



**HAL**  
open science

# Méthodologie de dimensionnement d'un véhicule hybride électrique sous contrainte de minimisation des émissions de CO<sub>2</sub>

Nicolas Marc

► **To cite this version:**

Nicolas Marc. Méthodologie de dimensionnement d'un véhicule hybride électrique sous contrainte de minimisation des émissions de CO<sub>2</sub>. Autre. Université d'Orléans, 2013. Français. NNT : 2013ORLE2078 . tel-01174051

**HAL Id: tel-01174051**

**<https://theses.hal.science/tel-01174051>**

Submitted on 8 Jul 2015

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

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

**ÉCOLE DOCTORALE**  
**ENERGIE, MATERIAUX, SCIENCES DE LA TERRE ET DE L'UNIVERS**

Laboratoire Pluridisciplinaire de Recherche Ingénierie des Systèmes, Mécanique,  
Energétique

**THÈSE** présentée par :  
**Nicolas MARC**

soutenue le : **26 novembre 2013**

pour obtenir le grade de : **Docteur de l'Université d'Orléans**  
Discipline : Energétique

**Méthodologie de dimensionnement d'un  
véhicule hybride électrique sous contrainte  
de minimisation des émissions de CO<sub>2</sub>**

**THÈSE dirigée par :**

**Pascal HIGELIN**  
**François BADIN**

Professeur à l'Université d'Orléans  
Directeur Expert Véhicules Hybrides à IFPEN

**RAPPORTEURS :**

**Guy FRIEDRICH**  
**Luis LE MOYNE**

Professeur de l'Université Technologique de Compiègne  
Professeur de l'Université de Bourgogne

---

**JURY :**

**Guy FRIEDRICH**  
**Luis LE MOYNE**  
**Julien BERNARD**  
**François BADIN**  
**Pascal HIGELIN**  
**Alain CHARLET**

Professeur de l'Université Technologique de Compiègne  
Professeur de l'Université de Bourgogne, Président du jury  
Ingénieur de Recherche à IFPEN  
Expert Véhicules Hybrides à IFPEN  
Professeur à l'Université d'Orléans  
Maître de Conférences à l'Université d'Orléans



# Remerciements

Je tiens tout d'abord à remercier François BADIN, co-directeur et initiateur de cette thèse à l'IFPEN. J'ai pu durant ces années de thèse profiter de son expertise et de sa vision transversale des différentes problématiques des véhicules hybride. Grâce à lui et au travers de son réseau, j'ai également pu rencontrer et échanger avec de nombreux spécialistes du domaine. Nos discussions et, parfois, nos désaccords ont été pour moi très formateur et une grande source d'inspiration et de motivation.

Merci à Pascal Higelin, directeur de cette thèse, et à Alain Charlet pour l'encadrement et l'apprentissage de la rigueur scientifique qu'ils m'ont apporté tout au long de cette thèse, et ce malgré la distance nous séparant. Je les remercie également pour leur accueil lors de mes déplacements sur Orléans et pour nos nombreux échanges sur le groupe motopropulseur thermique et son adéquation avec l'hybridation.

Merci aux Professeurs Guy Friedrich et Luis Le Moyne, qui ont accepté d'être les rapporteurs de cette thèse. Merci messieurs pour votre lecture critique de ce manuscrit ainsi que vos apports, suggestions et discussions suite à cette relecture.

Enfin, je tiens à adresser à nouveau tous mes remerciements aux personnes citées ci-dessus, auxquelles s'ajoute Julien Bernard, pour avoir accepté d'être membres du jury de cette thèse.

Comment ne pas remercier tous mes collègues de bureau du département Moteurs de l'IFPEN de Lyon. Merci donc à mes voisins de bureau Eric, Sheima, Nora, Charlotte et Laetitia pour l'ambiance, pour nos discussions et pour avoir supporté mes vocalises lors de mes moments de concentration intense. Merci à David, Vivien, Arnaud et tous les autres pour m'avoir intégré dans l'équipe et m'avoir fait passer de très bons moments dans ce département. Je remercie tout particulièrement Jérôme et sa femme Aurélie pour m'avoir donné l'occasion de m'aérer l'esprit et m'avoir emmené avec eux dans leurs excursions montagnardes. Tous mes remerciements également à Richard, chef du département, pour m'avoir soutenu, encouragé et poussé dans les derniers instants de la rédaction.

Merci à tous les collaborateurs de l'IFPEN de Lyon et de Rueil-Malmaison qui m'ont aidé à appréhender leurs spécialités et ainsi à mettre en œuvre les différentes briques technologiques présentées dans cette thèse. Je pense notamment aux spécialistes batteries (Valérie, Rémy, Marin, Julien et Eric), véhicule et transmission (Eric et Franck), modélisation (Fabrice, Guillaume et Anthony), machine électrique (Abdenour) et contrôle optimal (Antonio).

Pour finir, je tiens à remercier tous mes proches, mes amis, ma famille et toutes les personnes qui m'ont apporté leur soutien durant cette thèse. A mes colocataires, Thomas, Damien (et Sophie, ma « presque colocataire »), merci pour tous ces bons moments, ces soirées et ses franches rigolades dans notre appartement lyonnais. Merci à tous les membres de ma grande famille (mes parents, mes grands-parents, mes oncles et tantes, mes frères et ma sœur) pour l'amour que vous m'avez apporté et pour m'avoir soutenu et encouragé durant les périodes difficiles. Un merci tout particulier à Stéphanie, ma grande sœur, pour avoir relu dans un temps record l'intégralité de mon manuscrit à la recherche des coquilles, fautes d'orthographe, de grammaire ou erreurs de syntaxe. A charge de revanche. Mes derniers remerciements vont naturellement à Zara, qui m'a soutenu durant toute cette thèse et particulièrement à la fin. Merci pour ta patience, ton écoute, ta compréhension et ton amour.

Enfin, un souvenir tout particulier à mon grand-père Gilbert, gravement malade sur la fin de ma thèse et qui nous a malheureusement quitté depuis.





# Table des matières

GLOSSAIRE .....	III
<b>INTRODUCTION GENERALE .....</b>	<b>1</b>
<b>PARTIE 1    HYBRIDATION ELECTRIQUE DES VEHICULES.....</b>	<b>5</b>
CHAPITRE 1    CARACTERISTIQUES DES VEHICULES HYBRIDES .....	7
1.1    Introduction.....	7
1.2    Définition générale du véhicule hybride et type d'hybridation .....	7
1.3    Les fonctionnalités des véhicules hybrides.....	8
1.4    Typologie et degrés d'électrification des véhicules hybrides .....	12
1.5    Les différentes architectures de la chaîne de traction des véhicules hybrides .....	15
1.6    Description des architectures et des degrés d'électrification étudiés dans le cadre de la thèse.....	18
1.7    Conclusion .....	20
CHAPITRE 2    TECHNOLOGIES DES COMPOSANTS DE LA CHAINE DE TRACTION HYBRIDE ELECTRIQUE .....	21
2.1    Introduction.....	21
2.2    Batterie.....	21
2.3    Moteur thermique.....	27
2.4    Machine électrique.....	31
2.5    Électronique de puissance.....	34
2.6    Transmission .....	35
2.7    Conclusion .....	38
<b>PARTIE 2    MODELISATION ET SUPERVISION ENERGETIQUE DES VEHICULES HYBRIDES</b>	<b>39</b>
CHAPITRE 3    MODELISATION DES VEHICULES HYBRIDES .....	41
3.1    Introduction.....	41
3.2    Précisions sur l'approche Backward/Forward de la modélisation du système véhicule .....	41
3.3    Choix de l'outil de modélisation .....	42
3.4    Modélisation système des architectures hybrides .....	43
3.5    Modélisation des composants de la chaîne de traction, sous-modèles du simulateur véhicule .....	44
3.6    Modélisation de l'usage.....	54
3.7    Conclusion .....	56
CHAPITRE 4    DEVELOPPEMENT D'UN SUPERVISEUR POUR LES VEHICULES HYBRIDES .....	57
4.1    Introduction.....	57
4.2    Estimation de la demande de couple au niveau de la chaîne de traction.....	58
4.3    Lois de gestion de l'énergie .....	65
4.4    Coordination dynamique et contrôle bas-niveau des composants .....	77
4.5    Conclusion .....	80
<b>PARTIE 3    DIMENSIONNEMENT DES VEHICULES HYBRIDES ET DES COMPOSANTS DE LA CHAINE DE TRACTION.....</b>	<b>83</b>
CHAPITRE 5    METHODOLOGIE DE DIMENSIONNEMENT ET DE GENERATION DES DONNEES DES COMPOSANTS.....	85
5.1    Introduction.....	85
5.2    Dimensionnement et génération des données du moteur thermique .....	86
5.3    Dimensionnement et génération des données de la machine électrique et de son électronique de puissance .....	91
5.4    Dimensionnement et génération des données du pack batterie .....	120
5.5    Dimensionnement et génération des données des composants de la transmission .....	144
5.6    Conclusion .....	146
CHAPITRE 6    METHODOLOGIE DE DIMENSIONNEMENT DES VEHICULES HYBRIDES .....	149
6.1    Introduction.....	149
6.2    Définition du cahier des charges véhicule .....	149
6.3    Mise en place de la méthodologie de dimensionnement du véhicule .....	152
6.4    Résultats du dimensionnement véhicule.....	159
6.5    Conclusion .....	168

<b>PARTIE 4</b>	<b>EVALUATION ENERGETIQUE DES VEHICULES HYBRIDES.....</b>	<b>169</b>
CHAPITRE 7	RESULTATS DE L'EVALUATION ENERGETIQUE DES VEHICULES HYBRIDES ET ELEMENTS DE COMPREHENSION DES GAINS.....	171
7.1	<i>Introduction.....</i>	171
7.2	<i>Précisions sur la méthodologie d'évaluation des consommations énergétiques des véhicules hybrides rechargeables et non rechargeables.....</i>	171
7.3	<i>Évaluation des potentiels de gains de différentes configurations hybrides selon leurs fonctionnalités et selon l'usage.....</i>	175
7.4	<i>Conclusion.....</i>	209
CHAPITRE 8	ÉTUDE DE L'IMPACT DE FACTEURS D'INFLUENCE SUR L'EVALUATION DES CONSOMMATIONS ENERGETIQUES DES VEHICULES.....	213
8.1	<i>Introduction.....</i>	213
8.2	<i>Étude de l'impact de la récupération au freinage.....</i>	213
8.3	<i>Étude de l'impact du vieillissement de la batterie sur la consommation.....</i>	216
8.4	<i>Étude de l'impact de la stratégie de gestion de l'énergie pour les véhicules rechargeables.....</i>	218
8.5	<i>Étude de l'impact de la consommation des auxiliaires.....</i>	220
8.6	<i>Étude de l'impact de la conception du véhicule.....</i>	221
8.7	<i>Étude de l'impact de l'agressivité du conducteur.....</i>	223
8.8	<i>Conclusion.....</i>	228
<b>CONCLUSION GENERALE ET PERSPECTIVES.....</b>	<b>229</b>	
CONCLUSION.....	229	
PERSPECTIVES.....	231	
<b>ANNEXES.....</b>	<b>233</b>	
ANNEXE A	CARACTERISATION DES BATTERIES PAR ESSAIS HPPC.....	234
ANNEXE B	DONNEES SUR LE VEHICULE REEL DE REFERENCE.....	235
ANNEXE C	DIAGRAMMES DE TRANSITION D'ETAT STATEFLOW UTILISES POUR LA COORDINATION DYNAMIQUE	236
ANNEXE D	PLAQUETTE DU FABRICANT KOKAM POUR LES CELLULES BATTERIE DE FORTES CAPACITES.....	238
ANNEXE E	DETAILS DES GAINS EN CONSOMMATION OBTENUS POUR LES DIFFERENTES CONFIGURATIONS HEV-FULLHYBRID ETUDIEES POUR LE DIMENSIONNEMENT VEHICULE.....	239
ANNEXE F	OUTIL DE POST-PROCESSING « PPTOOL ».....	240
ANNEXE G	CYCLES D'USAGE.....	241
<b>BIBLIOGRAPHIE.....</b>	<b>242</b>	

# Glossaire

<b>AC</b>	Alternating Current / courant alternatif
<b>AER</b>	All Electric Range / autonomie électrique d'un véhicule
<b>BoL</b>	Begin Of Life / Début de vie
<b>CD-AE</b>	Charge Depleting All Electric
<b>CD-Blended</b>	Charge Depleting Blended
<b>CS</b>	Charge Sustaining
<b>DC</b>	Direct Current / courant continu
<b>décollage</b>	Terme utilisé pour définir le démarrage du véhicule, i.e. son passage d'une vitesse nulle à une vitesse non nulle
<b>DP</b>	Dynamic Programing / programmation dynamique
<b>ECMS</b>	Equivalent Consumption Minimization Strategy / stratégie de minimisation de la consommation équivalente
<b>EGU</b>	Engine Generator Unit / groupe électrogène
<b>EMS</b>	Energy Management Strategy / Loi de gestion de l'énergie
<b>EoL</b>	End Of Life / Fin de vie
<b>EV</b>	Electric Vehicle / Véhicule électrique
<b>GMP</b>	Groupe MotoPropulseur
<b>HEV</b>	Hybrid Electric Vehicle / Véhicule hybride électrique
<b>PHEV</b>	Plug-in Hybrid Electric Vehicle / Véhicule hybride électrique rechargeable
<b>PMP</b>	Principe du Minimum de Pontriaguine
<b>S&amp;S</b>	Stop & Start
<b>SOC</b>	State Of Charge / état de charge de la batterie
<b>SOH</b>	State Of Health / état de santé d'une batterie
<b>SSE</b>	Système de stockage de l'énergie
<b>x-EV</b>	Terme générique désignant tous types de véhicules électrifiés (HEV, PHEV, EV)



# Introduction générale

---

Dans le contexte de lutte contre les changements climatiques liés à l'effet de serre, de réduction des nuisances dans les centres urbains et de diminution de notre dépendance aux énergies fossiles, la réduction de l'impact des transports routiers (consommation énergétique, pollution atmosphérique, bruit) est aujourd'hui un enjeu majeur. Pour ce qui concerne les émissions de polluants atmosphériques réglementés, l'adoption sur tous les continents de normes de plus en plus sévères a eu pour effet de rendre les véhicules de plus en plus propres (catalyseur 3 voies, filtre à particules,...). Pour ce qui concerne les gaz à effet de serre, qui ne constituent pas des émissions toxiques, la situation est plus complexe et les différents gouvernements ont mis en place des législations basées sur une taxation (normes CAFE aux Etats-Unis) ou des incitations comme c'est le cas en Europe. Afin d'inciter la réduction des émissions de CO<sub>2</sub>, l'Union Européenne a en effet fixé des objectifs de 130 g/km en 2015 et 95 g/km à l'horizon 2020 pour les véhicules particuliers nouvellement immatriculés. Dans certains pays comme la France, l'atteinte de ces objectifs est encouragée par l'utilisation d'un système d'incitation financière de type bonus-malus, proposant de taxer à l'achat les véhicules fortement émetteurs de CO<sub>2</sub> et récompensant les véhicules faiblement émetteurs. Au delà des émissions de CO<sub>2</sub>, l'augmentation du prix de l'énergie, et plus particulièrement de celui des énergies fossiles (pétrole et gaz), a un impact direct sur le coût à l'usage des véhicules. Les constructeurs ont dès lors tout intérêt à réduire la consommation de leurs véhicules afin de les rendre plus attractifs pour le consommateur. Enfin, la réduction des consommations énergétiques des véhicules joue également un rôle stratégique en participant à la diminution de la dépendance énergétique des gouvernements.

Les véhicules conventionnels fonctionnant à l'aide d'un moteur thermique et de carburants fossiles sont de forts émetteurs de CO<sub>2</sub> du fait des rendements assez faibles des moteurs thermiques. Bien que les constructeurs travaillent de longue date sur la réduction de la consommation de ces véhicules en agissant notamment sur l'amélioration du rendement moteur (downsizing, injection directe, ...) ou sur la diminution de la masse du véhicule, ces évolutions ne suffiront pas à elles seules à atteindre les objectifs de réduction d'émissions de CO<sub>2</sub>.

Dans ce contexte, l'hybridation des chaînes de traction est une solution qui permet d'obtenir des gains en consommation de carburant, en émissions de gaz à effet de serre et de nuisances locales, tout en maintenant les performances du véhicule (dynamique, autonomie). Les véhicules hybrides électriques permettent, selon leur configuration et grâce à la combinaison d'un moteur thermique, de machines électriques et d'un système de stockage de l'énergie électrique, de diminuer significativement la consommation énergétique et d'offrir des fonctionnalités supplémentaires par rapport au véhicule conventionnel (autonomie en mode électrique, recharge réseau, etc.).

En contrepartie, l'hybridation électrique du véhicule implique aujourd'hui un surcoût important qui devra être rentabilisé par le conducteur grâce à la réduction de la consommation et à plus long terme par le bénéfice de fonctionnalités supplémentaires. Ce surcoût sera d'autant plus impactant que le degré d'électrification du véhicule et les fonctionnalités apportées par l'hybridation seront importants.

De plus, les études menées sur les véhicules hybrides et l'analyse des performances des véhicules commercialisés ont montré que les gains atteignables grâce à l'hybridation étaient fonction de nombreux facteurs tels que l'architecture de la chaîne de traction, les fonctionnalités apportées par l'hybridation, le type d'usage du véhicule, la technologie des composants équipant la chaîne de traction ou bien encore la qualité de la gestion d'énergie. Le choix technologique de l'architecture et des composants de la chaîne de traction ainsi que le dimensionnement du véhicule et de ces composants seront donc décisifs afin d'optimiser le gain en consommation sans entraîner de surdimensionnement de la chaîne de traction, synonyme d'augmentation du coût.

Afin de comparer différentes solutions d'hybridation et d'estimer leurs performances, l'utilisation de la modélisation semble incontournable. Cependant, les véhicules hybrides sont des systèmes complexes dont la modélisation nécessitera une approche transversale et multidisciplinaire requérant, d'une part, une vision globale du système sur des temps longs (roulage de plusieurs heures) et une prise en compte des interactions entre les composants de la chaîne de traction et, d'autre part, une compréhension poussée du fonctionnement des composants afin de prendre en compte les principaux phénomènes pouvant avoir un impact sur le dimensionnement et l'évaluation (temps courts considérant les spécificités des composants et leur dynamique). Les difficultés rencontrées dans la modélisation des véhicules hybrides dans un but de dimensionnement et d'évaluation énergétique à des fins de comparaison entre véhicules sont : l'identification de la complexité des modèles de composants et le choix du niveau adéquat pour chacun d'eux, la disponibilité de données uniformes permettant de renseigner les modèles de composants pour différents niveaux de performances (puissance, énergie,...), la nécessité d'assurer la comparabilité des véhicules grâce au dimensionnement, et enfin assurer l'universalité et la qualité des lois de gestion d'énergie quelle que soit la configuration véhicule.

En conséquence, notre problématique dans ce travail de thèse sera de proposer et de mettre en oeuvre le développement de méthodologies systématiques de dimensionnement et d'évaluation des consommations énergétiques de différentes configurations hybrides s'appuyant sur la modélisation du système de motorisation, de ses composants et des lois de gestion de l'énergie. L'approche systématique aura pour objectif d'obtenir des véhicules de conception et fonctionnalités différentes mais qui puissent être comparés sans les biais liés au sur-dimensionnement ou à la calibration des lois de gestion. Nos travaux consisteront donc en la mise en place d'une méthode permettant d'associer chaque composant avec son modèle, son dimensionnement et la génération des données correspondantes dans une approche système prenant en compte le véhicule, sa gestion optimum de l'énergie et la variété de ses usages.

Dans la première partie de ce manuscrit, un état de l'art des technologies utilisées dans l'hybridation électrique des véhicules, tant au niveau système qu'au niveau des composants de la chaîne de traction, sera réalisé. Un chapitre sera dédié à la description du système véhicule hybride en abordant trois notions clés : les fonctionnalités permises par l'hybridation, la différenciation des véhicules par le degré d'électrification et enfin les architectures de la chaîne de traction des véhicules hybrides. Dans un second chapitre, les différentes technologies des principaux composants de la chaîne de traction hybride électrique seront présentées. En conclusion de ces chapitres, nous définirons les technologies véhicules et composants ainsi que les fonctionnalités hybrides que nous étudierons dans la suite de ce manuscrit. Plusieurs configurations véhicule seront alors définies, allant d'un

véhicule conventionnel à un véhicule hybride rechargeable implémenté sur une architecture parallèle pré-transmission, en passant par un véhicule micro-hybrid et un véhicule hybride non rechargeable à haut degré d'électrification. Cette partie sera également l'occasion de définir le vocabulaire et les grandeurs caractéristiques du système hybride et de ses composants utilisés par la suite.

La seconde partie a pour objectif de traduire le système véhicule hybride, ses fonctionnalités, les composants de sa chaîne de traction et son environnement d'utilisation, dans l'univers de la modélisation. Nous aborderons ici la modélisation du système véhicule hybride en dissociant, dans une approche de plateforme de co-simulation, la modélisation physique du système et la modélisation du superviseur énergétique et du contrôle commande. Ainsi, le premier chapitre de cette partie traitera de la modélisation physique du système véhicule et se divisera en trois axes : la modélisation de l'architecture du véhicule, la modélisation des composants et la modélisation de l'usage. Le second chapitre permettra de présenter la partie contrôle du véhicule et notamment le gestionnaire optimal d'énergie implémenté dans le cadre des travaux de thèse.

La troisième partie de ce manuscrit traitera de la problématique du dimensionnement du système véhicule hybride. Cette partie se divisera par conséquent en deux chapitres. Le premier chapitre visera à définir des méthodologies de dimensionnement appliquées aux composants précédemment sélectionnés afin de générer les données utilisés dans les modèles et ce pour différents niveaux de performances de ces composants (de faible à forte puissance, de faible à forte énergie). Dans le chapitre suivant, ces méthodologies de dimensionnement des composants seront intégrées dans une méthodologie de dimensionnement du véhicule sous contrainte de minimisation des émissions de CO<sub>2</sub>. Dans cette méthodologie de dimensionnement véhicule, le niveau de performances de chacun des composants sera déterminé afin qu'une fois tous les composants assemblés dans le véhicule celui-ci réponde à un cahier des charges de performances.

Enfin, la quatrième partie, dont l'objectif sera de réaliser l'évaluation énergétique des véhicules hybrides, symbolisera la convergence des deux parties précédentes en renseignant les modèles définis dans la seconde partie avec les données des véhicules et des composants générées dans la troisième partie. Le premier chapitre de cette partie aura pour objectif de comparer les consommations énergétiques des différents véhicules selon leurs fonctionnalités et leurs usages. Pour ce faire, trois approches seront utilisées : une approche dans laquelle l'usage est défini grâce à des cycles inspirés d'usages réels, une approche traduisant la réglementation européenne avec l'utilisation du cycle NEDC et une approche dans laquelle nous aurons défini deux missions dont les configurations et les distances sont représentatives de trajets quotidiens domicile-travail. Pour finir, l'impact, sur la consommation énergétique, de différents facteurs tels que la récupération de l'énergie au freinage ou bien la consommation des auxiliaires, fera l'objet d'un chapitre d'ouverture.





# **Partie 1**

## **Hybridation électrique des véhicules**

---



# Chapitre 1

## Caractéristiques des véhicules hybrides

### 1.1 Introduction

L'objectif de ce chapitre est de définir et de présenter les différentes caractéristiques du système véhicule hybride électrique.

Une définition générale du véhicule hybride sera tout d'abord donnée et sera accompagnée d'un court descriptif des différents types d'hybridation. L'ensemble des fonctionnalités apportées par l'hybridation électrique du véhicule sera ensuite détaillé. Nous verrons que ces fonctionnalités impliquent une proportion plus ou moins importante d'électrification, on parlera alors de degré d'électrification. Cette électrification pourra intervenir en différents points de la transmission et on distinguera donc différentes architectures hybrides selon les modifications apportées à la transmission d'un véhicule conventionnel. Ce chapitre se terminera par l'explication du choix des architectures et des fonctionnalités des véhicules hybrides que nous étudierons dans le cadre de cette thèse.

### 1.2 Définition générale du véhicule hybride et type d'hybridation

Une définition possible du véhicule hybride est donnée dans le standard SAE j1715 [SAE (2008)] comme étant "un véhicule avec deux systèmes de stockage d'énergie, voire plus, chacun devant fournir de la puissance pour la propulsion, soit communément soit indépendamment". Pour compléter cette définition, on pourra ajouter que au moins un des accumulateurs d'énergie devra être réversible [Badin et al. (2012)].

Différentes formes d'hybridation peuvent ainsi être différenciées selon la nature de la seconde source d'énergie venant assister le vecteur carburant<sup>1</sup>. Ainsi on distinguera l'hybridation par stockage d'énergie électrochimique (batterie), d'énergie électrostatique (super-condensateur), d'énergie oléopneumatique (sous forme de gaz comprimé comme le concept PSA Hybrid Air présenté en janvier 2013) ou encore d'énergie cinétique (par volant d'inertie comme la Porsche 911 GT3R Hybrid ou bien les systèmes KERS utilisé en F1). Dans le cadre de cette thèse, nous étudierons le cas des véhicules hybrides électriques (HEV en anglais pour Hybrid Electric Vehicle) associant un réservoir de carburant et une batterie comme systèmes de stockage. Cette association est actuellement celle qui est la plus répandue, aussi bien commercialement qu'au niveau de la R&D.

L'hybridation est un terme couvrant un large champ de possibilités dans le domaine de l'électrification des véhicules. Les spécificités d'un véhicule hybride électrique par rapport à un véhicule dit conventionnel peuvent être précisées grâce à l'utilisation de trois notions (v. Figure 1-1), une notion technologique (architecture de la chaîne de traction), une notion de degré d'électrification (« quantité » d'énergie ou de puissance électrique) et une notion de fonctionnalité. Dans les paragraphes ci-dessous, nous aborderons dans un premier temps l'analyse fonctionnelle des véhicules

---

<sup>1</sup> Lorsque l'on parle d'hybridation on considère généralement que le carburant est le système de stockage de base, auquel vient s'ajouter un second système de stockage réversible

hybrides, nous traiterons ensuite de la notion de degré d'électrification, enfin nous ferons l'état de l'art des architectures hybrides majeures aujourd'hui utilisées (en production ou en laboratoire).

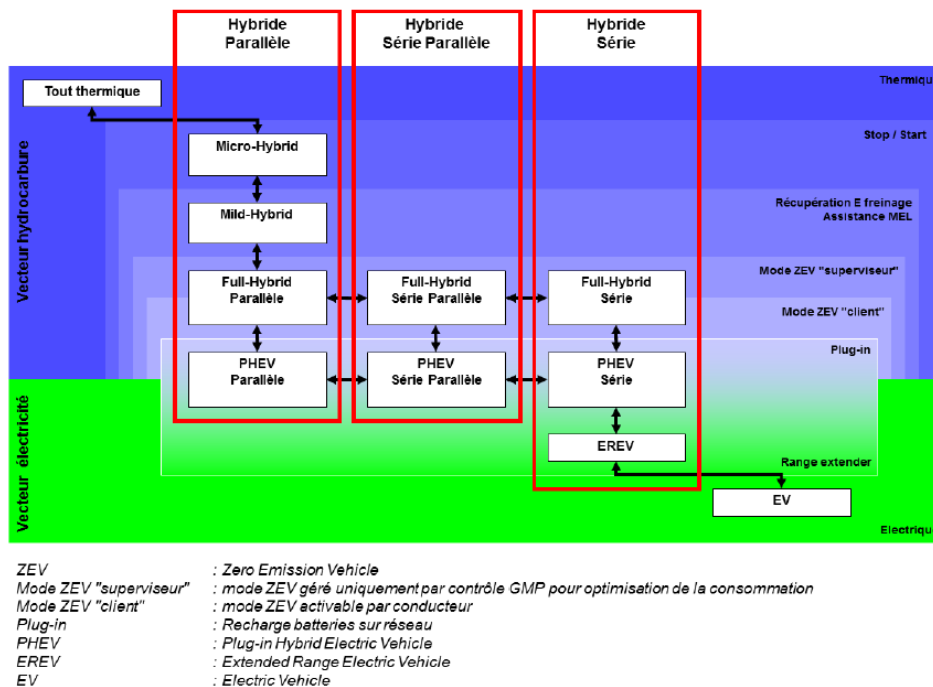


Figure 1-1 Classification synoptique des architectures des véhicules hybrides [IFPEN (2010)]

### 1.3 Les fonctionnalités des véhicules hybrides

Les deux premières fonctionnalités décrites ci-dessous (gestion optimisée de la transmission et gestion optimisée de l'alternateur) ne sont pas spécifiques à l'hybridation. Cependant il nous a semblé important de les considérer comme un premier levier d'optimisation de la chaîne de traction, voire une alternative à l'hybridation dans une moindre mesure.

#### 1.3.1 Gestion optimisée de la transmission

La gestion optimisée de la transmission est une fonctionnalité qui consiste à optimiser le choix de la démultiplication de la transmission afin de diminuer la consommation du véhicule en se plaçant sur des points de fonctionnement plus favorables. Cette fonctionnalité implique l'utilisation de transmissions pouvant être pilotée par des actionneurs (CVT, boîte de vitesses robotisée, boîte de vitesse automatique) et l'implémentation de stratégies de gestion permettant de piloter cette transmission.

On notera que cette fonctionnalité n'est pas spécifique aux véhicules hybrides étant donné qu'elle peut également être implémentée dans les véhicules conventionnels pour lesquels elle représente alors un premier levier d'optimisation et de réduction de la consommation. Ainsi, les gains atteignables sur un véhicule conventionnel grâce à l'utilisation d'une boîte de vitesses robotisée et d'une gestion optimisée de la boîte de vitesses dépendront de l'usage et pourront varier entre 2 et 10 % selon Renault [RSA (2008)] et atteindre jusqu'à 8,4 % selon PSA [PSA (2011)].

Dans le cas des véhicules hybrides, cette fonctionnalité permettra non seulement d'optimiser les points de fonctionnement des composants de la chaîne de traction, mais elle permettra également d'adapter la stratégie de changement de rapport en fonction de l'évolution des performances de ces

composants, par exemple pour s'adapter à la diminution de la puissance disponible de la chaîne de traction électrique due à la diminution de l'état de charge de la batterie.

### 1.3.2 Gestion optimisée de l'alternateur

La fonctionnalité de gestion optimisée de l'alternateur n'est pas non plus spécifique aux véhicules hybrides. Elle consiste à optimiser le point de fonctionnement de l'alternateur en fonction de la demande des auxiliaires, de la charge du moteur thermique et de l'état de charge de la batterie. Ainsi, contrairement au pilotage traditionnel visant à maintenir la tension de la batterie du réseau de bord autour de 14 V, une gestion optimisée pourra autoriser la décharge de la batterie lors des phases où le prélèvement de puissance sur le moteur thermique implique de faibles rendements, et au contraire recharger la batterie sur les phases où l'alternateur pourra permettre d'augmenter la charge sur le moteur thermique et ainsi augmenter le rendement de fonctionnement. Ce pilotage de l'alternateur pourra également permettre d'optimiser la récupération d'une partie de l'énergie lors des phases de freinage.

Afin de tirer le maximum de cette fonctionnalité, celle-ci pourra nécessiter l'utilisation d'alternateurs à haut rendement et pilotés (remplacement du redresseur à diodes par un convertisseur à IGBT) et de batteries pouvant accepter une profondeur de décharge et des cyclages plus importants que les batteries de démarrage traditionnelles.

### 1.3.3 Stop&Start (S&S)

Le S&S est la fonctionnalité permettant d'arrêter le moteur thermique durant les phases où le véhicule est à l'arrêt (ou en phase d'arrêt) et de le redémarrer rapidement dès que le conducteur en exprime le souhait (relâchement de la pédale de frein par exemple).

D'un point de vue intégration, plusieurs contraintes sont à prendre en compte.

En ce qui concerne l'alternateur, deux solutions sont majoritairement employées. La première consiste à remplacer le démarreur traditionnel par un démarreur renforcé pouvant supporter les fortes contraintes thermiques et de fatigue des matériaux dues aux démarrages plus fréquents (phase d'embouteillage par exemple). La seconde consiste à utiliser un alerno-démarreur permettant de regrouper la fonctionnalité du démarreur et de l'alternateur dans une seule machine électrique. Pour cette solution, la transmission de la puissance de démarrage devant être réalisée par la courroie, cette dernière doit alors être adaptée notamment en intégrant un tendeur réversible.

Concernant la batterie, celle-ci devra avoir une capacité un peu plus importante qu'un véhicule conventionnel et devra surtout supporter des profondeurs de décharge et un nombre de cycles plus importants du fait de l'alimentation des auxiliaires uniquement par la batterie lorsque le moteur thermique est arrêté.

Enfin, un contrôle spécifique du S&S devra être implémenté dans le calculateur notamment afin d'intégrer des fonctions d'inhibition du S&S. Ainsi les arrêts trop fréquents ou les arrêts lors de la montée en température du moteur thermique et du catalyseur devront être interdits dans un souci d'efficacité du système de dépollution (catalyseur inopérant en dessous d'une certaine température). Des inhibitions de la fonction pourront également être implémentées afin d'empêcher l'arrêt du moteur thermique lors des manœuvres de parking, lorsque des auxiliaires forts consommateurs sont utilisés (système désembuage, de dégivrage, climatisation) ou lorsque l'état de charge de la batterie est trop faible.

Cette fonctionnalité est de plus en plus répandue sur les véhicules conventionnels et représente un premier pas vers l'électrification du véhicule. Selon le constructeur, différentes dénominations

commerciales seront utilisées : Stop & Start chez Citroën, Auto Stop Start chez BMW, Smart Idle Stop chez Mazda.

### 1.3.4 Freinage récupératif

Le freinage récupératif consiste à récupérer l'énergie (tout ou partie) mise en jeu lors du freinage grâce aux composants de la chaîne de traction et à un système de stockage d'énergie réversible. Dans le cadre de cette thèse, le freinage récupératif consistera à utiliser la, ou s'il y a lieu, les machines électriques de traction (en lien avec les essieux du véhicule) en mode génératrice lors des phases de freinage et ainsi récupérer de l'énergie pour recharger la batterie.

La fonctionnalité de freinage récupératif pourra être implémentée dès les plus faibles degrés d'électrification du véhicule. Cependant, au-delà de l'énergie théoriquement récupérable au freinage, les potentialités du freinage récupératif dépendront de la capacité des machines électriques et de la batterie à absorber la puissance de freinage, ainsi que de la capacité de la batterie à stocker la quantité d'énergie correspondante. Ainsi, l'alternateur-démarrateur i-StARS de Valeo peut être piloté durant les phases de freinage pour récupérer une partie de l'énergie, mais il sera alors combiné à un système de super-capacité servant de tampon et permettant d'absorber le maximum de puissance.

L'optimisation de la récupération d'énergie au freinage nécessitera la minimisation des pertes dans la chaîne de traction. Ainsi, dans le cas de la Honda Civic qui est un mild-Hybrid d'architecture parallèle pré-transmission, le moteur thermique ne pouvant pas être déconnecté des roues, un système de désactivation des soupapes a été intégré afin de diminuer les pertes par pompage lorsque le moteur est entraîné [Ogawa et al. (2003)].

### 1.3.5 Assistance électrique

L'assistance électrique (ou boost électrique), qu'elle ait lieu durant les phases de décollage ou durant les phases de roulage, permet d'apporter, grâce à la chaîne de traction électrique, un supplément de puissance à la chaîne de traction thermique lors de fortes demandes ou bien lorsque le système de gestion de l'énergie estime que cela sera bénéfique à la consommation globale du véhicule. Cette fonctionnalité pourra être utilisée afin d'augmenter les performances dynamiques du véhicule (phase de décollage, reprise) ou afin d'utiliser le moteur thermique sur un point de fonctionnement moins chargé et ainsi atteindre de meilleurs rendements (la zone de pleine charge se caractérisant par des stratégies de surenrichissement ou de retrait d'avance entraînant une dégradation du rendement).

Cette fonctionnalité nécessite une électrification plus importante du véhicule avec l'intégration de composants (machine électrique, batterie) de puissances importantes (à partir de 10 kW).

### 1.3.6 Flux série

Le flux série consiste à dériver une partie de la puissance produite par le moteur thermique sur la machine électrique afin de générer un courant permettant la recharge de la batterie. Cette fonctionnalité est une évolution de la gestion optimisée de l'alternateur pour des véhicules de degré d'électrification plus important et pouvant mettre en jeu des puissances de charge plus importantes.

La fonctionnalité de flux série est ici mise en parallèle du mode d'assistance électrique, car ces deux fonctionnalités représentent les deux modes de fonctionnement en traction hybride. Le premier est un mode dans lequel le moteur thermique fournit moins de puissance que celle demandée, la machine électrique fournissant alors le reste de la puissance en mode traction (la batterie se décharge). Le second est un mode dans lequel le moteur thermique fournit plus de puissance que celle demandée, la machine électrique absorbant alors la puissance excédentaire en mode génératrice (la batterie se charge).

Cette fonctionnalité pourra être utilisée dans différents cas de figure, comme lorsqu'il est énergétiquement plus intéressant d'utiliser le moteur thermique sur une zone plus chargée que celle requise en traction thermique, ou bien dans des cas de figure limite, par exemple lorsque la batterie est sur le point d'atteindre son état de charge minimal.

### **1.3.7 Mode électrique**

La fonctionnalité de mode électrique consiste à assurer, d'une part, la traction du véhicule et d'autre part, l'alimentation des auxiliaires électriques, sans avoir recours à l'énergie du carburant. Cependant nous nous concentrerons ici sur la fonctionnalité de traction électrique.

Même si, compte tenu des puissances demandées à la roue en traction, le mode électrique ne sera implémenté qu'à partir d'un certain degré d'électrification, il sera tout de même limité par différents facteurs. Ainsi, on pourra distinguer les modes électriques pouvant être manuellement enclenchés (mode « client »), des modes électriques étant sélectionnés automatiquement par le superviseur (mode « superviseur »), par exemple selon un optimum énergétique. Le mode électrique pourra également être limité par la puissance électrique disponible, on différenciera alors les véhicules selon le type d'usage sur lequel ils pourront être utilisés en mode électrique. On parlera par exemple de véhicule « Urban capable » [Tate et al. (2008)] pour les véhicules possédant une puissance électrique suffisante pour être utilisés sur un usage typé urbain. Enfin, l'autonomie électrique atteignable par le véhicule sera limitée par la quantité d'énergie pouvant être stockée dans la batterie.

Compte tenu de ces limitations, il sera important d'optimiser l'utilisation du mode électrique, l'objectif étant alors de minimiser les pertes dans la chaîne de traction notamment en s'assurant de l'absence de rotation du moteur thermique. De fait, l'implémentation du mode électrique sera plus ou moins complexe selon les architectures. Parmi les cas les plus simples se trouve celui de l'architecture série pour laquelle le moteur thermique n'est pas connecté aux roues. L'architecture hybride parallèle nécessitera un mécanisme permettant de déconnecter le moteur thermique des roues (embrayage par exemple). Le cas du système THS (Toyota Prius entre autres) est quant à lui plus complexe car il impose de piloter la machine de variation de vitesse (et donc de consommer de l'énergie) afin que le moteur thermique ne soit pas entraîné par le train épicycloïdal.

Pour finir, on notera que dans le cas des véhicules hybrides possédant une autonomie importante en mode électrique, leur batterie contiendra une quantité importante d'énergie (typiquement entre 5 et 15 kWh), et que par conséquent, cette fonctionnalité sera généralement accompagnée de la fonctionnalité de recharge de la batterie sur le réseau comme nous le verrons ci-dessous.

### **1.3.8 Recharge de la batterie sur le réseau électrique**

Comme nous l'avons indiqué, la fonctionnalité de recharge de la batterie sur le réseau est généralement associée aux fonctionnalités de mode électrique étendu et d'autonomie électrique importante.

Cette fonctionnalité présente aujourd'hui plusieurs problématiques majeures. D'une part les durées de recharge qui, même en ayant recours à des recharges rapides, restent largement supérieures à la durée nécessaire pour faire le plein d'un véhicule conventionnel. D'autre part, du fait des difficultés pour les usagers de trouver un lieu pour recharger leur véhicule (infrastructures de recharge pas assez nombreuses, complexité pour l'installation de bornes de recharge dans les parkings privés). Et enfin, à une échelle plus globale, du fait de l'impact sur le réseau électrique que pourrait avoir un recours massif à la recharge des véhicules par exemple à la fin de la journée et particulièrement dans le cas de recharge rapide impliquant de fortes puissances.



La fonctionnalité de recharge de la batterie sur le réseau nécessite l'intégration d'un chargeur embarqué dont le rôle est d'une part d'adapter les courants et tensions du réseau à des valeurs acceptables par la batterie grâce à l'utilisation d'un convertisseur de type AC/DC, et d'autre part de gérer la recharge de la batterie en s'assurant d'atteindre son état de charge maximal sans la détériorer.

## **1.4 Typologie et degrés d'électrification des véhicules hybrides**

Nous venons de voir que l'électrification du véhicule permet d'apporter de nombreuses fonctionnalités. Cependant toutes ces fonctionnalités ne seront bien évidemment pas présentes dans l'ensemble des véhicules hybrides. Afin de différencier et classifier les véhicules hybrides, une typologie basée sur les fonctionnalités intégrées dans le véhicule est communément utilisée [Badin et al. (2012), Tate et al. (2008)]. C'est cette typologie qui sera détaillée dans cette section.

*La typologie des véhicules hybrides utilisant des abréviations anglaises, nous traduirons ces termes en français lors de leurs introductions, mais utiliserons les termes anglais par la suite.*

### **1.4.1 Véhicule conventionnel**

Par véhicule conventionnel on entend ici le véhicule traditionnel, fonctionnant uniquement grâce à un moteur thermique transformant l'énergie issue des hydrocarbures en énergie mécanique. Ce véhicule n'est pas un véhicule hybride, cependant il pourra tout de même intégrer certaines des fonctionnalités décrites en 1.3. Ainsi, l'utilisation d'une gestion optimisée de l'alternateur et/ou d'une gestion optimisée de la boîte de vitesses permettra de diminuer les consommations du véhicule conventionnel sans toutefois nécessiter d'électrification (si ce n'est celle nécessaire au pilotage de la boîte de vitesses).

### **1.4.2 Véhicules micro-HEV (ou micro-hybrid)**

Les micro-hybrid (micro hybride) sont les véhicules dont le degré d'hybridation est le plus faible. En plus des fonctionnalités implémentables sur un véhicule conventionnel, les micro-hybrid possèdent la fonctionnalité de S&S. Dans les cas des micro-hybrid, cette fonctionnalité est assurée par un alterno-démarrreur (ou par un démarreur renforcé) comme nous l'avons vu en 1.3.3 et l'intégration peut donc avoir lieu directement sur un véhicule conventionnel sans modifications complexes.

Certains micro-hybrid possèdent de plus la possibilité de récupération d'énergie au freinage, ils sont alors parfois appelés soft-hybrid mais cette dénomination n'est pas universellement utilisée. En effet la différenciation des micro-hybrid et des soft-hybrid est compliquée sachant que tout véhicule équipé d'un alternateur peut utiliser cet alternateur pour récupérer une partie de l'énergie du freinage. On pourra cependant noter que des systèmes S&S ont été développés spécifiquement pour augmenter la puissance de freinage récupératif. C'est notamment le cas du système StARS + X de Valeo qui combine un alterno-démarrreur de type i-StARS (comme les S&S) couplé à un système de super-capacité et qui permet de récupérer une puissance en freinage allant jusqu'à 4 kW.

### **1.4.3 Véhicules mild-HEV (ou mild-hybrid)**

Les véhicules mild-hybrid se caractérisent par l'intégration des fonctionnalités d'assistance électrique et de flux série en plus de celles implémentées dans les micro-hybrid. Dans le cas du mild-hybrid ces fonctionnalités seront tout de même limitées mais nécessiteront l'utilisation d'une puissance électrique (au niveau machine et batterie) et d'une énergie stockée (au niveau batterie) plus importantes. L'utilisation de machine(s) électrique(s) dédiée(s) et intégrée(s) sera donc le cas général tout comme l'utilisation d'une batterie ayant une meilleure densité énergétique et une meilleure résistance au cyclage. Sur ce type de véhicule, l'utilisation de la batterie se fera en maintien de l'état

de charge (Charge Sustaining ou CS) alternant la décharge (assistance électrique) et la charge (flux série, récupération au freinage) de la batterie. Compte tenu de l'apport de l'assistance électrique sur les appels de puissance, le moteur thermique pourra être sous-dimensionné par rapport à un véhicule conventionnel de performances identiques.

Parmi les exemples de mild-hybrid, on pourra citer les Honda Insight et Civic ou encore la Mercedes S400 Hybrid pour laquelle le gain apporté par l'hybridation atteint 22 % sur le cycle NEDC [Back (2008)].

### 1.4.4 Véhicules Full-HEV (ou Full-hybrid)

Les véhicules Full-hybrid sont une évolution des véhicules mild-hybrid, pour lesquels la fonctionnalité de mode électrique a été ajoutée. L'intégration de cette fonctionnalité nécessite le recours à des composants électriques plus performants (puissance, énergie) afin que le mode électrique puisse assurer seul la traction du véhicule, cette augmentation des performances des composants électriques profitant également aux autres fonctionnalités du véhicule. On notera cependant que dans cette catégorie de véhicule, le mode électrique est limité, d'une part en puissance (il ne pourra donc être enclenché sur tous les usages) et d'autre part en énergie (les véhicules full-hybrid ne possédant pas réellement d'autonomie électrique). Ainsi, la Toyota Prius qui fut le premier full-hybrid commercialisé à grande échelle dès 1999, possède un mode électrique qui ne pourra s'enclencher que pour des vitesses inférieures à 60 km/h et pour des accélérations faibles, l'autonomie en mode électrique atteignant au maximum 2 km. Dans ce type de véhicule la batterie sera également utilisée en CS. Le moteur thermique pourra aussi être sous dimensionné en compensant la diminution de la puissance par la puissance apportée ponctuellement par la machine électrique.

Grâce à la combinaison de ces fonctionnalités, l'hybridation de type full-hybrid des véhicules permet d'atteindre des gains importants en consommation et en émissions de CO<sub>2</sub>. Pour le véhicule full-hybrid 3008 Hybrid4 de PSA, des gains de 21 % sur le cycle NEDC et pouvant aller jusqu'à 30 à 35 % sur un usage urbain sont annoncés par rapport à un véhicule conventionnel équivalent (voir Figure 1-2).

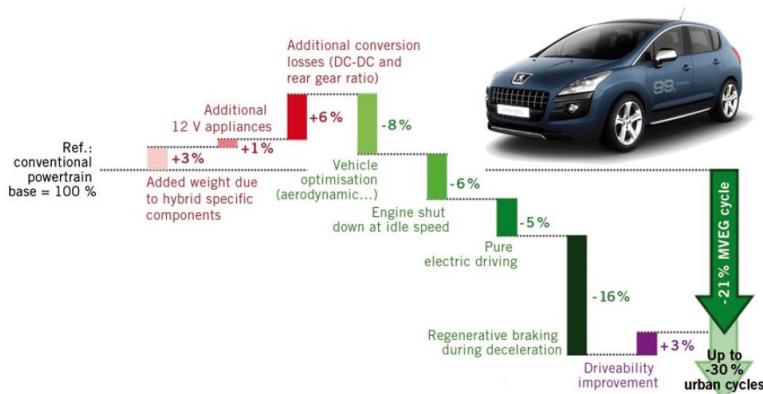


Figure 1-2 Détail des gains apportés par l'hybridation full-hybrid sur la Peugeot 3008 Hybrid4 [Agliany et al. (2012)]

Le nombre de véhicules full-hybrid a fortement augmenté au cours de ces cinq dernières années, un grand nombre de constructeurs proposant désormais au moins un des véhicules de leur gamme dans une version full-hybrid. On pourra citer Toyota qui a étendu son système THS à une grande partie de sa gamme, PSA avec son système Hybrid4, Audi sur son SUV Q5, BMW avec le système ActiveHybrid de sa série 5. Ces véhicules représentent en effet une vitrine technologique, notamment en proposant la fonctionnalité de mode électrique, tout en limitant leur surcoût d'achat à une valeur

acceptable et sans rapport avec le surcoût dû à l'intégration des batteries nécessaires au véhicule hybride rechargeable dont nous allons parler ci-après.

### 1.4.5 Véhicule PHEV (ou Plug-in hybrid)

Une définition du véhicule hybride plug-in est donnée dans [SAE (2008)] comme étant un "véhicule hybride ayant la capacité de stocker et d'utiliser de l'énergie électrique extérieure dans le système rechargeable de stockage de l'énergie".

Ces véhicules ont donc la particularité d'offrir la fonctionnalité de recharge du système de stockage d'énergie (SSE) par une source extérieure d'énergie (électricité du réseau). Cette fonctionnalité autorise la décharge de la batterie durant l'utilisation du véhicule et nécessite l'augmentation de l'énergie du SSE et une modification radicale de l'utilisation de l'énergie électrique embarquée, on parlera alors de fonctionnement en Charge Depleting (CD) contrairement à l'utilisation en Charge Sustaining (CS) des véhicules hybrides non rechargeables. Deux stratégies de Charge Depleting pourront être distinguées, le « Charge Depleting All Electric » (CD-AE) qui consiste à réaliser la décharge de la batterie en mode tout électrique et le « Charge Depleting Blended » (CD-Blended) qui consiste à décharger la batterie en utilisant les deux sources d'énergie [Axsen et al. (2010)]. Selon les fonctionnalités du véhicule, ses performances et la gestion de l'énergie implémentée, ces différentes stratégies pourront être utilisées dans différentes logiques (voir Figure 1-3), soit afin de maximiser l'utilisation du mode tout électrique, soit afin de minimiser le fonctionnement en CS, i.e. lorsque la batterie est déchargée.

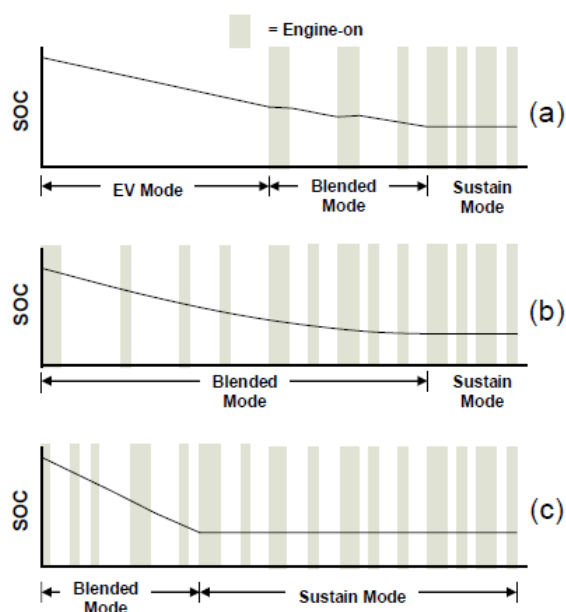


Figure 1-3 Représentation de différentes stratégies de Charge Depleting [Duoba et al. (2007)]

Les véhicules de types PHEV pourront bénéficier d'une conduite en mode tout électrique étendue grâce à une électrification plus importante de la chaîne de traction, aussi bien en termes de puissance qu'en termes d'énergie embarquée. Cependant l'utilisation du mode électrique pourra être limitée par trois contraintes : la puissance de la chaîne de traction électrique, la vitesse maximale en mode électrique (cinématique de la transmission) et l'énergie stockée dans la batterie.

Ainsi, les PHEV peuvent être divisés en trois sous-catégories selon leurs limitations de fonctionnement [Tate et al. (2008)].

#### **1.4.5.1 PHEV Urban capable**

Le PHEV « Urban capable » tel que définit dans [Tate et al. (2008)] est un véhicule hybride rechargeable pour lequel la décharge en mode électrique (CD-AE pour Charge Depleting All Electric) ne pourra être réalisée que sur des usages de type urbain, soit pour des raisons de puissance de la chaîne de traction (limitation au niveau de la machine électrique et/ou de la batterie), soit pour des raisons de vitesse limite de fonctionnement en mode électrique. Sur ce type de véhicule, une fois la batterie déchargée, le véhicule fonctionne alors en CS (Charge Sustaining) comme un full-HEV. Le moteur thermique pourra donc être légèrement sous-dimensionné par rapport au véhicule conventionnel de performances équivalentes, la chaîne de traction électrique pouvant toujours apporter une assistance électrique même en CS.

La Toyota Prius Plug-in fait partie de cette catégorie de véhicule, avec une vitesse maximale d'utilisation du mode électrique de 100 km/h sur plat lui interdisant l'utilisation de ce mode sur des usages autoroutiers. Sur le cycle normalisé européen, sa batterie Li-ion de 4,4 kWh lui confère une autonomie d'environ 25 km.

#### **1.4.5.2 No Compromise EREV (Extended Range Electric Vehicle)**

Un véhicule de type EREV est basé sur un véhicule électrique de pleines performances. Le véhicule de type EREV se distingue donc du PHEV par le fait que l'ensemble des performances dynamiques est réalisable en mode électrique et il se distingue du EV (electric vehicle) par le fait qu'il embarque un moteur thermique afin de produire de l'énergie et ainsi augmenter l'autonomie globale du véhicule [Tate et al. (2008)]. Le prolongateur d'autonomie a alors le rôle, soit de recharger la batterie, soit de contribuer directement à la traction du véhicule en transmettant sa puissance aux roues (directement ou par le biais des machines électriques).

Dans une E-REV « No compromise », les performances du véhicule ne doivent pas varier selon l'état de charge de la batterie. Le moteur thermique doit donc être suffisamment puissant pour palier à la chute ou diminution de la puissance électrique disponible lorsque la batterie est proche de son état de charge minimal.

La Chevrolet Volt développée par GM a été conçue sur ce principe. Le mode électrique permet d'atteindre une vitesse de 160 km/h et ainsi de réaliser la majorité des usages sans avoir recours au moteur thermique. Cependant, lorsque la batterie est déchargée, un moteur thermique de 63 kW vient alors apporter sa puissance à la chaîne de traction.

#### **1.4.5.3 EREV**

Le moteur thermique n'a dans cette application que pour objectif de transformer de l'énergie thermique en énergie électrique et ce afin de pallier au problème de la décharge de la batterie. Le moteur thermique n'ayant pas besoin de développer beaucoup de puissance (en comparaison aux moteurs équipant actuellement les véhicules conventionnels ou à la version EREV no compromise), il pourra être dimensionné dans ce but. Des technologies de type Wankel (moteur rotatif) sont notamment à l'étude afin de réaliser des moteurs de faibles cylindrées [Varnhagen et al. (2010)].

### **1.5 Les différentes architectures de la chaîne de traction des véhicules hybrides**

Dans les paragraphes suivants seront présentées succinctement les principales architectures existantes à l'heure actuelle et permettant d'intégrer les composants nécessaires à la réalisation des fonctionnalités décrites auparavant. Pour une description plus détaillée, le lecteur pourra se référer aux

ouvrages suivants [Badin et al. (2012), Guzzella and Sciarretta (2007), Ehsani et al. (2005), Fuhs (2008)].

### 1.5.1 Architecture Parallèle

Dans cette configuration la machine électrique de traction est liée mécaniquement au moteur thermique, de telle sorte que la puissance à la roue puisse être fournie simultanément ou par alternance par les deux composants. Il existe de nombreuses façons de relier mécaniquement ces deux composants, les deux principes majeurs étant le couplage par addition de couple et le couplage par addition de vitesse.

Le couplage par addition de vitesse sera réalisé par l'intermédiaire d'un train épicycloïdal. Cette solution technologique n'a, en l'état, jamais été industrialisée dans sa configuration parallèle pure mais ce type de couplage sera utilisé dans les architectures à dérivation de puissance que nous évoquerons par la suite.

Le couplage par addition de couple est quant à lui plus répandu et trouve de nombreuses applications. On pourra distinguer trois techniques principales de couplage : le couplage pré-transmission (voir Figure 1-4), le couplage post-transmission et le couplage par la route. Le couplage pré-transmission consiste à intégrer la machine électrique de traction en amont de la transmission (boîte de vitesses, CVT,...), soit par un système de poulies et courroies (faibles puissances type S&S), soit par pignons, soit en coaxial, en utilisant par exemple une prolongation du vilebrequin du moteur thermique ou de l'arbre primaire de la boîte de vitesses comme rotor de la machine électrique. Le couplage post-transmission consiste à intégrer la machine électrique en aval de la transmission. Enfin, le couplage par la route consiste à transmettre la puissance du moteur thermique et de la machine électrique de traction par deux essieux différents (Peugeot 3008 Hybrid4). Dans tous les cas, on notera qu'il est intéressant de conserver un moyen de découplage du moteur thermique afin de minimiser les pertes lors de l'utilisation du mode électrique.

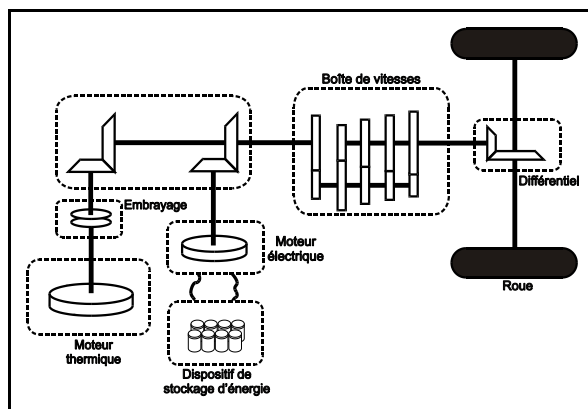


Figure 1-4 Schéma synoptique d'une architecture parallèle pré-transmission

L'architecture d'addition de couple est actuellement celle qui est la plus utilisée dans les applications micro- et mild-Hybrid (Honda Insight, S&S divers constructeurs), mais est également présente sur des hybridations de type full-hybrid (Peugeot 3008 Hybrid4) ou Plug-in (Porsche Panamera S E-Hybrid). Ce type d'architecture ne nécessitant qu'une seule machine électrique de puissance, cela représente notamment un atout en termes d'intégration (coût et encombrement), vis à vis des architectures concurrentes (dérivation de puissance ou série).

### 1.5.2 Architecture Série

C'est l'architecture qui se rapproche le plus d'un véhicule électrique dans le sens où la totalité de la puissance fournie à la roue provient de la machine électrique de traction. Afin d'assurer les performances dynamiques du véhicule, cette machine devra donc être dimensionnée avec les mêmes contraintes que celles d'un véhicule électrique. La machine électrique de traction d'un hybride série peut donc être alimentée par deux sources d'énergie électrique, l'une provenant du moteur thermique relié à une seconde machine électrique (génératrice), et l'autre étant assurée par la batterie (voir Figure 1-4). La dissociation du point de fonctionnement du moteur thermique (régime/couple) de celui de la machine électrique de traction, permet d'envisager des stratégies de gestion visant à optimiser l'utilisation du moteur thermique. Il pourra, dès lors, être intéressant d'optimiser le rendement du moteur sur des points précis.

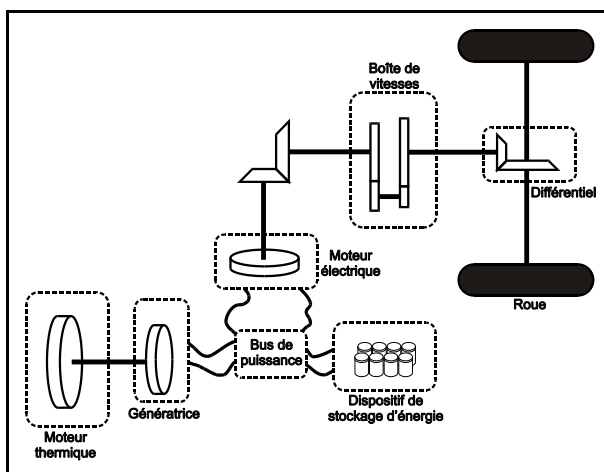


Figure 1-5 Schéma synoptique d'une architecture série

Les véhicules de types série seront majoritairement associés à des systèmes intégrant de fortes capacités de stockage (PHEV ou E-REV). Cette application ouvre de nouvelles perspectives d'un point de vue du développement du moteur thermique, celui-ci n'ayant plus à assurer ni une puissance instantanée élevée, ni des transitoires violents. Le surcoût impliqué par l'utilisation d'une seconde machine électrique de puissance est un inconvénient de cette architecture. On notera également que cette architecture est réputée pour posséder de mauvais rendements sur des usages de type autoroutier.

### 1.5.3 Architecture série-parallèle

Ce type d'architecture a pour but de permettre le passage d'un fonctionnement de type parallèle à un fonctionnement de type série, et ainsi d'utiliser le mode de fonctionnement le plus rentable suivant les conditions d'utilisation. Cette architecture nécessite donc un moteur thermique et deux machines électriques de puissance, le mode de transmission pouvant être soit série, soit parallèle (une combinaison des deux ne présentant pas d'intérêt dans la plupart des cas d'utilisation) le changement de mode pourra être réalisé par action sur différents embrayages. Cette solution a été étudiée par des équipementiers mais n'a, à ce jour, jamais été industrialisée.

### 1.5.4 Architecture à dérivation de puissance

L'architecture à dérivation de puissance est une variante de l'hybridation série-parallèle dans laquelle un fonctionnement concomitant en série et parallèle est rendu possible grâce à l'utilisation d'un ou plusieurs trains épicycloïdaux permettant de répartir en continu l'énergie dans les différentes branches de la transmission. Cette architecture nécessite par conséquent à minima deux machines électriques. Différentes configurations ont été à ce jour étudiées et ou commercialisées.

La configuration de type input split est celle utilisée dans le système THS (depuis renommé HSD) de Toyota équipant la première Prius en 1997 [Kimura et al. (1999)] mais ayant été étendue à une grande partie de la gamme du constructeur et également utilisée pour les véhicules hybrides Lexus. Dans cette architecture, le moteur thermique est connecté au porte-satellites, alors que la machine électrique de variation de vitesse est connectée au soleil du train épicycloïdal. La couronne est quant à elle connectée aux roues par le biais d'un axe de transmission sur lequel est monté la machine électrique de traction (voir Figure 1-6). La puissance produite par le moteur thermique et transitant par la machine de variation de vitesse représente la part série (flux dérivé) alors que la puissance transitant directement vers les roues représente la part parallèle.

Des configurations de type compound multi-modes ont été développées afin de réduire le flux dérivé et donc d'améliorer le rendement global de la transmission. Ces configurations utilisent alors plusieurs trains épicycloïdaux et des embrayages permettant de passer d'un mode à l'autre.

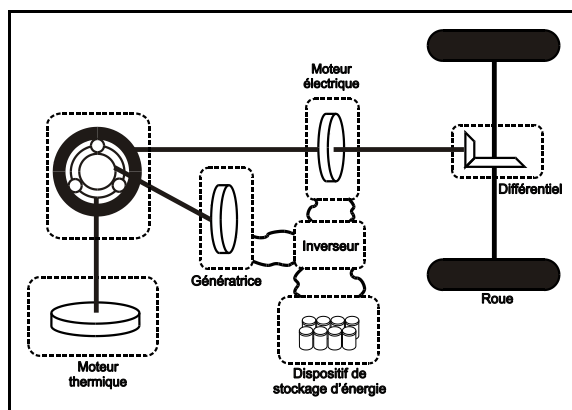


Figure 1-6 Schéma synoptique d'une architecture à dérivation de puissance de type input powersplit

Enfin la configuration de type output split, qui se différencie de la solution input split par la position du train épicycloïdal dans la transmission, a été utilisée dans une version quatre modes (deux modes électriques et deux modes hybrides) par General Motors dans la transmission 4ET50 équipant la Chevrolet Volt [Miller et al. (2011)].

## 1.6 Description des architectures et des degrés d'électrification étudiés dans le cadre de la thèse

L'état de l'art a montré que l'hybridation d'un véhicule pouvait être abordée sous différentes perspectives, notamment au niveau du choix des fonctionnalités et du choix des architectures. Cependant, au commencement de cette thèse, les véhicules hybrides alors sur le marché n'étaient pas représentatifs de cette diversité. Les véhicules d'architectures parallèles, qui présentent l'avantage de n'avoir qu'une seule machine électrique et une transmission proche de celle d'un véhicule conventionnel, n'étaient alors représentés que par des véhicules de faibles taux d'hybridation (Stop&Start, mild-hybrid). Pour les taux d'hybridation plus élevés (full-hybrid, PHEV) seules des configurations de type power-split (chez Toyota avec le système THS, chez General Motors avec le système équipant la Chevrolet Volt) étaient alors disponibles. Or ces systèmes sont coûteux (2 machines électriques puissantes, systèmes d'embrayages complexes pour certaines) et les constructeurs privilégient leurs intégrations dans des véhicules de gammes supérieures afin de diluer le surcoût.

Une solution permettant de profiter des gains apportés par les forts taux d'hybridation, tout en limitant les difficultés d'implémentation et les surcoûts trop importants, consiste à allier des fonctionnalités de type Full-hybrid ou PHEV avec une architecture de type parallèle. Afin d'optimiser le fonctionnement en mode électrique et en récupération, il sera nécessaire d'avoir un système

permettant de débrayer le moteur thermique (nécessite une gestion complexe de l'embrayage). Cette solution est cependant envisageable afin d'intégrer des taux d'hybridation importants dans des véhicules de gammes intermédiaires. Cette solution est celle que nous avons retenue dans le cadre de la thèse.

Afin d'évaluer les potentialités de l'hybridation des véhicules, nous avons décidé d'étudier différentes étapes de l'hybridation, en partant d'un véhicule conventionnel et en allant jusqu'à un véhicule hybride rechargeable (voir Tableau 1-1). Cinq configurations seront basées sur l'architecture d'un véhicule conventionnel sur laquelle pourront être implémentées différentes fonctionnalités telles que la gestion optimisée de l'alternateur, la gestion optimisée de la boîte de vitesses et la fonctionnalité micro-hybrid de Stop&Start. Deux autres configurations hybrides seront ensuite basées sur une architecture parallèle pré-transmission avec possibilité de déconnection du moteur thermique. La première de ces configurations représentera un full-hybrid pouvant fonctionner en mode électrique jusqu'à 60 km/h mais sans autonomie. La seconde représentera un véhicule de type PHEV « Urban capable » dont le mode électrique sera également limité à 60 km/h et pour lequel deux versions d'autonomie différente seront proposées.

Tableau 1-1 Récapitulatifs des caractéristiques des configurations véhicule étudiées dans la thèse

Dénomination	Véhicule Conventionnel					HEV-FullHybrid	PHEV
Architecture véhicule	Conventionnelle					Parallèle pré-transmission	
Déclinaison	00	01	02	03	04	∅	∅
Gestion optimisée du fonctionnement de la batterie		oui				oui	oui
mode de gestion		Charge Sustaining (90 %)				Charge Sustaining (50 %)	Charge Depleting (90 → X %)
plage de fonctionnement		65 – 95 %				35 – 65 % (EoL)* 38 – 62 % (BoL)*	30 – 90 % (EoL)* 42 – 90 % (BoL)*
Optimisation des changements de rapport de boîte de vitesse				oui	oui	oui	oui
Stop & Start			oui		oui	oui	oui
Freinage récupératif	oui					oui	oui
Assistance électrique et flux série**						oui	oui
Mode électrique restreint***						oui sur le 2 <sup>nd</sup> rapport et jusqu'à 60 km/h	oui sur le 2 <sup>nd</sup> rapport et jusqu'à 60 km/h
Mode électrique étendu avec autonomie électrique****							oui sur le 2 <sup>nd</sup> rapport et jusqu'à 60 km/h

\* voir en 2.3.1.1.2 et 5.4.4

\*\* traction hybride

\*\*\* traction électrique sans contrainte de puissance ni d'énergie

\*\*\*\* traction électrique avec contrainte de puissance et d'énergie



## 1.7 Conclusion

Au cours de ce chapitre un aperçu et une comparaison des différentes technologies mises en jeu dans l'hybridation du véhicule ont été réalisés dans le but de sélectionner les solutions qui seront étudiées dans la suite de cette thèse.

Ainsi, sept configurations véhicule différentes ont été définies en se basant sur deux architectures différentes. Cinq de ces configurations sont basées sur l'architecture d'un véhicule conventionnel et représentent les différents degrés d'optimisation implémentables dans ce type de véhicule sans nécessiter de modifications importantes. Parmi ces cinq configurations, un véhicule sans optimisation a été défini afin de servir de véhicule de référence pour les différents calculs réalisés dans le cadre de la thèse. Les quatre autres configurations basées sur cette architecture présentent une gradation de l'optimisation allant de la gestion optimisée de l'alternateur à la fonctionnalité micro-hybrid de S&S en passant par une gestion optimisée de la boîte de vitesses. La seconde architecture, du type parallèle pré-transmission, servira à modéliser une configuration de type Full-hybrid et une configuration de type PHEV urban capable qui sera déclinée pour deux autonomies électriques différentes.

L'objectif du prochain chapitre sera de sélectionner les technologies des composants implémentés dans nos différentes configurations véhicule.

# Chapitre 2

## Technologies des composants de la chaîne de traction hybride électrique

### 2.1 Introduction

Ce chapitre aborde les principaux composants de la chaîne de traction du véhicule hybride électrique. L'objectif est ici de réaliser un état de l'art des technologies étant aujourd'hui utilisées dans l'électrification du véhicule pour chacun des composants de la chaîne de traction (moteur thermique, batterie, machine électrique, électronique de puissance, transmission). En se basant sur différents critères tel que le coût, la maturité de la technologie, son adéquation avec l'architecture du véhicule, une technologie sera alors sélectionnée pour chaque composant afin d'être utilisée dans la suite de la thèse.

### 2.2 Batterie

#### 2.2.1 Grandeurs caractéristiques des batteries pour une approche système

##### 2.2.1.1 Enveloppe de fonctionnement de la batterie

L'enveloppe de fonctionnement de la batterie représentée dans la Figure 2-1, récapitule quelques-unes des principales caractéristiques de la batterie lorsqu'on la considère comme un composant du système véhicule. Cette enveloppe de fonctionnement est exprimée en fonction de l'état de charge de la batterie SOC (State Of Charge) et de la puissance maximale en charge et en décharge. Le SOC est l'image de la capacité adimensionnée par la capacité maximale de la batterie. Les courbes de puissances maximales sont déterminées de telle sorte que lorsque la batterie est sollicitée avec de telles puissances, ses limites en intensité et en tension ne soient pas dépassées. On pourra remarquer que les courbes de puissance en charge et en décharge ont des comportements symétriques, i.e. lorsque l'état de charge augmente la courbe de puissance maximale en charge a tendance à diminuer alors que la courbe de puissance maximale en décharge a tendance à augmenter. Ces évolutions sont en partie dues à l'évolution de la tension à vide de la batterie qui augmente lorsque l'état de charge augmente, ce qui diminue l'écart entre la tension à vide et la tension maximale de la batterie (et donc la puissance en charge) et augmente l'écart entre la tension à vide et la tension minimale de la batterie (et donc la puissance en décharge). Des détails et des données chiffrées sur les limites de fonctionnement (en courant, en tension, en puissance) seront donnés pour un cas précis dans le chapitre sur le dimensionnement de la batterie (voir 5.4).

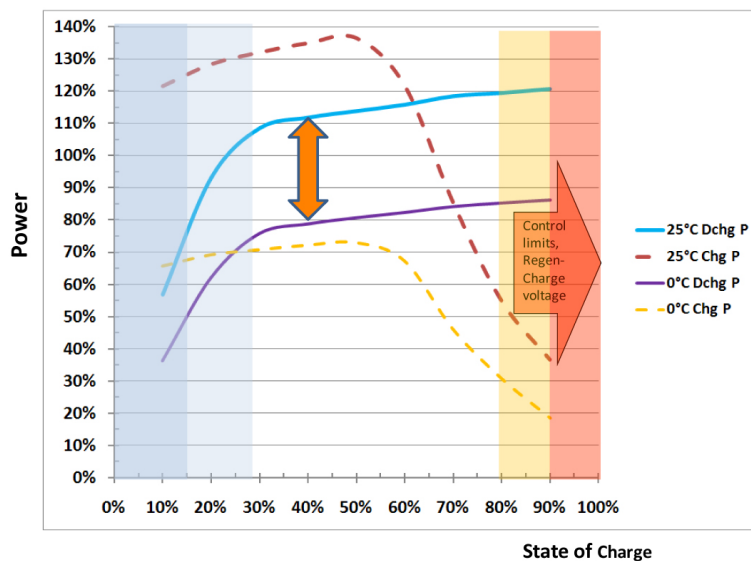


Figure 2-1 Exemple d'enveloppe de fonctionnement de la batterie pour la GM Chevrolet Volt [Matthé et al. (2011)]

### 2.2.1.2 Plage d'utilisation de l'état de charge de la batterie

Comme l'illustre la Figure 2-1, le fonctionnement de la batterie n'est pas uniquement limité par des notions de puissances maximales mais également par des notions de plage d'utilisation en état de charge. Ces limitations ont deux raisons principales.

La première réside dans la corrélation qui existe entre l'évolution des limitations en puissance et l'état de charge, un état de charge faible se traduira par une puissance de décharge très faible, alors qu'un état de charge élevé se traduira par une puissance de recharge très faible. Par conséquent, l'utilisation de la batterie sur un état de charge intermédiaire permettra de réaliser un compromis au niveau de la disponibilité de la puissance en charge et en décharge.

La seconde raison de limitation de la plage d'utilisation de la batterie a pour objectif de protéger la batterie de dégradations pouvant intervenir pour des états de charges extrêmes et pouvant se traduire par un vieillissement accéléré de la batterie (voir 2.2.3).

Les plages d'utilisation retenues dans le cadre de cette thèse sont récapitulées dans le Tableau 1-1 et sont inspirées des différentes préconisations de plage d'utilisation de l'état de charge trouvées dans la littérature [Soria et al. (2007), Nelson et al. (2011), Burke and Van Gelder (2008)] selon le type de véhicule (degré d'électrification), l'usage envisagé de la batterie (CS, CD) et la technologie batterie (plomb, Ni-MH, Li-ion).

L'inconvénient de ces plages d'utilisation réside dans le fait que l'énergie utile peut être très inférieure à l'énergie totale de la batterie et que l'énergie à priori « inutilisée » ajoute un surcoût et un surpoids au véhicule.

### 2.2.1.3 Grandeurs de performances spécifiques

Enfin, le diagramme de Ragone est souvent utilisé dans les phases de choix technologiques afin de comparer les performances de différentes cellules batterie en termes d'énergie et de puissance spécifiques (voir Figure 2-2). Lors des phases de dimensionnement, le rapport P/E, défini comme le rapport entre la puissance spécifique et l'énergie spécifique de la cellule, est également utilisé afin de caractériser le typage de la batterie ou de la cellule. Un typage puissance ( $P/E > 20$ ) sera dédié à des

applications micro- et mild-hybrid alors qu'un typage énergie sera utilisé dans des applications plug-in (P/E entre 2 et 4).

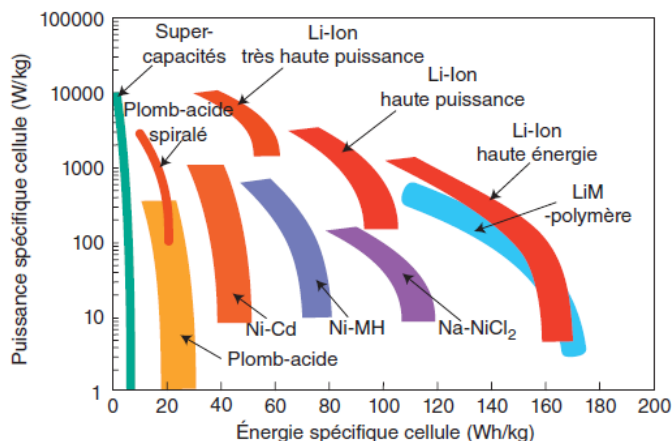


Figure 2-2 Diagramme de Ragone de différentes batteries de traction [Broussely (2002)]

### 2.2.2 Aperçu des différentes technologies de batterie

Parmi les nombreuses technologies d'accumulateurs électrochimiques réversibles (voir Figure 2-3), nous ne nous intéresserons ici qu'aux technologies actuellement les plus employées dans l'électrification des véhicules. Nous aborderons donc, dans cette partie, les accumulateurs de type Plomb, Ni-MH et Li-ion.

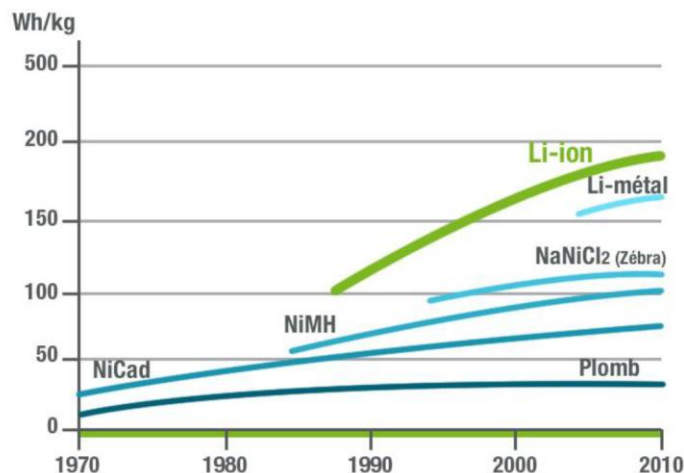


Figure 2-3 Evolution de l'énergie spécifique des batteries rechargeables [Teyssot (2011)]

#### 2.2.2.1 Accumulateurs Plomb

Les batteries au plomb sont aujourd'hui principalement utilisées dans les véhicules particuliers en tant que batterie de démarrage. Ces batteries au plomb traditionnelles ne supportent pas les profondeurs de décharge trop importantes et sont très sensibles à la recharge [Cugnet (2008)]. Une évolution de ces batteries sous la forme de pack de type VRLA (Valve Regulated Lead Acid) profère une meilleure résistance à la décharge et permet l'utilisation de la technologie plomb sur des véhicules hybrides à faible degré d'hybridation type micro-hybrid, comme c'est le cas du système Valeo i-StARS. Pour des applications hybrides nécessitant une énergie embarquée plus importante, la faible énergie spécifique des batteries plomb est un inconvénient (Figure 2-3). Cependant des batteries plomb de nouvelle génération sont aujourd'hui envisagées pour des véhicules de type mild-hybrid ne

nécessitant pas de grande quantité d'énergie stockée et pour lesquels le plomb, du fait de son faible coût présente des performances intéressante en termes de réduction du CO<sub>2</sub> ramené à l'investissement.

### 2.2.2.2 Accumulateurs Ni-MH

Les batteries Ni-MH (Nickel-Métal Hydrure) ont été majoritairement utilisées jusqu'à présent dans les HEV (Toyota Prius, Honda Civic et Insight) et sont désormais éprouvées en termes de vieillissement et de sécurité [Axsen et al. (2010)]. Cependant leur faible énergie spécifique ne convient pas à un usage dans les véhicules à forte hybridation (PHEV, EREV).

### 2.2.2.3 Accumulateurs Li-ion

Le Lithium est un métal très réducteur et possédant une capacité massique très importante (3800 Ah/kg) [Badin et al. (2012)]. De ce fait, il présente un potentiel intéressant pour une utilisation dans un accumulateur électrochimique à forte énergie spécifique et donc pouvant répondre aux besoins des véhicules rechargeables. La réalisation d'accumulateurs à base de Lithium pourra être obtenue sous deux formes : soit sous forme Li-ion, le lithium étant utilisé sous forme ionique venant s'insérer dans l'une ou l'autre des électrodes selon la phase de charge ou de décharge, soit sous forme Li-métal-polymère (LMP), l'électrode négative étant sous forme de Lithium métallique et l'électrolyte étant un polymère.

Nous ne nous intéresserons ici qu'aux technologies Li-ion qui représentent la majorité des applications et des travaux de recherche pour les véhicules rechargeables. On pourra notamment citer l'utilisation d'un pack Li-ion de 16 kWh (LG Chem) dans la GM Chevrolet Volt. Parmi les nombreux matériaux d'insertion utilisable en Li-ion (voir un aperçu en Figure 2-4), nous avons décidé, dans le cadre de cette thèse, de travailler sur la technologie Lithium-Nickel-Manganese-Cobalt (NMC) qui présente un bon équilibre entre énergie spécifique, puissance spécifique, vieillissement, sécurité et coût.

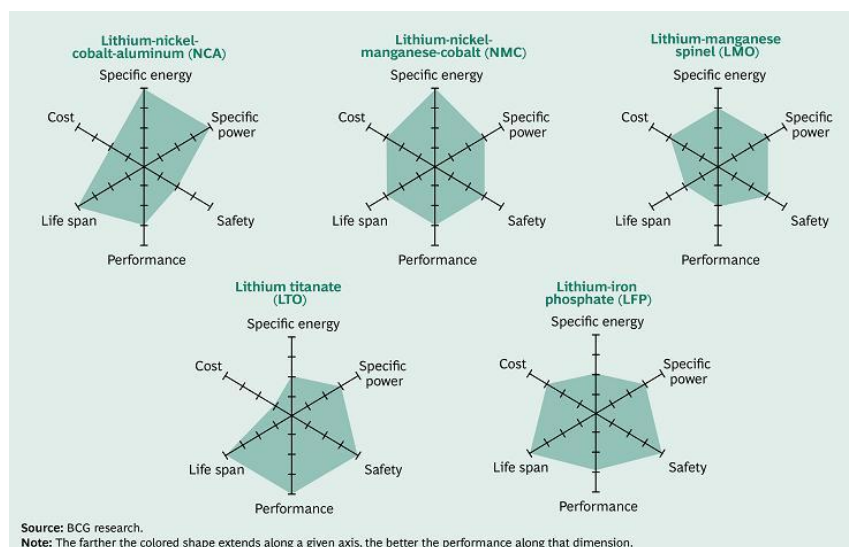


Figure 2-4 Comparaison de différentes chimies pour les batteries Li-ion [BCG (2010)]

### 2.2.3 Les verrous technologiques pour les accumulateurs Li-ion

Comme l'illustre la Figure 2-4 ci-dessus, les accumulateurs Li-ion présentent quelques verrous technologiques sur lesquels des progrès doivent être réalisés afin que les accumulateurs Li-ion soient largement utilisés.

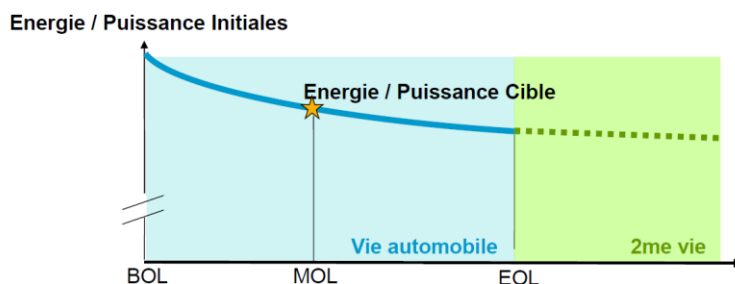
Le premier frein à une utilisation massive des accumulateurs de type Li-ion est leur coût. Ce coût est estimé dans un futur proche [Anderman (2012)] à environ 850 \$/kWh pour un pack de véhicule hybride non rechargeable (450 \$/kWh pour les cellules) et entre 400 et 550 \$/kWh pour un pack de véhicule électrique de 24 kWh selon les volumes de production (290 et 400 \$/kWh pour les cellules).

Des travaux sont également nécessaires afin d’améliorer l’énergie et la puissance spécifique des accumulateurs Li-ion (voir Figure 2-2). Cette amélioration pourra notamment passer par la diminution de la masse de la matière non active de la cellule (enveloppe, connectique) et de celle du pack (enceinte, BMS).

Le vieillissement des accumulateurs rechargeables est également une problématique activement étudiée [Montaru (2009), Badin (2009)]. D’un point de vue électrochimique le vieillissement des accumulateurs de type Li-ion peut être expliqué par différents mécanismes se déroulant à l’anode, à la cathode, au niveau de l’électrolyte ou encore au niveau des collecteurs de courant. Ce vieillissement aura deux principaux effets sur les performances de l’accumulateur : l’augmentation de son impédance et la diminution de sa capacité. Il sera donc nécessaire de quantifier la dégradation des performances entre l’état neuf *BoL* (Begin Of Life) et l’état en fin de vie *EoL* (End Of Life) afin de dimensionner la batterie en conséquence (voir Figure 2-5). Le vieillissement peut être accéléré par différents facteurs tels que les températures extrêmes (à l’usage comme au stockage), des régimes de charge et/ou de décharge trop importants, l’état de charge de fonctionnement ainsi que des variations de cet état de charge.

**Application HEV :** EOL dominé par une perte en puissance (incrément résistance)

**Application PHEV / EV :** EOL dominé par une perte en énergie (ou de capacité)



La durée de vie batterie correspond à celle du véhicule  
**(pas de remplacement)**

Figure 2-5 Définition de la durée de vie de la batterie [Teyssot (2011)]

Enfin les accumulateurs Li-ion sont des éléments sensibles et le dépassement des limitations de fonctionnement (en tension, en température, en courant) peut être à l’origine d’un emballement thermique pouvant à terme engendrer un incendie ou le dégagement de gaz toxique. La sécurité de fonctionnement est donc un point capital dans l’utilisation des accumulateurs Li-ion.

Afin de maîtriser les problèmes liés à la sécurité et au vieillissement des accumulateurs Li-ion, la mise en place d’un outil de supervision de la batterie sera nécessaire (BMS, voir 2.2.4.2).

