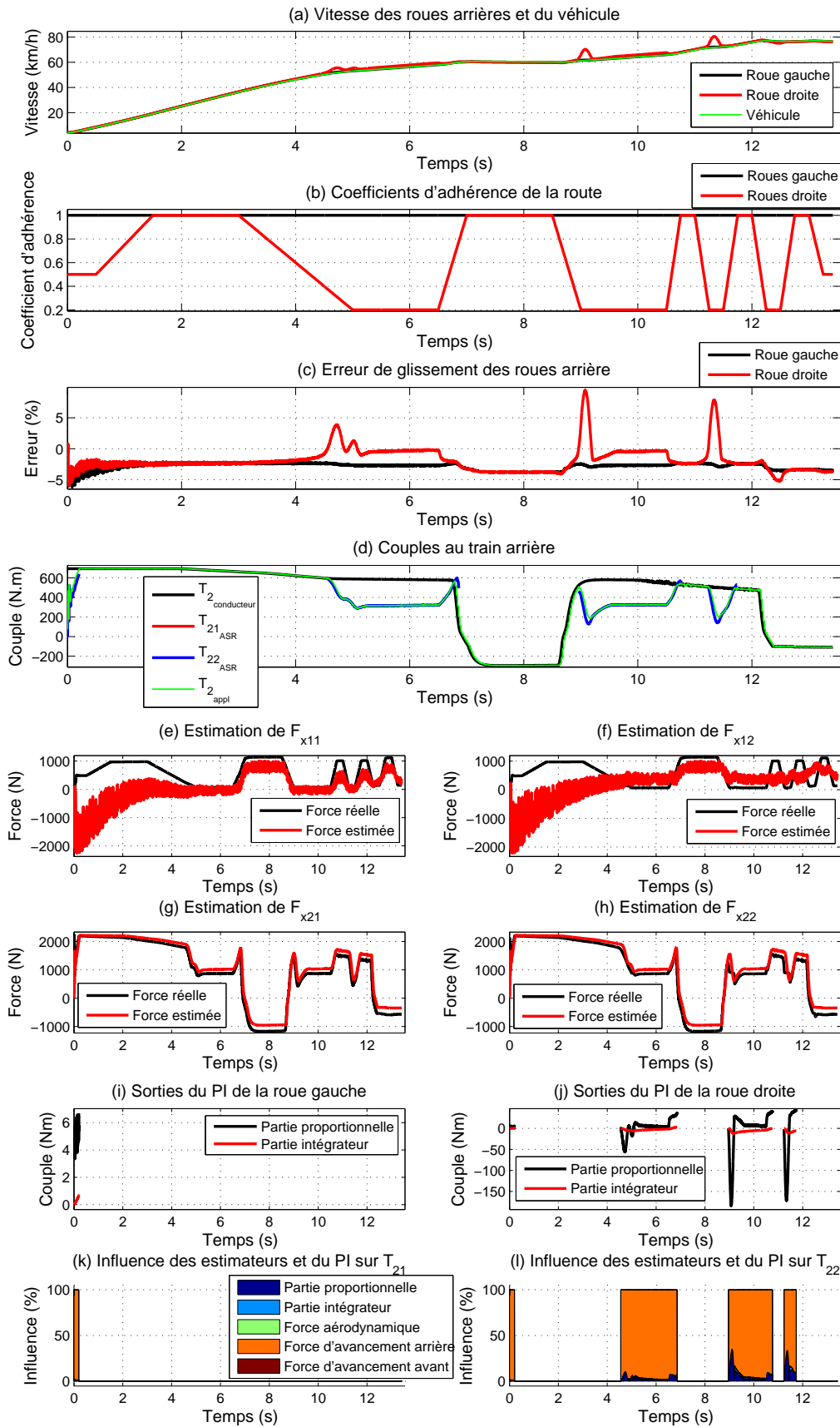


FIGURE 4.5: Test 10bis : Commande RL avec l'implémentation par couple minimum



### 4.1.2.3 Troisième méthode d'implémentation (couple asymétrique)

Comme dans la deuxième méthode d'implémentation, le véhicule est divisé en deux modèles « bicyclette ». La différence se situe au niveau de la commande des moteurs électriques. Cette fois-ci, chaque machine électrique est commandée par le contrôleur associé. Le couple appliqué à chacune des roues arrière est donc indépendamment contrôlé.

Les résultats de test 10 bis de la commande RL sont affichés dans la figure 4.5. L'emballement de la roue droite en rouge sur le graphique (a) est aussi bien contrôlé qu'avec l'implémentation par couple minimum.

A  $t=9s$ ,  $e_{\lambda_{22}}$  en rouge sur le graphique (c) oscille un peu plus que l'implémentation par couple minimum mais moins que celle par vitesse moyenne. Cette oscillation supplémentaire est causé par un début de désactivation de la commande RL suite à un passage sous le seuil de désactivation  $P_{\lambda_{OFF}}$  ce qui augmente  $T_{22_{ASR}}$  plus qu'il n'est nécessaire pour contrôler correctement le glissement de la roue droite. Le fait de commander séparément les moteurs électriques permet de réguler le glissement de chaque roue selon l'adhérence de la route à son niveau. Comme dans les simulations précédentes, la roue gauche ne patine pas pendant le test. Grâce à cette implémentation, le couple  $T_{21_{appl}}$  en vert sur le graphique (d) n'est pas limité et donc, est égal à la demande conducteur.

Les graphiques suivants sont identiques aux résultats avec l'implémentation par couple minimum à l'exception de l'oscillation supplémentaire à  $t=9s$ .

Cette implémentation contrôle indépendamment chaque moteur en fonction du glissement de la roue associée. Par conséquent, le pseudo-glissement de chaque roue est contrôlé en accord avec le cahier des charges ce qui permet à chacune des roues arrière de transmettre le maximum de couple autorisé à la route. L'influence d'un contrôle asymétrique des moteurs électriques sur le contrôle de la trajectoire du véhicule dans des conditions d'adhérence dégradées a été évaluée expérimentalement. Les changements de trajectoires induits par une fonction ASR sont légèrement perceptibles par le conducteur qui les corrige inconsciemment par une action au niveau du volant.

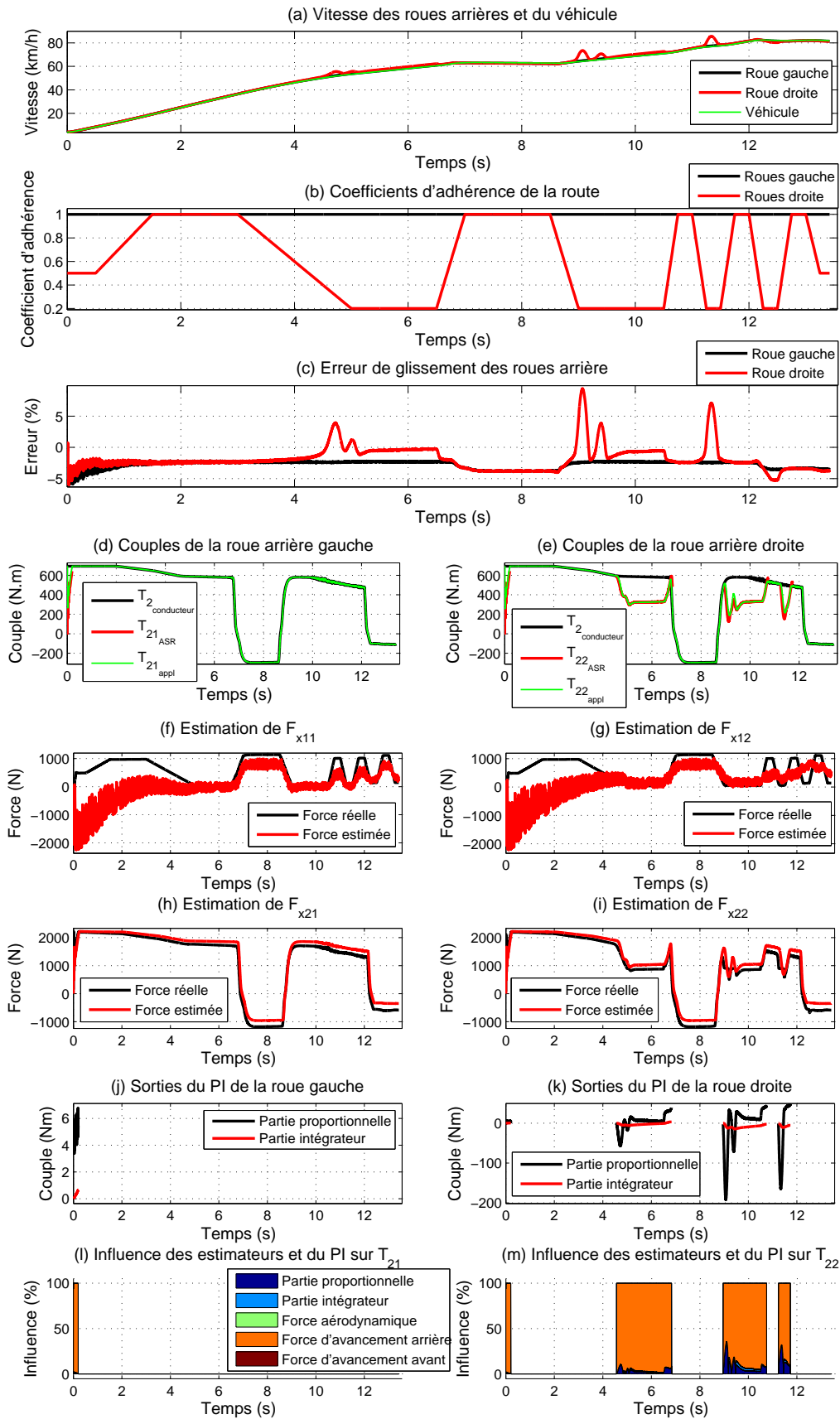


FIGURE 4.6: Test 10bis : Commande RL avec l'implémentation par couple asymétrique

#### 4.1.2.4 Conclusion

Dans cette section, trois méthodes d'implémentation des lois de contrôle du patinage des roues arrière ont été présentées. La première utilise la moyenne des vitesses des roues afin de faire correspondre le véhicule au modèle bicyclette de référence de la commande ASR. La seconde considère le véhicule comme un assemblage de deux modèles bicyclette à droite et à gauche. Dans les deux premières implémentations, une seule commande contrôle les deux moteurs électriques. La troisième implémentation est identique à la seconde à la différence que les deux commandes calculées par la fonction ASR sont appliquées à leur moteur respectif. L'implémentation par vitesse moyenne ne permet pas de satisfaire le cahier des charges au niveau de chaque roue. Lorsqu'une roue patine beaucoup plus que l'autre, son pseudo-glissement contrôlé est supérieur à la valeur désirée. L'implémentation par couple minimum permet de résoudre ce problème mais les performances obtenues ne sont pas optimales car la commande ASR réduit le couple des deux roues du train arrière même si l'une d'entre elles peut transmettre plus de couple à la route. Avec l'implémentation par couple asymétrique, le couple transmis à la route est plus grand ce qui a une influence directe sur les performances du véhicule. Par exemple, la vitesse finale du véhicule à la fin des simulations précédente est supérieure à 80km/h avec la troisième implémentation contrairement aux deux premières. Le changement de direction induit par un contrôle asymétrique des moteurs étant considéré comme acceptable, l'implémentation par couple asymétrique est utilisée par la suite pour tous les essais expérimentaux.

Les performances des lois de commande pour la fonction ASR sont comparées à l'aide des trois critères présentés dans la section 1.3.3. Le tableau 4.11 regroupe l'erreur de glissement maximale  $e_{max}$ , le temps  $\tau_{max}$  mis par l'erreur pour se stabiliser à  $\pm 1\%$  et le nombre d'oscillations  $n_{osc}$  effectuées par l'erreur de glissement avant de se stabiliser. Les valeurs du tableau ont été mesurées sur la roue droite au test 10bis vers  $t=5s$  pour la commande de référence de type PI et les trois commandes développées dans cette thèse. Les résultats de simulation de ces lois de commande sont affichés dans la section 4.1.2.3 pour la commande RL et dans l'annexe B pour les autres commandes.

D'après les résultats de simulation, les commandes RL, RLA et PLAT réduisent plus rapidement le glissement des roues contrôlées que la commande PI de référence puisque  $\tau_{max}$  passe de 2.1s à environ 0.6s. De même,  $e_{max}$  baisse de 10.1% à 4% pour les commandes par retour linéarisant et 6.1% pour la commande plate. Ces gains de performance s'accompagnent d'oscillations accrues de la commande. Les essais expérimentaux présentés par la suite permettront entre autres, de vérifier si ces oscillations sont perceptibles par le conducteur et si elles dégradent fortement l'agrément du conducteur.

Loi de commande	$\epsilon_{max}$	$\tau_{max}$	$n_{osc}$
PI	10.1%	2.1s	1
RL	4%	0.6s	2
RLA	4%	0.7s	2
PLAT	6.1%	0.6s	2

Tableau 4.11: Critères de performance pour la fonction ASR

### 4.1.3 Résultats expérimentaux

Les différentes lois de commandes synthétisées dans le chapitre 3.3 sont testées expérimentalement selon le protocole de validation détaillé dans la section 4.1.1.2. Seuls les résultats du test B sont présentés dans ce mémoire. Ce test correspond à un démarrage en mode électrique pur sur une route plane constituée de carreaux mouillés. Le véhicule arrêté, le conducteur accélère au maximum des capacités du véhicule durant 7 secondes avant de relâcher le pied de l'accélérateur pendant 2 secondes. Puis, le conducteur accélère à fond une nouvelle fois pendant 3 secondes. Les conditions de cet essai sont les plus extrêmes de tous les tests expérimentaux du protocole de validation. En effet, l'apport de couple au niveau des roues avant quand le véhicule est en mode hybride aide le véhicule à avancer ce qui réduit le patinage du train arrière. Une adhérence asymétrique de la route permet à la roue du côté d'adhérence élevé d'entraîner le véhicule et donc d'aider au contrôle de la roue d'adhérence plus faible. Le coefficient d'adhérence du carrelage mouillé est très faible, de l'ordre de 0.15. De plus, ce revêtement n'a aucune progressivité car dès qu'une roue patine, un film d'eau se crée entre elle et la route ce qui accélère encore plus l'emballement de la roue.

Par la suite, les résultats des commandes RL et RLA sont présentés suivis de ceux de la commande plate. Les résultats expérimentaux de la commande de type PI sont affichés dans l'annexe C.

#### 4.1.3.1 Commande par retour linéarisant sans accéléromètre (RL)

La commande RL est validée en premier sur le véhicule. Les résultats du test B sont présentés dans la figure 4.7. Sur le graphique (a), les deux roues arrière en noir et rouge s'emballent de manière similaire. Le premier glissement est plus important que les suivants puisque la vitesse linéaire des roues augmentent d'environ 30 à 40 km/h alors qu'ensuite l'augmentation de la vitesse est de 10 km/h au maximum. Les erreurs de pseudo-glissement des roues tracées sur le graphique (b) confirment le comportement observé précédemment puisque ceux-ci atteignent 70 à 90% à  $t=2s$  et  $t=11s$  au lieu des 40% observés en moyenne sur les pics sur le reste du test.

Cette différence est causée par les couples appliqués aux roues gauche (en vert sur le graphique (c)) et droite (en vert sur le graphique (d)) au moment de l'activation

de l'ASR. Sur le premier emballement de la roue, le couple appliqué, qui est celui demandé par le conducteur, est élevé alors que par la suite, le couple moteur augmente progressivement en accord avec la stratégie de transition détaillée dans la section 3.3.4. Plus le couple de départ est élevé, plus l'influence du retard de la chaîne de mesure et d'actionnement est importante car la dynamique de  $e_{\lambda_{21}}$  et  $e_{\lambda_{22}}$  est directement fonction de  $T_{21_{appl}}$  et  $T_{22_{appl}}$ . Ce test se déroule dans des conditions de roulage extrêmement dégradées c'est pourquoi dès qu'une roue patine, le couple qui lui est appliqué est directement réduit à la valeur limite de saturation minimale définie par la stratégie de commande dans la section 3.3.4.

L'estimation des forces d'avancement au niveau des roues avant sur le graphique (e) est très bruitée alors que le couple appliqué par le moteur thermique est nul. Au début du test,  $F_{x_{12}}$  est non nul alors que la voiture est arrêtée suite à un problème numérique. En effet, la valeur de la vitesse de rotation de la roue avant droite est négative de l'ordre de  $10^{-16}$  ce qui conduit au calcul d'un pseudo-glissement erroné. Une simple sécurité a été développée par la suite pour résoudre ce problème.

L'estimation des forces d'avancement au niveau des roues arrière (graphique (f)) par dérivation de la vitesse des roues semble correcte.

Afin de réduire  $e_{\lambda_{21}}$  et  $e_{\lambda_{22}}$ , le gain du terme proportionnel de la boucle stabilisante est élevé ce qui améliore la réactivité du contrôleur au détriment de la stabilité. Il faut donc faire attention à ne pas affecter une valeur trop importante à  $K_p$  car de toute façon, la stratégie de commande limite l'évolution du couple moteur afin d'éviter les à-coups et d'améliorer l'agrément conducteur.

La nature non progressive de la route associée à un  $K_p$  élevé conduit à une grande influence ponctuelle du terme proportionnel du correcteur PI en bleu sur les graphiques (i) et (j). L'influence des forces d'avancement au niveau des roues avant sur  $T_{21_{ASR}}$  et  $T_{22_{ASR}}$  est très faible (en marron sur les graphiques (i) et (j) près des 100%).