## 2.2.4 Le pack batterie

### 2.2.4.1 De la cellule au pack

La construction d'un pack batterie consiste à assembler des cellules, dont les caractéristiques sont définies par le fabricant, de telle sorte que le pack batterie réponde aux exigences définies par le constructeur du véhicule (tension nominale, puissance et énergie du pack, refroidissement, encombrement). Les cellules pourront être assemblées en modules qui seront ensuite assemblés pour réaliser le pack (voir Figure 2-6). Ces assemblages pourront être réalisés en connectant les cellules ou les modules en série (augmentation de la tension du pack) ou en parallèle (diminution du courant dans les branches), suivant les niveaux de tension et de courant souhaités.

Au-delà de l'assemblage des cellules (ajout de connectiques), le pack batterie doit également intégrer les fonctions de gestion thermique (système de refroidissement et de chauffage des cellules), de protection physique du pack (enceinte de protection) et de contrôle (BMS), qui auront pour conséquence la dégradation de l'énergie et de la puissance spécifique de celui-ci.

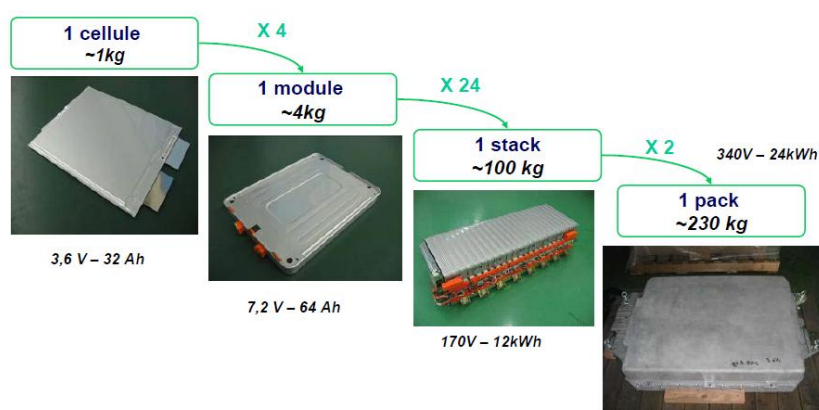


Figure 2-6 Exemple de structure d'un pack de batteries pour un projet VE [Perrin (2009)]

L'intégration de plusieurs cellules au sein d'un pack peut engendrer des problèmes notamment dus à la dispersion des performances des cellules. Cette dispersion pourra aboutir à des différences de comportement d'une cellule à une autre pour une même sollicitation. Par exemple, une cellule dont l'état de charge est plus faible que les autres pourra dégrader les performances de l'ensemble du pack. Afin de minimiser ces risques l'utilisation d'un BMS sera indispensable.

### 2.2.4.2 Le BMS – système de gestion de la batterie

Le BMS (Battery Management System) est un système électronique se trouvant à l'interface entre le superviseur véhicule (gestion de l'énergie, commande des actuateurs) et le pack batterie.

Le BMS assure un rôle de surveillance de la batterie afin de limiter les incursions dans des zones de courants, de tensions ou de températures critiques. Cette surveillance est réalisée à des fins de sécurité (emballement thermique), mais également afin de ralentir le vieillissement des cellules, et d'optimiser leur capacité.

De plus, le BMS doit communiquer en temps-réel des informations concernant l'état de la batterie (température), une estimation de ses performances (puissance disponible, énergie disponible) en fonction de la température du pack ou des cellules, et enfin une estimation de l'état de charge (SOC) et de l'état de santé (SOH).

Enfin, le BMS peut également piloter le système de refroidissement de la batterie ainsi que l'équilibrage des cellules.



## 2.2.5 Choix de la technologie de la batterie retenue dans le cadre de la thèse

Deux technologies batterie différentes ont été retenues dans le cadre de cette thèse afin de s'adapter aux fonctionnalités des véhicules étudiés. Pour le véhicule conventionnel, compte tenu de la quantité d'énergie et des besoins en puissance nécessaires et en prenant en compte l'aspect coût, une batterie au plomb a été sélectionnée (voir caractéristiques et données en 5.4.5). Pour les véhicules hybrides rechargeables (PHEV) et non rechargeables (FullHybrid), nous avons fait le choix d'utiliser la technologie de type Li-ion et plus précisément de type NMC comme nous l'avons vu précédemment. Cette technologie a été retenue compte tenu de ses bonnes performances en densité énergétique et en puissance spécifique. Plus de détails sur ces cellules seront donnés dans le chapitre traitant du dimensionnement de la batterie (voir 5.4.1).

## 2.3 Moteur thermique

### 2.3.1 Grandeurs caractéristiques des moteurs thermiques pour une approche système

Afin d'appréhender le moteur thermique dans une approche système, il sera intéressant d'introduire quelques grandeurs caractéristiques (voir Figure 2-7). Les limitations de fonctionnement du moteur thermique seront ainsi représentées par des limites en régime et des limitations en couple. Les limitations à faible régime sont dues aux difficultés d'obtenir une stabilité du fonctionnement à cause de la variabilité de la valeur moyenne du couple d'un cycle à l'autre mais aussi de variations périodiques importantes du couple à l'intérieur du cycle. La limitation pour les régimes élevés est la conséquence, d'une part, de la chute de rendement à haut régime dû à l'augmentation des frottements, et d'autre part, des contraintes d'intégrité mécanique des composants du moteur thermique pour les régimes élevés. Le couple maximal est lui limité par la quantité d'air pouvant pénétrer dans les chambres de combustion, par la dégradation de la combustion (cliquetis par exemple) ou encore par des contraintes de thermique à l'échappement. Le couple de frein moteur représente la traînée du moteur thermique lorsque le carburant n'est pas injecté. Ce couple résistant est dû aux pertes par frottement ainsi qu'aux pertes par pompage.

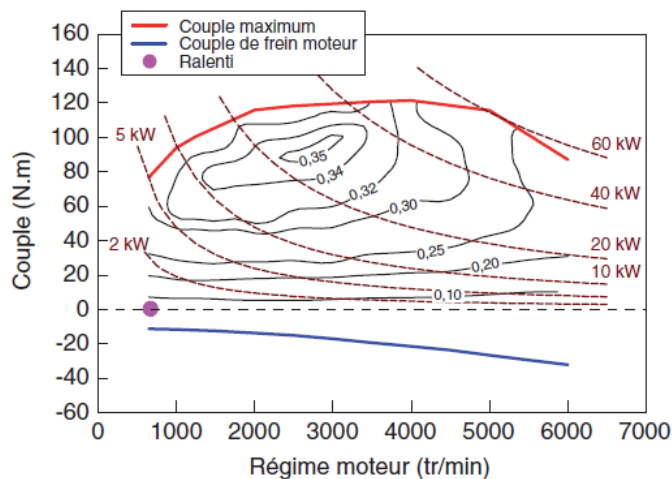


Figure 2-7 Grandeurs caractéristiques du moteur thermique [Badin et al. (2012)]

Les performances énergétiques du moteur thermique pourront être représentées par des isolignes de rendement. On notera que la consommation d'un moteur thermique est fonction de la température et ce pour deux raisons principales. D'une part, parce que les pertes par frottement augmentent lorsque le moteur est froid (la viscosité de l'huile augmentant lorsque la température baisse) et d'autre part du fait des stratégies de mise en action des systèmes de dépollution (augmentation rapide de la



température d'échappement afin d'atteindre la température d'activation du catalyseur) qui tendent à augmenter la consommation de carburant.

### 2.3.2 Aperçu des technologies du moteur thermique

Dans le cadre de cette thèse nous nous intéresserons uniquement aux motorisations utilisant le cycle à 4 temps, ce cycle étant très majoritairement utilisé dans les véhicules contrairement au cycle à 2 temps.

#### 2.3.2.1 Choix de la motorisation

On distinguera ici deux familles de motorisation, les moteurs à allumage commandé et les moteurs à allumage par compression. Nous ne considérerons ici que les deux représentants les plus communs de ces motorisations à savoir respectivement les moteurs à essence et les moteurs diesel.

Aujourd'hui, la majorité des véhicules hybrides mis sur le marché sont équipés d'une motorisation à allumage commandé. En effet, l'utilisation de motorisation de type diesel n'est pas répandue dans le cas d'application hybride bien que celle-ci offre globalement des rendements supérieurs aux moteurs à allumage commandé (pas de pertes par pompage, taux de compression élevé, fonctionnement en mélange pauvre). En Europe, les normes anti-pollution (voir Figure 2-8) impliquent des coûts supplémentaires pour la mise en oeuvre de la motorisation diesel (organes moteurs supplémentaires et systèmes de post-traitement complexes). Au Japon et aux États-Unis, les deux principaux marchés pour les véhicules hybrides, les normes sont encore plus contraignantes pour les motorisations diesel qu'elles ne le sont en Europe. Cependant, au vu des gains atteignables en combinant la technologie diesel à la technologie hybride et au vu de l'engouement grandissant notamment aux États-Unis pour les véhicules "clean diesel", les travaux récents montrent un intérêt croissant des constructeurs (essentiellement européens: PSA avec le système Hybrid4 équipant notamment la Peugeot 3008, Volvo avec le modèle V60 Plug-in) pour l'application de la motorisation diesel à l'hybridation des véhicules.

	Véhicules essence/GPL/GNV					Véhicules Diesel				
	CO	HC + NO <sub>x</sub>	HC	NO <sub>x</sub>	Particules	CO	HC + NO <sub>x</sub>	HC	NO <sub>x</sub>	Particules
Euro 1 (1992)	2,72	0,97	...	...	...	2,72	0,97	...	...	0,1400
Euro 2 (1996)	2,20	0,50	...	...	...	1,00	0,70	...	...	0,0800
Euro 3 (2000)	2,30	...	0,20	0,15	...	0,64	0,56	...	0,50	0,0500
Euro 4 (2005)	1,00	...	0,10	0,08	...	0,50	0,30	...	0,25	0,0250
Euro 5 (2009)	1,00	...	0,10	0,06	0,0050 <sup>1</sup>	0,50	0,23	...	0,18	0,0050
Euro 6 (2014)	1,00	...	0,10	0,06	0,0045 <sup>1</sup>	0,50	0,17	...	0,08	0,0045

1. Uniquement pour les véhicules à injection directe d'essence.

Figure 2-8 Evolutions des normes antipollution européenne pour les véhicules particuliers [Badin et al. (2012)]

Compte tenu de la répartition actuelle du parc hybride et du positionnement de la thèse sur la comparaison de solutions hybrides à prix modéré, nous avons fait le choix d'une motorisation essence.

#### 2.3.2.2 Principaux perfectionnements pour les motorisations allumage commandé

Aujourd'hui, le moteur à allumage commandé de base est un moteur atmosphérique, à injection indirecte et à distribution fixe. Cependant de nombreux perfectionnements ont été développés afin d'améliorer la performance du moteur et de diminuer sa consommation ou ses émissions de polluants. Nous décrivons ci-dessous quelques-uns de ces perfectionnements.

Les systèmes de distribution variable permettent d’agir sur le diagramme de distribution (en amplitude, en phasage) et ainsi d’améliorer le remplissage pour une large plage de régime grâce à l’adaptation de l’ouverture et de la fermeture des soupapes aux ondes acoustiques. Cette amélioration du remplissage entraîne l’allongement de la plage de meilleur rendement selon le régime. Une autre utilisation possible de la distribution variable consiste à réduire le travail de pompage du moteur en limitant l’entrée d’air frais dans le cylindre soit en fermant les soupapes d’admission plus tôt que normalement (cycle Miller), soit en retardant la fermeture des soupapes et en refoulant une partie de l’air frais dans le plenum d’admission (cycle Atkinson).

Le downsizing consiste à diminuer la cylindrée d’un moteur. Pour un couple demandé, le moteur downsizé sera alors soumis à une charge plus importante que le moteur non-downsizé. Or, la charge partielle étant synonyme de forte consommation spécifique, le moteur downsizé consommera moins que le moteur non-downsizé. Afin de palier à la diminution de puissance due à la diminution de la cylindrée, le downsizing est souvent accompagné d’un système de suralimentation permettant d’augmenter la pression de l’air à l’admission et donc d’augmenter la quantité d’air introduite dans le cylindre (voir Figure 2-9).

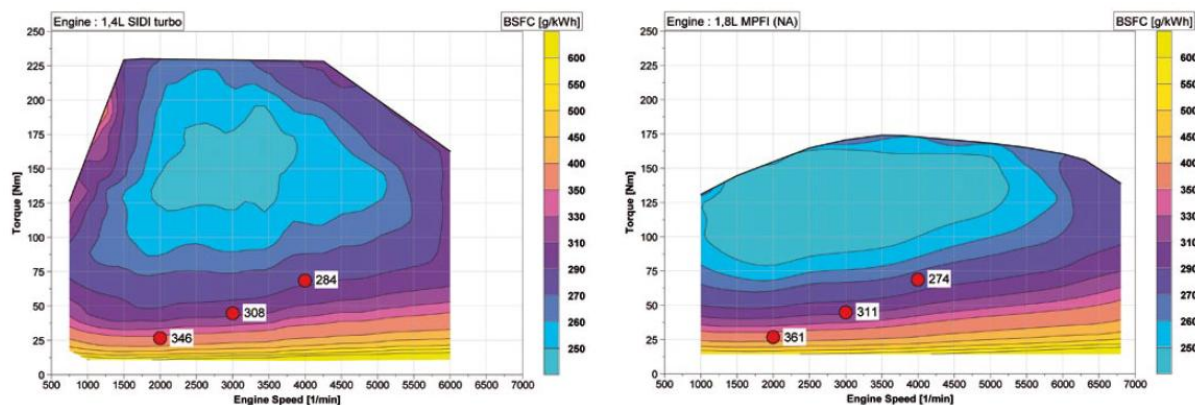


Figure 2-9 Comparaison d’un moteur 1,4 L downsizé et suralimenté (à gauche) avec un moteur atmosphérique de 1,8 L (à droite) [Königstein et al. (2008)]

Un des principaux atouts de l’injection directe consiste à refroidir l’air frais admis dans la chambre de combustion (grâce au phénomène endothermique de vaporisation des gouttelettes) et ainsi à améliorer le remplissage. Cela permet dès lors, d’atteindre de meilleures performances à pleine charge et offre ainsi la possibilité de diminuer la cylindrée du moteur pour arriver à des performances identiques à celles d’un moteur sans injection directe. L’injection directe permet également de mettre en œuvre des modes de fonctionnement en mélange pauvre comme nous le verrons ci-dessous. Par contre, on notera que l’injection directe est précurseur de particules fines qui à terme pourront nécessiter l’ajout d’un filtre à particule sur les motorisations essence.

Le fonctionnement en mélange stratifié consiste, grâce à l’injection directe, à injecter le carburant peu avant le déclenchement de l’étincelle créant ainsi un mélange stratifié, i.e. riche aux environs de la bougie et pauvre en périphérie. Le mélange étant hétérogène, la richesse moyenne est alors inférieure à 1 ce qui se traduit par des pressions et températures maximales plus élevées et par conséquent par une consommation de carburant plus faible.

La combustion par auto-inflammation contrôlée ou CAI (Controlled Auto Ignition) consiste à déclencher l’auto-inflammation d’un mélange pauvre grâce à la compression de celui-ci et à l’apport d’énergie des gaz brûlés et donc sans avoir recours à l’allumage commandé. Le mode de combustion en décollant (auto-inflammation rapide de l’ensemble du mélange, pas de front de flamme) permet

des réductions de consommation importantes (jusqu'à 30%) tout en minimisant la création d'oxyde d'azote (NOx). Ce mode d'utilisation est cependant réservé aux charges partielles.

Ces améliorations ont avant tout été développées pour des applications véhicule conventionnel et ne présentent dès lors pas nécessairement d'intérêt lors d'une utilisation dans un véhicule hybride. Ainsi, certains auteurs montrent que le gain apporté par des technologies (initialement développées pour les véhicules conventionnels) de type downsizing ou CAI [Delorme et al. (2010)] par rapport à une motorisation intégrant des technologies simples, est largement inférieur dans le cas d'un véhicule hybride par rapport à un véhicule conventionnel.

### **2.3.2.3 Adéquation de la motorisation à l'hybridation**

Afin d'optimiser la consommation des véhicules hybrides, il est indispensable que le moteur thermique soit développé en adéquation avec son utilisation envisagée dans le système.

Ainsi pour le cas de la Toyota Prius 2009, un moteur à allumage commandé de 1,8L de cylindrée (2ZR-FE) appartenant à la gamme de moteur Toyota, a été spécialement adapté afin d'équiper la Prius [Kawamoto et al. (2009)]. Le cycle thermodynamique a ainsi été modifié en un cycle Atkinson grâce à la distribution variable et à l'augmentation du taux de compression permettant ainsi d'atteindre un meilleur rendement spécifique. L'électrification de la pompe à eau a également permis d'optimiser ses points de fonctionnement en décorrélant sa vitesse de celle du moteur et de supprimer les frottements dus à la courroie entraînant la pompe à eau traditionnelle.

Dans le cas de la Honda Civic Hybrid, le système d'admission du moteur thermique a été adapté aux spécificités de l'architecture du véhicule. En effet, la Honda Civic Hybrid étant basée sur une architecture mild-Hybrid parallèle pré-transmission pour laquelle le moteur thermique ne peut-être déconnecté de la machine électrique, un système de désactivation de soupapes a été installé afin de diminuer les pertes par pompage lorsque le moteur thermique ne participe pas à la traction [Iijima (2006)].

Enfin, on pourra noter le développement de moteurs spécifiques pour des applications hybrides du type RangeExtender dont les fonctionnalités permettent d'utiliser le moteur thermique seulement sur quelques points de fonctionnement. Plusieurs pistes de développement sont actuellement à l'étude comme le moteur 2 temps ou le moteur rotatif de type Wankel et avec pour objectifs d'obtenir un moteur compact, discret et/ou possédant de très bon rendements sur une zone localisée.

### **2.3.3 Bilan des pertes dans le moteur thermique**

Dans le cas du moteur thermique il est commun de considérer les pertes dans chacune des phases permettant de réaliser le processus complet de conversion de la puissance théorique du carburant jusqu'à la puissance mécanique effective, on parle alors de la cascade de rendement.

Le rendement de combustion correspond au rapport entre la puissance théorique du carburant calculée grâce au PCI (Pouvoir Calorifique Inférieur) et la puissance effectivement générée lors de la combustion, le rendement de combustion est l'image de l'énergie perdue lors de la combustion incomplète du carburant. Le rendement thermodynamique traduit quant à lui le travail théoriquement récupérable grâce à un cycle thermodynamique idéal. Le rendement de forme représente les pertes dues à l'utilisation, non pas d'un cycle thermodynamique idéal, mais d'un cycle réel (libération d'énergie non instantanée lors de la combustion, pertes thermiques aux parois, remplissage et vidage non instantané). Pour finir, le rendement mécanique traduit les pertes liées aux frottements au sein du moteur (contact segment/chemise, paliers, distribution) et à la puissance utilisée pour alimenter les auxiliaires du moteur thermique (pompe à huile, pompe à eau).

Le rendement global des moteurs thermiques actuels peut atteindre entre 35 et 40 % (rendement maximal).

### **2.3.4 Choix de la technologie du moteur thermique retenu dans le cadre de la thèse**

La technologie choisie pour le moteur thermique équipant l'ensemble des configurations étudiées dans le cadre de cette thèse (véhicule conventionnel et véhicule hybride rechargeable et non rechargeable d'architecture parallèle pré-transmission) est une motorisation de type allumage commandée atmosphérique équipée d'une distribution variable permettant d'optimiser le remplissage et ainsi d'élargir la zone de bon rendement. Ce choix a été fait en prenant plusieurs critères en compte, comme le critère d'hybridation à coût modéré (pas de suralimentation, pas d'injection directe), les aspects de facilité de modélisation (pas de temps de réponse dû à la suralimentation) mais également pour des raisons de disponibilité des données. Nous verrons dans le chapitre sur le dimensionnement du moteur thermique (voir 5.2), le détail des caractéristiques du moteur de référence. La motorisation de type diesel n'a pas été prise en compte dans le cadre de cette thèse étant donné son surcoût (notamment celui du système de post-traitement nécessaire afin de respecter les normes Euro 5 et bientôt Euro 6) qui pourrait pénaliser l'hybridation malgré des gains en CO<sub>2</sub> importants.

## **2.4 Machine électrique**

### **2.4.1 Grandeurs caractéristiques des machines électriques pour une approche système**

L'enveloppe de fonctionnement d'une machine électrique peut-être divisée en deux zones caractéristiques : une zone de fonctionnement à couple constant suivie d'une zone de fonctionnement à puissance constante (voir Figure 2-10). Dans la zone de fonctionnement à couple constant, la force contre-électromotrice augmente linéairement avec le régime jusqu'à atteindre la tension maximale fixée par la tension du bus DC (courant continu). Dans la zone de fonctionnement à puissance constante, la force contre-électromotrice est maintenue à sa valeur maximale en réduisant le champ magnétique d'excitation dans la machine. C'est ce qu'on appelle le défluxage.

Le régime (vitesse de rotation) marquant la frontière entre ces deux zones s'appelle le régime de base. On notera que le régime de base varie en fonction du courant injecté, et par conséquent, plus le courant augmente (et donc le couple), plus le régime de base diminue, c'est ce que l'on peut observer entre l'enveloppe de fonctionnement nominal et l'enveloppe de fonctionnement transitoire dans la Figure 2-10.

La souplesse de la machine est définie comme le rapport entre le régime maximal de la machine et son régime de base. Plus la souplesse sera grande plus la zone de fonctionnement sur laquelle il sera nécessaire de défluxer sera importante.

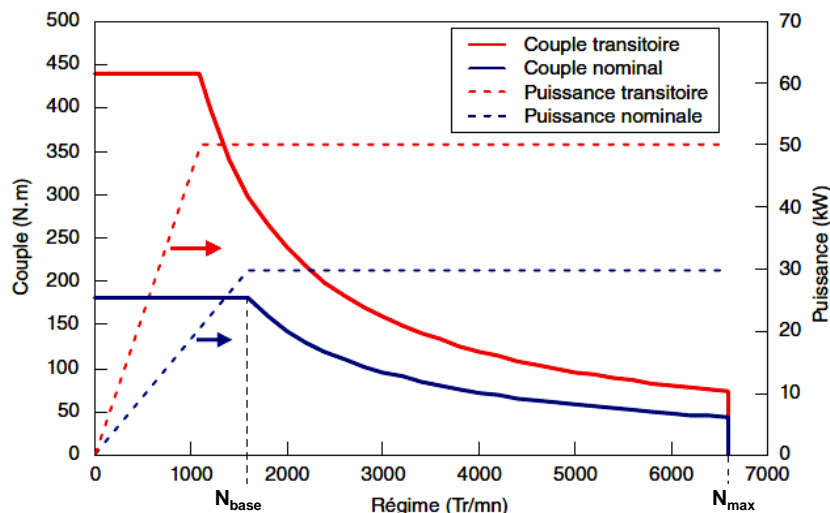


Figure 2-10 Principales caractéristiques d'une machine électrique dans une approche système [Badin et al. (2012)]

Enfin, lors du dimensionnement et de l'utilisation des machines électriques, il est important de distinguer le fonctionnement en régime continu du fonctionnement en régime transitoire (sous-entendu transitoire thermique).

Dans le cas du fonctionnement continu (ou nominal) de la machine et de son électronique de puissance, le système de refroidissement (air, air forcé ou liquide) permet de dissiper l'ensemble des pertes, il n'y a donc pas d'échauffement du système. Le fonctionnement transitoire tire parti de l'inertie thermique importante des machines et donc de la possibilité d'utiliser celles-ci au delà de leurs performances en continu pour un laps de temps donné. Le fonctionnement transitoire doit donc tenir compte des capacités d'évacuation de la chaleur du système de refroidissement ainsi que de la montée en température du système et de sa température critique. À tout point de fonctionnement transitoire correspond donc une durée maximale durant laquelle ce point pourra être maintenu sans compromettre la tenue thermique de la machine.

L'intérêt de considérer les fonctionnements transitoires réside dans la possibilité de sous-dimensionner la machine par rapport à un dimensionnement basé uniquement sur les performances en continu, ce sous-dimensionnement permettant de diminuer la masse, l'encombrement et le coût de la machine. Il sera par contre indispensable de mettre au point un système de régulation et/ou de surveillance de la température de la machine.

## 2.4.2 Aperçu des différents principes de machine électrique

Les machines électriques peuvent être classées dans trois catégories (machine à courant continu, machine synchrone, machine asynchrone), chacune possédant différentes déclinaisons. Toutes ces machines ne sont cependant pas adaptées à une utilisation embarquée dans un véhicule. Par conséquent, l'objectif de cette partie est de faire un état de lieux des machines actuellement utilisées pour l'électrification des véhicules.

Les machines à courant continu ont été parmi les premières à être utilisées dans des véhicules électriques, comme la Peugeot 106 électrique dans les années 1990. Un des avantages de cette machine était alors la simplicité de sa commande. Cependant, compte tenu des progrès réalisés dans l'électronique de puissance, cet atout n'est aujourd'hui plus valable et ne permet donc plus de compenser les défauts de ces machines (usure du collecteur mécanique, faible puissance spécifique).

Les machines les plus utilisées aujourd’hui dans l’électrification des véhicules (Toyota Prius, Chevrolet Volt) sont les machines synchrones à aimants permanents (MSAP). Ces machines présentent les avantages de posséder une puissance et un couple spécifique élevés (et donc un encombrement réduit) ainsi qu’un bon rendement, notamment dans les zones de basses vitesses (voir Figure 2-11). Les points faibles de ces machines sont la dégradation du rendement dans les zones de fortes vitesses (notamment dû au défluxage), une limitation du régime due aux risques d’arrachement des aimants ainsi qu’une problématique de coût et de disponibilité des aimants permanents.

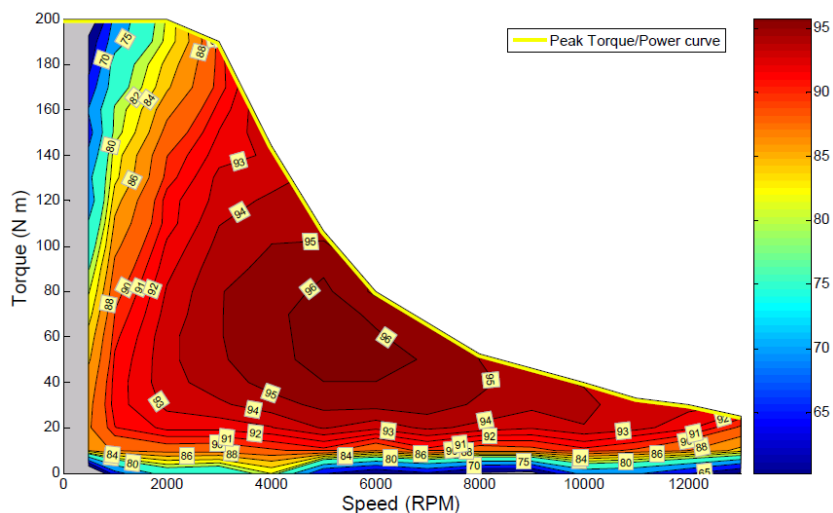


Figure 2-11 Cartographie de rendement de la machine de traction de la Toyota Prius 2010 pour une tension de 650 V DC [Olszewski et al. (2011)]

La machine synchrone à rotor bobiné (MSRB) est une concurrente potentielle de la MSAP. Cette solution a notamment été retenue par Renault pour équiper son véhicule électrique Fluence ZE. Cette machine possède, en plus de ne pas nécessiter de terres rares, l’avantage d’avoir un contrôle de défluxage aisée en agissant directement sur le courant du rotor ce qui permet une moindre dégradation des rendements à hautes vitesses. Cependant le rendement global de ce type de machine est plus faible que la MSAP du fait des pertes joules au niveau du rotor.

Enfin, on pourra citer l’utilisation de machines asynchrones par le constructeur de véhicule électrique Tesla. Ces machines ont l’inconvénient de nécessiter la création d’un courant induit dans le rotor et donc de pertes joules, elles sont donc moins performantes en termes de rendement que les machines synchrones. Cependant leur coût est un argument pour l’adoption de ces technologies.

### 2.4.3 Bilan des pertes dans la machine électrique

Les pertes au sein d'une machine électrique peuvent être classées en deux catégories [Badin et al. (2012)]. On distinguera ainsi les pertes de type mécanique et les pertes de type électrique. Les pertes mécaniques sont dues aux frottements sur les paliers et/ou roulements ainsi qu'aux pertes aérodynamiques des pièces tournantes au niveau de l'entrefer. Les pertes électriques ont deux composantes, la première provenant de la dissipation par effet Joule et donc liée aux courants injectés et à la résistance interne de la machine (pertes joules), la seconde étant causée par la nature électromagnétique de certains composants des machines électrique et aux pertes issues des variations du flux magnétiques dans ces pièces, ces pertes sont connues sous le nom de pertes fer.

## **2.4.4 Choix de la technologie de la machine électrique retenue dans le cadre de la thèse**

Dans le cadre de cette thèse nous avons fait le choix de nous concentrer sur les machines synchrones à aimants permanents. Ce choix est motivé, d'une part par le fait que cette technologie est aujourd'hui la plus répandue dans les véhicules hybrides et hybrides rechargeables du fait de ses bonnes performances et de sa compacité, et d'autre part car nous disposons d'une cartographie de référence sur cette technologie, cartographie qui nous permettra de calibrer l'outil développé au sein de IFPEN et permettant le dimensionnement de différentes machines électriques (voir 5.3.1).

## **2.5 Électronique de puissance**

L'objectif de cette partie est de présenter succinctement les différents convertisseurs utilisés dans les véhicules hybrides. Nous aborderons donc l'objectif de l'onduleur, du survolteur et du redresseur, sans rentrer dans le détail de leurs composants (IGBT, MOSFET, diodes).

### **2.5.1 L'onduleur**

Les onduleurs sont des convertisseurs de type DC/AC servant d'interface entre le bus continu (DC) et la machine électrique (AC). L'objectif de ce convertisseur est de transformer la tension continue en une tension alternative. Cette conversion sera généralement réalisée en pilotant les transistors (interrupteurs) à une fréquence très importante appelée fréquence de découpage ou fréquence de commutation. Afin de pouvoir reconstruire un signal sinusoïdal, cette fréquence devra être sensiblement plus élevée que celle du signal cible (voir théorème de Nyquist-Shannon en 5.3.2.1.3). Pour une utilisation dans des applications transport, il est important que l'onduleur soit réversible afin que la machine électrique puisse fonctionner en mode génératrice (freinage récupératif, flux série).

Un onduleur basé sur des transistors IGBT sera simulé afin d'estimer les pertes globales machine et onduleur lors du dimensionnement de la machine électrique (voir 5.3.2).

### **2.5.2 Le survolteur**

Le survolteur est un convertisseur de type DC/DC dont l'objectif est de décorrélérer la tension batterie de la tension du bus continu raccordé à l'onduleur alimentant une ou plusieurs machines électriques. L'utilisation d'un survolteur permet ainsi d'abaisser la tension du pack batterie tout en augmentant la tension d'alimentation des machines électriques. La commande du rapport de transformation entre la tension de sortie (côté bus continu) et la tension d'entrée (côté batterie) est un degré de liberté supplémentaire dans le contrôle du véhicule hybride. Du point de vue machine, on pourra noter que l'augmentation de la tension d'alimentation permettra d'augmenter le régime de base et donc la puissance maximale délivrable par la machine mais également d'améliorer le rendement de fonctionnement de la machine et de son onduleur. En contrepartie, l'utilisation d'un survolteur sera synonyme de sur-coût et engendrera également des pertes supplémentaires, d'autant plus quand le rapport de transformation est grand.

Les architectures que nous considérerons dans le cadre de cette thèse ne seront cependant pas équipées d'un survolteur.

### **2.5.3 Le chargeur embarqué**

Aujourd'hui, la majorité des véhicules électrifiés nécessitant une recharge de la batterie sont équipés de chargeur embarqué. Le rôle du chargeur embarqué est de convertir la tension alternative du réseau électrique en une tension continue nécessaire pour la recharge en courant continu de la batterie. Le chargeur agit donc comme un convertisseur AC/DC (aussi appelé redresseur).

## 2.6 Transmission

Par transmission on s'intéressera ici aux systèmes permettant de transmettre le couple et la puissance entre les actuateurs (moteur thermique, machine électrique) avec ou sans démultiplication.

### 2.6.1 Grandeurs caractéristiques des systèmes de transmission pour une approche système

Lors de la modélisation et du dimensionnement d'une transmission dans une approche système, quelques grandeurs caractéristiques peuvent aider à définir les performances souhaitées de la transmission et à comparer différentes technologies.

Les grandeurs principales étant la valeur de la démultiplication, définie entre le régime d'entrée  $\omega_{in}$  et le régime de sortie  $\omega_{out}$  de la transmission (voir éq. 2.1), le couple maximal acceptable (généralement défini au niveau du coté amont de la transmission), et l'ouverture de la transmission définie comme le rapport entre le plus grand rapport de démultiplication  $r_{max}$  et le plus petit rapport de démultiplication  $r_{min}$  (voir éq. 2.2) et permettant de caractériser la plage de variation de la transmission. Plus l'ouverture est importante, meilleur sera le compromis entre la démultiplication maximale (utilisée pour le décollage du véhicule) et la démultiplication minimale (utilisée pour la vitesse maximale).

$$ratio = \frac{\omega_{in}}{\omega_{out}} \quad 2.1$$

$$\Pi = \frac{r_{max}}{r_{min}} \quad 2.2$$

### 2.6.2 Aperçu des différentes technologies de transmission

On pourra différencier les différentes technologies selon que le rapport de réduction est constant (cas des réducteurs), ou bien que la variation de la démultiplication est discrète ou bien continue.

#### 2.6.2.1 Transmission discrète

Les réducteurs sont des dispositifs permettant de transmettre le couple avec un rapport de démultiplication fixe. Les réducteurs peuvent notamment être utilisés afin d'adapter le régime de fonctionnement d'un composant au régime de fonctionnement du système. La fonction de réducteur peut être réalisée par engrenages (un ou plusieurs étages), par courroie (c'est le cas du réducteur reliant le vilebrequin du moteur thermique à l'alternateur) ou encore par l'utilisation d'un train épicycloïdal (apprécié pour sa compacité et sa forte démultiplication).

Les boîtes de vitesses sont des composants dont la démultiplication est discrète et possédant traditionnellement cinq rapports mais pouvant aller jusqu'à huit rapports (comme la BMW Active Hybrid 5 [Griebel et al. (2011)]) voire plus. De nombreuses conceptions et fonctionnalités existent pour les boîtes de vitesses, nous résumerons les principales dans les paragraphes ci-dessous.

La boîte de vitesses manuelle (BVM) est l'ancêtre des boîtes de vitesses. Elle est traditionnellement constituée de deux axes parallèles : l'axe primaire relié à l'amont (moteur thermique par le biais de l'embrayage par exemple) et l'axe secondaire relié à l'aval. Les pignons dentés montés sur ces axes et en prises deux à deux permettent de relier ces deux axes avec un rapport de réduction dépendant des rayons primitifs des deux pignons. La sélection du rapport se fait grâce à



l'action du conducteur par le biais du levier de vitesses. Bien qu'ancienne, cette conception a beaucoup évolué au cours des années et est toujours utilisée dans les véhicules actuels du fait de sa facilité de mise en œuvre et de son coût. Elle a également été utilisée dans certains véhicules hybrides (c'est le cas de la Honda CR-Z Hybrid [Hosoda (2010)] associant le système IMA) à une boîte manuelle à six rapports dans une architecture parallèle pré-transmission).

La boîte de vitesses pilotée ou boîte de vitesses robotisée est une variante de la BVM dans laquelle l'enclenchement du rapport dans la boîte de vitesses est désormais réalisé par des actuateurs électriques ou hydrauliques et non plus directement par le conducteur (voir Figure 2-12). De ce fait, à partir de l'instant où l'ordre de changement de rapport a été donné, la phase d'enclenchement du rapport peut-être optimisée tant en durée qu'en termes d'agrément, notamment lorsque la commande de l'embrayage est également robotisée. Il est dès lors également possible d'implémenter une gestion optimisée de la boîte de vitesse permettant de réduire la consommation énergétique. Cette technologie a notamment été utilisée dans le cas de la Peugeot 3008 Hybrid4 (architecture hybride parallèle par la route) qui est équipée d'une boîte pilotée de 6 rapports [Agliany et al. (2012)].

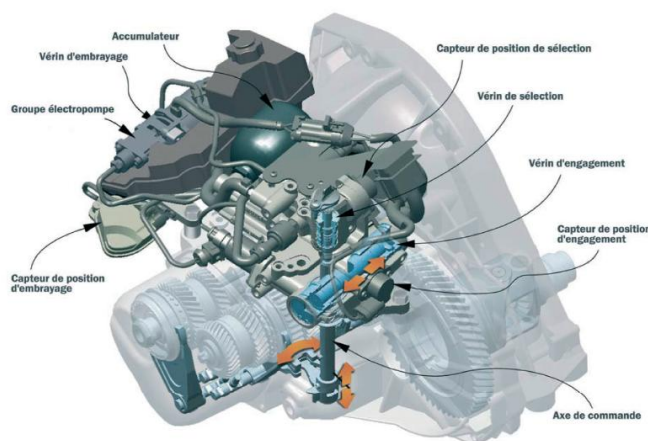


Figure 2-12 Représentation d'une boîte de vitesses robotisée de Renault [RSA (2008)]

La boîte de vitesses à double embrayage (DCT : Dual Clutch Transmission) est également une boîte de vitesses robotisée mais dont l'originalité réside dans le fait qu'elle possède deux arbres primaires, l'un étant généralement dédié aux rapports pairs, l'autre aux rapports impairs, ces deux arbres étant alternativement enclenchés par le biais de deux embrayages pilotés. Cette conception permet des changements de rapport très rapides et sans interruption de couple à la roue (agrément de conduite), le rapport à venir étant déjà pré-enclenché sur l'arbre débrayé. Cette technologie est encore très coûteuse et ne trouve d'équilibre économique que pour les véhicules haut de gamme.

Les boîtes de vitesses automatiques sont technologiquement différentes des boîtes précédemment évoquées. En effet, celles-ci utilisent un ou plusieurs trains épicycloïdaux mis en série et dont le blocage ou le déblocage des différents éléments par le biais d'embrayages permet d'atteindre la démultiplication voulue. Cette technologie, généralement associée à un convertisseur de couple, permet de transmettre la puissance sans interruption mais présente les inconvénients d'avoir un coût important et de faible rendement (traînée dans les embrayages des trains épicycloïdaux, dans le convertisseur de couple), de l'ordre de 95 % (voir Figure 5-41).

### 2.6.2.2 La transmission continûment variable

La transmission continûment variable, aussi appelée CVT (Continuous Variable Transmission), est un système permettant d'obtenir une démultiplication continûment variable. Cette caractéristique permet non seulement d'avoir à disposition la puissance maximale de la chaîne de traction quelque

soit la vitesse du véhicule, mais également de pouvoir choisir le régime de la chaîne de traction indépendamment de la vitesse du véhicule et ainsi d'optimiser le point de fonctionnement.

Cette variation de la démultiplication peut être réalisée grâce à différents mécanismes comme la CVT à courroie poussée ou la CVT toroïdale. La transmission par courroie poussée est la technologie la plus couramment utilisée et a notamment été développée à grande échelle pour les véhicules hybrides d'architectures parallèle pré-transmission de Honda (pour le modèle Insight Hybrid et le modèle Civic Hybrid [Iijima (2006)]).

La transmission CVT nécessitera cependant toujours l'utilisation d'un embrayage pour les véhicules dans lesquels le moteur thermique participe au décollage. Un système permettant d'inverser le sens de rotation de la CVT devra également être prévu afin d'assurer la marche arrière du véhicule (par train épicycloïdal par exemple). Le rendement d'une CVT toroïdale est de l'ordre de 90 %.

### **2.6.2.3 La transmission infiniment variable**

La transmission infiniment variable ou IVT (Infinite Variable Transmission) est constituée d'un train épicycloïdal (à minima), dont un des trois arbres est relié à un système de variation de vitesse pouvant être électrique, mécanique ou bien hydraulique. Contrairement à l'usage du train épicycloïdal en tant que réducteur (un des arbres devant alors être fixe), la variation continue est obtenue en pilotant le régime du variateur de vitesse.

Le principe de la dérivation de puissance (ou powersplit) permet à la transmission IVT de minimiser les pertes dues à l'utilisation du variateur, une partie de la puissance de traction étant transmise par le train épicycloïdal, l'autre partie transitant par le variateur de vitesse. C'est notamment le cas du système THS de la Toyota Prius qui est un exemple d'une E-IVT (Electric Infinite Variable Transmission) et utilise la génératrice comme machine de variation de vitesse [Kimura et al. (1999)].

Les avantages de l'IVT par rapport à la CVT résident en partie dans la possibilité d'atteindre une plus grande ouverture pouvant notamment permettre au système de se passer d'un embrayage lors de l'utilisation d'un moteur thermique (régime aval nul, régime amont non nul), et dans la possibilité, dans le cas de la dérivation de puissance, d'ajouter au système de variation de vitesse un système de stockage et un système de réutilisation de la puissance de dérivation.

### **2.6.2.4 L'embrayage**

L'embrayage est un composant ayant trois fonctions principales. Il permet suivant son pilotage, soit de désaccoupler deux arbres de la transmission (position débrayée), soit d'accoupler ces deux arbres (position embrayée), soit de réaliser un entraînement progressif d'un arbre par rapport à l'autre (patinage, régime des deux arbres différent). A ce titre, l'embrayage est un composant indispensable des chaînes de traction pour lesquelles le moteur thermique est connecté aux roues et participe au décollage du véhicule. En effet, lors de ces phases de décollage, l'embrayage permet en patinant de transmettre le couple du moteur thermique (régime non nul afin de fournir un couple) aux roues (véhicule à l'arrêt donc régime nul).

L'embrayage joue également, en fonction secondaire, un rôle d'amortissement des acyclismes dans la transmission (notamment dues à la puissance fluctuante produite par le moteur thermique).

Parmi les différentes technologies d'embrayage on différenciera les embrayages secs des embrayages humides (dans un bain d'huile). On notera également l'existence d'autres systèmes de couplage comme le convertisseur de couple (équipant certaines boîtes de vitesses automatiques), mais pour lesquels nous ne rentrerons pas dans le détail.

### **2.6.2.5 Le pont différentiel**

Le différentiel permet de répartir le couple généré par la chaîne de traction entre les deux essieux ou les deux roues d'un même essieu. Il permet également, et c'est là sa fonction principale, de dissocier les vitesses entre les roues motrices et participe ainsi à améliorer la motricité et la tenue de route du véhicule en courbe. Enfin, le différentiel joue souvent le rôle de réducteur final de la boîte de vitesses, on parle alors de pont différentiel.

### **2.6.3 Choix des technologies de transmission retenues dans le cadre de la thèse**

Les transmissions des deux architectures que nous avons décidé d'étudier dans le cadre de cette thèse (architecture véhicule conventionnel et architecture hybride parallèle pré-transmission), seront équipées d'une boîte de vitesses robotisée à 5 rapports, qui permet d'atteindre d'excellents rendements et offre la possibilité d'intégrer une gestion optimisée des changements de rapports de boîte tout en conservant un prix abordable. A la sortie de cette boîte de vitesses sera connecté le pont différentiel qui jouera uniquement le rôle de réducteur dans le cadre de cette thèse (modélisation du simulateur en dynamique longitudinal seulement).

Un embrayage à sec placé en entrée de la boîte de vitesse pour l'architecture conventionnelle et entre le moteur thermique et la machine électrique pour l'architecture parallèle pré-transmission équipera également la transmission.

Enfin des réducteurs seront placés en différents points du simulateur afin d'offrir le maximum de modularité à celui-ci (utilisation de machine électrique à grande vitesse par exemple).

## **2.7 Conclusion**

La technologie des différents composants intégrant les architectures véhicule a été choisie en prenant en compte l'état de l'art, l'aspect adéquation avec l'architecture et l'aspect coût de l'hybridation. Le moteur thermique que nous avons retenu est un moteur atmosphérique à allumage commandé et distribution variable. Pour les véhicules à fort degré d'électrification (Full-hybrid, PHEV), la machine électrique utilisée est une machine synchrone à aimants permanents alors que la batterie est basée sur une technologie Li-ion. Enfin, une boîte de vitesses robotisée a été retenue afin d'équiper les deux architectures véhicule. Pour ces composants, plus de détails sur leurs caractéristiques et leurs spécifications seront donnés dans le chapitre sur le dimensionnement des composants (Chapitre 5).

Les technologies véhicules et composants ayant été sélectionnés, l'objectif de la partie suivante sera de déterminer quel est le degré de modélisation nécessaire afin de construire un simulateur dédié à l'évaluation énergétique des véhicules et comment implémenter une loi de gestion de l'énergie optimale permettant d'assurer la comparabilité des différentes configurations véhicules.

## **Partie 2**

### **Modélisation et supervision**

### **énergétique des véhicules**

### **hybrides**

---



# Chapitre 3

## Modélisation des véhicules hybrides

### 3.1 Introduction

La modélisation d'un véhicule hybride est une modélisation système faisant appel à différents sous-systèmes (ou modèles de composants) et dans laquelle chaque composant pourra avoir un degré de modélisation différent suivant les phénomènes physiques à prendre en compte.

Dans ce chapitre, nous présenterons tout d'abord l'outil de simulation système retenu afin de modéliser l'architecture des véhicules et l'interaction entre les composants.

Pour chacun des composants de la chaîne de traction, un aperçu de l'état de l'art des différents niveaux de modèle allant du plus simple au plus complexe sera ensuite réalisé. Parmi ces modèles, nous sélectionnerons alors celui qui sera utilisé dans le simulateur véhicule afin de réaliser l'évaluation énergétique. Pour réaliser cette sélection, il sera nécessaire de faire correspondre le degré de modélisation avec les phénomènes que l'on souhaite mettre en avant et les contraintes liées au temps de calcul et à la disponibilité des données, notamment dans le cadre du dimensionnement de la chaîne de traction et donc des composants.

Enfin, nous verrons comment modéliser l'usage d'un véhicule grâce à la définition de cycles d'usage et aux caractéristiques du modèle de conducteur.

### 3.2 Précisions sur l'approche Backward/Forward de la modélisation du système véhicule

Selon la problématique (dimensionnement du véhicule, développement de lois de gestion de l'énergie, évaluation énergétique du véhicule sur différents usages, estimation des performances dynamique) différentes approches sont utilisées pour modéliser le système véhicule.

La première approche, appelée "approche forward", est celle qui respecte le mieux les causalités du système réel. Le système modélisé comprend alors un modèle de véhicule (avec l'ensemble de ses composants) et un modèle conducteur. Par analogie, on peut comparer cette approche à un système d'asservissement en boucle fermée dans lequel le modèle véhicule (avec l'ensemble de ses composants) joue le rôle de fonction de transfert du système et le modèle de conducteur joue le rôle du correcteur. Ainsi, en fonction d'une consigne de vitesse et de l'erreur calculée à partir de la vitesse du modèle véhicule, le conducteur réalise une estimation de l'enfoncement de la pédale de frein ou d'accélérateur. Cette commande est alors transmise au superviseur véhicule dont l'objectif est de traduire l'enfoncement de la pédale en une demande de couple (à la roue par exemple) qui est alors répartie entre les différents composants de la chaîne de traction selon la loi de gestion de l'énergie. Selon les limitations des composants (puissances maximales, comportement dynamique) et selon l'erreur commise par le conducteur lors de la détermination de la commande, le couple à la roue pourra être différent du couple effectivement requis. Cela se traduira par un décalage entre la vitesse cible est la vitesse atteinte, décalage que le modèle de conducteur tentera de corriger sur les pas de

temps suivants. Dans cette approche, le profil de vitesse n'est donc jamais exactement suivi (comme c'est le cas dans l'utilisation d'un véhicule réel sur un banc à rouleau).

L'approche dite "backward", permet de calculer les puissances depuis la roue jusqu'aux différents composants de la chaîne de traction en "remontant" dans le GMP. Les efforts sont tout d'abord calculés à la roue en fonction de la loi de route du véhicule et du profil de vitesse. Une fois le couple et la vitesse à la roue déterminés, la puissance est répartie entre les différents composants (moteur thermique, machines électriques, freins mécaniques) suivant la loi de gestion de l'énergie et les limites de chacun des composants. Il n'y a donc ici pas de conducteur et le profil de vitesse est parfaitement suivi. Il est à noter que cette approche, qui permet de se passer de la définition et de la calibration d'un modèle de conducteur, n'a de sens que si le véhicule est modélisé à partir de modèles de composants quasi-statiques (sans dynamiques).

Dans la littérature, l'approche "forward" est essentiellement utilisée pour l'évaluation des performances dynamiques [Golbuff (2007)], lorsque les modèles intègrent de la dynamique [Rousseau et al. (2004), Wurzenberger et al. (2012)] (transitoire du moteur thermique, établissement du courant dans la batterie,...) ou bien lorsque l'objectif est d'évaluer des lois de gestion de l'énergie en ligne [Patil et al. (2010), Delorme et al. (2008), Sharer et al. (2008)].

L'approche "backward" sera privilégiée pour évaluer le potentiel de différents véhicules en émettant l'hypothèse d'un contrôle optimal [Marc et al. (2010), Karbowski et al. (2009), Kermani (2009), Scordia (2004)].

Dans le cadre de cette thèse nous avons retenu l'approche forward. Cette approche, bien que plus complexe, offre de plus grandes possibilités de développement au niveau des simulateurs véhicule ainsi mis en place, telle que l'intégration de modèles de composants complexes prenant en compte des phénomènes transitoires ou bien l'utilisation des simulateurs afin d'évaluer l'implémentation de lois de gestion de l'énergie en ligne.

### 3.3 Choix de l'outil de modélisation

Afin de construire les simulateurs véhicules utilisés pour déterminer les consommations énergétiques des différentes architectures et configurations étudiées dans cette thèse, le logiciel LMS Imagine Lab AMESim<sup>2</sup> a été utilisé en co-simulation avec Simulink (fonction superviseur). AMESim est un logiciel commercial de modélisation multi-domaine pour lequel IFPEN a beaucoup participé, et participe toujours, au développement de modèles, spécialement dans le domaine automobile avec les bibliothèques IFP-Drive (modélisation système énergétique véhicule), IFP-Engine (modélisation haute-fréquence du moteur thermique), IFP-Exhaust (modélisation système de post-traitement des gaz d'échappement) ou IFP-C3D (modélisation 3D de la combustion).

Les simulateurs des différentes architectures étudiées dans le cadre de cette thèse ont été entièrement réalisés avec le logiciel AMESim et en utilisant principalement la bibliothèque IFP-Drive ainsi que des modèles non commercialisés et développés au sein de IFPEN. Une interface a également été utilisée afin d'assurer la communication entre le simulateur système sous AMESim et le superviseur véhicule sous Simulink (voir Chapitre 4). Dans le futur, ces simulateurs pourront être améliorés selon les besoins, en remplaçant rapidement les sous-modèles des composants par des sous-modèles plus complexes, issus d'autres bibliothèques (IFP-Engine par exemple pour le moteur thermique).

Parmi les solutions concurrentes, on pourra notamment citer la suite de logiciels développé par Gamma Technologies<sup>3</sup> (GT-Suite, dont fait parti GT-Power très largement utilisé chez les

<sup>2</sup> <http://www.lmsintl.com/LMS-Imagine-Lab-AMESim>

<sup>3</sup> [www.gtisoft.com/](http://www.gtisoft.com/)

constructeurs pour la modélisation du moteur thermique) ou encore les solutions proposés par AVL<sup>4</sup> (dont AVL-Cruise pour l'aspect système et AVL-Boost pour l'aspect moteur thermique). On pourra également citer le logiciel Autonomie<sup>5</sup> (basé sur Matlab/Simulink<sup>6</sup>) développé par le laboratoire Argonne et permettant, entre autre, de réaliser des modélisations système selon différents niveaux de précision notamment grâce à la possibilité d'utiliser des logiciels commerciaux tels que AMESim ou GT-Power.

### 3.4 Modélisation système des architectures hybrides

Pour chacune des architectures étudiées dans le cadre de cette thèse (voir 1.6), un simulateur a été construit sous AMESim. La Figure 3-1 ci-dessous illustre le modèle système de l'architecture du véhicule conventionnel. Ce simulateur sera utilisé pour évaluer les configurations de type véhicule conventionnel et véhicule micro-Hybrid.

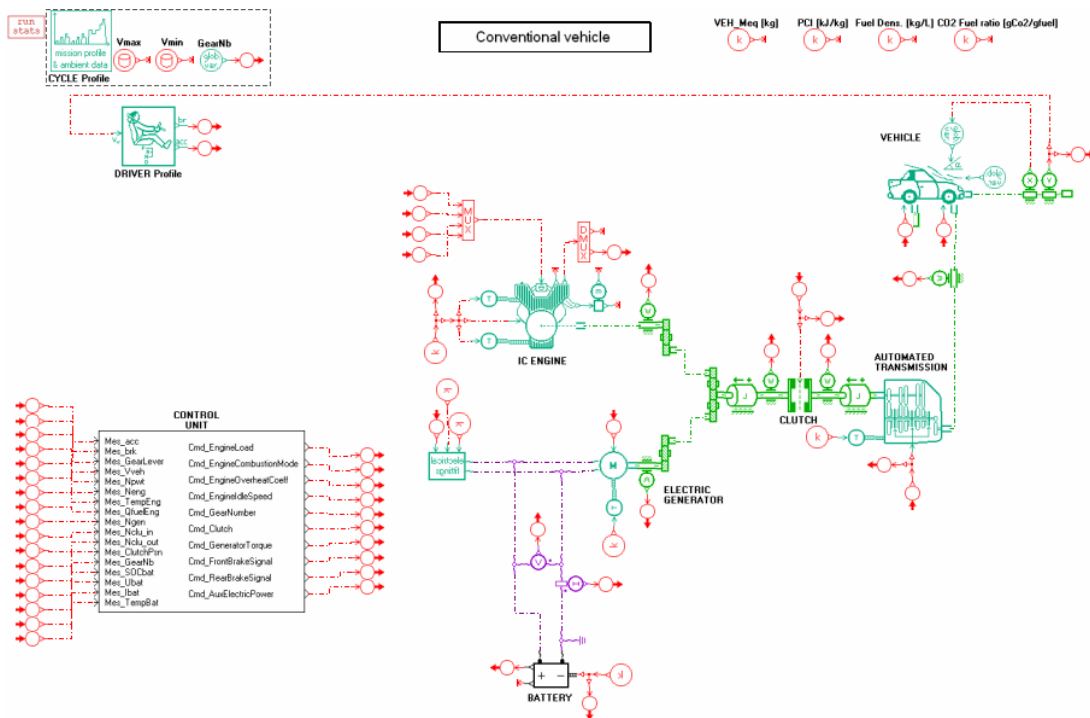


Figure 3-1 Simulateur véhicule : architecture véhicule conventionnel

La Figure 3-2 quant à elle représente le simulateur utilisé pour évaluer l'énergie consommée par les configurations FullHybrid et PHEV sur une architecture parallèle pré-transmission. On peut remarquer que ce simulateur diffère du premier par la présence de la machine électrique de traction et par la position de l'embrayage, permettant de déconnecter le moteur thermique lors des modes de fonctionnement électriques, et d'assurer la transmission du couple du moteur thermique lors des décollages du véhicule en mode hybride (embrayage glissant).

<sup>4</sup> [www.avl.com/](http://www.avl.com/)

<sup>5</sup> [www.autonomie.net/](http://www.autonomie.net/)

<sup>6</sup> [www.mathworks.fr/](http://www.mathworks.fr/)



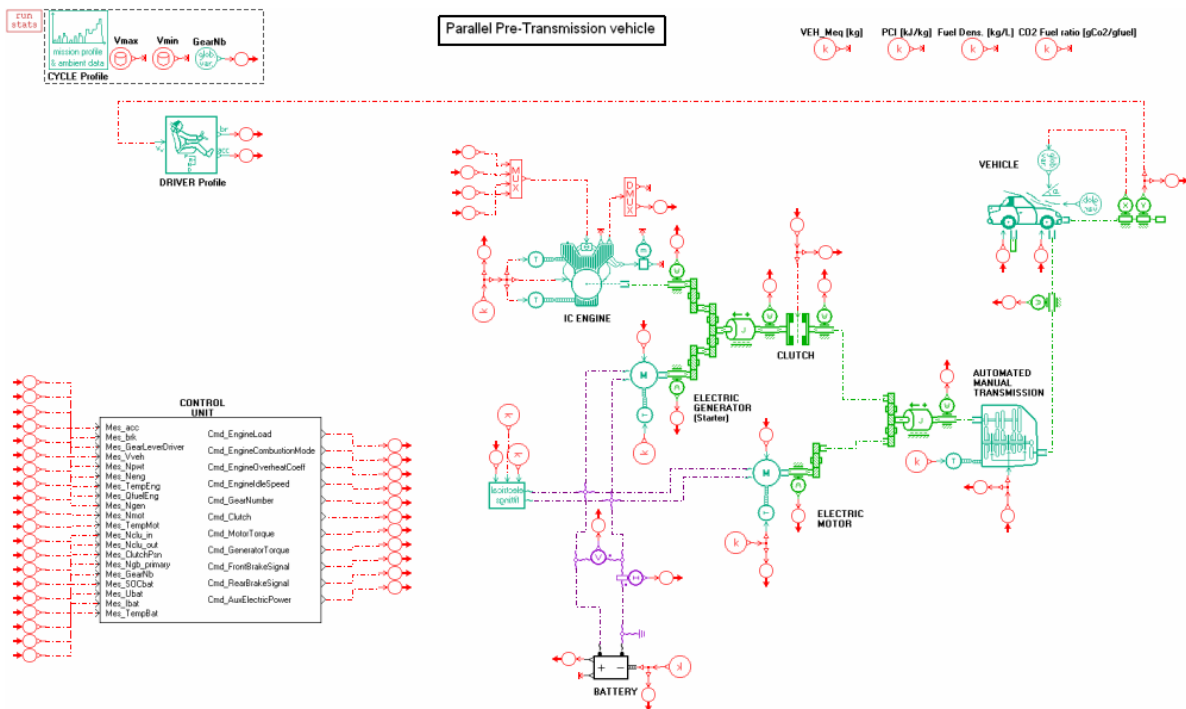


Figure 3-2 Simulateur véhicule : architecture hybride parallèle pré-transmission

### 3.5 Modélisation des composants de la chaîne de traction, sous-modèles du simulateur véhicule

#### 3.5.1 Modélisation du véhicule

Par modélisation du véhicule, on entend ici la modélisation des interactions entre la caisse du véhicule et l'environnement. L'objectif étant ici de déterminer la résultante au niveau de l'essieu moteur du véhicule<sup>7</sup> des forces de résistance à l'avancement, nous ne nous intéresserons pas aux modèles fins de chacune de ces interactions (approche tribologique du contact pneumatique/route, modélisation par éléments finis des phénomènes aérodynamiques, déformation de la suspension) mais uniquement à des modèles globaux de résistance à l'avancement.

Deux approches sont communément utilisées dans la simulation système véhicule afin de modéliser les forces de résistance à l'avancement : l'approche par loi de route et l'approche par dissociations des interactions. C'est cette dernière qui sera retenue pour la modélisation du véhicule dans le cadre de cette thèse.

##### 3.5.1.1 Loi de route et approche banc à rouleau

Dans cette approche, un essai de décélération libre sur route plate est réalisé sur le véhicule considéré. D'après la masse du véhicule et la courbe de décélération en fonction du temps, il est alors possible de déterminer l'évolution de la force de résistance à l'avancement  $F_{res}$  en fonction de la vitesse du véhicule  $V_{veh}$ . Cette courbe d'allure polynomiale est alors interpolée par un polynôme de degré deux (voir éq.3.1). Ce polynôme est dénommé la loi de route.

$$F_{res} = a + b \cdot V_{veh} + c \cdot V_{veh}^2 \quad 3.1$$

<sup>7</sup> Dans notre approche, on considère le pneumatique comme un solide indéformable et pour lequel nous négligerons le glissement

Cette loi de route est souvent utilisée pour les essais au banc à rouleaux et elle permet de déterminer la force de freinage à appliquer aux rouleaux en fonction de la vitesse des rouleaux (vitesse fictive du véhicule). L'inconvénient principal de la loi de route pour notre approche est qu'elle ne permet pas de dissocier la résistance due aux pertes de roulement de celle due aux pertes aérodynamiques.

### 3.5.1.2 Approche par dissociation des interactions

L'objectif de cette approche est de considérer les différents postes à l'origine de la résistance à l'avancement au niveau du véhicule. Dès lors, deux postes de résistance à l'avancement sont souvent considérés : la résistance au roulement et la résistance aérodynamique.

#### 3.5.1.2.1 Résistance au roulement

La force de résistance au roulement ( $F_{roul}$ ) représente la partie de la résistance à l'avancement due au pneumatique, à la roue ainsi qu'aux efforts résiduels du système de freinage (l'échage des plaquettes par exemple pour les freins à disque). La résistance au roulement prend en compte (voir éq.3.2) les aspects de frottement au niveau du contact revêtement/pneumatique avec un terme de frottement de Coulomb  $fr$  et un terme de frottement visqueux  $k$ , ainsi que les aspects de traînée aérodynamique du pneumatique et de la roue grâce au coefficient  $w$ . Cette loi varie en fonction de la charge appliquée aux pneumatiques, définie grâce à la masse du véhicule  $m_{veh}$  et à la constante gravitationnelle  $g$ .

$$F_{roul} = m_{veh} \cdot g \cdot (fr + k \cdot V_{veh} + w \cdot V_{veh}^2) \quad 3.2$$

#### 3.5.1.2.2 Résistance aérodynamique

Le modèle de frottement aérodynamique utilisé se base sur des grandeurs aérodynamiques globales du véhicule telles que le coefficient de traînée  $C_x$  (déterminées par simulation ou par essais en soufflerie) et la surface frontale  $S$ . La résistance à l'avancement due à l'aérodynamique  $F_{aéro}$  peut alors être calculée (voir éq.3.3) en connaissant la masse volumique de l'air  $\rho_{air}$  et la vitesse relative du véhicule  $V_{rel}$  qui est la combinaison de la vitesse absolue (due à l'avancement du véhicule) et de la vitesse du vent. Dans le cadre de cette thèse, nous nous placerons dans un environnement sans vent.

$$F_{aéro} = \frac{1}{2} \cdot \rho_{air} \cdot S \cdot C_x \cdot V_{rel}^2 \quad 3.3$$

## 3.5.2 Modélisation de la batterie

Au cours de ce chapitre et de l'ensemble de cette thèse, la batterie est considérée selon la convention générateur, i.e. le courant  $I$  est positif en décharge et négatif en charge.

### 3.5.2.1 Aperçu des différents degrés de modélisation de la batterie

#### 3.5.2.1.1 Modèle de type circuit électrique équivalent

##### a Modèle pile (modèle statique)

Le modèle de type *pile* est le plus couramment utilisé pour la modélisation de la batterie dans le cas d'approche système [Alix (2008), Golbuff (2007), Scordia (2004)]. La raison de ce choix réside essentiellement dans le nombre restreint d'essais à mettre en œuvre pour obtenir les données nécessaires à la calibration (essais de type HPPC par exemple, voir Annexe A) ainsi que dans la

facilité de calibration du modèle. De plus, dans des approches de dimensionnement des cellules (v. 5.4), le nombre réduit de paramètres est également un atout.

Dans ce modèle, la tension  $U$  aux bornes de la batterie (ou de la cellule) est exprimée (voir éq. 3.4) en fonction de la tension à vide  $U_0$  (ou potentiel d'équilibre), de la résistance interne  $R$  et de l'intensité  $I$  traversant la batterie. Dans cette approche, la résistance interne pourra être différente selon le mode de fonctionnement (charge ou décharge).

$$U = U_0 - R \cdot I \tag{3.4}$$

Suivant le degré de précision souhaité et suivant la disponibilité des données, ces grandeurs pourront être fonction de l'état de charge  $SOC$  et/ou de la température  $T_{cell}$ , dans ce cas les grandeurs  $U_0$  et  $R$  seront exprimées sous forme cartographique ou bien sous forme analytique. Pour la résistance interne, la dépendance de celle-ci au niveau de courant  $I_{pulse}$  et à la durée de sollicitation sous ce courant  $t_{pulse}$  peut également être intégrée.

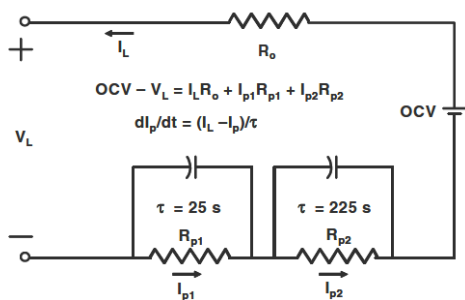
**b Modèle impédancemétrique (modèle dynamique)**

Le premier niveau de modèle dynamique pour les cellules batterie est le modèle de type *circuit équivalent*. La dynamique intervient ici sous la forme d'une impédance complexe  $Z^*$  et le modèle peut alors être exprimé grâce à l'équation 3.5 ci-dessous.

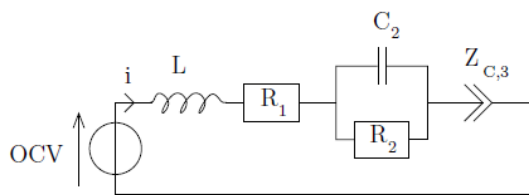
$$U = U_0 - Z^* \cdot I \tag{3.5}$$

Cette impédance complexe permet de représenter les différentes dynamiques de la cellule : dynamique rapide (électromigration), intermédiaire (réactions électrochimiques) et lente (diffusion ionique) [Badin et al. (2012)].

Les modèles batteries sont alors représentés sous la forme de circuits électriques équivalents constitués d'éléments résistifs, capacitifs et inductifs, voire d'éléments plus complexes (impédance de Warburg, CPE – Constant Phase Element) permettant de reproduire la réponse de la batterie sous différentes fréquences de sollicitation. La Figure 3-3 illustre deux exemples parmi les très nombreux modèles de type impédancemétrique existants dans la littérature, la spécificité de chaque modèle provenant de l'agencement des différents éléments électriques au sein du modèle. Le choix du modèle sera fait en fonction du degré de précision recherché, des données à disposition et également de la chimie de la cellule considérée.



d'après [Nelson et al. (2003)]



d'après [Montaru (2009)]

Figure 3-3 Exemples de représentation par circuit équivalent

La caractérisation des cellules permettant la calibration de ces modèles fait appel à la réalisation d'essais de type spectroscopie d'impédance électrochimique, plus complexes et plus longs à réaliser que les essais HPPC.

Ce genre de modèle a été utilisé dans des approches de modélisation système par le laboratoire Argonne [Nelson et al. (2003), Sharer et al. (2006)] pour des technologies Li-ion et notamment en l'intégrant dans une méthodologie de dimensionnement des cellules comme nous le verrons par la suite (voir 5.4).

### **3.5.2.1.2 Autres degrés de modélisation de la batterie**

Nous ne ferons ici qu'aborder les autres types de modélisation dont la complexité rend difficile leur utilisation avec les contraintes de l'approche système, d'autant plus lorsque celle-ci a pour objectif un grand nombre de configurations véhicule.

On peut tout de même citer la modélisation de type électrochimique (0D ou multi-dimensionnelle) dont l'objectif est d'établir un lien entre les données microscopiques d'une cellule (concentration des espèces actives) et les données macroscopiques (tension, température) et permettant de reproduire avec précision le comportement dynamique de la batterie en se basant sur la cinétique des réactions électrochimiques et sur le bilan des masses, des charges et de l'énergie d'une cellule [Badin et al. (2012)]. Ces modèles peuvent également être couplés avec des modèles thermiques (également 0D ou multi-dimensionnel) permettant ainsi une meilleure gestion de la thermique (du pack ou de la cellule) et un meilleur dimensionnement du système de refroidissement.

Enfin on peut citer les modèles visant à reproduire les phénomènes de vieillissement et à estimer les pertes de performances des cellules dues à ce vieillissement [Montaru (2009)].

### **3.5.2.2 Approche retenue pour la modélisation de la batterie**

Concernant l'aspect modélisation de la batterie, nous avons retenu un modèle statique de type pile, compte tenu des données à notre disposition et de l'objectif de mettre en place une méthodologie de dimensionnement de la cellule basée sur les données disponibles et visant à générer des données permettant de renseigner un modèle de type pile (voir 5.4).

## **3.5.3 Modélisation du moteur thermique**

### **3.5.3.1 Aperçu des différents degrés de modélisation du moteur thermique**

Le sous-système du moteur thermique est un système complexe faisant intervenir différents phénomènes physiques et par conséquent différentes disciplines (thermodynamique, aérodynamique, chimie de la combustion, mécanique, tribologie). Afin de modéliser le moteur thermique, de nombreuses approches sont possibles. Ces modèles sont plus ou moins complexes et font intervenir tout ou partie des phénomènes cités ci-dessus selon l'échelle de temps, la représentativité et le type de résultats (performances énergétiques, formation des polluants, performances dynamiques, etc.) et que l'on souhaite obtenir.

#### **3.5.3.1.1 Modèle moyen**

Le modèle moyen se caractérise par son échelle de temps caractéristique qui est le cycle thermodynamique complet du moteur. Ce modèle est un modèle global et statique. Il permet de représenter le moteur thermique en termes de performances énergétiques, d'émissions de polluant et permet également de donner une première estimation des performances dynamiques du moteur thermique en ajoutant une modélisation de la dynamique de la boucle d'air. Les modèles moyens sont généralement basés sur des cartographies et peuvent prendre différentes formes : modèle basée sur cartographies de consommation de carburant et d'émissions de polluant en fonction du régime et du couple effectif, modèle basé sur une cartographie de consommation exprimée dans le repère {régime, pression d'admission} auquel doit être ajouté un modèle de la boucle d'air et un modèle de frottement.

Ces modèles, et plus particulièrement celui basé sur des cartographies exprimées dans le repère {régime, couple effectif}, sont les modèles les plus souvent rencontrés dans la littérature pour des approches traitant du dimensionnement des véhicules hybrides [Golbuff (2007)], des potentialités des architectures et configuration [Delorme et al. (2008)] ou bien encore de la comparaison de différentes lois de gestion de l'énergie [Karbowski et al. (2006)].

Ces modèles conviennent effectivement bien à ce type d'approche car ils possèdent des temps de calcul intéressants (inférieur au temps réel) et les données nécessaires pour renseigner le modèle sont directement accessibles lors d'essais au banc moteur (pas de recalage du modèle nécessaire tant qu'il n'y a pas d'introduction de dynamique).

Enfin on pourra noter qu'en rajoutant une dimension aux cartographies, il sera possible de déterminer la consommation du moteur en fonction de sa température de fonctionnement et ainsi d'estimer l'impact sur la consommation du départ froid ou de l'arrêt du moteur pour les hybrides rechargeables. Cette prise en compte de la température nécessite cependant des données demandant des moyens expérimentaux importants [Jehlik (2009), Jehlik and Rask (2010), Jehlik et al. (2010)].

Un des inconvénients de ces modèles est qu'ils sont basés sur des données expérimentales et ne sont donc pas prédictifs. Dès lors, ils ne permettent pas de prendre en compte l'influence de nouvelles technologies pour lesquelles on ne dispose pas de bases expérimentales.

#### **3.5.3.1.2 Modélisation haute fréquence**

Les modèles hautes fréquences, dont l'échelle de temps caractéristique est celle des phénomènes physiques mis en jeu (1 $\mu$ s à 1ms), sont basés sur une modélisation phénoménologique permettant de représenter la physique mise en jeu lors des différentes phases du cycle moteur (dynamique de la boucle d'air, efficacité du remplissage, modèle de combustion, modèle de formation de polluants, modèle de frottement). Par conséquent, ces modèles nécessitent de détailler les différents composants du moteur thermique (caractéristiques de la distribution, des injecteurs, de la boucle d'air,...).

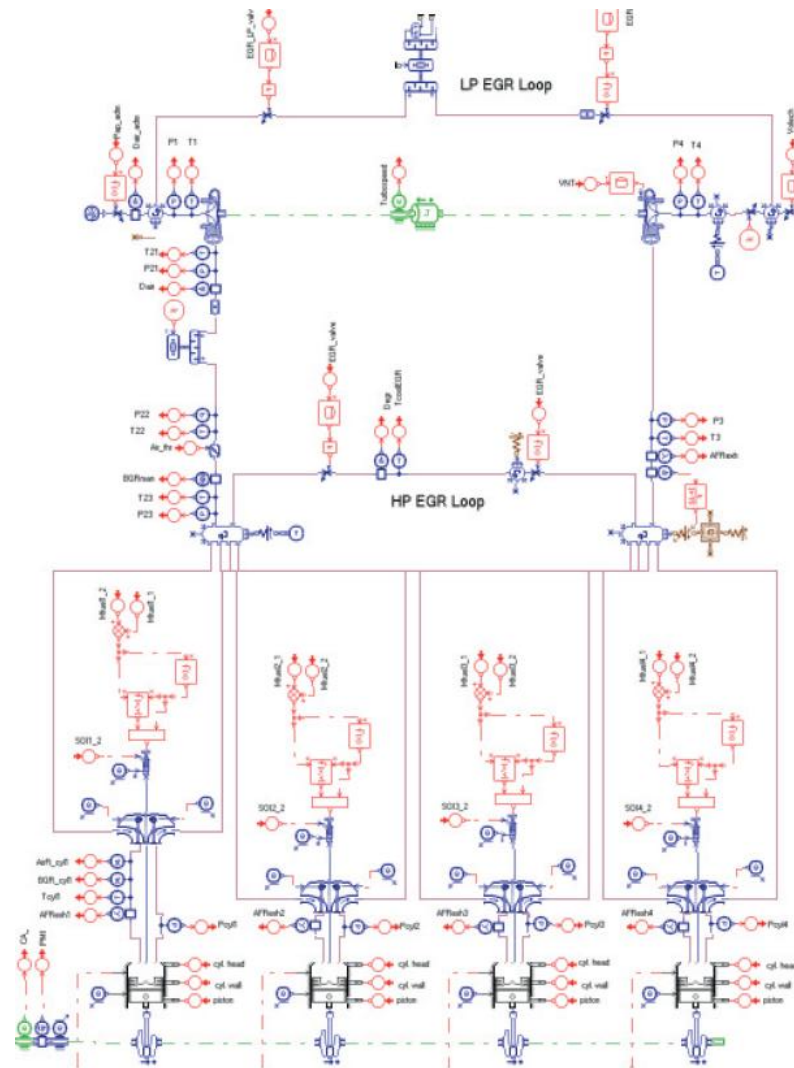


Figure 3-4 Exemple d'un simulateur haute-fréquence d'un moteur 4 cylindres Diesel suralimenté [Badin et al. (2012)]

Ce type de modèle, dont le temps d'exécution est supérieur au temps réel, est généralement dédié à l'optimisation et à la calibration du moteur thermique. Son implémentation dans le système véhicule peut également permettre de modéliser les interactions entre le moteur thermique et les autres composants, notamment durant les phases transitoires.

Du fait de leur temps d'exécution, ces modèles sont rarement utilisés pour des approches énergétiques système (d'autant plus pour des approches paramétriques). De tels modèles sont parfois utilisés afin de dimensionner des moteurs thermiques de différentes puissances et/ou technologies et ainsi générer des cartographies de consommation qui sont ensuite renseignées dans le simulateur (voir [Assanis et al. (1999), Alix (2008)] pour des moteurs diesel ou [Delorme et al. (2010)] pour des moteurs essence). On pourra cependant citer certaines approches [Wurzenberger et al. (2012)] utilisant ce degré de modélisation dans des simulateurs de véhicules hybrides afin d'étudier l'impact de l'hybridation sur les phénomènes transitoires et les émissions de polluants.

### 3.5.3.1.3 Modélisation multi-dimensionnelle (2D, 3D)

La modélisation multi-dimensionnelle permet de prendre en compte les écoulements complexes à l'intérieur de la chambre de combustion et permet ainsi la modélisation de phénomènes tels que le balayage des gaz brûlés résiduels, l'initiation de la combustion, les phénomènes aux parois (extinction

de flamme, pertes aux parois) ou la formation des polluants. Ces modèles possédant des temps de calculs très long peuvent, entre autre, être utilisés pour l'optimisation de la forme des chambres de combustion ou de l'implantation des injecteurs.

### **3.5.3.2 Approche retenue pour la modélisation du moteur thermique**

Pour la modélisation du moteur thermique dans le simulateur système, nous nous sommes tournés vers un modèle quasi-statique (pilotage par la demande de couple) renseigné avec des courbes de couple maximal et couple minimal (frein moteur) ainsi qu'avec une cartographie de pertes exprimée en fonction du point de fonctionnement {régime ; couple}. Les caractéristiques du moteur de référence ainsi que les données nécessaires à renseigner pour ce type de modèle sont données dans le chapitre sur le dimensionnement du moteur thermique (5.2).

## **3.5.4 Modélisation de la machine électrique**

### **3.5.4.1 Aperçu des différents degrés de modélisation de la machine électrique**

#### **3.5.4.1.1 Modèle cartographique quasi-statique**

Les modèles de cartographies de pertes sont les modèles les plus largement utilisés dans les approches systèmes lorsqu'il s'agit de déterminer les consommations énergétiques du véhicule. Ces modèles consistent, dans le cas des machines électriques, en une cartographie de pertes, de rendements ou de consommation électrique exprimée en fonction du régime et du couple de fonctionnement de la machine et associée à une enveloppe de couple de fonctionnement maximal en fonction du régime (en mode moteur et en mode générateur). Cette enveloppe de couple peut également prendre en compte la tension d'alimentation de la machine (déplacement du point de base) ou encore des notions de régimes transitoires et permanents, à condition que le modèle soit associé à un modèle thermique. Les dynamiques d'établissement du couple peuvent également être représentées par la définition d'un temps de réponse du système. Enfin, les pertes du convertisseur (onduleur) sont généralement incluses dans la cartographie de pertes de la machine électrique. Cette approche permet d'avoir des temps de calcul très courts, mais elle nécessite l'acquisition de données sur de nombreux points de fonctionnement pour avoir une cartographie représentative. Ces données peuvent être acquises expérimentalement sur un banc machine électrique ou en réalisant des simulations à l'aide d'un modèle plus complexe comme présenté ci-dessous.

#### **3.5.4.1.2 Modèle analytique**

L'expression d'un modèle électromagnétique réduit de la machine dans le repère de Park (voir Figure 3-5), permet de simplifier les équations électriques et ainsi d'exprimer le couple électromagnétique grâce à différentes grandeurs, dont les flux selon les axes  $d$  et  $q$  ( $\Psi_d$  et  $\Psi_q$ ).

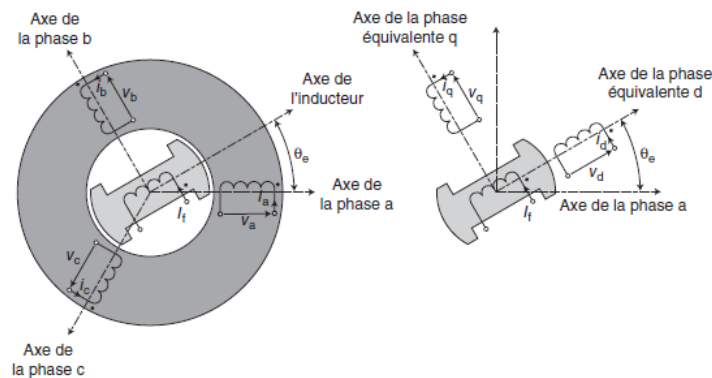


Figure 3-5 Transformation de Park d'un repère triphasé  $\{a,b,c\}$  à un repère diphasé  $\{d,q\}$  [Badin et al. (2012)]

Ces flux  $\Psi_d$  et  $\Psi_q$  peuvent alors être calculés soit analytiquement en connaissant les caractéristiques de la machine (géométrie, caractéristiques magnétiques des matériaux) et en déterminant les inductances  $L_d$  et  $L_q$  du circuit électrique équivalent, soit par une caractérisation expérimentale (voir comparaison pour une machine à aimants permanents dans [Abdelli and Le Berr (2011a)]).

Les flux  $\Psi_d$  et  $\Psi_q$  peuvent également être préalablement cartographiés grâce à une modélisation magnétique de la machine (voir Figure 3-6).

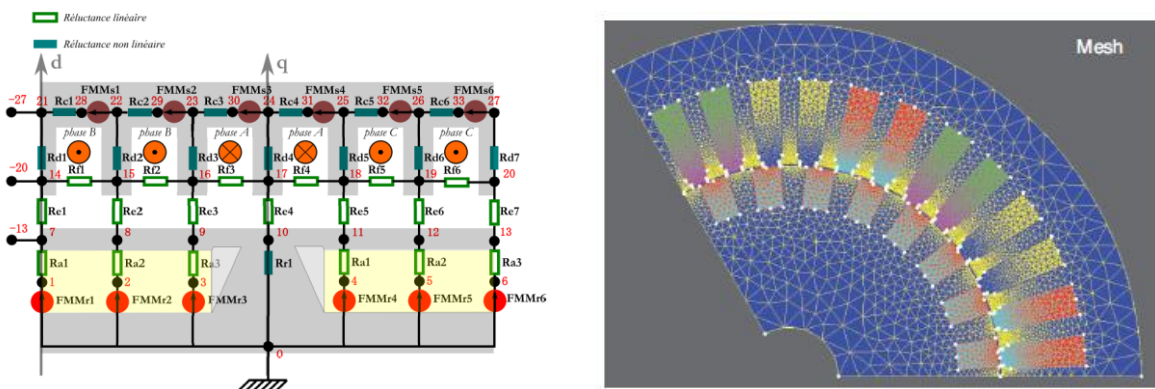


Figure 3-6 Modélisation magnétique : semi-analytique nodale par réseau de reluctance [Küttler (2013)] (à gauche) et numérique par éléments finis [Le Berr et al. (2012)] (à droite)

### 3.5.4.1.3 Modélisation de la thermique

Nous avons vu auparavant (voir 2.4) que la thermique de la machine électrique est très importante dans les applications transports. Une bonne compréhension et prévision de celle-ci permet d'estimer les performances de la machine en régime transitoire et ainsi dimensionner la machine électrique au plus juste pour un usage en traction automobile, qui s'avère très loin d'un fonctionnement en régime continu.

La modélisation des transferts thermiques dans les différents composants de la machine et selon les postes de génération de perte (et donc de chaleur) peut être réalisé par des modèles thermiques de type circuit équivalent (voir Figure 3-7) ou encore par la méthode des éléments finis.



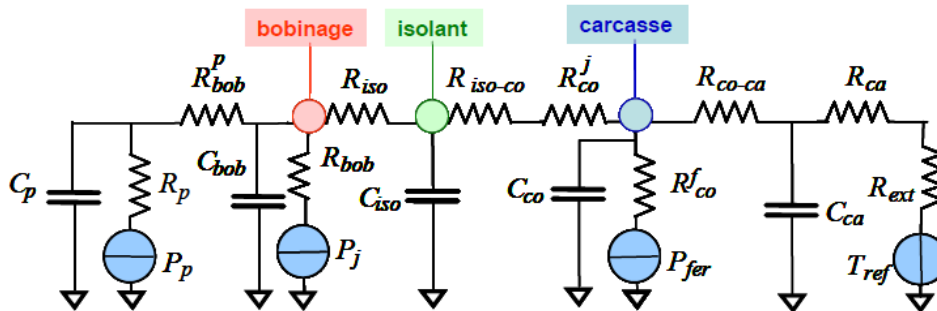


Figure 3-7 Modélisation 1D du flux thermique radial au niveau du stator par un modèle thermique de type circuit équivalent [Abdelli (2007)]

### 3.5.4.2 Approche retenue pour la modélisation de la motorisation électrique

Au niveau du choix de la modélisation de la machine électrique dans le simulateur système, nous nous sommes tournés vers un modèle quasi-statique (pilotage par la demande de couple) renseigné avec une courbe de couple maximal en mode moteur et une courbe en mode générateur, ainsi que d'une cartographie de pertes globales incluant les pertes de l'actionneur machine électrique et celles de son onduleur (v. 2.5.1). Nous verrons dans le chapitre 5.3.1, que, contrairement à l'approche par homothétie habituellement utilisée dans les études paramétriques, un modèle analytique de la machine a été utilisé pour le dimensionnement et pour la génération des cartographies de pertes de la machine électrique.

## 3.5.5 Modélisation de l'électronique de puissance

### 3.5.5.1 Aperçu des différents degrés de modélisation de l'électronique de puissance

Nous ne rentrerons pas dans le détail de la modélisation des convertisseurs dans le cadre de nos travaux sur le système. Cependant il est possible de distinguer deux niveaux de modèles, les modèles moyens et les modèles topologiques [Badin et al. (2012)].

Les modèles topologiques, qui sont les modèles les plus fins, décrivent les phénomènes liés à la commutation et à la conduction en considérant chacun des composants (diodes, IGBT) et ses imperfections. L'objectif de ces modèles est d'étudier les contraintes sur les composants et les problèmes liés à la création d'harmoniques dues à la fréquence de découpage.

La modélisation d'un onduleur par un modèle moyen appliqué au repère tournant de Park est abordée dans la partie 5.3 dans laquelle l'objectif du modèle moyen est de générer une cartographie de pertes globale (machine + électronique de puissance) en combinant un modèle moyen de l'onduleur et un modèle analytique simplifié de la machine électrique.

Enfin, l'électronique de puissance ayant une constante de temps thermique très faible, la modélisation de la thermique lors du dimensionnement des convertisseurs est primordiale et peut également être abordée sous la forme d'un circuit équivalent [Regnier (2003)].