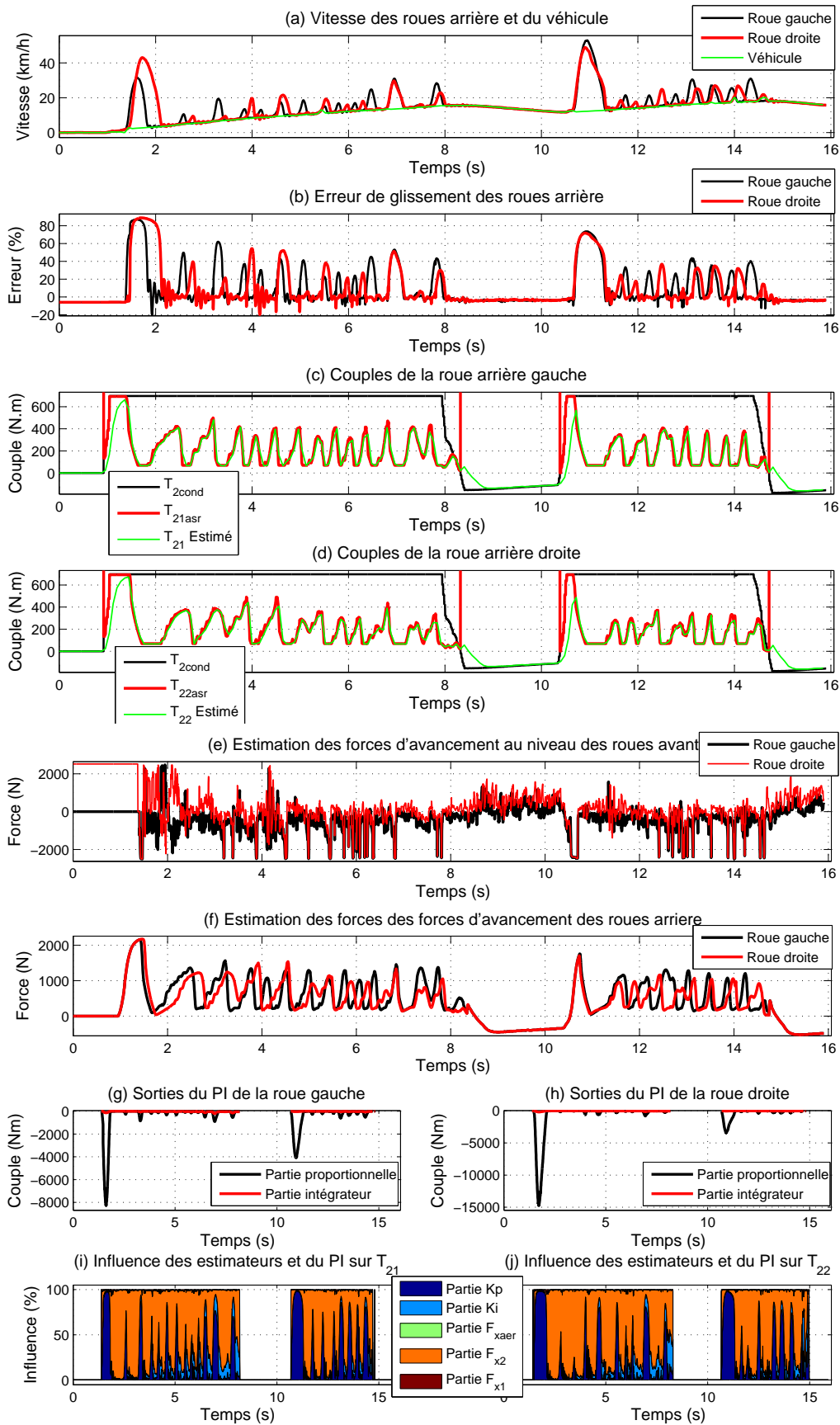


FIGURE 4.7: Test B : Commande RL

#### 4.1.3.2 Commande par retour linéarisant avec accéléromètre (RLA)

La figure 4.8 regroupe les résultats de la commande RLA au test B. Globalement, le comportement de la loi de commande est identique à celui de la commande RL. Les seules différences se situent au niveau de l'estimation des forces d'avancement des roues avant. Celle-ci est très bruitée sur la commande RL ce qui engendre des erreurs lors du calcul du couple de sortie. L'utilisation de la mesure de l'accélération longitudinale qui est tracée sur le graphique (e) permet de s'affranchir de cette estimation et de prendre en compte l'ensemble des forces appliquées au châssis sur la dynamique longitudinale comme l'influence de la gravité par le biais de la pente de la route.

L'influence du terme fonction de  $\dot{u}$  de l'équation (3.65) représenté en marron sur les graphiques (i) et (j) regroupe entre autre les termes en  $F_{x_1}$ ,  $F_{x_{aero}}$  et une partie du terme  $F_{x_2}$  de la commande par retour linéarisant RL. Ce terme a une influence plus faible que celle de  $F_{x_1}$  lors du test de la commande RL. Comme la couple fournit par le moteur avant et la pente sont nuls, cette différence d'influence permet de conclure que l'utilisation de la mesure d'accélération prend en compte de manière plus juste les efforts au niveau des roues avant.

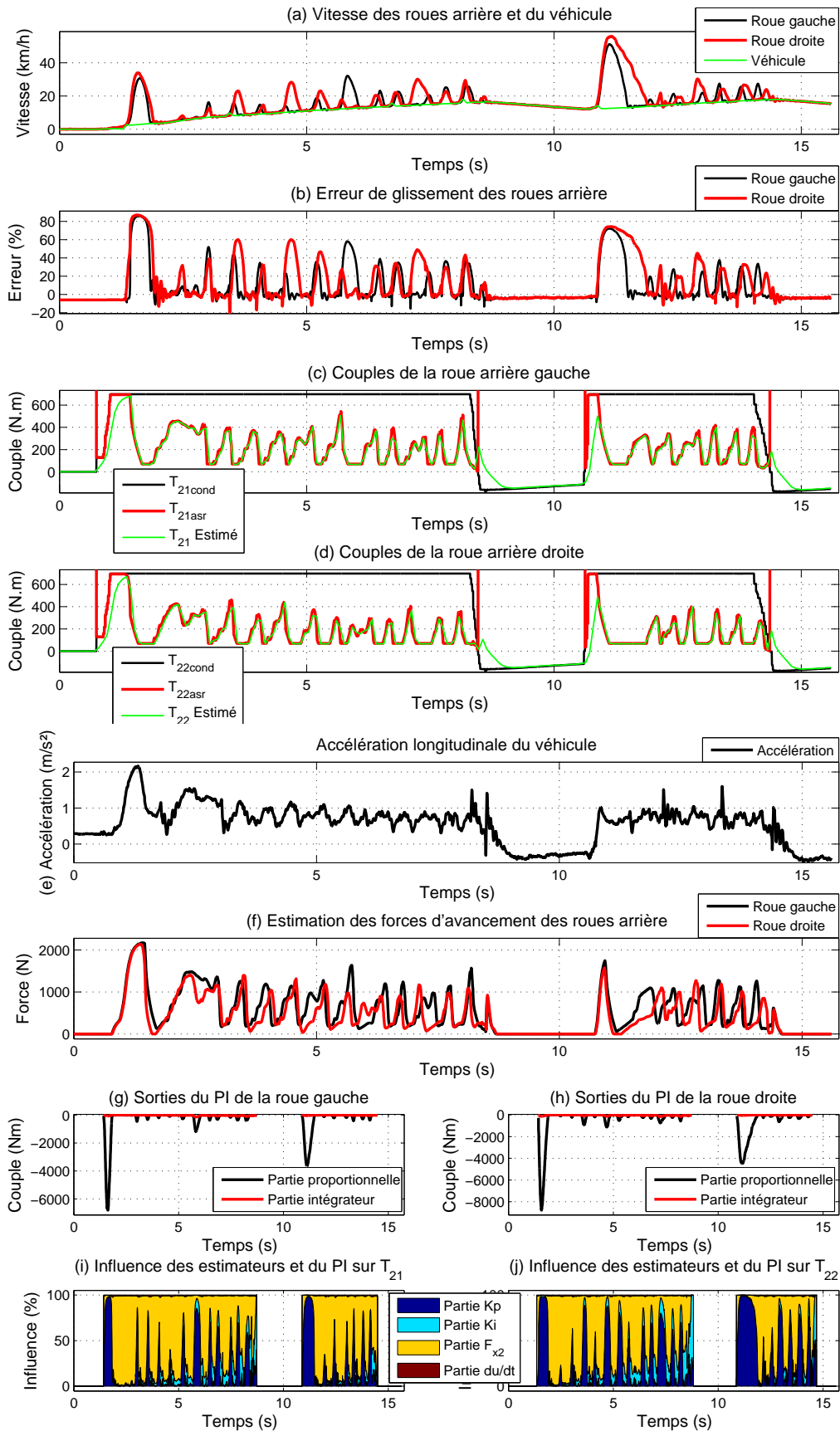


FIGURE 4.8: Test B : Commande RLA



### 4.1.3.3 Commande plate (PLAT)

Les résultats de la commande plate au test B sont représentés sur la figure 4.9. Les roues arrière gauche et droite, respectivement en noir et rouge sur le graphique (a) s'emballent moins souvent et avec une amplitude moindre que lors des tests avec les commandes par retour linéarisant.

Le graphique (b) confirme cette réduction de glissement par rapport aux commandes précédentes car les erreurs de glissement des roues sont de 30% en moyenne sur les pics contre 60-80% pour le premier patinage.

Le couple  $T_{2_{ASR}}$  calculé par chaque contrôleur en rouge sur les graphiques (c) et (d) oscille rapidement. Le couple appliqué par les moteurs électriques qui est tracé en vert est propre car le bruit de la commande est filtré par la stratégie de transition.

La trajectoire de consigne est exprimée en fonction  $y_1^*$ ,  $y_2^*$  et  $y_3^*$  qui sont représentés sur les graphiques (e), (f), (g) et (h). La vitesse désirée et l'accélération désirée sont réinitialisées avec leurs valeurs mesurées à chaque activation du contrôleur. Le terme  $U$  de l'équation (3.74) en vert sur les graphiques (g) et (h) est fonction de la somme du jerk désiré (en noir) et de la sortie du correcteur PI (en rouge).

L'équation 3.74 est divisée en 3 termes sur les graphiques (i) et (j). Le premier  $R_2 m y_2^*$  est en bleu, le deuxième  $\frac{J_2 y_2^*}{R_2 \left(1 - \frac{m}{A^*} y_2^*\right)}$  est en vert et le troisième

$\frac{m J_2 y_1^* U^*}{A^* R_2 \left(1 - \frac{m}{A^*} y_2^*\right)^2}$  est en marron. Le second terme a très peu d'influence sur le calcul de  $T_{2_{ASR}}$ . Le troisième terme qui dépend de  $U$  a beaucoup d'influence lorsqu'il faut stabiliser la commande. Cette observation est confirmée par le rapport entre  $y_3^*$  et la sortie du correcteur PI. En effet,  $y_3^*$  représente 1% à 2% de la valeur totale de  $U$ .

De nombreuses séries d'activation/désactivation interviennent tout au long de ce test.

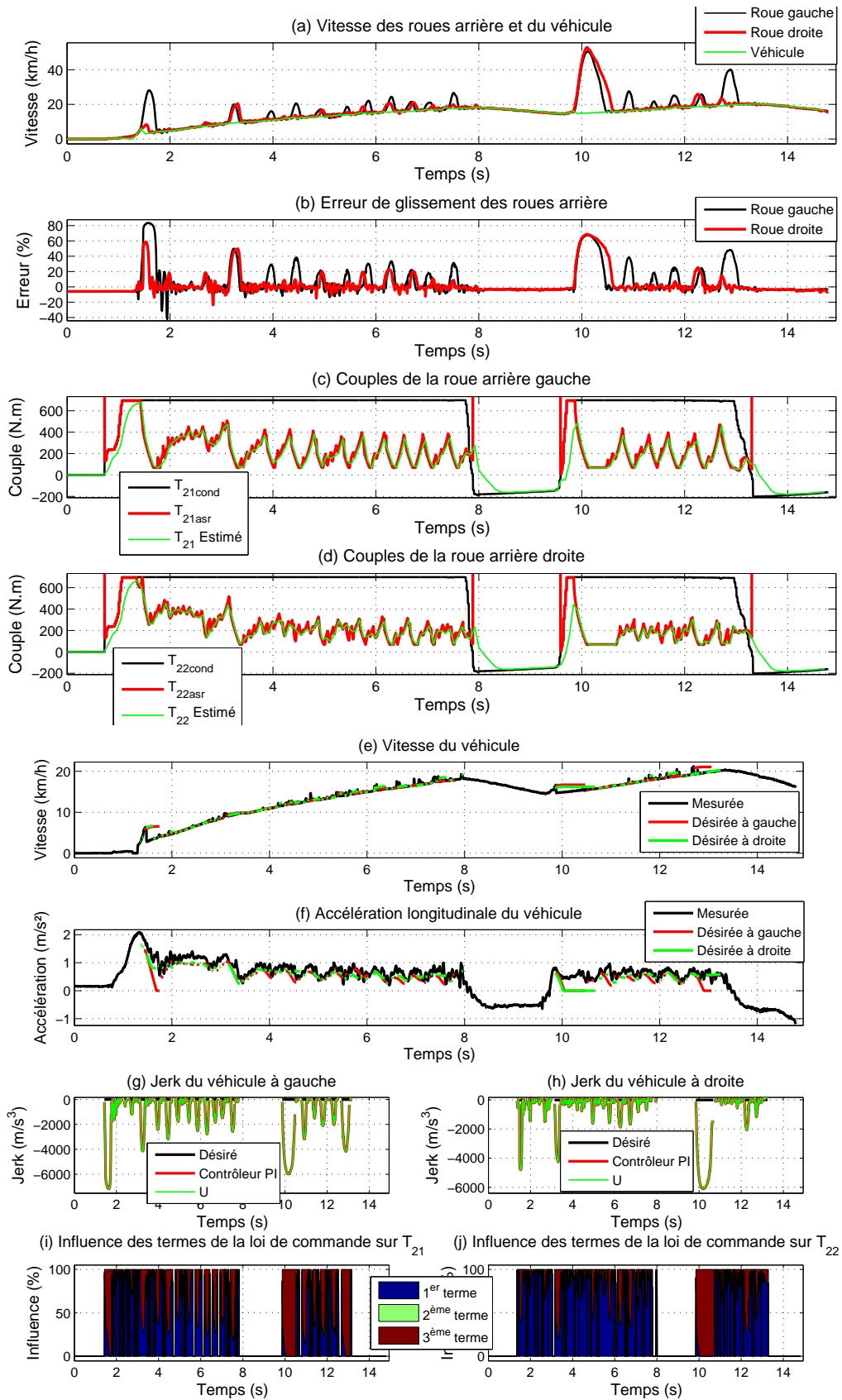


FIGURE 4.9: Test B : Commande PLAT

#### 4.1.4 Bilan comparatif

Plusieurs lois de commande ont été synthétisées durant cette thèse. Des protocoles de validation en simulation et expérimental ont été développés dans le but d'évaluer les commandes synthétisées. Ces commandes sont basées sur un modèle véhicule de type « bicyclette ». Trois méthodes d'implémentation dans le véhicule des lois de commande ASR ont été simulées. A partir des résultats de simulation de la commande RL présentés dans ce mémoire, seule l'implémentation par couple asymétrique est retenue. En effet, celle-ci tire partie de l'indépendance des roues arrière pour optimiser les performances du véhicule tout en respectant le cahier des charges de la fonction ASR. Les deux autres implémentations conviennent mieux à une architecture appliquant le même couple aux deux roues arrière. L'implémentation par vitesse moyenne ne satisfait pas le cahier des charges ASR lors d'un glissement asymétrique des roues aussi, l'implémentation par couple minimum devra être préférée. Par exemple, une telle architecture peut être composée de deux moteurs électriques commandés par un seul onduleur afin de réduire les coûts du système ou alors par une unique source de puissance transmettant son couple de sortie aux deux roues par l'intermédiaire d'un différentiel.

Les trois lois de commandes sont ensuite validées expérimentalement sur le véhicule VELROUE dans le cas d'un démarrage en mode électrique sur du carrelage mouillé, un revêtement de très faible adhérence équivalent à de la glace polie. Les résultats de ces essais permettent de comparer les lois de commande synthétisées durant cette thèse par rapport au contrôleur de type PI couramment utilisé dans l'industrie automobile. Les commandes par retour linéarisant sont des commandes non linéaires plus anciennes que la commande par platitude dont le changement de base rend plus difficile la perception des phénomènes physiques qui se cachent derrière chaque partie de l'expression du couple moteur final. De plus, la commande plate nécessite la synthèse d'une trajectoire de référence qui n'est pas directement définie par le cahier des charges de l'ASR.

Par conséquent, la mise au point de la commande plate par l'intermédiaire de trois gains  $K_{y_3}$ ,  $K_p$  et  $K_i$  est plus difficile que celle des autres commandes. De même, le contrôleur PI étant largement connu des essayeurs, la mise au point est plus rapide que pour les commandes par retour linéarisant malgré un nombre identique de paramètres de mise au point  $K_p$  et  $K_i$ .

Les essais expérimentaux montrent que la vitesse finale du véhicule est plus élevée avec la commande plate qu'avec les commandes par retour linéarisant RL et RLA. Les performances générales des essais expérimentaux montrent une différence avec les simulations. Les niveaux de glissement obtenus lors des tests sur véhicule nous poussent à modifier le comparatif de chaque commande en terme de performance. D'après les critères évalués en simulation, les performances de la commande plate sont moindres que celles des commandes par retour linéarisant ce qui est contraire à ce qu'on observe qualitativement sur les résultats expérimentaux.

Les capteurs nécessaires à chaque commande sont listés dans le tableau 3.1. La commande RL a besoin de la mesure de la vitesse des roues avant qui est disponible par le biais du calculateur ABS. L'utilisation de cette information par la commande ASR peut entraîner des contraintes au niveau de la précision du capteur et du retard acceptable entre celui-ci et la commande d'anti-patinage. Les commandes RLA et PLAT utilisent la mesure de l'accélération longitudinale du véhicule qui est fournie en général par le calculateur ESP. Celui-ci est devenu obligatoire en Europe [1] ce qui facilite l'intégration des commandes RLA et PLAT. La stratégie de commande associée aux lois développées dans cette thèse peut être plus ou moins complexe. La fonction de saturation est indispensable à toutes les lois de commande alors que la fonction d'activation n'est pas nécessaire pour les lois de type PI, RL et RLA. En effet, grâce au système anti-windup présenté dans la section 3.3.1.3, il est possible d'activer en permanence ces lois de commande et de s'affranchir de la gestion de la transition entre la volonté conducteur et la commande ASR. Par contre, la fonction d'activation est requise par la commande plate afin que le calcul de la trajectoire de référence soit correct. Dans tous les cas, la demande de couple fournie par la fonction ASR doit être filtrée pour éviter l'apparition d'à-coups qui seraient désagréables.

Le tableau 4.12 résume les avantages (+) et inconvénients (-) de chacune des lois de commande ASR présentées dans ce mémoire.

	Synthèse	Mise au point	Performances	Capteurs	Stratégie	Ressenti essayeur
PI	++	++	-	++	+	-
RL	+	+	-	-	+	+
RLA	+	+	+	-	+	+
PLAT	-	-	++	+	-	+

Tableau 4.12: Comparaison des lois de commande ASR

La synthèse des commandes RL et RLA et des résultats de simulation ont été présentés lors de la Conférence Internationale Francophone d'Automatique qui s'est tenue à Grenoble en juillet 2012 [14]. Une autre communication présentée au 11<sup>ème</sup> Symposium International sur le Contrôle Avancé des Véhicules à Séoul en septembre 2012 résume la synthèse et les résultats de simulation de la commande plate [11].

## 4.2 MSR

Cette section présente les protocoles développés pour évaluer en simulation et valider expérimentalement les lois de commandes synthétisées dans le chapitre 3.4 dans le but de contrôler le patinage des roues arrière lorsqu'un couple régénératif

leur est appliqué. Dans le cadre de cette thèse, uniquement des simulations ont été effectuées. Pour chaque loi de commande, les résultats d'un seul test parmi tous ceux effectués sont détaillés avec l'implémentation par couple asymétrique. Il a été montré lors des résultats ASR que le modèle véhicule de simulation est qualitativement représentatif du comportement du véhicule réel et s'en rapproche quantitativement. Une campagne de roulage pourra être menée afin de valider expérimentalement les commandes MSR et d'optimiser la mise au point des paramètres de réglage des lois de commande.

## 4.2.1 Protocole de validation

### 4.2.1.1 Scénarios de simulation

Les différentes lois de commande pour la fonction MSR sont évaluées en simulation à l'aide du modèle véhicule décrit dans la section 2.1. Les scénarios décrits dans le tableau 4.13 sont joués pour chaque commande afin de vérifier leur comportement en présence de différentes erreurs d'estimation du coefficient d'adhérence de la route. Ces scénarios représentent un véhicule ayant une vitesse initiale de 50km/h roulant en ligne droite sur une route plane. Une seconde après le début du test, le conducteur lève le pied de la pédale d'accélérateur. Par conséquent, un couple négatif est appliqué aux roues arrières afin de provoquer une décélération similaire à celle communément observée sur les véhicules thermiques. Ces scénarios couvrent une partie de la plage de fonctionnement de la fonction MSR qui peut s'activer de 0 à 90km/h. Il est intéressant d'un point de vue énergétique d'étudier l'activation de l'anti-patinage à haute vitesse mais dans le cadre de nos travaux, nous nous intéressons plus particulièrement au comportement de lois de commandes développées. Les simulations montrant un comportement similaire à haute et à moyenne vitesse, nous avons préféré centrer les scénarios sur des vitesses moyennes voire faibles qui peuvent être sources de difficultés pour les lois de commande, notamment à cause de l'augmentation relative du bruit des signaux à basse vitesse. En mode hybride, le freinage récupératif est moindre car le moteur thermique du train avant ralentit déjà le véhicule, et donc ce niveau de freinage régénératif n'entraîne pas de glissement important des roues, c'est pourquoi les tests seront conduits en mode électrique pur. Le niveau de couple régénératif à appliquer aux roues arrière est mis au point en fonction de la décélération désirée en lever de pied et de l'agrément conducteur. Le couple  $T_{2_{mesure}}$  utilisé dans les scénarios de simulation de la fonction ASR (fig. 4.1) fournit un aperçu du couple régénératif entre les secondes 7 et 9 qui vaut environ -300Nm. Le but des tests présentés dans ce paragraphe est de valider le fonctionnement des lois de commande. Pour ce faire il faut que les roues arrière patinent aussi, donc un couple constant demandé par la loi de gestion de l'énergie de  $T_{2_{lge}} = -500\text{Nm}$  est appliqué à chaque roue du train arrière après une seconde.

Nom	Mode	$T_1$	$T_{2lgc}$	$\mu_{sim}$ (G/D)	$\mu_{com}$	Description
Test 1	VE	0 Nm	-500 Nm	0.3	0.3	Vérification du fonctionnement de la commande sans erreur d'estimation du coefficient d'adhérence.
Test 2.1	VE	0 Nm	-500 Nm	0.2	0.5	Influence d'une erreur d'estimation constante du coefficient d'adhérence.
Test 2.2	VE	0 Nm	-500 Nm	0.6	0.5	
Test 2.3	VE	0 Nm	-500 Nm	1	0.5	
Test 3	VE	0 Nm	-500 Nm	$\mu_{sim}(t)$	0.5	Influence d'une erreur d'estimation variable du coefficient d'adhérence.
Test 4.1	VE	0 Nm	-500 Nm	$0.2 / \mu_{sim}(t)$	0.5	Influence d'une erreur d'estimation variable et asymétrique du coefficient d'adhérence.
Test 4.2	VE	0 Nm	-500 Nm	$1 / \mu_{sim}(t)$	0.5	

Tableau 4.13: Liste des scénarios de test pour la simulation des fonctions MSR

### 4.2.1.2 Validation expérimentale

Même si la validation expérimentale n'a pas été effectuée dans le cadre de cette thèse, une démarche de validation est proposée.

#### Contraintes d'intégration

Les contraintes d'intégration pour la prestation MSR sont identiques à celles de la prestation ASR car ces deux fonctions sont implantées au même endroit dans le véhicule. De plus, les lois de commande développées pour la prestation MSR utilisent les mêmes informations que leurs homologues pour la prestation ASR.

#### Scénario de validation

Les tests de validation expérimentale sont semblables à ceux présentés pour l'évaluation en simulation. Le véhicule roule à 50km/h en mode électrique sur une route plane et droite. Lorsque le prototype VELROUE arrive sur la surface désirée, le conducteur lève le pied ce qui génère une requête de couple régénératif au niveau des moteurs électriques. La valeur de ce couple régénératif est défini par la loi de gestion de l'énergie mise au point par ailleurs.

Nom	Mode	Type de route (D/G)	Description
Test A	VE	bitume mouillé	Erreur d'estimation constante du coefficient d'adhérence.
Test B	VE	carrelage mouillé	
Test C	VE	variable	Erreur d'estimation variable du coefficient d'adhérence.
Test D	VE	carrelage mouillé / bitume mouillé	Erreur d'estimation constante et asymétrique du coefficient d'adhérence.
Test E	VE	variable / carrelage mouillé	Erreur d'estimation variable et asymétrique du coefficient d'adhérence.

Tableau 4.14: Liste des essais de validation expérimentale pour la prestation MSR

### 4.2.2 Résultats de simulation

Les commandes par retour linéarisant et la commande plate sont simulées selon la procédure de validation détaillée précédemment. Afin de faciliter la lecture de ce mémoire, seuls les résultats du test 4.1 du tableau 4.13 sont présentés. Ce scénario se déroule sur une route d'adhérence asymétrique. Le côté gauche de la route a un coefficient d'adhérence de 0.2 alors que l'adhérence du côté droit varie entre 0.2 et 1. Les trois lois de commande sont basées sur un modèle bicyclette mais elles doivent être intégrées sur un véhicule composé de quatre roues. Parmi les différentes méthodes d'implémentations possible qui ont été présentées dans la section 4.1.1.1, celle par couple asymétrique est retenue. Un contrôleur est donc

attribué à chaque côté du véhicule et les deux moteurs électriques sont contrôlés de manière indépendant. Les résultats du test 4.1 de la commande de type PI sont affichés dans l'annexe D.

#### 4.2.2.1 Commande par retour linéarisant sans accéléromètre (RL)

Les résultats du test 4.1 sont présentés dans la figure 4.10. La vitesse de la roue arrière gauche en noir sur le graphique (a) décroît rapidement à 1 seconde avant de remonter au niveau de la vitesse du véhicule en vert. D'autres débuts de blocage de la roue droite en rouge surviennent autour de 9, 11 et 12 secondes.

Les blocages de la roue droite apparaissent lorsque l'adhérence au niveau de cette roue, qui est tracée en rouge sur le graphique (b), décroît rapidement.

L'erreur de glissement  $e_{\lambda_2}$  de la roue droite en rouge sur le graphique (c) confirme le blocage de cette roue. En effet, l'erreur de glissement augmente momentanément aux alentours de 9, 11 et 12 secondes, tout d'abord à 17% puis à 43% et 54%. L'écart d'amplitude entre ces trois pics est causé en premier par une réduction de la vitesse du véhicule qui sert de référence pour le calcul du taux de glissement. En second, la variation d'adhérence de la route est plus rapide à 11 et 12 secondes qu'à 9 secondes ce qui permet à la vitesse de la roue d'évoluer plus rapidement. Le retard sur la chaîne de mesure et d'actionnement étant constant, l'écart d'amplitude de  $e_{\lambda_2}$  entre ces trois pics est directement fonction de la vitesse de variation de l'adhérence de la route. L'erreur de glissement de la roue gauche, en noir, augmente à 16% vers 1 seconde avant de se stabiliser à  $\pm 1\%$ . La limitation du freinage demandé par la loi de gestion de l'énergie permet au moteur de récupérer le maximum d'énergie possible dans les conditions d'adhérence rencontrées tout en assurant la sécurité du véhicule grâce au respect du cahier des charges sur  $\lambda_2$  présenté dans la section 1.3.2.

Le blocage de la roue gauche est causé par la demande de couple négatif de la loi de gestion de l'énergie en noir sur le graphique (d). L'adhérence sur le côté gauche du véhicule étant constante et faible tout au long du test, la commande RL calcule une requête de couple  $T_{21_{MSR}}$  (en rouge) plus faible que celle de la loi de gestion de l'énergie afin de garder  $e_{\lambda_2} = 0$ .  $T_{21_{MSR}}$  est filtré par la stratégie de commande présentée dans la section 3.4.3 avant d'être transmis au moteur électrique (en vert).

Le couple calculé par la commande RL au niveau de la roue droite est tracée en rouge sur le graphique (e). Celui-ci décroît en fonction de l'adhérence de la route au niveau de cette roue ce qui correspond au comportement désiré de la fonction MSR.

L'estimation des forces d'avancement au niveau du train avant en rouge sur les graphiques (f) et (g) est bruitée et fautive ce qui s'explique par le bruit et le retard des mesures de vitesse de roue et du véhicule et l'erreur entre l'adhérence réelle de la route et le coefficient d'adhérence utilisé par cet estimateur. Lorsqu'un



couple régénératif est demandé dans le but de simuler le couple résistif d'un moteur thermique au levé de pied, le véhicule est en mode électrique pur et donc, l'estimation de  $F_{x_1}$  peut être négligée. Par contre, dans le cas d'un freinage mêlant frein mécanique et couple régénératif, il peut être intéressant de connaître les forces d'avancement au niveau du train avant.

L'estimation de  $F_{x_2}$  en rouge sur les graphiques (h) et (i) est correcte grâce à l'utilisation de signaux propres pour la dérivation de  $\omega_{21}$  et  $\omega_{22}$ . Comme pour l'application de la commande RL à la prestation ASR, la partie proportionnelle du correcteur PI en noir sur les graphiques (j) et (k) augmente fortement quand le système a besoin d'être stabilisé.

Ce comportement se retrouve dans les graphiques (l) et (m) où l'influence de ce terme en bleu foncé augmente quand les roues se bloquent. Les termes relatifs à la traînée aérodynamique en vert et aux efforts d'avancement au niveau du train avant en marron ont très peu d'influence sur le calcul du couple moteur permettant de contrôler le glissement des roues arrière contrairement au terme fonction de  $F_{x_2}$ .

Le fonctionnement de la commande RL pour la prestation MSR est semblable à celui de la prestation ASR.

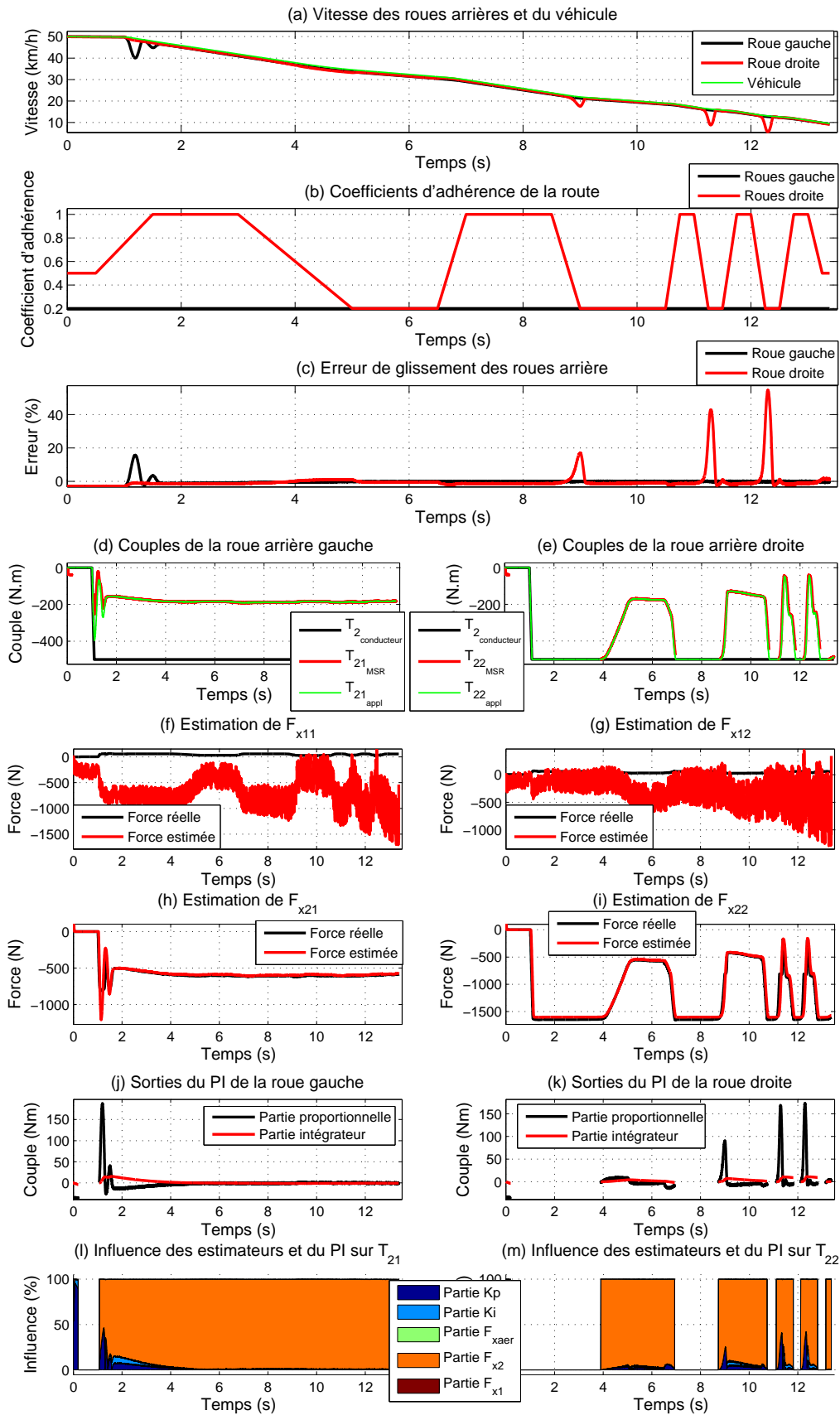


FIGURE 4.10: Test 4.1 : Commande RL

#### 4.2.2.2 Commande par retour linéarisant avec accéléromètre (RLA)

Les résultats de la commande RLA présentés sur la figure 4.11 sont presque identiques à ceux de la commande RL présentés sur la figure 4.10. La partie fonction de l'accélération longitudinale du véhicule qui regroupe notamment les termes fonction de  $F_{x_1}$ ,  $F_{x_{aer}}$  et une partie du terme en  $F_{x_2}$  de la commande RL a une influence de 2% au maximum donc très limitée. A la différence de la commande RL, ce terme permet de prendre en compte l'influence de la pente et de toute force extérieure appliquée au véhicule pour calculer le couple permettant de contrôler le patinage des roues arrière. De plus, la mesure de l'accélération longitudinale permet de s'affranchir de la difficulté induite par l'estimation des forces d'avancement au niveau du train avant. L'influence de ce terme peut donc être non négligeable lorsque le véhicule est en mode hybride ou lorsque la route est en pente.

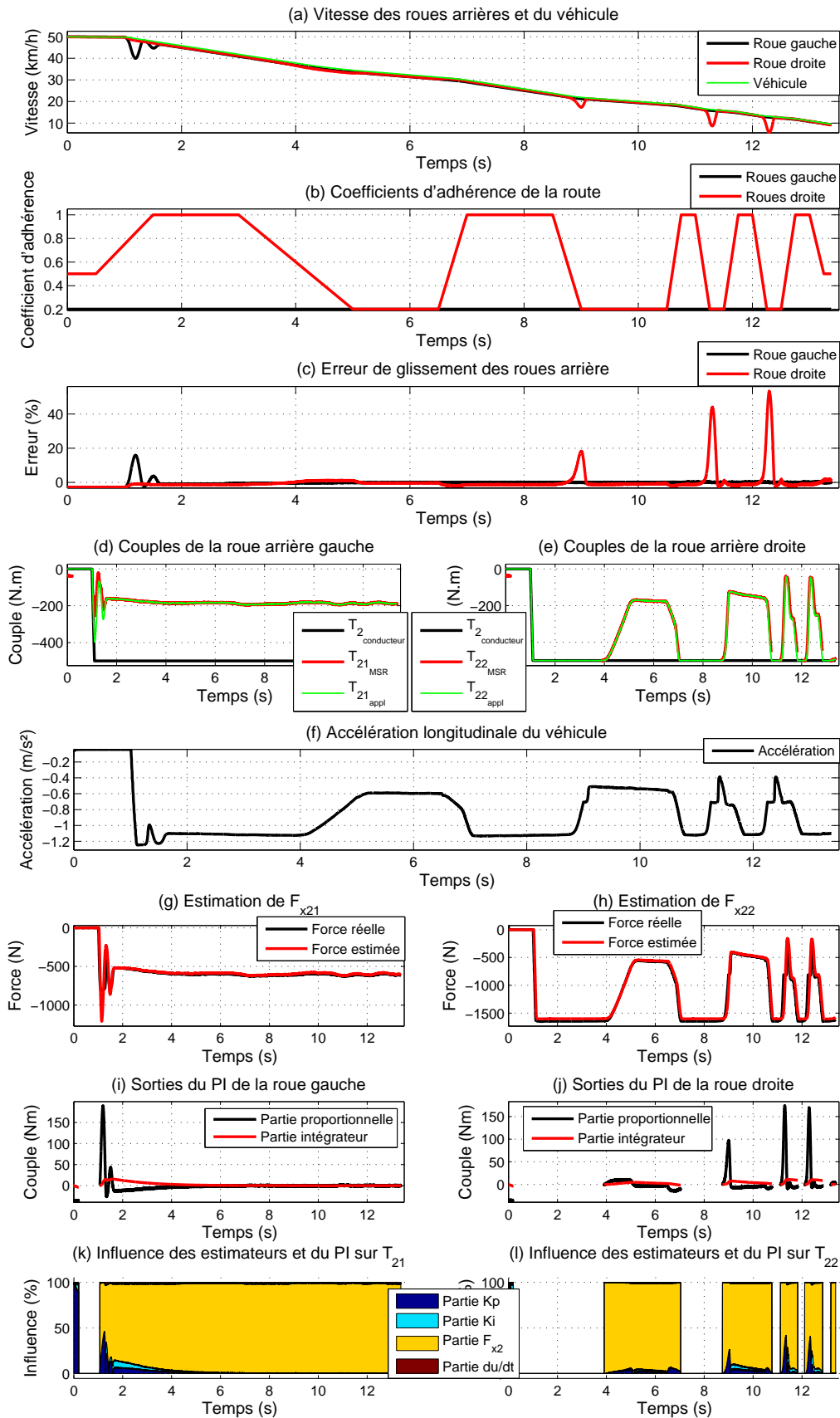


FIGURE 4.11: Test 4.1 : Commande RLA

### 4.2.2.3 Commande plate (PLAT)

La figure 4.12 représente les résultats de simulation de la commande plate avec le test 4.1. A 1 seconde, lorsque la variation rapide de couple régénératif survient, la vitesse de la roue gauche en noir sur le graphique (a) décroît rapidement. Trois oscillations apparaissent avant que cette vitesse se stabilise à la vitesse du véhicule. La roue droite a tendance à se bloquer lorsque l'adhérence du côté droit de la route devient faible.