### 3.5.5.2 Approche retenue pour la modélisation du chargeur embarqué et du processus de recharge

L'estimation des performances en consommation des véhicules rechargeables nécessite la modélisation de la recharge de ces véhicules et donc la mise en place d'un modèle permettant d'estimer les pertes inhérentes à l'utilisation de ce convertisseur. Dans le cadre de cette thèse, le chargeur est modélisé par la définition d'une puissance maximale prélevée sur le réseau (3,3 kW) et d'un rendement de conversion entre la puissance fournie par le réseau et la puissance fournie à la

batterie. Ce rendement de conversion est considéré comme constant (87%) et a été défini d'après l'analyse des essais ayant été réalisés sur le chargeur de la Chevrolet Volt [Carlson (2012)].

A ce modèle de chargeur s'associe une stratégie de recharge de la batterie utilisée afin de déterminer la consommation d'énergie électrique nécessaire à la recharge de la batterie des PHEV (voir 7.2.2). La recharge de la batterie est réalisée selon une stratégie de floating se déroulant en deux phases. La première phase consiste à recharger la batterie avec un régime constant de 1C jusqu'à atteindre la tension maximale de la batterie en recharge. La recharge est ensuite réalisée à tension constante durant la deuxième phase, le courant étant alors à chaque instant calculé afin que la tension soit égale à la tension maximale. Cette phase et le processus de recharge se terminent lorsque le régime de C/20 a été atteint. Durant toute la recharge, le courant est contrôlé afin que la puissance de recharge ne dépasse pas la puissance maximale du chargeur.

### **3.5.6 Modélisation de la transmission**

#### **3.5.6.1 Aperçu des différents degrés de modélisation de la transmission**

La modélisation des éléments de transmission peut être abordée à différentes échelles selon les phénomènes et les performances que l'on souhaite étudier. Dans les approches système visant à étudier les performances énergétiques de la chaîne de traction, les modèles de transmission sont généralement des modèles simples, basés sur la définition d'une valeur de démultiplication et d'une valeur de rendement associé. Une approche plus complète, mais nécessitant de nombreuses données, consiste, pour une démultiplication donnée, à exprimer les pertes dans la transmission sous forme cartographique (par exemple en fonction du couple et du régime, voire de la température).

Pour la boîte de vitesses, des modèles beaucoup plus complexes dissociant chacun des composants de la boîte (pignon fou, synchroniseur, baladeur, fourchettes) permettent d'étudier les phénomènes transitoires lors d'un changement de rapport, et ainsi évaluer la boîte de vitesses en termes d'agrément ou de contrôle rapproché.

Enfin, les modèles tribologiques, s'intéressent à la zone de contact entre les dentures (zone de transmission du couple) et permettent d'étudier le dimensionnement et l'usure des dentures, les besoins de lubrification, et peuvent également servir à déterminer certaines pertes.

#### **3.5.6.2 Approche retenue pour la modélisation de la transmission**

Les modèles retenus pour les différents composants de transmission utilisés dans cette thèse (v. 2.6.3) sont d'une approche simple comme cela est généralement le cas dans les études paramétriques au niveau véhicule. Ces modèles sont basés, pour chaque démultiplication, sur la valeur de la démultiplication et sur une valeur de rendement. Le choix des données permettant de renseigner ces modèles sera fait par la suite, dans le chapitre traitant du dimensionnement des composants (v. 5.5).

### **3.5.7 Modélisation de la consommation des auxiliaires**

Les investissements de ces dernières années dans l'électrification de la chaîne de traction ont permis des développements importants au niveau de l'électrification des auxiliaires. Les auxiliaires électrifiés présentent en effet deux intérêts majeurs par rapport à ceux traditionnellement alimentés mécaniquement par le moteur thermique (par le biais de la courroie auxiliaire par exemple). Ils permettent d'une part de conserver la fonction de l'auxiliaire (direction assistée, climatisation) lorsque le moteur thermique est à l'arrêt (sur des phases de mode tout électrique mais aussi pour le véhicule conventionnel pour les phases de S&S). D'autre part, l'électrification permet de décorrélérer le régime de fonctionnement de l'auxiliaire de celui de la chaîne de traction et rend ainsi possible l'optimisation

du point de fonctionnement de l'auxiliaire selon la puissance demandée et non selon la vitesse du véhicule.

Dans le cadre de cette thèse, nous considérerons qu'un maximum d'auxiliaires ont été électrifiés, la consommation des auxiliaires mécaniques caractéristiques du moteur thermique comme la pompe à eau et la pompe à huile étant déjà prise en compte dans la cartographie de consommation du moteur thermique.

Les auxiliaires ne feront pas l'objet d'une modélisation dédiée et nous nous contenterons, comme dans de nombreuses études énergétiques sur les véhicules hybrides, de prélever une puissance électrique constante sur la batterie. La puissance prélevée dépendra du nombre, du type d'auxiliaires équipant le véhicule et de leurs utilisations. Ainsi, le système de direction assistée peut consommer jusqu'à 1 kW [Badin et al. (2012)] et le système de climatisation jusqu'à 3 kW [Badin et al. (2012)]. Certains auxiliaires peuvent également être ponctuellement des consommateurs importants comme le système de chauffage par temps froid des éléments batteries équipant la Chevrolet Volt et pouvant consommer jusqu'à 1,8 kW [Parrish et al. (2011)].

Les puissances électriques consommées par les auxiliaires dans le cadre de cette thèse sont récapitulées dans le Tableau 3-1 selon les configurations des véhicules. On remarquera que dans nos hypothèses, les véhicules dont la chaîne de traction est électrifiée ont une consommation d'auxiliaires électriques plus importante, cela pouvant s'expliquer par l'ajout d'auxiliaires dédiés à la gestion et à la protection des composants tels que la machine électrique et la batterie (pompe du circuit de refroidissement, ventilateur,...).

*Tableau 3-1 Consommation des auxiliaires électriques utilisée dans les simulateurs*

Type de configuration	Type d'auxiliaires	Valeurs
Véhicule conventionnel (y compris avec fonctionnalité S&S)	Réseau de bord, ventilation, climatisation/chauffage, pompe de direction assistée	400 W
Véhicules hybrides (rechargeable et non rechargeable)	Réseau de bord, ventilation, climatisation/chauffage, pompe de direction assistée + Circuit refroidissement pack batterie et machine électrique	800 W

## 3.6 Modélisation de l'usage

### 3.6.1 Approche par suivi de profil d'un cycle d'usage

L'approche par suivi de profil consiste à représenter un usage par l'évolution de la vitesse cible du véhicule en fonction du temps. L'objectif pour le conducteur, réel (dans un véhicule sur banc à rouleaux) ou virtuel, est alors de suivre ce profil de vitesse au plus près (en restant dans les tolérances de validité comme nous le verrons par la suite). Cette approche est l'approche la plus utilisée dans l'évaluation énergétique des véhicules, que ce soit en modélisation ou bien sur véhicule réel (c'est notamment le cas pour les cycles d'homologation de type NEDC).

### 3.6.2 Les cycles d'usage

Afin d'évaluer les potentialités des véhicules hybrides en termes de consommation, plusieurs types de cycles d'usage peuvent être définis selon leur nature et leur application.

Les cycles normalisés ont été développés dans différents pays ou continents afin de permettre l'évaluation des émissions de polluants atmosphériques et de la consommation des véhicules. On distingue trois réglementations principales, en Europe (avec le cycle NEDC : New European Driving Cycle), aux États-Unis (avec les cycles FTP-75, Highway, ...) et au Japon (avec le cycle 10/15 mode ou JC08). Dans le cas européen, de nombreuses études indiquent que les résultats de consommation des véhicules (hybrides ou conventionnels) obtenus sur le cycle normalisé NEDC ne sont pas représentatifs d'un usage réel. Un nouveau cycle de référence, le WLTC, est actuellement à l'étude et propose d'améliorer la représentativité du cycle normatif.

Afin de se rapprocher de cas d'usages plus réalistes, des cycles dits d'usage réel ont été développés. Ces cycles sont soit issus de relevés véhicule réalisés sur un trajet réel (par exemple le cycle CBG-3000, issu de données expérimentales relevées sur un trajet dans Gothenburg [Asbogard et al. (2007)]), soit reconstruits à partir de l'étude statistique de relevés effectués sur plusieurs véhicules, plusieurs parcours, voire plusieurs pays. C'est notamment le cas des cycles Artémis développés par l'INRETS [André (2004a)].

Les cycles d'usage retenus dans le cadre de cette thèse sont le cycle NEDC issu de la procédure de normalisation des véhicules en Europe (consommation et émissions polluantes)<sup>8</sup>. Les cycles Artémis urbain, routier et autoroutier (dans sa version 150 km/h) qui nous serviront à évaluer les véhicules sur des usages plus contraignants et plus représentatifs d'un usage réel. Les cycles Artémis serviront également de base à la création de missions se voulant représentatives de trajets quotidiens (voir 7.3.3.1). Les profils de vitesses utilisés pour évaluer les véhicules en usage seront représentés en Annexe G. On notera que pour l'ensemble des cycles d'usage retenus dans le cadre de cette thèse, la pente sera considérée comme nulle.

### 3.6.3 Modélisation du conducteur

Le modèle du conducteur permet de traduire à chaque instant la consigne de vitesse issue de l'interpolation du cycle d'usage en consigne d'accélération ou de freinage du véhicule transmise par le biais de l'enfoncement pédale au superviseur du véhicule, le superviseur se chargeant ensuite de traduire l'enfoncement pédale en termes de demande de couple à la roue (voir 4.2.1).

Le modèle de conducteur utilisé dans le cadre de la thèse est un modèle basé sur une boucle de régulation dont l'objectif est de corriger l'erreur entre la consigne de vitesse (cycle d'usage) et la vitesse effective du véhicule. Ces régulateurs (un pour la pédale d'accélérateur et un pour la pédale de frein) sont de type PID et leurs coefficients (qui resteront identiques pour tous les véhicules et dimensionnements considérés) sont récapitulés dans le Tableau 3-2.

Tableau 3-2 Coefficients des régulateurs PID dans le modèle conducteur

	Accélération	Freinage
<b>Gain proportionnel (P)</b>	0,2	0,01
<b>Gain intégral (I)</b>	0,3	0,1
<b>Gain dérivatif (D)</b>	0,05	0,025

### 3.6.4 Critère de validité

La vérification de la validité des simulations réalisées selon l'approche suivie de profil sera basée sur la méthode utilisée dans la norme européenne ECE-R101 [UNECE (2005a)] pour l'homologation des véhicules. Cette norme dont le cycle d'évaluation est le cycle NEDC, définit un essai valide dès

<sup>8</sup> Normes ECE-99 et ECE-101

lors que la vitesse réelle du véhicule sur le banc à roulement reste dans une enveloppe définissant la tolérance sur la vitesse cible. Cette tolérance est la combinaison à chaque instant de la tolérance sur la vitesse ( $\pm 2$  km/h) et sur le phasage temporel ( $\pm 1$  s). Dans la norme, des incursions au-delà de la tolérance sont autorisées tant que celles-ci ne dépassent pas 5 s à chaque fois et que leur occurrence est inférieure à 5 fois par heure.

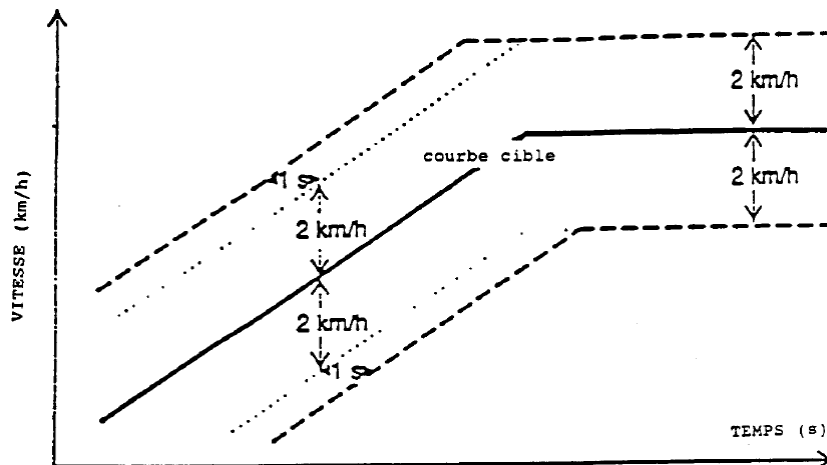


Figure 3-8 Représentation de la tolérance sur la vitesse dans le cas du cycle NEDC  
(source : directive européenne ECE-R101)

Cette définition de la tolérance sera appliquée à l'ensemble des cycles d'évaluation de type suivi de profil. Il est à noter que la combinaison de la tolérance sur la vitesse et sur le phasage peut entraîner la définition d'une enveloppe de vitesse très large dans les cas de cycles à forte dynamique (accélération importante). C'est notamment le cas dans le cycle Artémis Routier pour lequel l'enveloppe peut autoriser dans le cas le plus extrême, une erreur d'environ 16 km/h par rapport à la vitesse cible (dans le cas du cycle NEDC, l'erreur maximale étant d'environ 7 km/h).

### 3.7 Conclusion

Au cours de ce chapitre, nous avons présenté les différents modèles retenus pour réaliser l'évaluation énergétique du système véhicule hybride.

L'outil de simulation AMESim a été utilisé afin de modéliser les architectures des véhicules étudiés dans le cadre de la thèse. Les simulateurs ainsi créés sont constitués de sous-modèles pour chacun des composants de la chaîne de traction. Les modèles retenus pour ces composants sont des modèles énergétiques simples, en cohérence avec l'application visée par les simulateurs (à savoir l'évaluation énergétique) mais également avec les méthodes de génération de données utilisées pour dimensionner les composants comme nous le verrons par la suite (voir Chapitre 5). On notera que l'approche modulaire avec laquelle le simulateur système a été réalisé permet de remplacer chacun des sous-modèles par un modèle plus complexe selon les phénomènes que l'on souhaitera étudier dans des travaux futurs. Une partie de ce chapitre a également permis de présenter l'approche retenue afin de modéliser l'usage du véhicule.

Le chapitre suivant traitera du superviseur véhicule qui permet de piloter les différents composants du simulateur grâce aux consignes du conducteur et aux mesures effectuées au niveau du véhicule.

# Chapitre 4

## Développement d'un superviseur pour les véhicules hybrides

### 4.1 Introduction

L'objectif du superviseur d'un véhicule est globalement de répondre aux sollicitations du conducteur (volonté d'accélérer ou de freiner le véhicule, volonté de changer le rapport de la boîte de vitesses) en déterminant les consignes à appliquer sur les différents actionneurs et en vérifiant la bonne exécution de ces consignes. La traduction des sollicitations du conducteur en consignes de couple doit prendre en compte l'état du système (régimes, disponibilité du couple) et différentes contraintes pouvant s'appliquer au système (limitation du couple en raison de l'adhérence, limitation en couple ou en puissance pour la protection de certains composants). Dans le cas des véhicules possédant plusieurs sources d'énergie, comme c'est le cas des véhicules hybrides, le superviseur doit de plus définir à chaque instant la distribution de la demande de couple sur les différents actionneurs.

Le superviseur implémenté dans le cadre de cette thèse a été développé avec l'aide des outils *Simulink* et *Stateflow*. Sa structure générale s'inspire des travaux du Département « Contrôle, Signal et Système » de la Direction « Technologie, Informatique et Mathématiques appliquées » de IFPEN [Chasse et al. (2009b)] et se décompose dans notre cas de figure en trois blocs principaux (voir Figure 4-1).

Le premier bloc a pour objectif de traduire la volonté du conducteur en termes de comportement dynamique du véhicule (accélération, freinage, changement de rapport de la boîte de vitesses). Cette interprétation se base sur les signaux mesurés dans le simulateur véhicule au niveau de différents capteurs (enfoncement des pédales d'accélérateur et de frein, position du levier de vitesse, vitesse du véhicule).

Le second bloc est dédié à la gestion de l'énergie dont l'objectif est de définir les points de fonctionnement qu'il est nécessaire de respecter au niveau de chacun des composants afin de satisfaire la demande de couple déterminée par le premier bloc tout en essayant de minimiser l'énergie nécessaire au respect de cette consigne. La loi de gestion de l'énergie est particulièrement importante dans le cadre des véhicules hybrides, car elle pourra permettre d'optimiser la répartition de la puissance (et donc de la consommation énergétique) entre les deux sources d'énergie. Nous verrons par la suite que dans le cadre de cette thèse, nous avons opté pour une loi de gestion optimale de l'énergie dénommée Principe du Minimum de Pontriaguine (PMP).

Enfin le troisième et dernier bloc a pour objectif d'adapter les décisions de nature énergétique à l'état réel du système et de piloter les différents actionneurs afin que ceux-ci répondent le plus fidèlement possible aux consignes optimales et théoriques définies dans la loi de gestion de l'énergie.

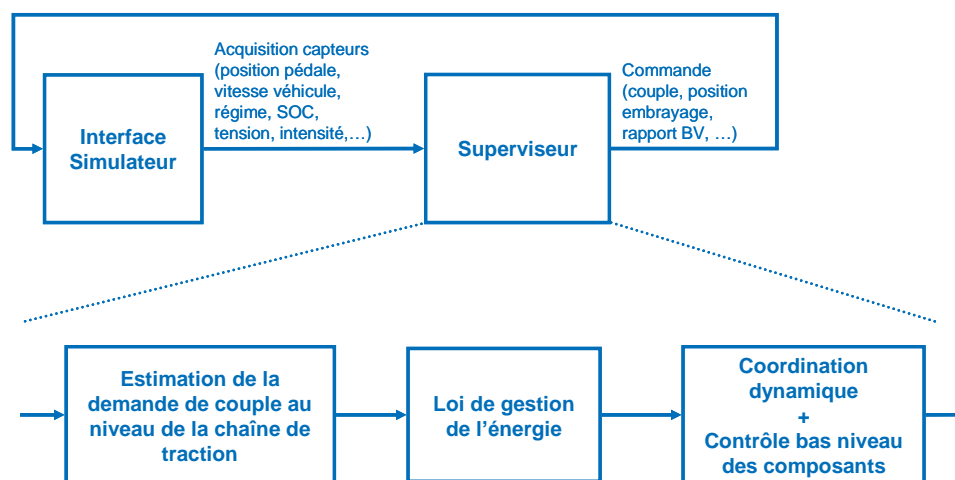


Figure 4-1 Couche supérieure du superviseur

Lors de l'implémentation de ce superviseur, bien que celui-ci soit inspiré de méthodologies et de travaux existants, une grande attention a été apportée afin de le rendre le plus rigoureux et le plus modulable possible. Le développement du superviseur a donc été effectué selon une philosophie se basant sur les trois règles décrites ci-dessous :

1. le superviseur a été implémenté afin d'être entièrement paramétrable et ainsi de pouvoir s'adapter à toutes modifications apportées aux composants du véhicule ou de pouvoir modifier facilement les caractéristiques des différentes fonctionnalités (vitesse seuil pour désactiver le fonctionnement tout électrique, durée des différentes phases lors d'un changement de rapport, etc.) ;
2. chacune des fonctions du superviseur a été intégrée dans un bloc dédié afin de faciliter d'une part la compréhension du fonctionnement du superviseur pour des utilisateurs futurs et d'autre part l'intégration d'algorithmes de contrôle différents (par exemple pour intégrer de nouvelles lois de gestion de l'énergie) ;
3. différents blocs ont été développés afin de pouvoir s'adapter à plusieurs types d'architecture véhicule. On pourra prendre pour exemple le bloc d'estimation de la demande de couple à la roue ainsi que les contrôleurs bas niveau des composants qui ont été implémentés sans modifications dans les deux architectures étudiées dans le cadre de cette thèse.

## 4.2 Estimation de la demande de couple au niveau de la chaîne de traction

La première tâche du superviseur véhicule consiste à traduire les consignes fournies par le conducteur par le biais des pédales d'accélérateur et de frein en requête de couple au niveau des roues ( $C_{roue\_req}$ ), requête qui sera elle-même traduite en requête de couple au niveau de la chaîne de traction ( $C_{gmp\_req}$ ) et, si nécessaire, du système de freinage dissipatif du véhicule (freins à disque par exemple). Le bloc implémenté afin de réaliser cette tâche est commun à tous les véhicules et est entièrement paramétré dans le but de s'adapter à différentes architectures et configurations tant que le système de récupération d'énergie se trouve sur l'essieu avant (ce qui est le cas des architectures étudiées dans le cadre de cette thèse). Ce bloc se divise en deux sous blocs (voir Figure 4-2) dont le détail est donné ci-dessous.

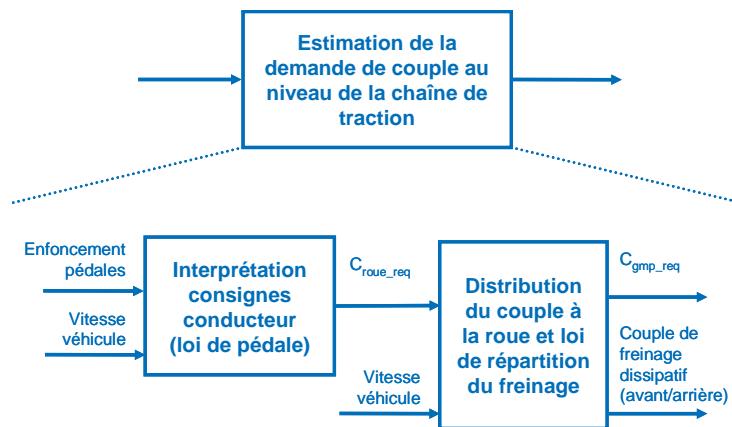


Figure 4-2 Structure du bloc d'estimation de la demande de couple au niveau de la chaîne de traction

### 4.2.1 Interprétation des consignes pédale

Le rôle de ce premier sous bloc est d'interpréter les signaux d'enfoncement des pédales d'accélérateur ( $Psn_{pedal\_acc}$ ) et de frein ( $Psn_{pedal\_brk}$ ) provenant du modèle de conducteur du simulateur, en une demande de couple à la roue ( $C_{roue\_req}$ ). Afin de traduire ces signaux allant de 0 (pédale relâchée) à 1 (pédale pied plancher), des lois de pédale ont été déterminées à partir des performances maximales de la chaîne de traction et des caractéristiques du véhicule et ont été implémentées dans le superviseur.

Pour la traduction de la consigne de la pédale d'accélérateur  $Psn_{pedal\_acc}$ , le couple maximal pouvant être fourni par la chaîne de traction a été déterminé en considérant l'architecture et les fonctionnalités de la chaîne de traction ainsi que les performances de ses composants. En se plaçant dans le cas d'utilisation le plus favorable à la traction (pleine charge pour le moteur thermique, couple maximal de la machine électrique pour la tension maximale d'alimentation) et en utilisant les modèles des composants définis dans le superviseur, il est alors possible d'estimer un gabarit de couple maximal à la roue  $C_{hull\_acc\_100\%}$  en fonction de la vitesse du véhicule (voir Figure 4-3). C'est à partir de ce gabarit de couple qu'est définie la loi de pédale permettant de calculer le couple requis à la roue selon l'enfoncement de la pédale d'accélérateur (voir équation 4.1).

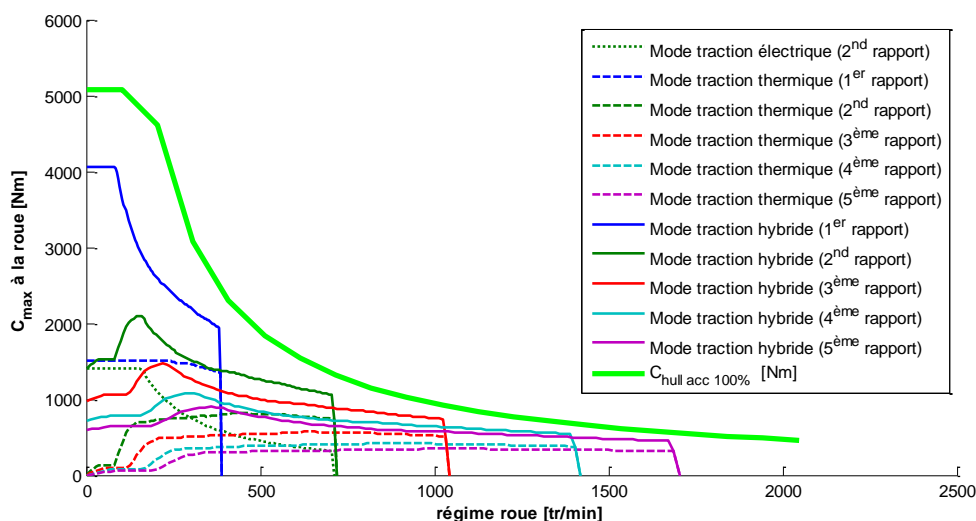


Figure 4-3 Exemple de construction de la loi de pédale d'accélérateur pour une configuration hybride parallèle pré-transmission



La loi de pédale permettant la traduction de la consigne de freinage  $Psn_{pedal_{brk}}$  est définie tel qu'un enfoncement de 100 % de la pédale de frein se traduise par une demande de couple à la roue correspondant à une estimation<sup>9</sup> du couple  $C_{hull_{brk_{100\%}}$  permettant de réaliser un freinage d'environ  $10 \text{ m/s}^2$ . Compte tenu de la dynamique des cycles d'usage employés dans cette thèse et des valeurs de décélération impliquées, cette définition du couple maximal de freinage est largement suffisante. La demande de couple à la roue en phase de freinage est alors calculée à partir de la loi de pédale et de l'enfoncement de la pédale de frein (voir équation 4.1).

$$C_{roue_{req}} = \begin{cases} Psn_{pedal_{acc}} \times C_{hull_{acc_{100\%}}(\omega_{roue}) & \text{si } Psn_{pedal_{acc}} > 0 \\ Psn_{pedal_{brk}} \times C_{hull_{brk_{100\%}}(\omega_{roue}) & \text{si } Psn_{pedal_{acc}} \leq 0 \end{cases} \quad 4.1$$

## 4.2.2 Loi de répartition du freinage et récupération d'énergie

Comme nous l'avons évoqué précédemment (1.3.4), la fonctionnalité de freinage récupératif permet aux véhicules hybrides de valoriser l'énergie du freinage en récupérant la plus grande part possible grâce à l'utilisation d'une (ou plusieurs) machine électrique en mode génératrice. Cependant, afin de quantifier l'énergie récupérable grâce au freinage récupératif, il est indispensable de considérer les limitations et les contraintes s'appliquant au système de freinage des véhicules. En effet, pour des raisons de sécurité et d'efficacité, la puissance du freinage doit être dans la majorité des cas répartie sur les deux essieux du véhicule, la totalité de l'énergie du freinage ne pouvant alors plus être récupérée dès lors qu'un seul essieu sera équipé d'une machine électrique (ce qui est le cas pour les architectures considérées dans le cadre de cette thèse). Cette répartition entre les essieux pourra suivre différentes stratégies permettant de maximiser la proportion d'énergie récupérée lors du freinage.

Le but de ce sous-chapitre est donc de présenter les stratégies de freinage implémentées dans le cadre de cette thèse et permettant de déterminer la répartition, sur les phases de freinage, du couple demandé à la roue  $C_{roue_{req}}$  entre le couple de freinage récupératif demandé au niveau de la chaîne de traction ( $C_{gmp_{req}}$ ) et le couple de freinage dissipatif réparti sur le système de freinage (freins à disque, à tambours,...) de l'essieu avant ( $C_{brk_{av}}$ ) et de l'essieu arrière ( $C_{brk_{ar}}$ ).

Dans la suite de ce sous-chapitre, la répartition du freinage sera abordée en termes de force à la roue et non pas de couple, les deux grandeurs étant cependant directement liées par le rayon de la roue (considéré constant dans notre cas).

### 4.2.2.1 Transfert de masse et répartition du freinage entre les essieux

La notion de répartition du freinage nécessite tout d'abord la définition du transfert de charge. En effet, comme nous le verrons par la suite, la force de freinage applicable à chaque roue est fonction de la composante normale de la réaction de la route au niveau de la roue. Or cette composante normale est non seulement fonction de la répartition statique de la masse au niveau du véhicule (position du centre de gravité), mais également du transfert de charge lors de l'accélération ou la décélération du véhicule.

<sup>9</sup> Calcul simplifié considérant la masse à vide du véhicule, sans transfert de masse, ni limitation d'adhérence

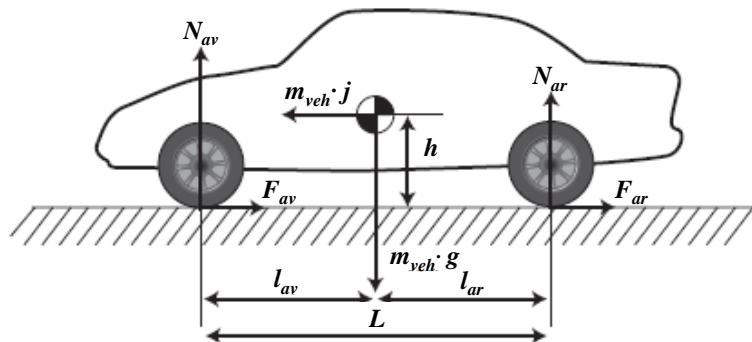


Figure 4-4 Forces extérieures appliquées au véhicule (d'après [Badin et al. (2012)])

La réalisation d'un bilan des forces extérieures appliquées sur un véhicule supposé indéformable<sup>10</sup> se déplaçant sur un plan horizontal et pour lequel les forces de résistance à l'avancement (roulement et aérodynamique) seront négligées (voir Figure 4-4) permet d'exprimer la composante normale pour l'essieu avant  $N_{av}$  (éq. 4.2) et pour l'essieu arrière  $N_{ar}$  (éq. 4.3) au niveau du contact roue/route en fonction de la valeur de la décélération  $j$  du véhicule. On pourra remarquer dans les équations 4.2 et 4.3 que l'augmentation de la décélération implique un transfert de charge sur l'essieu avant du véhicule et un délestage de l'essieu arrière.

$$N_{av} = \frac{m_{veh} \cdot g}{L} \left( l_{ar} + h \cdot \frac{j}{g} \right) \quad 4.2$$

$$N_{ar} = \frac{m_{veh} \cdot g}{L} \left( l_{av} - h \cdot \frac{j}{g} \right) \quad 4.3$$

La force de freinage maximale transmissible sur l'essieu avant  $F_{av\_max}$  et sur l'essieu arrière  $F_{ar\_max}$  peut alors s'exprimer en fonction de la composante normale de la réaction de la route sur la roue et du coefficient d'adhérence  $\mu$  (voir éq. 4.4). Ce coefficient d'adhérence varie selon la nature du revêtement et celle du pneumatique et peut varier, pour des pneumatiques traditionnels, entre 0,1 (plaque de glace) et environ 0,9 (revêtement en goudron sec).

$$F_{brk\_xx\_max} = \mu \cdot N_{xx} \quad avec \quad xx : ar, av \quad 4.4$$

Pour une valeur de  $\mu$  donnée, il existe une répartition optimale du freinage entre l'essieu avant et l'essieu arrière permettant d'obtenir le freinage le plus puissant et donc la distance d'arrêt la plus courte. Cette solution se trouve sur la droite d'équi-adhérence (voir Figure 4-5). Cette droite représente la répartition de freinage permettant un blocage simultané des deux essieux et est à ce titre la solution limite assurant la stabilité du véhicule (un blocage de l'essieu arrière étant synonyme d'instabilité et de risque de tête-à-queue). Ainsi, dans la Figure 4-5, pour un coefficient d'adhérence  $\mu$  de 0,9 (caractéristique d'un contact pneumatique/goudron sec), la décélération maximale atteignable pour ce véhicule est à peine supérieure à 0,6g si le freinage n'est assuré que par l'essieu avant, alors qu'elle est de 0,9g si le freinage est réparti entre l'essieu avant et l'essieu arrière selon la parabole d'équi-adhérence.

<sup>10</sup> Suspensions non considérées dans notre approche énergétique

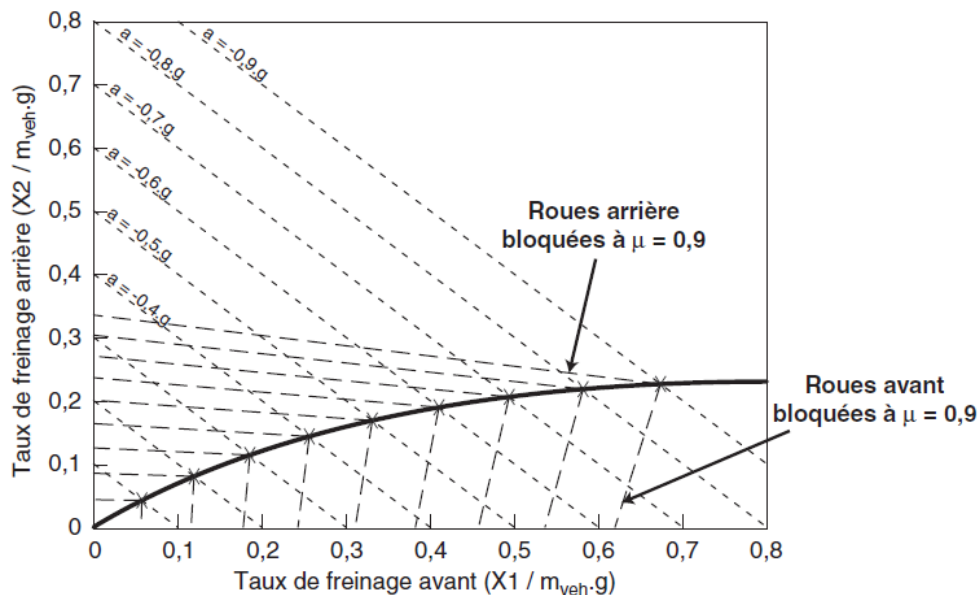


Figure 4-5 Illustration de la parabole d'équi-adhérence pour un véhicule de segment moyen inférieur (d'après [Badin et al. (2012)])

Afin de déterminer la répartition de la force totale de freinage pour obtenir une décélération voulue (voir 4.5) et afin que cette répartition suive la parabole d'équi-adhérence, il est alors possible d'exprimer les forces de freinage sur l'essieu avant  $F_{brk\_av\_équi}$  (éq. 4.6) et sur l'essieu arrière  $F_{brk\_ar\_équi}$  (éq. 4.7) en fonction de la décélération cible  $j$  (voir [Ehsani et al. (2005)]).

$$F_{brk\_tot} = F_{brk\_av} + F_{brk\_ar} = m_{veh} \cdot j \quad 4.5$$

$$F_{brk\_av\_équi} = \frac{m_{veh} \cdot j}{L} \left( l_{ar} + h \cdot \frac{j}{g} \right) \quad 4.6$$

$$F_{brk\_ar\_équi} = \frac{m_{veh} \cdot j}{L} \left( l_{av} - h \cdot \frac{j}{g} \right) \quad 4.7$$

Dans les faits, la répartition du freinage sur la parabole d'équi-adhérence pourra être complexe car ceci nécessite un système de freinage permettant de modifier de façon non proportionnelle la pression dans le circuit de freinage avant et dans le circuit de freinage arrière, cela pouvant nécessiter l'utilisation de systèmes gérés électroniquement (Brake-by-Wire par exemple) ou bien de système à circuit indépendant. On notera que dans le cas où de tels systèmes ne sont pas envisageables et que des systèmes plus traditionnels sont utilisés (répartition proportionnelle ou proportionnelle par morceau), ces systèmes devront être conçus afin que la répartition du freinage se trouve sous la parabole d'équi-adhérence et donc privilégie le freinage sur l'essieu avant. En effet, pour des raisons de sécurité et de stabilité du véhicule, il est préférable en cas de blocage des roues, que les roues de l'essieu avant se bloquent plus tôt que celles de l'essieu arrière.

#### 4.2.2.2 Stratégies de freinage implémentées dans le superviseur véhicule

Différentes stratégies de freinage ont été implémentées dans nos superviseurs afin de quantifier l'impact de la récupération d'énergie au freinage sur la consommation énergétique des véhicules.

Nous rappellerons ici que dans les architectures considérées dans le cadre de cette thèse (voir 1.6), le freinage de l'essieu avant pourra être réalisé soit par le système de freinage dissipatif équipant le véhicule (freins à disque par exemple), soit par la chaîne de traction, soit par une combinaison des deux. Lorsqu'une partie du freinage est réalisée par la chaîne de traction, la totalité ou une fraction de l'énergie de freinage pourra être récupérée sous forme d'énergie électrique, soit par la machine de traction (architecture hybride parallèle pré-transmission), soit par l'alternateur (architecture véhicule conventionnel), la fraction d'énergie restante étant alors dissipée dans les frottements de la chaîne de traction et dépendra de l'architecture et des fonctionnalités implémentées (possibilité de désengager ou non le moteur thermique lors des phases de freinage).

Les calculs de référence (voir notamment 7.3) ont été réalisés avec la stratégie de freinage n°2 car celle-ci permet de maximiser l'énergie récupérée lors des freinages de faibles puissances tout en assurant un freinage efficace et sûr lorsque les décélérations demandées sont plus importantes. L'impact sur la consommation énergétique des véhicules des différentes stratégies de freinage sera quant à lui étudié dans la section 8.2.1.

#### **4.2.2.2.1 Stratégie n°1 : freinage récupératif avec répartition sur la parabole d'équi-adhérence**

Dans cette stratégie, la puissance de freinage est tout d'abord répartie entre l'essieu avant (en combinant les équations 4.5 et 4.6) et l'essieu arrière (en combinant les équations 4.5 et 4.7) afin de respecter la loi de répartition optimale du freinage (parabole d'équi-adhérence). Dans cette stratégie, la puissance de freinage demandée à l'essieu équipé d'un système de freinage récupératif (l'essieu avant dans le cas de nos architectures) est assurée en priorité par le système de freinage récupératif. Si ce dernier n'est pas dans la capacité d'absorber la totalité de la puissance requise (limitation en puissance ou en énergie), alors le système de freinage dissipatif ajoute la puissance de freinage nécessaire.

#### **4.2.2.2.2 Stratégie n°2 : maximisation du freinage récupératif et répartition sur la parabole d'équi-adhérence**

Cette stratégie se rapproche de la stratégie n°1 développée ci-dessus avec la différence que pour les freinages impliquant de faibles décélérations (inférieures à un seuil de  $-0,2$  g dans notre cas), la totalité de la puissance de freinage est assumée par l'essieu avant et par le système de freinage récupératif. Au-delà de ce seuil, la puissance de freinage est progressivement répartie entre l'essieu avant et l'essieu arrière jusqu'à rejoindre la parabole d'équi-adhérence (voir Figure 4-6). Comme pour la stratégie n°1, lorsque la puissance de freinage demandée au système récupératif est supérieure à ses capacités, la puissance de freinage excédentaire est prise en charge par le système de freinage dissipatif.

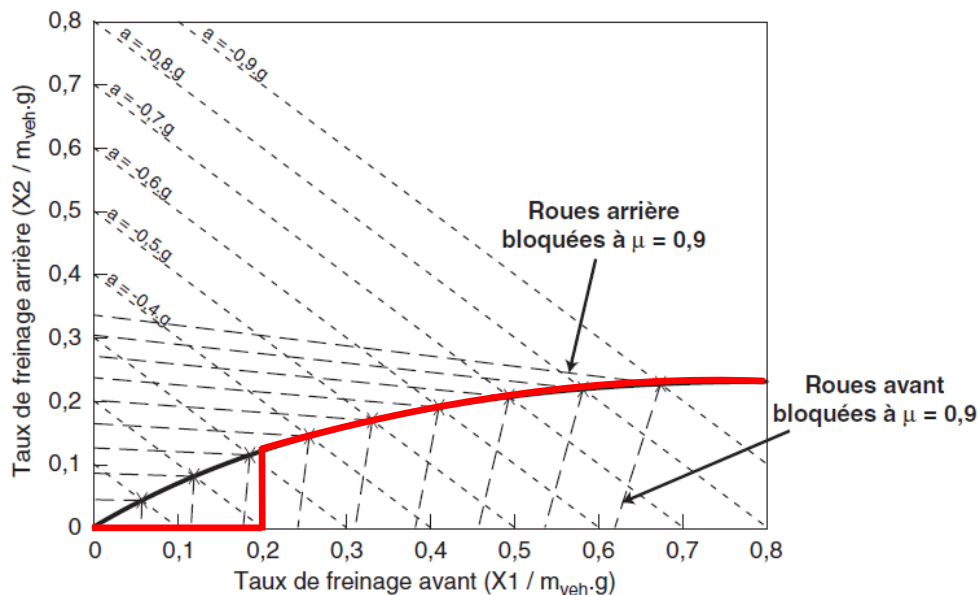


Figure 4-6 Illustration de la stratégie de freinage n°2 (parabole d'équi-adhérence d'après [Badin et al. (2012)])

Cette stratégie permet ainsi de maximiser la récupération de l'énergie pour les faibles freinages tout en respectant la réglementation sur la répartition du freinage sur les deux essieux pour les freinages de puissance plus importante, et en réalisant cette répartition sur la courbe d'équi-adhérence afin d'assurer un freinage optimal en termes d'efficacité (distance de freinage) tout en assurant la sécurité du freinage (stabilité du véhicule en cas de blocage des roues).

De plus, d'un point de vue agrément de conduite, cette stratégie pourra également être utilisée sur les véhicules possédant des fonctionnalités de déconnexion du moteur thermique afin de reproduire la décélération obtenue sur un véhicule conventionnel lors des phases de pied levé durant lesquelles le conducteur ressent les effets du frein moteur (PMF du moteur thermique). Cette fonctionnalité, qui dans notre cas n'est pas considérée comme du freinage à proprement parler puisque le conducteur n'actionne pas la pédale de frein, n'a pas été implémentée dans le cadre de cette thèse.

#### 4.2.2.2.3 Stratégie n°3 : Freinage 100 % récupératif

Dans cette stratégie, lorsque le superviseur reçoit la commande de freiner le véhicule, toute la puissance de freinage est concentrée dans un premier temps sur le freinage récupératif (et donc sur l'essieu avant). Suivant les conditions de fonctionnement et les limitations physiques des composants permettant d'effectuer le freinage récupératif, l'excédant de puissance est instantanément reporté sur le système de freinage mécanique afin de satisfaire la demande du conducteur.

Cette approche a pour avantage de maximiser l'énergie récupérée durant les phases de freinage. Cependant, elle ne respecte pas la loi de répartition de freinage optimale, engendre des contraintes importantes sur les composants (pics de courant au niveau de la batterie) et peut présenter des difficultés pour l'intégration des dispositifs de sécurité (ABS, freinage d'urgence).

#### 4.2.2.2.4 Stratégie n°4 : Freinage 0 % récupératif

Pour cette stratégie, le couple demandé à la roue sur les phases de freinage est uniquement réparti sur les freins dissipatifs des essieux avant et arrière selon la parabole d'équi-adhérence. Cette stratégie permet ainsi d'estimer l'intérêt du freinage récupératif en réalisant des simulations pour lesquelles celui-ci n'est pas implémenté comme nous le verrons dans la section 8.2.1.

### 4.3 Lois de gestion de l'énergie

Parmi les lois de contrôle implémentées dans un superviseur véhicule, les lois de gestion de l'énergie (Energy Management Strategy – EMS) représentent la couche dite haut-niveau du contrôle. Le rôle de ce contrôleur haut-niveau est de prendre des décisions "macroscopiques" sur les conditions de fonctionnement des différents composants de la chaîne de traction. Dans le cas des véhicules hybrides, cette couche est primordiale dans le sens où c'est elle qui décide à chaque instant de la répartition de la demande de puissance sur chacun des composants (et donc de la répartition de l'énergie entre le vecteur thermique et le vecteur électrique) afin de satisfaire à la demande en puissance au niveau de la roue. Selon l'intelligence de cette répartition les gains en consommation énergétique globale du véhicule seront plus ou moins importants. Chacune des décisions de ce contrôleur haut-niveau devra également prendre en compte un certain nombre de contraintes, telles que les contraintes intrinsèques des différents composants (limite physique d'utilisation), les contraintes d'agrément (passage de rapport, démarrage moteur thermique) et des contraintes de performances (gestion des modes dégradés).

Dans ce chapitre, nous verrons tout d'abord les différentes lois de gestion de l'énergie proposées dans la bibliographie, puis nous détaillerons l'implémentation dans le simulateur d'une stratégie de type PMP (Principe du Minimum de Pontriaguine), loi de gestion de l'énergie sélectionnée dans le cadre de cette thèse

#### 4.3.1 Comparaison de différentes lois de gestion de l'énergie

Les lois de gestion de l'énergie les plus couramment utilisées dans la littérature seront présentées brièvement ci-dessous. Cependant, afin de comprendre leur principe de fonctionnement et pouvoir les comparer, il est d'abord nécessaire de définir la notion d'approche en ligne/hors ligne.

##### Approche en ligne/hors ligne

Suivant l'application (approche optimale, approche réelle), la loi de gestion pourra être implémentée en ligne ou hors-ligne. La loi de gestion hors-ligne est basée sur l'hypothèse que le cycle d'usage est connu à l'avance, et donc que les puissances nécessaires sur l'ensemble de la mission peuvent être calculées. Dès lors, il est possible d'optimiser la gestion de l'énergie (EMS) sur l'ensemble du cycle d'usage afin d'obtenir la consommation la plus faible. À l'opposé, les lois de gestion en ligne n'ont pas d'information sur les événements à venir, l'EMS ne peut donc pas optimiser la répartition des flux d'énergie sur l'ensemble du parcours. Un des avantages des lois de gestion en ligne est que celles-ci s'adaptent facilement à une implémentation dans un calculateur véhicule pour peu qu'elles respectent les contraintes de l'implémentation temps-réel.

La notion d'approche hors-ligne ainsi que les lois de gestion de l'énergie abordées succinctement ci-dessous sont notamment décrites plus en détail dans des ouvrages auquel le lecteur pourra se reporter pour plus de précisions [Guzzella and Sciarretta (2007), Badin et al. (2012)].

##### 4.3.1.1 Gestion heuristique de l'énergie

Ce type de lois décide de la répartition d'énergie en se basant sur un certain nombre d'indicateurs sur l'état du véhicule et de règles pré-établies. Les lois heuristiques fonctionnent généralement sur le principe de seuils, décidant de l'extinction ou du démarrage du moteur thermique selon l'état de charge batterie, la puissance demandée, la température du catalyseur, etc.

Les lois de types heuristiques doivent être développées pour chaque architecture et chaque fonctionnalité. Dans la littérature, elles sont utilisées dans le cadre d'une gestion en Charge Sustaining (CS) pour un HEV parallèle et un HEV input powersplit [Burke and Van Gelder (2008)] ou pour

assurer la gestion de l'énergie en Charge Depleting d'un PHEV de type powersplit [Sharer et al. (2008)]. De plus, ces lois nécessitent d'être calibrées (détermination de la valeur des seuils) et la consommation énergétique est donc fortement dépendante de la configuration du véhicule, du cycle d'usage et de la qualité de la calibration. Les lois de gestion heuristique de l'énergie présentent cependant l'intérêt d'avoir un formalisme proche des lois de contrôle traditionnelles et d'être directement implémentables en ligne.

#### 4.3.1.2 Gestion optimale de l'énergie

Dans les études sur le dimensionnement et la comparaison de différentes architectures ou configurations, les lois de gestion optimale de l'énergie sont souvent privilégiées [Scordia (2004)]. En effet celles-ci permettent d'évaluer les potentialités du dimensionnement grâce à une approche optimale et systématique de la répartition de l'énergie, pouvant s'adapter automatiquement aux modifications apportées au véhicule dans des études paramétriques et ne nécessitant donc pas de prendre en compte l'efficacité de calibration comme c'est le cas pour les lois de gestion heuristiques de l'énergie. Dans le cadre de cette thèse la gestion dynamique aura un seul objectif, la minimisation de la consommation, mais les stratégies de gestion optimale de l'énergie peuvent également être utilisées pour de l'optimisation multi-objectifs (compromis consommation/pollution par exemple).

##### 4.3.1.2.1 La programmation dynamique (DP)

Aussi appelée principe de Bellman [Karbowski et al. (2006)], cette stratégie consiste à parcourir le cycle d'usage sur une approche hors-ligne et en partant de la fin du cycle avec un état de charge batterie connu (l'atteinte d'un état de charge cible à la fin du cycle étant une contrainte des approches optimales). À chaque pas de temps  $t$  l'ensemble des solutions permettant de passer de l'état  $t$  à l'état  $t+1$  est sauvegardé. Une fois arrivé au début du cycle, la trajectoire optimale, i.e. celle permettant de minimiser la consommation de carburant sous contrainte (variation de l'état charge de la batterie entre le début et la fin du cycle), est choisie parmi l'ensemble des solutions. Pour plus de précision sur cet algorithme, le lecteur pourra se référer à [Scordia (2004)].

Cette solution nécessite une capacité importante de sauvegarde des données et un temps relativement long de calcul. La programmation dynamique est cependant largement utilisée dans le contrôle optimal des véhicules hybrides et notamment comme référence pour évaluer la performance de stratégies en temps réel.

##### 4.3.1.2.2 Le principe du minimum de Pontriaguine (PMP)

Le PMP consiste en la minimisation à chaque pas de temps d'une fonction hamiltonienne représentative de la consommation énergétique du véhicule (calculée par le biais d'un facteur d'équivalence  $s$ ). La résolution de cette minimisation permet d'obtenir le contrôle optimal au pas de temps donné parmi les différentes répartitions de puissances envisagées et dont le coût énergétique à l'instant  $t$  a été calculé. Le facteur d'équivalence représente un coût équivalent fictif de l'énergie électrochimique par rapport à l'énergie chimique du carburant (voir éq. 4.10), ce qui vaut au PMP d'être souvent appelé ECMS (Equivalent Consumption Minimization Strategy). Une optimisation hors-ligne de ce facteur d'équivalence permet de respecter la contrainte globale que l'on s'est fixé, à savoir l'état de charge à la fin du cycle, tout en ayant une répartition optimale de l'énergie.

Dans [Kermani (2009)], l'auteur réalise une étude comparative entre la programmation dynamique et le principe du minimum de Pontriaguine. L'auteur montre qu'avec un modèle véhicule de type commande (modèle quasi-statique backward BQM), les résultats en termes de consommation obtenus par la programmation dynamique et par le PMP sont très proches (écart inférieur à 1 % sur le NEDC avec avantage pour la DP) avec un gain considérable en termes de temps de calcul à l'avantage

du PMP (272 s pour DP contre 10 s pour PMP). Un second avantage du PMP par rapport à la programmation dynamique est que le PMP peut facilement être implémenté en ligne [Chasse et al. (2009a)].

### 4.3.2 Mise en application du PMP dans le superviseur véhicule

Comme dans le cas de précédents travaux [Marc et al. (2010)], notre choix pour la loi de gestion de l'énergie s'est porté sur le PMP et donc sur une loi de gestion optimale de l'énergie basée sur une approche hors ligne.

Ce choix est motivé par plusieurs critères en lien avec les objectifs de la thèse. D'une part le PMP permet une gestion optimale de l'énergie et peut ainsi s'adapter automatiquement à n'importe quelle modification apportée au véhicule (différents dimensionnements, évolutions de contraintes de fonctionnement sur certains composants). D'autre part, le PMP est, par rapport au DP moins contraignant en termes de temps de calcul et de besoins de stockage, et par conséquent convient parfaitement à des études paramétriques. Enfin, l'utilisation d'un facteur d'équivalence présente l'intérêt d'une part de pouvoir facilement être implémentable en ligne et d'autre part d'expérimenter aisément différentes stratégies de décharge pour les véhicules rechargeables (décharge plus ou moins rapide, gestion de la pente de la décharge en fonction de la distance parcourue,...).

L'implémentation du PMP en tant que loi de gestion de l'énergie dans le superviseur véhicule se déroule en deux étapes distinctes (voir Figure 4-7) dont le détail est donné ci-après.

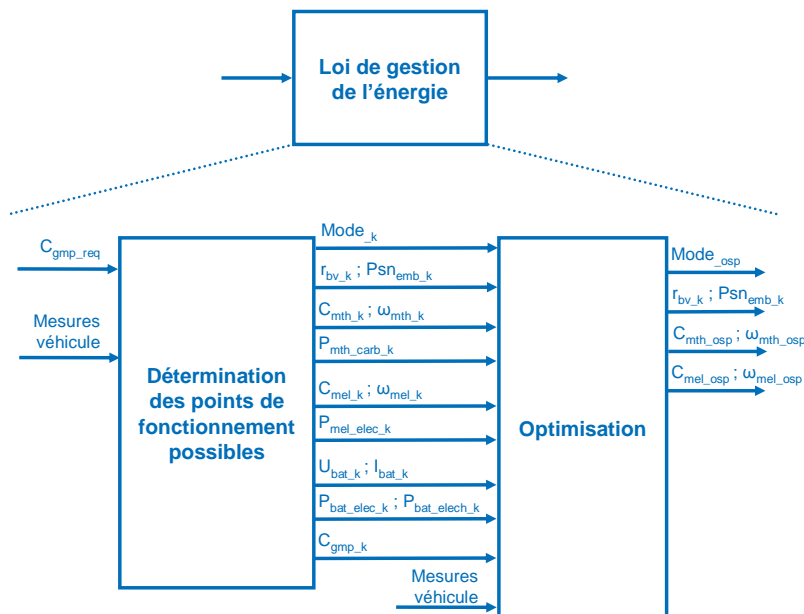


Figure 4-7 Schéma bloc superviseur partie loi de gestion de l'énergie

#### 4.3.2.1 Détermination de l'ensemble des points de fonctionnement possibles

La résolution du problème d'optimisation nécessite, à chaque instant et pour une demande de couple au niveau de la chaîne de traction ( $C_{gmp\_req}$ ) donnée, de déterminer plusieurs solutions permettant de répondre à cette demande de couple. Selon l'architecture et la fonctionnalité du véhicule, ces solutions correspondent à différents modes de fonctionnement et/ou différentes répartitions de la demande de couple entre les composants. La méthodologie permettant de déterminer l'ensemble de ces solutions, repérées par l'indice  $k$  dans la Figure 4-7, est donnée ci-dessous.



#### 4.3.2.1.1 Définition des modèles réduits

La détermination des points de fonctionnement de chacun des composants de la chaîne de traction et le calcul de la consommation énergétique associée seront réalisés grâce à l'utilisation d'un modèle du véhicule implémenté dans le superviseur. Ce modèle de type « contrôle » pourra utiliser des modèles de composants plus simples (modèle cartographique des pertes) que ceux utilisés dans le simulateur véhicule. Le système sera ainsi modélisé dans un état quasi-statique, c'est à dire un état dans lequel les points de fonctionnement sont stabilisés (pas d'évolution en couple ou en régime et donc pas d'effet d'inertie).

##### a Cas de l'architecture de type conventionnel

Une représentation simplifiée du modèle utilisé pour l'architecture de type conventionnel est donnée dans la Figure 4-8.

Cette architecture peut-être abordée comme un cas d'architecture hybride mais dans lequel le degré d'hybridation est très faible et les fonctionnalités apportées par l'hybridation limitées. En effet au sein d'un véhicule conventionnel, deux sources d'énergie sont disponibles, le vecteur carburant d'une part, et le vecteur électrique stockée dans la batterie et transformée par l'alternateur d'autre part. Aujourd'hui de plus en plus d'attention est apportée à la gestion optimale de l'alternateur en tentant d'optimiser les points de fonctionnement de celui-ci lors des phases de ralenti mais aussi en considérant l'alternateur comme un moyen de réaliser du freinage récupératif, en maximisant le couple prélevé par celui-ci lors des phases de frein moteur. De plus, en ajoutant une fonction démarreur à la génératrice, il est alors possible d'intégrer la fonctionnalité de Stop&Start tout en se basant sur le même modèle système.

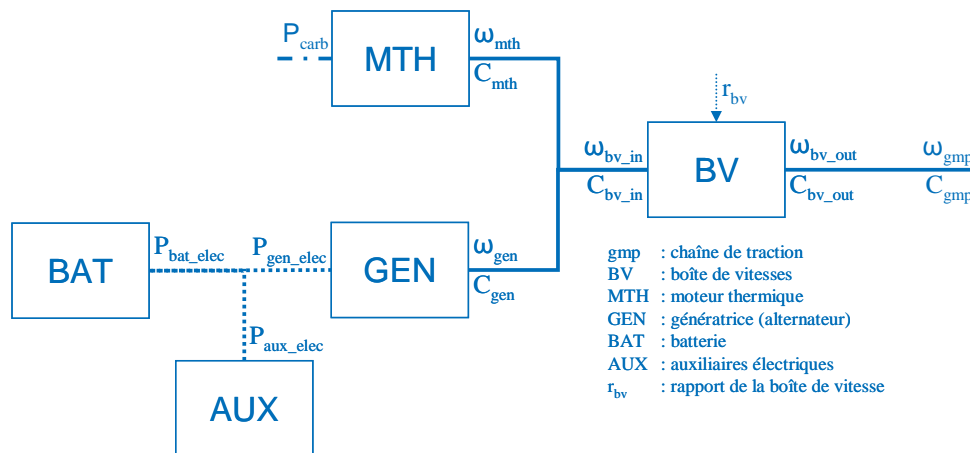


Figure 4-8 Représentation simplifiée du modèle véhicule utilisé dans le superviseur de l'architecture de type conventionnel

La résolution du système d'équation correspondant à ce modèle dépendra de la valeur de la grandeur  $r_{bv}$  représentant le rapport engagé dans la boîte de vitesses. En effet, lorsque la boîte est engagée ( $r_{bv} \neq 0$ ), des équations mettant notamment en jeu le rapport de réduction correspondant au rapport engagé permettent de relier les grandeurs d'entrée et de sortie de la boîte. A contrario, lorsque la boîte n'est pas engagée ( $r_{bv} = 0$ ), ces mêmes grandeurs sont décorréélées et il est donc nécessaire de définir des degrés de liberté supplémentaires.

### b Cas de l'architecture hybride parallèle pré-transmission

La Figure 4-9 ci-dessous est une représentation simplifiée du modèle de la chaîne de traction correspondant à l'architecture hybride parallèle pré-transmission.

Dans cette architecture qui possède deux machines électriques (voir 1.5.1), on ne considérera pour l'approche énergétique que la machine de traction. La seconde machine ne sera donc utilisée que dans les phases transitoires et uniquement avec une fonction de démarreur. La fonction alternateur (donc génératrice de courant) étant quant à elle assurée par la machine de traction.

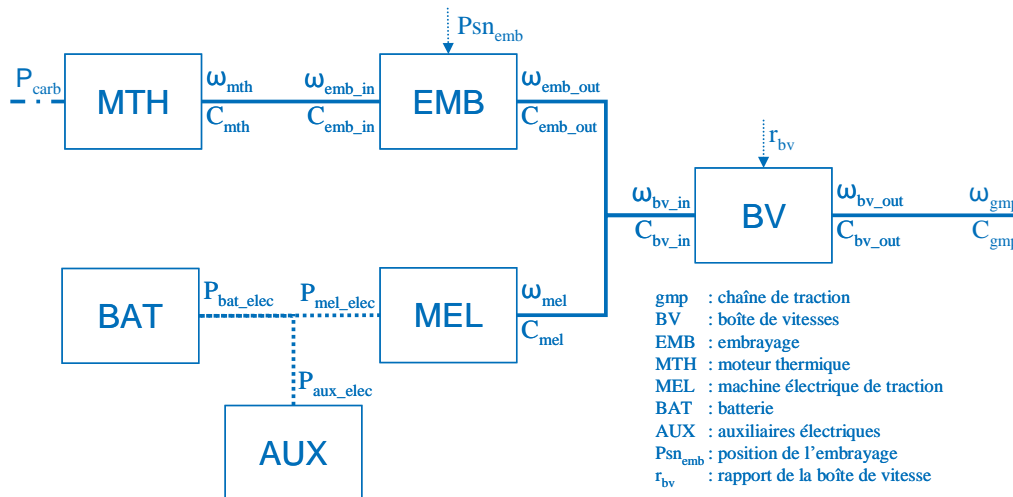


Figure 4-9 Représentation simplifiée du modèle véhicule utilisé dans le superviseur de l'architecture de type parallèle pré-transmission

Cette architecture présente deux dispositifs permettant de modifier la mise en équation de la chaîne cinématique. D'une part l'embrayage, qui dans l'étude statique pourra prendre deux positions  $P_{sn\_emb}$  (ouvert ou fermé) et d'autre part la boîte de vitesses qui permettra de connecter ou de déconnecter les roues du reste de la chaîne de traction selon la valeur du rapport  $r_{bv}$  engagé. Ces deux connecteurs pouvant prendre chacun deux états différents, cette architecture possédera donc quatre ( $2^2$ ) mises en équations possibles.

#### 4.3.2.1.2 Définition des modes de fonctionnement du véhicule et des degrés de liberté

La résolution du système d'équations modélisant la chaîne de traction nécessite la définition de modes de fonctionnement. Ces modes de fonctionnement sont définis à partir des états de fonctionnement de différents composants (moteur thermique, boîte de vitesses). Une fois ces modes de fonctionnement définis, l'identification de degré de liberté pour chacun des modes permet de générer, à chaque instant, le vecteur des solutions possibles issu de la résolution du système d'équations modélisant la chaîne de traction.

### a Cas de l'architecture de type conventionnel

Dans le cas de l'architecture de type conventionnel, les modes de fonctionnement seront définis en fonction de l'état du composant boîte de vitesses (rapport engagé ou neutre) et de celui du composant moteur thermique (allumé ou éteint). Des quatre ( $2^2$ ) modes de fonctionnement possibles, nous n'avons retenu que les trois modes les plus pertinents (voir Tableau 4-1). Pour chacun de ces modes de fonctionnement, différents degrés de liberté ont été identifiés. En attribuant différentes valeurs à ces degrés de liberté il est alors possible de modéliser plusieurs répartitions de la puissance. Ainsi, dans le cadre de cette architecture, nous avons fait le choix de considérer 112 solutions de

contrôle différentes, solutions qui sont évaluées à chaque instant afin de déterminer la répartition d'énergie optimale.

*Tableau 4-1 Définition des modes de fonctionnement véhicule retenus pour l'architecture de type conventionnel*

Etat <sub>bv</sub> 1 : engagé 0 : neutre	Etat <sub>mth</sub> 1 : on 0 : off	Description du mode de fonctionnement véhicule	Mode ID
1	1	mode traction	1
0	1	mode EGU	2
0	0	mode arrêt	0

### **Mode traction**

Ce mode de fonctionnement dans lequel le moteur thermique (et donc l'alternateur-démarrreur) est connecté aux roues se caractérise par l'enclenchement d'un rapport non nul de la boîte de vitesses et le moteur thermique à l'état allumé. Le bilan du système d'équation correspondant à ce mode de fonctionnement impose la caractérisation de deux degrés de liberté.

Les degrés de liberté choisis dans le cadre de cette thèse et pour ce mode de fonctionnement sont le rapport de la boîte de vitesses (5 solutions possibles) et la contribution de la génératrice (négative car elle absorbe du couple) au couple demandée à la roue (définition d'un vecteur de 20 valeurs allant du couple nul au couple maximal de génération d'électricité sur la machine), soit un total de 100 solutions pour ce mode de fonctionnement.

### **Mode EGU ou Engine Generator Unit (groupe électrogène)**

Pour cette architecture, le mode de fonctionnement EGU correspond au mode de ralenti durant lequel la chaîne cinématique est ouverte au niveau de la boîte de vitesses (rapport de la boîte de vitesses imposé au point mort), le régime de l'alternateur et du moteur thermique étant alors un degré de liberté. Dans le cadre de la thèse, afin d'optimiser les points de fonctionnement de l'alternateur en mode ralenti le régime de celui-ci a été fixé à 2550 tr/min ce qui, compte tenu du rapport de réduction de la courroie d'alternateur équivaut à un régime de ralenti de 850 tr/min au niveau du moteur thermique. L'optimisation des points de fonctionnement a donc été réalisée au niveau du couple de fonctionnement de l'alternateur pour lequel un vecteur de 11 valeurs allant du couple nul au couple maximum atteignable en mode générateur (pour le régime précédemment défini).

### **Mode arrêt**

Ce mode de fonctionnement a pour objectif de représenter le véhicule lorsque celui-ci est à l'arrêt et que son GMP est également à l'arrêt (phase Stop du Stop&Start). Par conséquent, le régime du groupe EGU (libre car non connecté aux roues) est fixé à la vitesse nulle, le couple du moteur thermique étant alors nécessairement nul tout comme celui de la génératrice (afin de conserver l'état quasi-statique), ce qui conduit à une seule solution pour ce mode de fonctionnement.

## **b Cas de l'architecture hybride parallèle pré-transmission**

La définition des modes de fonctionnement de l'architecture hybride parallèle pré-transmission se caractérisera par l'emploi de l'état du composant boîte de vitesses (engagé ou neutre), celui du composant moteur thermique (allumé ou éteint) et celui de l'embrayage (ouvert ou fermé). Des huit ( $2^3$ ) modes de fonctionnement possibles, nous n'avons retenu que les quatre modes permettant de représenter les fonctionnalités les plus intéressantes de ce véhicule (voir Tableau 4-2). Pour cette

architecture, à chaque pas de temps, le vecteur de solutions possibles contient 122 choix de contrôle différents (voir Figure 4-10).

*Tableau 4-2 Définition des modes de fonctionnement véhicule retenus pour l'architecture hybride parallèle pré-transmission*

Etat <sub>bv</sub> 1 : engagé 0 : neutre	Etat <sub>mth</sub> 1 : on 0 : off	Etat <sub>emb</sub> 1 : fermé 0 : ouvert	Description du mode de fonctionnement véhicule	Mode ID
1	1	1	mode traction hybride	2
1	0	0	mode traction électrique	1
0	1	1	mode EGU	3
0	0	0	mode arrêt	0

### **Mode traction électrique**

Dans ce mode de fonctionnement, la boîte de vitesses permet de connecter la machine électrique aux roues du véhicule alors que le moteur thermique en est déconnecté du fait de l'ouverture de l'embrayage. Les degrés de liberté identifiés pour ce mode de fonctionnement sont alors le rapport de la boîte de vitesses, le régime et le couple du moteur thermique. Dans le cadre de cette thèse, seul le 2<sup>nd</sup> rapport de la boîte de vitesses a été autorisé pour ce mode de fonctionnement. Le régime du moteur thermique (décorrélé de celui des roues) a, quant à lui, été défini comme nul, le couple de celui-ci étant alors nécessairement nul. Ce mode de fonctionnement ne représente dès lors qu'une seule solution.

### **Mode traction hybride**

Le mode de traction hybride se caractérise par le fait que les régimes de tous les composants sont corrélés. Dès lors, les seuls degrés de liberté sont le rapport de la boîte de vitesses (5 possibilités) et la répartition de la demande de couple entre la machine électrique de traction et le moteur thermique (22 possibilités<sup>11</sup>). La combinaison matricielle aboutit à 110 solutions pour ce mode de fonctionnement.

### **Mode EGU**

Les degrés de liberté du mode de fonctionnement EGU n'ont pas changé par rapport à l'architecture de type conventionnel (régime et couple de l'EGU) contrairement à la méthodologie de détermination des points de fonctionnement qui, elle, a été modifiée. En effet pour des applications hybrides, certaines situations peuvent nécessiter une recharge importante lors de l'utilisation de l'EGU et nécessitent donc une forte puissance de fonctionnement. Afin de générer cette puissance dans les meilleures conditions énergétiques, 10 points de fonctionnement de puissances différentes, mais se situant tous sur la courbe de meilleur rendement de l'EGU, ont été déterminés pour des régimes allant de 1500 et 5500 tr/min et des couples allant jusqu'aux limites du composant le plus limitant de l'EGU (moteur thermique ou génératrice). On notera que ce mode de fonctionnement ne sera pas fréquemment utilisé sauf pour des cas particulier de fortes décharges batterie.

### **Mode arrêt**

<sup>11</sup> Parmi lesquelles une solution représente le mode thermique seul afin de pallier aux cas critiques dans lesquels il peut être préférable de ne pas utiliser la machine électrique (par exemple, pour un appel de puissance important alors que l'état de charge minimal de la batterie a été atteint).

Ce mode de fonctionnement est analogue à celui détaillé pour l'architecture de type conventionnel. Il se caractérise par un régime nul et un couple nul de l'ensemble des composants en amont de l'arbre primaire de la boîte de vitesses. Comme pour l'architecture de type conventionnel ce mode représente l'état souhaité du véhicule lorsque celui-ci est à l'arrêt.

#### 4.3.2.2 Optimisation de la gestion de l'énergie

Le problème d'optimisation de la consommation énergétique est un problème d'optimisation sous contrainte, c'est-à-dire qu'il doit minimiser la consommation énergétique tout en satisfaisant des contraintes globales (évolution de l'état de charge de la batterie afin d'atteindre un objectif d'état de charge final) et locales (limites physiques des composants notamment).

Dans le PMP, la consommation énergétique équivalente représentant la fonction coût de l'optimisation est définie grâce à la fonction hamiltonienne que nous présenterons ci-dessous. Nous verrons par la suite comment le respect des contraintes locales est assuré par un système de pénalisation de la fonction hamiltonienne. Enfin, nous verrons que le respect de la contrainte globale est assuré par la gestion de la valeur du facteur d'équivalence  $s$ .

On notera ici, que dans le cadre de cette thèse, l'objectif de l'optimisation est de minimiser la consommation énergétique seule. D'autres approches se basant sur le PMP peuvent permettre de réaliser des optimisations multi-objectifs (consommation et gestion thermique du moteur à combustion interne, consommation et émissions de polluants), pour plus d'informations sur ces approches, le lecteur pourra se reporter au chapitre de A.Sciarretta dans [Badin et al. (2012)].

##### 4.3.2.2.1 Détermination de la fonction coût

A chaque instant  $t$  et pour chacune des solutions  $k$ , la fonction hamiltonienne  $H$  (qui représente la fonction coût de l'optimisation) est calculée à partir de la puissance thermique théorique contenue dans le carburant  $P_{mth\_carb\_k}$  (voir éq. 4.8) et de la puissance électrochimique théorique  $P_{bat\_elech\_k}$  (voir éq. 4.9) consommée ( $P_{bat\_elech} > 0$ ) ou stockée ( $P_{bat\_elech} < 0$ ) dans la batterie (voir éq. 4.10).

$$P_{mth\_carb}(t, k) = m_{carb}(t, k) \times PCI \quad 4.8$$

$$P_{bat\_elech}(t, k) = U_{0\_bat}(t, k) \times I_{bat}(t, k) \quad 4.9$$

$$H(t, k) = P_{mth\_carb}(t, k) + s(t) \cdot P_{bat\_elech}(t, k) \quad 4.10$$

On pourra remarquer que dans l'équation 4.10, plus le facteur d'équivalence  $s$  est élevé, plus la puissance électrique équivalente aura un coût important. Ainsi, la loi de gestion aura tendance à privilégier l'utilisation de la « chaîne de traction thermique » lorsque le facteur d'équivalence à une valeur élevée et, à contrario, privilégier l'utilisation de la « chaîne de traction électrique » lorsque le facteur d'équivalence à une valeur faible.

##### 4.3.2.2.2 Pénalisation de la fonction coût

Afin de respecter les contraintes locales de l'optimisation nous avons retenus une méthodologie de pénalisation énergétique de la fonction coût (fonction hamiltonienne). Le rôle de ces pénalités est d'assurer une réponse correcte du système aux entrées du problème (couple demandé à la roue) tout en respectant un certain nombre de contraintes. Dans le cadre de cette thèse, différents types de contraintes ont été considérés et nous distinguerons donc les contraintes fonctionnelles des contraintes d'agrément.

Ces pénalités sont cumulables, c'est-à-dire qu'une solution ne respectant pas plusieurs contraintes simultanément sera alors pénalisée plusieurs fois.

#### **a Contraintes fonctionnelles**

Les contraintes fonctionnelles implémentées dans le cadre de cette thèse sont de plusieurs ordres et dépendront notamment des limitations physiques des composants, de l'architecture du véhicule et de la gestion de ses fonctionnalités. Quelques-unes de ces contraintes sont détaillées ci-après :

- contrainte de vérification du couple fourni par la chaîne de traction  $C_{gmp\_k}$  par rapport au couple demandé  $C_{gmp\_req}$  ;
- contrainte de respect des limitations en régime des composants ;
- contrainte de respect de la puissance maximale de la batterie (basée sur un respect des intensités maximales et de la tension minimale et maximale) ;
- contrainte sur le régime minimal du moteur thermique lorsque celui-ci est relié aux roues ;
- contraintes sur le respect des limitations de fonctionnement de la boîte de vitesses (respect de la matrice de changement de rapport) ;
- contrainte sur la possibilité d'utilisation de certains modes de fonctionnement (obligation d'utilisation du mode électrique sur l'ensemble du cycle, autorisation d'éteindre le moteur thermique au cours du cycle).

Afin d'assurer le respect de ces contraintes sur la solution optimale, la valeur de la pénalité attribuée aux solutions  $k$  dépassant l'une de ces contraintes doit être suffisamment importante pour que ces solutions ne puissent être choisies comme solution optimale suite à la minimisation de l'hamiltonien. Par conséquent nous avons choisi d'attribuer une valeur très importante<sup>12</sup> ( $10^6$  kW) à cette pénalité fonctionnelle.

#### **b Contraintes d'agrément**

Un inconvénient des approches de type optimales réside dans le fait que lorsque la fonction coût ne présente pas un relief suffisamment important (différence de coût faible entre plusieurs solutions), l'algorithme d'optimisation peut changer de solution optimale et donc de conditions de fonctionnement très fréquemment, voire à chaque pas de temps. Afin de limiter ce phénomène, il peut être intéressant d'implémenter des contraintes d'agrément pouvant par exemple imposer une durée minimale d'utilisation d'un mode de fonctionnement avant d'autoriser le changement de mode. Les principales contraintes d'agrément implémentées dans le cadre de cette thèse sont présentées ci-après :

- contrainte de durée minimale entre deux changements de rapport de la boîte de vitesses ;
- contrainte de durée minimale entre deux changements de mode de fonctionnement ;
- contrainte de durée minimale d'extinction ou de fonctionnement du moteur thermique ;
- contrainte interdisant le changement de mode de fonctionnement ou de rapport de boîte de vitesses durant les phases transitoires (voir 4.4.1) ;
- contrainte interdisant l'engagement d'un rapport de boîte ne permettant pas de disposer d'une réserve de couple suffisante au niveau de la chaîne de traction. Le but de cette contrainte étant de se prémunir du phénomène de pompage au niveau de la gestion de la boîte de vitesses.

La valeur de la pénalisation attribuée au non respect de ces contraintes doit respecter deux critères. Elle doit d'une part être suffisamment importante pour que les solutions ne respectant pas ces contraintes aient une valeur de l'hamiltonien défavorable par rapport aux solutions non pénalisées, tout en étant d'autre part suffisamment faible pour que les solutions pénalisées pour des contraintes d'agrément soient privilégiées par rapport aux solutions pénalisées pour des contraintes fonctionnelles. Par conséquent, nous avons décidé d'attribuer une valeur de  $10^4$  kW pour la pénalité d'agrément<sup>12</sup>.

#### 4.3.2.2.3 Choix de la solution optimale

A chaque instant  $t$ , une fonction hamiltonienne corrigée  $H_{corr}$  est calculée à partir du résultat de la fonction hamiltonienne  $H$  définie dans l'équation 4.10 et des pénalités  $Pen$  définies ci-dessus.

$$H_{corr}(t, k) = H(t, k) + Pen(t, k) \quad 4.11$$

La minimisation de cette fonction  $H_{corr}$  permet alors de déterminer la répartition optimale de l'énergie à l'instant  $t$ , représentée par le vecteur de solution  $k_{opt}$  vérifiant l'équation 4.12.

$$H_{corr}(t, k_{opt}) = \min(H_{corr}(t, k)) \quad 4.12$$

Un exemple de la résolution du problème d'optimisation est présenté dans la Figure 4-10. Cet exemple se base sur les calculs du véhicule *HEV-FullHybrid* sur le cycle NEDC pour le pas de temps  $t = 70$  s pour lequel le mode de fonctionnement choisi est le mode électrique (voir Figure 7-23). Ce mode de fonctionnement a été choisi car c'est celui qui présente la valeur la plus faible de l'hamiltonien corrigé. On pourra remarquer dans la Figure 4-10 que différents modes de fonctionnement ont été pénalisés lors de la résolution de ce problème d'optimisation. Ainsi, certaines solutions du mode hybride (1<sup>er</sup> rapport de boîte de vitesses) ont été pénalisées car elles consistaient en une demande de puissance trop importante au niveau du moteur thermique, puissance dont l'excédent, par rapport à la puissance demandée à la roue, ne pouvait être absorbé totalement par la machine électrique, cela aboutissant à l'obtention d'un couple plus important à la roue que le couple demandé et donc à une pénalisation fonctionnelle. Les modes hybrides sur le 4<sup>ème</sup> et 5<sup>ème</sup> rapport de la boîte de vitesses ont, quant à eux, été pénalisés du fait de la définition de la matrice de changement de rapport de la boîte de vitesses (4<sup>ème</sup> et 5<sup>ème</sup> rapports inaccessibles à partir du 2<sup>nd</sup> rapport alors engagé) et du régime trop faible atteint en cas d'enclenchement du 5<sup>ème</sup> rapport. Enfin les solutions des modes de fonctionnement EGU et Arrêt ne permettent pas de satisfaire la demande de couple à la roue et ont par conséquent été pénalisées.

---

<sup>12</sup> à titre de comparaison on pourra estimer qu'un moteur thermique de 100 kW nécessitera une puissance carburant d'environ 300 kW, on aura donc un facteur d'ordre x100 entre l'hamiltonien et la pénalité d'agrément et un facteur x100 entre la pénalité d'agrément et la pénalité fonctionnelle

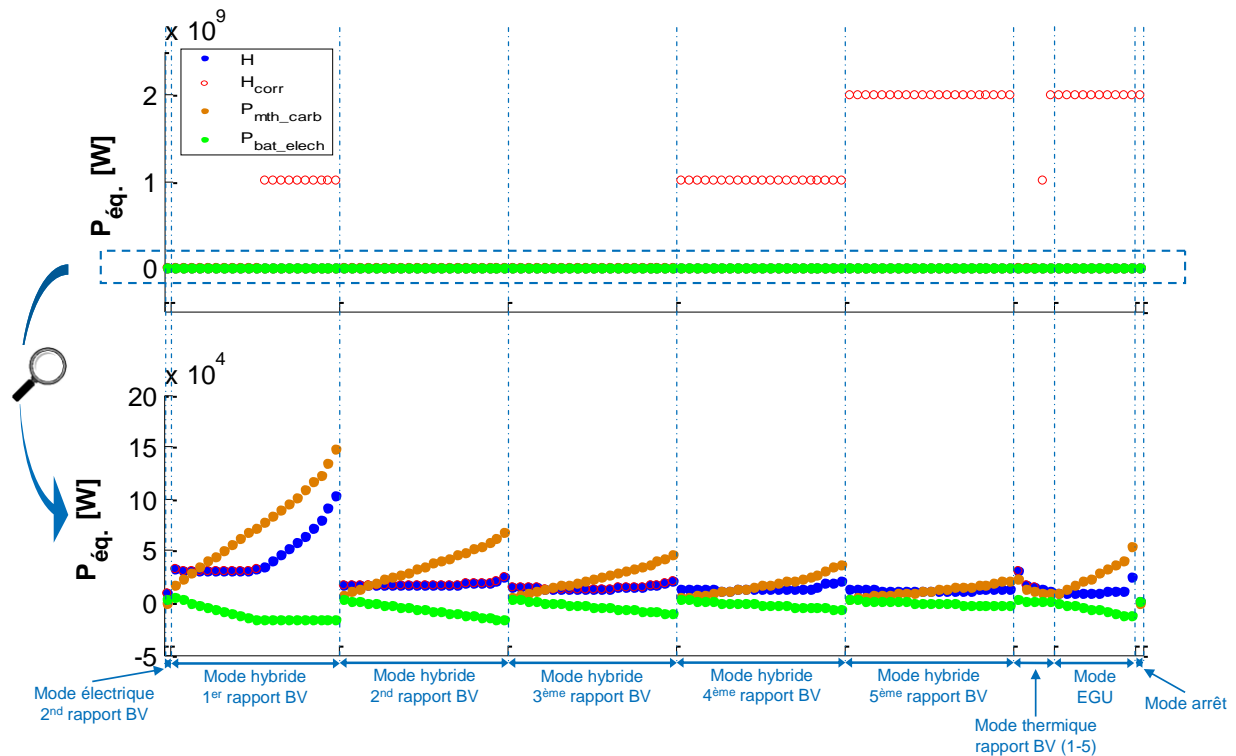


Figure 4-10 Exemple de résolution du problème d'optimisation par minimisation de l'hamiltonien (cas du HEV-FullHybrid sur le NEDC à 70 s)

#### 4.3.2.2.4 Stratégies de gestion de la valeur du facteur d'équivalence $s$

Différentes méthodes de détermination du facteur d'équivalence utilisé pour calculer la valeur de la fonction hamiltonienne (éq. 4.10) peuvent être trouvées dans la littérature [Guzzella and Sciarretta (2007), Badin et al. (2012), Chasse et al. (2009a)]. Dans le cadre de cette thèse, les trois méthodes présentées ci-dessous ont été implémentées dans le superviseur mais seulement deux ont été utilisées : la méthode à  $s$  constant afin de réaliser les calculs de référence (voir 7.3) et celle à  $s$  fonction de la distance parcourue (voir 8.4).

##### a Définition de $s$ constant

Dans cette stratégie, la valeur du facteur d'équivalence est conservée constante durant la totalité du cycle d'usage. Selon la valeur de cette constante, la gestion de l'énergie privilégiera la décharge (état de charge final inférieur à l'état de charge initial) ou la recharge (état de charge final supérieur à l'état de charge initial) de la batterie (voir Figure 4-11) et permettra ainsi de gérer l'état de charge atteint à la fin du cycle. Cette stratégie pourra donc aussi bien convenir à des gestions de l'état de charge du type Charge Sustaining (CS) ou Charge Depleting (CD).



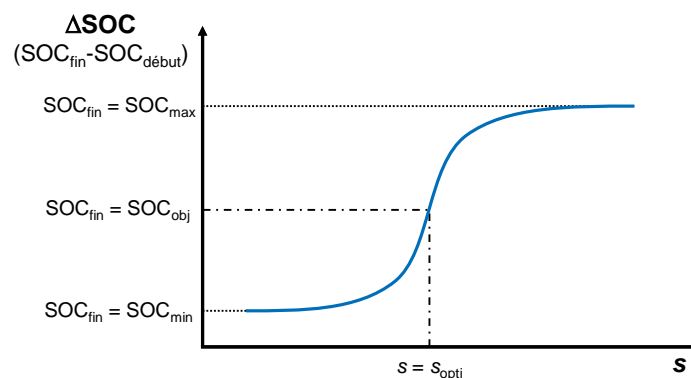


Figure 4-11 Relation entre la valeur du facteur d'équivalence et l'état de charge final

Cette définition constante de la valeur du facteur d'équivalence nécessite cependant de réaliser une phase de calibration par méthode d'essai-erreur (et donc hors-ligne) afin de déterminer la valeur de  $s$  permettant d'atteindre l'état de charge cible à la fin du cycle comme nous le verrons par la suite (voir 7.2).

### b Définition de $s$ en fonction de la distance parcourue

Plusieurs cas d'utilisation d'une telle stratégie sont envisageables. Elle pourra par exemple être utilisée afin d'adapter la valeur du facteur d'équivalence en fonction du type d'usage à venir, ou bien afin de réaliser une gestion particulière de la décharge de la batterie au cours de l'utilisation pour les stratégies CD. Dans ce dernier cas, cette stratégie pourra notamment permettre de favoriser le fonctionnement de la batterie autour d'un état de charge moyen (forte décharge en début et en fin de cycle) afin de bénéficier du meilleur compromis de puissance en charge et en décharge au niveau de la batterie et afin d'éviter les plages d'utilisation d'état de charge extrême (possibles précurseurs d'un vieillissement prématuré). Une autre utilisation envisageable de cette stratégie pour les véhicules rechargeables consiste à forcer l'enclenchement du mode tout électrique à un instant donné du cycle (par exemple lorsque le véhicule est en zone urbaine).

Dans tous les cas, cette définition du facteur d'équivalence en fonction de la distance parcourue n'est possible, pour une approche en ligne, que s'il est possible d'estimer le profil de conduite, soit grâce à la planification du trajet (par GPS par exemple) soit si le trajet est récurrent (service de bus régulier, véhicule de livraison).

### c Définition de $s$ en fonction de l'état de charge

La gestion de la valeur du facteur d'équivalence en fonction de l'état de charge de la batterie est un premier niveau d'adaptation du PMP pour une approche en ligne (voir chapitre de A.Sciarretta dans [Badin et al. (2012)]). Selon le mode d'utilisation de la batterie au cours du cycle (CS ou CD), la loi reliant le facteur d'équivalence à l'état de charge sera différente. Pour un véhicule fonctionnant en CS, cette loi d'adaptation aura pour but de corriger, plus ou moins rapidement, la valeur du facteur d'équivalence lorsque l'état de charge dévie de l'état de charge cible. Pour un véhicule rechargeable fonctionnant en CD, cette loi pourra être définie de telle sorte que la valeur de  $s$  soit suffisamment faible pour les états de charge élevés (afin de favoriser la décharge de la batterie) et qu'elle converge ensuite vers une valeur permettant un fonctionnement en CS lorsque l'état de charge s'approche de l'état de charge minimal de fonctionnement.

## 4.4 Coordination dynamique et contrôle bas-niveau des composants

L'objectif de cette étape du superviseur est de transformer la commande optimale en une commande effective notamment en gérant l'enchaînement des différentes phases transitoires permettant le changement du mode de fonctionnement véhicule et en traduisant les commandes optimales en commandes permettant de piloter les actuateurs du système (moteur thermique, machines électriques, boîte de vitesses).