L'erreur de glissement de la roue gauche en noir sur le graphique (c) oscille plus qu'avec les commandes par retour linéarisant mais l'amplitude de ces oscillations est plus faible (11%). De même pour la roue droite en rouge, chaque pic de glissement est suivi d'une légère oscillation. L'amplitude de  $e_{\lambda_{22}}$  est plus forte qu'avec les commandes par retour linéarisant à  $t = 9s$  (45%) alors que par la suite, l'amplitude des oscillations est plus faible (15% puis 22%).

Les différentes oscillations du système sont causées par la réinitialisation de la trajectoire désirée. En effet, lorsque la roue commence à se bloquer, la commande plate réduit rapidement l'erreur de pseudo-glissement qui dépasse le seuil de désactivation et redonne la main à la loi de gestion de l'énergie. Une amélioration de la stratégie de commande peut être envisagée pour réduire, voire annuler, l'apparition d'oscillations.

Le couple moteur droit calculé par la commande plate en rouge sur le graphique (e) est saturé par la stratégie de commande entre 7 et 9 secondes. En effet, la fonction MSR s'active au niveau de la roue droite vers 4 secondes puis, elle reste activée car  $e_{\lambda_{22}}$  ne dépasse pas le seuil de désactivation. Par conséquent, le jerk désiré en noir sur le graphique (i) qui est proportionnel à  $e_{\lambda_{22}}$  continue d'être intégré entre 7 et 9 secondes ce qui décroît l'accélération désirée et la vitesse désirée à droite en vert sur les graphiques (g) et (f). Quand la roue recommence à se bloquer suite à une chute brutale de l'adhérence de la route, la commande plate doit d'abord décharger ces intégrateurs ce qui allonge son temps de réaction et conduit à une erreur de glissement élevée. L'ajout d'un système anti-windup dans le calcul de la trajectoire désiré permettrait de résoudre ce problème. Cette modification doit être envisagée en accord avec l'amélioration de la stratégie de commande.

La vitesse longitudinale désirée  $y_1^*$  par le contrôleur de gauche en rouge sur le graphique (f) est plus élevée que celle mesurée (en noir) car l'adhérence de la route sur le côté gauche est très dégradée contrairement à celle du côté droit qui est variable. En effet, sur le graphique (g), l'accélération longitudinale du châssis qui est mesurée (en noir) est inférieure à celle désirée à gauche (en rouge) sauf lorsque l'adhérence du côté droit est également faible. De même, la vitesse véhicule désirée à droite en vert sur le graphique (f) est inférieure à celle mesurée quand la fonction MSR est activée alors que l'adhérence de la route au niveau des roues droite est élevée. Les trajectoires désirées en vitesse, accélération et jerk

sont donc adaptées à l'état de la route à droite ou à gauche suivant le contrôleur. L'implémentation par couple asymétrique retenue pour l'intégration des lois de commande dans le véhicule implique un couplage des contrôleurs droit et gauche au niveau du châssis. Cette contrainte physique peut être prise en compte soit au niveau du modèle de synthèse de la commande, soit au niveau du calcul de la trajectoire désirée. Le modèle à sept variables d'état présenté dans la section 2.3.1 tient compte de la liaison entre le côté droit et le côté gauche du véhicule mais aucun vecteur de sorties plat n'a été trouvé pour synthétiser la commande. Il serait donc intéressant de modifier le calcul des trajectoires désirées afin de tenir compte du couplage des contrôleur droit et gauche au niveau du châssis.

Comme pour l'application de la commande plate à la prestation ASR, le premier terme de l'équation de  $T_2$  (3.98) est prépondérant pour le calcul du couple à appliquer aux roues arrière alors que le second a une influence négligeable. Le dernier terme qui est fonction de  $U$  intervient principalement pour stabiliser le système.

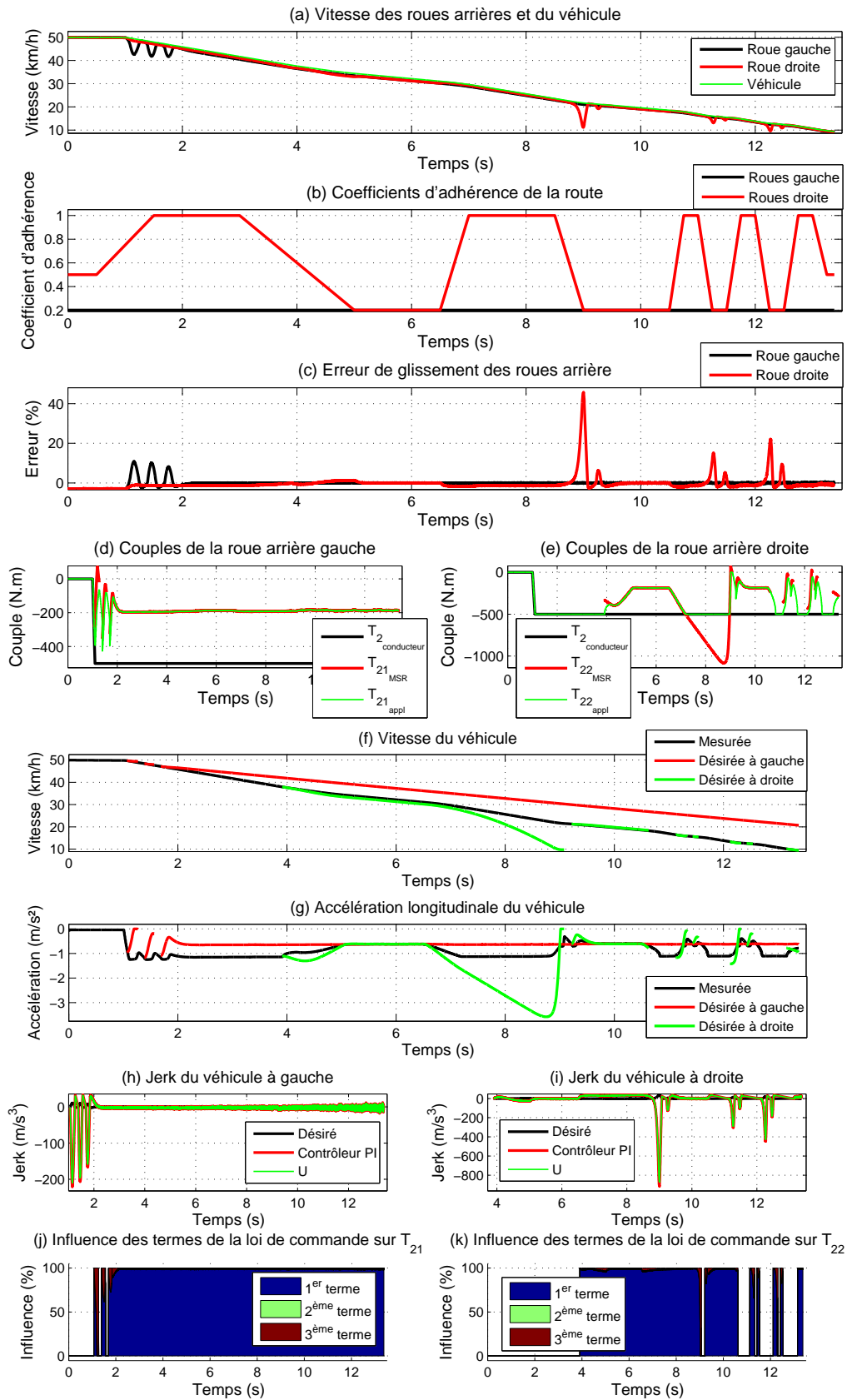


FIGURE 4.12: Test 4.1 : Commande PLAT

### 4.2.3 Bilan comparatif

Dans cette section, une méthodologie de validation en simulation et sur véhicule de lois de commande pour la prestation MSR a été présentée. Les résultats de simulation du test 4.1 des commandes par retour linéarisant et de la commande plate ont été analysés pour un seul scénario. Ce scénario met en scène un véhicule roulant à 50km/h sur une route plane et droite d'adhérence asymétrique dont les moteurs électriques récupèrent brutalement de l'énergie en appliquant un couple négatif aux roues arrière.

La commande RL contrôle correctement  $e_{\lambda_2}$  malgré une mauvaise estimation de  $F_{x_1}$ . La commande RLA permet de s'affranchir de cette estimation et de tenir également compte de la pente de la route grâce à la mesure de l'accélération longitudinale du véhicule. Les simulations effectuées se déroulant sur une route plane en mode électrique pur, les résultats obtenus sont donc similaires à ceux de la commande RL. Comme pour la prestation ASR, ces deux commandes sont mises au point à l'aide de deux paramètres, les gains  $K_p$  et  $K_i$  du correcteur PI de la boucle de stabilisation.

La commande plate oscille plus que les commandes par retour linéarisant mais  $e_{\lambda_2}$  est mieux contrôlé. En effet, l'erreur de pseudo-glissement est plus rapidement ramenée à 0% et elle reste très proche de cette valeur. Les performances de la commande plate peuvent être améliorées aussi bien en terme de nombre d'oscillations que d'amplitude de l'erreur de glissement. Cette amélioration passe par une refonte du calcul de la trajectoire désirée et de la stratégie d'activation. Ces études s'inscrivent dans les travaux futurs à réaliser en continuation de cette thèse.

L'influence des trois paramètres de réglage  $K_{y_3}$ ,  $K_p$  et  $K_i$  de la commande plate sur le couple  $T_2$  demandé au moteur électrique est complexe. Il est beaucoup plus difficile de régler ces gains à partir de mesures expérimentales et du ressenti conducteur qu'avec la commande par correcteur PI ou même les commandes par retour linéarisant.

Les critères de performance  $e_{max}$ ,  $\tau_{max}$  et  $n_{osc}$  du tableau 4.15 sont obtenus à partir des résultats au test 4.1 et plus particulièrement du comportement des lois de commande au niveau de la roue gauche à  $t=1s$ . Les résultats des commandes RL, RLA et PLAT ont été présentés dans la section précédente et ceux de la commande de type PI sont affichés dans l'annexe D. L'erreur de pseudo-glissement maximale  $e_{max}$  est supérieure à celle de référence (11.6%) pour les commandes par retour linéarisant (15.8% pour RL, 15.9% pour RLA) alors que celle de la commande plate est légèrement inférieure (10.9%). L'erreur se stabilise beaucoup plus rapidement avec les commandes par retour RL et RLA (resp. 1.7s et 1.4s) qu'avec la commande de référence (5.5s). La commande plate réduit l'erreur de glissement encore plus rapidement (0.9s) que les commandes par retour linéarisant au détriment d'une augmentation des oscillations de la commande.



Loi de commande	$e_{max}$	$\tau_{max}$	$n_{osc}$
PI	11.6%	5.5s	1
RL	15.8%	1.7s	2
RLA	15.9%	1.4s	2
PLAT	10.9%	0.9s	3

Tableau 4.15: Critères de performance pour la fonction MSR

Le tableau 4.16 résume les avantages (+) et inconvénients (-) de chacune des lois de commande MSR présentées dans ce mémoire. Ceux-ci sont identiques à ceux des commandes ASR expliqués dans la section 4.1.4.

Loi de commande	Synthèse	Mise au point	Performances	Capteurs	Stratégie
PI	++	++	-	++	+
RL	+	+	-	-	+
RLA	+	+	+	-	+
PLAT	-	-	++	+	-

Tableau 4.16: Comparaison des lois de commande MSR



## Partie 5

---

# Conclusion générale et Perspectives

---

Un premier état de l'art a permis d'avoir un aperçu des architectures de chaîne cinématique possibles et des systèmes de transmission de couple associés. Le véhicule VELROUE a été retenu en raison des nouvelles capacités de contrôle des roues arrière offertes par son architecture innovante. En effet, les deux moteurs électriques qui entraînent les roues arrière autorisent un contrôle rapide et indépendant de chaque roue. Un panorama des différentes techniques de contrôle du patinage des roues a ensuite été présenté et les concepts de contrôle non linéaires de linéarisation par feedback et de platitude ont été détaillés en vue de la synthèse de lois de commande complexes. Ces différents états de l'art ont permis de mettre en exergue trois prestations d'anti-patinage définies dans l'industrie automobile. L'ABS commande les freins pour éviter un blocage des roues et les fonctions ASR et MSR contrôlent le couple appliqué à la roue par la chaîne de transmission, respectivement pour un couple d'entrée positif et négatif. Comme nous nous intéressons au contrôle du couple fourni par la chaîne de transmission, seuls les cahiers des charges des fonctions ASR et MSR ont été détaillés. Trois critères de performance ont également été définis afin de comparer les commandes développées au cours de cette thèse avec une commande de type PI couramment utilisée dans l'industrie automobile. Le premier critère  $e_{max}$  mesure l'écart maximum entre les pseudo-glissements désiré et mesuré,  $\tau_{max}$  indique le temps mis par la commande pour contrôler le patinage des roues et  $n_{osc}$  le nombre d'oscillations causées par le contrôleur.

Puis, quatre modèles véhicule ont été présentés. Le premier est un modèle de simulation qui tient compte des six degrés de liberté de la caisse afin de simuler le comportement du véhicule. Le second s'appuie sur l'approche Bond Graph pour

représenter les phénomènes les plus importants des prestations ASR et MSR. Il a été développé afin d'améliorer la compréhension du véhicule à travers l'analyse des liens de puissance entre les entrées et les variables d'état. Les deux modèles de synthèse de commande, eux aussi basés sur l'approche Bond Graph, ont été déduits du modèle de connaissance précédent en considérant des hypothèses simplificatrices en accord avec les situations de vie étudiées. Le modèle de synthèse à sept variables d'état tient compte des dynamiques d'avancement longitudinal, de pompage et de tangage du châssis alors que le second modèle à deux variables d'état ne concerne que le déplacement longitudinal et la dynamique de rotation de la roue arrière. L'analyse de la structure de ces modèles de synthèse a permis de trouver un vecteur de sortie plat de manière analytique sur le modèle à sept variables d'état et une sortie structurellement plate sur le modèle à deux variables d'état.

Fort des deux modèles de synthèse de commande trouvés précédemment et des cahiers des charges des fonctions ASR et MSR, trois commandes non linéaires ont ensuite été développées pour chaque prestation de contrôle du patinage. Dans un premier temps, un contrôleur de type PI a été présenté afin de servir de référence aux futurs résultats. La technique de linéarisation par feedback a été appliquée au modèle à sept variables d'état pour contrôler le pseudo-glissement  $\lambda_2$  de la roue arrière du modèle bicyclette. Toutefois, cette commande ne permet de linéariser que partiellement le système, et il est nécessaire de s'assurer de la stabilité d'une dynamique résiduelle d'ordre quatre. La preuve de la stabilité interne du système restant un problème ouvert, la propriété de platitude du système a été investiguée car elle permet de contrôler toutes les dynamiques du système. Le vecteur de sortie qui a été trouvé de manière analytique n'a pas permis de synthétiser une commande plate. En effet, la matrice de découplage  $\Delta(x)$  étant nul sur l'ensemble du domaine de définition, il n'est pas possible de découpler les entrées  $T_1$  et  $T_2$  du système avec ce vecteur de sortie a priori plat. Ce problème peut être surmonté soit par une modification de l'architecture du véhicule, soit par une prise en compte de phénomènes différenciant dans le modèle du véhicule. Par la suite, trois commandes ASR ont été synthétisées sur un modèle dégradé à deux variables d'état obtenu à partir du modèle véhicule à sept variables d'état. Ces commandes évitent le patinage intempestif des roues arrière. La commande linéarisante par feedback RL nécessite l'estimation de plusieurs grandeurs comme la force de contact entre les roues et le sol, l'influence de la pente de la route et la force de traînée aérodynamique. L'estimation de l'état de la route étant un problème complexe pouvant introduire des erreurs dans le calcul de la commande, la mesure de l'accélération longitudinale du véhicule  $\dot{u}$  a été utilisée dans une nouvelle commande par retour linéarisant nommée RLA. Grâce à cette grandeur, seule la force de contact entre les roues arrière et la route est estimée. De plus, la suppression de certains estimateurs a également simplifié la mise au point de

cette commande qui s'effectue maintenant à l'aide des deux gains de la boucle stabilisante  $K_p$  et  $K_i$ . Les commandes par retour linéarisant ont permis de contrôler l'évolution du pseudo-glisement des roues arrière mais il reste une dynamique résiduelle,  $u$  dont la stabilité n'a été que partiellement prouvée.

Comme pour la synthèse à partir du modèle à sept variables d'état, nous nous sommes alors orientés vers la synthèse d'une commande plate qui est structurellement stable. La sortie plate  $y_1 = u$  nécessaire à la synthèse de la commande plate a été trouvée précédemment grâce à une analyse structurelle du Bond Graph du modèle véhicule. La sortie du système contrôlé par la commande plate est donc  $u$  alors que celle des commandes RL et RLA est  $\lambda_2$ . Il a donc été nécessaire de déplacer le cahier des charges du pseudo-glisement  $\lambda_2$  vers la sortie plate et ses dérivées. Une méthode de calcul de la trajectoire de la sortie plate et de ses dérivées à partir du cahier des charges du pseudo-glisement  $\lambda_2$  a donc été présentée. La mise au point de cette commande plate s'effectue alors à l'aide de trois paramètres, un gain pour le calcul de trajectoire et deux gains pour la boucle stabilisante.

Une stratégie de commande composée de trois fonctions a également été présentée. Les fonctions de saturation du couple moteur, d'activation et de désactivation de la commande ASR et de gestion de la transition entre la volonté conducteur et la limitation ASR ont pour but d'assurer la sécurité, améliorer l'agrément du conducteur et réduire les besoins matériels.

Les trois commandes non linéaires développées à partir du modèle à deux variables d'état pour la prestation ASR ont également été synthétisées pour la prestation MSR. Cette nouvelle synthèse requiert la modification de l'expression du pseudo-glisement  $\lambda_2$  et de tenir compte du cahier des charges propre à cette fonction. Dans ce cas, les trois commandes sont conçues afin d'éviter le glissement des roues arrière lors des phases de freinage récupératif. Le modèle de synthèse étant le même pour les fonctions ASR et MSR, la propriété de platitude utilisée et l'expression de la sortie plate sont identiques dans les deux cas. Les avantages et inconvénients de chacun des contrôleurs pour la fonction MSR sont similaires à ceux de la fonction ASR. Les informations requises par les lois de commande sont rappelées dans le tableau 5.1. La mesure de la vitesse des roues avant est déjà disponible par le biais du calculateur ABS, mais son utilisation par la commande ASR peut entraîner des contraintes au niveau de la précision du capteur et du retard acceptable entre celui-ci et la commande d'anti-patinage. L'accélération longitudinale du véhicule est fournie en général par le calculateur ESP qui est devenu obligatoire en Europe [1] ce qui facilite l'intégration des commandes RLA et PLAT.

Afin de valider les lois de commande synthétisées durant cette thèse, des proto-

---

\*. Il est possible d'utiliser la dérivée de la vitesse du véhicule.