Pour cela, ce bloc se divise en deux parties (voir Figure 4-12), une partie dite de coordination dynamique permettant la gestion des changements de modes de fonctionnement véhicule et une partie de contrôle bas-niveau des différents composants (actuateurs) du système permettant de traduire les consignes cibles (indice  $_{tgt}$ ) définies dans le bloc de coordination dynamique en consignes effectives (indice  $_{sp}$ ) pouvant directement être transmises aux actuateurs du simulateur véhicule.

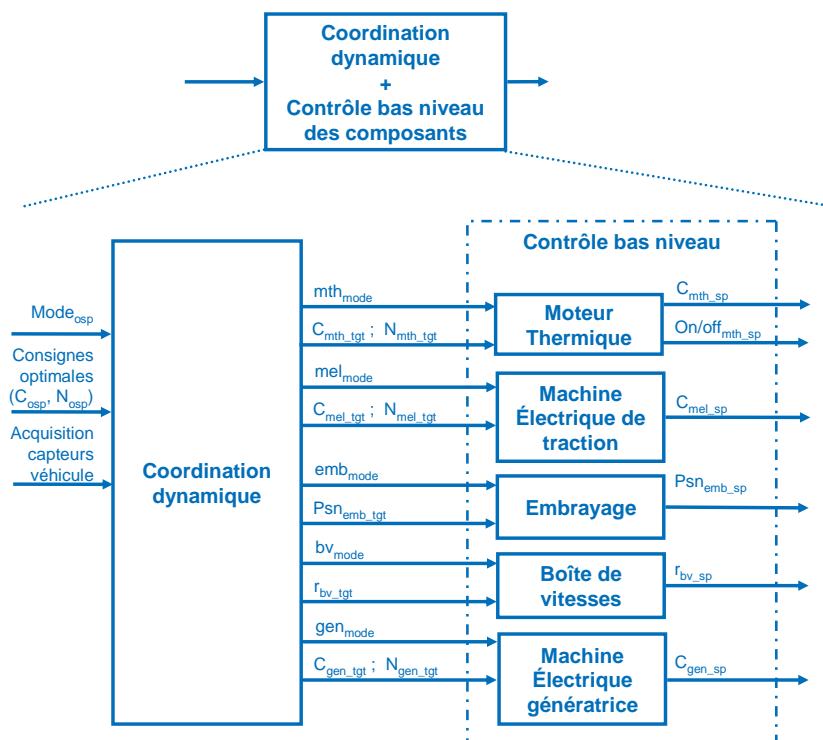


Figure 4-12 Structure du bloc de coordination dynamique et de contrôle bas niveau des composants

### 4.4.1 Coordination dynamique et gestion des changements de modes de fonctionnement véhicule

Le but de ce bloc est d'interpréter les consignes optimales définies grâce à la loi de gestion de l'énergie (voir 4.3.2) afin de déterminer et synchroniser les différentes phases transitoires permettant de passer d'un mode de fonctionnement véhicule à un autre et afin de définir les consignes cibles à transmettre aux actuateurs durant chacune de ces phases transitoires.

Afin de donner le maximum de modularité à notre système, nous avons fait le choix de rendre l'autorisation ou l'interdiction de certains changements de modes de fonctionnement « véhicule » paramétrables grâce à la définition des pénalités (voir 4.3.2.2.2). Par conséquent, le bloc de coordination dynamique a été implémenté afin de couvrir la totalité des changements de mode. Comme nous l'avons vu ci-dessus (voir 4.3.2.1.2), chacune des architectures étudiées a été implémentée avec un certain nombre de modes de fonctionnement possibles (trois pour le véhicule conventionnel, quatre pour le véhicule hybride d'architecture parallèle pré-transmission). Pour chaque

changement d'un mode de fonctionnement à un autre, une succession de phases transitoires a été implémentée (voir Annexe C). Chacune de ces phases transitoires met en œuvre un ou plusieurs des acteurs du système véhicule et peut faire appel pour chacun de ces acteurs à un ou plusieurs modes de fonctionnement et de gestion bas-niveau comme nous le verrons dans le chapitre 4.4.2. Pour un changement donné, les phases transitoires peuvent se dérouler séquentiellement ou simultanément, la synchronisation des différentes phases étant réalisée grâce aux mesures effectuées au niveau du véhicule et grâce aux informations retournées par les blocs de contrôle bas niveau des composants.

A titre d'exemple, dans le cas de l'architecture hybride parallèle pré-transmission, les phases transitoires permettant de passer du mode traction électrique (Mode 1) au mode traction hybride (Mode 2), sans qu'un changement de rapport de la boîte de vitesses soit réalisé simultanément, sont représentées dans la Figure 4-13.

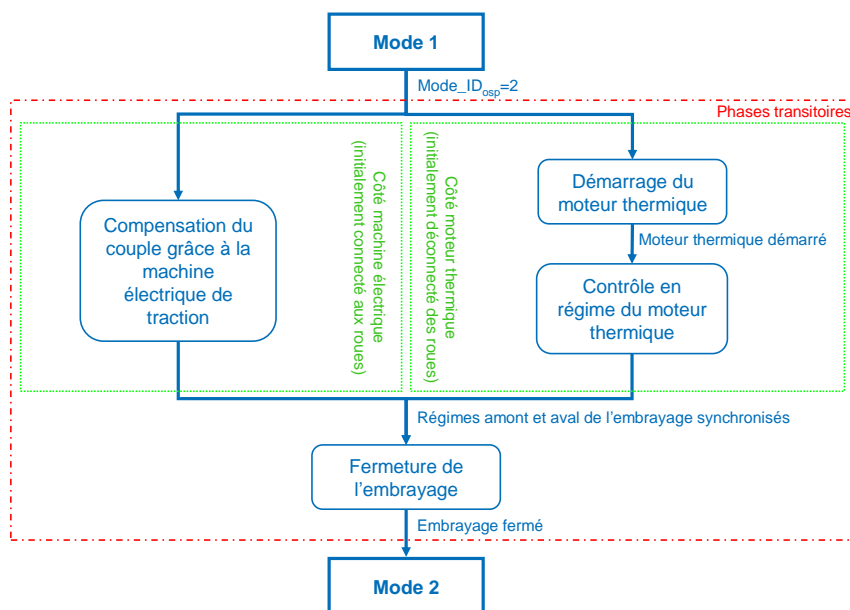


Figure 4-13 Exemple des phases transitoires permettant de passer du mode traction électrique (Mode 1) au mode traction hybride (Mode 2), sans changement de rapport, dans le cas de l'architecture hybride parallèle pré-transmission

Tant que l'ensemble des phases transitoires permettant de passer d'un mode de fonctionnement à un autre n'a pas été effectué, le bloc de coordination dynamique transmet l'information au bloc de gestion de l'énergie que le système est dans un état transitoire, ce qui permet de figer le choix du mode de fonctionnement optimal au niveau du bloc de gestion de l'énergie.

Enfin, on notera que des phases transitoires peuvent également être enclenchées sans changement de mode de fonctionnement véhicule. C'est par exemple le cas lors d'un changement de rapport de boîte de vitesses au sein d'un même mode de fonctionnement ou bien lors d'un changement de point de fonctionnement (régime et/ou charge) durant le mode EGU.

#### 4.4.2 Contrôle bas niveau des composants

Dans l'approche que nous avons retenue, la coordination dynamique détermine le mode de fonctionnement des différents composants et les consignes cibles (indice  $igt$ ) auxquels ceux-ci doivent répondre. Les grandeurs concernées par ces consignes cibles dépendront du mode de fonctionnement du composant. Ainsi, selon le mode de fonctionnement considéré, la consigne cible du moteur thermique pourra être un couple (régulation en couple lorsque celui-ci est relié aux roues et participe à

la traction) ou un régime (régulation en régime sur des phases de ralenti par exemple lors du mode EGU).

Le rôle du contrôle bas-niveau est donc de transformer les consignes cibles (indice  $_{tgt}$ ) en des consignes effectives (indice  $_{sp}$ ) grâce à différentes méthodes de régulation selon le mode de fonctionnement du composant défini par le bloc de coordination dynamique. Le contrôle bas-niveau des composants a été développé de telle sorte qu'il puisse s'adapter à n'importe quelle architecture et n'importe quel mode de fonctionnement (régulation en couple, régulation en régime). Un bref descriptif des différents modes de fonctionnement des composants et du contrôle de chacun de ces modes sera donné ci-dessous pour chaque composant.

#### 4.4.2.1 Gestion du moteur thermique

Dans le contrôle bas niveau du moteur thermique que nous avons retenu, celui-ci peut fonctionner selon différents états. Les entrées nécessaires au bloc de contrôle bas niveau du moteur thermique dépendront donc de l'état de fonctionnement sélectionné lors de la phase de coordination dynamique. Les sorties de ce bloc de contrôle seront quant à elles toujours les mêmes, à savoir : la commande de couple effective  $C_{mth\_sp}$  et l'état de marche/arrêt effectif  $On/Off_{mth\_sp}$ . Une sortie supplémentaire  $Etat_{mth\_on}$  permet d'indiquer au bloc de coordination dynamique si le moteur thermique est en état de marche et permet ainsi d'indiquer la fin de la phase de démarrage du moteur thermique.

Parmi les différents états de fonctionnement du composant moteur thermique, nous pourrions différencier les états stabilisés des états transitoires.

Parmi les états stabilisés, certains ne nécessitent pas de transformation particulière de la consigne optimale. Par exemple, lorsque le moteur thermique est connecté aux roues, alors la consigne de couple effectif est équivalente à la consigne de couple optimal. A contrario, l'état stabilisé correspondant à une stratégie de régulation en régime du moteur thermique (mode EGU par exemple) nécessite de transformer les consignes de couple et de régime optimal en une consigne de couple effectif. Cette régulation est réalisée grâce à l'utilisation d'une boucle fermée de régulation de type PID basée sur l'erreur entre le régime effectif du moteur thermique (ou du groupe EGU) et le régime optimal défini par la loi de gestion de l'énergie. La correction de couple ainsi déterminée est alors ajoutée au couple optimal défini par la loi de gestion de l'énergie.

Les états transitoires correspondent dans le cas du moteur thermique, aux phases de démarrage et d'arrêt de celui-ci et permettent de déterminer à quel instant l'état  $On/Off$  du moteur thermique change et ainsi de communiquer ce changement d'état au bloc de coordination dynamique afin que celui-ci puisse passer à la phase suivante du changement de mode de fonctionnement « véhicule ».

#### 4.4.2.2 Gestion de la machine électrique

Le contrôle bas niveau de la machine électrique comporte lui aussi plusieurs modes de fonctionnement « composant » de telle sorte que le bloc de contrôle bas niveau est identique quelque soit le rôle que joue la machine électrique (machine de traction, génératrice, démarreur, alterno-démarreur). Les entrées utilisées par ce bloc de contrôle dépendront donc du choix de mode de fonctionnement « composant » décidé par le bloc de coordination dynamique (couple cible, régime cible). Le seul signal de sortie de ce bloc est la demande de couple effectif qui sera transmise au simulateur véhicule  $C_{mot\_sp}$ .

Ce bloc comporte également des modes de fonctionnement stabilisé (régulation en couple, régulation en régime) et des modes transitoires (coupure de couple durant les phases de changement de rapport, couple de démarrage lorsque la machine fonctionne en mode démarreur, couple de compensation lorsque le moteur thermique n'a pas encore démarré).

#### 4.4.2.3 Gestion de l'embrayage

Le bloc de contrôle bas niveau de l'embrayage comprend quatre modes de fonctionnement « composant » parmi lesquels trois sont des modes transitoires, le seul mode stabilisé correspondant au maintien de l'embrayage complètement ouvert ou complètement fermé. Les modes transitoires correspondent à l'ouverture de l'embrayage (évolution linéaire en fonction du temps), la fermeture de l'embrayage (évolution linéaire en fonction du temps) et le patinage de l'embrayage (régulation en régime).

En plus de la variable de sortie représentant la commande de la position effective de l'embrayage  $Psn_{emb\_sp}$ , trois variables d'état permettent de fournir au bloc de synchronisation dynamique les instants de changement d'état (embrayage ouvert, embrayage fermé, régimes de l'entrée et de la sortie de l'embrayage synchronisés) et ainsi de mettre fin aux modes transitoires.

#### 4.4.2.4 Gestion de la boîte de vitesses

La gestion de la boîte de vitesses se divise en deux modes de fonctionnement, un mode stabilisé dans lequel un rapport est engagé (du neutre au rapport le plus haut de la boîte de vitesses) et un mode transitoire simulant la phase de changement de rapport et auquel une durée de changement de rapport est associée. Ce bloc comporte dès lors deux sorties, la première étant la commande du rapport engagé  $r_{bv\_sp}$  et la seconde étant une variable d'état permettant d'indiquer au bloc de synchronisation dynamique si un rapport est engagé (mode stabilisé) ou bien si la boîte est dans un mode transitoire.

### 4.5 Conclusion

La mise en place d'un superviseur robuste de véhicule, qui plus est hybride, est un exercice complexe nécessitant de prendre en compte de nombreuses interactions entre les différents sous-systèmes du véhicule. Ce chapitre propose une structure du superviseur permettant de dissocier chacune des fonctions et ainsi de faciliter la compréhension, la modification et la mise en place d'une approche modulaire.

Dans la première partie de ce chapitre, une loi de détermination de la demande de couple a permis de traduire les sollicitations du conducteur en consignes de couple au niveau de la roue, puis au niveau de la chaîne de traction, notamment lors des phases de freinage. Cette loi intègre notamment plusieurs lois de freinage permettant d'optimiser la récupération d'énergie et dont l'intérêt sera démontré par la suite lors de l'évaluation des véhicules (voir Chapitre 7).

Au cours de la seconde partie, différentes stratégies de gestion de l'énergie ont tout d'abord été comparées. La stratégie basée sur le Principe du Minimum de Pontriaguine a finalement été adoptée. Ce choix a été motivé, d'une part, car le PMP permet d'atteindre des résultats très proches des résultats optimaux (DP) et d'autre part, par la capacité d'un tel algorithme à s'adapter automatiquement à la variation des données du modèle du système véhicule et ne nécessite donc pas de phase de calibration comme cela peut-être le cas pour les lois heuristiques. Cette capacité est essentielle dans notre cas compte tenu du grand nombre de dimensionnements des composants de la chaîne de traction du véhicule que nous utiliserons par la suite.

Enfin la troisième partie de ce chapitre a permis de présenter la méthodologie mise en place afin de convertir les commandes optimales théoriques déterminées par la loi de gestion d'énergie en commandes réelles permettant de piloter les actionneurs du simulateur notamment en introduisant les notions de transitoires et en prenant en compte la causalité du simulateur.

Le superviseur adaptatif, modulable et entièrement paramétrable ainsi mis en place permettra de piloter l'ensemble des véhicules et des architectures abordés dans cette thèse et ainsi de comparer sans

biais les consommations énergétiques des véhicules selon leurs fonctionnalités et leurs usages. Cette modularité permettra également de développer rapidement des superviseurs d'autres architectures pour des travaux futurs.



## **Partie 3**

# **Dimensionnement des véhicules hybrides et des composants de la chaîne de traction**

---





# Chapitre 5

## Méthodologie de dimensionnement et de génération des données des composants

*Bien que le but de ce chapitre soit d'expliquer la génération des données permettant de renseigner les modèles de composant, nous utiliserons parfois, dans les pages qui suivent, l'expression « génération de composant » afin de faciliter la lecture (génération du moteur thermique, de la machine électrique, ...).*

### 5.1 Introduction

L'objectif de ce chapitre est de présenter les différentes méthodologies mises en œuvre afin de générer les modèles de pertes des composants de la chaîne de traction des véhicules hybrides pour différents degrés de dimensionnement. Comme nous l'avons évoqué au Chapitre 2, nous nous intéresserons ici à quatre composants ou familles de composants intervenant dans les chaînes de traction de véhicule hybride électrique : le moteur thermique, la machine électrique et son électronique de puissance, le pack batterie, la transmission (boîte de vitesses, réducteurs).

Dans les études mettant en œuvre le dimensionnement de la chaîne de traction d'un véhicule (conventionnel, hybride ou électrique) et afin de respecter les critères définis dans le cahier des charges du véhicule, il est nécessaire d'avoir à disposition, pour chacun des composants, une gamme représentant différents niveaux de performances (puissance, énergie, régime maximum). Cette problématique peut être abordée sous deux approches.

La première consiste à définir la chaîne de traction à partir de composants existants et pour lesquels les données de performances, de pertes ou de rendements, déterminées grâce à l'expérimentation, sont disponibles. Cette approche discrétisée ne permet cependant pas de dimensionner la chaîne de traction au plus juste, car cela impliquerait de trouver des composants ayant exactement les performances nécessaires pour respecter le cahier des charges, ces composants devront alors être surdimensionnés. Ce surdimensionnement est d'autant plus important que le pas de discrétisation pour une famille de composants réels est généralement large (plusieurs dizaines de kilowatts pour deux moteurs thermiques de mêmes technologies mais de puissances différentes chez un même constructeur). Cette approche présente donc deux inconvénients majeurs dans notre cas d'application. D'une part, le surdimensionnement peut engendrer des différences de performance importantes entre deux véhicules, et donc rendre la comparaison difficile entre ces véhicules, le surdimensionnement pouvant être la source de différences importantes lors de l'évaluation des véhicules. D'autre part, trouver des composants de différents niveaux de performances mais de technologie (et de calibration/contrôle) identique est très difficile, ce qui apporte donc un facteur supplémentaire à prendre en compte pour la comparaison de deux véhicules possédant des composants de dimensions différentes.

La seconde approche consiste à générer, pour un composant donné et dont les caractéristiques (pertes, limites de fonctionnement) sont connus, un ensemble de solutions de dimensionnement et

donc de niveau de performances différents. Dans la littérature, cet ensemble de solutions pourra être soit discret, soit continu. Un ensemble continu de solutions est souvent utilisé dans les cas de dimensionnements basés sur des algorithmes d'optimisation [Patil et al. (2010), Bertram et al. (2010)]. Afin de générer ces continuums, les auteurs ont alors souvent recours à des méthodes d'extrapolation ou de mise à l'échelle des données (lois de similitude).

Dans ce chapitre, nous nous intéresserons à la seconde approche présentée ci-dessus. Pour cette approche, les méthodes de génération de données sont généralement spécifiques au composant considéré et seront par conséquent détaillées dans les sous-chapitres concernant le dimensionnement de chacun des composants. Après cet état de l'art, la méthodologie de génération retenue pour chacun des composants sera présentée. Le lecteur devra ici garder à l'esprit que les données générées lors de ces processus de dimensionnement doivent être en adéquation avec les données nécessaires au renseignement des modèles des composants choisis dans le Chapitre 3. Nous verrons cependant dans ce chapitre que la génération de ces données cartographiques pourra être réalisée en utilisant des modèles plus complexes que ceux finalement utilisés dans le simulateur véhicule.

## 5.2 Dimensionnement et génération des données du moteur thermique

Dans les approches d'évaluation du système véhicule, afin de dimensionner le moteur thermique et de déterminer ses pertes, la plupart des publications ont recours à une transformation homothétique des cartographies obtenues d'après les mesures effectuées au banc d'essais sur un moteur de référence [Asbogard et al. (2007), Golbuff (2007), Karbowski et al. (2009)]. Ces approches font appel à de fortes hypothèses, notamment concernant la conservation du rendement lors de la modification de la cylindrée du moteur.

Une approche plus rigoureuse consiste à combiner la méthode de variation de cylindrée du moteur avec une dissociation des cartographies de pertes (frottement, combustion, pertes aux parois). Il est alors possible d'estimer, grâce à des corrélations, l'impact des variations géométriques sur les différentes pertes et ce indépendamment pour chacun des postes de pertes. Ces corrélations sont pour la plupart issues de base de données comprenant plusieurs moteurs de tailles et de technologies différentes [Seibel and Pischinger (2008)].

Il est également possible de réaliser une mise à l'échelle des performances du moteur thermique en se basant sur un modèle plus fin de ce dernier. Les modèles haute-fréquence prennent en compte les phénomènes de dynamique de la boucle d'air, de combustion, des pertes par frottements et des pertes aux parois. Ils permettent ainsi, une fois le modèle recalé avec des données expérimentales, d'obtenir une représentation fidèle du moteur de référence. En se basant sur ce modèle de référence, les auteurs [Delorme et al. (2010), Assanis et al. (1999), Alix (2008)] utilisent des lois de similitude afin de redimensionner différentes caractéristiques géométriques du moteur (cylindrée, dimensionnement du turbo, ...). Enfin le modèle ainsi calibré est utilisé afin de générer des cartographies de consommation permettant de renseigner les modèles énergétiques utilisés pour la simulation véhicule. Il est à noter que dans ces approches, l'impact des variations géométriques sur le rendement de combustion ou bien sur la loi de frottement n'est pas abordé. Ces approches peuvent être améliorées, notamment en prenant en compte l'impact de la variation géométrique des grandeurs du moteur thermique sur les pertes aux parois [Huß et al. (2011)].

Enfin, et pour répondre à un objectif différent, les auteurs dans [Delorme et al. (2008)] font évoluer les cartographies de consommation en vue d'estimer les gains apportés par les développements futurs dans le domaine du moteur thermique. Pour cela ils réalisent une mise à l'échelle non linéaire, inspirée des travaux de [Bandel et al. (2006)], et consistant à modifier les rendements de différentes

zones de la cartographie moteur avec des facteurs d'échelle différents selon les possibilités de gains envisageables.

Malgré une volonté de mettre en œuvre une approche plus physique du dimensionnement du moteur thermique, cette approche n'a pas pu aboutir en raison de sa difficulté de mise en œuvre et de l'investissement nécessaire en regard de l'approche système qui nous intéresse dans le cadre de cette thèse. Les principales difficultés dans l'utilisation de modèles plus complexes (voir 3.5.3.1) résident dans la construction des modèles, le grand nombre de données nécessaires afin de calibrer un modèle de référence et enfin l'estimation de l'évolution des lois modélisant les phénomènes physiques en fonction de paramètres tels que la cylindrée unitaire ou la forme de chambre de combustion. Par conséquent, nous utiliserons le premier degré de complexité (approche homothétique) dans le cadre de cette thèse.

## **5.2.1 Description du moteur de référence**

Afin de mettre en œuvre la méthodologie de dimensionnement et de génération des données du modèle de moteur thermique, nous nous baserons sur les caractéristiques et les performances d'un moteur de référence.

Comme nous l'avons vu précédemment (3.5.3.2) notre choix s'est porté sur un moteur à allumage commandé sans suralimentation mais avec une distribution variable permettant d'étendre la zone de bon rendement pour les fortes charges en optimisant le remplissage. Compte tenu des données que nous avons à disposition, nous nous concentrerons dans notre approche sur le moteur Toyota 1KR-FE.

### **5.2.1.1 Spécifications du moteur de référence**

Le moteur Toyota 1KR-FE est un moteur de trois cylindres et d'environ un litre de cylindrée (voir les spécifications dans le Tableau 5-1). Il a été élu meilleur moteur de l'année pour trois années consécutives (2007, 2008, 2009)<sup>13</sup> dans la catégorie des moteurs de moins d'un litre, notamment grâce à sa faible consommation spécifique et au travail réalisé afin de diminuer les frottements [Nara et al. (2005)]. Ce moteur équipe des véhicules tels que les Toyota Aygo, Peugeot 107 et Citroën C1.

---

<sup>13</sup> <http://www.ukipme.com/engineoftheyear/archive.php>

Tableau 5-1 Spécifications du moteur Toyota 1KR-FE (Données constructeur)

<b>Nom</b>	Toyota 1KR-FE
<b>Type</b>	3 cylindres en ligne
<b>Cylindrée</b>	998 cm <sup>3</sup>
<b>Alésage x Course</b>	71,0 x 84,0
<b>Rapport volumétrique</b>	10,5:1
<b>Alimentation en air</b>	Atmosphérique
<b>Distribution</b>	Double arbre à came en tête VVT admission
<b>Type d'injection</b>	Injection indirecte essence multi point
<b>C<sub>max</sub></b>	93 Nm @ 3600 tr/min
<b>P<sub>max</sub></b>	50 kW @ 6000 tr/min

### 5.2.1.2 Performances du moteur de référence

Une évaluation des performances et des consommations du moteur de référence a été réalisée dans [Boisset and Vangraefschepe (2007)]. Des mesures à pleine charge, ainsi que des mesures à iso-régime charge variable et une estimation de la PMF (moteur entraîné et papillon ouvert) ont été effectuées lors d'essais sur banc moteur avec le contrôle moteur d'origine et dans des conditions de fonctionnement moteur chaud.

Ces essais ont notamment permis de définir une cartographie de consommation du carburant en fonction du point de fonctionnement effectif du moteur (voir Figure 5-1). C'est cette cartographie de consommation qui sera utilisée dans la suite de notre approche.

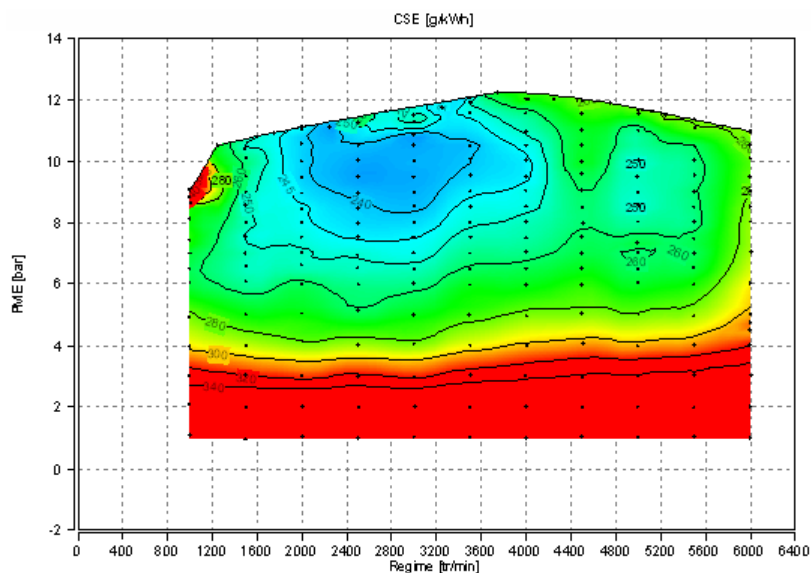


Figure 5-1 Cartographie des points de mesures et cartographies de CSe du moteur Toyota 1KR-FE

Cette cartographie est caractéristique d'un moteur atmosphérique à allumage commandé et VVT avec une PME maximale d'environ 12 bar, une zone de bon rendement couvrant une large plage de fonctionnement en régime et en couple, un rendement maximum de l'ordre de 35 %.

Quelques caractéristiques du carburant utilisé lors des essais sont récapitulées dans le Tableau 5-2. Ces caractéristiques seront utilisées par la suite afin de déterminer les rendements, consommations et émissions des véhicules équipés de cette motorisation.

Tableau 5-2 Caractéristiques du carburant

PCI [kJ/kg]	42737
Densité [kg/L]	0,750
Ratio g de CO <sub>2</sub> émis par g de carburant consommé [-]	3,1807

## 5.2.2 Méthodologie de dimensionnement du moteur cible

### 5.2.2.1 Définition du cahier des charges

Compte tenu de la simplicité de la méthodologie de dimensionnement retenue et des choix effectués concernant les technologies du moteur de référence, le cahier de charges permettant de dimensionner le moteur thermique pourra se résumer en un seul critère, la puissance maximale cible (voir Tableau 5-3).

Tableau 5-3 Critère de dimensionnement du moteur thermique

$P_{max\_cible}$	Puissance maximale du moteur thermique
------------------	--

### 5.2.2.2 Mise en œuvre de la méthodologie de dimensionnement par homothétie

Le principe du dimensionnement par homothétie se base sur l'adimensionnement des performances du moteur thermique grâce à sa cylindrée totale  $V_{tot}$ . Le couple effectif  $C_e$  pouvant alors être exprimé en termes de  $PME$  (pression moyenne effective) avec l'équation suivante :

$$PME[bar] = \frac{4\pi \times C_e [Nm]}{V_{tot} [L] \times 100} \quad 5.1$$

L'ensemble des performances (couple maximal, consommation) étant ainsi adimensionné, il est possible de générer des moteurs de puissances différentes en faisant varier la cylindrée totale. Afin de respecter le cahier des charges, cette variation de cylindrée totale sera commandée par la définition d'un facteur de mise à l'échelle  $\kappa_{scal}$  lui-même défini grâce aux puissances maximales du moteur cible et du moteur de référence.

$$\frac{V_{tot\_cible}}{V_{tot\_ref}} = \kappa_{scal} = \frac{P_{max\_cible}}{P_{max\_ref}} \quad 5.2$$

Dans ce dimensionnement par homothétie, toutes les caractéristiques étant multipliées par un même facteur d'échelle, la forme de l'enveloppe de couple ainsi que la forme et l'amplitude des bulles de rendement ne seront pas modifiées comme l'illustre la Figure 5-2.

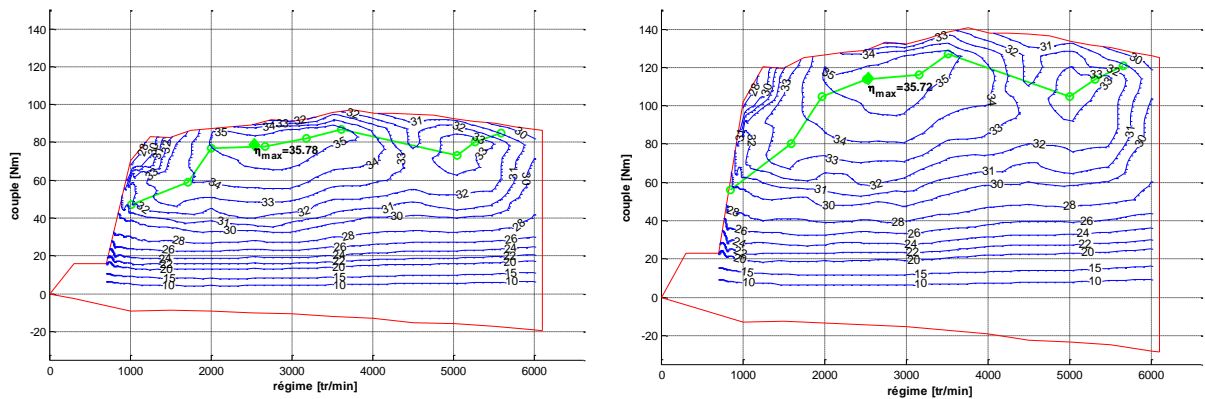


Figure 5-2 Cartographie de rendement et d'enveloppe de couple, pour le moteur d'origine (gauche) et un moteur dimensionné à 80 kW (droite)

Bien que nous n'entrons pas dans ces considérations dans le cadre de cette thèse, il pourra être intéressant de noter que cette variation de la cylindrée totale pourra être réalisée de deux façons, soit par la modification du nombre de cylindres (on conserve la cylindrée unitaire), soit par modification de la cylindrée unitaire (on conserve le nombre de cylindres).

La variation de cylindrée par modification du nombre de cylindres est la solution pour laquelle les hypothèses sont les moins fortes concernant la conservation des rendements de combustion, des pertes aux parois et de la PMF (pression moyenne de frottement). En effet, en conservant une même cylindrée unitaire et une même forme de chambre (alésage, course), on obtient des conditions de mélange (et donc des combustions) et, du fait de la conservation du rapport Volume/Surface d'échange, des pertes aux parois sensiblement identiques au moteur de référence. L'hypothèse pouvant apporter le plus d'erreurs dans cette approche concerne la conservation de la PMF et notamment la partie ne relevant pas l'attelage mobile (consommation de la pompe à huile, de la pompe à eau, arbre d'équilibrage supplémentaire dû à la suppression d'un cylindre). On pourra également noter que les constructeurs, et notamment BMW [BMW (2012)], concrétisent de telles approches en développant une plateforme commune pour tous leurs moteurs (injection directe avec injecteur en position centrale, cylindrée unitaire d'environ 500 cm<sup>3</sup>), plateforme qui est ensuite assemblée afin d'obtenir différentes gammes de puissances (3, 4 et 6 cylindres dans le cas de BMW). Cependant, une approche par conservation de la cylindrée unitaire et variation du nombre de cylindre ne permet pas de générer un continuum de moteurs thermiques de puissances différentes.

La méthodologie de dimensionnement du moteur thermique devra également permettre de déterminer l'évolution de la masse et de l'inertie (attelage mobile, distribution). Ces grandeurs évoluent en fonction du type de motorisation (essence, diesel) et des technologies implémentées (turbo, rampe commune d'injection, vanne EGR, distribution variable). Afin de représenter ces tendances, des approximations linéaires de l'évolution de la masse et de l'inertie en fonction de la cylindrée totale du moteur ont été réalisées à partir de données issues de la littérature (voir Figure 5-3 et Figure 5-4).

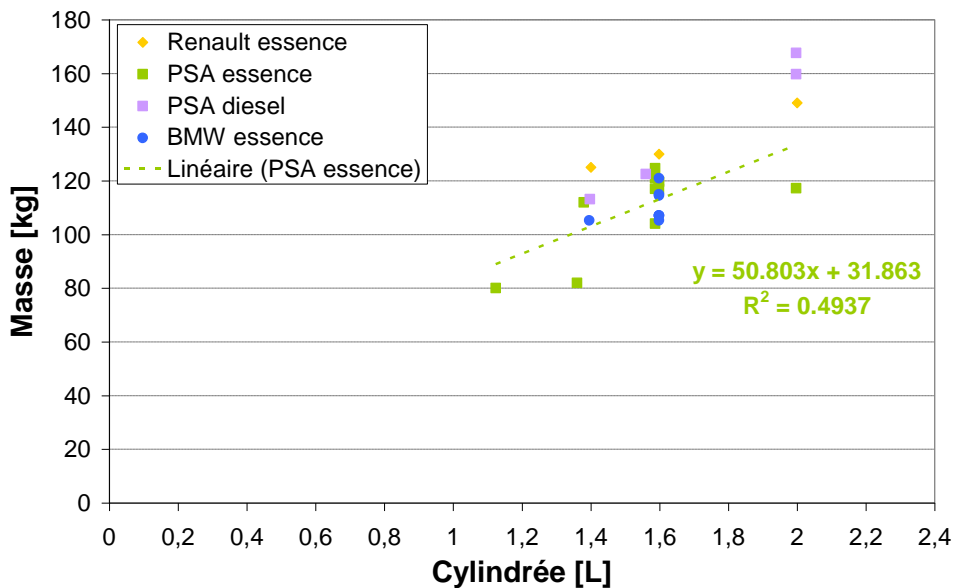


Figure 5-3 Evolution de la masse du moteur thermique en fonction de sa cylindrée

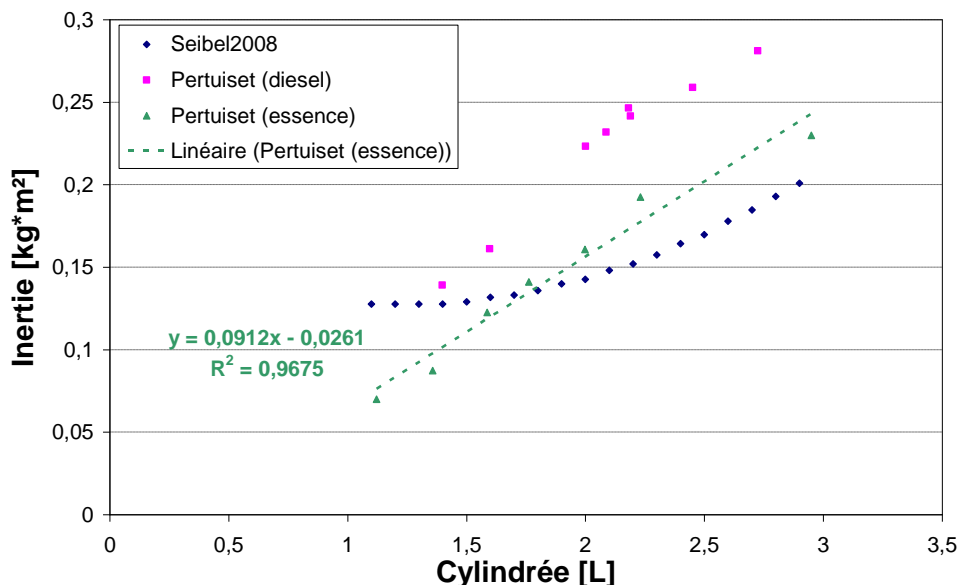


Figure 5-4 Evolution de l'inertie du moteur thermique en fonction de sa cylindrée

On pourra remarquer que la répartition de la masse est très dispersée. Cela peut s'expliquer par le fait que, d'une part, pour un même bloc moteur (même cylindrée) différentes technologies peuvent être implémentées afin d'augmenter la puissance du moteur, et que d'autre part, il est difficile d'obtenir des valeurs homogènes à partir de la littérature (fluides présents dans le moteur ou non, prise en compte de l'embrayage, présence de l'alternateur,...).

### 5.3 Dimensionnement et génération des données de la machine électrique et de son électronique de puissance

Le dimensionnement et l'évaluation énergétique de différentes architectures hybrides possédant des degrés d'électrification variables, pouvant aller du  $\mu$ -hybride au Range Extender, nécessite de disposer d'un outil permettant de générer les données nécessaires pour renseigner les modèles de machines électriques sur une large plage de puissance (de ~10 kW à ~100 kW). Cet outil doit donc



non seulement permettre de dimensionner une machine qui puisse répondre au cahier des charges en termes de performances maximales, mais il doit également fournir d'autres informations telles que la masse et l'inertie de la machine ainsi que les données relatives aux performances énergétiques permettant de renseigner les modèles cartographiques de pertes utilisés dans le simulateur système.

Dans les approches systèmes (dimensionnement du véhicule, évaluation énergétique globale), le dimensionnement de la machine se résume généralement à l'expression d'un cahier des charges comprenant les critères suivants : puissance maximale de la machine, régime maximal et régime de base [Seibel and Pischinger (2008), Desbois-Renaudin et al. (2004)]. La tension du bus continu est, quant à elle, rarement prise en compte dans les approches d'évaluations énergétiques.

Afin de générer les données permettant de renseigner les modèles de différentes machines électriques, possédant des puissances plus ou moins importantes, l'approche la plus couramment rencontrée dans la littérature [Golbuff (2007), Seibel and Pischinger (2008)] consiste à définir une ou des machines de référence pour lesquelles les performances sont connues (soit grâce à des essais, soit grâce à l'utilisation de modèles fins de la machine) puis de réaliser une homothétie sur les cartographies de rendements ou de pertes ainsi que sur les enveloppes de fonctionnement (courbes de couple moteur et générateur). Le facteur d'homothétie est alors généralement défini comme le rapport des puissances entre le modèle de référence et le modèle cible. Les inconvénients de cette approche sont que d'une part elle ne permet pas de modifier les caractéristiques de la machine indépendamment les unes des autres (par exemple augmenter le couple ou le régime maximal tout en conservant la puissance), et d'autre part l'hypothèse de conservation des rendements est une hypothèse forte pouvant induire des erreurs importantes au niveau de la définition des performances de la machine cible.

Une amélioration de cette approche, toujours construite d'après une machine de référence connue, consiste à utiliser des lois de similitude. Ces lois sont basées sur la réalisation de variations géométriques sur les grandeurs caractéristiques de la machine (diamètre, longueur, etc.) afin de faire varier leurs performances. Les applications sont nombreuses: comparaison de différentes technologies de machines [Multon et al. (2006)], dimensionnement et estimation des performances de machines électriques sur la totalité de leur plage de fonctionnement [Buecherl et al. (2010), Abdelli and Le Berr (2010)]. Différentes approches ont été abordées dans la littérature définissant l'utilisation de facteur d'échelle radial [Buecherl et al. (2010), Multon et al. (2006)], axial [Buecherl et al. (2010), Multon et al. (2006)] ou global [Multon et al. (2006)] sur des machines de types synchrones à aimants permanents [Buecherl et al. (2010), Multon et al. (2006)] ou asynchrone de type cage d'écureuil [Buecherl et al. (2010)]. Les facteurs d'échelle ainsi définis permettent non seulement de dimensionner géométriquement une machine pour qu'elle réponde au cahier des charges, mais ils peuvent également être appliqués de façon linéaire ou non linéaire à des modèles de pertes de la machine (pertes joule, pertes fer).

Une autre approche, que l'on retrouve parfois dans la littérature sous la dénomination D2L, se base sur le dimensionnement géométrique (optimisé ou non) de la machine. Une fois la géométrie permettant de répondre au cahier des charges déterminée, il est alors possible d'en déduire les paramètres électromagnétiques d'un modèle analytique de la machine [Budinger et al. (2009), Regnier (2003), Abdelli (2007)]. C'est cette approche qui sera retenue dans le cadre de cette thèse et qui sera développée ci-après.

La méthodologie proposée se décomposera en deux étapes qui viseront à dimensionner le sous-système {machine électrique + onduleur} et à déterminer ses performances et rendements. La première étape permettra de déterminer les caractéristiques de la machine (encombrement, géométrie, caractéristiques électromagnétiques) afin de respecter un cahier des charges "composant" et sera réalisée grâce à un outil de dimensionnement mettant en œuvre la méthode D2L. Les caractéristiques

de la machine ainsi dimensionnée permettront ensuite de renseigner un modèle analytique qui, couplé à une stratégie de contrôle bas niveau, générera les cartographies de pertes de la machine électrique pour l'ensemble du champ de fonctionnement défini par le contrôle bas-niveau.

La seconde étape visera à dimensionner un module onduleur (choix de la technologie et du module sur catalogue) en cohérence avec la machine précédemment dimensionnée et à déterminer les pertes au sein de cet onduleur lorsque celui-ci est piloté pour générer les signaux précédemment définis par le contrôle bas niveau de la machine.

Enfin les deux méthodologies seront combinées afin de répondre au cahier des charges "système" visant à dimensionner le sous-système qui sera in fine intégré dans le simulateur véhicule.

### **5.3.1 Méthodologie de dimensionnement et de génération des pertes de la machine électrique**

#### **5.3.1.1 Dimensionnement de la machine**

Afin de dimensionner la machine électrique, un outil développé à IFP Énergies nouvelles au sein de la direction « Techniques des Applications Energétiques », a été utilisé. Cet outil nommé EMTool a fait l'objet d'une publication [Le Berr et al. (2012)] à laquelle le lecteur pourra se reporter pour de plus amples informations.

Cet outil permet de déterminer différentes données géométriques de la machine (diamètre du rotor, diamètre du stator, dimension des dents et encoches statoriques, etc.) afin de répondre au cahier des charges défini par l'utilisateur. Ces données géométriques ainsi que la définition des propriétés électromagnétiques des matériaux permettent de générer un modèle analytique de la machine, qui servira, dans un premier temps, à vérifier que la machine respecte le cahier des charges en termes d'enveloppe de puissance, puis dans un second temps, à générer les cartographies de pertes de la machine sur la totalité du champ de fonctionnement.

Différentes topologies de machine électrique peuvent être dimensionnées grâce à l'outil EMTool:

- machine synchrone à aimants permanents ;
- machine asynchrone à cage d'écureuil ;
- machine asynchrone à rotor bobiné ;
- machine synchrone à flux axial à aimant enterrés ou surfaciques.

Selon la topologie sélectionnée, la détermination des données géométriques pourra être réalisée de différentes façons : soit par la méthode directe (dont le détail sera donné ci-après), soit en imposant l'encombrement de la machine (diamètre extérieur et longueur), soit en réalisant un dimensionnement optimal sous contraintes. Dans le cas du dimensionnement optimal, la géométrie de la machine sera alors optimisée afin d'obtenir la meilleure densité de puissance (kW/kg), tout en respectant un certain nombre de contraintes (contraintes du cahier des charges et contraintes métier limitant la plage de variation des paramètres géométriques).

Dans le cadre de la thèse, nous nous concentrerons uniquement sur les machines synchrones à aimants permanents enterrés à flux radial (pour les raisons évoqués dans le chapitre 3.5.4) et sur le dimensionnement par la méthode directe.

### 5.3.1.1.1 Définition du cahier des charges composant

L'outil EMTool se base sur l'approche D2L notamment utilisée dans [Budinger et al. (2009), Regnier (2003), Abdelli (2007)] et consistant à déterminer le dimensionnement géométrique minimal permettant de réaliser le couple et la puissance définis dans le cahier des charges. Ces critères dimensionnants sont définis pour un régime de fonctionnement continu (équilibre thermique) et pour une tension du bus continu connue. Certains paramètres, dits "experts", peuvent également être modifiés et permettent notamment de définir les caractéristiques magnétiques des tôles et aimants, les densités de courants utilisés ou bien certaines caractéristiques topologiques de la machine (nombre de paire de pôles, nombre d'encoche). Le régime de fonctionnement continu est caractérisé par la définition d'une densité de courant surfacique dans les enroulements qui pourra varier selon le système de refroidissement utilisé (air forcé, liquide) et dont les valeurs couramment utilisées pourront être trouvées dans la littérature. Certains de ces paramètres seront plus largement abordés dans le chapitre traitant de la calibration de l'outil EMTool.

Une fois ces paramètres experts définis, le dimensionnement de la machine souhaitée sera dirigé par un jeu de quatre paramètres dont le détail est donné dans le Tableau 5-4 ci-dessous.

Tableau 5-4 Critères de dimensionnement de la machine électrique dans EMTool

$C_{cont}$	couple maximal (point de base et régime de fonctionnement continu)
$P_{mec\_cont}$	puissance mécanique maximale (point de base et régime de fonctionnement continu)
$N_{max}$	régime maximal
$E_{DC}$	tension nominale du bus continu (en entrée de l'onduleur)

La définition du couple et de la puissance dans le cahier des charges correspond aux sollicitations que peut thermiquement supporter la machine sur un fonctionnement continu.

### 5.3.1.1.2 Détermination des paramètres géométriques et électromagnétiques simplifiés grâce à la méthode D2L

Compte tenu de l'approche système dans laquelle s'inscrit cette thèse, la méthode D2L ne sera pas expliquée dans son intégralité, seules les étapes principales étant abordées dans ce manuscrit. Pour de plus amples informations, le lecteur pourra se reporter à la littérature [Budinger et al. (2009), Regnier (2003), Abdelli (2007)].

Cette méthode est basée sur une relation entre le couple nominal cible  $C_{cont}$ , le diamètre d'entrefer  $D_g$ , la longueur utile de la machine  $L_u$  et les paramètres électromagnétiques de la machine (densité de courant linéique  $Al$  et l'induction dans l'entrefer  $B_g$ ) comme défini dans l'équation 5.3.

$$D_g^2 L_u = \frac{2 \cdot C_{cont}}{\pi} \times \frac{1}{Al \cdot B_g} \quad 5.3$$

En considérant que les paramètres  $B_g$  et  $Al$  sont connus (définis par l'utilisateur ou déterminés par itération afin de converger vers le couple cible), il suffit alors de déterminer une relation entre le diamètre d'entrefer  $D_g$  et la longueur utile  $L_u$  pour résoudre l'équation 5.3. Dans la littérature une grandeur empirique  $\chi$  (prenant en compte le nombre de paire de pôle  $p$ ) est souvent utilisée afin de relier ces deux paramètres, et est définie selon l'équation 5.4, tel que

$$\chi = \frac{L_u}{D_g} = \frac{\pi}{4p} p^{0.5} \quad 5.4$$

Dans notre cas, comme nous le verrons par la suite, nous calibrerons l'outil EMTool sur le cas de la machine de traction de la Toyota Prius 2004 et nous définirons donc la grandeur  $\chi$  comme le rapport entre la longueur utile et le diamètre d'alésage de cette machine (voir éq. 5.5).

$$\chi = \frac{8,4}{16,12} \approx 0,52 \quad 5.5$$

Le diamètre d'entrefer et la longueur utile de la machine étant désormais connus et sachant que certaines caractéristiques ont été figées (nombre de paires de pôle, nombre d'encoche par pôle par phase, ...), alors la géométrie du stator (épaisseur de tôle, dimension des aimants) et celle du rotor (épaisseur de la culasse, dimension des dents) peuvent être définies afin de respecter les contraintes d'induction dans les tôles et de conservation du flux.

Une fois l'ensemble des dimensions géométriques définies, et connaissant les caractéristiques magnétiques des différents composants, il est alors possible de déterminer les paramètres électromagnétiques réduits de la machine exprimés dans le repère de Park (inductances  $L_d$  et  $L_q$ , résistance du stator  $R_s$ , flux au niveau des aimants permanents  $\psi_{aim}$ ).

Ce sont ces paramètres qui permettront de renseigner un modèle analytique simplifié (décrit ci-après) permettant le calcul des pertes de la machine sur l'ensemble de son espace de fonctionnement.

### 5.3.1.2 Modèle de pertes de la machine électrique

Le modèle utilisé ci-après a fait l'objet d'une publication [Abdelli and Le Berr (2011a)] dans laquelle celui-ci a notamment été validé en comparant les cartographies de pertes obtenues par calcul, avec les pertes mesurées sur une machine de référence. Ce modèle moyen simplifié se base sur une représentation de type modèle de Park qui permet de transformer les équations analytiques de la machine exprimées dans le repère triphasé du stator ( $a, b, c$ ) en une représentation dans un repère biphasé ( $d, q$ ) tournant avec le rotor. Dès lors il est possible d'exprimer le courant  $I_S$  et la tension  $V_S$  dans le repère fixe du stator en fonction des courants  $i_d$  et  $i_q$  et des tensions  $v_d$  et  $v_q$  dans le repère de Park.

$$I_S = \sqrt{i_d^2 + i_q^2} \quad 5.6$$

$$V_S = \sqrt{v_d^2 + v_q^2} \quad \text{avec} \quad \begin{cases} v_d = -\omega_s L_q i_q \\ v_q = \omega_s \phi_{rd} + \omega_s L_d i_d \end{cases} \quad 5.7$$

Dans ce repère, et d'après les paramètres électromagnétiques déterminés en 5.3.1.1.2, il est alors possible d'exprimer le couple électromagnétique  $C_e$  de la machine électrique grâce à l'équation 5.8 ci-dessous.

$$C_e = p(\psi_{aim} i_q + (L_d - L_q) i_d i_q) \quad 5.8$$

On pourra noter que dans ce modèle analytique, la saturation électromagnétique n'est pas prise en compte. En effet sa détermination est complexe et nécessite soit de réaliser des mesures sur machine réelle (incompatible avec l'approche présentée ici), soit de déterminer l'évolution de  $L_d$  et  $L_q$  en fonction de  $i_d$  et  $i_q$  grâce à l'utilisation d'un modèle aux éléments finis de la machine, puis de réinjecter les valeurs appropriées de  $L_d$  et  $L_q$  dans le modèle analytique [Abdelli and Le Berr (2011b)].

Comme on peut le voir dans l'équation du couple (5.8), il existe plusieurs doublets de courants  $\{i_d, i_q\}$  possibles permettant de réaliser la consigne de couple. La mise en place d'une stratégie de

contrôle bas-niveau de l'actionneur permettra de déterminer le doublet  $\{i_d, i_q\}$  le mieux adapté selon un critère fixé.

### 5.3.1.2.1 Contrôle bas niveau de la machine

Le contrôle bas niveau de la machine à deux objectifs principaux:

- d'une part, déterminer le doublet de courants  $\{i_d, i_q\}$  le mieux adapté (selon le critère fixé) afin de réaliser le couple demandé sur l'arbre de la machine ;
- d'autre part, empêcher que ce doublet de courants n'engendre des conditions de fonctionnement que la motorisation électrique (machine + onduleur) ne pourrait supporter. Ces limitations de fonctionnement peuvent être résumées en :
  - une limitation en tension  $V_s$  imposée par la tension du bus continu  $E_{DC}$  et tel que :

$$V_s = \sqrt{v_d^2 + v_q^2} \leq V_{s\max} = \sqrt{\frac{3}{2}} \frac{E_{DC}}{2} \quad 5.9$$

- une limitation en courant  $I_s$  découlant de l'intensité maximale que l'onduleur peut supporter, soit :

$$I_s = \sqrt{i_d^2 + i_q^2} \leq I_{s\max} \quad 5.10$$

Différentes stratégies de contrôle permettent d'optimiser la détermination du doublet de courants  $\{i_d, i_q\}$ . On pourra notamment distinguer les stratégies de type maximisation du rendement, des stratégies de maximisation du couple par ampère (MTPA: Maximization of Torque Per Amper) [Abdelli and Le Berr (2011a)]. C'est de cette dernière stratégie qu'est inspiré le contrôle utilisé pour piloter la machine. En effet, l'utilisation d'une stratégie de maximisation du rendement implique la connaissance du rendement et donc des pertes de la machine afin de déterminer les courants  $i_d$  et  $i_q$ . Or compte tenu de la causalité du modèle, les pertes ne sont déterminées qu'une fois les courants  $i_d$  et  $i_q$  connus (une solution étant alors de tabuler les pertes pour différents courants).

La prise en compte des limitations de fonctionnement de la motorisation électrique citées ci-dessus ne permet cependant pas d'appliquer la stratégie MTPA sur l'ensemble de la plage de fonctionnement. Il faudra notamment considérer une stratégie dite de défluxage lorsque la force contre-électromotrice au niveau du stator atteint le niveau de tension maximum correspondant à la tension d'alimentation maximale que peut fournir l'électronique de puissance compte tenu de la tension de la batterie. Nous ne rentrerons pas dans la description de ces stratégies détaillées dans la littérature [Abdelli and Le Berr (2011b)]. Les conditions pour passer d'une stratégie à l'autre, ainsi qu'une représentation graphique de l'évolution des courants  $i_d$  et  $i_q$  selon la stratégie MTPA sont exposés dans la Figure 5-5.

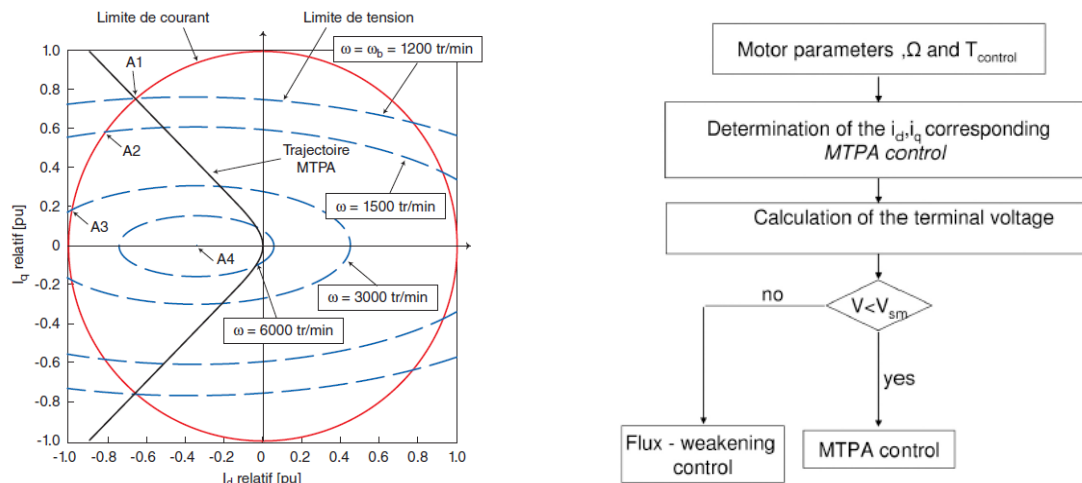


Figure 5-5 Stratégie de contrôle MTPA de la machine électrique dans [Abdelli and Le Berr (2011b)]

### 5.3.1.2 Détermination des pertes dans la machine

Pour chaque point de fonctionnement {régime; couple} de la machine, la stratégie de contrôle évoquée ci-dessus permet donc de déterminer les valeurs de courants  $i_d$  et  $i_q$  et les valeurs de tensions  $v_d$  et  $v_q$  exprimés dans le repère de Park. Dès lors, il est possible d'évaluer les pertes générées au sein de la machine grâce à aux modèles de pertes présentés ci-dessous et représentant:

- les pertes fer  $P_{fer}$ , calculées au niveau des différentes tôles (dents et culasse statorique) et fonctions du volume des dents  $V_{dents}$  et de la culasse  $V_{culasse}$  du stator ainsi que des pertes volumiques ( $P_{dents}$ ,  $P_{culasse}$ ) calculées à partir des caractéristiques magnétiques des tôles :

$$P_{fer} = P_{dents} V_{dents} + P_{culasse} V_{culasse} \tag{5.11}$$

- les pertes joules  $P_j$ , calculées au niveau des enroulements en cuivre du stator et proportionnelles à la résistance de ces enroulements  $R_s$

$$P_j = R_s (i_d^2 + i_q^2) \tag{5.12}$$

Les pertes mécaniques (frottements au niveau des paliers du rotor) et aérodynamiques n'ayant pas été prises en compte dans notre modèle, les pertes totales  $P_{tot}$  peuvent alors être calculées comme suit :

$$P_{tot} = P_{fer} + P_j \tag{5.13}$$

### 5.3.1.3 Calibration et validation de l'outil sur le cas de la machine de traction de la Toyota Prius 2004

Le système THS utilisé dans la Toyota Prius comporte deux machines électriques, toutes deux de topologie synchrone à aimants permanents enterrés. Dans le cadre de la calibration et de la validation de l'outil de dimensionnement nous nous concentrerons sur la machine de traction (Figure 5-6).

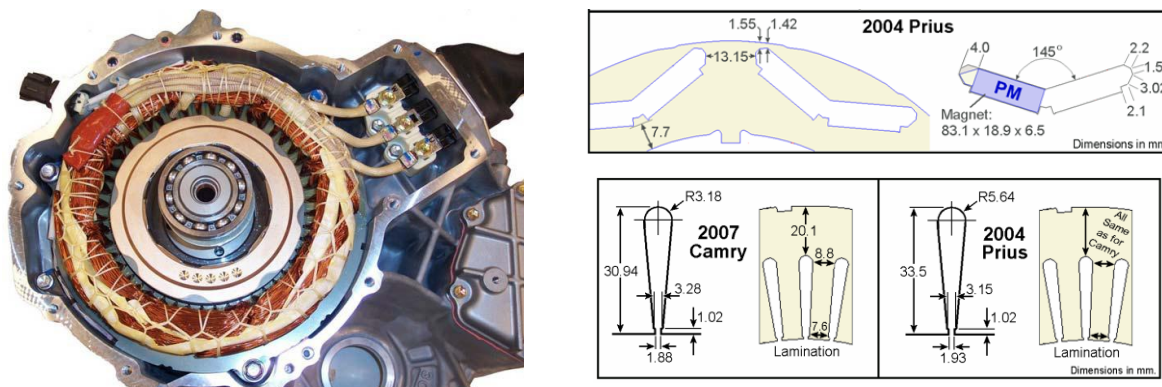


Figure 5-6 Caractéristiques de la machine de traction de la Prius 2004 [Olszewski et al. (2008)]

### 5.3.1.3.1 Définition du cahier des charges de la Prius 2004

La machine de traction de la Toyota Prius 2004 est principalement définie dans la littérature [Olszewski et al. (2006), Okamura et al. (2003)] par ses performances en régime transitoire (voir Tableau 5-6). Or, comme nous l'avons évoqué précédemment (5.3.1.1.1), l'outil de dimensionnement nécessite la définition d'un cahier des charges en régime continu. Afin de valider l'outil, il est donc nécessaire de pouvoir estimer les performances de la machine en régime de fonctionnement continu.

Dans le rapport du laboratoire OakRidge sur la gestion thermique des machines électriques de la Prius 2004 [Marlino et al. (2005)], des essais ont été menés afin de déterminer le couple moteur maximal pouvant être réalisé en continu sur la machine de traction et pour différentes températures du liquide de refroidissement. Ces mesures ont été effectuées à un régime de 900 tr/min et sont résumées dans le Tableau 5-5 ci-dessous. Dans ce rapport, les auteurs déterminent également la puissance maximale pouvant être délivrée en continu par la machine électrique en extrapolant, à 1200 tr/min (qui est le régime de base transitoire), le couple maximal mesuré en continu à 900 tr/min. Or cette approche se base sur l'hypothèse que le régime de base ne varie pas entre les conditions de régime transitoire et régime continu, ce qui dans les faits n'est pas nécessairement vrai notamment du fait des chutes de tension plus importantes pour des courants plus importants.

Dans un rapport du même laboratoire [Olszewski et al. (2006)], il est rapporté que, d'après Toyota, la puissance maximale en régime continu de la machine de traction du modèle Prius 2004 serait de 30 kW.

Tableau 5-5 Mesures en transitoire sur la machine de traction de la Prius 2004 [Marlino et al. (2005)]

Régime [tr/min]	Couple [Nm]	Puissance mécanique [kW] (calculée à 900 tr/min)	Puissance mécanique [kW] (estimée à 1200 tr/min)	Température du liquide de refroidissement [°C]	durée de l'essai [min]
900	167	16	21	34,6	88,6
900	160	15	20	49,5	48,2
900	146	14	18	73,9	66,8
900	118	11	15	103,4	80,3

En recoupant les données constructeur avec les mesures effectuées par le laboratoire Oak Ridge, nous avons fait le choix de retenir les limites de fonctionnement en continu pour une température du liquide de refroidissement d'environ 35 °C tout en supposant que la machine peut effectivement

supporter la puissance de 30 kW en régime continu. Le cahier des charges continu résultant de ces hypothèses est résumé dans le Tableau 5-6 ci-dessous. On pourra remarquer que le régime de base recalculé en continu (~ 1715 tr/min) est largement supérieur au régime de base transitoire (1200 tr/min).

Tableau 5-6 Définition du cahier des charges de la Prius 2004

	Transitoire	Continu
<b>Couple</b>	400 Nm	167 Nm
<b>Puissance</b>	50 kW	30 kW
<b>Régime de base</b>	~ 1200 tr/min	~ 1715 tr/min
<b>Régime maximal</b>	6000 tr/min	6000 tr/min
<b>Tension du bus</b>	500 V	500 V

### 5.3.1.3.2 Calibration de l'outil EMTool

L'objectif de cette calibration est d'obtenir, en partant de la définition du cahier des charges continu développé ci-dessus, une machine dont les dimensions sont proches de celles de la Prius 2004 et permettant de définir un modèle électromagnétique dont l'évaluation engendre des pertes proches de celles de cette machine de référence.

Cette calibration a été réalisée en fixant certains paramètres « experts » de l'outil EMTool et en ajustant d'autres afin de se rapprocher des caractéristiques de la machine de la Prius. Les principaux paramètres ainsi que leur valeur de calibration sont présentés dans le Tableau 5-7.

Tableau 5-7 Principaux paramètres de calibration de l'outil EMTool

Paramètres	Valeurs	Détails
Rapport empirique $\chi$	0,5234	voir équation 5.4
Densité surfacique de courant	$12 \cdot 10^6$ A/m <sup>2</sup>	valeur type dans EMTool pour une machine à refroidissement liquide
Nombre de paires de pôles	4	4 paires de pôles généralement retenues pour des puissances allant de 50 à 100 kW et des régimes allant de 6000 à 14000 tr/min [Olszewski et al. (2011)]
nombre d'encoche /pole/phase	2	

Cette procédure de calibration a été réalisée en appliquant un processus itératif visant à dimensionner une machine géométriquement proche de celle de la Prius. Les caractéristiques de la machine résultant de ce processus itératif sont comparées à celle de la Prius 2004 dans le Tableau 5-8.

Il est ici important de différencier les valeurs de puissance spécifique et de densité de puissance annoncées dans le Tableau 5-8, des valeurs couramment utilisées dans la littérature. En effet dans le rapport du laboratoire Oak Ridge [Olszewski et al. (2006)], les auteurs donnent des valeurs de 1,11 kW/kg et de 3,25 kW/L, respectivement pour la puissance spécifique et pour la densité de puissance, mais en prenant pour référence de masse et de volume, l'ensemble machine et carter (soit 45 kg et 15,4 L).



*Tableau 5-8 Comparaison des grandeurs macroscopiques de la machine de traction de la Toyota Prius 2004 avec le résultat de la calibration*

		Référence (d'après [Olszewski et al. (2008)])	Résultat calibration EMTool
Longueur active	cm	8,4	9,2
Diamètre alésage	cm	16,1	17,5
Entrefer	mm	0,73	0,70
Diamètre extérieur stator	cm	26,9	26,1
Diamètre intérieur stator	cm	16,2	17,6
Diamètre extérieur rotor	cm	16,1	17,4
Diamètre intérieur rotor	cm	11,1	11,1
Nombre de paires de pôles	-	4	4
Nombre d'encoches	-	48	48
Masse de cuivre (actif + têtes de bobines)	kg	6,8	4,9
Masse des aimants	kg	1,232	1,360
Masse totale (hors carter)	kg	36,1	31,2
Inertie du rotor	kg.m <sup>2</sup>	0,0488*	0,0519
Puissance spécifique (hors carter)	kW/kg	1,4	1,6
Densité de puissance (hors carter et têtes de bobine)	kW/L	10,5**	10,2

\* Estimation de l'inertie en considérant un cylindre creux de masse homogène

\*\* Valeurs recalculées pour ne considérer que la masse et longueur active de la machine

Dans cette phase de calibration, au-delà de la comparaison géométrique de la machine modélisée et de la machine de référence, l'objectif est également d'obtenir des machines qui soient proches en termes de rendement. Afin de simuler ces rendements et à partir des caractéristiques géométriques et magnétiques de la machine dimensionnée, les paramètres électromagnétiques, nécessaires pour renseigner le modèle réduit de la machine, ont été calculés. Dès lors, il peut être intéressant de comparer ces paramètres électromagnétiques du modèle réduit aux paramètres que l'on peut retrouver dans la littérature et qui sont issus de la mesure ou bien de la caractérisation de la machine de traction de la Prius 2004 (voir Tableau 5-9). On pourra notamment observer des différences importantes au niveau des inductances, différences qui pourront se traduire par des différences de rendement lors de la comparaison des machines dans le paragraphe suivant. Il est cependant à noter que ces paramètres sont des résultats intermédiaires dans notre procédure de calibration et que celle-ci n'avait pas pour objectif de calibrer le modèle sur la base de ces paramètres.

Tableau 5-9 Paramètres du modèle électromagnétique équivalent pour la Prius 2004

		Littérature	Modèle EMTool
Résistance statorique (/phase)	Ohm	0,069*	0,071
Flux des aimants	Wb	0,198**	0,182
Inductance d	mH	5,20**	3,85
Inductance q	mH	2,00**	1,03

\* rapport OakRidge [Olszewski et al. (2011)]

\*\* caractérisation d'après un modèle par élément finis [Abdelli and Le Berr (2011a)]

### 5.3.1.3.3 Génération de la cartographie de pertes

Une fois l'outil EMTool calibré et les paramètres du modèle électromagnétique définis, il est intéressant de comparer la cartographie de rendement de la machine modélisée avec celle mesurée sur la machine de traction de la Prius 2004 [Olszewski et al. (2006)] afin de valider la procédure. Le modèle présenté en 5.3.1.2 a donc été utilisé pour générer les pertes de la machine sur l'ensemble de la plage de fonctionnement transitoire telle que définie dans le Tableau 5-6. On pourra observer dans la Figure 5-7 que les erreurs les plus importantes sur le rendement se trouvent dans les zones de fonctionnement extrêmes de la machine, à savoir dans la zone de faibles régimes et couples importants, et dans la zone de régimes élevés et couples faibles.

Pour la zone des faibles régimes et forts couples, l'erreur sur le rendement est négative, i.e. les rendements simulés sont plus élevés que les rendements mesurés par Oak Ridge. Cela peut s'expliquer par le fait que le modèle ne prend pas en compte les effets de la saturation, qui a pour effet d'augmenter le courant réel de la machine. Dès lors les pertes par effets joules auront tendance à augmenter et donc le rendement à diminuer, l'absence de prise en compte des pertes mécaniques étant alors négligeable compte tenu des forts couples considérés ici.

Pour la zone des régimes élevés et des faibles couples, les pertes totales du modèle sont plus importantes que les pertes mesurées, ceci malgré des pertes joules légèrement plus faibles et l'absence de prise en compte des pertes mécaniques. Cette observation nous permet de conclure que le modèle aura donc tendance à surestimer les pertes fer à hautes vitesses.

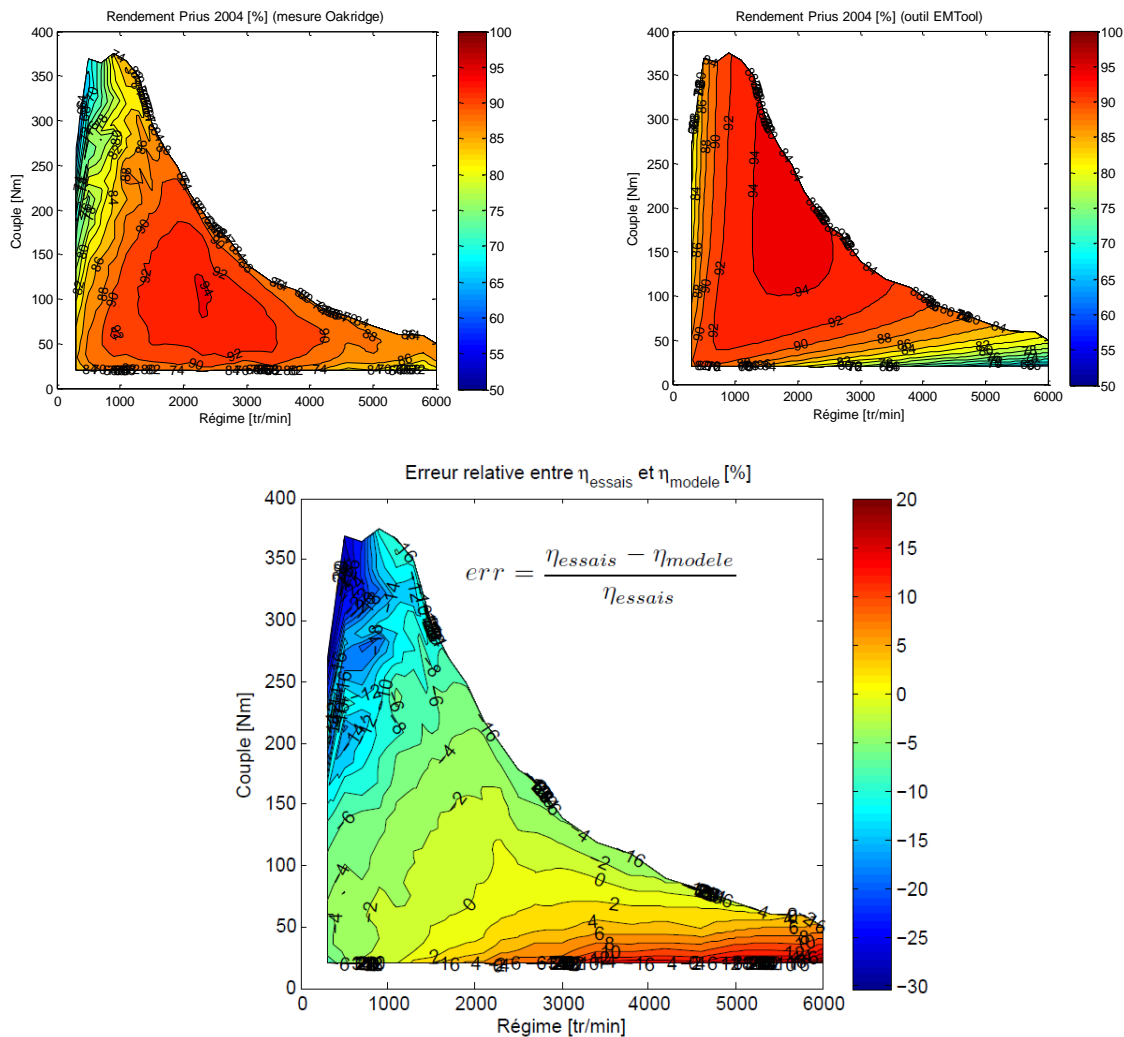


Figure 5-7 Comparaison des cartographies de rendement mesuré (haut gauche), simulé (haut droit) et erreur relative (bas)

Cette surestimation des pertes fer dans notre machine de référence sera conservée sur l'ensemble des machines générées grâce à cette méthodologie. Nous verrons dans le Chapitre 7 que les pertes importantes de la machine pour les faibles valeurs de couple engendreront une dégradation importante du rendement de la chaîne de traction électrique et ainsi une dégradation des gains potentiellement apportés par l'hybridation.

### 5.3.2 Méthodologie de dimensionnement et de génération des pertes de l'onduleur

#### 5.3.2.1 Dimensionnement de l'onduleur

Afin de prendre en compte les pertes globales du sous-système machine électrique et onduleur, il est nécessaire de mettre en regard de la machine dimensionnée dans le chapitre précédent un onduleur qui corresponde aux mêmes conditions de fonctionnement. Dans ce but, pour chacun des cahiers des charges de machine électrique sera associé un cahier des charges pour l'onduleur. Le dimensionnement de l'onduleur sera ensuite réalisé par la sélection sur catalogue d'un module complet répondant à minima à l'ensemble des critères du cahier des charges.

### 5.3.2.1.1 Définition du cahier des charges de l'onduleur

Le rôle de l'onduleur étant de convertir un signal continu en un signal alternatif (convertisseur DC-AC) et de manière réversible (convertisseur AC-DC), celui-ci est soumis à certaines conditions de fonctionnement et doit pouvoir supporter différentes contraintes. Cet onduleur est constitué de différents composants qui peuvent être caractérisés par trois grandeurs macroscopiques [Badin et al. (2012)] (voir Figure 5-8).

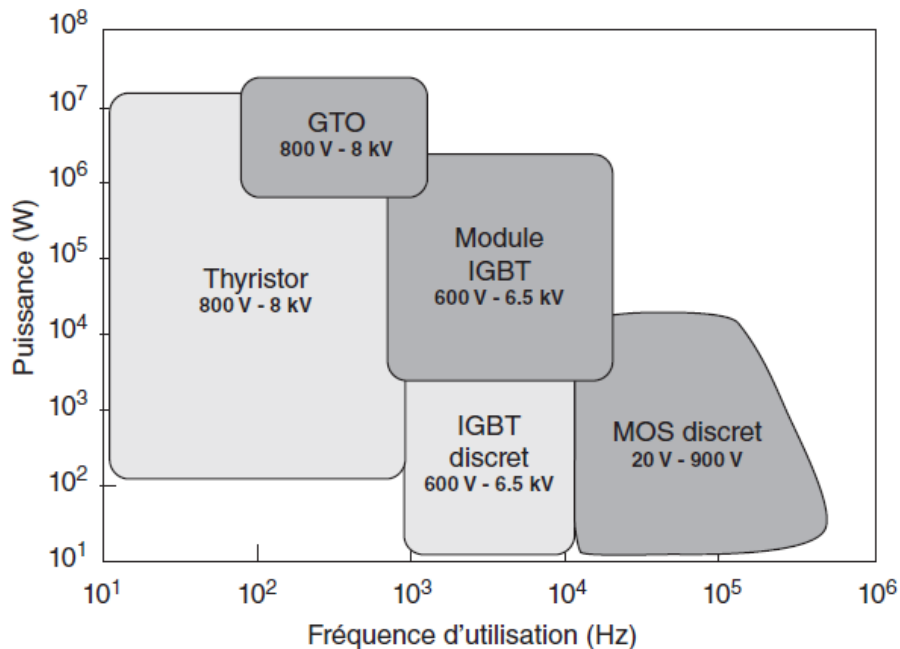


Figure 5-8 Domaine d'application de différents composants de puissance [Badin et al. (2012)]

#### a la fréquence de commutation des interrupteurs

Afin de transformer un signal continu en un signal alternatif, l'onduleur possède, entre autre, des interrupteurs (pour notre application, des IGBT seront considérés) qui doivent supporter des changements d'état (ouvert/fermé) à des fréquences élevées, dépendant notamment de la fréquence et de la qualité du signal alternatif que l'on souhaite produire.

La capacité d'un transistor à changer d'état dépend notamment de la technologie utilisée. Les transistors de type MOSFET et IGBT sont les plus couramment utilisés dans les applications pour l'automobile. L'IGBT, bien que ses fréquences de commutation soient plus faibles, est généralement préféré au MOSFET du fait de ses plus faibles pertes et de ses capacités étendues.

#### b la gamme de tension de l'onduleur

Les différents composants de l'onduleur (diodes et transistors) sont conçus pour pouvoir supporter une certaine tension à leurs bornes, sous peine de dysfonctionnement et ou de destruction. Afin de pouvoir répondre à chaque application, les fabricants de composants électroniques proposent généralement différentes gammes de tension parmi lesquelles on trouve les gammes à 300 V, 600 V, 1200 V ou bien 1800 V.

#### c la gamme de courant

L'électronique de puissance a une constante de temps thermique très faible, si les courants la traversant sont trop importants, les pertes joules associées risquent d'entraîner une augmentation rapide

de température et la destruction du composant. Les fabricants définissent donc un courant maximum pouvant transiter dans les différents composants de l'onduleur sans les endommager.

À cette valeur absolue du courant critique, une contrainte thermique doit également être associée. Afin de dimensionner l'onduleur thermiquement, le critère de courant critique ne sera donc pas suffisant et devrait donc être combiné à un modèle thermique.

L'approche thermique, plus complexe, n'a pas été retenue dans le cadre de notre thèse système. Afin de s'accorder un degré de sécurité sur la thermique, un critère supplémentaire a donc été ajouté et l'onduleur a été dimensionné afin que les puissances électriques le traversant ne dépassent pas les puissances préconisées par le fabricant.

Par la suite et afin de dimensionner l'onduleur, l'attention sera plus particulièrement portée sur les caractéristiques critiques des transistors, les fabricants concevant leurs modules afin que les diodes aient des caractéristiques équivalentes aux transistors les constituant.

Ces quatre paramètres permettent donc de caractériser les différents modules onduleur et représentent à ce titre les critères de dimensionnement du composant onduleur (voir Tableau 5-10).

*Tableau 5-10 Critères de dimensionnement de l'onduleur*

$f_{Scrit}$	fréquence de commutation maximale du transistor
$V_{CES}$	tension collecteur-émetteur maximale du transistor
$I_{Cnom}$	courant maximum collecteur DC pour le transistor
$P_{elec\_trans\_crit}$	puissance électrique maximale collecteur DC

### 5.3.2.1.2 Présentation de la gamme de module onduleur du constructeur Infineon

Le fabricant de composants et systèmes électroniques Infineon<sup>14</sup> propose des modules de puissance spécifiquement dédiés au contrôle de machines électriques pour des applications x-EV. Ces modules comportent les six branches d'interrupteurs nécessaires à la conversion réversible du signal, chaque interrupteur étant constitué d'un transistor IGBT et d'une diode montée en anti-parallèle (Figure 5-9). Dans le cadre de la thèse nous avons considéré la gamme HybridPACK qui se décompose en deux sous-gammes, la gamme HybridPACK 1 étant dédié à des applications de faible puissance alors que la gamme HybridPACK 2 est spécifiquement développée pour des véhicules de forte puissance électrique, une attention particulière ayant alors été apportée au système d'évacuation de la chaleur.

<sup>14</sup> <http://www.infineon.com>

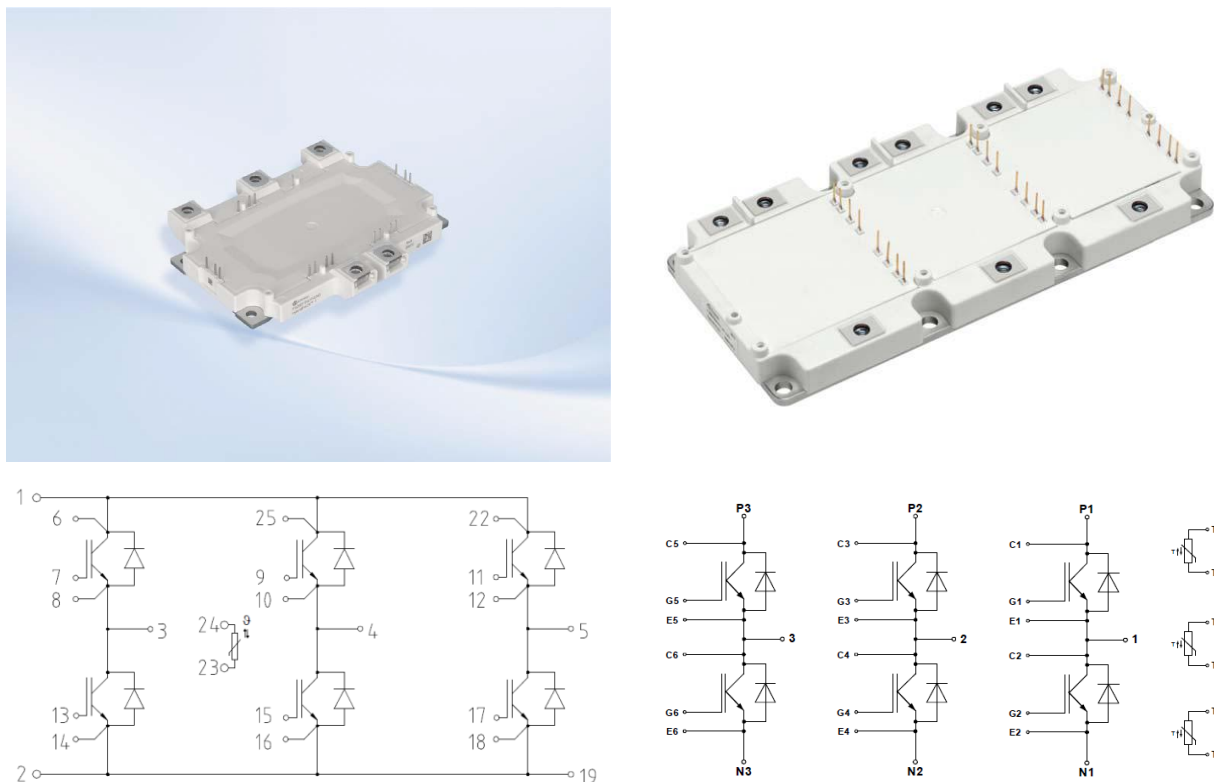


Figure 5-9 Module onduleur Infineon HybridPACK 1 (gauche) et 2 (droite) (source : Infineon)

Tous ces modules sont constitués à partir d'IGBT, qui, tout comme les diodes, appartient tous au calibre en tension de 650V et ont des calibres de courant différents selon les spécificités du pack. Les performances en termes de puissances électriques pouvant être appliquées au module ainsi que les calibres de tension et de courant des différents packs sont donnés dans la Figure 5-10 et récapitulés dans le Tableau 5-11. Parmi les cinq packs présentés ci-dessous, seuls quatre packs ont été utilisés, les informations concernant le module HP1 Pin-Fin n'étant pas suffisantes.

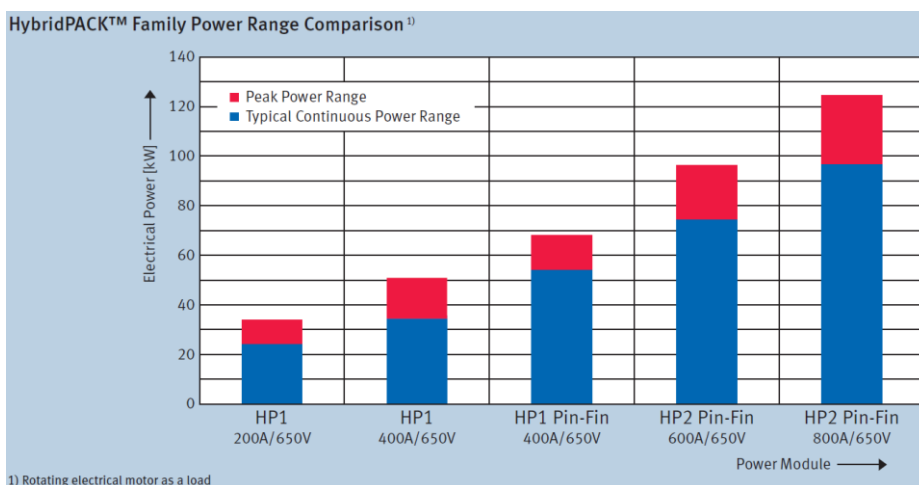


Figure 5-10 Caractéristiques des modules Infineon HybridPACK (source : Infineon)

Tableau 5-11 Caractéristiques des modules onduleur Infineon considérés

Pack	HP1		HP2	
module	FS200R07A1E3	FS400R07A1E3	FS600R07A2E3	FS800R07A2E3
$V_{CES}$ [V]	650	650	650	650
$I_{c_{nom}}$ [A]	200	400	600	800
$f_{Scrit}$ [kHz]	60,4	60,4	30,3	30,3
$P_{elec\_trans\_crit}$ [kW]	34	50	96	125
$P_{elec\_cont\_crit}$ [kW]	25	35	75	98

### 5.3.2.1.3 Méthodologie de dimensionnement de l'onduleur

Comme évoqué auparavant, les critères de dimensionnement de l'onduleur sont corrélés avec ceux de la machine électrique. Afin de dimensionner l'onduleur en cohérence avec la machine, il est donc nécessaire d'établir une relation entre le cahier des charges système et le cahier des charges composant.

#### a Respect de la contrainte sur la fréquence de commutation $f_{Scrit}$

La fréquence de commutation maximale nécessaire  $f_{Smax}$  pour le bon fonctionnement de la machine électrique peut être déterminée d'après la fréquence électrique maximale de la machine  $f_{elec\_max}$  qui peut-elle même être calculée à partir du régime maximal  $n_{max}$  (en [tr/s]) de la machine électrique et du nombre de paire de pôles  $p$  la constituant.

$$f_{elec\_max} = p \times n_{max} \quad 5.14$$

En considérant un facteur 10 entre le signal de consigne et la porteuse, on s'assure d'obtenir une qualité de signal satisfaisante<sup>15</sup> pour le régime maximal de la machine et donc à fortiori pour l'ensemble des régimes de fonctionnement. Il faut dès lors s'assurer durant le dimensionnement que la fréquence de commutation maximale requise est bien inférieure à la fréquence de commutation maximale de l'onduleur.

$$f_{Scrit} \geq f_{Smax} = f_{elec\_max} \times 10 \quad 5.15$$

Dans les cas d'applications présentées par la suite, les fréquences de commutation maximales mises en jeu sont faibles (4 kHz). Cela confirme donc la décision de sélectionner des onduleurs équipés de transistors IGBT.

#### b Respect de la contrainte sur la gamme de tension $V_{CES}$

Étant donné que nous avons fait le choix de ne pas intégrer de survolteur (convertisseur DC/DC) dans nos architectures, la tension du bus continu est alors équivalente à la tension de la batterie, qui dans notre méthodologie de dimensionnement est considérée comme égale à la tension nominale de la batterie. Nous émettons ici l'hypothèse que le fonctionnement à fort état de charge, et donc pour une tension batterie plus importante que la tension nominale, n'aura pas d'impact sur la sécurité de fonctionnement de l'onduleur.

<sup>15</sup> le théorème de Nyquist-Shannon sur l'échantillonnage énonce que la fréquence d'échantillonnage (ici de commutation) doit être au minimum égale à deux fois la fréquence du signal

Dans un onduleur, l'interrupteur de chacune des six branches est soumis à la tension de la source. Choisir un calibre de tension strictement égal à la tension de la source pourrait engendrer des dysfonctionnements, voire des risques de destruction du module du fait de l'existence de sur-tensions lors de l'ouverture ou de la fermeture des interrupteurs. Pour cette raison, les fabricants de composants préconisent d'utiliser un coefficient de sécurité lors de la détermination du calibre en tension nécessaire à l'application [ABB (2006)]. Dans le cadre de cette thèse, un coefficient de sécurité de 50 % a été utilisé [Regnier (2003)].

$$V_{CES} \geq 1.5 \times E_{nom} \quad 5.16$$

Nous verrons par la suite que dans les cas d'application retenus, la tension nominale du pack batterie n'excèdera pas les 370 V. Compte tenu du coefficient de sécurité, cela implique que la tension maximale appliquée aux bornes du transistor n'excède pas les 555 V, soit une valeur bien en dessous du calibre de 650 V que nous avons retenu dans la gamme d'onduleur Infineon.<sup>16</sup>

### c Respect de la contrainte sur la puissance maximale de l'onduleur ( $P_{elec\_trans\_crit}$ )

Suite au dimensionnement de la machine électrique (voir 5.3.1), il est possible de connaître la puissance électrique aux bornes de la machine  $P_{elec\_AC}$  pour l'ensemble des points de fonctionnement (en régime continu et transitoire).

Dès lors, en supposant un rendement onduleur de 90%, il est possible d'estimer la puissance électrique maximale aux bornes de l'onduleur  $P_{elec\_DC\_max}$ . L'onduleur a alors été choisi de telle sorte que la puissance maximale d'utilisation soit inférieure à la puissance maximale préconisée par le fabricant  $P_{elec\_trans\_crit}$ .

$$P_{elec\_DC\_max} = \max\left(\frac{P_{elec\_AC}}{0,9}\right) \quad 5.17$$

$$P_{elec\_trans\_crit} \geq P_{elec\_DC\_max} \quad 5.18$$

### d Respect de la contrainte sur la gamme de courant $I_{C_{nom}}$

À partir de la puissance électrique maximale définie précédemment au niveau du collecteur  $P_{elec\_DC\_max}$  et connaissant la tension du bus continu  $E_{nom}$ , il est possible d'estimer la valeur du courant maximal au niveau du collecteur  $I_{DC\_max}$ , et de dimensionner l'onduleur afin que ce courant reste inférieur à la gamme de courant  $I_{C_{nom}}$  telle que définie par le fabricant, soit :

$$I_{DC\_max} = \frac{P_{elec\_DC\_max}}{E_{nom}} \quad 5.19$$

$$I_{C_{nom}} \geq I_{DC\_max} \quad 5.20$$

La démarche exposée ci-dessus permet de définir les caractéristiques de l'onduleur pour que celui-ci respecte à minima le cahier des charges. Les fabricants d'onduleur développant leurs produits par gamme (gamme de tension, gamme de courant), l'onduleur sera donc dans la plupart des cas surdimensionné sur au moins un des critères. Il est à noter qu'un surdimensionnement trop important engendrera un surcoût ainsi que de moins bonnes performances sur l'usage moyen, alors qu'un

<sup>16</sup> Dans les applications automobiles, seul Toyota semble utiliser des composants d'un calibre de 1200 V, la tension de la source (en l'occurrence le survolteur) pouvant alors aller jusqu'à 650V



dimensionnement trop juste engendrera des pertes thermiques importantes dans les cas de fonctionnement aux limites ainsi qu'un risque de dégradation prématurée.

Pour aller plus loin dans le dimensionnement de l'onduleur et dans la définition de sa gamme de courant, il sera possible de réaliser un modèle prenant en compte les contraintes thermiques et de dimensionner l'onduleur afin que celui-ci n'atteigne pas sa température limite dans les cas de fonctionnement extrêmes [Regnier (2003)].

### 5.3.2.2 Modèle de l'onduleur

Le modèle d'onduleur utilisé est également un modèle analytique moyen simplifié. Il permet de calculer les pertes par commutation et par conduction grâce à la définition des caractéristiques des composants électroniques (IGBT et diodes) et des conditions de fonctionnement de l'onduleur.

#### 5.3.2.2.1 Détermination des pertes dans l'onduleur

Les pertes générées au sein de l'onduleur sont fonction des conditions de fonctionnement de celui-ci. Les paramètres permettant de représenter ces conditions de fonctionnement sont:

- la tension appliquée aux bornes DC de l'onduleur  $E_{DC}$
- le facteur de puissance  $\cos \Phi$  ( $\Phi$  représentant le déphasage courant-tension de l'actionneur)
- la valeur crête du courant circulant dans la machine  $I_{max}$

Certains paramètres ont été figés pour l'ensemble des onduleurs et quelque soit le point de fonctionnement. C'est le cas de la fréquence de commutation  $f_s$  que nous avons choisi de fixer à la fréquence de commutation maximale  $f_{Smax}$  telle que définie dans le chapitre précédent. Cela implique que plus le régime de la machine diminuera, meilleure sera la qualité du signal généré, mais en contrepartie les pertes par commutation auront tendance à augmenter. On pourra noter que dans certaines applications, la fréquence de commutation peut être variable avec le régime. La profondeur de modulation  $m_a$  sera également conservée constante ( $m_a=0,8$ ) dans notre approche.

Une fois les conditions de fonctionnement connues, il est possible de déterminer les pertes grâce à l'utilisation d'un modèle moyen dont les caractéristiques sont données ci-après.

#### a Pertes par conduction

Les modèles de pertes par conduction sont inspirés de modèles utilisés dans la littérature dans [ABB (2007), Lopez (2008)] et obtenus en moyennant, sur une période du fondamental du courant, les pertes de conduction exprimées analytiquement. Les pertes par conduction de l'onduleur complet sont calculées indépendamment selon qu'elles sont le fait des IGBT ( $P_{cond\_IGBT}$ ) ou bien le fait des diodes ( $P_{cond\_diodes}$ ). Ces modèles de pertes nécessitent la connaissance des caractéristiques électriques (tension et résistance) des différents composants, à savoir  $V_{d0}$  et  $R_{d0}$  pour les diodes et  $V_{CE}$  et  $R_{IGBT}$  pour les IGBT.

$$P_{cond\_IGBT} = 6 \times \left[ V_{CE} \times \frac{I_{max}}{2\pi} \times \left( 1 + \frac{\pi}{4} m_a \times |\cos \Phi| \right) + R_{IGBT} \times \frac{I_{max}^2}{8} \times \left( 1 + \frac{8}{3\pi} m_a \times |\cos \Phi| \right) \right] \quad 5.21$$

$$P_{cond\_diodes} = 6 \times \left[ V_{d0} \times \frac{I_{max}}{2\pi} \times \left( 1 - \frac{\pi}{4} m_a \times |\cos \Phi| \right) + R_{d0} \times \frac{I_{max}^2}{8} \times \left( 1 - \frac{8}{3\pi} m_a \times |\cos \Phi| \right) \right] \quad 5.22$$

### b Pertes par commutation

Le modèle de pertes par commutation dans le transistor est également inspiré de modèles utilisés dans la littérature [ABB (2007), Regnier (2003)], permettant d'exprimer les pertes globales par commutation au niveau de l'onduleur ( $P_{com\_IGBT}$ ), tel que :

$$P_{com\_IGBT} = 6 \times f_S \times \frac{E_{DC}}{V_{test}} \left[ \frac{a_{on} + a_{off}}{2} + (b_{on} + b_{off}) \times \frac{I_{max}}{\pi} + (c_{on} + c_{off}) \times \frac{I_{max}^2}{4} \right] \quad 5.23$$

avec  $\{a_{on}, b_{on}, c_{on}\}$  et  $\{a_{off}, b_{off}, c_{off}\}$  les coefficients des polynômes issus de l'interpolation des énergies de commutation ( $E_{on}$  à l'ouverture et  $E_{off}$  à la fermeture) exprimées en fonction du courant et de la tension d'alimentation  $V_{test}$  pour laquelle  $E_{on}$  et  $E_{off}$  ont été caractérisées.

#### 5.3.2.2 Détermination des paramètres du modèle de l'onduleur

Les paramètres permettant de renseigner les modèles de pertes doivent être déterminés pour chacun des modules onduleur présentés dans la section 5.3.2.1.2. D'après la documentation du fournisseur ABB [ABB (2007)], il est possible d'extraire ces données des spécifications techniques du module fournies par le fabricant. Les paramètres extraits grâce à cette méthode et pour une température de jonction de 125 °C sont récapitulés dans le Tableau 5-12 et le Tableau 5-13.

Tableau 5-12 Caractéristiques électriques interpolées pour le calcul des pertes par conduction

Réf. module	IGBT		Diode	
	$V_{CE}$ [V]	$R_{IGBT}$ [mΩ]	$V_{d0}$ [V]	$R_{d0}$ [mΩ]
FS200R07A1E3	0,830	3,900	1,020	2,300
FS400R07A1E3	0,827	1,900	1,030	1,100
FS600R07A2E3	0,842	1,300	1,040	0,753
FS800R07A2E3	0,830	0,972	1,030	0,574

Tableau 5-13 Coefficients d'interpolation pour le calcul des pertes par commutation

Réf. module	$a_{on}$	$b_{on}$	$c_{on}$	$a_{off}$	$b_{off}$	$c_{off}$	$V_{test}$ [V]
FS200R07A1E3	$2,01.10^{-4}$	$1,38.10^{-5}$	$-1,34.10^{-9}$	$14,0.10^{-4}$	$2,46.10^{-5}$	$2,38.10^{-8}$	300
FS400R07A1E3	$5,87.10^{-4}$	$0,953.10^{-5}$	$-1,30.10^{-9}$	$23,0.10^{-4}$	$2,19.10^{-5}$	$3,25.10^{-8}$	300
FS600R07A2E3	$11,0.10^{-4}$	$2,52.10^{-5}$	$-1,44.10^{-9}$	$37,0.10^{-4}$	$2,72.10^{-5}$	$1,9.10^{-8}$	300
FS800R07A2E3	$19,0.10^{-4}$	$2,04.10^{-5}$	$-3,66.10^{-9}$	$28,0.10^{-4}$	$3,40.10^{-5}$	$1,21.10^{-8}$	300

### 5.3.3 Application de la méthodologie aux cas d'études

Du fait d'un temps de calcul trop long et de problèmes d'intégration, notamment dus à la sensibilité de l'outil EMTTool et aux possibles divergences des résultats en découlant, les outils utilisés dans cette méthodologie ne permettent pas de réaliser un dimensionnement en ligne. Nous avons donc décidé de générer à l'avance l'ensemble des machines dont nous aurons besoin dans notre procédure de dimensionnement et d'évaluation du système véhicule.

#### 5.3.3.1 Définition du cahier des charges système

Les paramètres de dimensionnement du sous-système motorisation électrique sont des grandeurs globales pouvant aisément être rattachées à des grandeurs caractéristiques du système véhicule (puissance mécanique de la motorisation électrique, tension de la batterie). Les six variables,

qu'il est nécessaire de définir afin de dimensionner la machine électrique et son onduleur, sont récapitulées dans le Tableau 5-14 ci-dessous.

À partir de ces 6 variables de dimensionnement le nombre de combinaisons et de solutions possibles est très important. Dès lors, afin de réduire le nombre de possibilités et afin de rester autour du domaine pour lequel l'outil de dimensionnement de la machine a été calibré une plage de variation pour chacune des variables a été définie et certaines variables ont été figées. Ainsi, l'expression du cahier des charges du sous-système dans le référentiel véhicule nécessite de traduire ce cahier des charges en un cahier des charges composant. Les ratios  $K_C$  et  $K_P$  ont donc été définis afin de pouvoir déterminer le couple et la puissance de fonctionnement de la machine en régime continu à partir de la puissance et du couple en régime transitoire. Le domaine de définition de chacune des variables est également récapitulé dans le Tableau 5-14.

Tableau 5-14 Variables de dimensionnement du système complet "machine électrique"

Variable	Description	Plage de variation
$P_{mec\_peak}$	puissance mécanique transitoire de la machine	de 10 à 100 kW par pas de 2,5 kW
$N_{base\_peak}$	Régime de base transitoire	constant 2000 tr/min*
$N_{max}$	régime maximal de la machine électrique	constant 6000 tr/min*
$E_{alim\_nom}$	Tension nominale du bus continu	de 92,5 à 370 V**
$K_C$	ratio $P_{cont} / P_{peak}$	30/50*
$K_P$	ratio $C_{cont} / C_{peak}$	167/400*

\* idem Prius 2004

\*\* voir Figure 5-11

La tension du bus continu de chacune des machines générées a été déterminée grâce à la mise en place d'une base de données de plus d'une quarantaine de véhicules électrifiés actuellement sur nos routes ou bien en phase de développement avancé. Dans la Figure 5-11, l'évolution de la tension nominale de la batterie est tracée en fonction de la puissance mécanique maximale de la machine électrique (les véhicules figurant sur ce graphique ne comportent pas de survolteur DC-DC et sont tous équipés de batterie Li-ion). De cette étude, il est possible d'observer que la tension d'alimentation augmente avec la puissance de la machine jusqu'à atteindre un maximum proche de 370 V. Dès lors, la tension d'alimentation nominale est définie d'après l'équation ci-dessous.

$$E_{alim\_nom} = \begin{cases} \frac{P_{mec\_peak}}{40 kW} \times 370 V & \text{si } P_{mec\_peak} \leq 40 kW \\ 370 V & \text{sinon} \end{cases} \quad 5.24$$

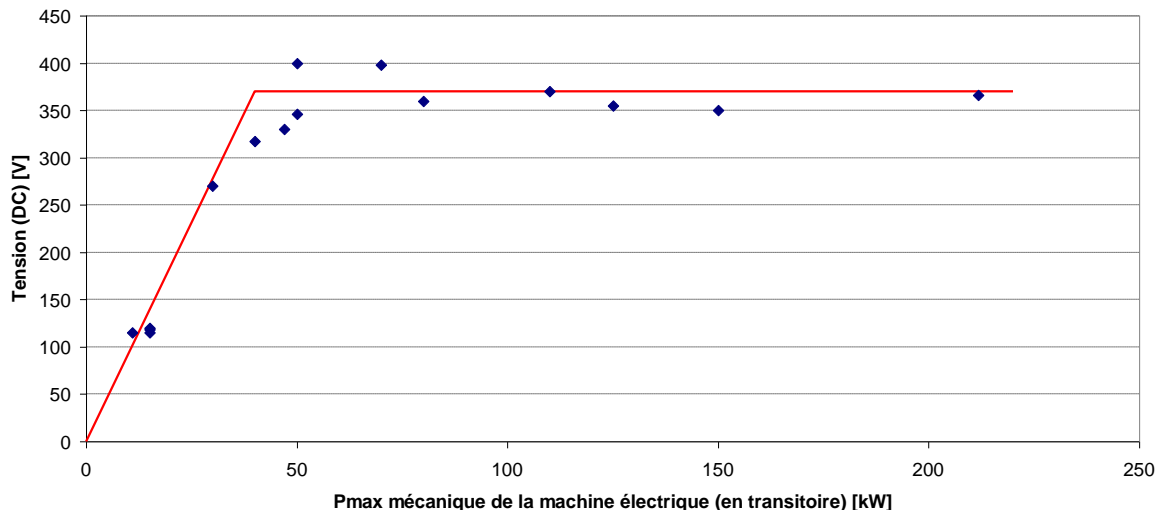


Figure 5-11 Détermination de l'évolution de la tension nominale du bus continu de la machine électrique (véhicules sans survolteur et avec batterie Li-ion)

L'apparition de cette asymptote en tension pourrait être due à la limitation en tension de l'électronique de puissance. En effet, comme nous l'avons vu dans le chapitre 5.3.2.1.1, l'électronique de puissance constituant l'onduleur ne peut, suivant son calibre, fonctionner au-delà d'une certaine tension. Hors si l'on considère les règles métiers et les coefficients de sécurité, une tension nominale de 370 V conduit à la limite de tension admissible pour les composants dont le calibre est de 600 V. Pour augmenter la tension d'alimentation, il est alors indispensable de choisir un calibre supérieur (1200 V) ce qui engendre des contraintes supplémentaires (coût, masse, volume, efficacité).

Il est important de noter ici que cette approche de détermination de la tension d'alimentation du dimensionnement ne fonctionne que pour les véhicules ne possédant qu'une seule machine électrique ou bien possédant deux machines (ou plus) mais de puissances identiques. En effet, dans le cas de véhicule étant équipés de machines de puissances différentes (exemple pour les architectures à dérivation de puissance: Toyota Prius 2004 avec 50 et 33 kW, GM Chevrolet Volt avec 110 et 55 kW), la totalité des machines (on sous-entend ici, le système machine et onduleur) seront alimentées par la même source et donc la même tension d'alimentation. La tension d'alimentation retenue sera dès lors la tension "idéale" (lue dans l'abaque) de la machine ayant la puissance la plus élevée.

### 5.3.3.2 Dimensionnement géométrique de la machine

La Figure 5-12 ci-dessous récapitule les grandeurs caractéristiques des différentes machines que nous avons générées. Comme nous l'avons vu dans le paragraphe précédent, afin de pouvoir combiner des machines de différentes puissances (et d'adapter la tension d'alimentation à celle de la machine la plus puissante), les machines de faibles puissances ont été générées pour différentes tensions d'alimentation. On peut remarquer que les dimensions et masses de ces machines (même puissance, tension d'alimentation différente) ne varient pas. Cela s'explique par le fait que le dimensionnement géométrique de la machine est réalisé à partir de la contrainte de couple nominal, et qu'il n'est donc pas impacté par la tension d'alimentation. Les machines ne diffèrent donc qu'au niveau du nombre de conducteurs utilisés par encoche, degré de liberté permettant d'atteindre le régime de base souhaité et variant en fonction de la tension d'alimentation [Regnier (2003)].

Afin de définir l'encombrement total de la machine, et notamment sa longueur totale, nous avons retenu une hypothèse sur l'accroissement de longueur dû aux têtes de bobines de part et d'autre du stator. Une étude de la littérature sur la Lexus LS600H [Olszewski et al. (2009)] et la Toyota Prius 2004 [Hsu et al. (2004)] et donc sur des machines de dimensions et puissances différentes, a montré que cet accroissement varie de 2,6 à 3 cm par côté. L'accroissement finalement retenu dans le cadre de la thèse a donc été estimé à 3 cm par côté (soit 6 cm en tout) et a été ajouté à la longueur utile pour toutes les puissances considérées.

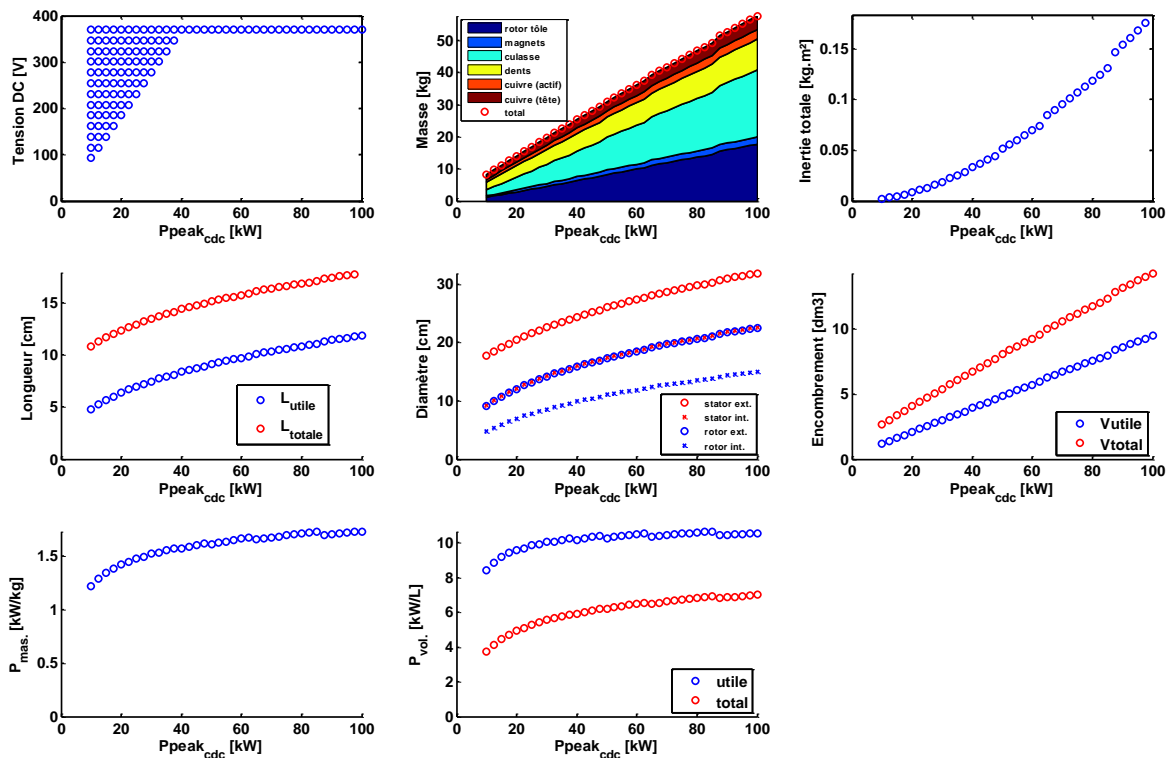


Figure 5-12 Récapitulatifs des principaux paramètres pour le dimensionnement de la machine

On remarque ici qu'une augmentation de 10 à 100 kW de la puissance maximale transitoire de la machine (1000 %) se traduit par une augmentation de 706 % sur la masse et de 534 % sur l'encombrement total. Les puissances spécifiques et densités de puissance, quant à elles, évoluent autour de celles constatées pour le résultat de la machine ayant servi à la calibration (1,6 kW/kg et 10,2 kW/L pour la machine modélisée de la Prius 2004), l'augmentation de ces puissances spécifiques suivant l'augmentation de la puissance de la machine (de 1,2 à 1,7 kW/kg et de 8,4 à 10,6 kW/L).

### 5.3.3.3 Dimensionnement de l'onduleur

Pour chacune des machines définies ci-dessus un module d'onduleur a également été dimensionné. Les quatre modules d'onduleur précédemment définis ont été utilisés lors de ce dimensionnement (Figure 5-13). Compte tenu de la méthodologie de dimensionnement retenue, à savoir privilégier le dimensionnement en puissance au dimensionnement basé sur l'intensité critique et considérer un rendement de l'onduleur de 90 %, on remarque que la totalité des modules onduleurs respectent effectivement les limitations fixées par le fabricant, aussi bien en puissance qu'en courant.

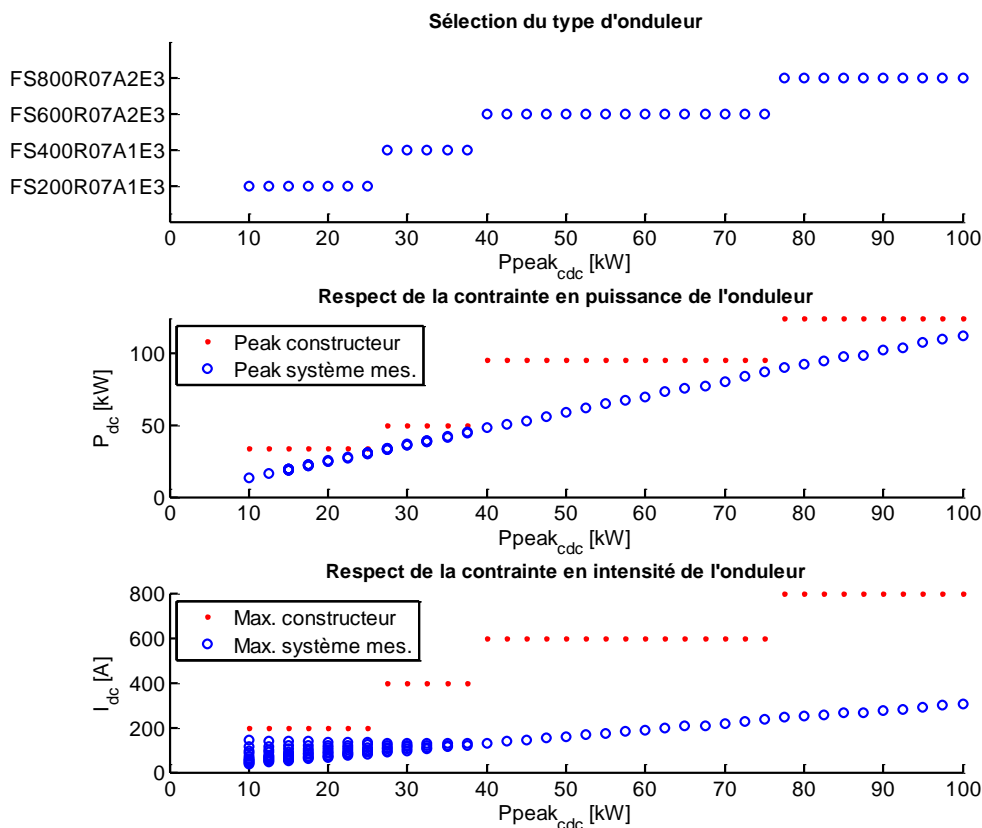


Figure 5-13 Récapitulatif du dimensionnement de l'onduleur et contraintes dimensionnantes

Enfin, il est intéressant de noter que pour deux machines de puissance mécanique identique, mais ayant des tensions d'alimentation différentes, la variation de la puissance électrique maximale due à la variation de la tension d'alimentation n'est pas suffisamment importante pour justifier le choix de deux onduleurs différents.

Afin de déterminer la contribution de l'électronique de puissance dans l'augmentation de la masse due à l'électrification du véhicule, la masse de l'onduleur doit être estimée. Nous nous baserons ici sur les résultats du benchmarking véhicule (v. Tableau 5-15). Compte tenu de la variabilité des valeurs et de l'incertitude sur les composants effectivement pris en compte dans la mesure de la masse et du volume (système de refroidissement, packaging, calculateurs), nous retiendrons des valeurs moyennes de 15 kW/kg et de 15 kW/L. La masse et le volume de l'onduleur seront ensuite calculés à partir de la puissance électrique maximale aux bornes de l'onduleur  $P_{elec\_DC\_max}$ .

Tableau 5-15 Caractéristiques spécifiques des onduleurs pour différents véhicules

	Toyota Prius 2010*	Lexus LS 600h*	GM Chevrolet Volt**
<b>Puissance spécifique [kW/kg]</b>	60/3,6 = <b>16,6</b>	110/7,4 = <b>14,9</b>	(110+55)/14,5 = <b>11,4</b>
<b>Densité de puissance [kW/L]</b>	60/5,4 = <b>11,1</b>	110/6,4 = <b>17,2</b>	(110+55)/10,7 = <b>15,4</b>

\* [Olszewski et al. (2011)] : uniquement l'onduleur de la machine de traction

\*\* [Rahman et al. (2011)] : onduleurs des deux machines de puissance + pompe à huile + calculateurs

### 5.3.3.4 Évaluation des pertes du système

Les résultats issus de l'évaluation des pertes pour différentes machines sont représentés dans la Figure 5-14. Les machines présentées dans cette figure ont toutes été dimensionnées avec la tension minimum admissible compte tenu de leur puissance (i.e. dans le cas de dimensionnement où il n'y aurait qu'une seule machine électrique dans le véhicule).

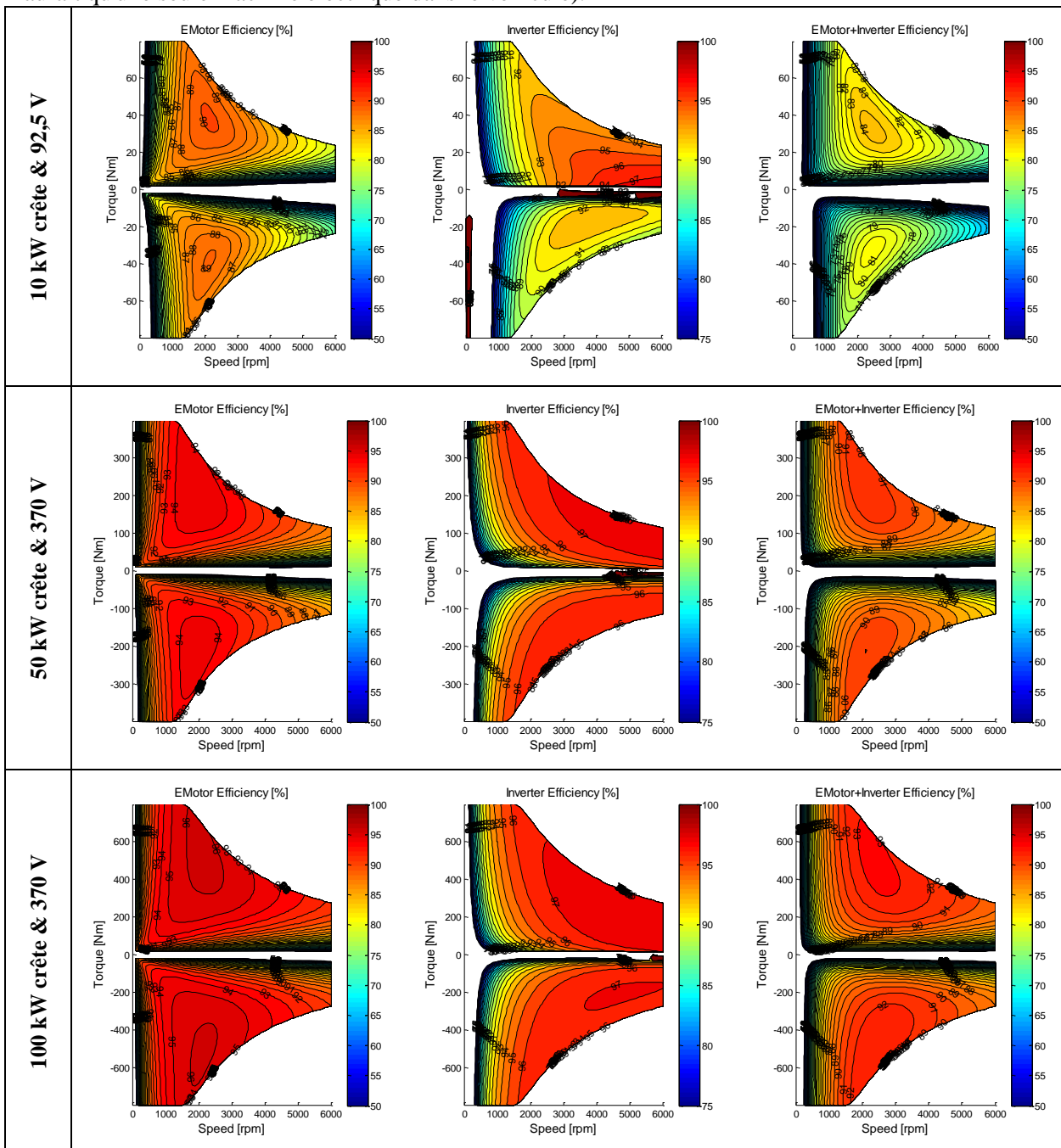


Figure 5-14 Comparaison des cartographies de rendement pour différentes machines

On pourra remarquer que le rendement de la machine tend à augmenter lorsque sa puissance maximale augmente. Du fait du rendement important de l'onduleur, cette tendance se reporte également sur le rendement du système global.

L'évolution des rendements maximaux, pour chacun des composants (machine électrique, onduleur, système) et pour la totalité des machines que nous avons dimensionnées, est représentée

dans la Figure 5-15. Il est à noter que dans cette représentation, le rendement maximal est calculé par composant et que le rendement maximal du système n'est donc pas égal au produit des rendements maximaux de la machine et de l'onduleur.

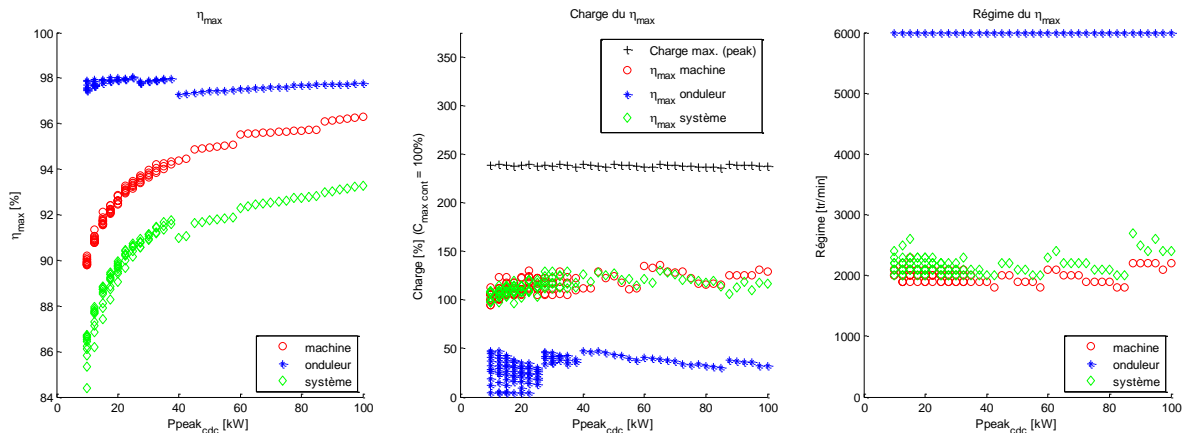


Figure 5-15 Évolution des rendements maximaux machine, onduleur et système

### 5.3.3.5 Impact des choix de dimensionnement

#### 5.3.3.5.1 Impact de la tension d'alimentation pour des machines de puissance identique

Dans la Figure 5-16 ci-dessous, trois machines, de puissance crête identique mais de tensions d'alimentation différentes, sont comparées. Comme nous l'avons vu auparavant 5.3.3.3, ces machines appartenant à la même gamme de puissance et à la même gamme de tension (650 V) elles sont donc équipées avec le même onduleur. La tension d'alimentation n'aura alors d'impact que sur le nombre de conducteurs par encoches (pour le dimensionnement de la machine) et sur les conditions de fonctionnement. Cependant, au vu des résultats présentés dans la Figure 5-16, l'impact de la tension sur le rendement du système (celui qui nous intéresse pour l'intégration dans le simulateur véhicule) est très faible. On observe en effet une très légère augmentation (<1 %) du rendement maximal du système entre la motorisation de 25 kW alimentée par une tension d'environ 230 V et celle de 25 kW alimentée par une tension de 370 V.



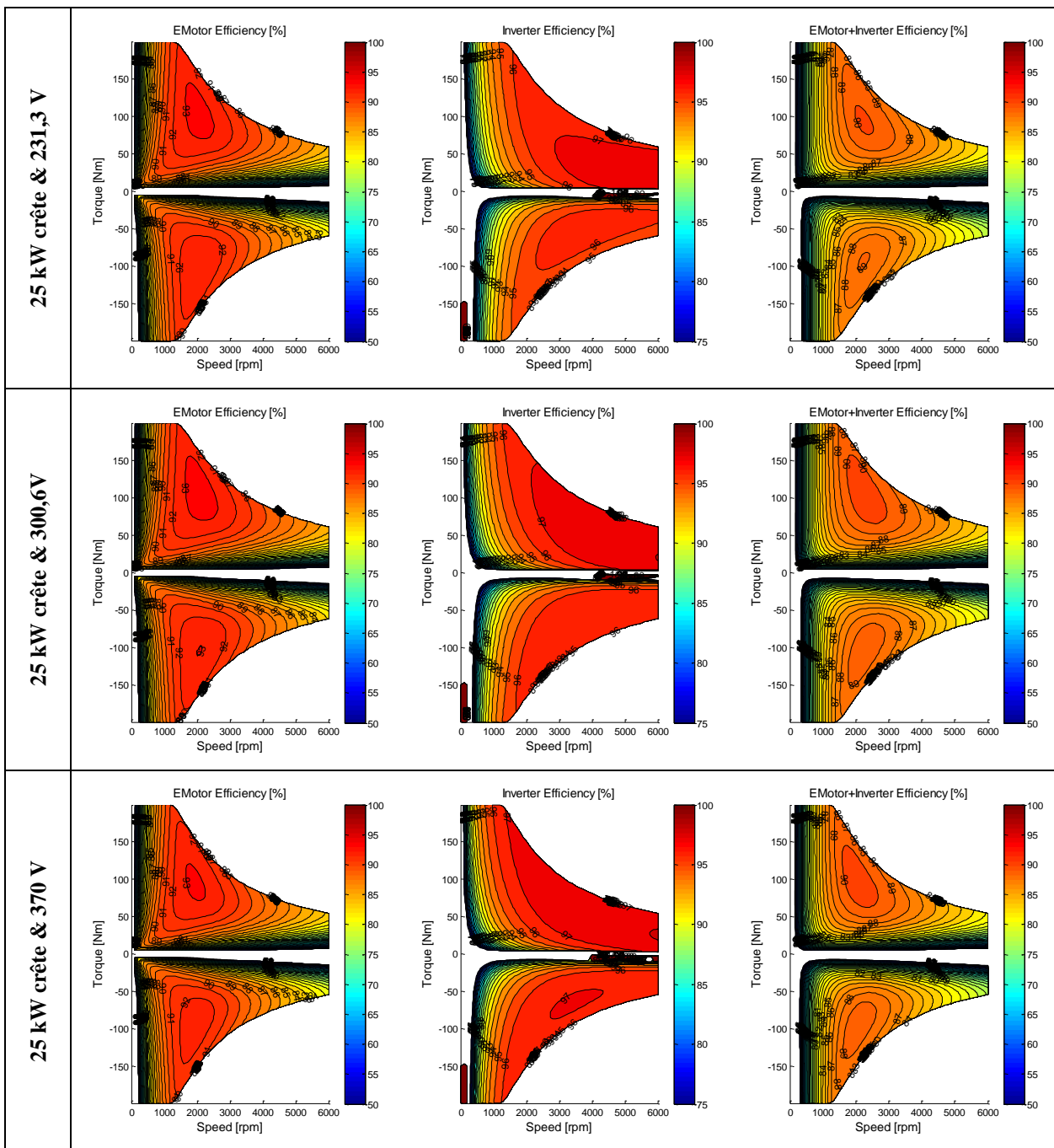


Figure 5-16 Impact de la tension d'alimentation sur le rendement du système

### 5.3.3.5.2 Impact de la tension d'alimentation sur l'enveloppe de couple

Afin de rendre compte, dans le simulateur véhicule, de l'impact de la variation de la tension d'alimentation (selon l'état de charge de la batterie et les conditions de fonctionnement) sur les performances maximales de la machine électrique, les enveloppes de fonctionnement de chacune des machines ont été générées pour différentes tensions d'alimentation (v. Figure 5-17). Les tensions d'alimentation considérées sont la tension nominale (ayant servie pour le dimensionnement et pour la détermination des pertes du système) et les tensions limites de fonctionnement de la batterie (telles qu'autorisées dans les spécifications du fabricant, voir Tableau 5-17).

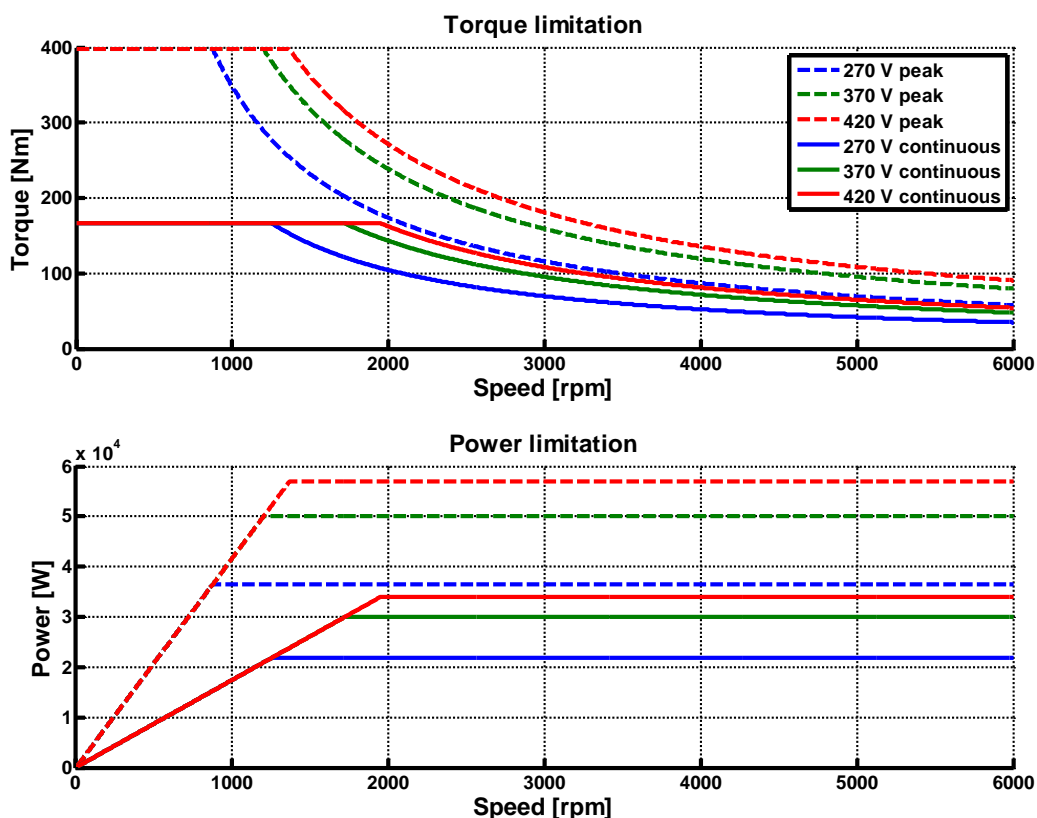


Figure 5-17 Dépendance de l'enveloppe de fonctionnement à la tension d'alimentation (machine 50 kW, 370 V nominal)

### 5.3.3.5.3 Impact du choix de la puissance maximale comme facteur de dimensionnement de l'onduleur

Comme nous l'avons vu dans 5.3.2.1.1, lors du dimensionnement de l'onduleur, nous avons fait le choix d'ajouter aux variables de dimensionnement de référence (gamme de fréquence de commutation, gamme de tension, gamme de courant critique), une quatrième variable, la puissance électrique maximale au niveau du collecteur DC, devant représenter la prise en compte de la tenue thermique des composants.

Or, comme on peut le voir dans la Figure 5-13, cette variable vient en concurrence avec la variable de courant critique et entraîne le choix d'onduleur de dimension beaucoup plus importante que si nous n'avions considéré que la contrainte de courant critique.

Afin d'estimer l'impact de ce sur-dimensionnement sur les pertes de l'onduleur en fonctionnement, nous comparons dans la Figure 5-18, les rendements du système pour une machine électrique de 100 kW combinée aux trois onduleurs possibles (voir Figure 5-13 sans prendre en compte la contrainte de puissance).

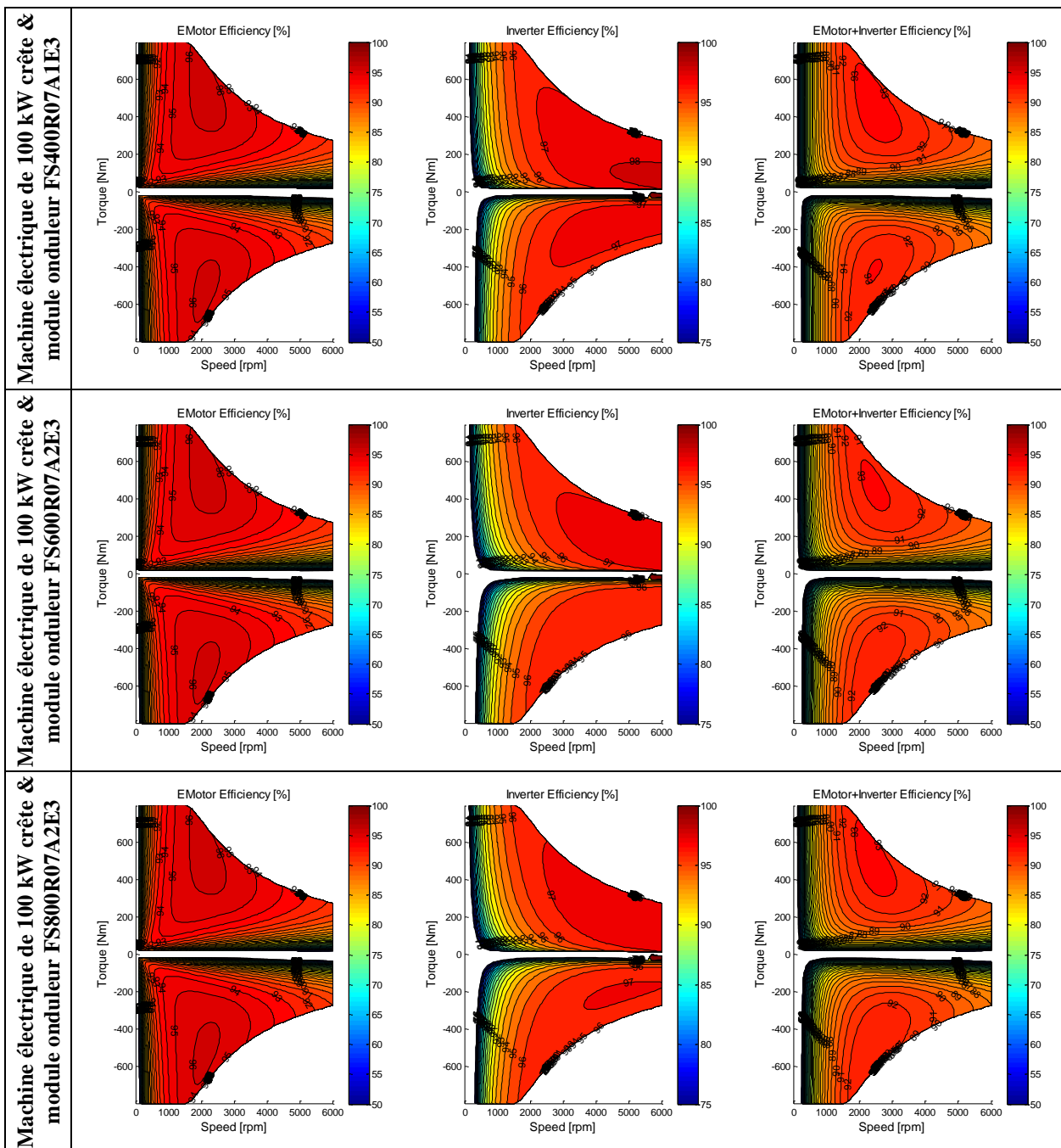


Figure 5-18 Impact du choix de l'onduleur sur le rendement du système

Comme on peut l'observer dans la Figure 5-18, la prise en compte ou non de la variable de dimensionnement en puissance de l'onduleur a un impact très faible sur le rendement global du système. En effet entre les deux dimensionnements extrêmes, avec prise en compte de la contrainte de puissance (choix du module FS800R07A2E3) et sans cette contrainte (choix du module FS400R07A1E3), la différence au niveau du rendement du système complet (machine + onduleur) n'est pas significative sur une grande partie de la plage de fonctionnement.

### 5.3.4 Cas particulier de l'alternateur-démarrateur du véhicule conventionnel et micro-hybride

La modélisation du véhicule conventionnel et du véhicule micro-hybride nécessite également la définition de machine électrique devant assurer le rôle de démarreur et d'alternateur. Nous faisons ici l'hypothèse que le véhicule conventionnel (sans fonctionnalités hybrides avancées) est équipé, comme le véhicule micro-hybride, d'un alternateur-démarrateur.

La machine StARS 144 est un alternateur-démarrateur séparé (ADS) développée par la société Valeo et vouée à équiper les véhicules possédant des fonctionnalités de Stop&Start. C'est une machine synchrone à griffes à rotor bobiné avec aimants intergriffes [Legranger (2009)] reliée à l'arbre du moteur thermique par le biais d'une courroie, apportant un rapport de réduction de 3 environ (la machine ayant un régime maximal de 18000 tr/min).

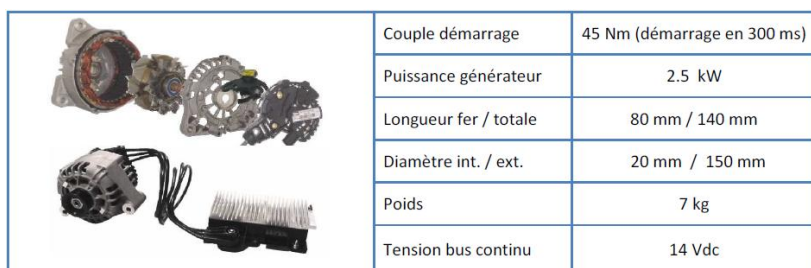


Figure 5-19 Performances de la machine StARS 136 de Valeo [Legranger (2009)]

Cette machine peut également être associée à un survolteur DC/DC et à des super-condensateurs dans le système X-StARS permettant ainsi d'ajouter les fonctionnalités de freinage récupératif et de boost (fonctionnalité non implémentée dans les véhicules conventionnel et micro-hybride).

Les données utilisées pour modéliser l'alternateur-démarrateur sont basées sur la machine StARS 144 dont les performances ont été déterminées grâce aux différentes informations rassemblées dans la littérature tant pour les caractéristiques de couple maximal que pour le rendement de l'alternateur. Ces performances sont synthétisées dans la cartographie de rendement ci-dessous (voir Figure 5-20).

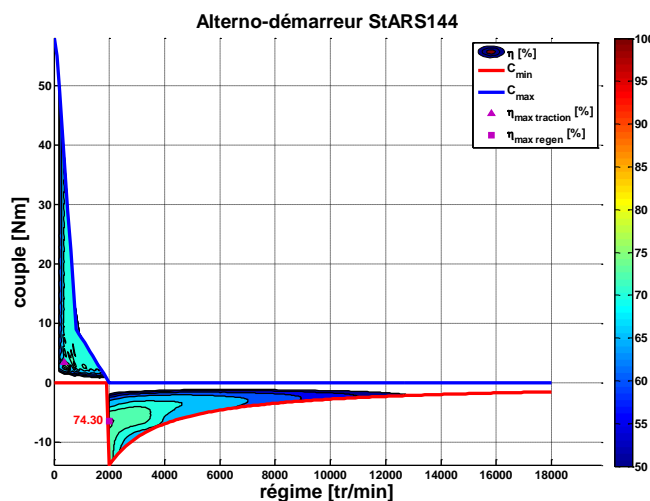


Figure 5-20 Performances de la machine utilisée comme Alternateur-démarrateur

### 5.3.5 Cas particulier du démarreur du véhicule hybride d'architecture parallèle pré-transmission

Pour l'architecture hybride parallèle pré-transmission, le démarrage du moteur thermique n'est pas réalisé par la machine de traction, mais grâce à l'utilisation d'un démarreur renforcé. Les données de ce démarreur ont été construites par recoupement de différentes informations issues de la bibliographie. Les principaux paramètres utilisés dans le modèle du démarreur renforcé sont récapitulés dans le Tableau 5-16.

Tableau 5-16 Caractéristiques du démarreur renforcé implémenté

<b>Régime max.</b>	10000 tr/min (débrayé au-delà)
<b>Courbe de couple max.</b>	de 170 Nm (0 tr/min) à 0 Nm (10000 tr/min)
<b>Rendement</b>	50 %
<b>Rapport de réduction</b>	20

## 5.4 Dimensionnement et génération des données du pack batterie

*Par convention dans l'ensemble de ce chapitre, le courant et la puissance aux bornes de la batterie sont considérés comme positifs sur les phases de décharge et négatifs sur les phases de charge.*

Dans les approches paramétriques du dimensionnement d'un véhicule hybride pour lesquelles il est nécessaire de faire varier les caractéristiques de la batterie, le pack batterie est souvent dimensionné en modifiant le nombre de cellules à partir d'une cellule de référence, les auteurs faisant ainsi augmenter la puissance et l'énergie du pack d'un même facteur [Ahn et al. (2007), Alix (2008)]. Or, en utilisant cette approche, il est non seulement difficile d'ajuster les caractéristiques aux besoins (le pack étant alors surdimensionné soit en puissance, soit en énergie), mais, de plus, le nombre de cellules (et donc la tension du pack) est imposé dans cette approche.

Pour dimensionner le pack de manière plus précise et dans le but de faire varier la capacité de la batterie sans augmenter ni le nombre de cellules, ni la puissance du pack, le laboratoire ANL (Argonne National Laboratory) a mis au point un algorithme [Sharer et al. (2006)] permettant de faire varier la capacité d'une cellule tout en redimensionnant ses principales caractéristiques (notamment la résistance interne de la cellule et celle du pack). Les chercheurs de ANL arrivent ainsi à générer un continuum de cellules ayant des rapports Puissance / Energie (P/E) différents. Cette approche est l'application d'une méthodologie basée sur l'expression de l'ASI (Area Specific Impedance) et sur l'hypothèse que celle-ci ne varie pas avec l'augmentation de l'épaisseur de l'électrode [Nelson et al. (2003)]. Il est alors possible pour une ASI connue (en l'occurrence mesurée sur une cellule de référence) et en faisant varier l'épaisseur de la matière active de l'électrode, de faire varier la capacité d'une cellule sans modifier sa résistance interne et donc ses aptitudes à délivrer de la puissance. Cette approche a depuis été complexifiée, en ajoutant notamment des facteurs limitants sur la définition de l'ASI [Gallagher et al. (2010)] et a été intégrée dans une méthodologie de dimensionnement du pack batterie complet (cellule, casing, connectique, refroidissement) pour des applications x-EVs [Nelson et al. (2011)].

L'approche qui a été retenue dans le cadre de cette thèse est un compromis entre le niveau de complexité du modèle utilisé dans le simulateur système (en l'occurrence modèle de type pile), les données à disposition et la nécessité de pouvoir estimer l'évolution de l'ensemble des caractéristiques et performances lors de la mise en place de la méthodologie. Par conséquent, nous avons fait le choix de mettre en place une méthodologie basée sur le principe de l'invariant, défini comme le produit de la

capacité et de la résistance interne d'une cellule et dont les caractéristiques seront données par la suite (voir 5.4.2.1.3).

Dans une précédente publication [Marc et al. (2010)] cette approche par invariant avait déjà été mise en place à partir de l'analyse de données catalogues du fabricant Kokam. Cependant, cette approche présentait plusieurs inconvénients notamment au niveau de l'acquisition des données utilisées dans la méthodologie de dimensionnement qui étaient alors estimées à partir du catalogue du fabricant (tension à vide et résistances internes constantes, résistances internes estimées à partir de la puissance maximale de la cellule). De plus, cette approche ne permettait pas de générer des cellules d'un typage différent de ceux du catalogue Kokam.

Afin d'améliorer la méthodologie de dimensionnement des cellules, une nouvelle approche a été développée (en collaboration avec le Département « Electrochimie et Matériaux » de la Direction « Chimie et Physico-Chimie Appliquées » de IFPEN) et consiste en une amélioration de l'approche présentée dans [Marc et al. (2010)]. Cependant, dans cette approche, trois étapes de la méthodologie ont été modifiées, à savoir, d'une part, la génération des données de référence (désormais issues de données expérimentales), d'autre part, l'exploitation de l'invariant permettant de générer des cellules de typage (ratio P/E) différents de celui des cellules de référence et enfin l'intégration de la notion de vieillissement de la cellule dans le dimensionnement. Ce dernier point doit permettre de dimensionner la cellule (et donc le pack) d'après un cahier des charges basé sur les performances en fin de vie (EoL) à partir de performances connues en début de vie.

Ce chapitre présentera dans un premier temps les résultats et l'exploitation des essais réalisés sur les cellules Kokam puis, dans un second temps, la méthodologie de dimensionnement de la cellule, basée sur les résultats d'essais et s'appuyant sur le principe de l'invariant. Cette méthodologie permettra de déterminer les caractéristiques (masse) et les performances (puissance, énergie, limite de fonctionnement) de cette cellule virtuelle pour différents états de santé (état neuf, état vieilli). Une fois cette cellule générée, celle-ci sera intégrée dans le pack batterie. Enfin la méthodologie permettant de dimensionner le pack batterie pour répondre au cahier des charges véhicule et s'appuyant sur les phases précédemment citées, sera présentée.

## **5.4.1 Acquisition des données expérimentales**

### **5.4.1.1 Description des cellules Kokam**

Dans le cadre de l'acquisition de compétences sur les différentes technologies de batterie, le département « Electrochimie et Matériaux » s'est procuré une sélection de cellules Li-ion du fabricant coréen Kokam. La gamme de produits développés par Kokam se compose de cellules de fortes capacités allant de 5 Ah à 200 Ah (voir plaquette fabricant Annexe D) et propose dans cette gamme trois typage (P/E) différents allant du typage haute énergie (HE) au typage très haute puissance (UHP) en passant par le typage haute puissance (HP).

Les cellules Li-ion Kokam sont des cellules de type NMC (Nickel-Manganèse-Cobalt). La matière active de l'électrode positive est constituée d'un oxyde mixte de Nickel, Cobalt et Manganèse ( $\text{LiNi}_{1-y-z}\text{Mn}_y\text{Co}_z\text{O}_2$ ) alors que la matière active de l'électrode négative est constituée de graphite inséré de Lithium ( $\text{LiC}_6$ ) [Badin et al. (2012)]. Les collecteurs de courant sont, quant à eux, constitués d'aluminium pour le collecteur positif et de cuivre pour le collecteur négatif. Enfin, Kokam a choisi l'utilisation d'un électrolyte gélifié dans une matrice polymère.

Les ingénieurs de Kokam ont associé à cette chimie un procédé de fabrication de type Z-Fold (voir Figure 5-21) ainsi qu'un packaging de type sachet métalloplastique, afin de réduire le coût, la masse et le volume de la cellule.

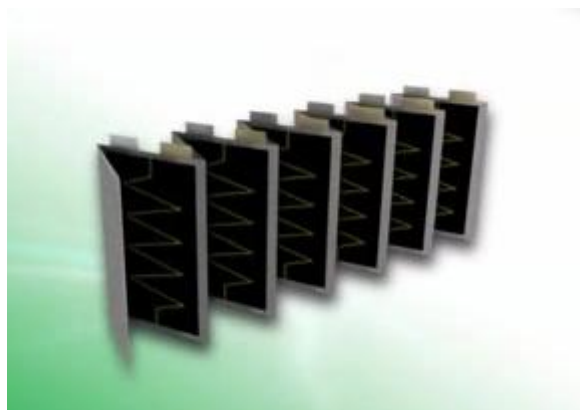


Figure 5-21 Procédé Z-Fold permettant l'empilement des électrodes positives et négatives (source : Kokam)

Le développement et la conception de ces cellules ont permis d'atteindre, tant par le choix de la chimie de la cellule que par le choix du packaging et du process de fabrication, des densités de puissance et d'énergie importantes.

Parmi la gamme présentée en Annexe D, quatre cellules ont été sélectionnées et testées. Leurs caractéristiques, fournies par le fabricant, sont résumées dans le Tableau 5-17 ci-dessous.

Tableau 5-17 Cellules sélectionnés pour la réalisation des essais (données fabricant)

Élément	HE 40Ah	HP 8Ah	HP 11Ah	UHP 12Ah
Typage	HE	HP		UHP
Dénomination commerciale	SLPB 90-216-216	SLPB 41-205-130-H	SLPB 55-205-130-H	SLPB 70-205-130-P
Capacité* [Ah]	40	7,5	11	12
Masse [g]	935	226	292	354
$U_{nom}$ [V]	3,7			
$U_{min}$ [V]	2,7			
$U_{max}$ [V]	4,2			
$I_{max}$ charge continu [A]	1C	2C		3C
$I_{max}$ décharge continu [A]	1C	5C		5C
$I_{max}$ décharge pic [A]	5C	10C		20C

\* 0,5 C, 4,2~2,7 V @25°C

#### 5.4.1.2 Description des essais

De nombreux essais de caractérisation des cellules Kokam (HPPC, Ragone, essais usages réels) ont été réalisés au sein du département « Electrochimie et Matériaux », cependant, dans le cadre de cette thèse nous nous concentrerons uniquement sur l'exploitation des résultats des essais de type HPPC (voir descriptif en Annexe A).

Lors des essais HPPC, trois gammes de courant ( $I_{max}$ ,  $I_{moy}$  et  $I_{min}$ ) et trois gammes de températures (0, 23 et 40 °C) ont été utilisées. Les gammes de courant ont été définies à partir des recommandations du fabricant ainsi que des limitations du banc d'essais. Le ratio de 75 % entre le courant du pulse de décharge et du pulse de charge tel que définie dans [INEEL (2008)] a également

été utilisé (dans la mesure du possible) dans les essais menés au laboratoire. Le récapitulatif des régimes de courants utilisés lors des pulses du HPPC est donné dans le Tableau 5-18 ci-après.

Tableau 5-18 Récapitulatifs des régimes de décharge utilisés lors des pulses des essais HPPC

	HE 40Ah		HP 8Ah		HP 11Ah		UHP 12Ah	
	décharge	charge	décharge	charge	décharge	charge	décharge	charge
$I_{max}$	5C	4C	10C	7,5C	10C	7,5C	16,6C	15C
$I_{moy}$	4C	2C	5C	3,75C	5C	3,75C	10C	7,5C
$I_{min}$	2C	C	2C	1,5C	2C	1,5C	3,3C	2,5C

Il est à noter que pour certaines des conditions opératoires présentées ci-dessus et suivant l'état de charge de la cellule, la phase de pulse de courant pourra ne pas être menée en intégralité du fait des limites de fonctionnement de la cellule (limitation en tension). C'est tout particulièrement le cas lors d'essais à faible température et lors du pulse en décharge à faible état de charge ou du pulse en charge à fort état de charge. Lorsque les limitations en tension de la cellule sont atteintes, le pulse de courant est alors suspendu (il n'y aura alors pas de détermination de la résistance pour cette durée de pulse), mais l'essai HPPC continue en passant à la phase de pulse de courant ou à la phase de décharge suivante.

#### 5.4.1.3 Analyse des résultats d'essais

*Les résultats présentés dans les figures de cette section, sont exprimés en fonction de la capacité déchargée, l'origine du repère correspondant à la pleine charge.*

Les conditions opératoires citées ci-dessus (régime courant, température de l'enceinte, temps de pulse) auront toutes un impact sur les résultats livrés par le HPPC. Cette partie a pour but d'identifier et de quantifier l'impact de ces conditions opératoires afin de choisir celles qui seront utilisées par la suite.

##### 5.4.1.3.1 Évolutions générales de la résistance interne et de la tension à vide en fonction de l'état de charge

Après avoir exploité les essais HPPC afin d'extraire les caractéristiques nécessaires à l'approche que nous avons retenu (résistance interne et tension à vide), il sera dans un premier temps intéressant d'analyser l'évolution générale de ces caractéristiques.

Afin de faciliter la lecture, nous nous intéresserons ici à une cellule et des conditions opératoires particulières (voir Figure 5-22). Cependant, les tendances observées ci-après restent valides pour l'ensemble des cellules et conditions opératoires.

Ainsi il est intéressant de remarquer les points suivants :

- la résistance interne (charge et décharge) possède une valeur nettement plus élevée pour les faibles états de charge que pour les forts états de charge, et atteint un minima pour des états de charges moyen ;
- la résistance interne en charge est, à état de charge équivalent, inférieure à la résistance interne en décharge ;
- la tension à vide est élevée et proche de la tension maximale de la cellule (4,2 V) pour le plein état de charge, elle diminue ensuite quand l'état de charge diminue.



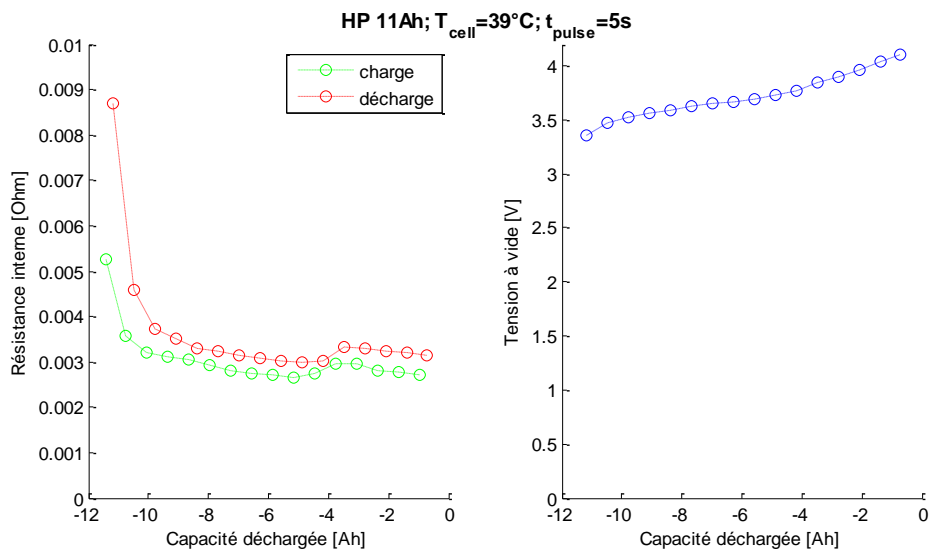


Figure 5-22 Évolution de la résistance interne (charge et décharge) et de la tension à vide selon l'état de charge

#### 5.4.1.3.2 Etude de l'impact des conditions d'essais sur la résistance

Dans la Figure 5-23 l'évolution de la résistance interne (issue de l'exploitation des HPPC) est représentée pour différentes valeurs des conditions opératoires. Pour chacune des trois grandeurs (régime courant, température de l'enceinte, temps de pulse), la valeur de la résistance interne est représentée en fonction de l'état de charge et pour toutes les valeurs que peut prendre cette grandeur (les autres grandeurs étant alors conservées constantes). On considérera par la suite que les tendances observées ici restent vraies, pour n'importe quelle valeur des grandeurs conservées constantes, mais également que ce soit en régime de charge ou bien en régime de décharge. Dès lors, on pourra observer que :

- L'augmentation du temps de pulse, c'est à dire le temps s'écoulant entre le début du pulse et l'instant de la mesure, entraîne une augmentation de la résistance interne. Cette augmentation est la conséquence de deux phénomènes concurrents, le phénomène de diffusion qui s'explique par l'appauvrissement en ions de la région proche de l'électrode se traduisant par une augmentation de la résistance avec le temps. Le second phénomène est un phénomène thermique qui, lui, tend à faciliter les réactions électrochimiques et le déplacement des ions dans l'électrolyte. Ce phénomène s'intensifie avec la durée du pulse car la température de la cellule augmente (dissipation par effet joules). On peut voir ici que le terme diffusif l'emporte sur le terme thermique ;
- L'augmentation de la température de l'enceinte, en facilitant les réactions électrochimiques et le transfert ionique, entraîne une diminution de la résistance interne de la cellule. On remarquera que les températures très faible ( $0^{\circ}\text{C}$  dans notre cas) entraînent une augmentation très importante de la résistance et donc une dégradation importante des performances ;
- L'impact du régime de courant utilisé est difficilement quantifiable d'après les résultats d'essais présentés ci-dessous. En effet, la variation de la résistance est également guidée par deux phénomènes concurrents : d'une part, un phénomène de diffusion sur des profondeurs plus importantes qui se traduira par une augmentation de la résistance équivalente et d'autre part, une augmentation de la température (notamment suite aux pertes par effet Joule) qui favorisera une diminution de la résistance ;

- enfin, si l'on compare les variations de résistance pour les 3 grandeurs et pour la plage de variation de chacune d'elle, on pourra remarquer que l'impact de la température de l'enceinte est très largement prédominant.

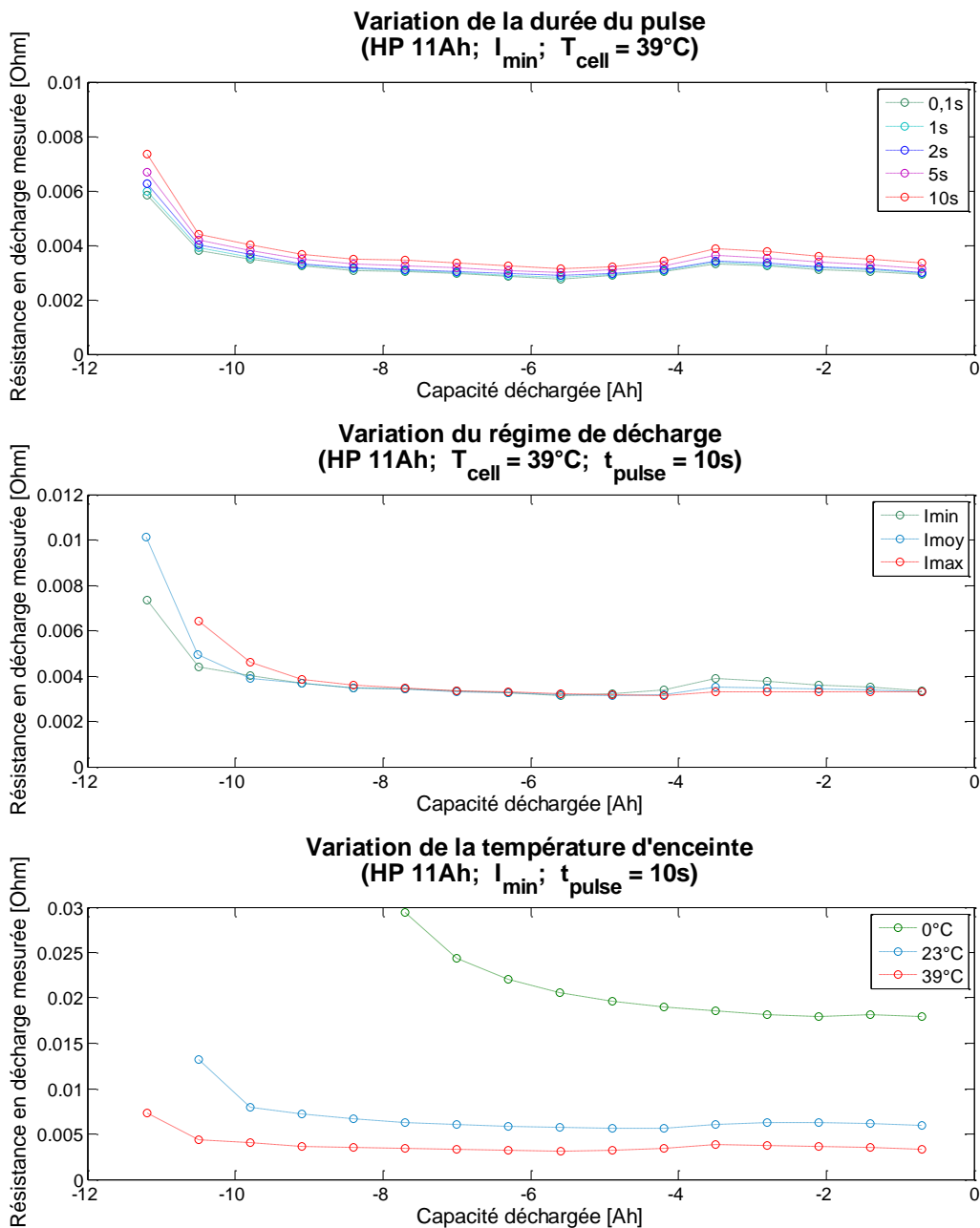


Figure 5-23 Impact des conditions d'essais sur la résistance (température, régime de décharge, durée du pulse de courant)

Au-delà de l'impact que peuvent avoir les conditions opératoires sur la valeur de la résistance interne, il est important de garder à l'esprit que des valeurs extrêmes de ces conditions opératoires (régime de courant et durée du pulse élevés, température de l'enceinte faible) peuvent engendrer l'arrêt anticipé du pulse de courant et donc l'impossibilité de déterminer la valeur de la résistance interne pour ces conditions opératoires. Cette limitation sera à prendre en considération lors du choix des conditions opératoires pour la suite de la méthodologie de dimensionnement.

### 5.4.1.3.3 Etude de l'impact des conditions d'essais sur la tension à vide

La tension à vide est mesurée lorsque la cellule est au repos (aucun courant), nous considérerons donc que la seule grandeur pouvant avoir un impact sur la tension à vide est la température de l'enceinte durant l'essai. Cette considération est sujette à l'hypothèse spécifiant que, lors de la mesure de la tension, la relaxation de la cellule est complète et que l'équilibre électrochimique et thermique a effectivement été atteint.

En traçant l'évolution de la tension à vide en fonction de la température pour une cellule donnée (voir Figure 5-24), on pourra observer que la température de l'essai a peu d'impact sur la valeur de la tension à vide pour la plage de températures allant de 23°C à 39°C. Sur cette plage de températures, la variation de la tension à vide peut-être quantifiée à une diminution de l'ordre de 0,6 mV/K. Là encore, des températures plus faibles (0°C) auront un impact plus important sur la chute de la tension à vide.

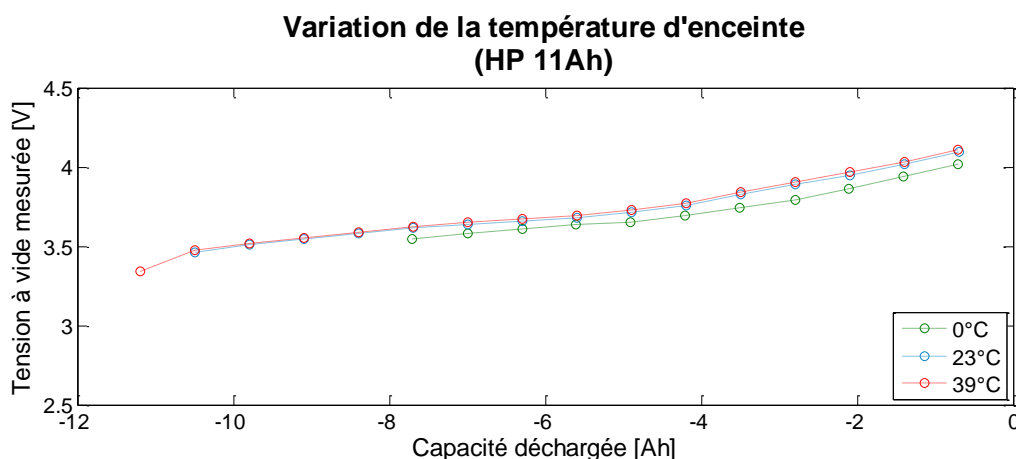


Figure 5-24 Impact de la température sur la tension à vide pour la cellule Kokam HP 11Ah

En conséquence, nous considérerons par la suite et pour la mise en place de la méthodologie de dimensionnement, que la tension à vide est indépendante de la température, pour la plage de températures que nous étudierons.

### 5.4.1.4 Choix des essais de référence

Comme nous l'avons vu précédemment, les données mesurées pour chaque cellule sont dépendantes du régime de courant utilisé, de la durée de pulse après laquelle la résistance est mesurée ainsi que de la température de la chambre de mesure. Mettre en place une méthodologie de loi de similitude prenant en compte l'ensemble de ces paramètres serait trop complexe et n'a d'intérêt que si les modèles exploitant les résultats de cette d'approche sont sensibles à ces paramètres, ce qui n'est pas le cas dans le cadre de cette thèse comme cela a été expliqué dans la présentation des modèles utilisés (voir 3.5.2). Dès lors il sera nécessaire de choisir pour quels régimes de charge et de décharge ainsi que pour quelle durée de pulse, les données expérimentales seront utilisées.

Pour le régime de décharge, il a été montré que celui-ci influait peu sur la valeur de la résistance (sauf pour les très faibles états de charge). De plus, choisir un régime proche de l'utilisation de la batterie sera difficile compte tenu de l'application de la méthodologie, à savoir le dimensionnement de packs batterie de performances différentes et devant être intégrés dans une gamme très large de véhicules hybrides. Dès lors le choix du régime utilisé est un compromis entre le qualitatif et le quantitatif de la mesure. L'aspect qualitatif donne l'avantage à un régime élevé car celui-ci permet d'avoir une incertitude plus faible sur la mesure de la résistance. L'aspect quantitatif donne quant à lui l'avantage à des régimes faibles, car ceux-ci permettent d'atteindre plus lentement les limitations en

tension à l'approche des bornes d'utilisation de la cellule (faible température, état de charge faible en décharge et élevé en charge). En conclusion, le régime de décharge moyen ( $I_{\text{moy}}$ ) sera retenu.

Le temps de pulse sera lui aussi un compromis entre représentativité de l'usage et disponibilité des données (plus le pulse est long, plus il devient difficile de réaliser les mesures, notamment pour des conditions opératoires proche des limites de fonctionnement). Par conséquent, nous avons décidé de retenir les mesures de résistance obtenues après un pulse de 5 s.

En ce qui concerne la température de l'enceinte, nous verrons par la suite que celle-ci est une des variables de la méthodologie de dimensionnement, et qu'il n'est donc pas nécessaire d'en choisir une parmi les conditions opératoires. Cependant, la loi d'Arrhenius utilisée par la suite ne permet pas d'estimer avec satisfaction l'évolution de la résistance pour les très faibles températures (0 °C), nous ne retiendrons donc pas ces températures par la suite. Qui plus est, ces très faibles températures ne correspondent pas à l'environnement d'évaluation du véhicule envisagé.

Enfin, pour les mesures de tension à vide, nous ne considérerons pas les mêmes conditions opératoires que celles décrites ci-dessus pour la résistance interne. Au-delà du fait que les conditions opératoires impactent peu la valeur de la tension à vide (voir 5.4.1.3.3), ce choix est motivé par le fait que pour certaines conditions opératoires (40 °C,  $I_{\text{max}}$ ), les mesures de tension à vide réalisées durant le HPPC ont été complétées par des mesures réalisées lors d'une décharge complète en floating de la cellule. Il est alors possible d'avoir accès à la chute de tension à vide observable pour les très faibles états de charge.

## 5.4.2 Méthodologie de dimensionnement de la cellule

Il est important de noter ici que la méthodologie présentée ci-après a pour but de dimensionner un élément unitaire (cellule) d'un pack batterie. Toutes les grandeurs utilisées dans ce chapitre sont donc à rapporter à la cellule (puissance, énergie,...).

Cette méthodologie se déroule en trois étapes. La première a pour but d'exploiter les résultats des essais HPPC menés sur les cellules de référence, notamment en adimensionnant les caractéristiques et en simulant les performances en puissance et en énergie de ces cellules. De cette exploitation seront inspirées, dans la seconde étape, les lois permettant de définir les caractéristiques principales d'une cellule en fonction de son typage (P/E). Enfin dans la troisième étape, ces lois seront mises en œuvre dans une procédure permettant de dimensionner et de caractériser une cellule quelconque définie selon un cahier des charges simple.

### 5.4.2.1 Exploitation des données expérimentales pour les cellules de référence

#### 5.4.2.1.1 Adimensionnement des données expérimentales

Le principe de base de la mise en place de l'invariant consiste à adimensionner les caractéristiques des cellules grâce à la capacité de ces cellules. Dans la méthodologie considérée ci-après, l'adimensionnement devra être réalisé à deux échelles. La première consiste en l'expression de la résistance adimensionnée (l'invariant) et sera présentée dans la section 5.4.2.1.3. La seconde consiste à exprimer les caractéristiques mesurées sur les cellules de référence (jusqu'alors exprimées en fonction des ampères-heures déchargées) en fonction de l'état charge (*SOC*) qui est une grandeur adimensionnée par définition.

Afin de réaliser ces adimensionnements, il est donc nécessaire de définir une capacité de référence. Nous considérerons ici que la capacité d'adimensionnement  $C_{\text{adim}}$  des cellules de référence, sera la capacité maximale mesurée lors des essais HPPC à 40 °C et le nouveau repère sera défini comme suit,

$$SOC = \frac{C_{a\ dim} - C_{d\ écharg\ ée}}{C_{a\ dim}} \times 100 \quad 5.25$$

#### 5.4.2.1.2 Calibration des lois de régression sur les données expérimentales

La mise en place de la méthodologie de dimensionnement de la cellule nécessite de disposer des caractéristiques ( $R_{int}$ ,  $U_0$ ) des cellules de référence sur l'ensemble de la plage d'état de charge (de 0 à 100%) et de préférence pour différentes températures. Or, comme il a été mentionné précédemment, pour certaines conditions opératoires (faibles températures, faible/fort état de charge), la mesure de la tension aux bornes de la cellule n'est pas possible, la cellule n'étant alors pas caractérisée pour ces conditions opératoires. Qui plus est, du fait du fonctionnement des essais HPPC, la mesure de la résistance et de la tension à vide ne peut être réalisée que pour certaines valeurs d'état de charge.

De plus, la température de dimensionnement de la cellule cible (et d'utilisation dans les modèles) pouvant être différente des températures d'essais, il est également nécessaire de pouvoir estimer les valeurs des caractéristiques des cellules de référence à la température de dimensionnement.

En conséquence, afin de lisser les données expérimentales et d'extrapoler les données manquantes, une régression a été réalisée sur les grandeurs électriques des cellules de référence.

##### a Régression sur la résistance interne

La loi d'interpolation sur la résistance interne  $R_{int}$  doit pouvoir représenter les évolutions de celle-ci en fonction de l'état de charge et de la température de la cellule. Afin de prendre en compte ces deux variables, une régression a été réalisée sur les données expérimentales dans le but de calibrer une loi de type Arrhenius fonction de la température de peau de la cellule  $T$ , de la température de référence  $T_{ref}$  (ici 20°C), de la constante universelle des gaz parfaits  $R_a$  et possédant une expression polynomiale de la résistance en fonction de l'état de charge  $x$ .

$$R_{int} = a_0 + (a_1 + a_2x + a_3x^2 + a_4x^3) \times e^{-\frac{b_2x^2 + b_1x + b_0}{R_a} \times \left(\frac{1}{T} - \frac{1}{T_{ref}}\right)} \quad 5.26$$

##### b Régression sur la tension à vide

Comme nous l'avons vu auparavant, l'évolution de la tension à vide  $U_0$  en fonction de la température ne sera pas prise en compte dans nos travaux. Ainsi, la seule variable dans l'expression de la tension à vide sera l'état de charge de la cellule  $x$ .

Une régression basée sur une fonction polynomiale a donc été réalisée sur la tension à vide de chacun des cellules de référence, le degré du polynôme étant adaptée manuellement afin de suivre au mieux l'évolution des données mesurées.

Les résultats des régressions sur la résistance interne et sur la tension à vide sont comparés avec les résultats d'essais dans la Figure 5-25. Ces lois d'interpolations ont également été utilisées afin d'extrapoler les grandeurs électriques des cellules de référence sur la plage complète d'état de charge (SOC de 0 à 100 %).

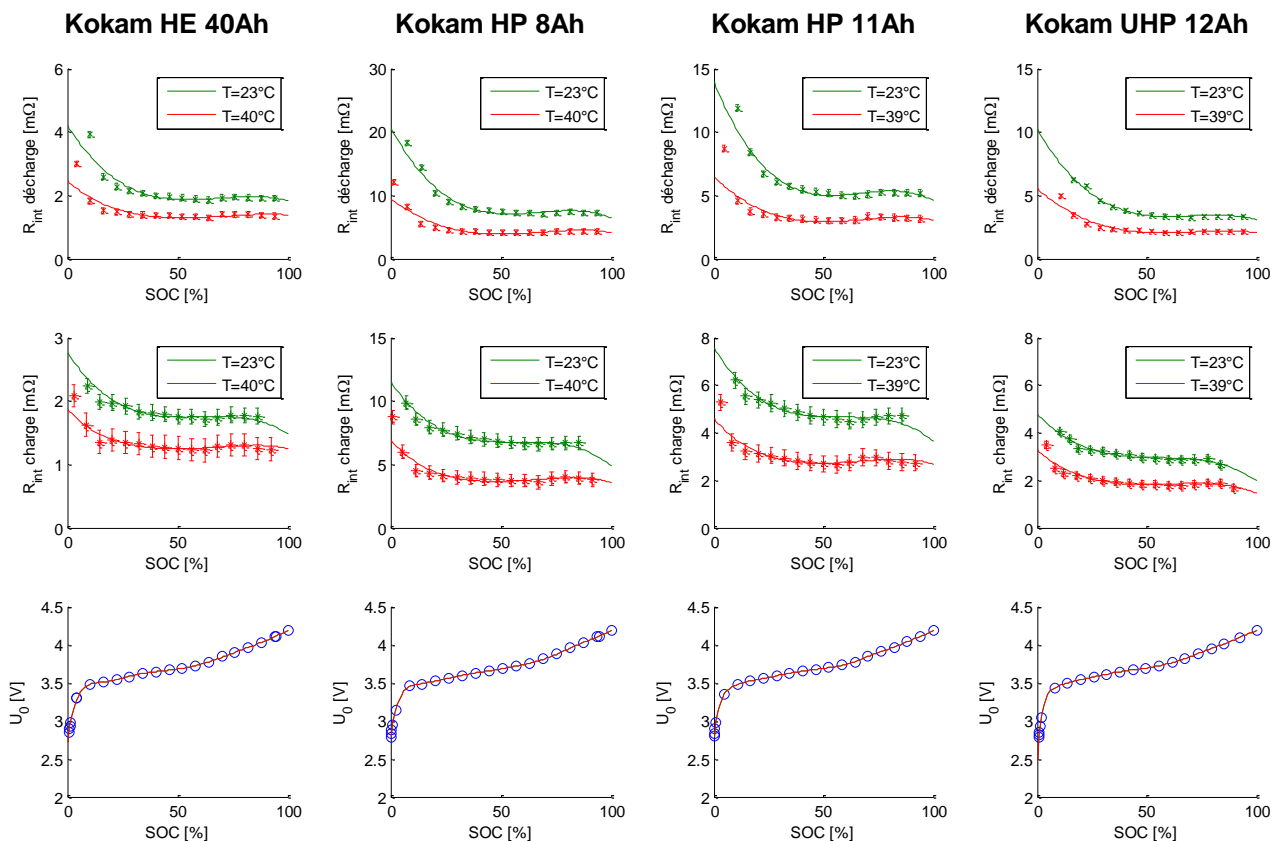


Figure 5-25 Validation des lois d'interpolation de la résistance interne et de la tension à vide

### 5.4.2.1.3 Détermination des invariants pour les cellules de référence

L'invariant  $Inv$ , que nous proposons d'utiliser, est une grandeur permettant d'adimensionner la résistance interne  $R_{int}$  d'une cellule grâce à l'utilisation de sa capacité  $C_{adim}$  (telle que décrite précédemment), cet invariant pouvant être défini aussi bien en charge qu'en décharge et pour tout état de charge ou température.

$$Inv = R_{int} \times C_{adim} \tag{5.27}$$

En adimensionnant chacune des cellules de référence grâce à l'utilisation de l'invariant et de l'état de charge (SOC), il est possible de représenter l'ensemble des cellules de référence dans un seul repère comme l'illustre la Figure 5-26.