	Contrôleur type PI	RL	RLA	PLAT
Vitesse roue arrière $\omega_2$	X	X	X	X
Vitesse roue avant $\omega_1$		X		
Vitesse véhicule $u$	X	X	X	X
Couple moteur arrière $T_2$		X	X	
Accélération longitudinale $\dot{u}$			X	X*

Tableau 5.1: Informations requises par les lois de commande PI, RL, RLA et PLAT

coles de validation en simulation et sur le prototype de véhicule ont été développés. Toutes ces commandes étant basées sur un modèle véhicule de type « bicyclette », trois méthodes d'implémentation dans un véhicule réel (doté de quatre roues) ont été simulées avec la commande RL pour la fonction ASR. A partir des résultats de simulation, on peut conclure que l'implémentation par couple asymétrique qui tire parti de l'indépendance des roues arrière pour optimiser les performances du véhicule permet de respecter le cahier des charges de la fonction ASR et est préférable dans notre cas. Les deux autres implémentations conviennent mieux à une architecture appliquant le même couple aux deux roues arrière. L'implémentation par vitesse moyenne ne satisfait pas le cahier des charges ASR lors d'un glissement asymétrique des roues aussi, l'implémentation par couple minimum devra être préférée.

Les trois lois de commande ont également été validées expérimentalement sur le véhicule VELROUE dans une situation de démarrage en mode électrique sur du carrelage mouillé, un revêtement de très faible adhérence équivalent à de la glace polie. Les résultats ont été comparés à ceux obtenus avec un contrôleur de type PI. Lors des essais expérimentaux, nous avons constaté que la commande plate est plus difficile à mettre au point que les autres commandes. En effet, le changement de base mis en place par cette commande rend plus difficile la perception des phénomènes physiques qui se cachent derrière chaque partie de l'expression du couple moteur final. De plus, la commande plate nécessite la synthèse d'une trajectoire de référence qui n'est pas directement définie par le cahier des charges de l'ASR. Le contrôleur PI étant largement connu des essayeurs, la mise au point est plus rapide que pour les commandes par retour linéarisant malgré un nombre identique de paramètres de mise au point. Les performances générales des essais expérimentaux ont montré des différences notables avec les simulations. Les niveaux de glissement obtenus lors des tests sur véhicule nous ont poussé à modifier le comparatif de chaque commande en terme de performance. D'après les critères mesurés en simulation, les performances de la commande plate étaient moindres que celles des commandes par retour linéarisant ce qui est contraire à ce que nous avons pu observer qualitativement lors des essais sur véhicule.

La stratégie de commande associée aux lois développées dans cette thèse peut être

plus ou moins complexe. La fonction de saturation est indispensable à toutes les lois de commande alors que la fonction d'activation n'est pas absolument nécessaire pour les lois de type PI, RL et RLA. Dans tous les cas, la demande de couple fournie par la fonction ASR doit être filtrée pour éviter l'apparition d'à-coups qui seraient désagréables. Le tableau 5.2 rappelle les avantages (+) et inconvénients (-) de chacune des lois de commande ASR présentées dans ce mémoire.

	Synthèse	Mise au point	Performances	Capteurs	Stratégie	Ressenti essayeur
PI	++	++	-	++	+	-
RL	+	+	-	-	+	+
RLA	+	+	+	-	+	+
PLAT	-	-	++	+	-	+

Tableau 5.2: Comparaison des lois de commande ASR

Un protocole de validation en simulation et sur véhicule a également été exposé pour la prestation MSR. Les lois de commande MSR ont été évaluées sur une simulation de récupération brutale d'énergie à 50km/h sur une route plane et droite d'adhérence asymétrique.

Les simulations effectuées se déroulant sur une route plane en mode électrique pur, les résultats de la commande RL sont similaires à ceux de la commande RLA. La commande plate oscille plus que les commandes par retour linéarisant mais l'erreur sur le pseudo-glisserment  $e_{\lambda_2}$  est mieux contrôlée. Les valeurs des critères de performance  $e_{max}$ ,  $\tau_{max}$  et  $n_{osc}$  obtenus à partir des résultats au test 4.1 et plus particulièrement du comportement des lois de commande au niveau de la roue gauche à  $t=1s$  sont rappelés dans le tableau 5.3. L'erreur de pseudo-glisserment maximale  $e_{max}$  est supérieure à celle de référence (11.6%) pour les commandes par retour linéarisant (15.8% pour RL, 15.9% pour RLA) alors que celle de la commande plate est légèrement inférieure (10.9%). L'erreur se stabilise beaucoup plus rapidement avec les commandes par retour RL et RLA (resp. 1.7s et 1.4s) qu'avec la commande de référence (5.5s). La commande plate réduit l'erreur de glissement encore plus rapidement (0.9s) que les commandes par retour linéarisant au détriment d'une augmentation des oscillations de la commande.

Loi de commande	$e_{max}$	$\tau_{max}$	$n_{osc}$
PI	11.6%	5.5s	1
RL	15.8%	1.7s	2
RLA	15.9%	1.4s	2
PLAT	10.9%	0.9s	3

Tableau 5.3: Critères de performance pour la fonction MSR

Le tableau 5.4 résume les avantages (+) et inconvénients (-) de chacune des lois de commande MSR présentées dans ce mémoire. Les conclusions sont identiques

à celles des commandes ASR qui ont été discutées dans la section 4.1.4. Malheureusement, dans le cas de la prestation MSR, l'évaluation des performances ne se base que sur la simulation et le critère de ressenti essayeur n'a pu être utilisé pour étayer nos conclusions.

Loi de commande	Synthèse	Mise au point	Performances	Capteurs	Stratégie
PI	++	++	-	++	+
RL	+	+	-	-	+
RLA	+	+	+	-	+
PLAT	-	-	++	+	-

Tableau 5.4: Comparaison des lois de commande MSR

Les travaux présentés dans ce mémoire ont consisté au développement de commandes non linéaires de contrôle du patinage des roues arrières d'un véhicule et à les comparer à un contrôleur de type PI. Les résultats expérimentaux montrent de meilleures performances générales avec ces commandes non linéaires mais les contraintes industrielles nuancent ce classement. Dans un contexte de développement industriel automobile, il est important de tenir compte du coût de ces commandes innovantes. Ce critère se retrouve dans différentes phases du développement d'un véhicule. Certaines des commandes développées dans ce mémoire utilisent des informations qui ne sont pas obligatoirement mesurées. Par exemple, même si la législation européenne oblige la présence d'un ESP ce qui favorise la présence d'un capteur d'accélération longitudinale, les véhicules destinés aux pays émergents peuvent en être dépourvus. La commande RL a besoin d'une mesure de la vitesse des roues avant assez précise pour limiter l'erreur d'estimation de la force de contact entre les roues avant et la route, ceci peut conduire à un cahier des charges pour ces capteurs plus exigeant et entraîner un surcoût. Un dernier point souvent oublié lors de l'évaluation de nouvelles lois de commande concerne la mise au point souvent confiée à des néophytes en automatique. Ces metteurs au point sont habitués à régler les paramètres des lois de commande grâce à un lien évident avec un comportement physique du véhicule ou d'un de ces organes. Par exemple, le gain proportionnel d'un PI agit directement sur la rapidité de la commande au détriment de sa stabilité. Les trois gains de la commande plate n'agissent pas directement sur la dynamique de rotation des roues arrière ce qui rend très difficile leur réglage. Le temps dédié à la mise au point de ces commandes plus complexes s'en retrouve donc allongé ce qui va à l'encontre des objectifs de diminution des temps de développement des véhicules. L'augmentation et du nombre de véhicules d'essais qui sont poussés par la réduction des coûts de développement. Le dernier point, source de dépense également, se situe dans l'augmentation de la charge du calculateur requise pour le calcul des lois de commande même si l'augmentation des capacités des processeurs embarqués tend à annuler ce surcoût. Les moteurs électriques ayant un temps de réponse beaucoup plus court que les



moteurs thermiques, il peut être plus intéressant en terme de performance de réduire le temps de retard sur la chaîne de mesure et d'actionnement que d'utiliser une loi de contrôle du patinage complexe.

Pour la prestation ASR, les commandes RL, RLA et PLAT ainsi que la stratégie de commande ont fait l'objet de deux brevets français [12] [13] déposés en 2012. La synthèse des commandes RL et RLA et des résultats de simulation ont été présentés lors de la Conférence Internationale Francophone d'Automatique qui s'est tenue à Grenoble en juillet 2012 [14]. Une autre communication présentée au 11<sup>ème</sup> Symposium International sur le Contrôle Avancé des Véhicules à Séoul en septembre 2012 résume la synthèse et les résultats de simulation de la commande plate [11]. Deux autres brevets portant sur l'application de ces trois commandes à la prestation MSR sont également en cours de rédaction. L'un concernera les commandes par retour linéarisant RL et RLA et l'autre la commande plate.

De nombreuses pistes de recherche restent à explorer pour améliorer le contrôle du patinage des roues. Dans un premier temps, le calcul en temps réel de la trajectoire de pseudo-glisement optimal pourrait être intégré aux travaux présentés dans ce mémoire ce qui améliorerait les performances des prestations ASR et MSR et réduirait les temps de mise au point des lois de commande qui seraient alors adaptées à tout type de route et de situation de vie et non seulement aux cas d'essais reproduits lors de la mise au point. Néanmoins, une telle stratégie peut apporter des problèmes de robustesse qui ne doivent pas être négligés surtout pour la prestation MSR.

La synthèse de lois de commande à partir du modèle véhicule à sept variables d'état peut être envisagée de plusieurs manières. Par exemple, pour réduire l'ordre de la dynamique résiduelle lors de la synthèse d'une commande par retour linéarisant, on pourrait modifier le cahier des charges pour contrôler une autre grandeur que la vitesse longitudinale. Ce changement d'exigence peut se justifier par une meilleure prise en compte du confort au détriment des performances.

Pour la synthèse d'une commande plate, une solution serait de trouver un autre vecteur de sortie plat pour pouvoir découpler les entrées et donc synthétiser ce type de commande à partir de ce modèle véhicule. Pour que la matrice de découplage  $\Delta(x)$  soit non nulle aux singularités près, l'une des sorties doit être exprimée en fonction des vitesses des roues  $\omega_1$  ou  $\omega_2$ . Une telle sortie aurait un indice caractéristique de un, ce qui conduirait donc à avoir indice caractéristique de six sur la deuxième sortie. Outre la difficulté de trouver une telle sortie, la transcription du cahier des charges exprimé sur le pseudo-glisement de la roue arrière et la vitesse longitudinale du véhicule vers ces nouvelles sorties risque d'être épineuse. Une autre solution serait de prendre en compte dans le modèle de synthèse un phénomène permettant de différencier les actions des forces d'avancement avant  $F_{x_1}$  et arrière  $F_{x_2}$  comme par exemple, l'effet Brouhiet [6] qui représente l'influence des efforts longitudinaux et latéraux au niveau du pneu sur l'effort vertical au niveau

de la suspension. Cet effet lié à la cinématique du train est particulièrement présent sur le train arrière.

Pour améliorer la commande plate synthétisée à partir du modèle véhicule d'ordre deux, des travaux futurs pourraient affiner l'estimation de  $F_{x_2}^*$ . La solution présentée dans ce mémoire s'appuie sur le calcul d'une pente  $A^*$  à partir d'une évolution du pseudo-glissement désiré  $\lambda_2^*$  et basée sur une cartographie définie pour un effort vertical  $F_{z_0}$  et un coefficient d'adhérence de route  $\mu_0$  fixés. Il est possible d'obtenir le coefficient  $A^*$  en fonction des conditions réelles en utilisant un estimateur de la force d'avancement  $F_{x_2}$  présenté dans la section 3.3.1.4. La valeur de  $F_{x_2}$  est alors obtenue par la dérivation en temps réel de la vitesse de roue  $\omega_2$  ce qui nous permet de comparer cette valeur à la force de contact obtenue grâce à la cartographie avec  $F_{z_0}$  et  $\mu_0$  afin de calculer un coefficient de recalage qui serait appliqué au calcul de  $A^*$ . La synthèse de trajectoire peut également être améliorée. Les trajectoires désirées actuelles ne tiennent pas compte de la volonté du conducteur. Tant que  $T_{2_{cond}}$  est supérieur au couple calculé par la commande plate, le couple  $T_{2_{ASR}}$  est appliqué indépendamment de la position de la pédale d'accélération. Ceci peut avoir un effet frustrant sur le conducteur s'il ne ressent pas le glissement des roues. En effet, même pied à fond, le couple moteur est limité par l'ASR. On peut envisager d'ajouter un terme proportionnel au couple demandé par le conducteur dans l'équation (3.76) afin de laisser au conducteur un certain contrôle sur le comportement de l'ASR, le gain  $K_{T_2}$  de l'équation (5.1) permettant de moduler l'influence du conducteur.

$$y_3^* = K_{y_3} e_{\lambda_2} + K_{T_2} T_{2_{cond}} \quad K_{y_3} < 0, K_{T_2} > 0 \quad (5.1)$$

$K_{T_2}$  : Gain d'influence de la volonté conducteur sur le jerk désiré

L'ensemble des essais réalisés en simulation ou sur le véhicule prototype VELROUE ont été effectués en ligne droite. Il serait intéressant de compléter ces travaux par des situations de vie telles que le virage. Suivant le degré de satisfaction des commandes développées dans cette thèse face à ces nouveaux scénarios, cette étude complémentaire pourrait également conduire à étoffer les modèles de synthèse afin de prendre en compte de nouvelles dynamiques comme le roulis et le lacet.

La méthode d'implémentation choisie pour appliquer les lois de commande à un véhicule réel (doté de quatre roues) consiste à faire cohabiter deux contrôleurs, l'un pour les roues gauche et l'autre pour les roues droite. Le couplage au niveau de la vitesse du véhicule qui est causé par cette configuration n'est pas pris en compte par les différentes lois de commande. Une étude complémentaire pourrait inclure ce couplage dans la commande de contrôle du patinage ou étayer directement les modèles de synthèse afin de prendre en compte les deux roues motrices

arrière et ainsi s'affranchir de l'implémentation permettant de passer d'un modèle bicyclette à un véhicule réel. Dans ce document, le choix a été effectué de synthétiser des commandes non linéaires ayant pour but d'effectuer une linéarisation sur tout le domaine physique. On connaît les risques de telles commandes en terme de robustesse. Une étude des stratégies de commande robustes semble être intéressante afin de voir l'apport que pourrait avoir des techniques comme les modes glissants ou le backstepping.

L'architecture de transmission développée dans le cadre du projet VELROUE a retenue l'attention de Renault puisqu'une étude est en cours pour une éventuelle application à un véhicule utilitaire plus lourd que le démonstrateur VELROUE. Il serait intéressant d'étudier les limites de robustesse des commandes présentées dans ce mémoire par rapport à la masse du véhicule qui est sujette à de forte variations pour ce type de véhicule.



---

# Bibliographie

---

- [1] *Règlement CE 661/2009 concernant les prescriptions pour l'homologation relatives à la sécurité générale des véhicules à moteur, de leurs remorques et des systèmes, composants et entités techniques distinctes qui leur sont destinés*, juillet 2009. [cité à la p. 75, 130, 147]
- [2] Achir, A.: *Contribution à l'étude de la propriété de platitudeur des modèles Bond Graph non linéaires*. Thèse de doctorat, Laboratoire d'Automatique, de Génie Informatique et Signal - Ecole Centrale de Lille, décembre 2005. 209 pages. [cité à la p. 25]
- [3] Amodeo, M., A. Ferrara, R. Terzaghi et C. Vecchio: *Wheel Slip Control via a Second-Order Sliding-Mode Generation*. *IEEE Transactions On Intelligent Transportation Systems*, 11(1) :122 – 131, mars 2010. [cité à la p. 21]
- [4] Astrom, K. J.: *Control System Design. Lecture Notes for ME 155A*. Department of Mechanical and Environmental Engineering, University of California, 2002. [cité à la p. 80]
- [5] Bideaux, E., W. Marquis-Favre et S. Scavarda: *Equilibrium set investigation using bicausality*. *Mathematical and Computer Modelling of Dynamical Systems*, 12 :127 – 140, mai-juin 2006. [cité à la p. 39]
- [6] Brossard, J.P.: *Dynamique du véhicule, Modélisation des systèmes complexes*. Presses Polytechniques et universitaires romandes, 2006. 714 pages. [cité à la p. 75, 151]
- [7] Canudas de Wit, C. et R. Horowitz: *Observers for Tire/road Contact Friction using only wheel angular velocity information*. Dans *IEEE Conference on Decision and Control*, Phoenix (US), décembre 1999. [cité à la p. 46, 81]
- [8] Canudas de Wit, C., H. Olsson, K. J. Aström et P. Lischinsky: *A new model for control of systems with friction*. Dans *IEEE Transactions on automatic control*, pages 419 – 425, mars 1995. [cité à la p. 46]
- [9] Canudas de Wit, C., M. L. Peterson et A. Shiriaev: *A New Nonlinear Observer for Tire/Road Distributed Contact Friction*. Dans *IEEE Conference on Decision and Control*, Maui (US), décembre 2003. [cité à la p. 81]

- [10] Canudas de Wit, C. et P. Tsiotras: *Dynamic Tire Friction Models for Vehicle Traction Control*. Dans *Proceedings of the 38th IEEE Conference on Decision and Control*, tome 4, pages 3746 – 3751, Phoenix (US), décembre 1999. [cité à la p. 21]
- [11] Chapuis, C., X. Brun, E. Bideaux et N. Minoiu-Enache: *Anti-Skid Regulation (ASR) of an Electric Vehicle Using Flatness Control*. Dans *International Symposium on Advanced VEHICLE Control*, Seoul (KR), septembre 2012. [cité à la p. 130, 151]
- [12] Chapuis, C., N. Minoiu-Enache, E. Bideaux et X. Brun: *Brevet : Dispositif d'élaboration en temps réel de consigne de couple et véhicule équipé de ce dispositif*, 2012. [cité à la p. 93, 151]
- [13] Chapuis, C., N. Minoiu-Enache, E. Bideaux et X. Brun: *Brevet : Procédé de gestion du glissement d'une roue motrice d'un véhicule automobile*, 2012. [cité à la p. 93, 151]
- [14] Chapuis, C., N. Minoiu-Enache, X. Brun et E. Bideaux: *Contrôle de l'anti-patinage d'un véhicule électrique par retour linéarisant*. Dans *Conférence Internationale Francophone d'Automatique*, Grenoble (FR), juillet 2012. [cité à la p. 130, 151]
- [15] Chen, F. et T. Liao: *Nonlinear linearization controller and genetic algorithm-based fuzzy logic controller for ABS systems and their comparison*. *International Journal of Vehicle Design*, 4(4) :334–349, 2000. [cité à la p. 22]
- [16] Chocholek, S.E.: *The development of a differential for the improvement of traction control*. Dans *International Conference on Traction Control and Anti-wheel-spin Systems for Road Vehicles*, pages 75–82, Londres (UK), septembre 1988. [cité à la p. 163]
- [17] Dahl, P. R.: *Solid Friction Damping of Mechanical Vibrations*. *American Institute of Aeronautics and Astronautics Journal*, 14(12) :1675 – 1682, décembre 1976. [cité à la p. 46]
- [18] Dakhlallah, J., S. Glaser, S. Mammari et Y. Sebsadji: *Tire-Road Forces Estimation Using Extended Kalman Filter and Sideslip Angle Evaluation*. Dans *American Control Conference*, pages 4597–4602, Seattle (US), juin 2008. [cité à la p. 81]
- [19] Delanne, Y., M. Do, M. Gothié et G. Delalande: *Potentiel d'adhérence du couple pneumatique/chaussée*. rapport, Laboratoire Central des Ponts et Chaussées, novembre 2006. [cité à la p. 46]
- [20] Egnaczak, B.C.: *The New Torsen II Traction Technology (940736)*. Dans *SAE World Congress*, Detroit (US), mars 1994. [cité à la p. 164]
- [21] Fan, Z., Y. Koren et D. Wehe: *A Simple Traction Control for Tracked Vehicle*. Dans *Proceedings of the American Control Conference*, tome 2, pages 1176 – 1177, Seattle (US), juin 1995. [cité à la p. 21]
- [22] Fliess, M., J. Lévine, P. Martin et P. Rouchon: *A Lie-Backlund approach to equivalence and flatness of nonlinear systems*. *IEEE Transactions on Automatic Control*, 44 :922–937, 1999. [cité à la p. 24]
- [23] Fliess, M., J. Lévine et P. Rouchon: *Flatness and defect of nonlinear systems : Introductory theory and examples*. *International Journal of Control*, 61 :1327–1361, 1995. [cité à la p. 24]

- [24] Fliess, M., H. Mounier, J. Villagra et B. d'Andrea Novel: *A diagnosis-based approach for tire-road forces and maximum friction estimation*. Control Engineering Practice, 19 :174–184, 2011. [cité à la p. 22]
- [25] Galvano, E., A. Morgando, A. Sorniotti et A. Vigliani: *Differentials Modeling for Four Wheels Drive (2006-01-0581)*. Dans *SAE World Congress*, Warrendale (US), avril 2006. [cité à la p. 163]
- [26] Gazeau, Y.: *Les coupleurs de transmission*. www.auto-innovations.com, 2007. [cité à la p. 165, 166]
- [27] Geamanu, M. S., A. Cela, G. LeSollic, H Mounier et S. I. Niculescu: *Road condition estimation and longitudinal control for electric vehicles*. Dans *International Conference on Control, Automation and Systems*, pages 599–604, Gyeonggi-do (KR), octobre 2011. [cité à la p. 22, 81, 82, 84]
- [28] Goudswaard, E.: *Tire modeling, friction estimation and applications*. Literature survey, Technische Universiteit Delft, janvier 2006. 83 pages. [cité à la p. 46]
- [29] Grip, H.F., L. Imsland, T.A. Johansen, J.C. Kalkkuhl et A. Suissa: *Estimation of Road Inclination and Bank Angle in Automotive Vehicles*. Dans *American Control Conference*, pages 426–432, Saint Louis (US), juin 2009. [cité à la p. 83]
- [30] Hodel, A. S. et C. E. Hall: *Variable-Structure PID Control to Prevent Integrator Windup*. IEEE Transactions On Industrial Electronics, 48(2) :442–451, avril 2001. [cité à la p. 80, 180]
- [31] Holzwarth, R. et K. May: *Analysis of Traction Control Systems Augmented by Limited Slip Differentials*. Dans Jurgen, Ronald K. (rédacteur) : *Electronic Braking, Traction, and Stability Control*, tome 1, pages 277 – 285. SAE International, 1999. [cité à la p. 163]
- [32] Huchtkoetter, H. et T. Gassmann: *Vehicle Dynamics and Torque Management Devices (2004-01-1058)*. Dans *SAE World Congress*, Detroit (US), mars 2004. [cité à la p. 168]
- [33] Hulin, R.: *Boîtes de vitesses. Le différentiel*. Dans *Traité Génie Mécanique*, page BM5664. Techniques de l'Ingénieur, 2004. [cité à la p. 14]
- [34] Isidori, A.: *Nonlinear Control Systems*. Springer-Verlag, 3<sup>e</sup> édition, 1995. 549 pages. [cité à la p. 23, 24]
- [35] Karnopp, D. C., D. L. Margolis et R. C. Rosenberg: *System Dynamics. Modeling and Simulation of Mechatronic Systems*. Wiley, 3<sup>e</sup> édition, 2000. 507 pages. [cité à la p. 49]
- [36] Khalil, H.K.: *Nonlinear Systems*. Prentice Hall, 3<sup>e</sup> édition, 2002. 750 pages. [cité à la p. 23]
- [37] Kiencke, U. et L. Nielsen: *Automotive Control Systems For Engine, Driveline, and Vehicle*. Springer, 2005. 512 pages. [cité à la p. 29, 40]
- [38] Kongo Kondé, A., Rosu I., Lebon F., Brardo O. et Dévesa B.: *Etude du comportement en roulement d'un pneu d'avion*. Dans *9<sup>ème</sup> colloque national en calcul des structures*, Giens (FR), mai 2009. 6 pages. [cité à la p. 46]

- [39] Laffite, J.: *Aide à la conception et au dimensionnement des systèmes mécatroniques par approche inverse : Application au Chaîne de transmission hybride*. Thèse de doctorat, Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, 2004. [cité à la p. 32]
- [40] Lghani, M., B. D’Andréa-Novel, C. Boussard, M. Fliess et H. Mounier: *Algebraic nonlinear estimation and flatness-based lateral/longitudinal control for automotive vehicles*. Dans *Intelligent Transportation Systems Conference*, Washington (US), octobre 2011. 6 pages. [cité à la p. 22, 86]
- [41] Li, L., S. Kodama et Y. Hori: *Design of anti-slip controller for an electric vehicle with an adhesion status analyzer based on the ev simulator*. *Asian Journal of Control*, 8(3) :261–267, septembre 2006. [cité à la p. 20]
- [42] Lévine, J.: *Analysis and Control of Nonlinear Systems A Flatness-based Approach*. Springer Berlin Heidelberg, 2009. 320 pages. [cité à la p. 24]
- [43] Marquez, H.J.: *Nonlinear control system*. Wiley, 2003. 376 pages. [cité à la p. 78]
- [44] Marquis-Favre, W., E. Bideaux, O. Méchin, S. Scavarda, F. Guillemard et M. Ebalard: *Mecharonic bond graph modelling of an automotive vehicle*. *Mathematical and Computer Modelling of Dynamical Systems. Special Issue on Bond Graph Modelling*, 17 :189 – 202, 2006. [cité à la p. 32]
- [45] Menhour, L., B d’Andréa Novel, M. Fliess et H. Mounier: *Commande couplée longitudinale/latérale de véhicules par platitude et estimation algébrique*. Dans *Conférence Internationale Francophone d’Automatique*, Grenoble (FR), juillet 2012. [cité à la p. 22, 86]
- [46] Nakakui, T., T. Shen et K. Tamura: *Adaptive control approach to uncertain longitudinal tire slip in traction control of vehicles*. *Asian Journal of Control*, 10(1) :67–73, janvier 2008. [cité à la p. 22, 76, 78]
- [47] Nam, K. et Y. Hori: *Sliding mode controller design for optimal slip control of electric vehicles based on fuzzy vehicle velocity estimation logic*. Dans *FISITA World Automotive Congress*, Budapest (HU), juin 2010. [cité à la p. 21]
- [48] Ngwompo, R. F., S. Scavarda et D. Thomasset: *Physical model-based inversion in control systems design using bond graph representation*. Dans *Institution of Mechanical Engineers (éditeur) : Journal of Systems and Control Engineering*, tome 215, pages 95 – 112, 2001. [cité à la p. 32]
- [49] Pacejka, H.: *Tyre and vehicle dynamics*. Butterworth-Heinemann, 2002. 627 pages. [cité à la p. 47]
- [50] Pacejka, H., E. Bakker et L. Lidner: *Tyre modelling for use in vehicle dynamics studies (870421)*. Dans *SAE World Congress*, Detroit (US), avril 1987. [cité à la p. 47]
- [51] Paynter, H.: *Analysis and design of engineering systems*. MIT Press, 1961. 303 pages. [cité à la p. 39]
- [52] P.J., Gawthrop: *Bicausal Bond Graphs*. Dans *Proceedings of the International Conference On Bond Graph Modeling and Simulation (ICBGM’95)*, tome 27 de *Simulation Series*, pages 83–88, Las Vegas (US), janvier 1995. [cité à la p. 26, 65]



- [53] P.J., Gawthrop: *Control system configuration : Inversion and bicausal bond graphs*. Dans *Proceedings of the 1997 International Conference On Bond Graph Modeling and Simulation (ICBGM'97)*, tome 29 de *Simulation Series*, pages 97–102, Phoenix (US), janvier 1997. [cité à la p. 26]
- [54] Ray, L.R.: *Nonlinear Tire Force Estimation and Road Friction Identification : Simulation and Experiments*. *Automatica*, 33(10) :1819–1833, septembre 1997. [cité à la p. 81]
- [55] Richard, P.Y., J. Buisson et H. Cormerais: *Analysis of flatness using bond graphs and bicausality*. Dans *Proceedings of the 15th IFAC World Congress*, tome 15, Barcelona (ES), juillet 2002. [cité à la p. 25, 26]
- [56] Sakai, S. et Y. Hori: *Advantage of Electric Motor for Anti Skid Control of Electric Vehicle*. *European Power Electronics and Drives Journal*, 11(4) :6–32, 2001. [cité à la p. 21]
- [57] Seddiki, L., A. Rabhi, N. K. M'Sirdi et Y. Delanne: *Analyse Comparative des Modèles de Contact Pneu Chaussée*. Dans *Conférence Internationale Francophone d'Automatique*, Bordeaux (FR), mai 2006. [cité à la p. 81]
- [58] Sontag, E.D.: *On characterizations of the Input-to-State Stability Property*. *Systems & Control Letters*, 24(5) :351–359, 1995. [cité à la p. 24, 78]
- [59] Stephant, J., A. Charara et D. Meizel: *Contact Roue-Sol : Comparaison de modèles d'efforts*. Dans *Journées Automatique et Automobile*, Bordeaux (FR), octobre 2001. 5 pages. [cité à la p. 46]
- [60] Svendenius, J.: *Tire Modeling and Friction Estimation*. Thèse de doctorat, Department of Automatic Control, Lund University, avril 2007. 196 pages. [cité à la p. 81]
- [61] Visioli, A.: *Modified anti-windup scheme for PID controllers*. *IEE Proceedings Control Theory and Applications*, 150(1) :49–54, janvier 2003. [cité à la p. 80]
- [62] Wang, J., Q. Wang, L. Jin et C. Song: *Independent wheel torque control of 4WD electric vehicle for differential drive assisted steering*. *Mechatronics*, 21 :63–76, février 2011. [cité à la p. 21]
- [63] X., Kaiming et Yunming Y.: *Three-dimensional finite element modeling of tire/ground interaction*. *International Journal for Numerical and Analytical Methods in Geomechanics*, 36(4) :498–516, mars 2012. [cité à la p. 46]
- [64] Yin, D., S. Oh et Y. Hori: *A Novel Traction Control for EV Based on Maximum Transmissible Torque Estimation*. *IEEE Transactions On Industrial Electronics*, 56(6) :2086–2094, juin 2009. [cité à la p. 21]
- [65] Zheng, K., T. Shen et Y. Yao: *A nonlinear control scheme for the traction problem in EVs with unknown parameters*. *Journal of Asian Electric Vehicles*, 4(1) :837–842, juin 2006. [cité à la p. 20]



# Annexes



## Annexe A

---

# Systèmes de transfert de couple

---

L'étude de marché réalisée tout au long de cette thèse a fait ressortir plusieurs systèmes commerciaux destinés à transférer et répartir le couple entre toutes les roues du véhicule dont les plus courants sont détaillés par la suite.

### A.1 Torsen

Torsen [31] [25] est un système de transmission permanente passive basé sur des engrenages à faible rendement. Ce produit est décliné en trois versions. La première (fig. A.1) est constituée d'engrenages avec des planétaires hélicoïdaux [16]. L'axe moteur est relié au boîtier du différentiel qui entraîne en rotation les satellites autour des deux demi-axes. L'orientation des dents des planétaires force les satellites à tourner dans le même sens mais les pignons à dents droites sur leurs côtés les en empêchent et bloquent le différentiel. La liaison entre les satellites et les planétaires devient rigide et tout tourne à la même vitesse. En virage, la roue intérieure ralentit et transmet son mouvement à son planétaire qui le communique au satellite. Au travers des dents droites, le satellite renvoie ce mouvement de rotation à son homologue qui tourne en sens inverse et accélère son planétaire et donc la roue extérieure. Un planétaire accélère autant que l'autre planétaire décélère ce qui coïncide avec l'équation (A.1) propre aux différentiels.

$$\Omega_{couronne} = \frac{\Omega_{droite} + \Omega_{gauche}}{2} \quad (\text{A.1})$$

Si une roue perd son adhérence, le différentiel se bloque et les deux roues sont motrices. En effet, le planétaire et le satellite associés à la roue qui adhère sont obligés de tourner. Le mouvement de rotation se transmet ensuite au satellite de

la roue en perte d'adhérence. Celui-ci ne peut pas faire tourner le planétaire à cause de la forme de ses dents. Les satellites sont bloqués et le boîtier entre alors en rotation.

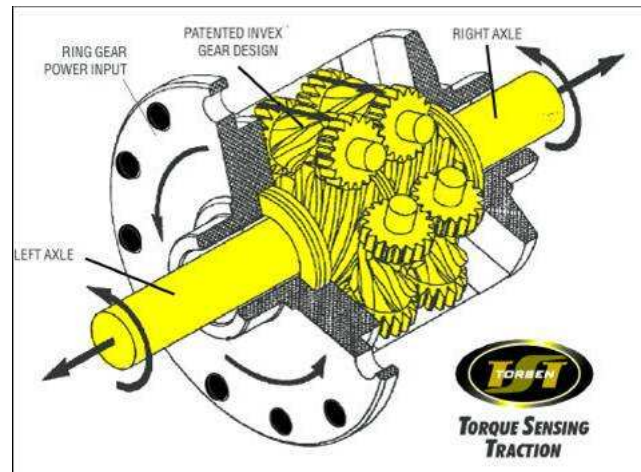


FIGURE A.1: Système de transmission Torsen de première génération

La seconde génération de différentiel Torsen (fig. A.2) utilise des engrenages à axes parallèles ce qui réduit le bruit et offre la possibilité d'augmenter le nombre de satellites et donc le couple maximum transmissible [20]. Le fonctionnement reste identique à la première version du système.

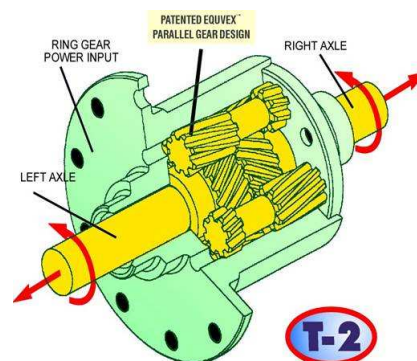


FIGURE A.2: Système de transmission Torsen de seconde génération

La troisième génération est une version plus compacte de la seconde version de différentiel Torsen.

## A.2 Haldex

Haldex [26] est un système de transmission semi-permanente active apparu en 1998. Ce système a connu plusieurs mises à jour. Les trois premières versions n'ont pas introduit de changements fondamentaux. Le système Haldex est un embrayage multi-disques en bain d'huile commandé par le glissement entre les roues avant (en bleu sur la figure A.3) et les roues arrière (en vert). Ce glissement fait translater le piston de la pompe hydraulique qui augmente la pression dans le circuit d'huile. Celle-ci fait translater le piston qui comprime les disques de friction. Il est possible de régler le taux de couple transmis en faisant varier la pression dans le circuit hydraulique grâce à la valve intégrée. Cette version du système Haldex ne peut transmettre de couple en l'absence de différence de vitesse entre les roues avant et arrière.

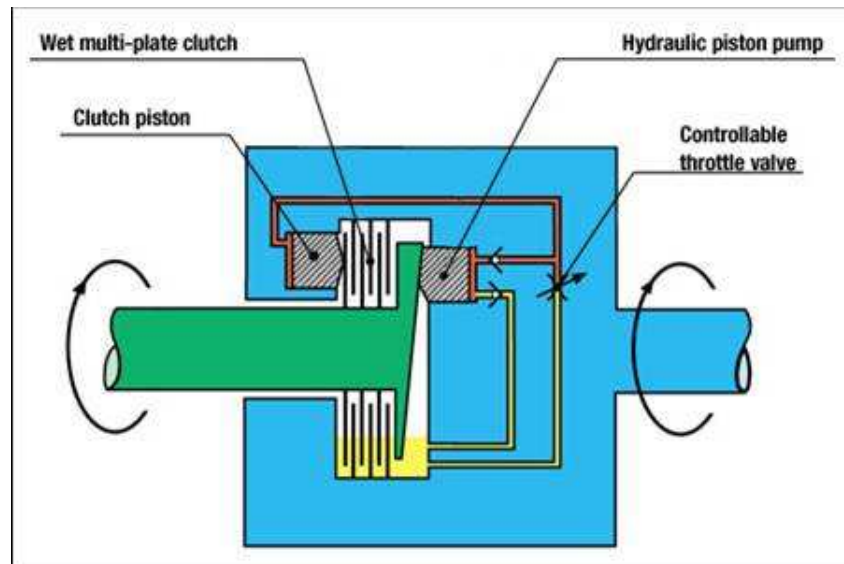


FIGURE A.3: Système de transmission Haldex de troisième génération

Dans sa dernière version présentée en figure A.4, la commande du piston devient indépendante du glissement grâce à l'utilisation d'une pompe électrique à pistons axiaux assistée. Le système est donc devenu un simple embrayage piloté de manière électro-hydraulique. Le système essaye de réduire la différence entre les vitesses de rotation des axes d'entrée et de sortie obtenues en faisant la moyenne des vitesses des roues de chaque train. Pour ce faire, il faut agir sur les commandes de la pompe hydraulique et celle de l'électrovanne afin de réguler la pression de l'huile qui va pousser le piston et resserrer entre eux les disques de friction de l'embrayage.