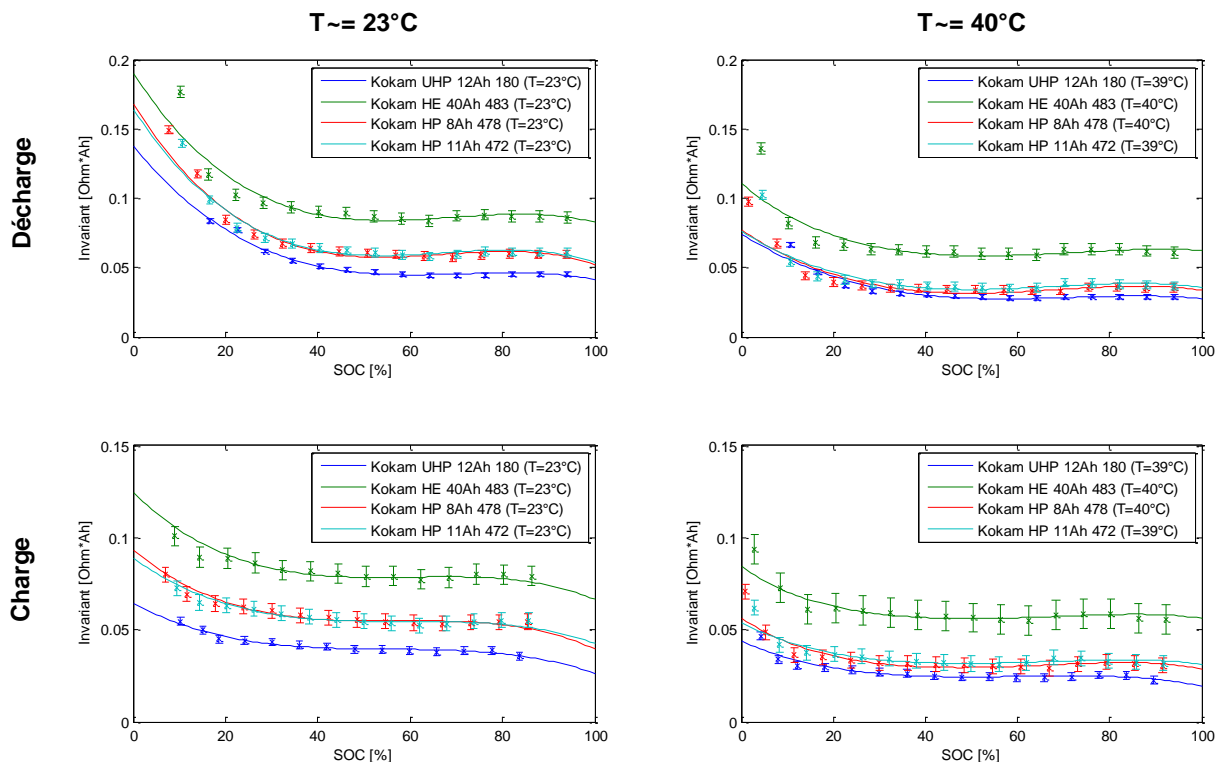


Figure 5-26 Représentation des invariants des cellules de référence

Deux caractéristiques remarquables de l’invariant apparaissent dans la Figure 5-26. En effet, nous pouvons tout d’abord observer que l’invariant est quasiment similaire pour deux cellules de la même gamme et donc a priori du même typage (en l’occurrence pour les cellules de 8 et 11 Ah de la gamme HP). La seconde observation réside dans le fait que la valeur de l’invariant évolue avec le typage *P/E* de la cellule, et que plus le typage est élevé (cellule typée puissance), plus la valeur de l’invariant est faible.

C’est en se basant sur ces deux caractéristiques que nous avons développé notre méthodologie de dimensionnement des cellules comme nous le verrons dans la suite de ce chapitre.

#### 5.4.2.2 Interpolation des caractéristiques des cellules de références

Comme nous le verrons dans la section concernant la phase de dimensionnement de la cellule cible, il est nécessaire, durant cette phase, de spécifier les températures de fonctionnement pour lesquelles les données doivent être générées. Bien que la méthodologie de dimensionnement ait été pensée pour générer plusieurs sets de données à des températures différentes, cette fonctionnalité n’a pas été utilisée dans le cadre de cette thèse. En effet, cette approche n’a d’intérêt que si, premièrement, les modèles (voués à être renseignés avec ces données) ont été développés afin de prendre en compte l’impact de la température sur les performances de la cellule (ce qui est le cas dans la thèse), et deuxièmement, si un modèle thermique a été associé à ces modèles afin de faire varier la température de la cellule suivant son utilisation (ce qui n’est pas le cas dans cette thèse).

Ainsi, nous avons décidé de n’utiliser la méthodologie de dimensionnement que pour une température de fonctionnement de 30 °C. Cette température de fonctionnement des cellules doit être un compromis entre une température trop faible (synonyme de mauvaises performances, voire d’endommagements de la cellule) et une température trop importante (précurseur de vieillissement prématuré), tout en restant réaliste compte tenu des possibilités de refroidissement du pack batterie.

### 5.4.2.2.1 Interpolation de la résistance interne et de la tension à vide des cellules de référence

Afin de déterminer les caractéristiques des cellules de référence à la température de fonctionnement choisie (30 °C), les lois de régression sur la résistance interne et sur la tension à vide, vue en 5.4.2.1.2, ont été utilisées. On pourra remarquer dans la Figure 5-27 que les tendances observées pour les invariants d’après les mesures (invariant fonction du typage de la cellule), sont bien conservées pour la température de fonctionnement choisie.

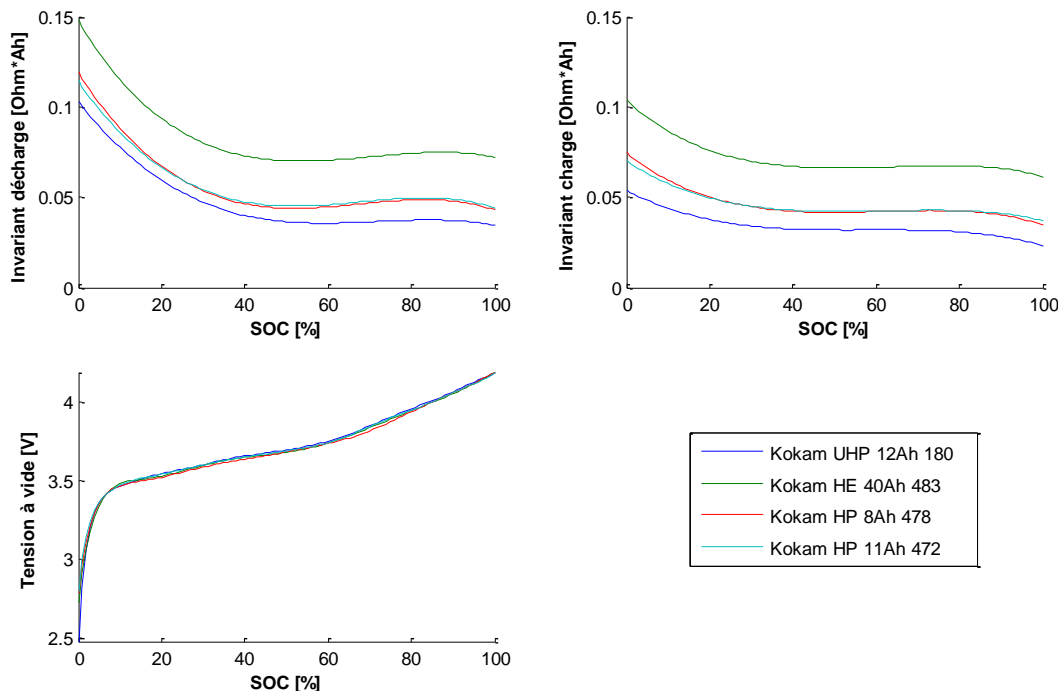


Figure 5-27 Caractéristiques des cellules de référence interpolées à 30°C

### 5.4.2.2.2 Détermination des performances des cellules de références

#### a Calcul de l'énergie totale

L'énergie totale contenue dans les cellules de référence est obtenue par la simulation d'une décharge complète des cellules. Cette simulation, basée sur le modèle de type « pile » précédemment évoqué, nécessite les vecteurs de résistance en décharge et de tension à vide (exprimés en fonction de l'état de charge) issues des extrapolations précédemment présentées. La procédure de décharge est exécutée à un régime de 1C<sup>17</sup> jusqu'à ce que la tension aux bornes de la cellule atteigne la limitation de fonctionnement en tension de la cellule (en l'occurrence 2,7 V pour les cellules Kokam). L'énergie totale est alors exprimée grâce à l'intégration de la puissance électrique aux bornes de la batterie.

#### b Calcul de la puissance maximale

Les cellules sont des composants passifs pour lesquels il est nécessaire de s'assurer que leurs conditions de fonctionnement sont en adéquation avec leurs performances, d'autant plus dans le cas d'approche système où la limitation de la batterie pourra avoir un impact sur les performances d'autres composants (ex : machine électrique). Ainsi la puissance maximale qu'une cellule pourra délivrer (décharge) ou absorber (charge) à ses bornes doit être contrôlée. Deux types de limitations seront pris

<sup>17</sup> régime de décharge généralement utilisé pour exprimer l'énergie totale dans les spécifications des fabricants. Ce régime étant cependant bien en deça de l'utilisation, notamment pour des éléments typés puissance.



en compte dans cette thèse afin de s’assurer de l’utilisation des cellules dans leur plage de fonctionnement autorisée.

La première limitation est une limitation en tension. En effet, les cellules ont une plage de fonctionnement en tension spécifique à leur chimie, les bornes de cette plage de fonctionnement ( $U_{max}$  et  $U_{min}$ )<sup>18</sup> étant fournies par le fabricant (voir Tableau 5-17). Ainsi, en se basant sur les équations du modèle pile et connaissant les caractéristiques ( $U_0$  et  $R_{int}$ ) et les limites ( $U_{max}$  et  $U_{min}$ ) de la cellule, il est possible de définir, grâce à l’équation 5.28, la puissance maximale en décharge (avec  $U_{lim}=U_{min}$  et  $R_{int}=R_{dch}$ ) et en charge (avec  $U_{lim}=U_{max}$  et  $R_{int}=R_{ch}$ ).

$$P_{max}^{U\_limit} = \frac{U_{lim}(U_0 - U_{lim})}{R_{int}} \tag{5.28}$$

La seconde limitation pouvant intervenir dans la détermination de la puissance maximale d’une cellule est la limitation en courant. Cette limitation peut également être définie (voir équation 5.29) grâce aux équations du modèle pile et nécessite de connaître les valeurs de courant critique pouvant transiter dans la cellule. Ces courants critiques, notamment liés à la thermique de la cellule, sont également fournis par le fabricant (Tableau 5-17). Ils sont caractéristiques du typage de la cellule et dépendent de la durée pour laquelle ce courant critique est maintenu. Dans le cadre de cette thèse, compte tenu de l’application escomptée des cellules (application véhicule hybride avec des fluctuations importantes du courant sur des durées relativement courtes), les courants limites considérés correspondent à un fonctionnement en pulse de la batterie. Comme pour la réalisation des essais HPPC (voir 5.4.1.2), le courant critique en charge sera estimé à partir du courant critique en décharge fourni par le fabricant.

$$P_{max}^{I\_limit} = U \times I_{max} = (U_0 - R_{int} \times I_{max}) \times I_{max} \tag{5.29}$$

Ces puissances maximales étant calculées en charge et en décharge et pour l’ensemble de la plage de fonctionnement en état de charge, il est possible de définir la puissance maximale limitante pour tout état de charge (Figure 5-28).

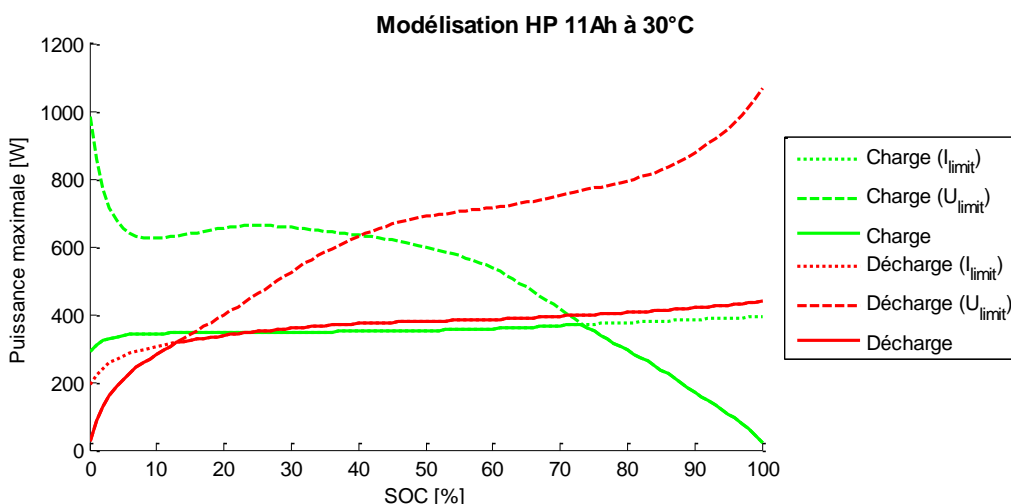


Figure 5-28 Définition de la puissance maximale d'une cellule

On pourra remarquer dans la Figure 5-28 que, pour cette cellule, la contrainte de courant maximal est largement limitante (en dehors des plages de fonctionnement extrêmes). Cependant, les

<sup>18</sup> Bien que considérées comme constantes dans notre approche, les bornes  $U_{max}$  et  $U_{min}$  peuvent être fonction des conditions opératoires (intensité du courant, température de fonctionnement, durée du pic de courant)

ordres de grandeurs des puissances spécifiques déterminées par cette technique (i.e. en considérant les deux contraintes courant et tension) sont proches des puissances spécifiques fournies par Kokam.

### c Calcul du typage P/E

Comme expliqué dans le chapitre 2.2.1, le typage d'une cellule, défini comme le rapport entre une puissance et une énergie, est une grandeur macroscopique permettant d'adimensionner et de comparer différentes cellules en traduisant l'orientation de ces cellules en termes d'utilisation (énergie ou puissance). Cette grandeur adimensionnée va jouer un rôle important dans la méthodologie de dimensionnement et est définie dans l'équation 5.30, ci après :

$$P/E = \frac{P_{\max\_dch\_50\%}}{E_{tot\_1C}} \quad 5.30$$

avec  $P_{\max\_dch\_50\%}$  la puissance maximale en décharge de la cellule pour un état de charge de 50% (valeur communément utilisée pour exprimer la puissance spécifique d'une cellule) et  $E_{tot\_1C}$ , l'énergie totale contenue dans la cellule et mesurée à un régime de décharge de 1C.

### d Récapitulatifs des performances simulées des cellules de référence

Tableau 5-19 Performances simulées des cellules de référence pour une température de fonctionnement de 30 °C

			HE 40Ah	HP 8Ah	HP 11Ah	UHP 12Ah
Capacité	$C_{nom}$ (fabricant)	Ah	40	7,5	11	12
	$C_{max}$ (mesure)	Ah	45,1	8,1	11,8	13,4
Energie	$I_{dch\_E}$	A	45,1	8,1	11,8	13,4
	$E_{totale}$	Wh	162,9	29,6	43,0	48,0
	$E_{spe}$	Wh/kg	174	131	147	138
Puissance	$I_{dch\_P}$	A	225,7	81,3	117,5	268,7
	$P_{dch\_50\%}$	W	750,4	263,2	379,7	795,3
	$P_{ch\_50\%}$	W	-664,8	-243,5	-352,7	-841,0
	$P_{spe\_dch\_50\%}$	W/kg	803	1165	1300	2247
Typage	P/E	-	4,61	8,89	8,84	16,25

#### 5.4.2.2.3 Définition des lois reliant grandeurs caractéristiques et typage de la cellule

Afin de dimensionner des cellules appartenant à des typages P/E différents de ceux du catalogue Kokam, il est nécessaire d'exprimer l'évolution des grandeurs caractéristiques des cellules en fonction de leur typage, et ce en se basant sur l'analyse des mesures effectuées sur les cellules de référence ainsi que sur l'analyse des données fournies dans le catalogue et les fiches de spécifications des cellules Kokam. Cependant, les typages P/E obtenus pour les éléments Kokam ne couvrant pas une plage suffisante, puisque allant de 4,6 à 16,3 alors qu'un véhicule hybride non rechargeable peut nécessiter des typages allant jusqu'à 40, la détermination des caractéristiques de la cellule cible devra être réalisée par extrapolation. De plus, la méthodologie ayant pour objectif de dimensionner des cellules pour des performances à l'état vieilli, cela pourra impliquer, pour certains typages,

d'extrapoler les caractéristiques de la cellule pour des typages P/E supérieures au typage P/E à l'état vieilli (voir Tableau 5-21).

**a Expression de l'invariant en fonction du typage**

Comme il a été observé dans la partie 5.4.2.1.3, il existe une relation entre invariant et typage de la cellule (rapport P/E). Donc, en connaissant les rapports P/E et les invariants en charge et en décharge des cellules de référence, il est possible d'exprimer la valeur de l'invariant en fonction du rapport P/E. Une régression de la forme  $y = ax^b$  a été utilisée afin d'exprimer cette dépendance (voir Figure 5-29).

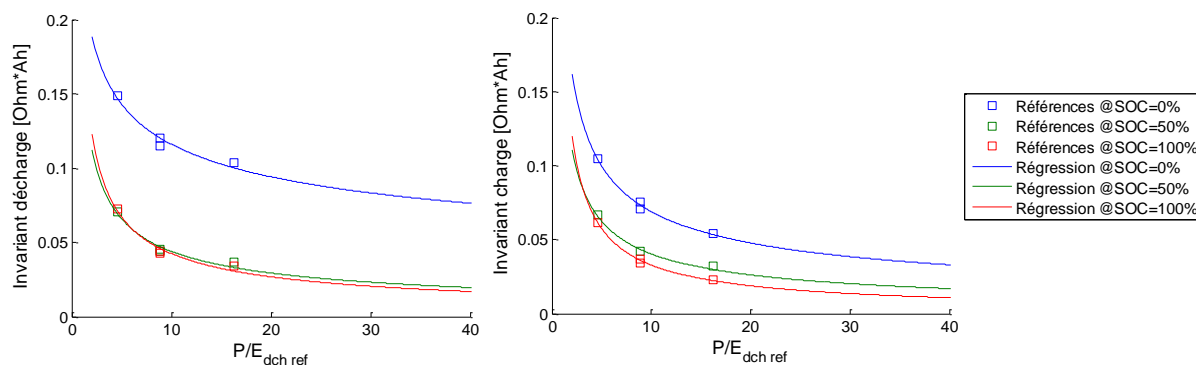


Figure 5-29 Evolution de l'invariant en charge et en décharge en fonction du typage

**b Expression du régime de décharge en fonction du typage**

De la même façon, après analyse du catalogue Kokam, il apparaît que presque toutes les cellules d'un même typage possèdent le même régime de décharge maximal (voir Figure 5-30). De plus, après analyse des cellules de référence, il est possible d'exprimer l'évolution de ce régime en fonction du typage de la cellule (voir Figure 5-31). Dans ce cas, une régression de type  $y = ax^b$  a été utilisée.

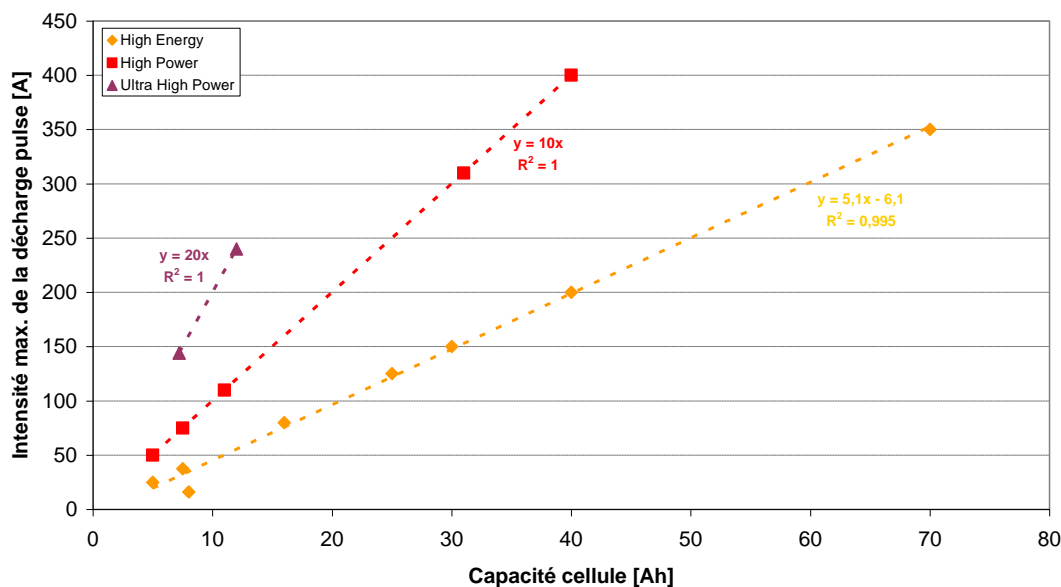


Figure 5-30 Evolution du régime maximal de décharge d'après les données du catalogue Kokam

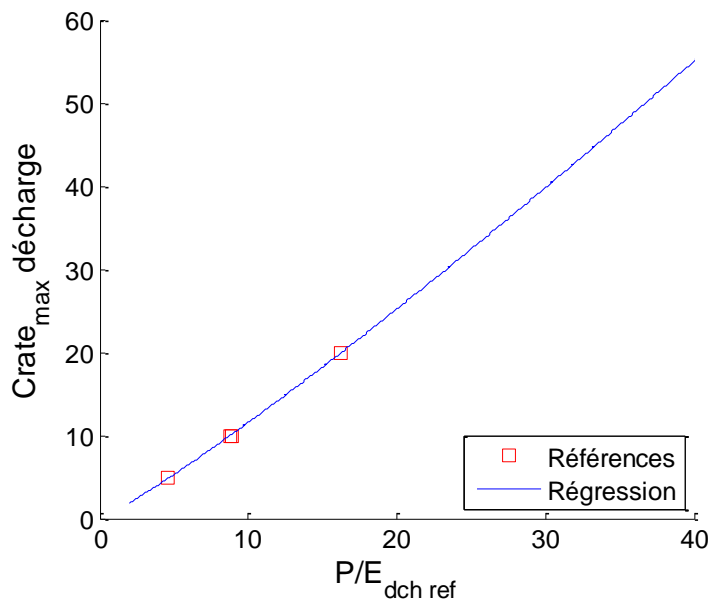


Figure 5-31 Evolution du régime maximal de décharge en fonction du typage

### c Expression du coefficient de masse en fonction du typage

Comme nous l’avons vu en introduction de ce chapitre, la méthodologie de dimensionnement a également pour objectif d’estimer la masse de la cellule (puis celle du pack), cette caractéristique étant une problématique de l’électrification du véhicule du fait de la sur-masse importante des systèmes de stockage électrochimique.

Une analyse du catalogue Kokam, permet de montrer qu’il est possible de définir un coefficient de masse, rapport de la masse de la cellule et de sa capacité, qui est constant pour un typage donné (voir Figure 5-32). Il est alors possible d’exprimer l’évolution de ce coefficient de masse (défini comme le rapport entre la masse de la cellule et sa capacité) en fonction du typage P/E des cellules grâce à l’analyse des cellules de référence et à l’utilisation d’une régression de la forme  $y = ax^b$  (voir Figure 5-33).

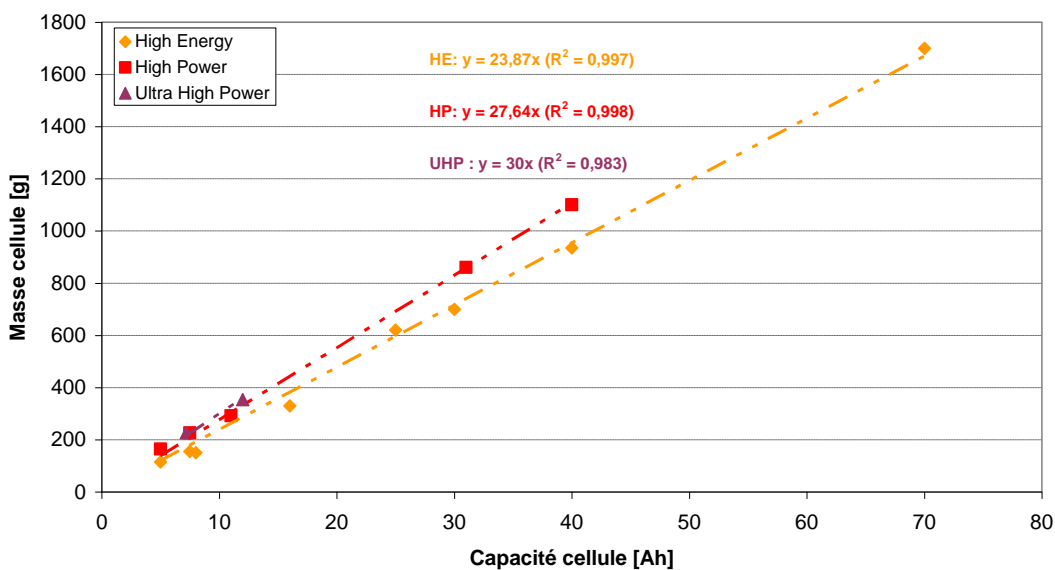


Figure 5-32 Définition du coefficient de masse d’après les données du catalogue Kokam

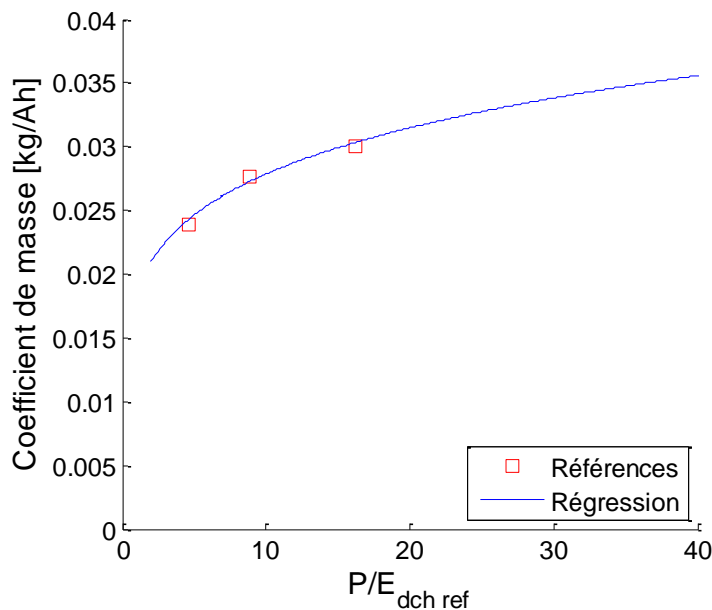


Figure 5-33 Evolution du coefficient de masse en fonction du typage

### 5.4.2.3 Dimensionnement de la cellule cible

#### 5.4.2.3.1 Définition du cahier des charges de la cellule

Les critères du cahier des charges de la cellule sont des critères découlant de la traduction du cahier des charges du pack batterie. D'un point de vue système, les caractéristiques principales d'une cellule sont sa tension nominale, sa puissance et son énergie. Dans le cas considéré dans cette thèse, la chimie de la batterie étant connue et fixée, sa tension nominale est également connue. Le cahier des charges "cellule" peut dès lors se résumer aux deux seuls critères de puissance et d'énergie (voir Tableau 5-20).

Tableau 5-20 Critères de dimensionnement de la cellule de batterie

$E_{el\_BoL}$	Energie totale de l'élément en début de vie
$P_{el\_BoL\_dch\_50\%SOC}$	Puissance maximale en décharge de l'élément en début de vie à 50 % SOC

#### 5.4.2.3.2 Mise en œuvre de la méthodologie de dimensionnement de la cellule

La première étape du dimensionnement de la cellule, consiste, à l'aide du typage de la cellule défini grâce au cahier des charges, à interpoler les grandeurs caractéristiques (invariant, régime de décharge et coefficient de masse). Ces caractéristiques étant des grandeurs adimensionnées par la capacité de la cellule, il alors est nécessaire de faire un retour aux dimensions dans le but de déterminer les résistances internes de la cellule et d'évaluer ses performances. Pour réaliser ce retour aux dimensions la capacité de la cellule doit être connue. Afin de déterminer celle-ci, un procédé itératif a été utilisé (voir Figure 5-34).

Dans un premier temps la capacité théorique est calculée grâce au ratio entre l'énergie totale de la cellule et sa tension nominale (qui est connue et reste la même pour toutes les cellules Kokam considérés). Grâce à cette capacité théorique, il est possible de faire un premier retour aux dimensions et donc de connaître les résistances internes de la cellule cible. En se basant sur ces résistances internes et sur la capacité théorique, l'énergie totale contenue dans la cellule est estimée (décharge complète à régime 1C). Selon la valeur de cette énergie et selon l'erreur par rapport à l'énergie

spécifiée dans le cahier des charges, la capacité est corrigée. Il est alors possible mettre en place un processus itératif jusqu'à atteindre l'énergie totale souhaitée.

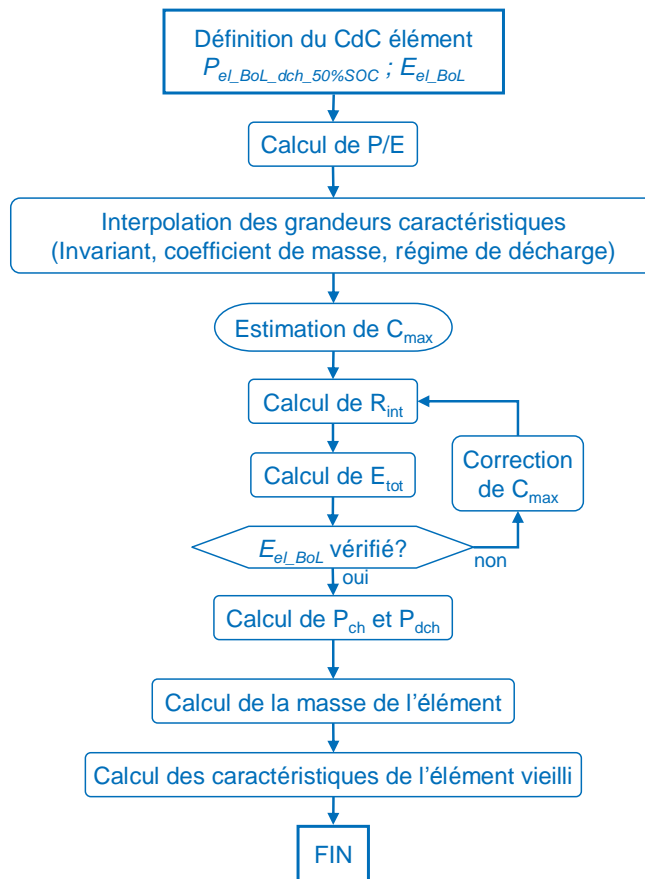


Figure 5-34 Procédure de dimensionnement de la cellule

Lorsque le retour aux dimensions est terminé, les performances de la cellule cible ainsi que sa masse et les performances de la cellule vieillie seront calculées.

### 5.4.2.3.3 Dégradation de la cellule cible dans le cadre du vieillissement

Dans le dimensionnement de la cellule, il sera nécessaire de prendre en compte la dégradation des performances due au vieillissement afin d'assurer la pérennité des fonctionnalités et performances du véhicule sur sa durée de vie. Cette prise en compte du vieillissement pour le dimensionnement peut être réalisée selon deux approches.

La première consiste à surdimensionner la cellule à l'état neuf afin que celle-ci respecte le cahier des charges à l'état vieilli. Selon certains auteurs, ce surdimensionnement pourra être réalisé en appliquant une augmentation de 20 à 30 % sur la puissance et sur l'énergie de la cellule [Nelson et al. (2002), Sharer et al. (2006)]. Cependant, une telle approche suppose que l'impact de la dégradation de la capacité et de l'augmentation de la résistance sur l'énergie et la puissance de la cellule soit connu.

L'approche que nous avons retenue consiste justement, en partant d'une cellule à l'état neuf, à déterminer les performances de la cellule vieillie en agissant sur sa capacité et sa résistance. La dégradation de ces caractéristiques sera obtenue grâce à l'application de coefficients de vieillissement dont les ordres de grandeurs sont issus de programmes de recherche récents ou en cours (SimStock [ADEME (2011)], SimCal). Ainsi, nous ferons l'hypothèse qu'à l'état vieilli, la résistance d'une cellule aura augmenté de 50 % (voir équation 5.31) et que sa capacité aura diminué de 20 % (voir équation 5.32).

$$R_{EoL} = 1,5 \times R_{BoL} \quad 5.31$$

$$C_{EoL} = 0,8 \times C_{BoL} \quad 5.32$$

Connaissant les caractéristiques de la cellule vieillie, il est alors possible de calculer ses performances (énergie totale et puissance en charge et en décharge).

On pourra ainsi observer (voir Tableau 5-21) que, d'une part, la diminution de l'énergie totale reste dans le même ordre de grandeur que la réduction de la capacité (l'augmentation des pertes dues à l'augmentation de la résistance a alors peu d'impact) quel que soit le typage de la cellule. D'autre part, la diminution de la puissance dépend du typage de la cellule. En effet, comme nous l'avons vu, la limitation de la puissance est une conséquence d'une limitation en tension, directement proportionnelle à la valeur de la résistance (voir équation 5.28), et d'une limitation en courant, pour laquelle la résistance est de second ordre (voir équation 5.29). Alors que les deux cellules présentées dans le Tableau 5-21 sont limitées par la contrainte de courant à l'état neuf, la contrainte de tension devient, à l'état vieilli, prédominante pour la cellule typée puissance, entraînant ainsi une forte diminution de la puissance maximale de celui-ci.

Tableau 5-21 Comparaison des performances de la cellule à l'état neuf (BoL) et vieilli (EoL)

	BoL (neuf)			EoL (vieilli)		
	P/E [-]	E <sub>tot</sub> [Wh]	P <sub>dch_50%SOC</sub> [W]	P/E [-]	E <sub>tot</sub> [Wh]	P <sub>dch_50%SOC</sub> [W]
<b>Elément typé puissance</b>	31,7	27,6	874,8	27,1	22,0	594,9
<b>Elément typé énergie</b>	4,3	127,2	552,2	5,2	100,4	525,2

### 5.4.3 Méthodologie de dimensionnement du pack batterie

#### 5.4.3.1 Définition du cahier des charges du pack batterie

Le cahier des charges du pack batterie doit être défini en s'inspirant du cahier des charges et des contraintes du système dans lequel le pack sera intégré. Ainsi le cahier des charges sera défini selon trois critères (voir Tableau 5-22).

Tableau 5-22 Critères de dimensionnement du pack batterie

$E_{pack\_EoL}$	Energie totale de l'élément en fin de vie
$P_{pack\_EoL\_dch\_a\%SOC}$	Puissance maximale en décharge de l'élément en fin de vie à $\alpha$ % SOC
$U_{pack}$	Tension nominale du pack batterie

Comme nous l'avons évoqué précédemment (voir 2.2.3), le vieillissement de la batterie est susceptible d'entraîner une diminution de sa capacité et une augmentation de sa résistance, phénomènes se traduisant respectivement par une diminution de l'énergie totale du pack et une diminution de sa puissance. Afin de prendre en compte la dégradation des performances du pack, le cahier des charges sera exprimé en considérant le pack comme étant en fin de vie.

L'état de charge pour lequel la puissance du pack sera définie dépend des fonctionnalités du véhicule. Ainsi, comme nous le verrons par la suite en 6.3.2.2, le critère de puissance de la batterie devra être respecté pour un état de charge de 30 % de SOC en fin de vie (EoL) pour un PHEV, et de 50 % (EoL) pour un HEV.

La tension nominale de la batterie, compte tenu du fait que nos configurations ne sont pas équipées de survolteur, sera déterminée grâce à l’abaque reliant la puissance de la motorisation électrique à la tension du bus continu de celle-ci (voir Figure 5-11).

### 5.4.3.2 Mise en œuvre de la méthodologie de dimensionnement du pack batterie

Le cahier des charges ayant été défini, la première étape consiste à déterminer le nombre de cellules nécessaire pour constituer le pack. Dans le cadre de cette thèse, nous considérerons que toutes les cellules sont en série (i.e.  $n_p=1$ ) et que leur nombre  $n_s$  peut-être déterminé comme suit :

$$n_s = \frac{U_{pack}}{U_{el}} \tag{5.33}$$

avec  $U_{pack}$  la tension nominale du pack et  $U_{el}$  la tension nominale d’une cellule (3,7 V pour les cellules Kokam).

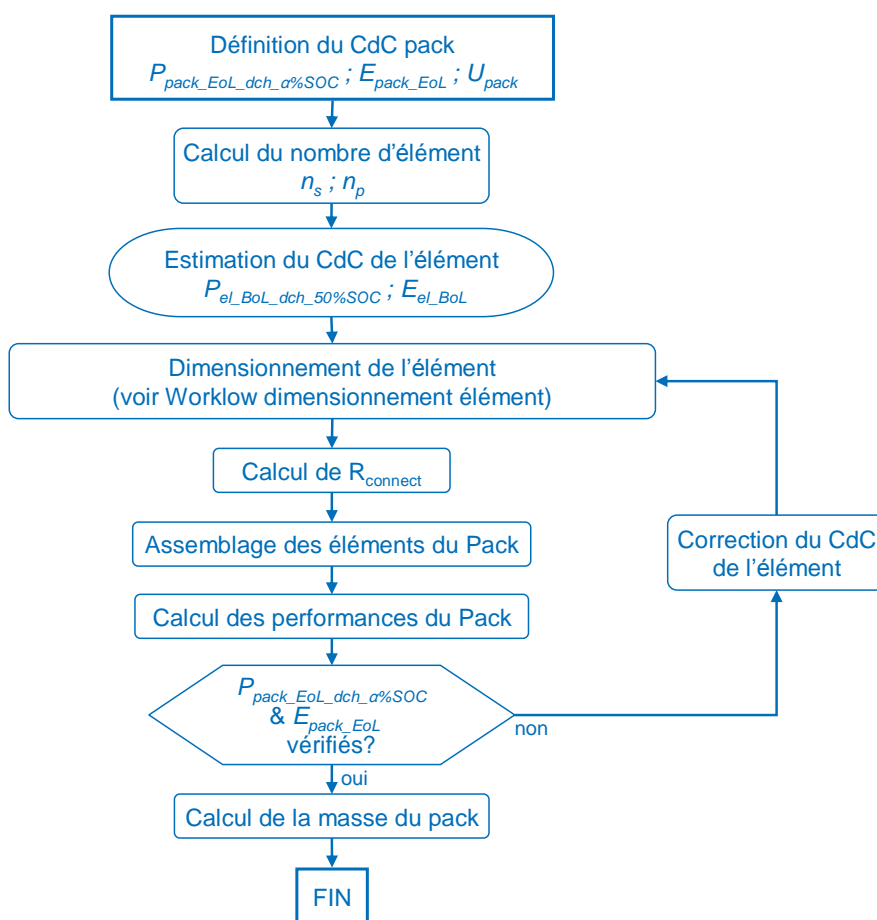


Figure 5-35 Procédure de dimensionnement du pack batterie

La seconde étape consiste à traduire le cahier des charges « pack » en cahier des charges « cellule » afin d’utiliser la procédure de dimensionnement d’une cellule (voir 5.4.2.3). Bien qu’il soit possible, en connaissant le nombre de cellules, de ramener des critères de puissance et énergie « pack » à des critères de puissance et énergie « cellule », la difficulté réside ici dans le fait que les critères ne sont pas exprimés dans les mêmes conditions. Alors que les critères du cahier des charges « cellule » sont exprimés en début de vie (BoL) et à 50 % d’état de charge pour la puissance de décharge, les critères du cahier des charges « pack » sont exprimés en fin de vie (EoL) et à un état de charge  $\alpha$  (dépendant de l’utilisation prévue du pack) pour la puissance de décharge. Qui plus est, dans



le cas du pack, à la résistance équivalente des cellules vient s'ajouter la résistance de connectique, qui aura tendance à diminuer les performances du pack.

Pour palier à cette difficulté, la définition du cahier des charges « cellule » sera réalisée par itérations jusqu'à ce que les performances du pack correspondent aux critères du cahier des charges.

### 5.4.3.3 Détermination de la résistance de la connectique du pack

Compte tenu du peu d'information disponible dans la littérature concernant la part de la résistance de la connectique dans la résistance totale du pack, il est difficile de déterminer sa valeur et son évolution pour une approche système. Cette résistance pourra en effet varier en fonction du nombre de cellules (et donc du nombre de jonctions entre les cellules), du mode d'agencement de ces cellules (série/parallèle, en module), du type de connexion (câble, lame métallique). Il est alors possible de séparer la résistance en différentes contributions [Nelson et al. (2011)], représentant chacune une interface (cellule/cellule, cellules/module, module/module, modules/pack). Dans de précédentes études, l'auteur considère des coefficients constants pour la résistance de la connectique, représentant entre 10 et 15 % de la résistance du pack pour des batteries de type HEV [Nelson et al. (2002)] et environ 13 % pour des batteries de type PHEV [Nelson et al. (2003)].

Dans notre approche, la résistance totale de la connectique du pack  $R_{connect}$  est calculée en fonction de la résistance d'une cellule à l'état neuf et à 50 % de SOC ( $R_{el\_50\%\_BoL}$ ), du nombre de cellules en série dans le pack  $n_s$ , du nombre de branche de cellules en parallèle  $n_p$  et d'un coefficient de 20 %.

$$R_{connect} = 0,2 \times R_{el\_50\%\_BoL} \times \frac{n_s}{n_p} \quad 5.34$$

### 5.4.3.4 Détermination de la masse totale du pack

La masse totale du pack comprend : la masse de l'ensemble des cellules à laquelle s'ajoute la masse de la connectique, la masse du packaging, la masse de l'électronique de contrôle (BMS), ainsi que celle du système de refroidissement (masse du ventilateur pour un refroidissement par air forcé, masse de la pompe, du circuit et du liquide de refroidissement pour un refroidissement liquide). La détermination de cette sur-masse pour l'ensemble des packs batterie envisagés dans cette thèse est dès lors complexe, cela nécessitant le dimensionnement du système de refroidissement.

La décision a donc été prise de se baser sur une analyse de la masse des packs batterie de type Li-ion équipant les véhicules hybrides et électriques actuels. La Figure 5-36, montre l'évolution du coefficient de masse de pack, i.e. le ratio entre la masse totale et la masse des cellules en fonction de l'énergie totale stockée dans la batterie. L'analyse de cette figure permet de remarquer que ce coefficient de masse a tendance à diminuer lorsque l'énergie du pack augmente, ce qui peut notamment s'expliquer par le fait que la masse des composants complémentaires (packaging, connectique, système de refroidissement) se dilue dans la masse du pack, car la masse des composants n'augmente par proportionnellement à l'énergie embarquée. Ainsi, si l'on adimensionne le système de refroidissement par la masse des cellules, un pack énergétique générera moins de chaleur (puissance spécifique plus faible et régime de décharge plus faibles) et son système de refroidissement pourra donc posséder une puissance plus faible, ce qui aura tendance à diminuer sa masse. Cette approche par coefficient de masse est souvent utilisée dans la littérature avec des coefficients, pour des technologies Li-ion, allant de 1,13 à 1,19 [Nelson et al. (2007)] ou bien d'environ 1,4 [Matthé et al. (2011)].

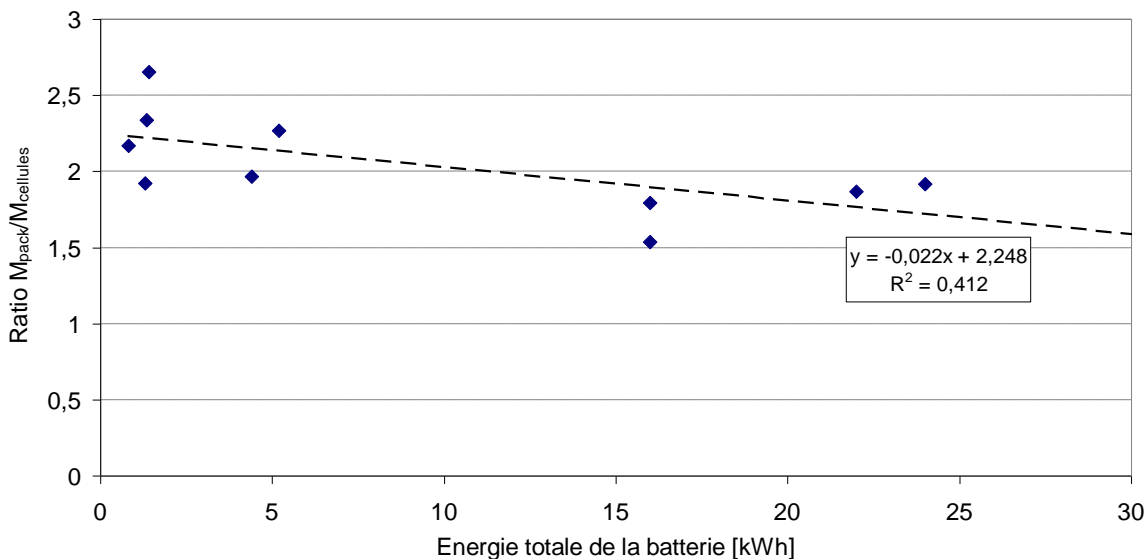


Figure 5-36 Évolution du coefficient de masse du pack en fonction de l'énergie embarquée pour des véhicules équipées de batteries Li-ion

Cependant, compte tenu de la dispersion dans la Figure 5-36 il est difficile de définir une loi d'évolution de la masse du pack. Il a donc été décidé d'utiliser une représentation permettant d'estimer la masse totale du pack en fonction de la masse des cellules (voir Figure 5-37).

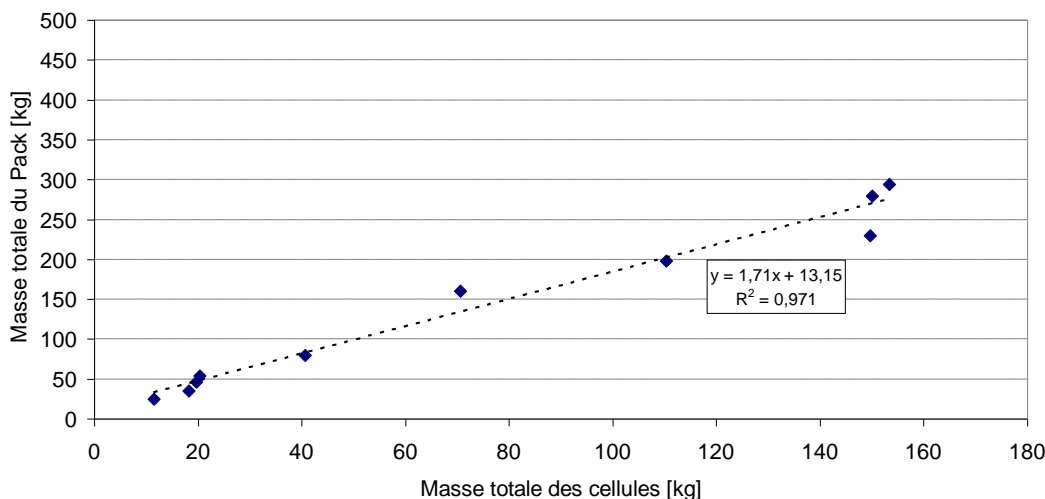


Figure 5-37 Évolution de la masse totale du pack en fonction de la masse des cellules pour des véhicules équipées de batteries Li-ion

D'après l'équation définie dans le graphique ci-dessus, il est possible d'observer que la sur-masse du pack batterie serait constituée d'une partie incompressible d'environ 13 kg et d'une partie variable représentant environ 70 % de la masse des cellules. L'inconvénient de cette représentation est qu'elle ne permet pas de prendre directement en compte l'énergie totale embarquée.

#### 5.4.4 Prise en compte du vieillissement afin d'assurer la pérennité des performances du véhicule

Comme nous l'avons vu précédemment, le vieillissement des cellules entraînera une diminution des performances de la batterie, tant au niveau de ses aptitudes à délivrer ou absorber de la puissance qu'au niveau de l'énergie disponible.

Dans le cadre de notre méthodologie de dimensionnement, nous avons fait le choix d'assurer la pérennité des performances de la batterie tout au long de son utilisation. Pour que la diminution des performances ne soit pas perceptible par l'utilisateur (autonomie électrique du véhicule, performances en accélération électrique ou hybride du véhicule), il pourra être intéressant de limiter, grâce au contrôle de la batterie, les performances de celle-ci, en tout instant (début de vie, fin de vie), aux performances pouvant être atteintes dans le plus défavorable des cas.

Deux caractéristiques seront donc à considérer : la conservation de l'énergie utile de la batterie et la conservation de la puissance acceptée aux bornes de la batterie (en charge et en décharge).

#### **5.4.4.1 Conservation de l'énergie utile**

Nous émettrons ici l'hypothèse que l'énergie utile est proportionnelle à la capacité utile du pack batterie. Ainsi, connaissant la capacité maximale du pack à l'état neuf et à l'état vieilli, et connaissant la plage de fonctionnement autorisée du pack à l'état vieilli (voir Tableau 1-1), il est possible de déterminer la plage de fonctionnement relative ( $\Delta SOC$ ) du pack à l'état neuf. Afin de déterminer la plage de fonctionnement absolue ( $SOC_{min}$ ,  $SOC_{max}$ ) du pack à l'état neuf, il sera nécessaire de fixer un état de charge de référence. Nous avons choisi de définir cet état de charge de référence  $SOC_{meeting\_point}$  comme étant le point de fonctionnement pour lequel la capacité utile disponible de part et d'autre de ce point sera équivalente à l'état neuf et à l'état vieilli. Comme nous l'avons vu précédemment (voir Tableau 1-1), les plages de fonctionnement d'un pack batterie pour un véhicule HEV ou PHEV sont différentes, et donc, l'état de charge de référence sera différent dans ces deux cas. Pour le HEV, l'objectif est de conserver une plage de fonctionnement centrée autour de 50 % afin de bénéficier du maximum de puissance disponible en charge. Pour le PHEV, en fixant l'état de charge de référence à 90 %, l'objectif est d'obtenir une plage de fonctionnement orientée vers les forts états de charge, afin de minimiser les temps de fonctionnement à faible état de charge, susceptibles d'accélérer le vieillissement.

#### **5.4.4.2 Conservation de la puissance avec le vieillissement**

Connaissant désormais, à l'état neuf comme à l'état vieilli, les puissances maximales en charge et en décharge, ainsi que les plages de fonctionnement en état de charge autorisées, il est possible de limiter les appels de puissances sur le pack batterie afin que l'utilisateur ne puisse pas s'apercevoir du vieillissement de celle-ci. En partant de l'état de charge de référence cité ci-dessus, l'objectif est alors que pour une même capacité chargée ou déchargée, la puissance maximale acceptée (en charge ou en décharge) soit la même à l'état neuf ou à l'état vieilli.

L'impact de cette limitation de puissance par rapport aux performances réelles des packs à l'état neuf et vieilli, ainsi que l'impact de la conservation de l'énergie utile sur les plages de fonctionnement autorisées, sont récapitulés dans les figures ci-dessous, pour des packs batterie de type HEV (Figure 5-38) et PHEV (Figure 5-39).

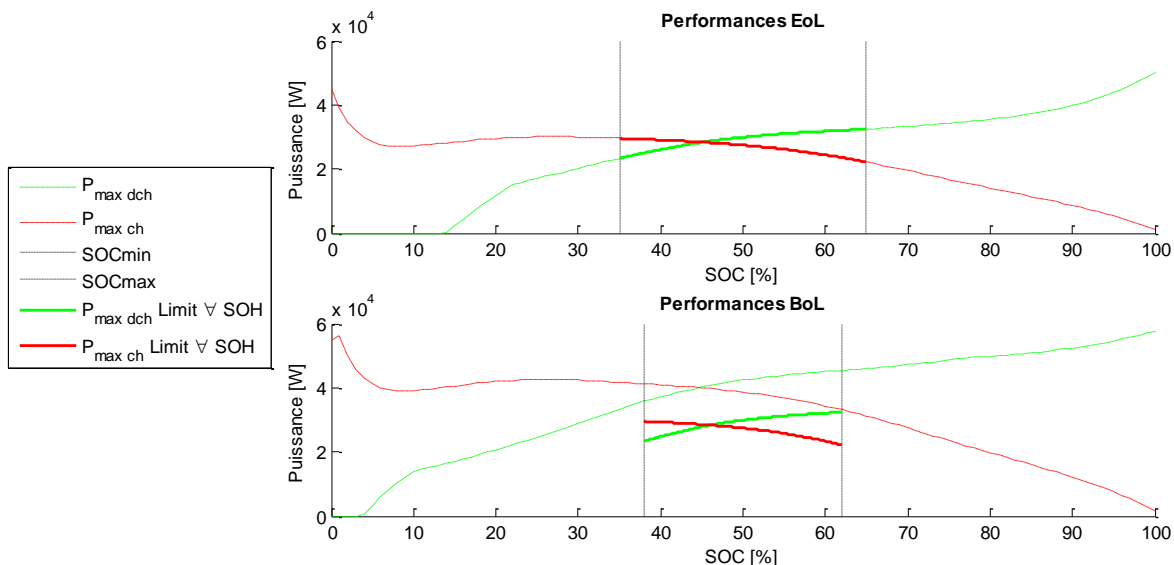


Figure 5-38 Limitation d'un pack batterie HEV afin d'assurer la pérennité de ses performances

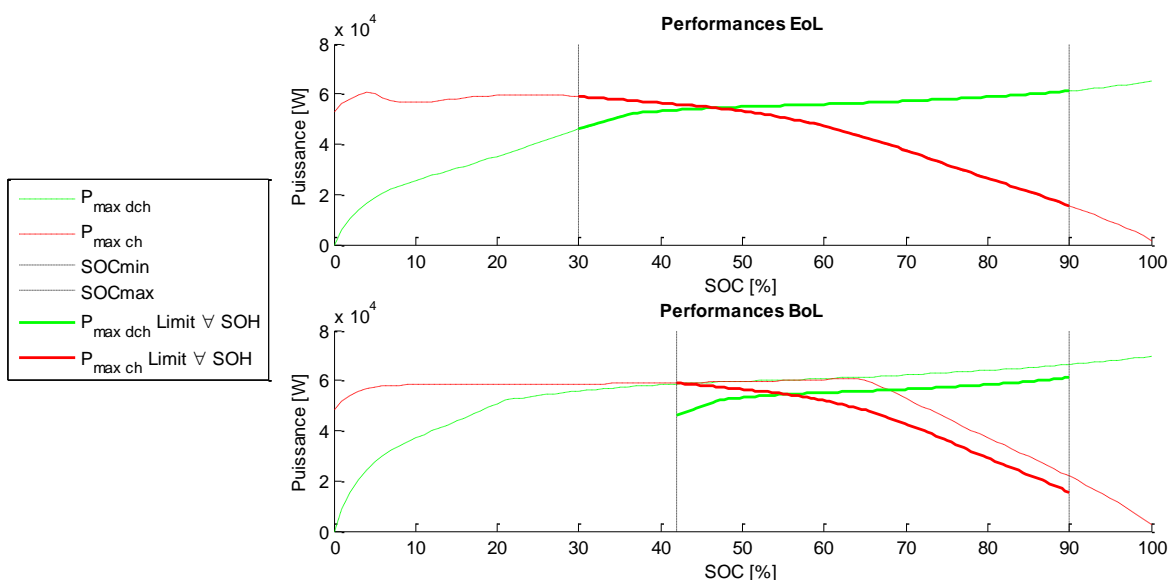


Figure 5-39 Limitation d'un pack batterie PHEV afin d'assurer la pérennité de ses performances

### 5.4.5 Cas particulier de la batterie du véhicule conventionnel et micro-hybride

Dans le cadre de cette thèse, les configurations de véhicule conventionnel et micro-hybride ne seront pas équipées de batterie de type Li-ion mais d'une batterie de démarrage conventionnel de type plomb (à défaut d'avoir trouvé des données pour une batterie plomb de type VRLA, plus propice à une utilisation S&S).

Cette batterie est inspirée de la batterie étudiée dans [Cugnet (2008)]. Dans cette thèse l'auteur s'intéresse au vieillissement de batterie plomb pour des véhicules conventionnels. La batterie considérée est une batterie de démarrage et possède une capacité de 60 Ah. Les paramètres servant à renseigner le modèle de cette batterie sont tirés des deux graphiques ci-dessous (voir Figure 5-40). Compte tenu des données à disposition, les résistances internes en charge et en décharge seront considérées identiques pour cette batterie.

Etat de charge SOC (%)	Profondeur de décharge DOD (%)	Densité de l'électrolyte $d$ (g/cm <sup>3</sup> )	Tension à vide $U_0$ (V)
100	0	1,28	12,72
80	20	1,245	12,51
70	30	1,23	12,42
60	40	1,215	12,33
50	50	1,20	12,24
40	60	1,175	12,09
20	80	1,14	11,88
0	100	1,10	11,64

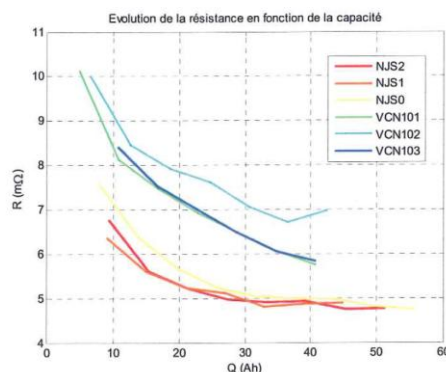


Figure 5-40 Caractéristiques d'une batterie plomb de démarrage (selon [Cugnet (2008)])

La masse de la batterie (environ 20 kg) ne sera pas ajoutée à la masse de la chaîne de traction, car nous considérons qu'une batterie de bord de ce type est présente dans n'importe quelle architecture et n'importe quelle configuration. Sa masse est par conséquent incluse dans celle de la caisse en blanc.

Enfin pour cette batterie, seules ses caractéristiques à l'état neuf (référence NJS2 dans la Figure 5-40) seront prises en compte.

## 5.5 Dimensionnement et génération des données des composants de la transmission

Dans les études portant sur le dimensionnement et l'évaluation des véhicules hybrides, l'aspect dimensionnement de la transmission (choix de l'étagement de la boîte de vitesses par exemple) est peu abordé. Les auteurs utilisent souvent la même transmission que le véhicule de référence, sans prendre en compte les rapports de pont et de boîte ni la raison du train épicycloïdal comme variables du dimensionnement [Karbowski et al. (2009), Freyermuth et al. (2008), Wurzenberger et al. (2012)].

Dans [Seibel and Pischinger (2008)], les auteurs proposent une méthodologie afin de dimensionner la boîte de vitesses discrète d'un véhicule hybride d'architecture parallèle et la raison du train épicycloïdal d'un véhicule hybride à dérivation de puissance de type Prius.

### 5.5.1 Dimensionnement et définition des rendements de la boîte de vitesses discrète

#### 5.5.1.1 Dimensionnement de l'étagement de la boîte de vitesses

Dans notre approche, nous avons fait le choix de ne pas prendre en considération le dimensionnement de l'étagement de la boîte de vitesses. En effet, modifier l'étagement de la boîte impliquerait la définition d'un ou plusieurs degrés de liberté supplémentaires pour le dimensionnement de la chaîne de traction complète.

Ainsi, compte tenu du maintien, dans le cahier des charges véhicule, des performances cibles par rapport aux performances du véhicule de référence (voir 6.2.1), l'étagement de la boîte de vitesses et du pont de ce véhicule sera utilisé pour l'ensemble des configurations utilisant une boîte de vitesses discrète. Les rapports de réduction de la boîte et du pont sont récapitulés dans le Tableau 5-23.

Pour obtenir des informations sur le dimensionnement des rapports de boîtes pour des véhicules hybrides d'architecture parallèle pré-transmission, le lecteur pourra se reporter à [Seibel and Pischinger (2008)]. Dans ce rapport, l'auteur dimensionne une boîte de vitesses à 6 rapports grâce à la définition de son étagement par une suite géométrique (relation entre le rapport  $n$  et  $n+1$ ) et dans le but de répondre à deux critères de dimensionnement : le rapport de 5<sup>ème</sup> devant faire fonctionner le

moteur thermique à sa puissance maximale pour la vitesse maximale du véhicule et le rapport de 1<sup>ère</sup> devant permettre de satisfaire la contrainte de décollage en pente.

### 5.5.1.2 Définition des pertes dans la boîte de vitesses

Les pertes dans une boîte de vitesses dépendent de multiples facteurs, parmi lesquels on trouvera le régime du moteur et le couple appliqué (voir Figure 5-41), mais également le rapport engagé ou bien la température et la viscosité de l’huile.

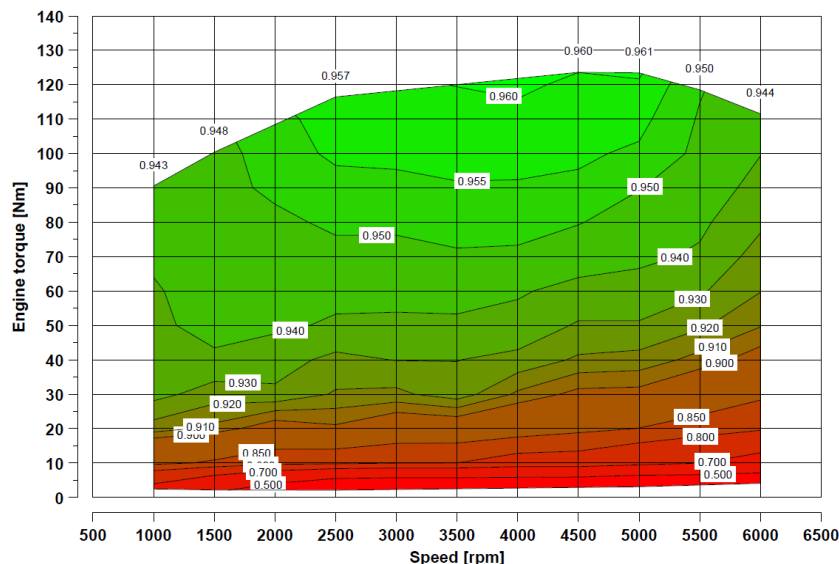


Figure 5-41 Rendement d’une boîte de vitesses discrète sur le 3<sup>ème</sup> rapport [Gaudino et al. (2004)]

Compte tenu du choix du modèle de la boîte de vitesses, nous retiendrons une définition constante des rendements pour chacun des rapports de la boîte de vitesses (voir Tableau 5-23). Les valeurs de rendement retenues sont assez importantes et se justifient par le fait que nous privilégierons les zones de fonctionnement chargées de la boîte de vitesses, notamment grâce à la gestion optimisée de la boîte, et par le fait que, sur les zones de mauvais rendement (faibles couples), les énergies dissipées sont faibles.

Tableau 5-23 Paramètres du modèle de la boîte de vitesses

Rapport engagé	Réduction	Rendement [%]
1	3,46	95
2	1,87	96
3	1,29	97
4	0,95	97
5	0,79	97
Pont	4,53	96

### 5.5.2 Dimensionnement et définition des rendements des réducteurs

Comme nous l’avons vu dans la présentation des modèles du système véhicule (voir 3.4), les simulateurs ont été définis avec de nombreux réducteurs afin d’offrir le maximum de modularité dans la définition de l’architecture des véhicules. Il est possible, par exemple dans l’architecture hybride parallèle pré-transmission, d’intégrer une machine électrique rapide (20000 tr/min), cette intégration

nécessitant l'utilisation d'un réducteur à fort rapport de réduction entre la machine et la boîte de vitesses.

Dans notre approche du dimensionnement véhicule, les rapports de réduction n'ont pas été définis comme des degrés de liberté. La valeur du rapport de réduction et le rendement attribués à chacun des réducteurs sont récapitulés dans le Tableau 5-24 pour l'architecture du véhicule conventionnel et dans le Tableau 5-25 pour l'architecture du véhicule hybride parallèle pré-transmission.

*Tableau 5-24 Définition des réducteurs pour l'architecture du véhicule conventionnel*

Définition du réducteur	Rapport de réduction	Rendement [%]
Entre l'alternateur-démarrateur et le moteur thermique	3	97
Entre le moteur thermique et l'embrayage	1	100

*Tableau 5-25 Définition des réducteurs pour l'architecture du véhicule hybride parallèle pré-transmission*

Définition du réducteur	Rapport de réduction	Rendement [%]
Entre le démarreur renforcé et le moteur thermique	20	100
Entre le moteur thermique et l'embrayage	1	100
Entre la machine électrique et l'arbre primaire de la boîte de vitesses	1	100

## 5.6 Conclusion

Nous avons vu dans ce chapitre, que pour chacun des composants constituant la chaîne de traction hybride électrique, différentes approches ont été retenues afin de dimensionner le composant et de générer les données permettant de renseigner son modèle utilisé dans le simulateur véhicule. Nous avons également vu que le choix de l'approche retenue est motivé par différents facteurs, comme la disponibilité d'outil existant, la complexité de mise en œuvre de nouvelles méthodologies ou bien la disponibilité et la profusion de données issues de composants de référence.

Dans le cas du moteur thermique, une approche de faible degré de complexité se basant sur les données d'un moteur de référence et sur un dimensionnement des performances par homothétie a été mise en œuvre. En effet, la mise en place d'approches plus complexes nécessite soit l'utilisation de modèles fins (et donc un travail de développement et de calibration important), soit une base de données conséquente permettant d'estimer l'évolution de phénomènes macroscopiques, et parfois ces deux exigences combinées.

Le dimensionnement de la machine électrique a été réalisé grâce à la mise en application d'un outil existant permettant de dimensionner géométriquement une machine et de déterminer les paramètres d'un modèle électromagnétique réduit de celle-ci. Dans le cadre de cette thèse, l'outil a tout d'abord été calibré d'après la machine de traction de la Toyota Prius 2004. On rappellera ici que l'outil ainsi calibré générera des machines électriques dont le rendement maximal est important mais souffrant d'une dégradation importante pour les faibles régimes et pour les faibles couples, ce qui sera problématique lors de l'utilisation dans la chaîne de traction hybride. Une méthodologie de dimensionnement de l'onduleur a également été développée. Cette méthodologie est basée sur la sélection de module onduleur complet du fabricant Infineon grâce à l'application de règles métier et l'exploitation des caractéristiques des fiches signalétiques de ces modules. Les paramètres permettant de renseigner un modèle de pertes ont ensuite été extraits de ces fiches signalétiques. Ces paramètres,

combinés avec les paramètres du modèle électromagnétique réduit de la machine, ont alors été renseignés dans un simulateur dédié permettant de déterminer les pertes globales du sous-système.

Une approche originale du dimensionnement du pack batterie a été développée en appliquant une méthodologie se basant sur la définition d'un invariant. La méthodologie imaginée se base sur le dimensionnement d'une cellule idéale grâce à l'utilisation de lois établissant une corrélation entre la notion d'invariant et le typage de la cellule. Ces lois ont été définies d'après l'exploitation d'essais réalisés sur des cellules de différents typages et issus de la gamme Li-Ion du fabricant Kokam. Un processus, consistant à intégrer cette cellule dans le pack tout en prenant en compte son vieillissement, a ensuite été développé afin de dimensionner le pack batterie selon un cahier des charges défini en puissance et énergie en fin de vie. Afin de consolider cette approche il pourra être intéressant de compléter la base de données des cellules réelles et testées, notamment pour des typages extrêmes (typage puissance ou typage énergétique). Une meilleure estimation du vieillissement pourra également être intégrée en cohérence avec les conclusions des études sur le vieillissement actuellement en cours.

Enfin, nous avons fait le choix de ne pas définir de méthodologie de dimensionnement pour la transmission car cela aurait ajouté un (ou plusieurs) degré de liberté dans le dimensionnement du véhicule. Les données de rendements concernant la boîte de vitesses ont été inspirées de données trouvées dans la littérature et simplifiées afin de tenir compte des données d'entrée du modèle de boîte de vitesses retenu.

Les méthodologies de dimensionnement des composants ainsi développées, seront, dans le chapitre suivant, mises en œuvre dans le cadre du dimensionnement global du véhicule et permettront de renseigner les modèles de pertes des composants utilisés lors de l'évaluation énergétique du véhicule.





# Chapitre 6

## Méthodologie de dimensionnement des véhicules hybrides

### 6.1 Introduction

Le dimensionnement de la chaîne de traction est une phase primordiale dans l'approche système permettant d'évaluer les gains potentiels apportés par l'hybridation d'un véhicule. En effet cette phase doit permettre de dimensionner des véhicules de différentes architectures et différents degrés d'hybridation tout en s'assurant que ces véhicules répondent à un cahier des charges commun, permettant ainsi d'éviter tout sur- ou sous-dimensionnement et permettant donc de pouvoir comparer les performances et les consommations énergétiques de ces véhicules. Dès lors, la phase de dimensionnement peut être considérée comme une optimisation (minimisation de la consommation) sous contrainte (respect du cahier des charges). Le but de ce chapitre est donc de proposer une méthodologie de dimensionnement répondant à cette problématique et qui sera appliquée à différents types de véhicules hybrides. Cette méthodologie comporte trois étapes.

Le but de la première étape consistera à définir un cahier des charges permettant de préciser les performances de base que devront respecter chacun de ces véhicules pour assurer la comparabilité ainsi que les performances spécifiques qui permettront de s'assurer du bon fonctionnement des fonctionnalités hybrides.

La mise en place des procédures de dimensionnement, spécifiques à l'architecture et au degré d'hybridation, sera réalisée dans la seconde étape. Ces méthodologies doivent non seulement permettre de définir les caractéristiques de chacun des composants de la chaîne de traction du véhicule afin que celui-ci respecte le cahier des charges, mais elles permettent également d'assurer une cohérence de dimensionnement entre les composants de la chaîne de traction.

Enfin, la dernière étape consistera à appliquer ces procédures de dimensionnement dans le but de définir quatre configurations de véhicules représentatifs d'une gradation du degré d'hybridation.

### 6.2 Définition du cahier des charges véhicule

#### 6.2.1 Description des critères du cahier des charges

La définition des critères du cahier des charges d'un véhicule hybride est à la base analogue à celle d'un véhicule conventionnel (segment du véhicule, performances, agrément, confort). Cependant, dans les approches d'évaluation énergétique des véhicules, le cahier des charges n'est pas aussi exhaustif que dans le cadre du développement d'un véhicule chez un constructeur, certains critères n'étant pas pris en considération car ils ne présentent pas d'intérêt énergétiquement parlant (contraintes de bruit et de vibrations par exemple). Ainsi, le plus souvent, seuls les critères de performances inspirés du véhicule conventionnel sont retenus (durée de l'accélération de 0 à

100 km/h, durée pour parcourir 1000 m départ-arrêt, vitesse maximale ou encore la capacité à franchir un obstacle ou bien à décoller sur une pente donnée).

Le cahier des charges des véhicules hybrides pourra cependant se distinguer de celui d'un véhicule conventionnel par le fait que les différentes performances peuvent être réalisées selon différents modes de fonctionnement. La définition de critères spécifiques aux hybrides permettra ainsi de valider les fonctionnalités telles que le démarrage en mode tout électrique, l'autonomie électrique, ou bien la pérennité de certaines performances (performances en pente, accélération) en mode dégradé (batterie déchargée). De plus, dans le cas particulier des véhicules possédant la fonctionnalité de recharge sur le réseau du système de stockage de l'énergie (PHEV, EREV) et afin d'assurer le bon dimensionnement de ce système de stockage, il sera nécessaire de préciser trois critères dans le cahier des charges [Axsen et al. (2010)] : un usage type sur lequel le système de stockage sera testé, le mode de décharge du système de stockage dans cet usage (CD-AE ou CD-Blended) ainsi que la distance cible à parcourir dans ce type d'usage et selon ce mode de décharge de la batterie.

Aux États-Unis, le gouvernement et les constructeurs se sont réunis au sein du PNGV (Partnership for the Next Generation of Vehicle) afin de définir les performances de référence que doivent respecter les véhicules hybrides. La traduction de ce cahier des charges pour un véhicule de type plug-in est donnée dans le Tableau 6-1 ci-dessous.

Tableau 6-1 Description du cahier des charges PNGV pour un PHEV [Golbuff (2007)]

Critères	Conditions	Objectifs
accélération de 0 à 60 mph (0-96 km/h)*	SOC <sub>initial</sub> 70 %	12 s
reprise de 50 -70 mph (80-112 km/h)*	SOC <sub>initial</sub> 70 %	8 s
accélération de 0 à 30 mph (0-48 km/h)*	SOC <sub>initial</sub> 70 %	5 s
franchir une pente à 6,5 % à 55 mph (88 km/h)	SOC <sub>initial</sub> 70 %	SOC <sub>final</sub> > 20 % après 1200 s
vitesse maximale sur plat	SOC <sub>initial</sub> 70 %	90 mph (145 km/h)
autonomie électrique (AER) sur le cycle UDDS	SOC <sub>initial</sub> 100 % SOC <sub>final</sub> 20 %	objectif fixé dans le cadre du projet

\* il n'y a ici pas de notion de pérennité de la performance

Le cahier des charges que nous utiliserons dans le cadre de cette thèse, et que chacune des configurations véhicule devra respecter, est récapitulé dans le Tableau 6-2 ci-dessous.

Tableau 6-2 Critères du cahier des charges véhicule retenu pour les différentes configurations

Configurations concernées	Critères	Objectifs	Conditions
Conventionnel HEV-FullHybrid PHEV	accélération de 0 à 100 km/h	11,75 s	Mode hybride*
	décollage en pente	Pente à 25 %	Mode dégradé thermique seul
	maintient d'une vitesse constante en pente	110 km/h à 5%	Mode dégradé thermique seul
	suivi de l'ensemble des cycles d'usage	NEDC ; Artémis	Mode hybride*
PHEV	autonomie électrique de X km sur le cycle Artémis Urbain	15 et 30 km	Mode électrique Démarrage du moteur thermique uniquement pour cause énergétique

\* mode thermique pour le véhicule conventionnel

### 6.2.2 Caractéristiques de la caisse en blanc

Toutes les architectures et configurations considérées dans cette thèse seront intégrées dans la même caisse en blanc<sup>19</sup> (voir Tableau 6-3). Cette caisse en blanc est inspirée d'un véhicule réel (voir Annexe B), pour lequel la masse estimée de la chaîne de traction (moteur thermique, boîte de vitesses) a été retirée. Les données permettant de déterminer les efforts de résistance à l'avancement appliqués au véhicule sont issues du véhicule de référence et de données fréquemment utilisées dans la littérature. Nous considérerons par la suite que la position du centre de gravité, notamment nécessaire au calcul de la répartition de freinage, restera inchangée pour toutes les configurations.

Tableau 6-3 Caractéristiques de la caisse en blanc

<b>Masse</b>	Masse en ordre de marche, sans chaîne de traction	1040 kg
<b>Position du centre de gravité</b>	Hauteur	0,56 m
	Distance entre le train avant et le centre de gravité	1,16 m
	Distance entre le train arrière et le centre de gravité	1,45 m
<b>Pneumatique</b>	Dimension	195-65R15
	Inertie par roue	0,9 kg.m <sup>2</sup>
<b>Caractéristiques aérodynamiques</b>	$C_x^*$	0,31
	$S^*$	2,23 m <sup>2</sup>
<b>Caractéristiques de résistance au roulement</b>	$f_r^*$	0,01
	$k^*$	0 (m/s) <sup>-1</sup>
	$w^*$	0 (m/s) <sup>-2</sup>

\* voir définition en 3.5.1

<sup>19</sup> La caisse en blanc correspond à un véhicule dans lequel la chaîne de traction a été retirée, le châssis, la carrosserie, l'équipement intérieur étant, quant à eux, conservés.

### 6.2.3 Masse de chargement du véhicule

Lors du dimensionnement et de l'évaluation (voir Chapitre 7 ci-après) des performances du véhicule, la masse additionnelle due au chargement variera selon les contraintes liées à l'usage. Cette masse de chargement sera définie comme un multiple de 80 kg et représentera le nombre d'occupants dans le véhicule. Les chargements utilisés lors du dimensionnement et de l'évaluation énergétique des véhicules sont récapitulés dans le Tableau 6-4.

Tableau 6-4 Définition des masses de chargement du véhicule

Cas d'application	Masse de chargement
Cycles d'usages	160 kg*
Performance d'accélération	80 kg
Performance de décollage en pente	80 kg
Performance de maintien de 110 km/h en pente	320 kg

\* dans la norme européenne, la masse d'essais correspond à la masse à vide du véhicule en ordre de marche à laquelle est ajoutée 100 kg

## 6.3 Mise en place de la méthodologie de dimensionnement du véhicule

Une fois le cahier des charges défini, la mise en œuvre de la méthodologie de dimensionnement pourra être effectuée de différentes façons. Nous distinguerons ici deux approches principales rencontrées dans la littérature : l'approche de dimensionnement par élimination et l'approche de dimensionnement optimal.

### Dimensionnement par élimination

Dans cette approche, les critères du cahier des charges sont considérés un à un afin de déterminer les performances nécessaires d'un ou plusieurs composants de la chaîne de traction (puissance maximum, énergie embarquée,...). L'objectif est de respecter l'ensemble des critères à minima, i.e. éviter tout sur-dimensionnement des composants.

Ainsi, dans [Karbowski et al. (2009)], l'auteur détermine tout d'abord la puissance maximale de la chaîne de traction électrique afin que celle-ci puisse satisfaire le critère de conduite sur le cycle UDDS. La capacité de la batterie est ensuite choisie afin qu'elle permette de réaliser l'autonomie en mode électrique définie par le cahier des charges sur ce même cycle UDDS compte tenu de la plage de SOC autorisée. La puissance du moteur thermique est déterminée pour que le véhicule soit capable de gravir une pente d'une inclinaison donnée sur une distance importante. Enfin, une vérification sur la puissance totale est réalisée en simulant l'accélération du véhicule : si celle-ci est inférieure à un seuil fixé par le cahier des charges, alors la puissance du moteur thermique est augmentée.

Dans cette approche, le véhicule est alors dimensionné à minima afin de respecter l'ensemble du cahier des charges. Cette technique est particulièrement utilisée dans les cas de dimensionnement de véhicules hybrides de type plug-in pour lesquels les caractéristiques de la partie électrique de la chaîne de traction peuvent facilement être déterminées grâce aux critères d'autonomie électrique.

### Dimensionnement optimal

Dans le cas du dimensionnement optimal, et contrairement au dimensionnement par élimination, l'objectif n'est pas forcément de respecter le cahier des charges à minima mais de dimensionner une solution optimale. Pour cela, il est nécessaire de définir une fonction (« fonction coût », « fonction objectif ») permettant d'évaluer l'optimalité de cette solution. Cette fonction est, dans les cas d'application système, souvent basée sur une évaluation énergétique du véhicule sur un

cycle d'usage. Dès lors, le dimensionnement du véhicule ne sera optimal que pour les conditions d'évaluation choisies (cycles d'usage, loi de gestion de l'énergie).

De nombreux auteurs se sont attachés à réaliser un dimensionnement optimal de la chaîne de traction des véhicules hybrides. L'algorithme DiRect (Divided Rectangle) est utilisé pour dimensionner un véhicule de type PHEV d'architecture série [Patil et al. (2010)] ou bien un véhicule de type HEV d'architecture parallèle [Bertram et al. (2010)]. Dans les deux cas, l'optimisation n'est que partielle, dans le sens où elle ne prend pas en compte l'ensemble des variables, les performances du moteur thermique étant respectivement soit déterminées dans une seconde phase, soient figées.

Une autre approche [Seibel and Pischinger (2008)] consiste à réaliser un plan d'expérience afin d'établir des corrélations entre les sollicitations du système (configuration de la chaîne de traction et paramètres de calibration de la loi de gestion) et les réponses de ce même système (performances telles que définies dans le cahier des charges et consommation de carburant sur le cycle NEDC). Grâce aux corrélations obtenues, les auteurs peuvent ensuite déterminer la solution optimale.

Dans le cadre de cette thèse nous dimensionnerons les différentes configurations de véhicule hybride grâce à l'utilisation d'une méthode par élimination. Nous avons préféré cette méthode compte tenu de la rapidité de sa mise en place (pas d'algorithme d'optimisation à intégrer) et de sa mise en œuvre (l'évaluation énergétique du véhicule, gourmande en temps de calcul dans notre cas, n'est pas réalisée dans le cadre du dimensionnement).

### **6.3.1 Cas de l'architecture conventionnelle**

#### **6.3.1.1 Identification des degrés de liberté dans le dimensionnement de l'architecture**

Dans le cas de l'architecture conventionnelle, bien que de nombreuses caractéristiques puissent entrer dans le cadre d'une méthodologie de dimensionnement (puissance et technologie du moteur thermique, étagement de la boîte de vitesses, ...), nous ne considérerons, dans le cadre de cette thèse, que la puissance du moteur thermique comme variable de dimensionnement.

#### **6.3.1.2 Mise en œuvre**

La définition de la configuration du véhicule conventionnel n'ayant qu'un seul degré de liberté et compte tenu des critères définis dans le cahier des charges, le processus de dimensionnement de cette architecture véhicule sera relativement simple (voir Figure 6-1).

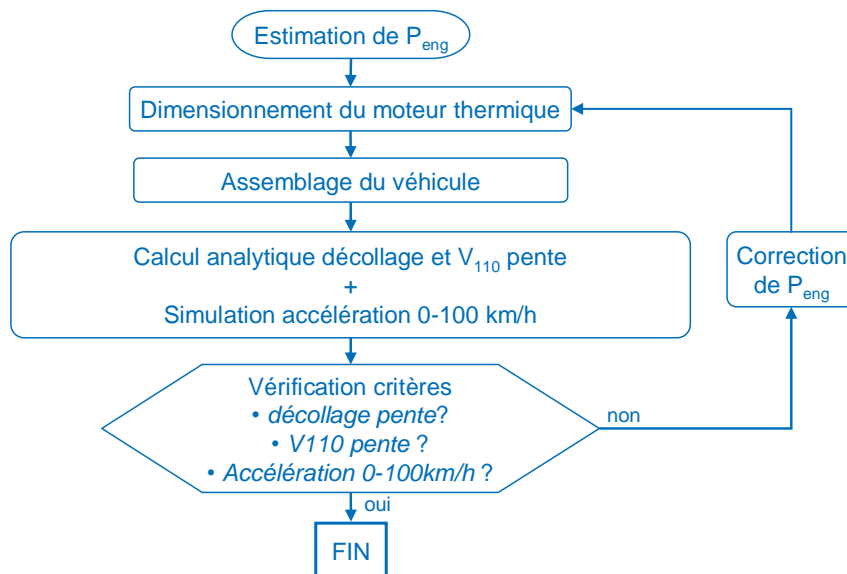


Figure 6-1 Procédure de dimensionnement de la configuration « véhicule conventionnel »

Dans ce processus, un premier dimensionnement du moteur thermique est réalisé grâce à une valeur de puissance d'initialisation définie par l'utilisateur. Les données ainsi générées, viennent compléter les données de la transmission (qui comme nous l'avons vu en 5.5 ne fait pas l'objet d'un dimensionnement) et celle de la caisse en blanc afin d'obtenir la définition complète du véhicule. Une fois le véhicule entièrement défini, les modèles du simulateur et du superviseur véhicule sont renseignés avec les caractéristiques et performances des composants du véhicule. Les performances dynamiques du véhicule sont alors calculées de différentes façons : analytiquement pour les performances de décollage et de maintien en pente de la vitesse de 110 km/h, par la simulation pour la performance d'accélération entre 0 et 100 km/h.