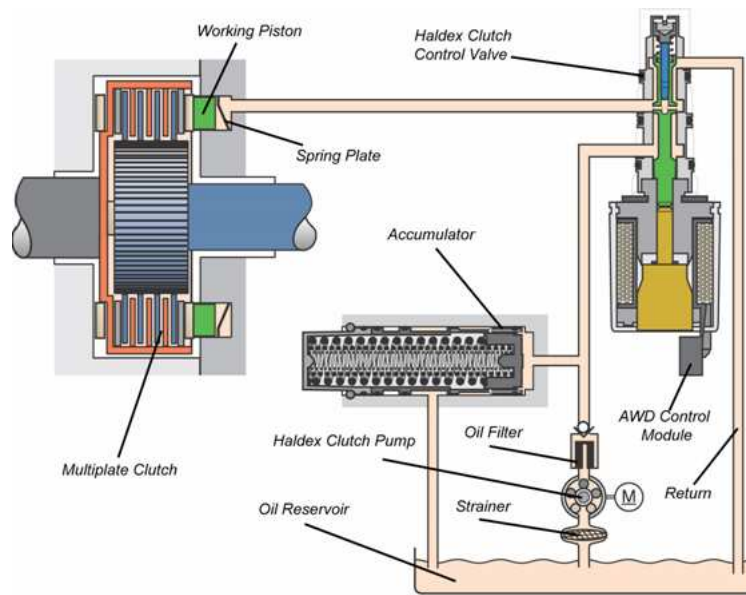


FIGURE A.4: Système de transmission Haldex de quatrième génération

### A.3 xDrive

BMW a sorti en 2004, son système de transmission semi-permanente active dénommée xDrive[26]. Ce système utilise un embrayage multi-disques en bain d'huile piloté. Un petit moteur électrique fait tourner des cames pour varier l'écartement des leviers ce qui a pour effet de les translater contre les disques de friction de l'embrayage grâce aux rampes à billes. Les disques de l'embrayage sont reliés à l'axe moteur ainsi qu'au pignon de renvoi vers l'essieu avant. La pompe hydraulique Gerotor fait circuler l'huile dans l'embrayage. Un capteur de position à effet Hall mesure l'usure des disques de friction pour adapter en permanence la répartition de couple. La première génération du système (fig. A.5) transmet le couple à l'essieu avant par l'intermédiaire d'une courroie. xDrive peut diriger au maximum 65% du couple disponible vers l'avant et 100% vers l'arrière. L'objectif du système xDrive est d'asservir le glissement de chaque roue et d'assurer la stabilité du véhicule. Lorsqu'une roue patine, xDrive transfère du couple vers l'autre train. Si le glissement continue, le système freine la roue en perte d'adhérence. Enfin, si les deux roues d'un même train sont en perte d'adhérence et que le transfert de couple à l'autre train et le freinage des roues ne résolvent pas le problème, le système réduit le régime moteur. Pour ajuster la répartition de couple entre les essieux, le système asservit le moteur électrique en position afin de faire varier l'écartement entre les leviers et donc la force de serrage appliquée aux disques de friction de l'embrayage.



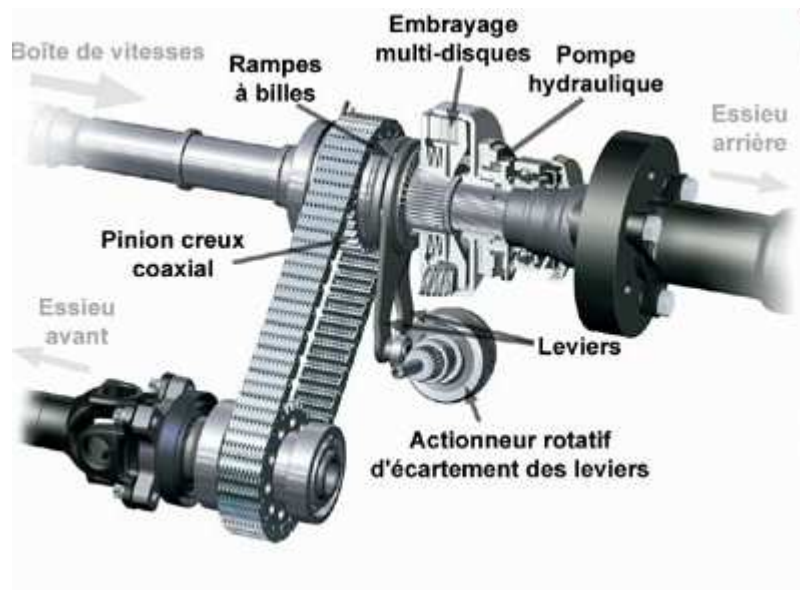


FIGURE A.5: Système de transmission xDrive de première génération

En 2005, BMW améliore le système xDrive en remplaçant la courroie par un pignon intermédiaire (fig. A.6) et en modifiant la position de l'actionneur de commande. Cette nouvelle version réduit le poids et le bruit du système et améliore les performances et le comportement dynamique du véhicule. Cette génération du système xDrive peut diriger jusqu'à 100% de couple vers l'avant ou l'arrière.

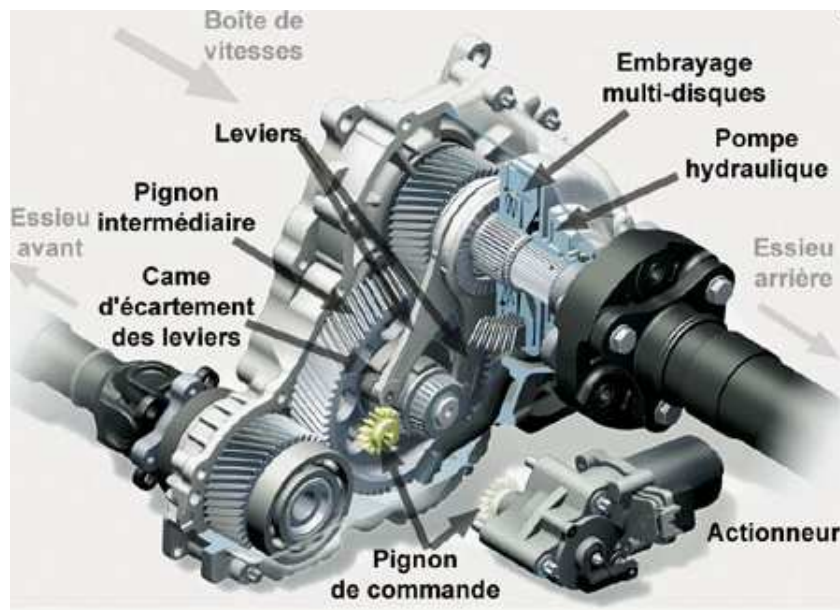


FIGURE A.6: Système de transmission xDrive de seconde génération

## A.4 4Matic

En 1985, Mercedes a introduit son système de transmission intégrale semi-permanente active nommée 4Matic. La première version utilise un embrayage à deux disques en tant que coupleur central pour transmettre le couple moteur vers les roues avant. Les disques sont contrôlés indépendamment ce qui autorise trois répartitions de couple : 0/100, 35/65 et 50/50. Malheureusement, le manque de robustesse de cette solution technique cause son abandon en 1993. 4Matic devient une transmission permanente active en 1998. L'embrayage central est remplacé par un différentiel ouvert. Pour éviter que tout le couple disponible soit limité par une roue en perte d'adhérence, un système de freinage électronique ETS\* freine les roues pour créer un couple résistif et permettre la transmission du couple moteur aux autres roues par le biais des trois différentiels ouverts. Depuis, les nouvelles versions du système 4Matic n'ont pas modifié l'architecture de la chaîne de transmission mais ont rajouté des systèmes de gestion du contrôle moteur et de contrôle de stabilité.

L'objectif de la première version du système 4Matic est de réduire la différence de vitesse entre l'essieu avant et l'essieu arrière, qui sont obtenues grâce aux vitesses des roues. Pour ce faire, 4Matic contrôle deux embrayages qui permettent d'ajuster la répartition de couple entre les deux essieux. L'objectif des autres versions du système, est d'asservir la vitesse de glissement de chaque roue de la voiture en les freinant de manière indépendante. Si cette solution ne suffit pas, le système baisse le régime moteur.

## A.5 Electronic Torque Control

L'alliance Nissan-Renault utilise une transmission semi-permanente active sur ses véhicules à quatre roues motrices. Electronic Torque Control [32] (fig. A.7) est basé sur un embrayage multi-disques à bain d'huile à commande électromagnétique. Lorsqu'une différence de vitesse apparaît entre les roues de l'essieu avant et celles de l'essieu arrière, l'électro-aimant est excité ce qui pousse les cames contre les disques de friction. Le couple moteur est ainsi transmis à l'essieu arrière afin de réduire le glissement entre les roues.

L'objectif de ce système est de réduire la différence de vitesse entre l'essieu avant et l'essieu arrière. Ces vitesses sont mesurées grâce aux capteurs de vitesse des roues du système ABS. Pour ce faire, ETC contrôle la répartition de couple entre les deux essieux en régulant le courant qui traverse les électro-aimants.

---

\*. ETS : Electronic Traction System

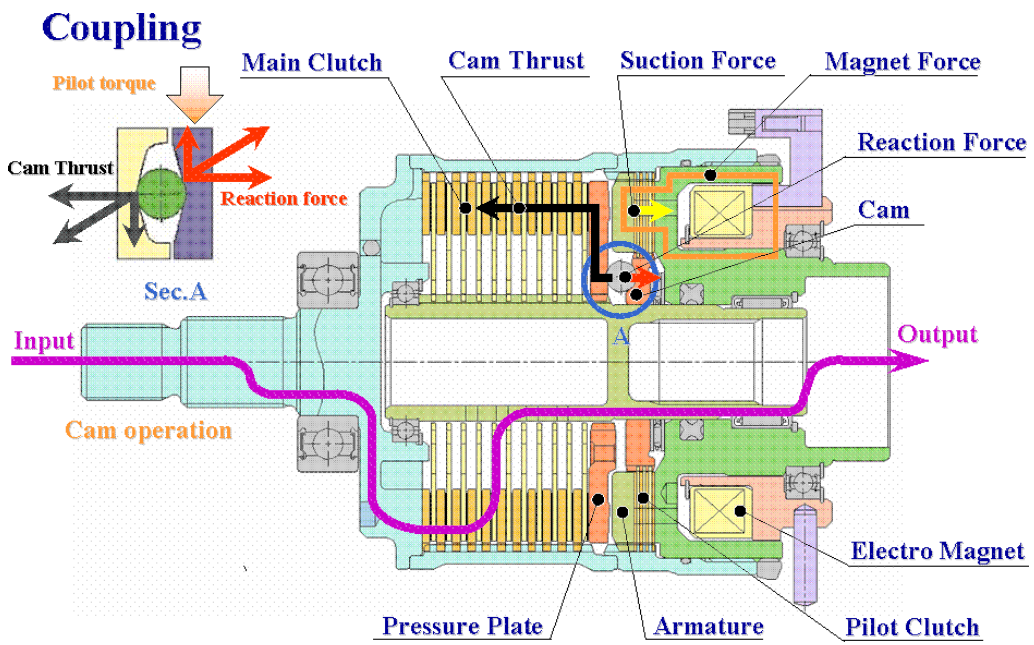


FIGURE A.7: Système de transmission ETC



## Annexe B

# Résultats de simulation ASR

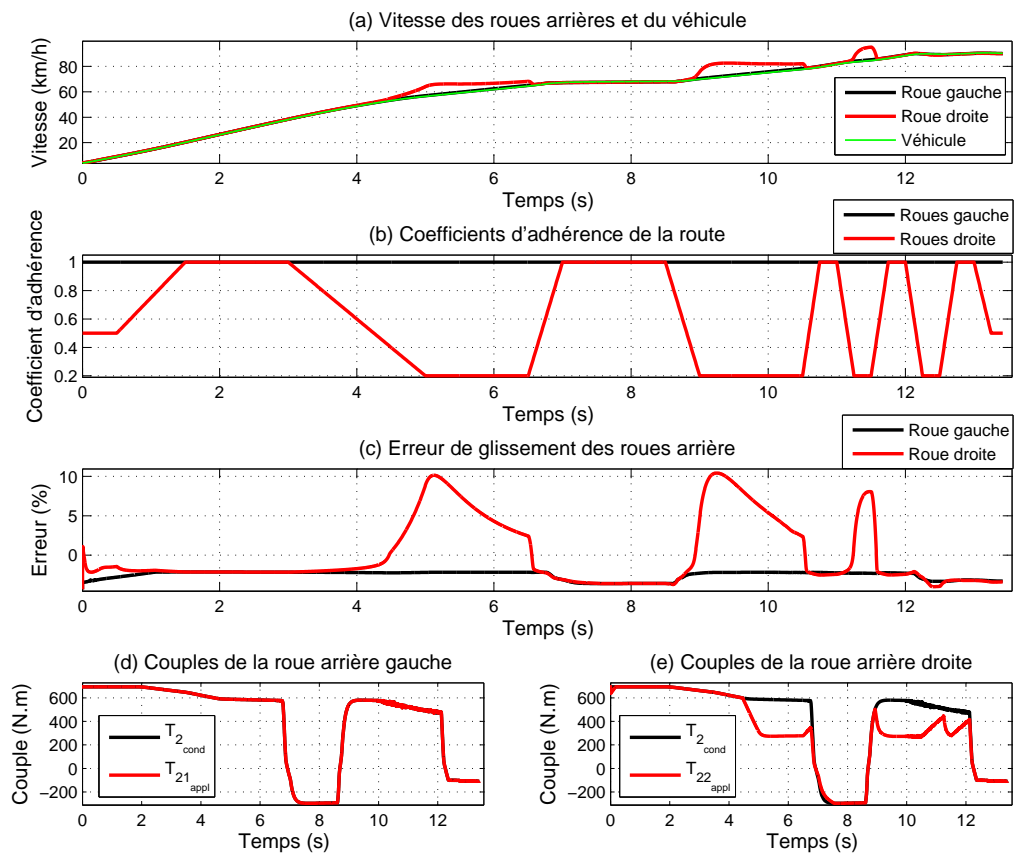


FIGURE B.1: Test 10bis : Commande de type PI avec l'implémentation par couple asymétrique

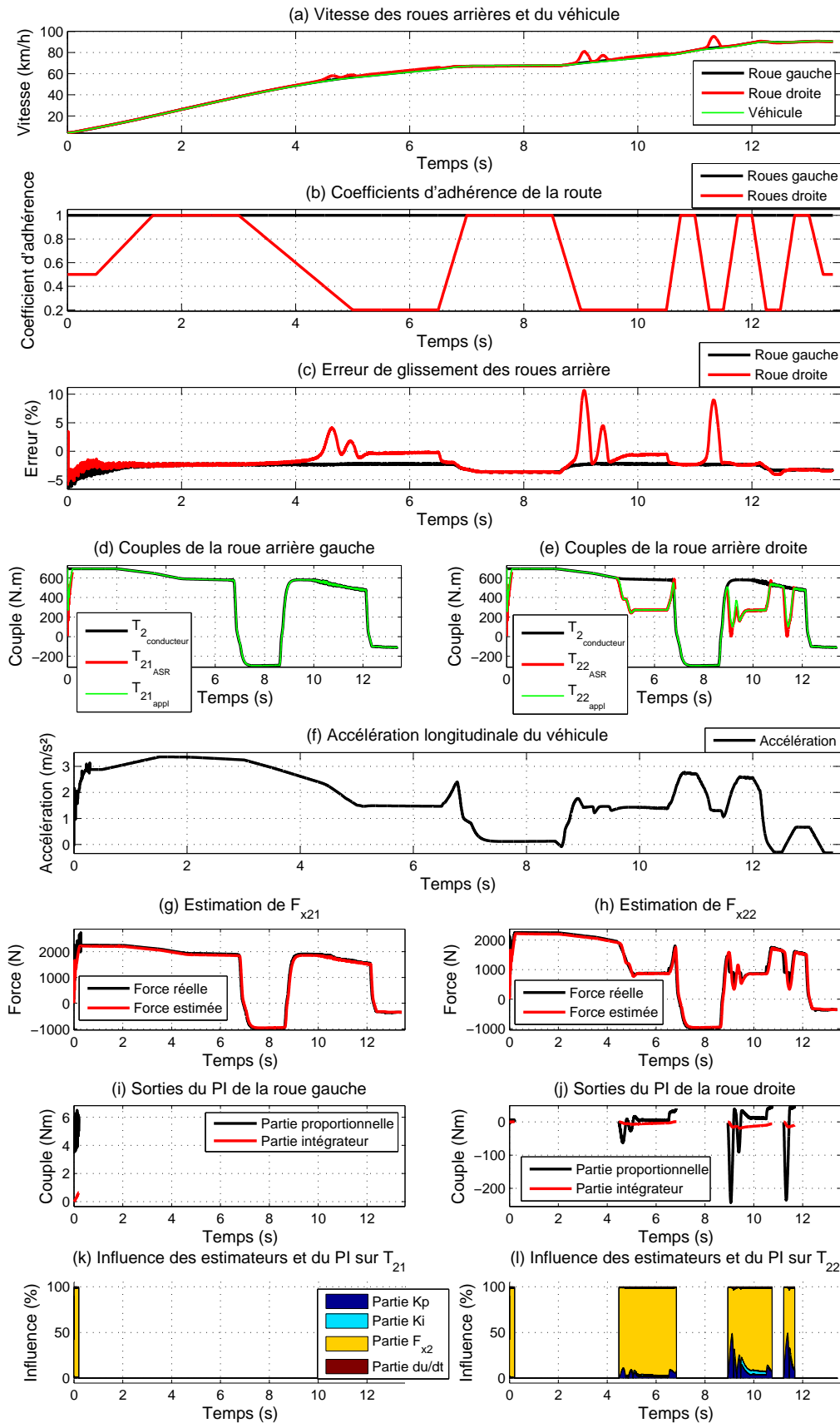


FIGURE B.2: Test 10bis : Commande RLA avec l'implémentation par couple asymétrique

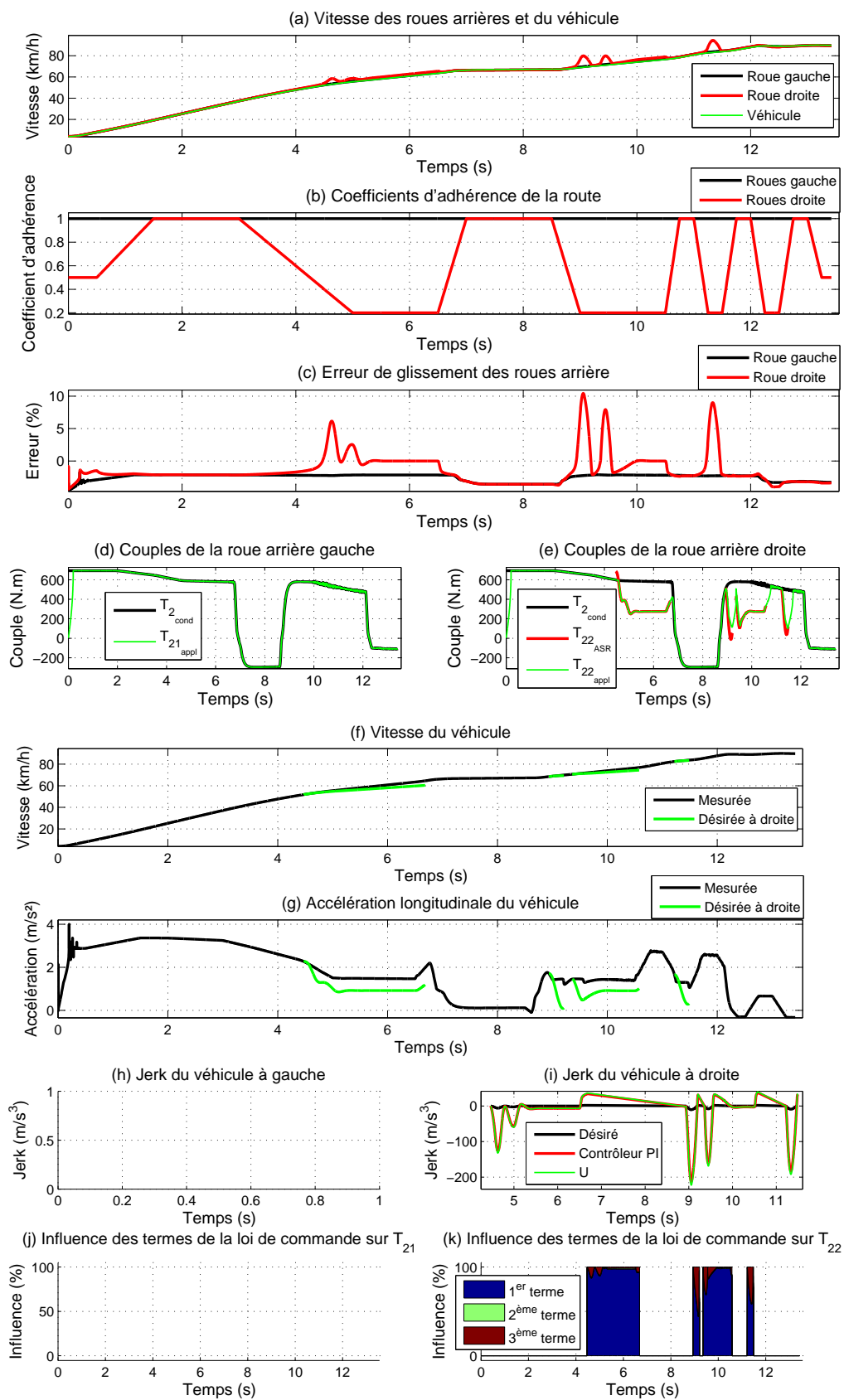


FIGURE B.3: Test 10bis : Commande plate avec l'implémentation par couple asymétrique





## Annexe C

# Résultats expérimentaux ASR

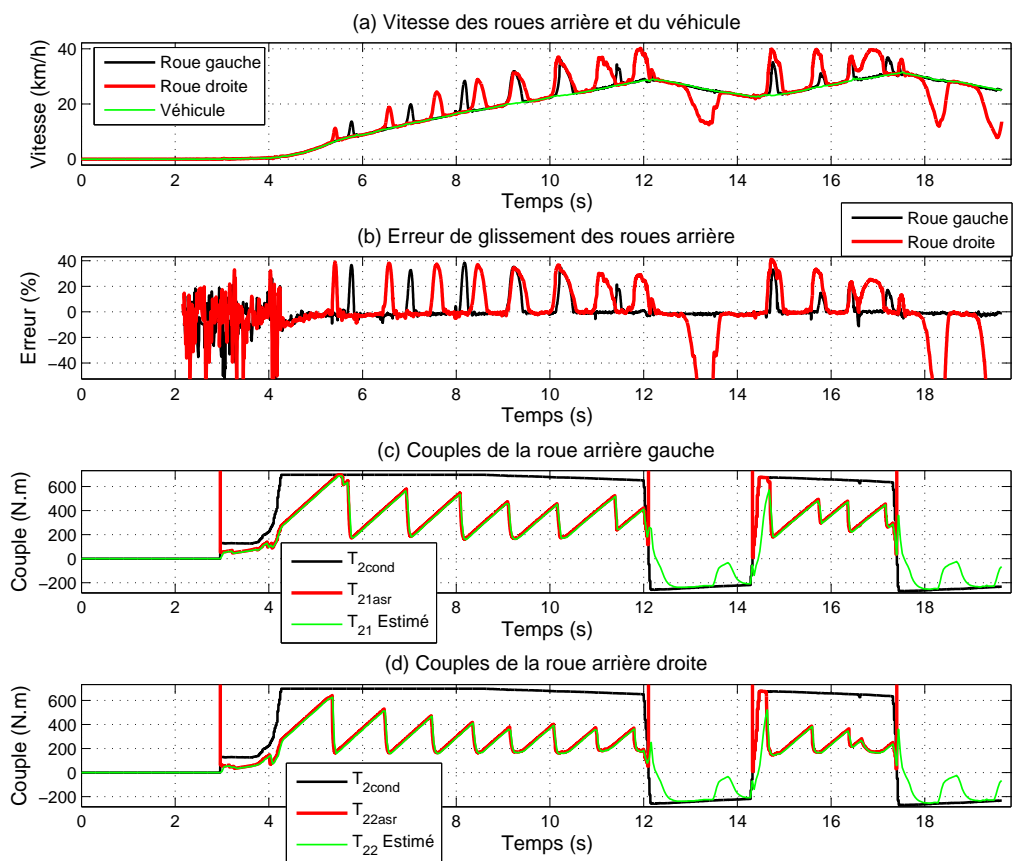


FIGURE C.1: Test B : Commande type PI



## Annexe D

# Résultats de simulation MSR

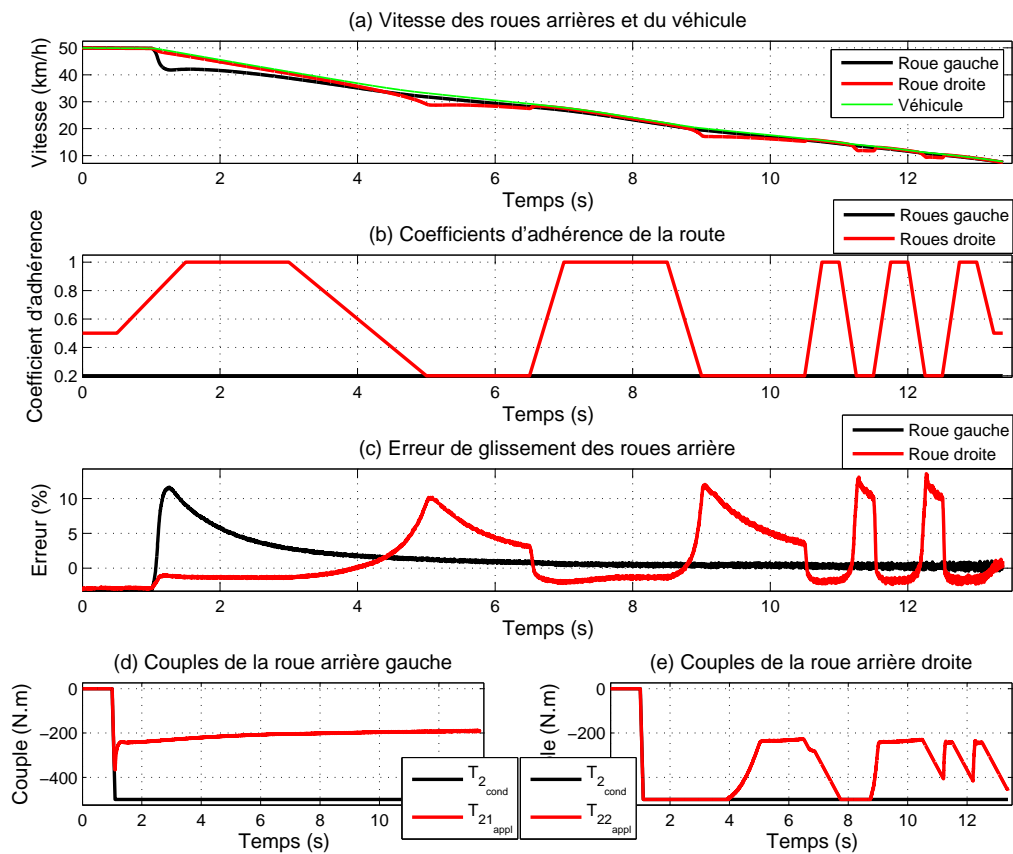


FIGURE D.1: Test 10 : Commande de type PI avec l'implémentation par couple asymétrique



---

# Table des figures

---

1.1	Bond Graph à mots d'un véhicule générique . . . . .	10
1.2	Architectures à un moteur (M : Moteur, D : Différentiel, C : Coupleur)	11
1.3	Architecture à deux moteurs (M : Moteur, D : Différentiel) . . . . .	12
1.4	Architectures à trois moteurs (M : Moteur, D : Différentiel) . . . . .	12
1.5	Architecture à quatre moteurs (M : Moteur) . . . . .	13
1.6	Epure de Janteaud . . . . .	14
1.7	Différentiel simple à train conique . . . . .	15
1.8	Différentiel simple à train épicycloïdal . . . . .	15
1.9	Différentiel à glissement limité par friction . . . . .	16
1.10	Viscocoupleur . . . . .	17
1.11	Coupleur hydraulique . . . . .	18
1.12	Convertisseur hydrocinétique . . . . .	18
1.13	Démonstrateur VELROUE . . . . .	19
1.14	Cahier des charges en $\lambda_2$ de la fonction ASR . . . . .	29
1.15	Adhérence de la route . . . . .	30
1.16	Adhérence de la route . . . . .	30
1.17	Adhérence de la route . . . . .	30
2.1	Mouvements de la caisse . . . . .	35
2.2	Schéma du modèle de simulation du véhicule . . . . .	35
2.3	Recalage du modèle de simulation : Vitesse du CdG . . . . .	38
2.4	Recalage du modèle de simulation : Vitesse d'une roue arrière . . . . .	38
2.5	Bond Graph du modèle véhicule à vingt variables d'état. Les degrés de libertés mécaniques sont indiqués en bleu. . . . .	40
2.6	Bond Graph du châssis . . . . .	42
2.7	Bond Graph suspension et roue . . . . .	43
2.8	Bond Graph de la transmission avant . . . . .	44
2.9	Bond Graph de l'embrayage . . . . .	44
2.10	Bond Graph de la boîte de vitesse . . . . .	45

2.11	Bond Graph d'un différentiel ouvert . . . . .	46
2.12	Modèle de LuGre : Lames . . . . .	47
2.13	Représentation de Pacejka en longitudinal . . . . .	48
2.14	Bond Graph d'une roue . . . . .	49
2.15	Bond Graph de la transmission et des roues avant . . . . .	51
2.16	Bond Graph de la transmission et du train avant . . . . .	52
2.17	Bond Graph de la transmission et du train avant . . . . .	53
2.18	Bond Graph du modèle véhicule à vingt variables d'état . . . . .	54
2.19	Bond Graph acausal du modèle de synthèse à sept variables d'état . . . . .	57
2.20	Bond Graph en causalité préférentielle intégrale du modèle de synthèse à sept variables d'état . . . . .	58
2.21	Plus court chemin causal entre le couple moteur avant $T_1$ et la vitesse de rotation de la roue avant $\omega_1$ (modèle à sept variables d'état) . . . . .	59
2.22	Plus court chemin causal entre le couple moteur avant $T_1$ et la vitesse longitudinale du châssis $u$ (modèle à sept variables d'état) . . . . .	59
2.23	Plus court chemin causal entre le couple moteur avant $T_1$ et la vitesse de tangage du châssis $q$ (modèle à sept variables d'état) . . . . .	60
2.24	Plus court chemins causaux entre le couple moteur avant $T_1$ et la vitesse de pompage du châssis $w$ (modèle à sept variables d'état) . . . . .	60
2.25	Plus court chemin causal entre le couple moteur avant $T_1$ et le débattement de la suspension avant $h_{susp_1}$ (modèle à sept variables d'état) . . . . .	61
2.26	Plus court chemin causal entre le couple moteur avant $T_1$ et le débattement de la suspension arrière $h_{susp_2}$ (modèle à sept variables d'état) . . . . .	61
2.27	Schéma du modèle de synthèse à deux variables d'état . . . . .	64
2.28	Bond Graph causal du modèle de synthèse à deux variables d'état . . . . .	64
2.29	Chemin causal sur le Bond Graph causal . . . . .	65
2.30	Chemin causal sur le Bond Graph bicausal . . . . .	65
3.1	Schéma du contrôleur de type PI . . . . .	69
3.2	Zone de travail ASR sur la représentation de Pacejka . . . . .	71
3.3	Schéma de la commande par retour linéarisant RL . . . . .	77
3.4	Schéma de principe de l'anti-windup utilisé [30] . . . . .	80
3.5	Approximation de la force d'avancement calculée par la Formule de Pacejka . . . . .	82
3.6	Estimateur des forces de frottement entre la roue et le sol . . . . .	82
3.7	Zone pseudo-affine de la représentation de Pacejka . . . . .	87
3.8	Transcription du cahier des charges $\lambda_2^*(u)$ en trajectoire temporelle . . . . .	87
3.9	Architecture de la commande plate . . . . .	88
3.10	Règle d'activation de l'ASR . . . . .	90
3.11	Evolution de $\alpha(t)$ . . . . .	91
3.12	Architecture de la commande plate pour la prestation MSR . . . . .	97

4.1	Couple moteur arrière variable $T_{2_{mesure}}$ . . . . .	103
4.2	Couple moteur avant variable $T_1(t)$ . . . . .	103
4.3	Coefficient d'adhérence variable $\mu_{sim}(t)$ . . . . .	104
4.4	Test 10bis : Commande RL avec l'implémentation par vitesse moyenne	115
4.5	Test 10bis : Commande RL avec l'implémentation par couple minimum	118
4.6	Test 10bis : Commande RL avec l'implémentation par couple asymétrique . . . . .	120
4.7	Test B : Commande RL . . . . .	124
4.8	Test B : Commande RLA . . . . .	126
4.9	Test B : Commande PLAT . . . . .	128
4.10	Test 4.1 : Commande RL . . . . .	136
4.11	Test 4.1 : Commande RLA . . . . .	138
4.12	Test 4.1 : Commande PLAT . . . . .	141
A.1	Système de transmission Torsen de première génération . . . . .	164
A.2	Système de transmission Torsen de seconde génération . . . . .	164
A.3	Système de transmission Haldex de troisième génération . . . . .	165
A.4	Système de transmission Haldex de quatrième génération . . . . .	166
A.5	Système de transmission xDrive de première génération . . . . .	167
A.6	Système de transmission xDrive de seconde génération . . . . .	167
A.7	Système de transmission ETC . . . . .	169
B.1	Test 10bis : Commande de type PI avec l'implémentation par couple asymétrique . . . . .	171
B.2	Test 10bis : Commande RLA avec l'implémentation par couple asymétrique . . . . .	172
B.3	Test 10bis : Commande plate avec l'implémentation par couple asymétrique . . . . .	173
C.1	Test B : Commande type PI . . . . .	175
D.1	Test 10 : Commande de type PI avec l'implémentation par couple asymétrique . . . . .	177





## FOLIO ADMINISTRATIF

### THESE SOUTENUE DEVANT L'INSTITUT NATIONAL DES SCIENCES APPLIQUEES DE LYON

NOM : CHAPUIS

DATE de SOUTENANCE : X XXX 2012

Prénom : Cédric

TITRE : Architecture et contrôle du patinage d'un véhicule mono et multi-source de puissance

NATURE : Doctorat

Numéro d'ordre : AAAAISALXXXX

Ecole doctorale : EEA

Spécialité :

#### RESUME :

Les progrès techniques faits ces dernières années dans le domaine des batteries ainsi que le durcissement des normes écologiques entraînent un regain d'intérêt pour les véhicules hybrides et électriques. La possibilité d'utiliser plusieurs sources de puissance à l'intérieur d'un même véhicule conduit à remettre en question les architectures traditionnelles des véhicules et à étudier des architectures multi-sources.

Après un état de l'art des architectures et des systèmes de transmission de couple, le véhicule prototype du projet VELROUE, utilisé par la suite comme moyen d'essai, est présenté.

Puis, le contrôle du patinage des roues arrière du véhicule VELROUE équipé d'un moteur thermique sur le train avant et de deux moteurs électriques reliés aux roues arrière est étudié. Ensuite, différents modèles véhicules sont détaillés en vue d'analyser les transferts d'énergie au sein du système à l'aide de l'outil Bond Graph, de synthétiser des lois de commande de contrôle du patinage et de simuler le comportement du véhicule pour valider les fonctions d'anti-patinage (ASR).

Une première commande de type PID qui servira de référence est dans un premier temps introduite. La contribution principale de ce travail de thèse concerne la synthèse et la mise en oeuvre de commandes non linéaires soit par retour linéarisant, soit basée sur la théorie de la platitude. Les modèles de synthèses de commande sont issus d'hypothèses classiques retenues lors des situations de vie considérées : dynamique longitudinale, pompage et tangage sur un double modèle bicyclette. Une stratégie de commande est également développée afin d'assurer la sécurité du conducteur, de réduire les besoins matériels et d'améliorer l'agrément conducteur.

Enfin, les commandes non linéaires développées sont testées en simulation puis validées expérimentalement sur le véhicule VELROUE. Une comparaison de ces commandes est effectuée selon des critères énergétiques, de performances, de complexité et de coût. Ces techniques développées pour l'ASR sont étendues pour des phases de freinage récupératif (MSR), qui constitue également une originalité de ces travaux.

#### ABSTRACT :

The technical progress made during last years in the battery field and the environmental standards hardening lead to an increased interest in hybrid and electric vehicles. The possibility to use several power sources inside a vehicle leads to question the traditional vehicle architectures and to study multi-power sources architectures.

After a state of the art on architectures and torque transmission systems, the VELROUE project's prototype is presented. This prototype is later used as a validation platform.

Then, the rear wheels slipping control of the VELROUE vehicle which is equipped with an internal combustion engine on the front axle and with two electric motors connected to the rear wheels is studied. Next, different vehicle models are described to analyze energy transfers inside the system using Bond Graph, to synthesize anti-slipping control laws and to simulate the vehicle behavior in order to validate the anti-slipping functions (ASR).

A first PID-like controller is initially introduced to serve as reference. The main contribution of this thesis deals with the synthesis and implementation of nonlinear controls either using linearizing feedback, or based on the flatness theory. The synthesis controls models come from classical hypothesis: longitudinal and vertical dynamics and pitch on a double bicycle model. A control strategy is also developed to assure driver's security, to reduce material needs and to enhance the driver approval.

Finally, the nonlinear controls developed here are simulated and then experimentally validated on the VELROUE vehicle. A comparison of these commands is performed according to energy, performance, complexity and cost criteria. These control laws developed for ASR are extended to regenerative braking phases (MSR), which is also an originality of this work.

MOTS-CLES : contrôle non linéaire, contrôle du patinage, retour linéarisant, platitude, Bond Graph, véhicule hybride, architecture véhicule, essais expérimentaux

Laboratoire (s) de recherche : Laboratoire Ampère

Directeurs de thèse:

Eric Bideaux

Xavier Brun

Président de jury :

Composition du jury :

Eric Bideaux

Xavier Brun

Dominique Meizel

Nicoleta Minoiu-Enache

Hugues Mounier

Xavier Moreau

Nicolas Romani

Patrick Bastard