Cet enchaînement de phases est ensuite répété dans une boucle de convergence avec correction de la puissance du moteur thermique tant que tous les critères du cahier des charges ne sont pas, à minima, respectés.

## 6.3.2 Cas de l'architecture hybride parallèle pré-transmission

### 6.3.2.1 Identification des degrés de liberté dans le dimensionnement de l'architecture

L'architecture hybride parallèle pré-transmission possède, du fait de l'électrification, une machine électrique de traction et une batterie en plus du moteur thermique. Ainsi, compte tenu des méthodologies de dimensionnement des composants retenues (voir Chapitre 5) nous définirons quatre degrés de liberté pour cette architecture : l'énergie totale de la batterie, la puissance maximale de la batterie (définie différemment selon l'usage prévue de celle-ci, comme nous le verrons ci-après), la puissance maximale de la machine électrique et la puissance maximale du moteur thermique.

On pourra ici remarquer que les degrés de liberté sont identiques pour les configurations de type PHEV et HEV-FullHybrid. En effet, nous verrons par la suite que seule l'expression du cahier des charges et la mise en œuvre de la méthodologie de dimensionnement (utilisation de différentes fonctionnalités hybrides) permettront de différencier le dimensionnement des différents degrés d'hybridation.

### 6.3.2.2 Mise en œuvre

#### 6.3.2.2.1 Cas des configurations HEV-FullHybrid

Le dimensionnement de configuration HEV-FullHybrid sur des architectures de type parallèle pré-transmission est complexe. D'une part du fait du grand nombre de degré de liberté de l'architecture, d'autre part du fait de la définition de la configuration FullHybrid et de l'infinité de degrés d'électrification (répartition des puissances du moteur thermique et de la machine électrique, énergie embarquée dans la batterie) pouvant satisfaire le cahier des charges tel que nous l'avons défini.

Comme nous venons de le voir, l'architecture hybride parallèle pré-transmission possède quatre degrés de liberté. Il est cependant possible de réduire ce nombre en considérant les interactions entre les différents composants et l'impact des critères du cahier des charges sur certains composants.

Ainsi, dans l'architecture hybride parallèle pré-transmission, la puissance de la batterie pourra être définie en fonction de la puissance de la machine électrique. Pour la configuration de type HEV-FullHybrid, nous avons fait le choix de dimensionner la puissance de la batterie au plus juste afin que celle-ci puisse alimenter la machine électrique dans des conditions de fonctionnement typiques de ce degré d'hybridation (assistance électrique et mode électrique limité pour des états de charge proches de 50 %). Nous avons donc défini les conditions de fonctionnement limites de la machine électrique comme étant la puissance électrique maximale lorsque la tension du bus continu de la machine correspond à la tension nominale du pack batterie.

$$P_{pack\_EoL\_dch\_50\%SOC} = P_{mot\_elec\_max}(U_{nom}) \quad 6.1$$

De plus, nous avons vu auparavant (6.2.1), que deux critères (le décollage en pente et le maintien d'une vitesse de 110 km/h en pente) permettent d'assurer la pérennité du fonctionnement du véhicule en imposant que ces critères soient remplis par la seule utilisation de la puissance du moteur thermique. Il sera donc possible de déterminer la puissance minimale du moteur thermique grâce à ces critères et indépendamment de la puissance des autres composants. Cependant, la puissance du moteur thermique ne pourra pas être choisie à l'avance car elle devra tenir compte de l'évolution de la masse du véhicule (et donc de la puissance nécessaire à la roue) en fonction des composants (batterie, machine électrique) intégrés.

Malgré tout, après en avoir réduit le nombre, deux degrés de liberté subsistent dans la mise en équation du problème de dimensionnement : la puissance de la machine électrique et l'énergie de la batterie.

Plusieurs méthodes peuvent être utilisées pour déterminer la valeur de ces deux paramètres. Ainsi l'énergie utile de la batterie peut-être déterminée grâce à un critère imposant une récupération totale (ou partielle) de l'énergie lors d'un freinage récupératif et alors que la batterie est complètement déchargée. La puissance de la machine électrique peut, quant à elle, être déterminée, soit en définissant un critère de puissance permettant de suivre un cycle en mode électrique [Sharer et al. (2007)], soit en réalisant plusieurs dimensionnement de puissances différentes et en sélectionnant la configuration offrant les gains les plus intéressants [Desbois-Renaudin et al. (2004), Marc et al. (2010)]. Enfin, des algorithmes permettant de rechercher la puissance de la machine électrique et l'énergie de la batterie optimales (en termes de gains en consommation) peuvent également être mis en œuvre [Bertram et al. (2010)].

Pour toute puissance électrique de la machine et énergie totale de la batterie, il est alors possible de dimensionner le véhicule en suivant la méthodologie présentée dans la Figure 6-2.



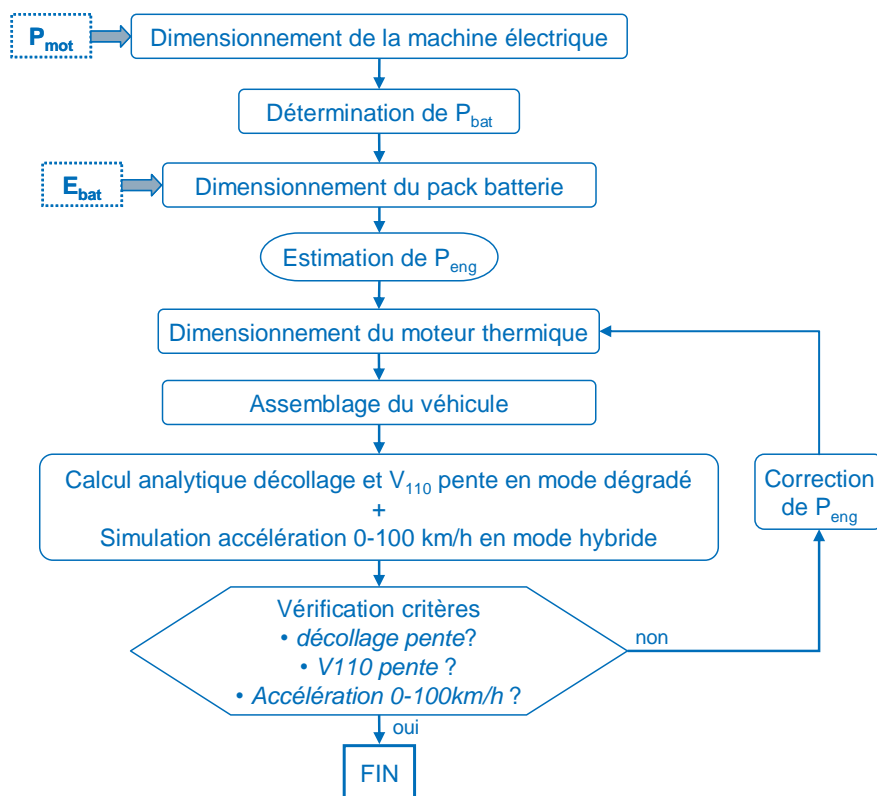


Figure 6-2 Procédure de dimensionnement de la configuration « véhicule HEV-FullHybrid parallèle pré-transmission »

On pourra remarquer que cette procédure, après une première partie concernant le dimensionnement de la machine électrique et de la batterie, est analogue à la procédure présentée pour le véhicule conventionnel (voir 6.3.1.2). Il est cependant important de noter que pour cette procédure, les conditions d'évaluation des performances du véhicule sont différentes de celles du véhicule conventionnel (utilisation du mode hybride pour l'accélération, utilisation du mode dégradé « moteur thermique seul » pour les performances en pente).

### 6.3.2.2.2 Cas des configurations PHEV

Par comparaison avec la configuration HEV-FullHybrid et bien que basée sur la même architecture (donc possédant également quatre degrés de liberté), l'approche que nous avons retenu pour le dimensionnement de la configuration PHEV est simplifiée, notamment grâce à la définition d'une contrainte de dimensionnement supplémentaire : le mode tout-électrique étendu. La définition de ce mode tout-électrique étendu implique non seulement une contrainte sur la puissance de la machine électrique (afin que le véhicule puisse répondre à tous les appels de puissances du cycle considéré en mode électrique seul), mais également une contrainte sur l'énergie de la batterie (afin que le véhicule atteigne l'autonomie requise sur le cycle considéré en mode électrique seul).

Différents auteurs se sont penchés sur la question du dimensionnement des véhicules hybrides plug-in. L'approche par élimination que nous avons retenue s'apparente à la méthode utilisée au sein de laboratoire Argonne (voir [Freyermuth et al. (2008)]). Pour une approche différente, utilisant l'algorithme d'optimisation DiRect (Divided Rectangle) pour dimensionner la chaîne de traction, le lecteur pourra se reporter à [Patil et al. (2010)].

Le processus permettant de dimensionner la configuration PHEV que nous avons mis en place dans le cadre de cette thèse est présenté dans la Figure 6-3 et sera détaillé ci-dessous.

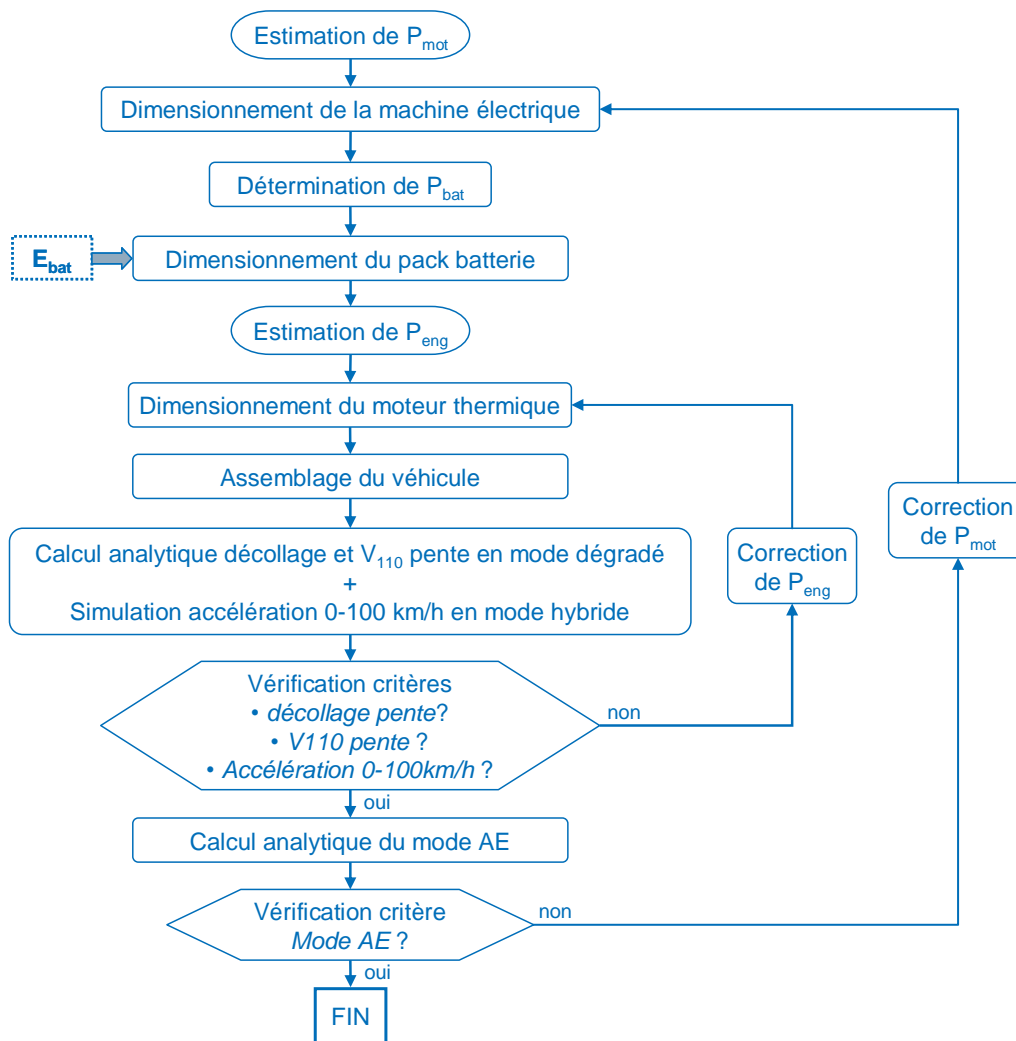


Figure 6-3 Procédure de dimensionnement de la configuration « véhicule PHEV parallèle pré-transmission »

La première étape de ce processus consiste à générer la machine électrique d’après une première estimation de la puissance de celle-ci (nous verrons par la suite que cette puissance sera modifiée dans une boucle de convergence afin de respecter les critères de dimensionnement).

La seconde étape du processus consiste à dimensionner le pack batterie. Ce dimensionnement nécessite la détermination de deux grandeurs, à savoir : la notion de puissance maximale en décharge (pour un état de charge donné) et la notion d’énergie totale contenue dans la batterie  $E_{pack\_EoL}$ . Nous avons fait le choix de définir cette dernière comme étant un paramètre d’entrée du problème. En agissant sur ce paramètre, l’utilisateur pourra ainsi agir sur l’autonomie électrique du véhicule. La puissance de la batterie (définie à 30 % d’état de charge et en fin de vie, voir 5.4.3.1) sera, elle, déterminée afin que la batterie puisse alimenter la machine électrique sur toute sa plage de fonctionnement pour une tension d’alimentation équivalente à la tension minimale de la batterie  $U_{min}$  (voir équation 6.2). Une marge de sécurité de 2 kW a été ajoutée afin d’assurer l’alimentation des auxiliaires durant le mode tout-électrique et ce, même à très faible état de charge.

$$P_{pack\_EoL\_dch\_30\%SOC} = P_{mot\_elec\_max}(U_{min}) + 2 kW \tag{6.2}$$

Une fois la machine électrique et la batterie complètement définies, une succession d’étapes, similaires aux dimensionnements du véhicule conventionnel et de la configuration HEV-FullHybrid,

permet de dimensionner le moteur thermique en se basant sur le respect des contraintes d'accélération en mode hybride et de performances en pente en mode dégradé « moteur thermique seul ».

L'ensemble des composants (machine électrique, batterie, moteur thermique) étant connu et intégré dans le véhicule, la phase de validation du mode tout-électrique peut alors être réalisée. Compte tenu des niveaux de modèle du simulateur véhicule et du temps de calcul en découlant, seule la contrainte sur la puissance nécessaire de la chaîne de traction électrique sera considérée dans le cadre du processus itératif, la simulation de l'autonomie électrique n'étant réalisée qu'une fois le véhicule totalement dimensionné. Cette contrainte de puissance sera vérifiée analytiquement (voir Figure 6-4), en comparant la puissance disponible à la roue avec la puissance nécessaire à la roue pour suivre en chaque instant le cycle de fonctionnement (voir équation 6.3).

$$\forall t \quad P_{mot\_mec\_max}(\omega_{mot}, U_{min}) \times \eta_{pwt} \geq 1,05 \times P_{wheel}(t) \quad 6.3$$

La définition de la puissance nécessaire à la roue  $P_{wheel}$  prendra en compte la dynamique du cycle et les caractéristiques du véhicule (résistance à l'avancement, inertie du véhicule<sup>20</sup>). La puissance disponible à la roue sera quant à elle définie à partir de l'enveloppe de puissance mécanique maximale de la machine électrique  $P_{mot\_mec\_max}$  et du rendement de la chaîne de traction  $\eta_{gmp}$  (on pourra rappeler ici que dans nos configurations hybrides, le mode électrique ne peut être réalisé que sur le second rapport de la boîte de vitesses). Afin de s'assurer que le mode électrique puisse être conservé à très faible état de charge, nous avons fait le choix de définir l'enveloppe de puissance maximale de la machine comme étant celle obtenue pour une tension d'alimentation correspondant à la tension minimale acceptable de la batterie  $U_{min}$ . Afin de compenser d'éventuelles différences entre les dynamiques analytiques du cycle (approche backward) et les dynamiques modélisées dans AMESim (approche forward), nous considérerons un coefficient de sur-dimensionnement de 5 %. Dans le cas où la contrainte en puissance du mode électrique étendu n'est pas respectée (i.e. la machine électrique n'est pas assez puissante), alors la puissance cible de la machine électrique est corrigée et le processus recommence au début.

---

<sup>20</sup> seules les inerties dues à la masse du véhicule et aux inerties de rotation des roues seront considérées dans cette approche analytique

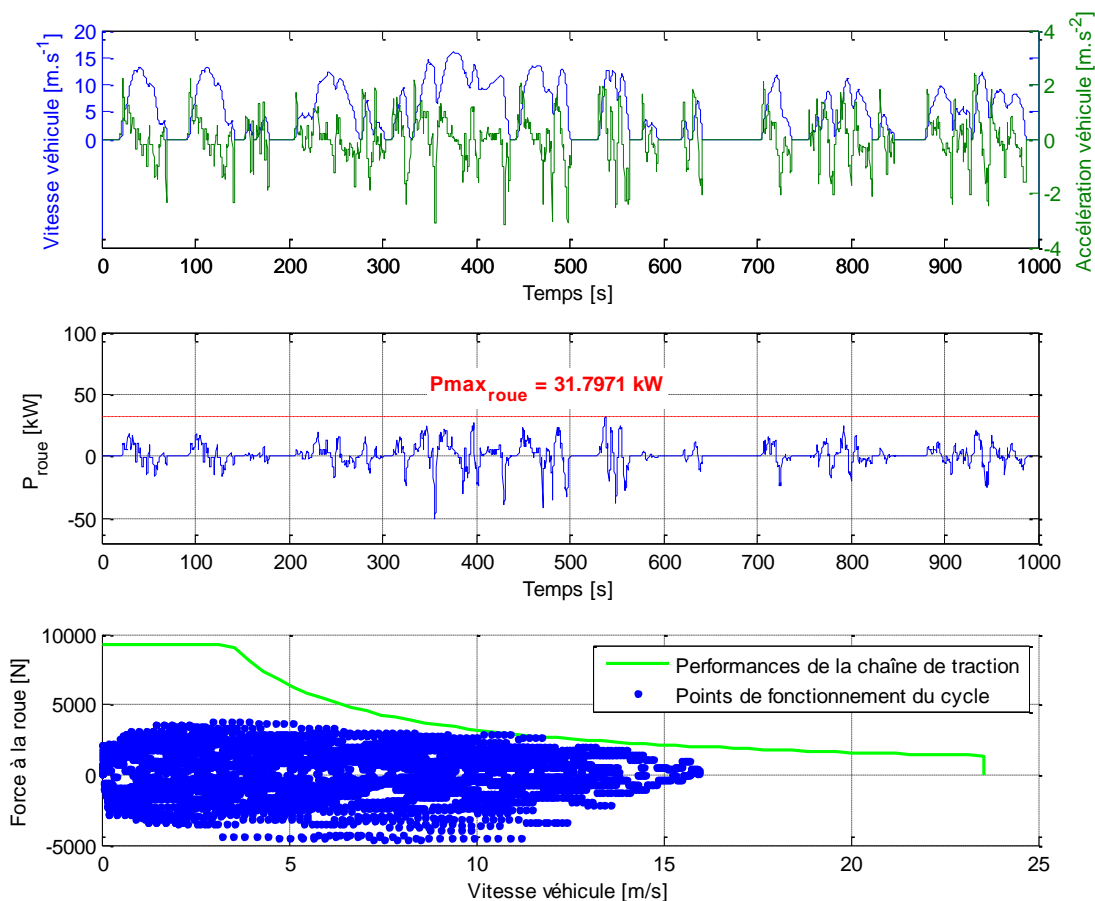


Figure 6-4 Représentation de la méthodologie de détermination analytique de la puissance de la machine électrique pour le mode tout-électrique (exemple pour la configuration PHEV 5kWh)

Une fois la convergence sur tous les critères de dimensionnement obtenue, les données relatives à chacun des modèles de composant seront renseignées dans le simulateur véhicule et l'autonomie en mode électrique pourra alors être simulée. Si l'autonomie ainsi obtenue ne correspond pas à l'autonomie cible, le processus de dimensionnement de la configuration pourra être relancé en modifiant la donnée d'entrée fournie par l'utilisateur : l'énergie totale contenue dans la batterie.

## 6.4 Résultats du dimensionnement véhicule

### 6.4.1 Cas du véhicule conventionnel

Comme nous l'avons vu auparavant (voir 6.3.1), nous avons retenu la puissance maximale du moteur thermique comme seul degré de liberté permettant de dimensionner le véhicule conventionnel (et donc de faire évoluer ses performances). Dans le cadre de cette thèse, nous avons décidé de définir le véhicule conventionnel comme configuration de référence et comme étalon pour les performances dynamiques et les performances en consommation énergétique de l'ensemble des véhicules. Ce véhicule de référence étant inspiré d'un véhicule réel (voir Annexe B), nous définirons la puissance maximale du moteur thermique de la configuration « véhicule conventionnel » comme étant identique à la puissance maximale du moteur thermique du véhicule réel, soit 80 kW.

Les caractéristiques et les performances du véhicule ainsi dimensionné sont récapitulées et comparées à celles du véhicule réel dans le Tableau 6-5.

Tableau 6-5 Comparaison du véhicule conventionnel modélisé et du véhicule réel

		Véhicule modélisé	Véhicule réel (voir Annexe B)
<b>Moteur thermique</b>	Type	Toyota 1KR-FE (base)	PSA TU5JP4
	$P_{\max}$	80 kW @ 6100 tr/min	80 kW @ 5800 tr/min
	$C_{\max}$	141 Nm @ 3750 tr/min	147 Nm @ 4000 tr/min
	Cylindrée	1444 cm <sup>3</sup>	1587 cm <sup>3</sup>
<b>Véhicule</b>	Masse à vide en ordre de marche	1200 kg	1204 kg
<b>Performances</b>	Accélération 0-100 km/h	11,75 s	10,7 s
	Pente maximale pour le décollage	40 %	Ø*
	Pente maximale à 110 km/h	8,2 %	Ø*

\* données non disponibles

On pourra remarquer que pour une même puissance maximale du moteur thermique, le véhicule modélisé possède des performances inférieures à celles du véhicule réel sur l'accélération de 0 à 100 km/h. Plusieurs facteurs peuvent être à l'origine de cette différence. Tout d'abord, on pourra observer dans le Tableau 6-5 et la Figure 6-5 que les moteurs du véhicule modélisé et du véhicule réel, bien que de puissances maximales identiques, sont différents en termes d'enveloppe de couple maximal, le moteur du véhicule réel ayant plus de couple disponible à mi-régime et donc de plus fortes capacités d'accélération. De plus, la modélisation de la gestion de l'embrayage lors du décollage véhicule et de la gestion des changements de rapports de boîte de vitesses (plus ou moins long) sont différentes du comportement d'un conducteur réel et peuvent également avoir un impact sur la durée de l'accélération.

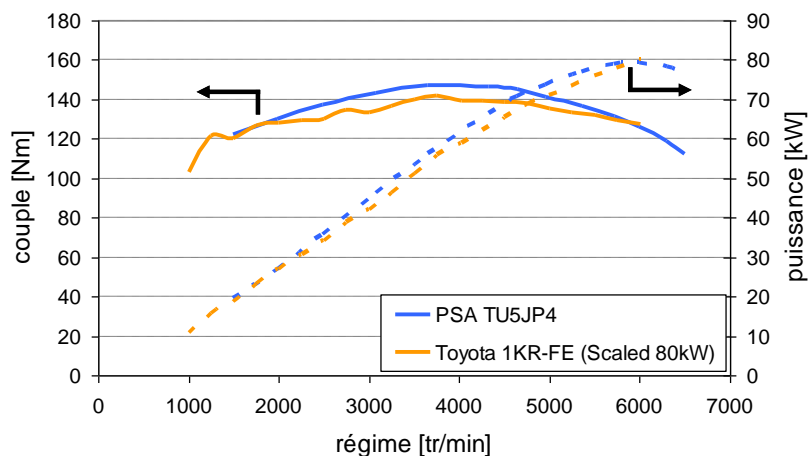


Figure 6-5 Comparaison des enveloppes de couple et de puissance du moteur thermique du véhicule réel (PSA TU5JP4) et du véhicule modélisé (Toyota 1KR-FE dimensionné à 80 kW)

## 6.4.2 Cas des configurations HEV-FullHybrid

### 6.4.2.1 Résultats du dimensionnement pour différentes configurations

Afin de dimensionner les configurations de type HEV-FullHybrid, nous avons vu précédemment (6.3.2.2.1) qu'il est tout d'abord nécessaire de définir le degré d'hybridation de la configuration souhaitée (puissance de la machine électrique, énergie de la batterie).

Dans le cadre de cette thèse nous avons fait le choix de dimensionner plusieurs configurations de véhicules HEV-FullHybrid en faisant varier le degré d'électrification afin de démontrer les potentialités de gains de différentes associations de machine électrique et de moteur thermique ainsi que l'impact de l'énergie de la batterie sur la consommation. Trente configurations ont donc été définies en adoptant une combinaison matricielle (voir Figure 6-6) de différentes machines électriques, dont les puissances maximales en régime transitoire varient entre 15 et 30 kW, et de différentes batteries dont l'énergie totale (en fin de vie) varie de 1 à 2 kWh (soit une énergie utile comprise entre environ 300 et 600 Wh). La plage de variation pour la puissance de la machine électrique a été définie d'après la littérature [Desbois-Renaudin et al. (2004)] et suite à une étude précédente [Marc et al. (2010)] montrant l'apparition, dans cette plage de variation, d'une puissance optimale permettant de maximiser les gains en consommation. La plage de variation de l'énergie de la batterie a, quant à elle, été définie par essais successifs et reste cependant limitée pour cette application où la batterie joue plus un rôle de tampon de puissance (assistance électrique, flux série) que celui d'un réservoir d'énergie.

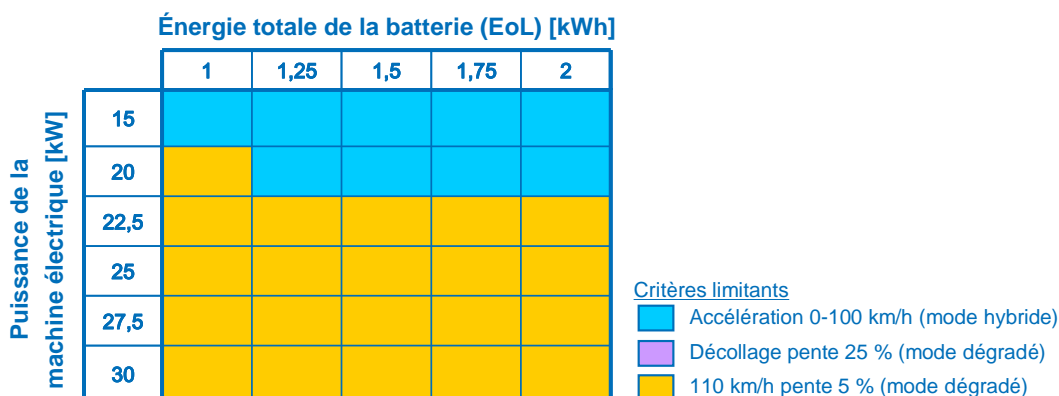


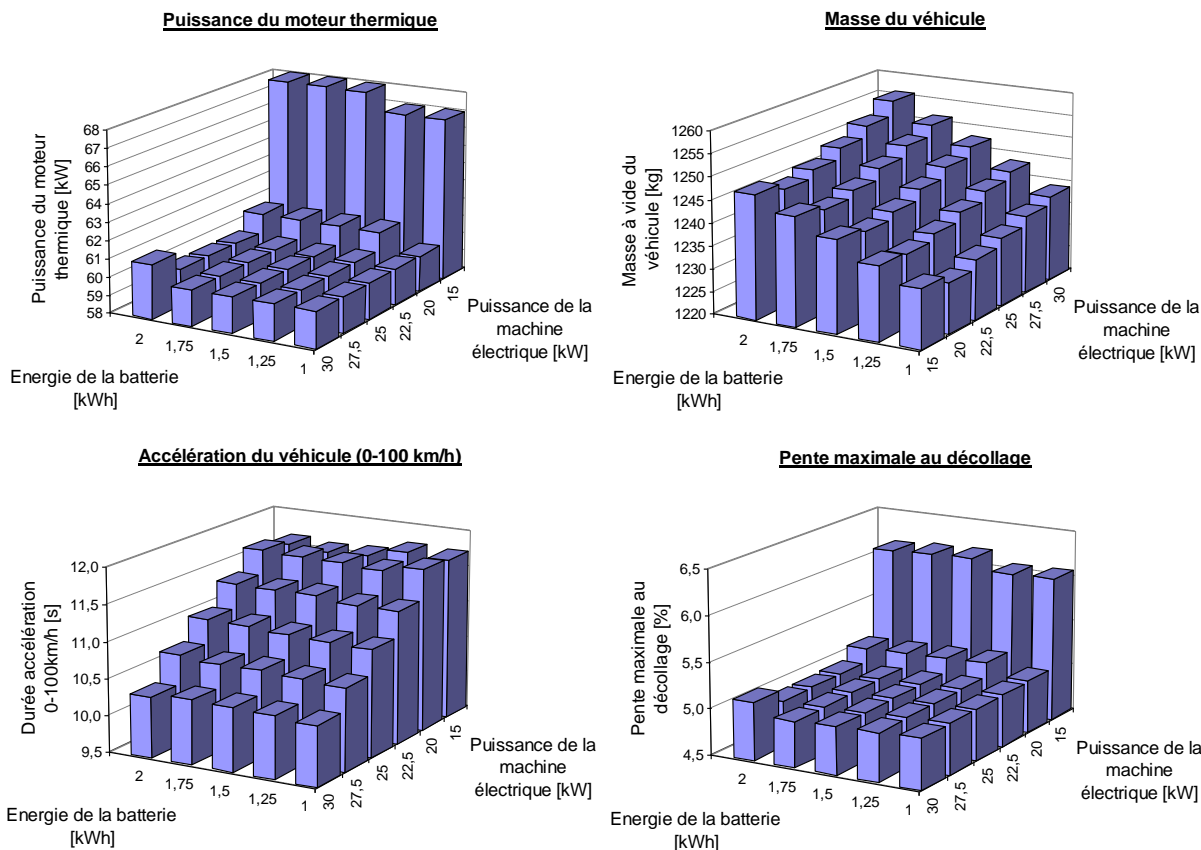
Figure 6-6 Définition de la matrice d'entrée et des critères limitants pour le dimensionnement des configurations HEV-FullHybrid

Une fois les valeurs de puissance de la machine électrique et d'énergie de la batterie définies, la procédure présentée en 6.3.2.2.1 est exécutée et permet de dimensionner le véhicule (et ses composants) en accord avec le cahier des charges et d'évaluer ses performances. Pour chacune des configurations, le critère du cahier des charges ayant limité le dimensionnement est représenté dans la Figure 6-6. On pourra ici remarquer que le critère de décollage en pente à 25 % n'est jamais limitant pour ces configurations.

Quelques caractéristiques et performances des configurations dimensionnées sont représentées dans la Figure 6-7. On pourra ainsi remarquer que la puissance du moteur thermique évolue selon deux tendances, conséquence des critères limitants du dimensionnement. En effet, pour les configurations dont le critère limitant est la contrainte de vitesse maintenue à 110 km/h en pente, le moteur thermique possède une puissance d'environ 60 kW avec une légère augmentation de celle-ci lorsque la masse du véhicule augmente (machine électrique et ou pack batterie plus lourd). Par contre, pour les configurations de faibles puissances électriques pour lesquelles le critère limitant est l'accélération de 0 à 100 km/h en mode hybride, la puissance du moteur thermique doit venir

compenser la faible puissance de la machine électrique et on obtiendra alors des puissances de moteur thermique élevées pouvant aller jusqu'à 68 kW.

Cette discontinuité au niveau des critères limitants se traduira par une discontinuité au niveau des performances des configurations. Ainsi, les configurations dont le critère limitant est l'accélération, possèdent des performances en pente supérieure au cahier des charges (jusqu'à 6,19 % de pente pour maintenir 110 km/h en mode dégradé au lieu de 5 %) du fait d'un moteur thermique plus puissant. Par opposition, les configurations dont le critère limitant est le maintien de la vitesse en pente, possèdent des performances d'accélération en mode hybride supérieures au cahier des charges (jusqu'à 10,32 s au lieu de 11,75 s) du fait de la puissance totale de la chaîne de traction (machine électrique + moteur thermique).



Attention : pour des raisons de lisibilité, les axes de certains graphiques ci-dessus ont dû être inversés.

Figure 6-7 Récapitulatifs des caractéristiques des configurations HEV-FullHybrid

### 6.4.2.2 Choix de la configuration optimale

Toutes les configurations présentées ci-dessus respectent le cahier des charges, tel que nous l'avons défini. Dans le but de sélectionner une de ces configurations afin de pouvoir l'étudier plus en détail par la suite, il est nécessaire d'ajouter un critère de sélection permettant de départager les différentes solutions. Nous avons choisi de prendre en considération les gains en consommation atteignables sur le cycle d'usage normatif (NEDC) et les cycles d'usage réel (Artémis Urbain, Routier et Autoroutier 150) pour définir ce critère. Les gains en consommation seront calculés par rapport aux consommations du véhicule de référence comme nous le verrons plus tard dans le Chapitre 7 relatif à l'évaluation énergétique des véhicules. Les gains en consommation ainsi obtenus sont présentés dans la Figure 6-8. Une représentation 2D de ces résultats sera donnée en Annexes (voir Annexe E).

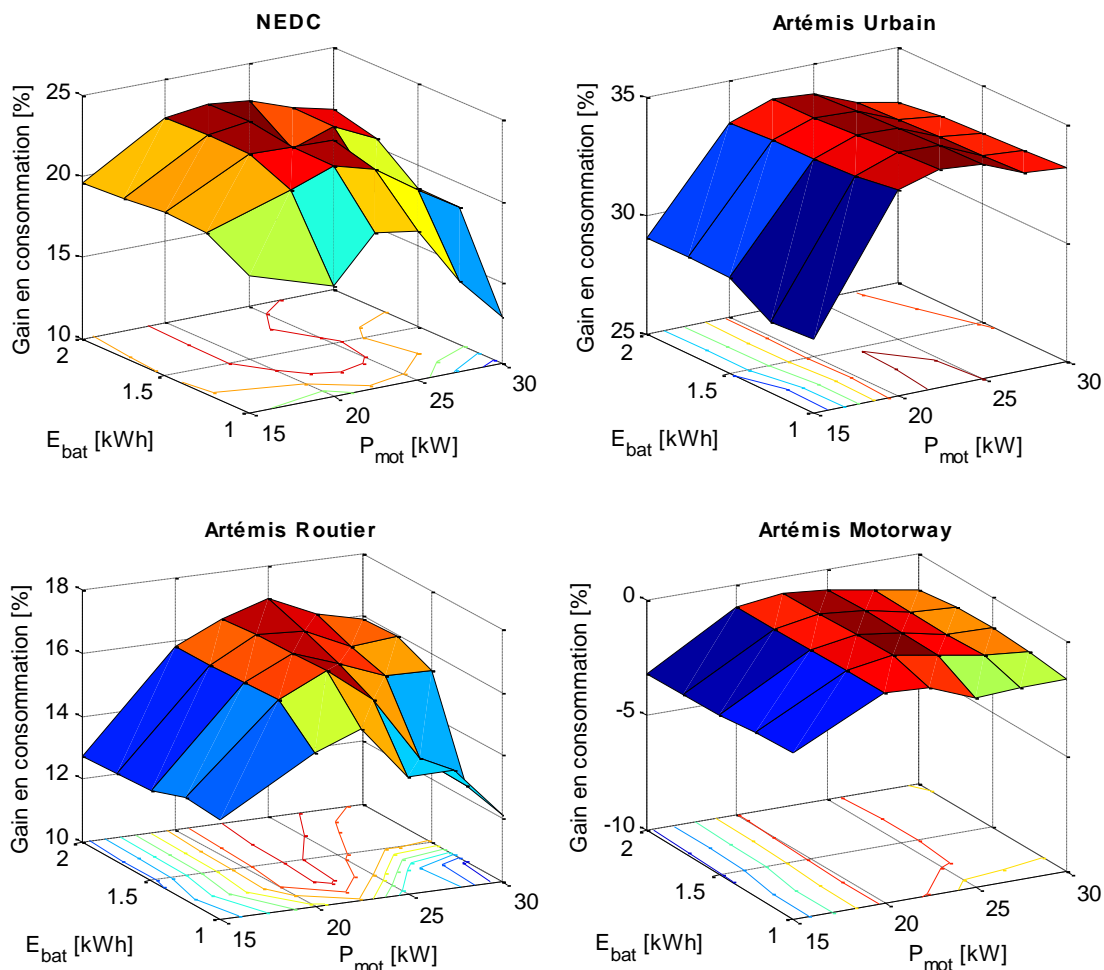


Figure 6-8 Gain en consommation des différents dimensionnements HEV-FullHybrid

Bien que l’amplitude des gains obtenus soit très différente d’un usage à un autre (entre 28 et 34 % pour un usage urbain, entre -3 et -0,5 % pour un usage autoroutier<sup>21</sup>), on pourra ici observer que l’évolution des gains en fonction des configurations (i.e. du degré d’hybridation) suit une tendance identique pour chacun des usages. Quatre zones peuvent ainsi être étudiées : une zone pour laquelle les gains sont optimaux, et trois zones pour lesquels les gains sont dégradés.

La première zone à laquelle nous nous intéresserons est la zone pour laquelle les configurations sont équipées d’une machine électrique de puissance intermédiaire (entre 20 et 25 kW) combinée à une batterie d’énergie intermédiaire à forte (entre 1,25 et 2 kWh). Cette zone est celle qui présente le meilleur compromis en atteignant des gains importants pour l’ensemble des usages.

La seconde zone est celle dont les configurations sont équipées d’une machine électrique de très faible puissance (15 kW) et d’une batterie d’énergie faible à forte (1 à 2 kWh). Pour cette zone, la faible puissance de la machine électrique aura plusieurs effets promoteurs d’une dégradation du gain : un mode électrique restreint, une puissance de récupération limitée au freinage et une capacité restreinte à déplacer le point de fonctionnement du moteur thermique par assistance électrique.

La troisième zone est caractérisée par des véhicules équipés de machines électriques de fortes puissances (30 kW) et de batteries d’énergie faible à forte (1 à 2 kWh). Cette zone est celle pour laquelle le gain est le plus stable entre les configurations. Dans le cas de ces configurations, deux

<sup>21</sup> Les gains négatifs obtenus sur l’usage autoroutier seront explicités dans le Chapitre 7



facteurs pourront expliquer la dégradation du gain : l'utilisation d'une machine électrique plus puissante que la machine électrique optimale, dont l'intérêt en terme de déplacement du point de fonctionnement est très limité, et dont les rendements globaux de fonctionnement seront plus faibles du fait d'une utilisation à faible charge ; et l'augmentation de la masse due à l'augmentation de la puissance de la machine qui vient renforcer la dégradation du gain.

La quatrième zone représente les configurations possédant des batteries de faible énergie (1 kWh) et des machines électriques de puissance faible à forte (de 15 à 30 kW). Pour cette zone, l'énergie utile contenue dans la batterie est très faible (~ 300 Wh), dès lors, pour certains cycles d'usage, les bornes d'état de charge limite de la batterie seront rapidement atteintes. Or, lorsque ces bornes sont atteintes, la stratégie de gestion de l'énergie entre dans un mode dégradé visant à ramener l'état de charge dans une zone de fonctionnement autorisée. Ce comportement (non optimal au sens de la gestion d'énergie) engendrera alors une sur-consommation énergétique et donc une dégradation des gains.

Enfin, il sera intéressant de noter que certaines des zones décrites ci-dessus peuvent se recouvrir, et leurs effets s'ajoutant, engendrer une diminution importante des gains (voir dans les coins du domaine de définition des configurations).

Au vu des résultats présentés ci-dessus, il apparaît que la sélection de la configuration optimale devra intervenir dans la première zone, i.e. avec une machine électrique de puissance intermédiaire (entre 20 et 25 kW) et une batterie d'énergie intermédiaire à forte (entre 1,25 et 2 kWh). Les gains sur ces configurations étant sensiblement identiques, nous choisirons la configuration possédant une machine électrique de 22,5 kW et une batterie de 1,25 kWh (EoL). En effet, cette configuration permet d'obtenir des gains intéressants, tout en optimisant l'utilisation de la plage de fonctionnement de la batterie (maximisation de la plage de SOC utilisée sans toutefois atteindre les limitations d'état de charge de façon prolongé) et en considérant l'aspect coût de l'hybridation (du fait de la sélection de composants de performances réduites par rapport aux autres configurations).

Dans la suite de ce manuscrit, nous n'étudierons, pour les configurations de type HEV-FullHybrid, que la configuration sélectionnée ci-dessus (22,5 kW et 1,25 kWh) et qui sera désignée dans la suite de ce chapitre par le terme *HEV-FullHybrid<sub>opti</sub>*, puis par souci de simplicité, par le terme *HEV-FullHybrid* dans les chapitres suivants. Les caractéristiques principales de cette configuration sont récapitulées dans le Tableau 6-6.

Tableau 6-6 Récapitulatifs du dimensionnement de la configuration HEV-FullHybrid<sub>opti</sub>

		HEV-FullHybrid <sub>opti</sub>
<b>Moteur thermique</b>	$P_{max}$	60,0 kW
	Cylindrée	1083 cm <sup>3</sup>
<b>Machine électrique</b>	$P_{max}^*$	22,5 kW
<b>Pack batterie</b>	Energie <sup>**</sup>	
	➤ EoL	1,25 kWh
	➤ BoL	1,57 kWh
	Puissance <sup>***</sup>	
	➤ EoL	29,9 kW
	➤ BoL	42,4 kW
	Tension nominale	211 V
	Nombre d'éléments	57
<b>Véhicule</b>	Masse à vide en ordre de marche	1237 kg
<b>Performances</b>	Accélération 0-100 km/h	11,32 s
	Pente maximale à 110 km/h	5,06 %

\* puissance maximale en régime transitoire et à la tension nominale de la batterie

\*\* énergie totale estimée pour un régime de décharge de 1C

\*\*\* puissance maximale en décharge à 50 % SOC

### 6.4.3 Cas des configurations PHEV

#### 6.4.3.1 Résultats du dimensionnement

Pour les configurations de type PHEV, l'énergie totale du pack batterie est une donnée d'entrée du problème de dimensionnement véhicule. Dans une étude précédente se basant sur la même architecture hybride mais avec des niveaux de modèles différents [Marc et al. (2010)], nous avons déjà dimensionné deux configurations d'environ 15 et 30 km d'autonomie électrique représentant respectivement 25 et 50 % des trajets quotidiens en Europe [Zgheib and Clodic (2009)]. Pour arriver à ces autonomies, les packs batterie possédaient alors une énergie totale de 4,8 et 9,7 kWh avec une plage d'utilisation de la batterie comprise entre 90 et 30 % d'état de charge. Dans le cadre de cette thèse, nous nous baserons donc sur ces résultats en définissant deux packs batterie de 5 et 10 kWh (EoL) qui, compte tenu de la plage d'utilisation de 90 à 30 % d'état de charge (voir 2.2.1.2), posséderont approximativement la même énergie utile que les packs utilisés dans la précédente étude.

Les deux configurations, que l'on désignera par la suite par *PHEV 5 kWh* et *PHEV 10 kWh*, seront alors dimensionnées selon la procédure précédemment définie (voir 6.3.2.2.2). Les principales caractéristiques de ces deux configurations sont récapitulées dans le Tableau 6-7.

Tableau 6-7 Récapitulatifs du dimensionnement des configurations de type PHEV

		PHEV 5 kWh	PHEV 10 kWh
<b>Moteur thermique</b>	$P_{\max}$	62,0 kW	64,0 kW
	Cylindrée	1119 cm <sup>3</sup>	1156 cm <sup>3</sup>
<b>Machine électrique</b>	$P_{\max}^*$	50,0 kW	52,5 kW
<b>Pack batterie</b>	Energie <sup>**</sup>		
	➤ EoL	5,0 kWh	10,0 kWh
	➤ BoL	6,3 kWh	12,7 kWh
	Puissance <sup>***</sup>		
	➤ EoL	54,9 kW	51,4 kW
	➤ BoL	59,7 kW	54,1 kW
	Tension nominale	370 V	370 V
	Nombre d'éléments	100	100
<b>Véhicule</b>	Masse à vide en ordre de marche	1314 kg	1380 kg
<b>Performances</b>	Accélération 0-100 km/h	8,20 s	8,34 s
	Pente maximale à 110 km/h	5,05 %	5,08 %

\* puissance maximale en régime transitoire et à la tension nominale de la batterie

\*\* énergie totale estimée pour un régime de décharge de 1C

\*\*\* puissance maximale en décharge à 50 % SOC

Il est important de noter que les résultats présentés dans le Tableau 6-7 ne sont pas révélateurs du dimensionnement pour certaines caractéristiques. En effet, les grandeurs de puissance de la machine électrique et du pack batterie sont ici données pour des points de fonctionnement génériques (tension d'alimentation égale à la tension nominale du pack, état de charge de 50 %) permettant de comparer différentes configurations mais qui ne sont pas utilisés dans le cadre du dimensionnement. Ainsi si l'on exprime ces caractéristiques dans le contexte utilisé pour le dimensionnement, les configurations PHEV 5 kWh et PHEV 10 kWh possèdent respectivement, une machine électrique dont la puissance mécanique maximale (pour la tension d'alimentation minimale) est de 36,4 kW et 38,3 kW, et un pack batterie dont la puissance maximale (à 30 % SOC en fin de vie) est de 45,9 kW et 48,6 kW.

#### 6.4.3.2 Evaluation de l'autonomie électrique des véhicules

Les configurations ainsi dimensionnées peuvent alors être renseignées dans le simulateur véhicule afin de déterminer leur autonomie électrique réelle. L'évaluation de cette autonomie se fera sur un véhicule pour lequel on considérera le pack batterie à l'état neuf. Dès lors, comme nous l'avons vu dans le chapitre traitant de la prise en compte du vieillissement de la batterie afin d'assurer la pérennité des performances du véhicule (voir 5.4.4), la plage d'utilisation de la batterie sera de 90 % à 42 % d'état de charge. L'évolution de l'état de charge de la batterie ainsi que de l'état de fonctionnement du moteur thermique (0 : éteint ; 1 : allumé) est représenté dans la Figure 6-9 pour la configuration *PHEV 5 kWh*, tandis que l'autonomie effectivement atteinte pour les deux configurations est donnée dans le Tableau 6-8. L'autonomie tout électrique est définie comme la distance parcourue par le véhicule jusqu'au premier démarrage du moteur thermique.

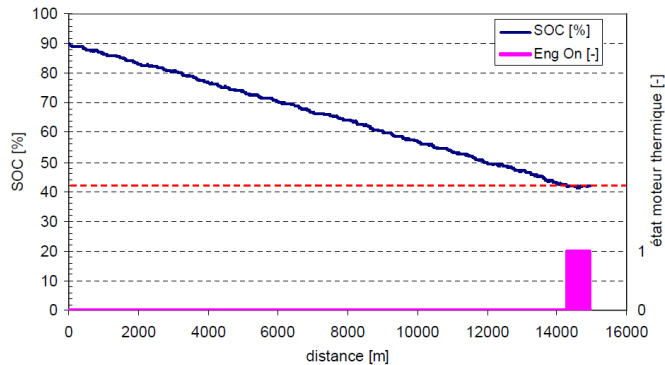


Figure 6-9 Profil de décharge de la batterie (à l'état neuf) pour la configuration PHEV 5 kWh en mode électrique sur le cycle Artémis Urbain

Tableau 6-8 Autonomie en mode électrique des configurations PHEV sur le cycle Artémis Urbain

	Autonomie électrique [km]	Energie rechargée (réseau) [Wh/km]
PHEV 5 kWh	14,30	257,6
PHEV 10 kWh	28,72	259,2

On pourra vérifier que le dimensionnement en puissance de la chaîne de traction électrique est correct en s'assurant que la cause du démarrage du moteur thermique est énergétique (SOC minimal atteint) et que le démarrage n'est donc pas dû à un manque de puissance de la batterie à faible état de charge ou de la machine à faible tension d'alimentation.

Des éléments d'explications concernant la consommation énergétique et l'autonomie pessimistes observées dans le Tableau 6-8 seront donnés en 7.3.2.2.1.

#### 6.4.4 Comparatifs du dimensionnement des configurations retenues

Afin de faciliter la comparaison du dimensionnement des différentes configurations, les caractéristiques principales de chacune des configurations retenues sont récapitulées dans la Figure 6-10 ci-dessous.

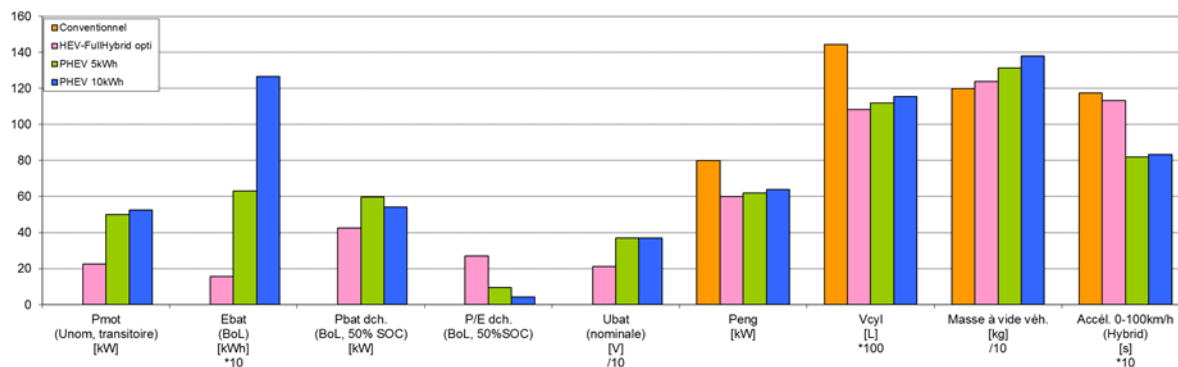


Figure 6-10 Récapitulatif du dimensionnement de toutes les configurations véhicule

On pourra ainsi remarquer que l'ajout d'un critère de mode électrique urbain a un impact important en termes de puissance et d'énergie de la chaîne de traction électrique. Cette contrainte implique l'utilisation de machine dont les puissances nominales sont d'environ 50 kW. On pourra comparer ces puissances à celles des machines de traction équipant les Toyota Prius 2004 (50 kW) et Toyota Prius 2010 (60 kW) permettant l'utilisation du véhicule en mode électrique urbain pour des vitesses de l'ordre de 50 km/h (voir [Olszewski et al. (2011)]).

La définition de critères de performances en mode dégradé (utilisation du moteur thermique seulement) a pour conséquence l'impossibilité de diminuer la puissance du moteur thermique en dessous d'une certaine limite. Cela aboutit à une puissance minimale du moteur thermique d'environ

60 kW (et environ 1 L de cylindrée), qui, combinée aux fortes puissances de la chaîne de traction électrique (notamment pour les configurations PHEV), permet de réaliser des performances en accélération très supérieure à celle définie dans le cahier des charges, et ce, malgré la forte augmentation de la masse totale du véhicule (jusqu'à + 15 %) due à l'électrification.

## 6.5 Conclusion

Dans ce chapitre une méthodologie de dimensionnement des chaînes de traction électrifiées a été proposée. Cette méthodologie se base, d'une part, sur la définition d'un cahier des charges regroupant des critères de performances de base valables pour tout véhicule et des critères de performances spécifiques au degré d'hybridation du véhicule, et d'autre part, sur la mise en place de procédures de dimensionnement permettant de définir les caractéristiques des composants de la chaîne de traction. La mise en œuvre de ces procédures de dimensionnement, spécifiques à l'architecture et au degré d'hybridation du véhicule, nous a permis de dimensionner plusieurs types de véhicule.

Un véhicule de type conventionnel (architecture non électrifiée) a ainsi pu être généré. Ce véhicule servira de référence, dans la suite de ce manuscrit, pour le calcul des consommations et des gains potentiels apportés par l'hybridation, et sera désigné par la suite par le terme *Conventionnel*.

Afin de dimensionner un véhicule de type FullHybrid et d'architecture parallèle pré-transmission, plusieurs configurations ont d'abord été définies, ces configurations se différenciant par différentes combinaisons entre le degré d'hybridation (puissance de la machine électrique par rapport à celle du moteur thermique) et l'énergie totale embarquée. Cette approche matricielle a permis de mettre en avant la dépendance du gain en consommation au degré d'hybridation de la configuration et l'apparition de solutions optimales. Sur la base des gains observés et en prenant en compte un aspect coût de l'hybridation, une configuration a finalement été retenue. Cette configuration sera par la suite désignée par le terme *HEV-FullHybrid<sub>opti</sub>*.

Enfin deux véhicules hybrides plug-in, également d'architecture parallèle pré-transmission, ont été dimensionnés. Ces véhicules, que l'on peut qualifier de « Urban Capable », possèdent un mode électrique étendu leur permettant de fonctionner en tout-électrique sur un usage de type urbain. Ces deux véhicules se différencient principalement par la capacité de leur batterie et par l'autonomie électrique sur cet usage urbain en résultant, environ 15 et 30 km. Ces deux véhicules seront désignés par les termes *PHEV 5 kWh* et *PHEV 10 kWh*, en rapport avec l'énergie totale contenue dans leurs batteries.

Les données générées lors du dimensionnement de ces quatre configurations permettront de renseigner les simulateurs véhicules utilisés dans le chapitre suivant afin de modéliser les consommations énergétiques des véhicules hybrides et ainsi d'évaluer les potentialités de gains selon les fonctionnalités et les usages de ces véhicules.

# Partie 4

## Evaluation énergétique des véhicules hybrides

---

*Dans cette partie, toutes les configurations étant équipées d'un pack batterie seront évaluées dans des conditions de batterie à l'état neuf (BoL), sauf lorsqu'une indication contraire est expressément donnée.*

*Dans cette partie, la comparaison et l'analyse des performances énergétiques seront notamment réalisées grâce à l'utilisation de l'outil « PPTool » développé dans le cadre de cette thèse et dont l'objectif est de synthétiser les flux énergétiques au sein du véhicule grâce à l'exploitation des résultats de simulation (voir Annexe F).*

### **Information importante pour le lecteur :**

*Dans les deux chapitres suivants, les consommations annoncées pour les véhicules de l'architecture hybride parallèle pré-transmission (configurations HEV-FullHybrid et PHEV) sont légèrement pessimistes par rapport aux valeurs attendues et cela pour deux raisons :*

- 1. un mauvais rendement de la chaîne de traction électrique dû à la surestimation des pertes fer de la machine électrique pour les faibles couples ;*
- 2. une consommation des auxiliaires (800 W) trop discriminante par rapport à la consommation retenue pour les autres véhicules (400 W).*



# Chapitre 7

## Résultats de l'évaluation énergétique des véhicules hybrides et éléments de compréhension des gains

*Les gains en émissions de CO<sub>2</sub> (ou en consommation de carburant) annoncés dans ce chapitre sont, sauf indication contraire, exprimés par rapport au véhicule conventionnel de référence « Conventionnel Option 00 ».*

### 7.1 Introduction

Dans les précédents chapitres, nous avons étudié les différentes étapes permettant de modéliser, dimensionner et piloter les composants et le système véhicule pour différents types d'architectures et différentes fonctionnalités hybrides. L'objectif de ce chapitre est désormais de présenter et de commenter les résultats des évaluations énergétiques de ces véhicules.

Pour commencer, nous verrons comment la loi de gestion de l'énergie présentée dans le Chapitre 4 est mise en œuvre afin de déterminer la consommation énergétique globale des véhicules. On différenciera ici la méthodologie d'évaluation des consommations énergétiques des véhicules selon la possibilité de recharge externe de leur système de stockage de l'énergie. Ainsi les véhicules de type conventionnel, micro-hybrid ou FullHybrid seront évalués et comparés grâce à leurs seules consommations de carburant et émissions de CO<sub>2</sub>, alors que les performances énergétiques des véhicules hybrides Plug-in devront être jugées selon la répartition de la consommation de carburant et de la consommation électrique lors de la recharge du SSE sur le réseau.

Nous présenterons ensuite les performances énergétiques obtenues pour l'ensemble des véhicules considérés dans le cadre de cette thèse. Ces performances seront analysées et comparées selon les fonctionnalités et pour différents types d'usage (usage réel, interprétation de la norme européenne, trajets quotidiens). Des éléments de réponse seront apportés afin de comprendre les raisons des différents gains que nous pourrions observer en fonction de ces fonctionnalités et de ces usages.

### 7.2 Précisions sur la méthodologie d'évaluation des consommations énergétiques des véhicules hybrides rechargeables et non rechargeables

#### 7.2.1 Evaluation des consommations énergétiques pour les véhicules non rechargeables (conventionnel ou hybride)

Afin de pouvoir comparer équitablement les véhicules n'ayant pas la capacité d'être rechargés de l'extérieur, il est indispensable de déterminer la consommation de carburant de ces véhicules pour un bilan batterie nul ( $SOC_{\text{initial}} = SOC_{\text{final}}$ ). Cependant, la gestion de l'état de charge de la batterie au



cours du cycle d'évaluation sur une stratégie de Charge Sustaining (CS) parfaite, i.e. aboutissant à ce que le bilan batterie soit exactement nul à la fin du cycle, est une procédure difficile à mettre en œuvre.

Dans le cadre de cette thèse et comme nous l'avons vu dans le Chapitre 4, la loi de gestion de l'énergie est basée sur le principe de minimum de Pontriaguine qui, grâce à la définition du facteur d'équivalence  $s$  (ou multiplicateur de Lagrange), permet de définir la propension de la loi de gestion de l'énergie à privilégier le vecteur électricité (et in fine la décharge de la batterie) ou le vecteur carburant (in fine la charge de la batterie). Ainsi, afin de se rapprocher du bilan batterie nul, une approche dichotomique agissant cycle après cycle sur la valeur du multiplicateur de Lagrange  $s$  (conservé constant sur toute la durée d'un cycle, v. 4.3.2.2.4) a été mise en place. Plusieurs évaluations de la consommation du véhicule sont alors réalisées jusqu'à satisfaire le critère de convergence ( $\Delta SOC = SOC_{\text{final}} - SOC_{\text{initial}}$  suffisamment faible ou nombre maximale d'itérations atteint) comme représenté dans la Figure 7-1.

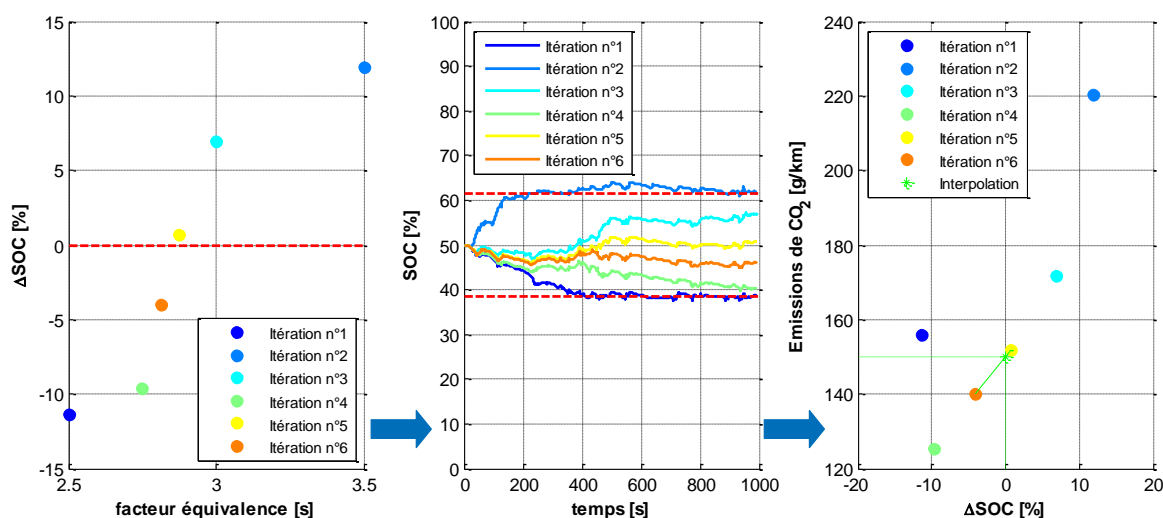


Figure 7-1 Représentation de la méthodologie de détermination de la consommation équivalente de carburant pour les véhicules non rechargeables

Une fois que la solution à bilan de batterie nul est raisonnablement bien encadrée, plusieurs méthodes existent pour estimer la consommation de carburant correspondant à un bilan batterie nul. Dans [Seibel and Pischinger (2008)], l'auteur considère ainsi que la différence d'énergie nécessaire pour atteindre le bilan batterie nul pourra être générée en flux série (le moteur thermique fournissant la puissance à la machine électrique fonctionnant en génératrice) et qu'il est alors possible de déterminer la consommation de carburant nécessaire en prenant en compte le rendement moyen de la chaîne de puissance entre le moteur thermique et la batterie. Pour les approches se basant sur le principe du minimum de Pontriaguine, un facteur d'équivalence entre l'énergie électrique et l'énergie du carburant existe par définition. Ainsi, en considérant la valeur du multiplicateur de Lagrange ayant permis d'obtenir la solution la plus proche du bilan batterie nul, il est possible d'estimer la masse de carburant permettant d'équilibrer le bilan batterie. Enfin, dans le cadre de la réglementation européenne [UNECE (2005a)], un coefficient de correction de la consommation de carburant est défini grâce aux résultats de plusieurs essais réalisés sur le cycle NEDC et ayant aboutis à des bilans batteries positifs et négatifs.

Dans le cadre de cette thèse, nous avons fait le choix de déterminer la consommation carburant équivalente à un bilan batterie nul grâce à une interpolation linéaire entre les deux solutions encadrant le bilan batterie nul (voir Figure 7-1). Avant de réaliser cette interpolation, il faudra cependant vérifier

que les points d'appuis de cette interpolation ne sont pas aberrants (par exemple pour un résultat fortement sous optimal du fait d'un fonctionnement prolongé à l'état de charge minimal ou maximal de la batterie). On notera ici, que seule la consommation de carburant et les émissions de CO<sub>2</sub> peuvent être ainsi corrigées. En effet, les flux énergétiques obtenus grâce à l'outil de Post-Processing (voir Annexe F) nécessitent des résultats issus directement de l'évaluation et donc ne correspondant pas à un bilan batterie rigoureusement nul.

Afin de faciliter la comparaison entre les différentes configurations de véhicule non rechargeable, il est utile de définir la notion de gain en consommation. Ce gain en consommation est calculé pour un véhicule considéré et à partir de la consommation (ou des émissions de CO<sub>2</sub>) d'un véhicule de référence (voir équation 7.1). Selon cette définition, une valeur positive est synonyme de gain (le véhicule considéré consomme moins que le véhicule de référence) alors qu'une valeur négative est synonyme de perte.

$$Gain [\%] = \frac{Conso_{ref} - Conso}{Conso_{ref}} \times 100 \quad 7.1$$

Les véhicules non rechargeables pour lesquels cette approche est utilisée sont les configurations *Conventionnel* (et ses déclinaisons) et *HEV-FullHybrid*. Les cinq déclinaisons de la configuration *Conventionnel* permettent de représenter le spectre d'optimisation possible d'un véhicule conventionnel en agissant sur la micro-hybridation et la gestion optimisée de la boîte de vitesses. Ces déclinaisons ont été détaillées dans le Tableau 1-1 et sont résumées dans la Figure 7-2.

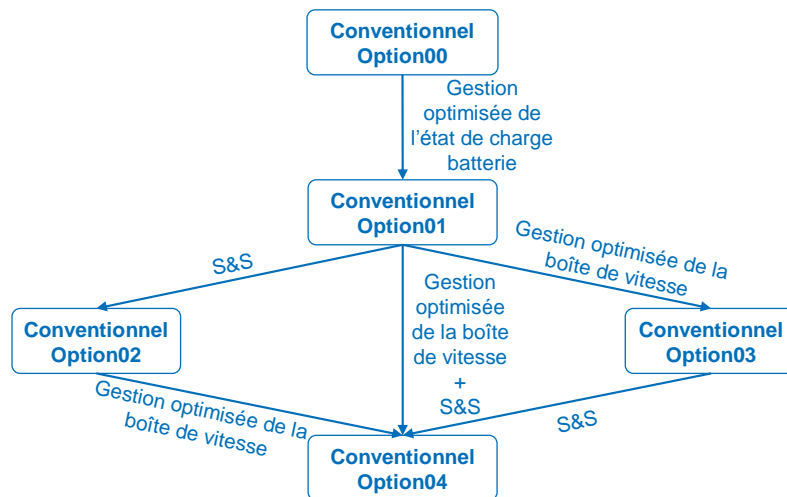


Figure 7-2 Déclinaisons des fonctionnalités la configuration de type Conventionnel

Dans l'ensemble de ce manuscrit et pour les véhicules étant évalués en Charge Sustaining (CS), les consommations de carburant annoncées sont, sauf indication contraire, les consommations corrigées, i.e. interpolées pour un bilan d'état de charge nul ( $SOC_{initial} = SOC_{final}$ ).

### 7.2.2 Evaluation des consommations énergétiques pour les véhicules hybrides rechargeables

L'évaluation de la consommation énergétique des véhicules hybrides rechargeables est complexe du fait de la possibilité de répartir cette consommation sur deux vecteurs énergétiques : le carburant et l'électricité<sup>22</sup>. Dès lors, pour un véhicule et un cycle donné, il existe une infinité de

<sup>22</sup> La quantité d'énergie électrique consommée sur le réseau lors de la recharge de la batterie sera déterminée en prenant en compte le rendement du chargeur et la stratégie de recharge présentés en 2.5.3

couples de consommations, allant d'une consommation de carburant nulle (réalisation du cycle en mode tout électrique) à une consommation d'électricité nulle (réalisation du cycle en CS). Qui plus est, compte tenu de la quantité finie d'énergie stockée dans la batterie (par comparaison à une quantité que l'on peut considérer comme infinie pour le carburant), les consommations énergétiques pour un usage donné dépendront de la distance parcourue sur cet usage (contrairement au cas des véhicules non rechargeables), l'énergie batterie se diluant dans l'énergie totale nécessaire au fur et à mesure que la distance augmente.

Cette répartition de l'énergie consommée entre le vecteur carburant et le vecteur électricité peut être représentée par le taux de transfert d'énergie (voir équation 7.2). Ce taux, défini à partir de l'énergie contenue dans le carburant  $E_{carburant}$  et de l'énergie électrique de recharge prise au niveau du réseau  $E_{réseau}$ , permet de donner une indication globale sur le transfert de l'énergie du vecteur carburant vers le vecteur électricité, un taux de 1 étant représentatif d'une utilisation en électrique pur, un taux de 0 d'une utilisation en thermique pur. Ce taux est l'image du paramétrage de l'EMS privilégiant l'utilisation de l'énergie thermique ou électrique.

$$r_{transfert} = \frac{E_{réseau}}{E_{réseau} + E_{carburant}} \quad 7.2$$

Dans le cadre de l'évaluation des consommations des véhicules hybrides rechargeables et afin de décorréliser les résultats de consommation de la distance parcourue, il est par exemple possible de calculer une consommation équivalente (de carburant, d'électricité) basée sur la pondération des consommations obtenues selon différents modes de fonctionnement. Cette pondération pourra par exemple être calculée à partir de la distance parcourue sous chacun des modes de fonctionnement comme dans le cas de l'utilisation de l'Utility Factor proposé dans la préconisation SAE J1711 [SAE (1999)]. La directive européenne [UNECE (2005a)] propose également de calculer une consommation équivalente en fonction de la distance parcourue selon certains modes de fonctionnement mais selon une autre définition de la pondération comme nous le verrons par la suite (7.3.2.2.2).

L'approche que nous avons retenue dans le cadre de cette thèse consiste non pas à donner un seul résultat de consommation (une consommation de carburant et une consommation d'électricité lors de la recharge), mais à fournir une série de résultats permettant de représenter, pour un cycle d'usage donné, l'évolution de la consommation énergétique pour différents taux de transfert de l'énergie. Ces résultats sont obtenus en réalisant plusieurs évaluations et en faisant varier soit la distance parcourue [Karbowski et al. (2009)], soit la loi de gestion de l'énergie [Karbowski et al. (2007), Marc et al. (2010)]. C'est cette dernière technique que nous avons retenue et que nous avons mis en œuvre en réalisant plusieurs évaluations en faisant varier la valeur du multiplicateur de Lagrange afin d'obtenir différents états de charge finaux et donc un transfert de l'énergie du vecteur carburant vers le vecteur électrique plus ou moins important (voir Figure 7-3).

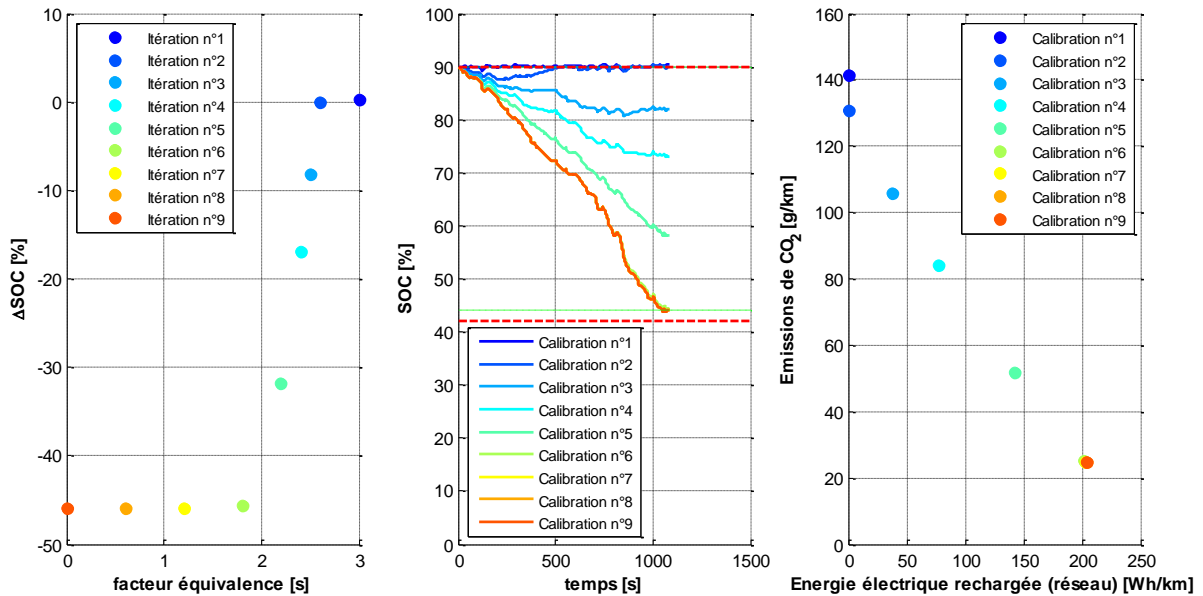


Figure 7-3 Représentation de la méthodologie de détermination de la consommation énergétique des véhicules hybrides rechargeables

### 7.3 Évaluation des potentiels de gains de différentes configurations hybrides selon leurs fonctionnalités et selon l'usage

#### 7.3.1 Évaluation sur cycles inspirés d'usage réel

L'évaluation des consommations et des gains atteignables grâce à l'hybridation des véhicules sur des usages inspirés d'utilisations réelles a été réalisée sur la base des cycles Artémis. Les cycles avec lesquels nous avons choisi de travailler sont les cycles *Artémis Urbain*, *Artémis Routier* et *Artémis Autoroutier 150 km/h*, dont les profils et caractéristiques sont donnés en 0. Pour les configurations ne possédant pas de gestion optimisée de la boîte de vitesses, le profil de changement de rapport pour les véhicules de catégorie 3 telle que définie dans [André (2004b)] a été choisi compte tenu des caractéristiques du véhicule de référence.

##### 7.3.1.1 Cas des véhicules non rechargeables

Les résultats en termes d'émissions de CO<sub>2</sub> et de gains pour l'ensemble des configurations non rechargeables sont récapitulés dans la Figure 7-4 ci-dessous.

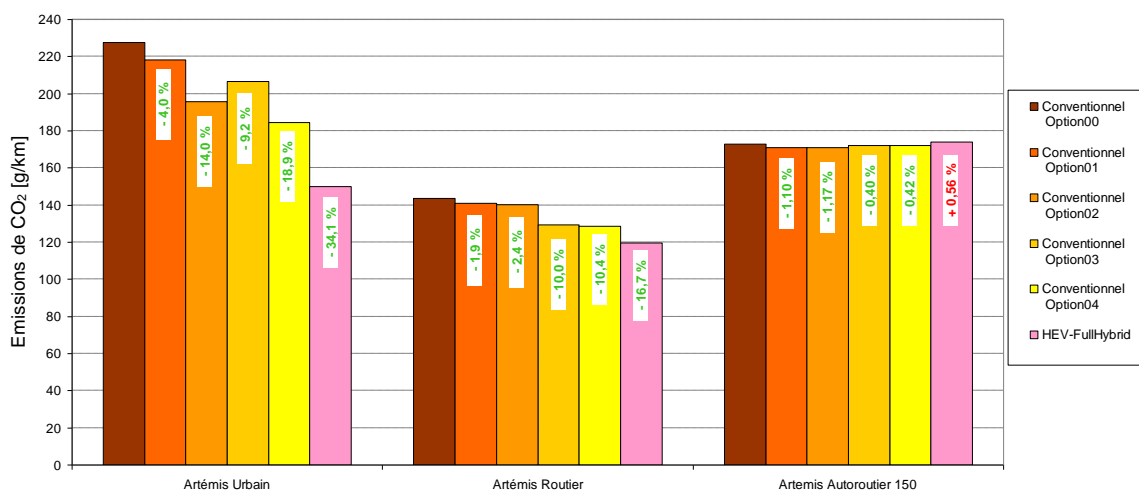


Figure 7-4 Récapitulatifs des émissions de CO<sub>2</sub> et des gains sur cycles d'usage « réel » pour les déclinaisons de la configuration Conventiennel et la configuration HEV-FullHybrid<sub>opti</sub>

Le gain maximum est obtenu sur le cycle d'usage urbain, tant pour l'optimisation du véhicule conventionnel (avec un gain d'environ 19 % pour le véhicule le plus optimisé) que pour l'hybridation du véhicule (avec un gain d'environ 34 % par rapport à la configuration de référence). On peut également noter que pour ce cycle d'usage et pour les configurations de type *Conventiennel*, l'implémentation de la fonctionnalité S&S est plus avantageuse (environ 14 % de gain) que la gestion optimisée de la boîte de vitesses (environ 9 % de gain).

Des gains nettement plus faibles sont atteignables sur le cycle d'usage routier avec un gain maximal de 10,4 % pour les configurations de type *Conventiennel* et un gain de 16,7 % rendu possible grâce à l'hybridation du véhicule. Pour ce type d'usage, le potentiel d'économie de consommation dû à la fonctionnalité S&S est très faible comme le confirme notamment la comparaison des configurations *Conventiennel 01* et *Conventiennel 02* dans la Figure 7-4.

On peut également observer que les gains sur le cycle d'usage autoroutier sont très faibles (maximum 1 %) et que dans le cas de l'hybridation du véhicule on observe une tendance inverse à celles observées pour les usages urbain et routier, à savoir une augmentation de la consommation du véhicule par rapport au véhicule de référence.

Enfin, il est intéressant de remarquer que la gradation des consommations des usages pour les configurations de type *Conventiennel* (le cycle urbain consommant plus que l'autoroutier consommant lui-même plus que le cycle routier) est modifiée pour la configuration *HEV-FullHybrid* (le cycle autoroutier consommant alors plus que l'urbain consommant lui-même plus que le cycle routier).

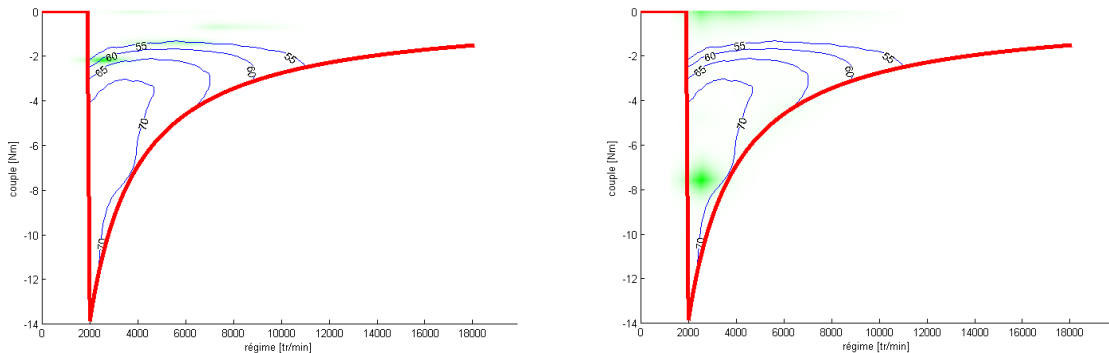
Ces résultats seront détaillées et des éléments d'analyse et de compréhension des gains seront fournis dans les sous-chapitres suivants. Dans ce but, et afin de faciliter l'exploitation et la compréhension des gains, l'impact de chacune des fonctionnalités sur la consommation énergétique du véhicule sera abordé indépendamment.

#### 7.3.1.1.1 Impact de la gestion optimisée de l'alternateur

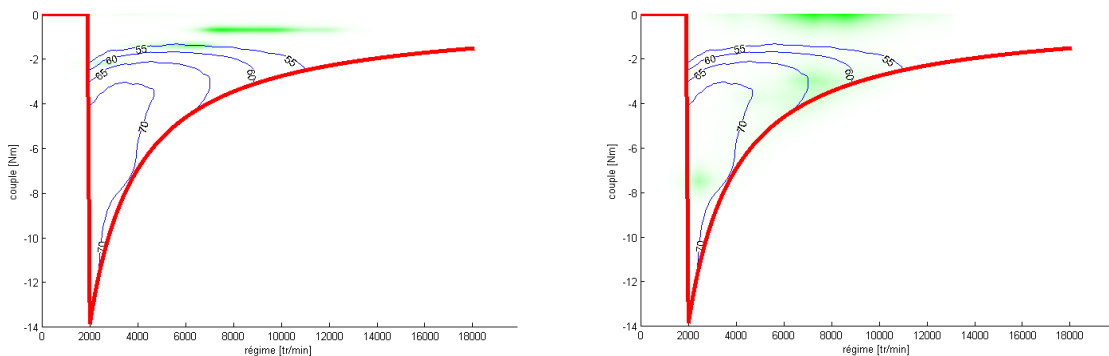
La première phase d'optimisation du véhicule de référence (*Conventiennel 00*) consiste à optimiser la gestion de la puissance prélevée par l'alternateur (voir Figure 7-2). En effet dans le cas de la configuration *Conventiennel 00*, le pilotage de l'alternateur est basé sur la génération d'une puissance électrique équivalente à la puissance électrique absorbée par les auxiliaires et cela en tout instant (phase de traction, freinage, phase d'arrêt du véhicule). Le but de ce pilotage est de minimiser

la puissance transitant par la batterie et ainsi d'éviter la charge ou la décharge de cette dernière, mais il peut entraîner, en contrepartie, l'utilisation de l'alternateur sur des zones de fonctionnement à mauvais rendement comme l'illustre la Figure 7-5. La gestion optimisée de l'alternateur implémentée dès la configuration *Conventionnel 01* (voir 4.3.2.1.2) consiste à utiliser intelligemment l'alternateur en basculant de phases de génération de courant sur des zones de fonctionnement à bon rendement à des phases où l'alternateur n'est pas sollicité (voir Figure 7-5). Cette optimisation, qui a pour but d'améliorer la consommation de carburant en optimisant les points de fonctionnement de l'alternateur, peut se traduire par des phases de fortes charges ou de fortes décharges de la batterie. C'est pourquoi l'optimisation est réalisée avec la contrainte d'obtenir un bilan batterie nul à la fin du cycle d'usage.

### Artémis Urbain



### Artémis Routier



### Artémis Autoroutier 150km/h

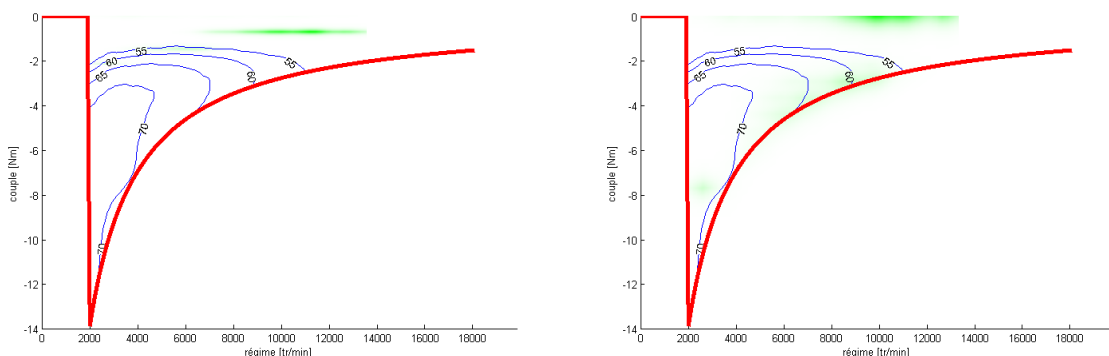


Figure 7-5 Comparaison de l'utilisation de l'alternateur sans (à gauche, Conv00) et avec (à droite, Conv01) gestion optimisée sur les différents cycles Artémis

Selon les cycles d'usages et les conditions de fonctionnement de la chaîne de traction (régime, couple) en résultant, des gains plus ou moins importants peuvent être atteints grâce à l'implémentation de cette fonctionnalité.

Ainsi, en comparant les configurations *Conventionnel 00* et *Conventionnel 01 sur le cycle d'usage urbain* (voir Tableau 7-1), la gestion optimisée de l'alternateur permet d'améliorer le rendement de fonctionnement de l'alternateur, celui-ci passant de 55,3 % à 70,1 %. Cette amélioration du rendement, couplée à une augmentation de la récupération de l'énergie du freinage, permet de diminuer l'impact des auxiliaires sur la consommation énergétique (le ratio de l'énergie consommée par les auxiliaires par rapport à l'énergie nécessaire à la traction du véhicule représentant environ 16 %) et ainsi de réaliser un gain significatif en consommation de l'ordre de 4,0 %.

Dans le cas des usages routier et autoroutier, les gains obtenus sont moins importants (respectivement 1,9 et 1,1 %). On observe en effet une nette amélioration du rendement de fonctionnement de l'alternateur, malgré les régimes de fonctionnement plus élevés des composants sur les cycles routier et autoroutier qui ne permettent pas d'atteindre les zones de meilleur rendement de l'alternateur comme l'illustre la Figure 7-5. Cependant ce gain en rendement apporté par l'optimisation de l'alternateur s'applique sur une énergie consommée par les auxiliaires nettement plus faible que l'énergie consommée pour la traction du véhicule (en proportion respectivement 6 et 2 %, voir Tableau 7-1) et ne permet ainsi pas d'apporter de gains significatifs à la consommation de carburant du véhicule.

*Tableau 7-1 Récapitulatif des principaux résultats énergétiques concernant l'implémentation de la fonctionnalité de gestion optimisée de l'alternateur sur les cycles Artémis (résultats obtenus avec l'outil PPTool)*

	Artémis Urbain				Artémis Routier				Artémis Autoroutier			
	$E_{gmp}>0$ [Wh/km]	$E_{gmp}<0$ [Wh/km]	$E_{aux}$ [Wh/km]	$\eta_{alt}$ [%]	$E_{gmp}>0$ [Wh/km]	$E_{gmp}<0$ [Wh/km]	$E_{aux}$ [Wh/km]	$\eta_{alt}$ [%]	$E_{gmp}>0$ [Wh/km]	$E_{gmp}<0$ [Wh/km]	$E_{aux}$ [Wh/km]	$\eta_{alt}$ [%]
<b>Conventionnel 00</b>	138,5	22,8	22,4	55,3	115,1	9,5	7,0	43,9	177,7	3,3	4,0	39,3
<b>Conventionnel 01</b>	138,4	33,7	22,4	70,1	115,1	13,5	7,0	65,2	177,7	5,1	4,0	63,5

$E_{gmp}$  : Energie au niveau de la chaîne de traction (>0 traction, <0 freinage)

$E_{aux}$  : Energie électrique consommée par les auxiliaires

$\eta_{alt}$  : rendement moyen en fonctionnement de l'alternateur

### 7.3.1.1.2 Impact de l'implémentation de la fonctionnalité S&S

L'apport de la fonctionnalité S&S en termes de gain peut être estimé en comparant les résultats de la configuration *Conventionnel 01* à ceux de la *Conventionnel 02* ou bien ceux de la configuration *Conventionnel 03* à ceux de la *Conventionnel 04* (voir Figure 7-2). Nous nous concentrerons ici sur la comparaison des configurations *Conventionnel 01* et *Conventionnel 02* (voir Figure 7-6).

Les gains atteignables grâce à la fonctionnalité S&S sont directement liés aux caractéristiques des cycles d'usage. En effet, en considérant la durée des arrêts véhicule dans chacun des cycles Artémis (voir 0), condition nécessaire à l'utilisation de la fonctionnalité S&S, le gain maximum (~ 10,5 %) est atteint pour le cycle Urbain, cycle possédant la plus grande proportion de temps d'arrêt (28,4 %). Par conséquent, les cycles routiers et autoroutiers, avec respectivement 3,1 % et 1,5 % de temps d'arrêt et donc une capacité moindre à mettre en oeuvre la fonctionnalité S&S, présentent des gains nettement inférieurs, voire non significatifs (~ 0,5 % pour l'usage routier et > 0,1 % pour l'usage autoroutier).

L'implémentation de la fonctionnalité S&S se traduit par une augmentation du nombre de démarrages du moteur thermique qui devra être prise en compte au niveau du dimensionnement en fatigue des composants participant au démarrage (démarrateur, batterie). Ainsi, et comme l'illustre la Figure 7-6, le nombre de démarrages du moteur thermique est de 23 pour l'usage urbain (soit 1,8/min), 5 pour l'usage routier (soit 0,3/min) et 4 pour l'autoroutier (soit 0,2/min).

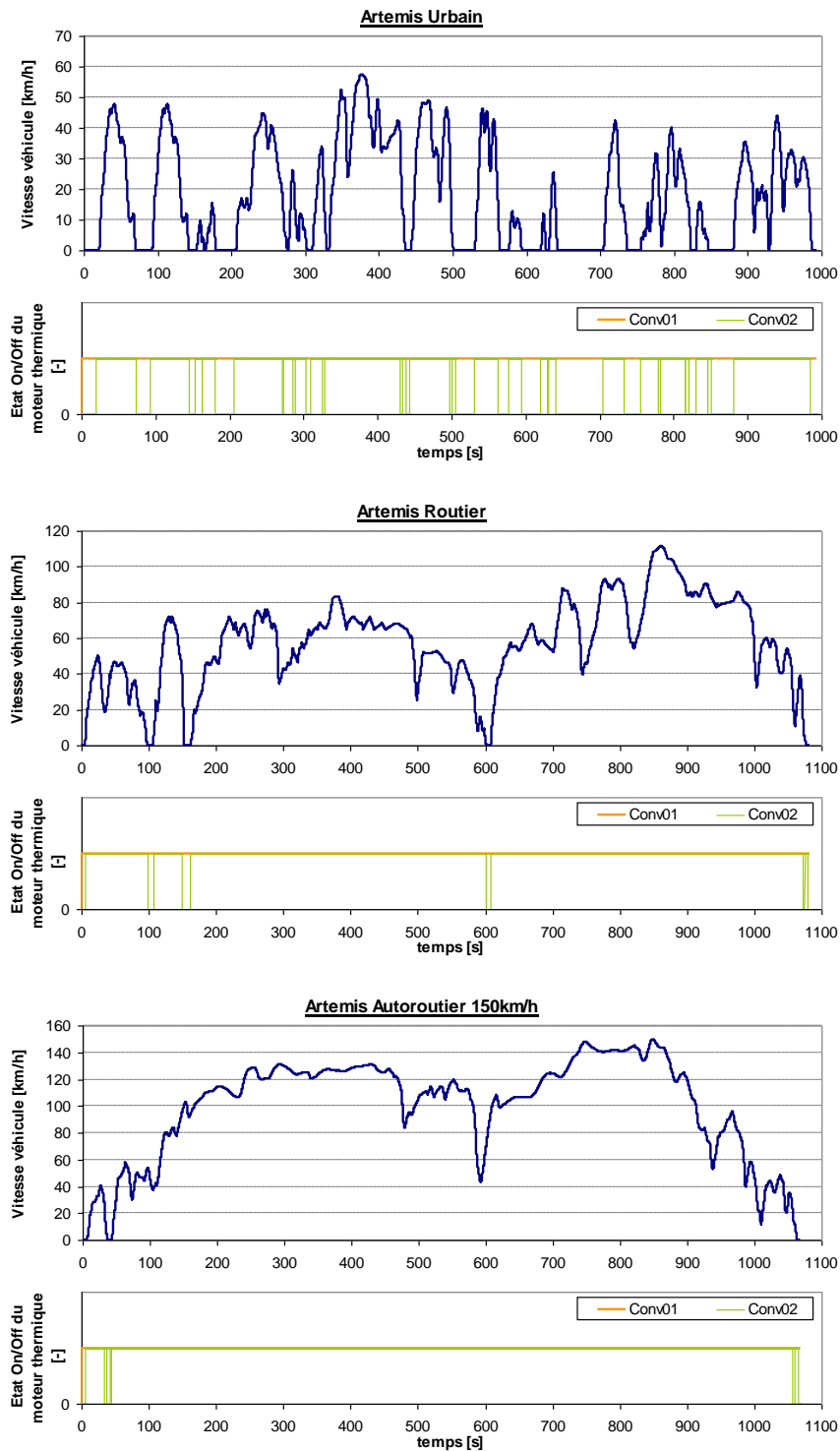


Figure 7-6 Comparaison de l'état On/Off du moteur thermique sur les cycles Artémis sans (Conv01) et avec (Conv02) implémentation de la fonctionnalité Stop&Start

Comme nous l'avons décrit dans le chapitre 1.3.3, l'arrêt du véhicule n'est pas une condition suffisante pour enclencher la fonctionnalité Stop&Start dans les applications réelles. Des critères tels que l'état de charge de la batterie, l'activation d'auxiliaires forts consommateurs (ex : climatisation, chauffage) ou bien la réalisation de manœuvre à faible vitesse permettent d'inhiber la fonction S&S. Enfin, est c'est l'un des critères les plus importants, la température d'huile moteur (viscosité et donc



pertes par frottement augmentées à faible température) et de la ligne d'échappement (température d'activation du catalyseur) sont également prises en compte afin que l'utilisation du S&S ne se fasse pas au détriment de l'émissions de polluants et/ou de la consommation. Dans ce sens, les constructeurs et équipementiers travaillent activement sur les durées d'activation du catalyseur notamment afin d'accélérer la mise en action de la fonctionnalité S&S, d'autant plus pour le cycle d'évaluation (NEDC) dont le départ est opéré à froid.

### 7.3.1.1.3 Impact de la gestion optimisée de la boîte de vitesses

L'implémentation d'une gestion optimisée de la boîte de vitesses permet de compléter l'optimisation du véhicule de type conventionnel. Dans cette gestion optimisée, rendue possible grâce à l'utilisation d'une boîte de vitesses robotisée (sélection des rapports et gestion de l'embrayage gérées par le superviseur), la sélection du rapport est déterminée afin de minimiser la consommation énergétique avec les contraintes de répondre à la demande de couple à la roue, respecter les enveloppes de fonctionnement des composants (régime maximal et minimal, puissance maximale) ainsi que les contraintes d'agrément (voir 4.3.2.2.2), notamment concernant la réserve de couple.

Dans la majorité des cas pour les configurations de type *Conventionnel*, la sélection d'un rapport de boîte plus long que celui normalement spécifié dans le cycle permet l'utilisation du moteur thermique sur des points de fonctionnement à plus faible régime et plus forte charge possédant par nature des rendements plus intéressants (voir 2.3).

La Figure 7-7 permet de comparer les rapports engagés selon que ceux-ci ont été définis dans le cycle d'usage (*Conventionnel 01*) ou bien qu'ils ont été déterminés en faisant appel à la gestion optimale de la boîte de vitesses (*Conventionnel 03*). La gestion optimisée de la boîte de vitesses permet ainsi de réaliser des gains significatifs en consommation sur les usages urbains et routiers avec respectivement environ 5,5 % et 8,2 % de gain. Ces gains sont la conséquence de l'amélioration du rendement moyen de fonctionnement du moteur thermique (voir Tableau 7-2) mais ont pour contrepartie une augmentation du nombre de changements de rapport qui pourra avoir des conséquences néfastes en termes d'agrément. Avec une augmentation de la consommation de 0,7 % la gestion optimisée de la boîte de vitesses semble ne pas présenter d'intérêt pour le cycle autoroutier, ce notamment parce que la majorité du cycle se déroule à l'origine (d'après les données du programme Artémis) avec des rapports élevés. Cependant ce résultat est à nuancer compte tenu des problèmes rencontrés avec la gestion optimisée de la boîte de vitesses sur certaines phases de fonctionnement comme nous le verrons ci-dessous.

Tableau 7-2 Récapitulatif des principaux résultats énergétiques concernant l'implémentation de la fonctionnalité de gestion optimisée de la boîte de vitesses sur les cycles Artémis

	Artémis Urbain		Artémis Routier		Artémis Autoroutier	
	Nombre de changement de rapport	$\eta_{mth}$ [%]	Nombre de changement de rapport	$\eta_{mth}$ [%]	Nombre de changement de rapport	$\eta_{mth}$ [%]
<i>Conventionnel 00</i>	77	23,8	37	26,8	24	31,3
<i>Conventionnel 01</i>	142	25,3	108	28,9	72	31,3

$\eta_{mth}$  : rendement moyen en fonctionnement du moteur thermique

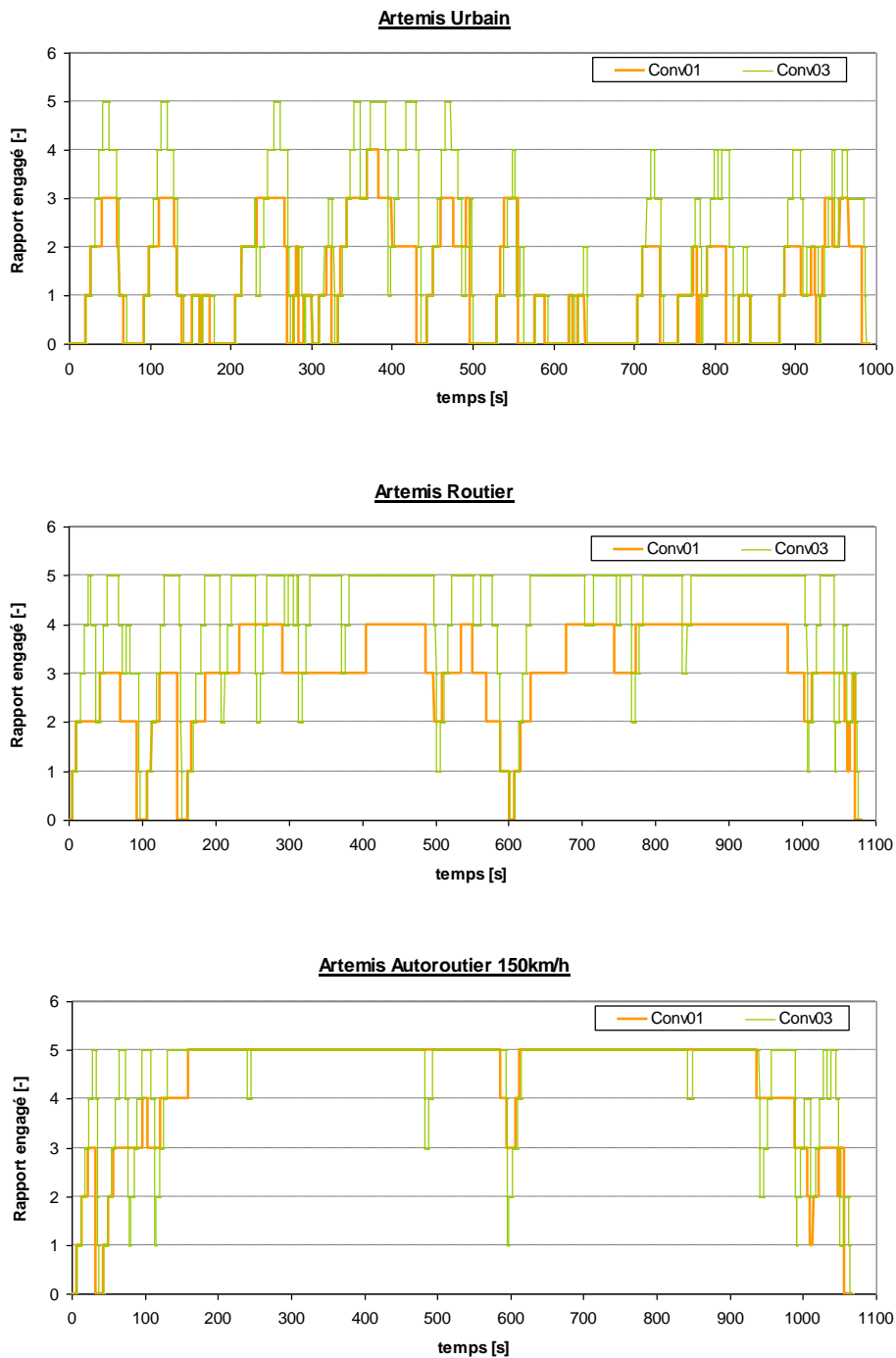


Figure 7-7 Comparaison des rapports de boîtes engagés sur les cycles Artémis sans (Conv01) et avec (Conv03) optimisation de la gestion de la boîte de vitesses

L'implémentation de cette fonctionnalité de gestion optimisée de la boîte de vitesses n'a pas donné entière satisfaction dans le cadre de cette thèse. En effet, comme l'illustre la Figure 7-7, bien que les rapports engagés avec la gestion optimisée de la boîte de vitesses soient plus longs sur la majorité du temps, certaines phases de fonctionnement présentent un phénomène de pompage avec une descente du rapport engagé rapidement suivi d'une montée de rapports. Même si leur proportion reste faible, ces phases engendrent une augmentation ponctuelle de la consommation et ainsi une dégradation du gain potentiel. La cause de ce comportement non optimal a été identifiée et son origine

réside dans le modèle de conducteur utilisé dans le simulateur AMESim. Ce modèle, initialement conçu pour les véhicules équipés d'une boîte automatique ou d'une transmission à variation continue (CVT), n'est pas conçu pour supporter les ruptures de couple consécutives à l'utilisation d'une boîte de vitesses pilotée. Ainsi lors des changements de rapports, la transmission du couple à la roue étant interrompue, la vitesse du véhicule a tendance à diverger de la vitesse théorique. Le conducteur répond à cette divergence par un enfoncement plus important de la pédale d'accélérateur sans que cela ne se traduise par une augmentation de la vitesse (l'embrayage étant alors toujours ouvert et l'interprétation de la pédale d'accélérateur étant désactivée dans le superviseur), l'enfoncement de la pédale augmente alors au fur et à mesure de la phase de changement de rapport. Or, lorsque cette phase de changement de rapport est terminée, la fonction d'interprétation de l'enfoncement pédale, permettant de déterminer le couple demandée à la roue, est réactivée dans le superviseur, ce qui, du fait de la demande de couple très importante (enfoncement pédale important), nécessite la sélection d'un rapport plus court que celui venant d'être engagé. Il faut ici noter que ces erreurs apparaissent malgré les critères d'agrément implémentés dans le superviseur comme nous l'avons vu en 4.3.2.2.2 (réserve de couple, suppression des solutions entraînant des régimes trop faibles ou trop élevés, durée minimale entre deux changements de rapport). La tentative de modification des gains du PID paramétrant le conducteur n'a pas permis de corriger ce problème tout en conservant un suivi de cycle satisfaisant hors phase de changement de rapport.

Enfin, on rappellera ici que la stratégie de gestion optimale de l'énergie implémentée dans le superviseur est basée sur un modèle simplifié du véhicule ne prenant pas en compte les phases transitoires (phases de changement de rapport, phases de démarrage du moteur thermique), et que la sur-consommation pouvant intervenir lors de ces phases n'a pas été prise en compte pour le choix des points de fonctionnements optimaux.

#### **7.3.1.1.4 Impact de l'hybridation**

L'hybridation de type *HEV-FullHybrid* du véhicule permet d'atteindre les gains les plus importants pour les configurations non rechargeables en combinant les fonctionnalités que nous avons d'ores et déjà abordées pour le véhicule conventionnel (S&S, gestion optimisée de la boîte de vitesses) et en y ajoutant des fonctionnalités spécifiques à l'hybridation (assistance électrique, recharge de la batterie en flux série, traction électrique, freinage récupératif).

Afin d'analyser les gains atteignables grâce à l'hybridation, nous comparons ici les résultats obtenus pour la configuration de type *Conventionnel* la plus optimisée (*Conventionnel 04*) avec ceux de la configuration *HEV-FullHybrid*. Cette comparaison est réalisée sur la base des consommations de carburant et émissions de CO<sub>2</sub> corrigés (voir 7.2.1), de l'analyse des flux énergétiques obtenus grâce à l'outil PPTool (voir 0) et de l'analyse statistique des puissances moyennes et de la durée des modes de fonctionnement hybride.

##### **a Cas de l'usage urbain**

Le cycle d'usage urbain est le cycle pour lequel les potentialités de l'hybridation non rechargeable en termes de gain sont les plus importantes avec une diminution de la consommation d'environ 18,7 % par rapport au véhicule conventionnel entièrement optimisé. La Figure 7-8 ci-dessous permet de comparer quelques unes des conditions de fonctionnement des configurations *Conventionnel 04* et *HEV-FullHybrid* sur ce cycle d'usage urbain.

La combinaison de la fonctionnalité S&S avec celle de mode tout-électrique (moteur éteint et débrayé) permet de diminuer la durée de fonctionnement du moteur thermique qui passe alors de 71 à 34 % avec en contrepartie un nombre de démarrages à la hausse passant de 22 à 33 sur la totalité du cycle (soit environ 2 démarrages par minute). Cette diminution du temps de fonctionnement combinée

à la gestion optimisée de la boîte de vitesses et à la répartition de la puissance entre le moteur thermique et la machine électrique permet de nettement améliorer le rendement d'utilisation moyen du moteur thermique avec une évolution de 28,3 à 33,6 %.

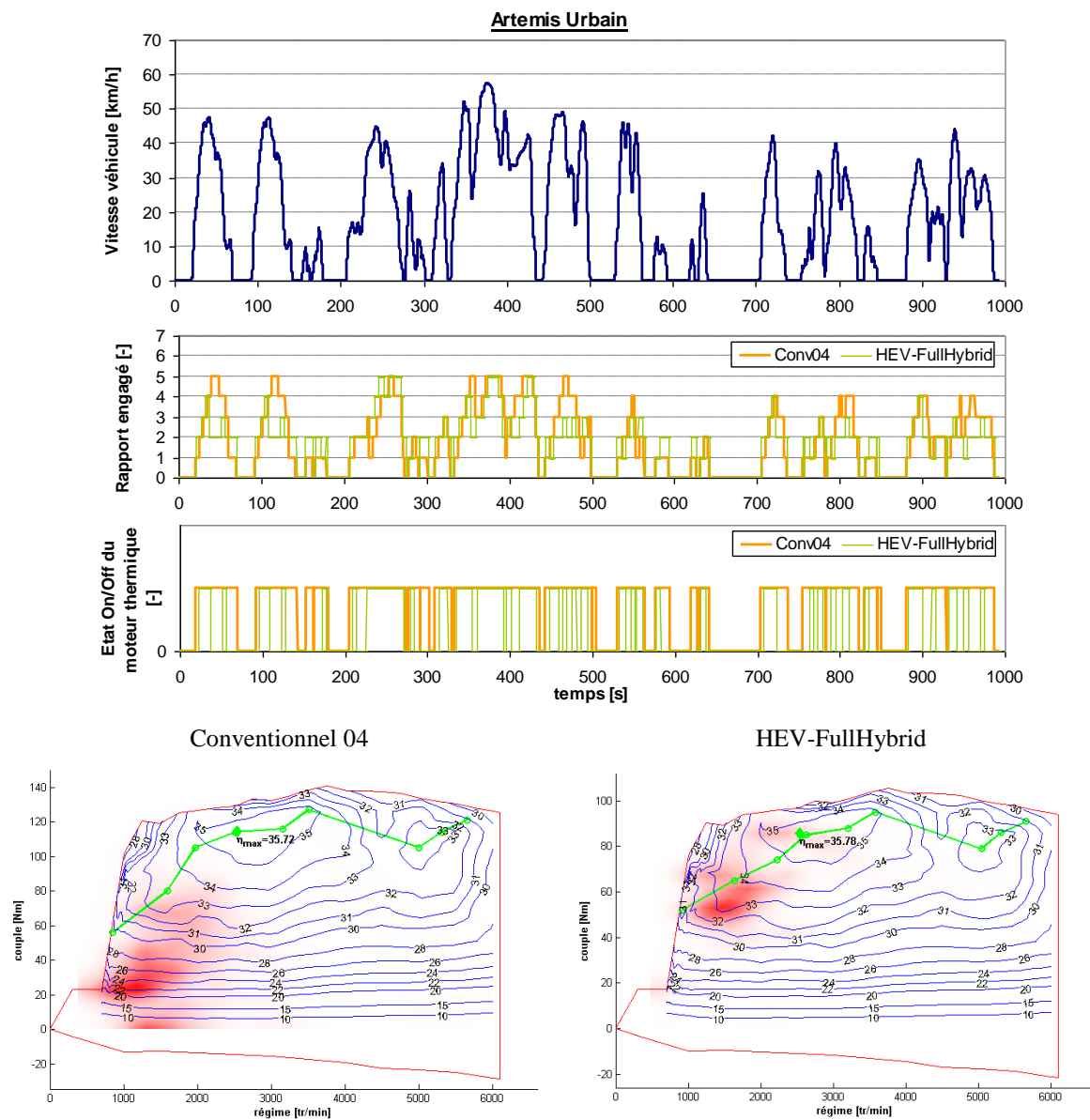


Figure 7-8 Comparaison des conditions de fonctionnement des configurations Conventiennel 04 et HEV-FullHybrid sur le cycle d'usage urbain

La capacité des véhicules hybrides à répartir la puissance entre le moteur thermique et la machine électrique permet de déplacer les points de fonctionnement des composants vers les zones de meilleurs rendements (comme l'illustrent les cartographies d'utilisation du moteur thermique de la Figure 7-8) soit en utilisant le moteur thermique à une puissance plus faible que celle demandée et en compensant grâce à l'apport de la machine électrique (mode traction hybride avec assistance électrique ou Boost), soit en utilisant le moteur thermique sur des puissances plus élevées que celles demandées (afin de se rapprocher des zones de meilleurs rendements) et en absorbant le surplus de puissance avec la machine électrique fonctionnant alors en génératrice de courant (flux série). Ces modes de fonctionnement sont représentés dans la Figure 7-9 ci-dessous. Dans le cas de l'usage urbain, la puissance mécanique moyenne produite par la machine électrique en mode « traction

hybride – Boost » est d'environ 2,3 kW (pour une puissance totale de 12,5 kW au niveau de l'arbre primaire de la boîte de vitesses) alors que la puissance mécanique moyenne récupérée par la machine en mode « traction hybride – flux série » est d'environ 4,7 kW (pour une puissance de 8,8 kW au niveau de l'arbre primaire). Ces deux modes de fonctionnement représentent respectivement 17 % et 45 % des phases de traction sur l'ensemble du cycle.

Ces modes de fonctionnement combinés aux modes « traction électrique » et « freinage récupératif » mettent en jeu la machine électrique dont le rendement d'utilisation moyen est de 79,2 % en fonctionnement moteur et 82,1 % en fonctionnement générateur (pour un rendement maximal atteignable de respectivement 89,7 % et 88,5 %). Ces rendements d'utilisation qui sont loin d'être optimaux sont notamment dus au fait que les puissances moyennes de fonctionnement de la machine ne sont pas très élevées (pour cette machine de 22,5 kW de puissance maximale en régime transitoire) ni pour les deux modes de fonctionnement « traction hybride » pour lesquels nous avons déjà évoqué les puissances moyennes, ni pour le mode « traction électrique » (4,0 kW de puissance moyenne) ou pour le freinage régénératif (5,8 kW de puissance moyenne).

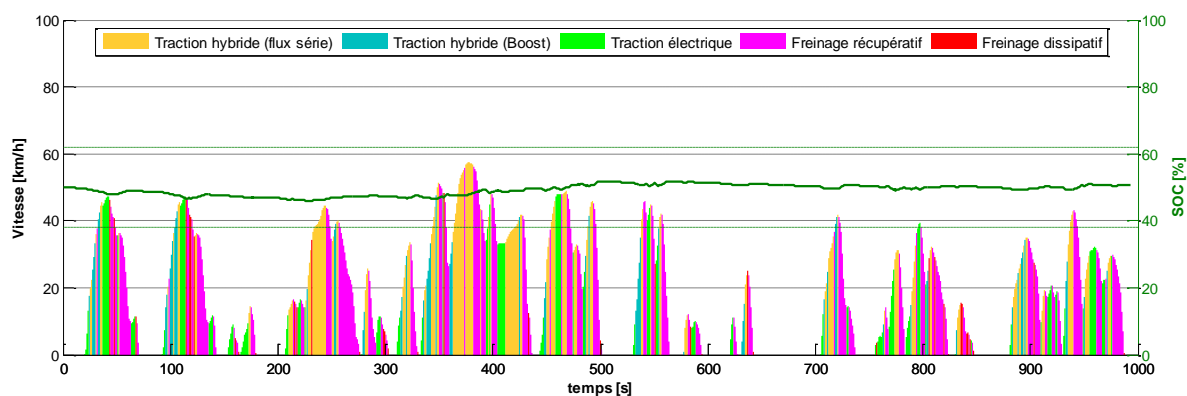


Figure 7-9 Représentation des modes de fonctionnement de la configuration HEV-FullHybrid sur le cycle d'usage urbain

Enfin la fonctionnalité de récupération de l'énergie au freinage permet de recharger la batterie et ainsi de compenser, « gratuitement » (l'énergie du freinage étant autrement dissipée sous forme de chaleur), l'énergie électrique dépensée dans les modes de traction électrique et d'assistance électrique. Dans le cas de l'usage urbain, l'énergie récupérée grâce au freinage récupératif représente environ 89,6 % (sur l'arbre mécanique, i.e. avant conversion en électricité) de l'énergie totale de freinage (~112 Wh/km).

### b Cas de l'usage routier

L'hybridation du véhicule permet, dans le cas de l'usage de type routier d'atteindre un gain d'environ 7,1 % par rapport à la configuration *Conventionnel 04*. Compte tenu du nombre d'arrêts véhicule et de la vitesse plus élevée de ce cycle (pour rappel, la fonctionnalité tout-électrique n'est possible que jusqu'à 60 km/h), le moteur thermique doit rester en fonctionnement environ 79,6 % du temps (contre 96,7 % pour le cas du véhicule conventionnel équipé de la seule fonctionnalité S&S). Pour ce cycle, le rendement moyen du moteur thermique, déjà intéressant (29,1 %) pour la configuration *Conventionnel 04* (notamment du fait des plus fortes puissances appelées), atteint une valeur moyenne de 33,5 % dans le cas de la configuration hybride (voir Figure 7-10).

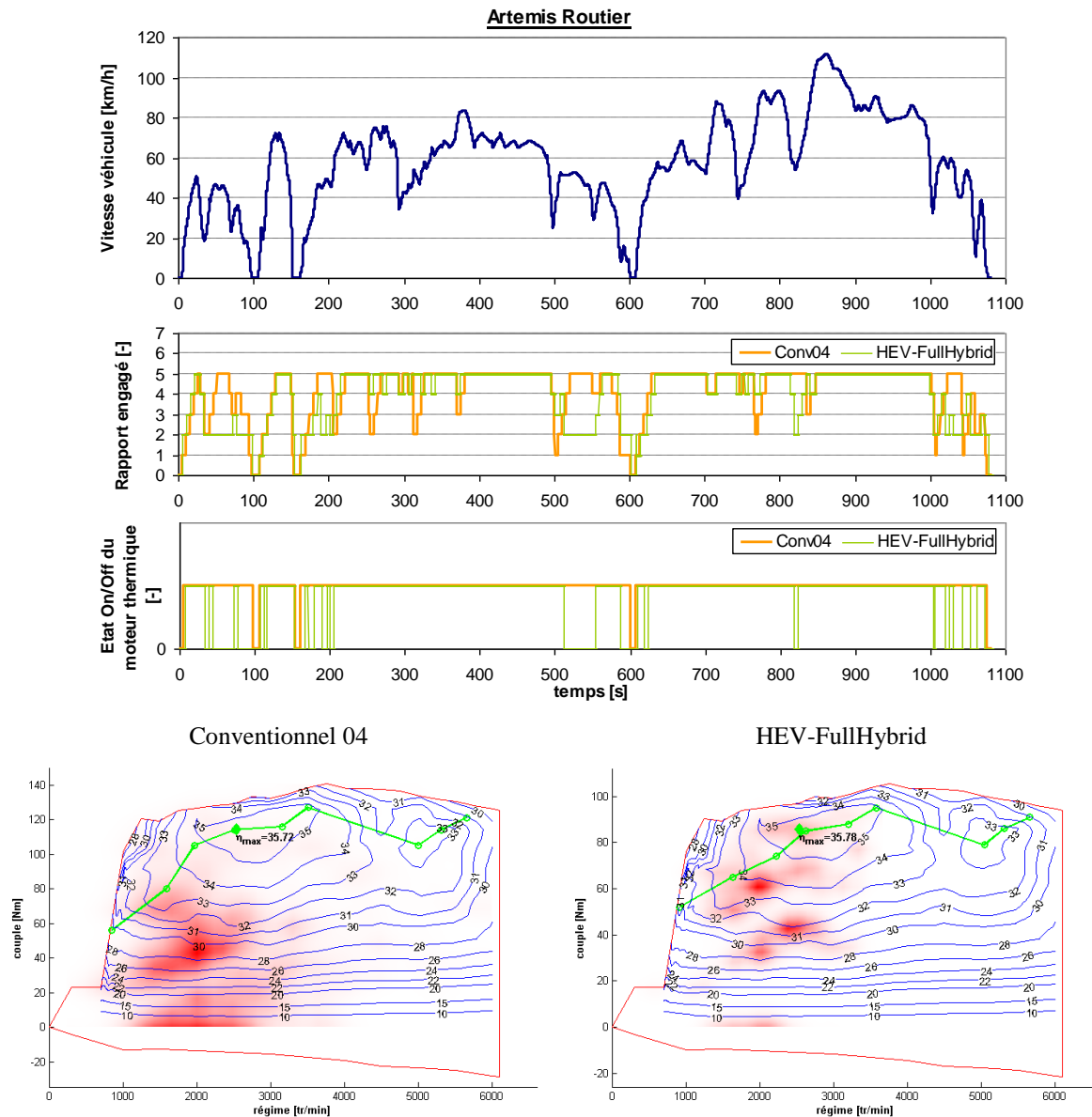


Figure 7-10 Comparaison des conditions de fonctionnement des configurations Conventiennel 04 et HEV-FullHybrid sur le cycle d'usage routier

Les puissances moyennes mises en œuvre dans les différents modes de traction hybride du véhicule (voir Figure 7-11) sont quant à elles plus élevées que pour le cycle d'usage urbain avec une puissance moyenne de 20,5 kW en mode « traction hybride – Boost » (dont 4,0 kW sont assurées par la machine électrique) et de 9,3 kW en mode « traction hybride – flux série » (le moteur thermique produisant alors 12,8 kW dont 3,5 kW sont absorbés par la machine électrique). Ces deux modes de fonctionnement hybride représentent respectivement 21 et 64 % des phases de traction.

La cinématique et la dynamique du cycle d'usage routier ne permettent pas d'avoir une utilisation fréquente du mode électrique. En effet, comme on peut l'observer dans la Figure 7-11, le mode électrique intervient majoritairement lors de quelques phases de décollage et pour des phases de vitesses stabilisées. Cela aboutit à une utilisation du mode électrique sur seulement 15 % des phases de traction et pour une puissance moyenne de 6,3 kW.

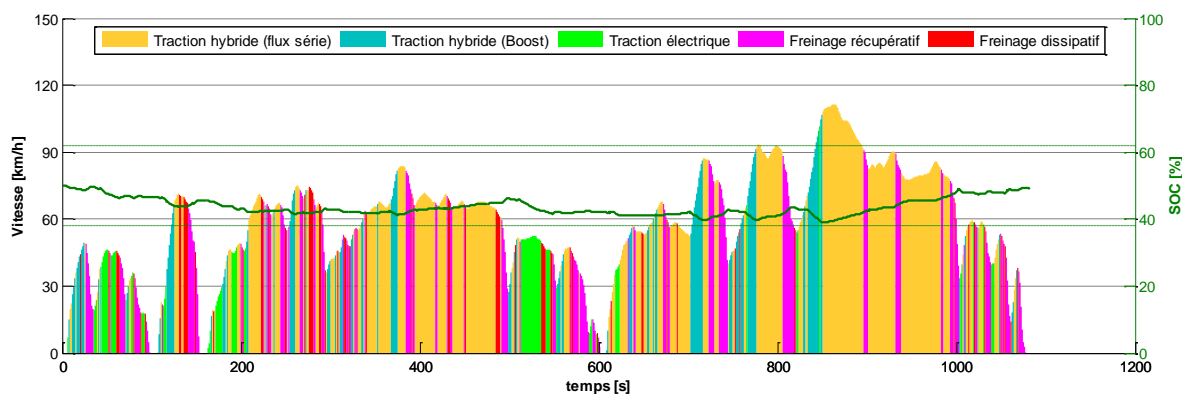


Figure 7-11 Représentation des modes de fonctionnement de la configuration HEV-FullHybrid sur le cycle d'usage routier

Dans le cas de l'usage routier l'implémentation de la récupération de l'énergie au freinage présente moins d'intérêt que dans le cas de l'usage urbain. En effet, bien que les puissances mises en jeu lors des phases de freinage soient plus importantes (8,3 kW récupérable en moyenne au niveau de la machine), l'énergie totale de freinage à la roue n'est que de l'ordre de 40 Wh/km du fait de la fréquence des phases de freinage (28 % de la durée totale du cycle). De plus cette énergie n'est pas totalement récupérable (environ 81,2 % avant conversion en électricité) à cause de la répartition du freinage et de la saturation en puissance de la machine électrique sur les freinages de puissances importantes.

### c Cas de l'usage autoroutier

Les résultats obtenus concernant l'évaluation de la configuration *HEV-FullHybrid* sur l'usage autoroutier montrent que l'hybridation du véhicule ne permet pas de réaliser de gains en consommation par rapport au véhicule conventionnel entièrement optimisé (*Conventionnel 04*). En effet, le véhicule bénéficiant des fonctionnalités hybrides présente une sur-consommation légèrement inférieure à 1 % sur cet usage. Plusieurs facteurs sont à l'origine de cette sur-consommation.

Tout d'abord, comme le montre la Figure 7-12, la marge d'amélioration du rendement d'utilisation du moteur thermique est relativement faible compte tenu des fortes puissances appelées sur le cycle aboutissant à un rendement moyen d'utilisation du moteur thermique de 31,3 % pour le véhicule conventionnel. Ainsi, l'ajout des fonctionnalités de l'hybridation ne permet pas de dépasser un rendement moyen du moteur thermique de 33,9 %, et ce malgré des puissances moyennes relativement élevées (36,1 kW au niveau de l'arbre primaire de la boîte de vitesses dont 31,1 kW fourni par le moteur thermique durant le mode « traction hybride – Boost » et 25,8 kW produit par le moteur thermique pour 21,5 kW au niveau de l'arbre primaire durant le mode « traction hybride – flux série »).

Le mode électrique qui ne peut être utilisé que durant les 100 premières secondes du cycle (compte tenu de la cinématique, voir Figure 7-13) ne permet pas non plus de réaliser des économies de carburant significatives, le moteur thermique fonctionnant 90,1 % du temps (contre 98,9 % pour le véhicule *Conventionnel 04*, i.e. avec le S&S).

De plus la fonctionnalité de freinage récupératif ne présente pas un potentiel de gain très important compte tenu de la faible quantité d'énergie récupérable au freinage (seulement 22 Wh/km à la roue) et de la limitation de l'énergie effectivement récupérée (70,4 % avant conversion en électricité) du fait de puissances trop importantes mises en jeu dans le freinage. Les puissances moyennes récupérées au niveau de la machine électrique étant de l'ordre de 11,5 kW.

Une raison supplémentaire pouvant justifier cette sur-consommation est que contrairement au véhicule conventionnel, la machine électrique de traction intervient également dans la chaîne de rendement et que compte tenu des faibles puissances et des régimes élevés sur lesquels cette machine est amenée à fonctionner, ses rendements moyens d'utilisation ne sont pas très bons (76,0 % en fonctionnement moteur et 74,8 % en fonctionnement générateur). A ces pertes, s'ajoutent également les pertes dues au stockage et au déstockage de l'énergie dans la batterie.

Enfin, le problème rencontré lors de l'implémentation de la gestion optimisée de la boîte de vitesses déjà évoqué auparavant (voir 7.3.1.1.3), est ici aussi susceptible d'avoir dégradé le gain potentiel apporté par l'hybridation.

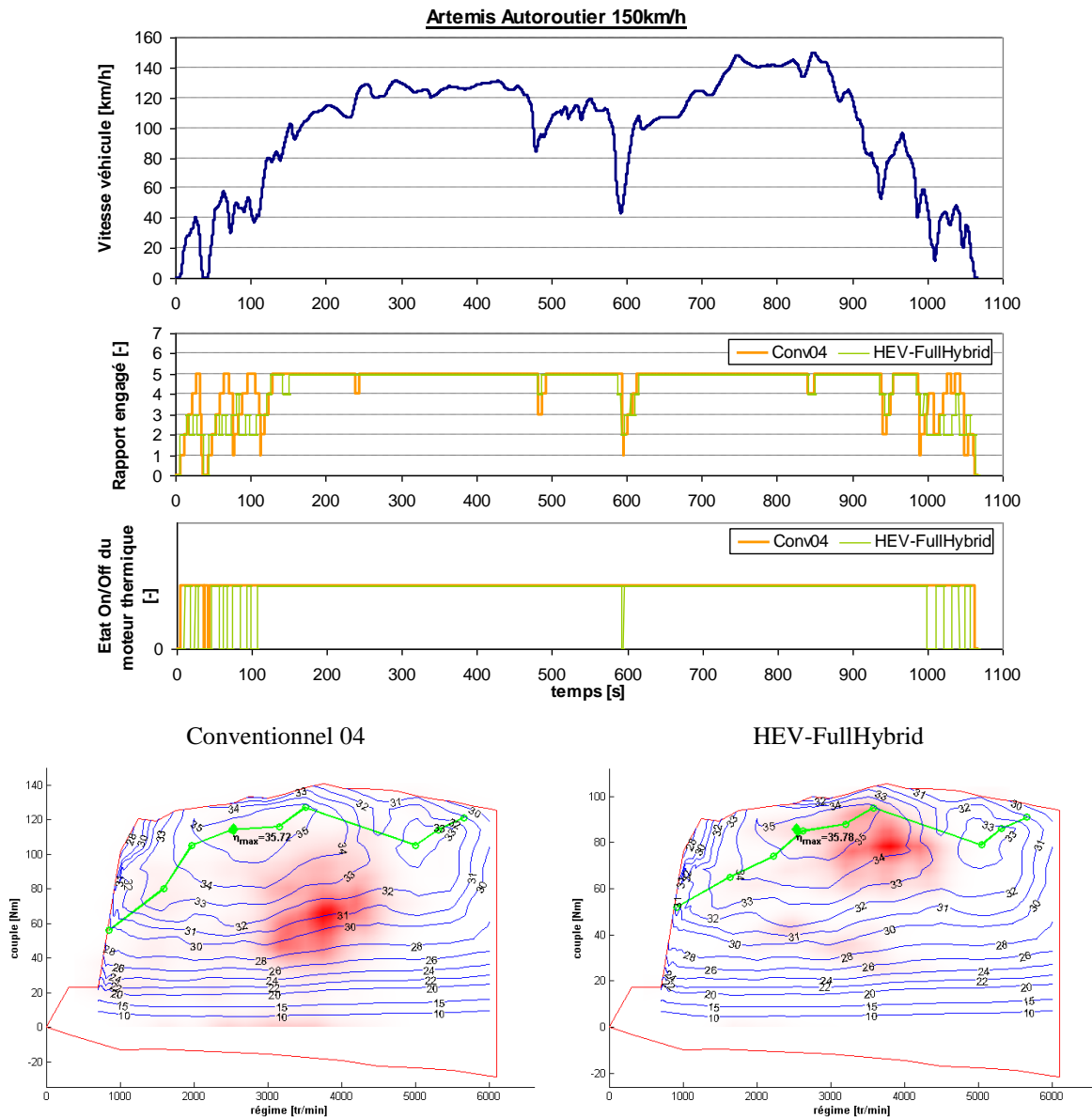


Figure 7-12 Comparaison des conditions de fonctionnement des configurations Conventionnel 04 et HEV-FullHybrid sur le cycle d'usage autoroutier



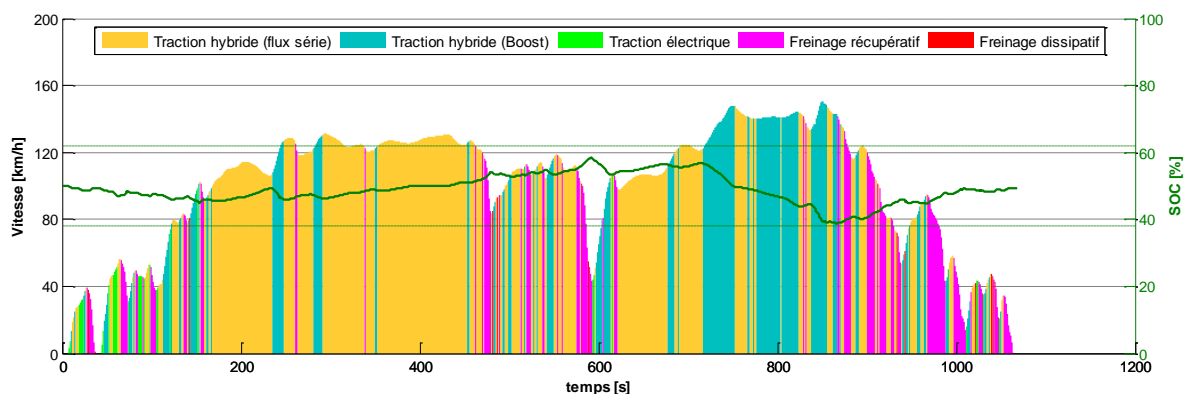


Figure 7-13 Représentation des modes de fonctionnement de la configuration HEV-FullHybrid sur le cycle d'usage autoroutier

### 7.3.1.2 Cas des véhicules rechargeables

Comme nous l'avons vu au début de ce chapitre (voir 7.2.2), l'évaluation de la consommation énergétique des véhicules hybrides rechargeables est complexe car pour une configuration et un cycle d'usage donnés :

- il existe une infinité de solutions de couples de consommation de carburant et d'électricité dépendant de la stratégie de gestion de l'énergie et de sa propension à favoriser la décharge de la batterie ;
- l'évaluation de la consommation sur un cycle Artémis a peu de sens car la distance parcourue sur un seul cycle d'usage n'est pas révélatrice de la distance effectivement parcourue dans une utilisation réelle.

Les figures ci-dessous (voir Figure 7-14 et Figure 7-15) représentent donc les consommations énergétiques des véhicules hybrides rechargeables sur chacun des trois cycles d'usage et ce pour différents taux de transfert de l'énergie du vecteur carburant vers le vecteur électrique. Pour les cycles d'usage dont la distance n'est suffisante pour atteindre l'état de charge minimal de la batterie en fin de cycle, et ce malgré l'utilisation d'une gestion de l'énergie favorisant la décharge, une seconde évaluation du véhicule incriminé est réalisée en augmentant la distance parcourue par répétition du motif unitaire de cet usage un nombre entier de fois.

Dans les sections ci-dessous nous analyserons ces résultats sous différents angles et nous verrons comment ces résultats peuvent être utilisés en dehors de leur contexte d'origine.

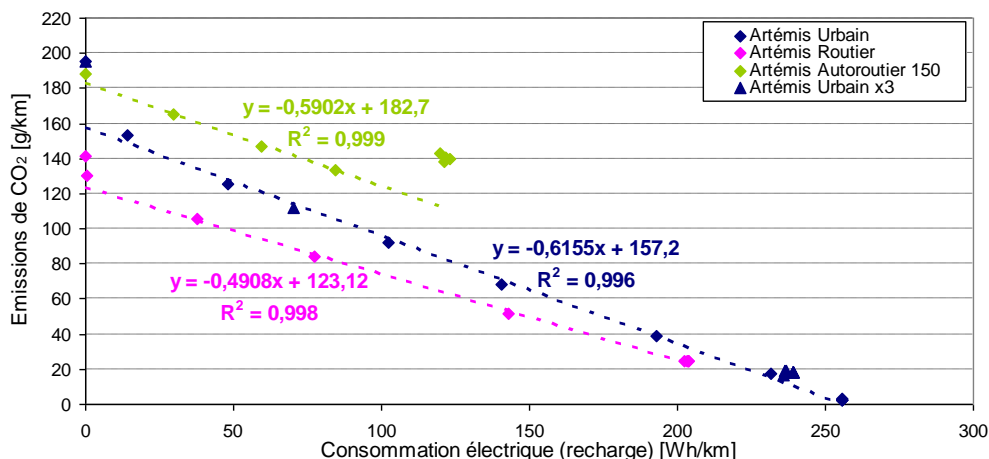


Figure 7-14 Représentation de la consommation énergétique de la configuration PHEV 5 kWh sur les cycles d'usage réel

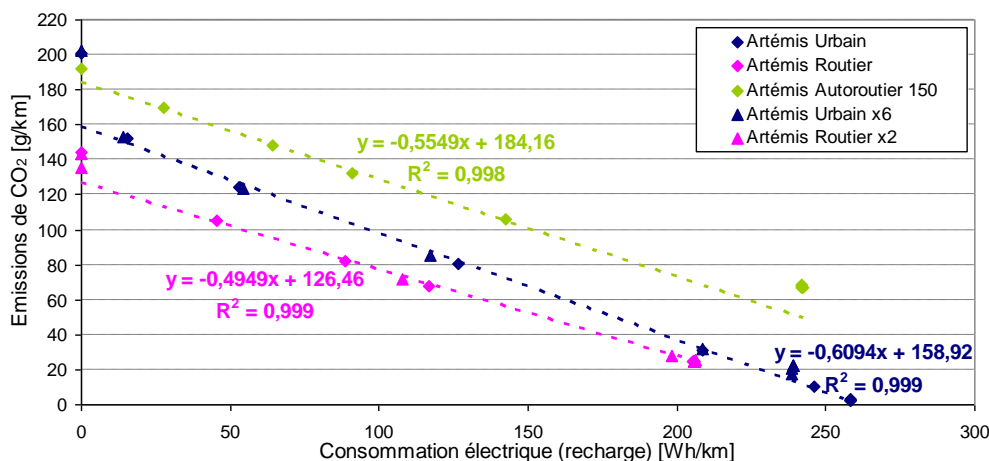


Figure 7-15 Représentation de la consommation énergétique de la configuration PHEV 10 kWh sur les cycles d'usage réel

### 7.3.1.2.1 Comparaison de la consommation énergétique pour différents cycle d'usage réel

En considérant tout d'abord l'aspect général des consommations, on remarque que les émissions de CO<sub>2</sub> (et donc la consommation de carburant) diminuent lorsque la consommation d'énergie électrique rechargée augmente et que cette diminution suit une évolution quasi-linéaire. Pour chacun des cycles d'usage réel, une régression linéaire a d'ailleurs été réalisée en se basant sur les résultats présentant des taux de transfert intermédiaires, i.e. lorsque le calcul n'est contraint par l'état de charge minimal ou maximal de la batterie. Ces régressions sont représentées dans la Figure 7-15 et la Figure 7-14.

La comparaison des consommations énergétiques sur les différents types d'usage permet de remarquer que la hiérarchie des usages les plus consommateurs déjà observée pour la configuration HEV-FullHybrid est conservée (voir 7.3.1.1) avec l'usage autoroutier comme étant le plus consommateur suivi de l'usage urbain puis de l'usage routier.

Enfin, les figures ci-dessus illustrent le fait que selon le type d'usage, les stratégies de gestion de l'énergie favorisant la décharge de la batterie ne permettent pas d'atteindre les mêmes taux de transfert d'énergie. En effet, alors que pour le cycle d'usage urbain il est possible d'atteindre des émissions de CO<sub>2</sub> de l'ordre de 0 g/km grâce à la réalisation de l'intégralité du cycle en mode

électrique, les émissions de CO<sub>2</sub> atteignables sur les usages routiers et autoroutiers ne peuvent descendre en dessous d'une certaine limite. Ces limites sont la conséquence de limitations fonctionnelles de trois ordres ayant pour conséquence le démarrage du moteur thermique :

- impossibilité d'utilisation du mode électrique au-delà d'une certaine vitesse (60 km/h dans notre cas) du fait de contraintes mécaniques ou d'une limitation implémentée dans le superviseur ;
- puissance de la chaîne de traction électrique insuffisante ;
- énergie stockée dans la batterie insuffisante (voir PHEV 5 kWh usage autoroutier).

#### **7.3.1.2.2 Analyse de l'évolution de la consommation énergétique pour différents taux de transfert de l'énergie**

Si l'on revient sur la corrélation linéaire évoquée précédemment, on peut remarquer que cette corrélation, satisfaisante pour les taux de transfert intermédiaires, a tendance à se dégrader pour les taux de transfert élevés et pour les taux de transfert faibles.

Pour les taux de transfert élevés, i.e. lorsque la gestion de l'énergie favorise la décharge de la batterie, deux évolutions de la consommation énergétique sont possibles. Une évolution normale, i.e. suivant la tendance linéaire observée pour les taux de transfert intermédiaires, peut être, soit synonyme d'une gestion optimale de la décharge batterie en CD-Blended, l'état de charge minimal étant atteint en fin de cycle (voir usage routier sur la configuration *PHEV 5 kWh*), soit le signe que la distance du cycle d'usage et la consommation énergétique de ce cycle ne sont pas suffisants pour atteindre l'état de charge minimal de la batterie (voir usage urbain sur la configuration *PHEV 5 kWh*). A contrario, on peut observer une tendance consistant en l'augmentation des émissions de CO<sub>2</sub> accompagnée d'une stagnation de la consommation électrique (voir configuration *PHEV 5 kWh* sur l'usage autoroutier). Cette évolution est le signe que, pour certaines stratégies de gestion de l'énergie, l'état de charge minimal de la batterie est atteint avant la fin du cycle, à la suite d'une décharge en mode tout électrique (CD-AE) ou en mode hybride (CD-Blended). Dès lors le superviseur rentre dans un mode dégradé, consistant à réaliser du Charge Sustaining afin de maintenir l'état de charge de la batterie, et s'accompagnant d'une augmentation de la consommation de carburant (stratégie de gestion de l'énergie CD-AE + CS ou CD-Blended + CS).

Pour les taux de transfert faibles, i.e. pour les stratégies de gestion de l'énergie s'approchant des stratégies de Charge Sustaining utilisées pour les véhicules non rechargeables, on observe là aussi des consommations de carburant plus importantes que celles données par la tendance linéaire. Cette augmentation de la consommation est notamment due au fait que l'évaluation en CS de véhicules rechargeables, dont l'état de charge initial est proche de l'état de charge maximal de la batterie, peut engendrer une gestion de l'énergie dégradée afin d'éviter d'atteindre les limites d'état de charge de la batterie. D'autre part, dans les figures ci-dessus, parmi les résultats présentant une consommation électrique nulle, figurent des solutions pour lesquelles l'état de charge final de la batterie est légèrement supérieur à l'état de charge initial. Or ce comportement, en plus d'être synonyme de sur-consommation, ne peut pas être illustré dans ce type de représentation.

#### **7.3.1.2.3 Extrapolation de la consommation énergétique d'un cycle d'usage à la consommation énergétique d'un type d'usage**

Les figures ci-dessus illustrent également le fait que l'évolution linéaire des émissions de CO<sub>2</sub> en fonction de la consommation électrique est caractéristique d'un type d'usage et que celle-ci se conserve quelque soit la distance parcourue sur ce type d'usage (voir pour l'Artémis Urbain dans la Figure 7-14, pour l'Artémis Urbain et Routier dans la Figure 7-15). Cette particularité pourra

notamment être utilisée afin de faciliter l'estimation des potentiels en consommation des véhicules hybrides rechargeables. En effet, après avoir déterminé les coefficients de la droite de consommation (suite à la caractérisation du véhicule sur un cycle d'usage élémentaire) il est alors possible d'estimer la consommation de carburant du véhicule nécessaire pour couvrir une distance donnée à partir du moment où la quantité d'énergie électrique disponible est connue (par exemple l'énergie utile si l'on souhaite terminer le trajet batterie déchargée). On peut ainsi estimer que la réalisation d'un trajet de 40 km sur un usage de type routier avec le véhicule *PHEV 5 kWh* et en utilisant la totalité de l'énergie utile (environ 3 kWh) en mode CD-Blended engendrera une consommation d'environ 3,27 L/100km (soit 78 g/km de CO<sub>2</sub> émis) tout en nécessitant une recharge sur le secteur d'environ 3,68 kWh.

Il est important de noter ici que cette extrapolation n'est valable que selon l'hypothèse que le trajet est parcouru en mode CD-Blended exclusivement, la dégradation de la consommation due à l'utilisation de modes de décharge combinés (CD-Blended + CS ou CD-AE + CS) n'étant ici pas prise en compte.

#### 7.3.1.2.4 Calibration des lois de gestions de l'énergie

L'objectif de ce paragraphe est de montrer que les simulations réalisées sur les cycles d'usage réel peuvent être utilisées afin de calibrer la loi de gestion d'énergie, i.e. la valeur du facteur d'équivalence (voir 4.3.2.2), en fonction de l'usage et indépendamment de la distance parcourue. En effet, comme l'illustre la Figure 7-16 ci-dessous, pour un type d'usage et une valeur du facteur d'équivalence (paramètre du superviseur contrôlant la répartition énergétique carburant/électrique) donnés, la consommation énergétique est identique quelle que soit la distance parcourue à condition de prendre en compte les conditions aux limites (limites de fonctionnement de la batterie pour un état de charge trop élevé ou trop faible consécutif à l'utilisation d'un facteur d'équivalence trop élevé ou trop faible). Cette caractéristique pourra donc être utilisée afin de calibrer la loi de gestion de l'énergie (déterminer la valeur de  $s$ ), par type d'usage, et dans le but d'assurer le fonctionnement optimal en CD-Blended en faisant coïncider la fin de la décharge batterie avec la fin du trajet, et ce quelle que soit la distance parcourue.

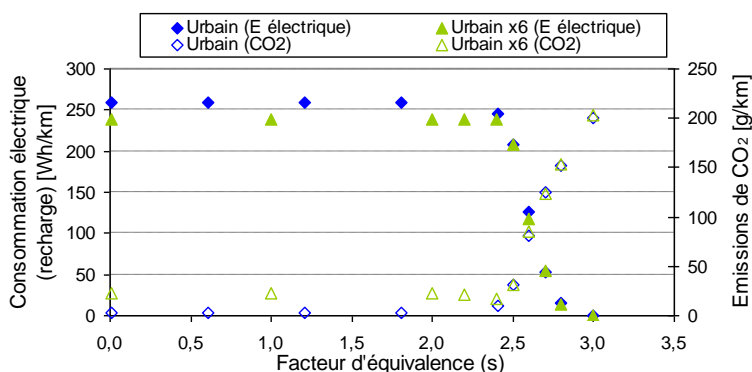


Figure 7-16 Evaluation de la consommation énergétique en fonction de la valeur du facteur d'équivalence (exemple pour la configuration *PHEV 10 kWh* pour un usage urbain)

Cette calibration pourra notamment être utilisée dans le cas d'implémentation en ligne d'une loi de gestion de type PMP (ou ECMS) afin de déterminer la valeur du facteur d'équivalence permettant d'obtenir un fonctionnement optimisé en mode CD-Blended en fonction du trajet. Cela nécessitera cependant d'avoir les moyens d'estimer au début du trajet, d'une part, la distance devant être parcourue, et d'autre part, les différents types d'usage rencontrés sur ce trajet.

### 7.3.1.3 Récapitulatif des consommations sur cycles d'usage réel

Les résultats obtenus pour chacune des configurations et les cycles d'usage réel sont récapitulés dans la Figure 7-17. Cette figure permet notamment de comparer les potentialités de véhicules hybrides rechargeables selon leur autonomie en mode électrique et de les positionner par rapport aux configurations non rechargeables. Pour les véhicules rechargeables, certaines consommations extrêmes précédemment représentées dans Figure 7-14 et la Figure 7-15, ont été supprimées dans la Figure 7-17 afin de faciliter la lecture.

On remarque ainsi que pour les trois cycles d'usages considérés, la consommation énergétique combinée (carburant/électricité) de la configuration *PHEV 5 kWh* est systématiquement inférieure (très légèrement) à celle de la configuration *PHEV 10 kWh* notamment grâce à une inertie véhicule moins importante (masse à vide environ 5 % inférieure) engendrant des puissances nécessaires à la roue et donc des énergies plus faibles.

Comme nous l'avons évoqué précédemment, les consommations de carburant des véhicules *PHEV* déterminées pour des consommations électriques nulles (voir Figure 7-17) sont des prévisions pessimistes du fait de la gestion dégradée de l'énergie pour les états de charge trop proches de l'état de charge maximal et du fait que certains de ces résultats sont obtenus pour un bilan batterie positif. Dès lors, la comparaison de ces résultats avec les consommations de carburant du véhicule hybride non rechargeable serait biaisée. Cependant, si l'on prolonge virtuellement les droites issues des régressions linéaires effectuées sur les résultats des configurations *PHEV*, jusqu'à une abscisse représentant une consommation électrique nulle, on observe que les émissions de CO<sub>2</sub>, théoriques et optimales, des véhicules hybrides rechargeables sont systématiquement supérieures à celles du véhicule hybride non rechargeable. Ce cas d'utilisation des véhicules hybrides rechargeables, bien que ne correspondant pas à l'usage attendu d'un tel véhicule, peut néanmoins être représentatif d'un cas d'utilisation dans lequel l'utilisateur ne recharge jamais son véhicule soit par volonté (électricité trop chère ou avec un bilan carbone défavorable), soit à défaut d'avoir accès à des infrastructures de recharge.

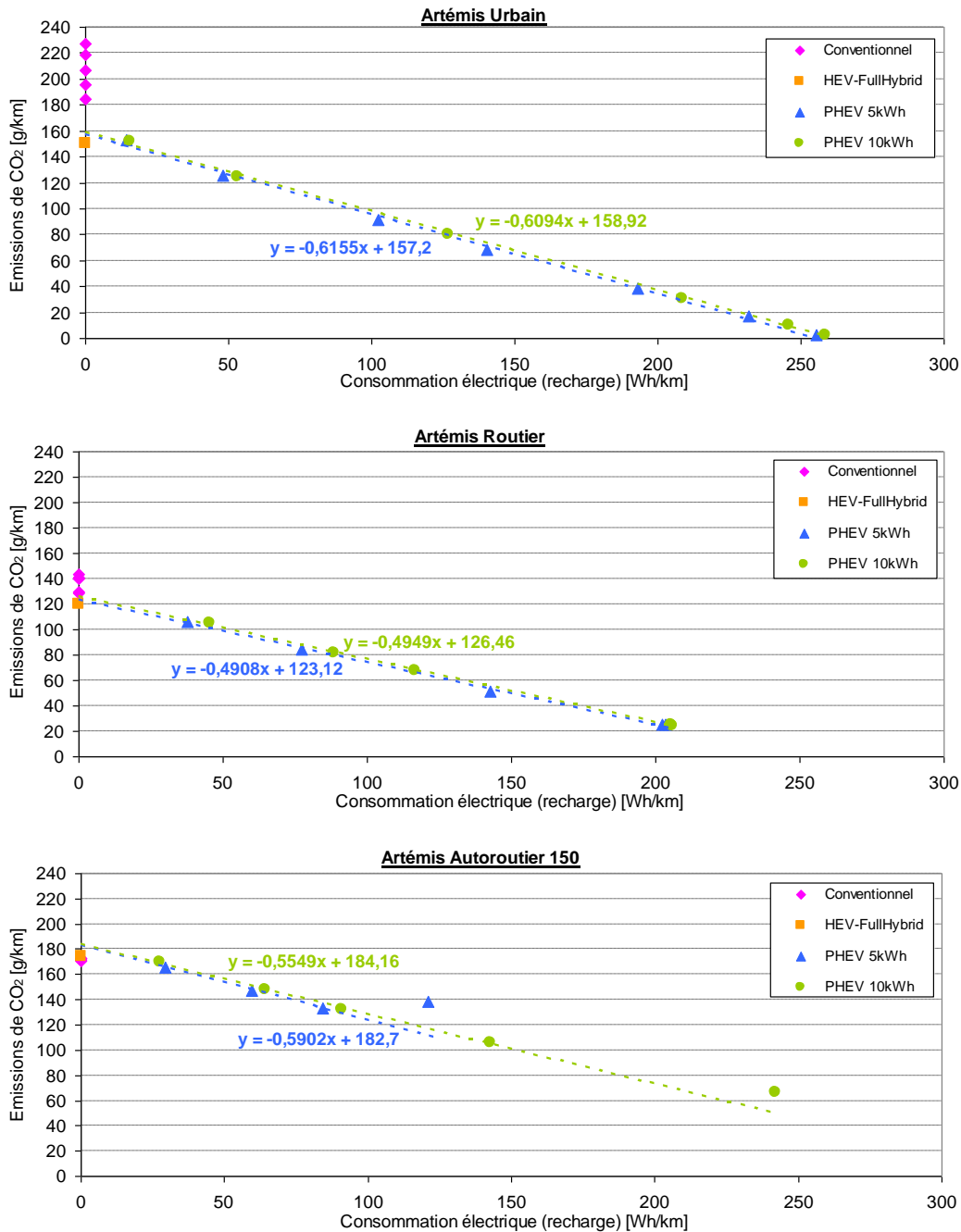


Figure 7-17 Récapitulatif des consommations énergétiques de toutes les configurations sur les cycles d'usage réel

### 7.3.2 Évaluation suivant la norme européenne

Bien que souvent décrié pour sa non représentativité de l'utilisation réelle d'un véhicule, le cycle d'évaluation NEDC, défini dans la directive d'homologation européenne des véhicules légers [UNECE (2005b), UNECE (2005a)], est toujours aujourd'hui une référence<sup>23</sup> pour l'évaluation des véhicules (conventionnel, hybride, hybride rechargeable, électrique). C'est notamment en se basant sur ce cycle et à partir de l'interprétation de la directive que sont déterminées les consommations et

<sup>23</sup> On notera qu'une nouvelle procédure (WLTP) comprenant un nouveau cycle d'homologation (WLTC), plus proche d'un usage réel, est actuellement à l'étude.

émissions qui apparaîtront ensuite sur les plaquettes commerciales des véhicules. A ce titre, la réduction des consommations et des émissions obtenues sur ce cycle et selon cette directive représentent un argument commercial important (d'autant plus depuis l'introduction du système bonus/malus basé sur les émissions de CO<sub>2</sub> déterminée selon cette procédure).

Dans cette section, nous aborderons donc l'évaluation de l'ensemble de nos configurations sur le cycle d'homologation NEDC. Nous étudierons également l'impact de l'interprétation de la directive européenne concernant la détermination de la consommation équivalente des véhicules hybrides rechargeables.

Il est à noter que pour les configurations dont la gestion de la boîte de vitesses est optimisée (*Conventionnel 03*, *Conventionnel 04*, *HEV-FullHybrid* et *PHEVs*), nous avons fait le choix d'utiliser le cycle défini par la directive pour l'évaluation des véhicules électriques. En effet, dans ce cycle, les paliers de vitesse, correspondant aux changements de rapport dans le cycle de référence, ont été supprimés. Cependant, le profil global, la durée totale, la durée et la fréquence des arrêts ainsi que la distance parcourue sont sensiblement identiques au cycle de référence (voir 0).

Il est également important de noter ici que la directive européenne impose de démarrer le cycle d'évaluation avec un véhicule conditionné à une température de (25 °C), contrainte se traduisant au niveau du moteur, alors considéré comme à l'état froid, par une consommation de carburant et des émissions de polluants plus importantes (frottements dans le moteur augmentés, stratégie de montée en température du catalyseur). Dans le cadre de cette thèse, nous n'avons pas pris en compte l'aspect thermique, par conséquent, les résultats de consommations donnés pour le cycle NEDC sont des résultats pour un départ à chaud (l'ensemble des fluides ont atteint leur température de fonctionnement normal).

### 7.3.2.1 Cas des véhicules non rechargeables

Pour les véhicules hybrides non rechargeables, la directive européenne précise que lors de l'évaluation du véhicule sur le cycle NEDC, les émissions de CO<sub>2</sub>, la consommation de carburant et le bilan électrique (intégrale du courant aux bornes de la batterie) doivent être mesurés séparément pour la partie urbaine et la partie extra-urbaine. Les valeurs corrigées de consommation de carburant et d'émission de CO<sub>2</sub>, qui correspondent à un bilan batterie nul, sont ensuite calculées grâce à une correction linéaire en fonction du bilan électrique. Les coefficients de correction utilisés, généralement fournis par le constructeur, doivent être déterminés distinctement pour les deux parties du cycle. Leur calcul se base sur une régression linéaire par la méthode des moindres carrés appliquée à une série de mesures de consommation réalisée sur chacune des parties du cycle et pour laquelle il doit exister au moins une mesure avec un bilan de batterie négatif et une avec un bilan batterie positif.

Dans le cadre de cette thèse nous ne rentrerons pas dans ces considérations et nous évaluerons donc les consommations sur le cycle NEDC complet, sans dissocier la partie urbaine et la partie extra-urbaine et sans avoir recours aux coefficients de correction. Les consommations de l'ensemble de nos configurations non rechargeables (*Conventionnel* et *HEV-FullHybrid*) sont déterminées pour un cycle complet, selon la méthodologie présentée en 7.2.1 et déjà utilisée pour les cycles d'usage réel. Ainsi, la consommation de carburant et les émissions de CO<sub>2</sub> équivalentes à un bilan batterie nul sont déterminées par une interpolation linéaire basée sur les deux évaluations encadrant le bilan batterie nul<sup>24</sup>. Les résultats ainsi obtenus sont récapitulés dans la Figure 7-18.

---

<sup>24</sup> On pourra noter que cette solution est équivalente au calcul du coefficient de correction tel que défini selon la directive européenne sur la base de deux points de mesures.

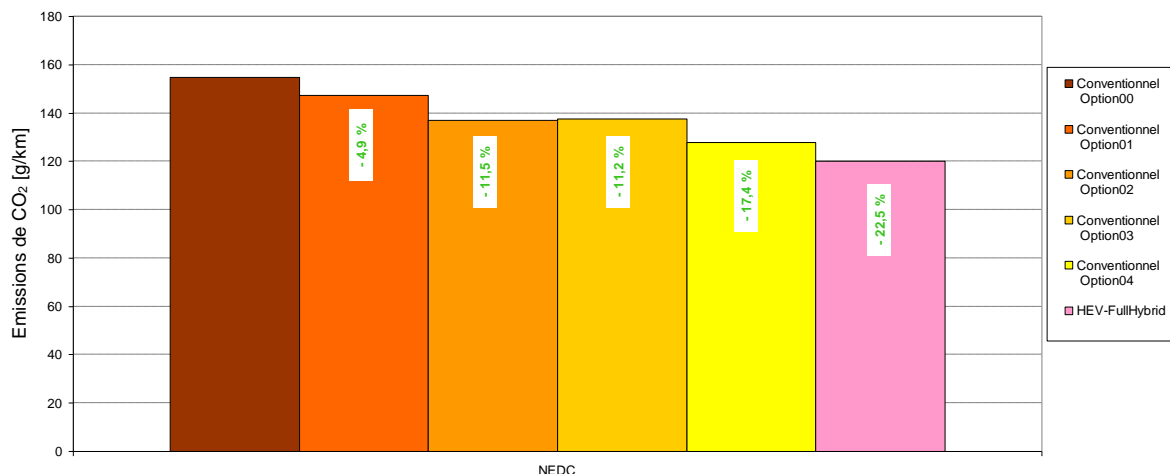


Figure 7-18 Récapitulatifs des émissions de CO<sub>2</sub> et des gains suivant le cycle normalisé européen pour les déclinaisons de la configuration Conventiennel et la configuration HEV-FullHybrid<sub>opti</sub>

En comparant la Figure 7-4 et la Figure 7-18 on peut remarquer que les consommations obtenues sur le cycle NEDC, qui, nous le rappelons, est constitué d'une partie urbaine et d'une partie extra-urbaine, se situent à une position intermédiaire par rapport aux cycles d'usage réel Artémis urbain et routier. Les gains obtenus selon les différentes fonctionnalités sont eux aussi intermédiaires par rapport aux gains obtenus sur les usages urbain et routier (sauf pour la configuration *Conventiennel 01*). Le gain maximum est obtenu pour la configuration *HEV-FullHybrid* qui atteint 22,5 % (34,1 % pour l'Artémis urbain et 16,7 % pour le routier). Ainsi, l'utilisation du cycle NEDC pour des évaluations énergétiques<sup>25</sup> ne semble pas être trop clémente au vu de son positionnement intermédiaire en termes d'usage et au vu des consommations et des gains obtenus.

Comme nous l'avons fait pour les cycles d'usage réel (voir 7.3.1.1), les gains et l'explication de ces gains obtenus sur le cycle NEDC sont détaillés ci-dessous en dissociant chacune des fonctionnalités.

Enfin il est intéressant de noter que le véhicule conventionnel non optimisé obtient, avec une consommation de 6,5 L/100km et des émissions de CO<sub>2</sub> de 155 g/km, un bilan énergétique plus favorable que le véhicule réel dont nous nous sommes inspirés (7,4 L/100km et 174 g/km de CO<sub>2</sub>, voir Annexe B). Cette différence, au-delà de la comparaison réel/virtuel, peut également s'expliquer par le fait que le véhicule et le moteur thermique sont différents. Cette différence s'exprime au niveau de la résistance à l'avancement du véhicule (loi de route) et au niveau des performances du moteur thermique, celui équipant le véhicule virtuel étant downsized (voir Tableau 6-5) et possédant un meilleur rendement. De plus, l'évaluation de la consommation de carburant du véhicule réel est réalisée avec un départ moteur froid pouvant engendrer une surconsommation de l'ordre de 5 % pour des véhicules de cette puissance [Badin et al. (2012)].

### 7.3.2.1.1 Impact de la gestion optimisée de l'alternateur

L'implémentation de la gestion optimisée de l'alternateur sur le véhicule conventionnel permet d'atteindre un gain en consommation de 4,9 % pour le cycle NEDC, se plaçant ainsi comme le cycle pour lequel l'intérêt de cette fonctionnalité est le plus important (devant le cycle Artémis urbain pour lequel le gain est de 4,0 %). Ce gain en consommation est la conséquence d'une augmentation

<sup>25</sup> Ici, nous ne considérons pas l'impact des faibles dynamiques du cycle NEDC sur la représentativité des émissions de polluants.



d'environ 28 % du rendement de fonctionnement moyen de l'alternateur, celui-ci passant de 54,5 % à 69,6 % (voir Figure 7-19), combinée à une consommation importante des auxiliaires en comparaison de l'énergie dédiée à la traction du véhicule (l'énergie absorbée par les auxiliaires représentant environ 11 % de l'énergie de traction nécessaire à la roue).

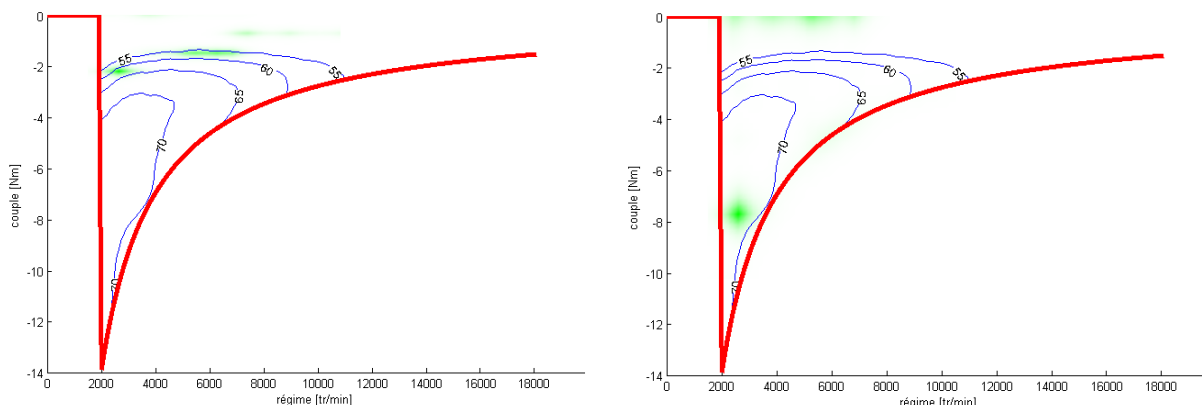


Figure 7-19 Comparaison de l'utilisation de l'alternateur sans (à gauche, Conv00) et avec (à droite, Conv01) gestion optimisée sur le cycle NEDC

On notera ici que ce rendement moyen d'utilisation important est notamment permis par l'utilisation de la stratégie de changement rapport imposée par la directive européenne qui aboutit à des faibles régimes de fonctionnement des composants (moteur thermique, alternateur) correspondant aux régimes pour lesquels le rendement de l'alternateur est le plus important.

### 7.3.2.1.2 Impact de l'implémentation de la fonctionnalité S&S

Comme nous l'avons vu pour les cycles d'usage réel (voir 7.3.1.1.2), le gain atteignable grâce à l'implémentation de la fonctionnalité S&S est intimement lié à la durée des arrêts véhicule dans le cycle d'usage. Pour le cycle NEDC, la proportion d'arrêt véhicule représente environ 24,8 % du temps total (voir Figure 7-20). Cette proportion, qui se situe entre celle de l'usage urbain et celle de l'usage routier, aboutit à un gain en consommation, dû à la fonctionnalité S&S seule, compris entre 6,9 et 7,0 % (soit une valeur intermédiaire par rapport aux gains obtenus sur l'usage urbain et l'usage routier). L'usage du S&S sur le cycle NEDC s'accompagne d'un nombre de démarrage du moteur thermique (13 démarrages) équivalent au nombre d'arrêt véhicule sur le cycle.

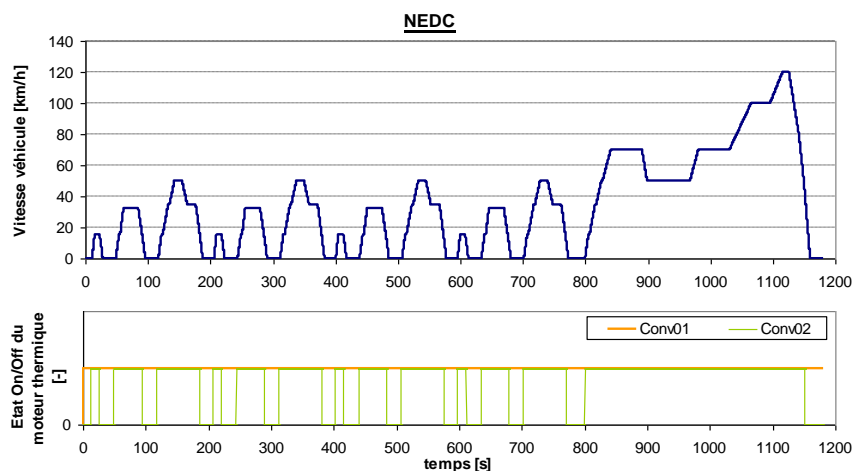


Figure 7-20 Comparaison de l'état On/Off du moteur thermique sur le cycle NEDC sans (Conv01) et avec (Conv02) implémentation de la fonctionnalité Stop&Start

### 7.3.2.1.3 Impact de la gestion optimisée de la boîte de vitesses

La comparaison des résultats de consommation des configurations *Conventionnel 01* et *Conventionnel 03* (voir Figure 7-2) permet d'estimer l'apport de la fonctionnalité de gestion optimisée de la boîte de vitesses, apport se traduisant par un gain en consommation d'environ 6,6 % sur le cycle NEDC. Comme nous l'avons vu pour les cas d'usage réel (voir 7.3.1.1.3), ce gain est notamment dû au déplacement des points de fonctionnement dans le champ d'utilisation du moteur thermique (rendement moyen de fonctionnement passant de 24,8 à 26,3 %), conséquence de l'utilisation de rapports de démultiplication plus importants (voir Figure 7-21). Dans le cas du cycle NEDC, cette gestion optimisée de la boîte de vitesses engendre une augmentation du nombre de changements de rapport, ceux-ci passant alors de 48 à 81.

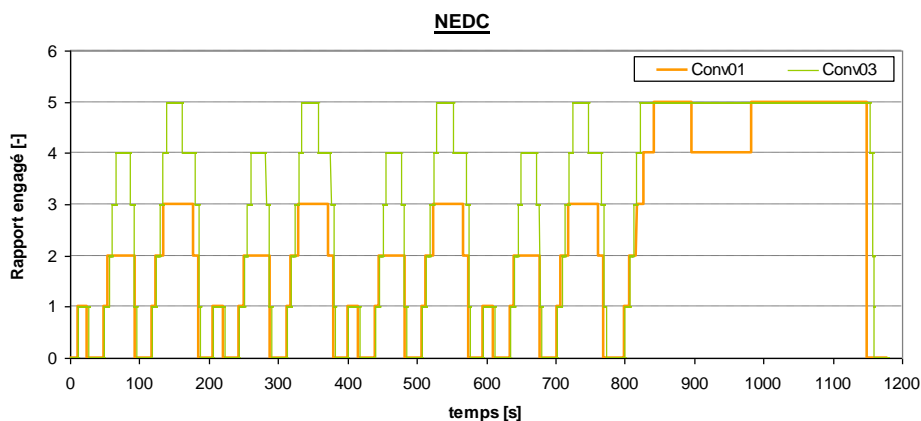


Figure 7-21 Comparaison des rapports de boîtes engagés sur le cycle NEDC sans (*Conv01*) et avec (*Conv03*) optimisation de la gestion de la boîte de vitesses

### 7.3.2.1.4 Impact de l'hybridation

Les potentialités de l'hybridation de type FullHybrid non rechargeable dans la réduction des consommations de carburant et des émissions de CO<sub>2</sub> obtenues sur le cycle NEDC peuvent être mises en évidence grâce à la comparaison des configurations *Conventionnel 04* et *HEV-FullHybrid*.

Sur le cycle NEDC, l'hybridation permet ainsi d'apporter un gain en consommation additionnel de l'ordre de 6,2 %, très nettement inférieur au gain atteignable sur le cycle d'usage réel urbain et légèrement inférieur au cycle d'usage réel routier. Ce gain est le résultat de la combinaison des différentes fonctionnalités apportées par l'hybridation.

Ainsi, la combinaison du S&S et du mode électrique permet de réduire significativement la durée de fonctionnement du moteur thermique qui passe alors de 76,3 à 55,1 % du temps total. On peut voir dans la Figure 7-22 que le nombre de démarrages du moteur thermique n'est pourtant pas fortement modifié, celui-ci passant de 13 à 15. Cela s'explique par le fait que le mode électrique est majoritairement utilisé lors du décollage du véhicule (voir Figure 7-23) et n'entraîne donc pas de démarrage supplémentaire.

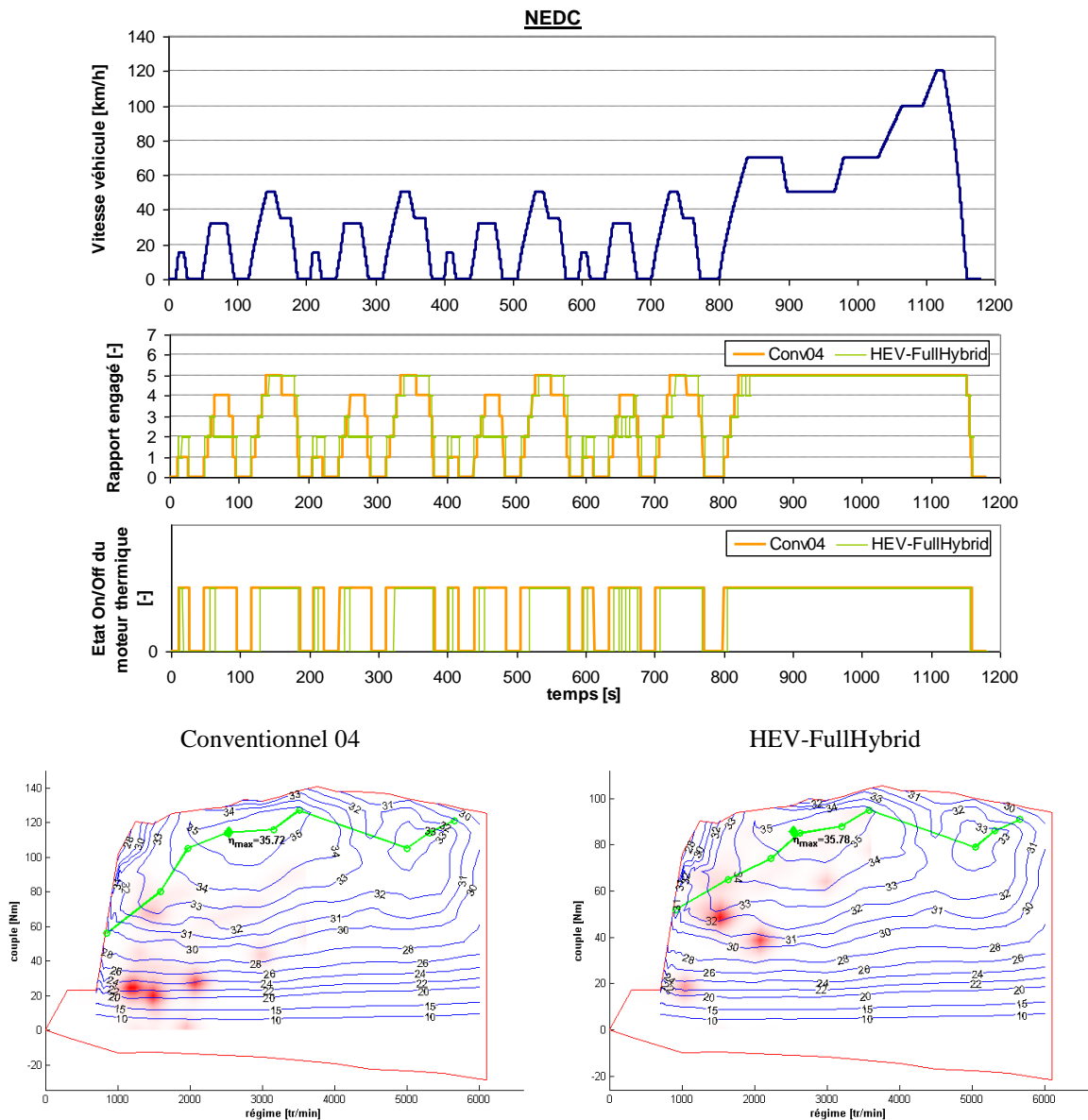


Figure 7-22 Comparaison des conditions de fonctionnement des configurations Conventiennel 04 et HEV-FullHybrid sur le cycle NEDC

La gestion optimisée de la boîte de vitesses combinée à la répartition de la puissance entre le moteur thermique et la machine électrique est également source de gains en permettant de déplacer les points de fonctionnement des composants. Durant le mode « traction hybride – Boost », qui ne représente que 18 % des phases de traction, la puissance moyenne fournie par la machine électrique est faible (environ 0,9 kW pour une puissance totale de 10,8 kW au niveau de l’arbre primaire) contrairement au mode « traction hybride – flux série » qui représente 54 % des phases de traction et pour lequel le moteur thermique génère une puissance moyenne de 10,9 kW dont 2,8 kW sont absorbée par la machine électrique pour recharger la batterie et alimenté les auxiliaires.

Ce déséquilibre, tant en termes de puissances qu’en termes de durée, se retrouve également dans la répartition de ces deux modes de traction au cours du cycle comme l’illustre la Figure 7-23 et peut s’expliquer par le déséquilibre topologique du cycle NEDC (usage urbain sur les 800 premières secondes puis usage extra-urbain). Cela se traduit par l’utilisation des modes de fonctionnement privilégiant la chaîne de traction électrique (traction hybride avec assistance électrique ou traction

électrique) sur la première phase du cycle. Cette première phase se caractérise par des demandes de puissances plus faibles et donc pour lesquelles il est plus intéressant d'utiliser la machine électrique au lieu du moteur thermique (car mauvais rendement à faible charge). A contrario pour la phase extra-urbaine, le mode de fonctionnement en traction hybride et flux série est privilégié et permet ainsi de recharger la batterie en plaçant le moteur thermique sur des puissances plus élevées que celles demandées.

Il est intéressant de noter ici que ce déséquilibre se traduira également par une évolution en deux temps de l'état de charge batterie caractéristique de ce cycle d'usage forte décharge puis forte charge pour retrouver l'état de charge d'équilibre. Il sera dès lors nécessaire de prendre en compte cette évolution lors du dimensionnement de l'énergie utile de la batterie afin d'éviter un fonctionnement prolongé en limitation basse d'état de charge à la fin de la partie urbaine du cycle. Cela pourra dès lors avoir comme conséquence un surdimensionnement de l'énergie de la batterie afin de ne pas se retrouver dans cette situation, surdimensionnement qui n'aurait pas d'intérêt pour les autres types d'usage au vu de l'évolution de l'état de charge sur les cycles d'usage réel (voir 7.3.1.1.4).

La configuration particulière du cycle NEDC a également un impact sur l'utilisation du mode électrique. En effet, comme l'illustre la Figure 7-23, le mode électrique qui pourrait en théorie être utilisé sur l'ensemble de la partie urbaine du cycle NEDC, n'est utilisé que pour certaines phases de traction et pour de faibles puissances (2,5 kW en moyenne). En effet, si le mode électrique était utilisé intensément sur la partie urbaine, alors l'état de charge de la batterie atteindrait rapidement l'état de charge minimal autorisé et le superviseur devrait alors rentrer dans un mode dégradé, c'est ce que nous observons dans notre cas à la fin de la partie urbaine dans la Figure 7-23 (entre 700 et 800 s). L'utilisation d'une batterie de plus forte capacité pourrait permettre d'utiliser le mode électrique plus longtemps, cependant, au-delà des contraintes de coût et de poids, cela impliquerait une recharge importante de la batterie sur la partie extra-urbaine afin de respecter la contrainte de bilan batterie nul. De plus, la recharge devant être assurée en grande partie par le flux série, cette solution pourrait ne pas être énergétiquement intéressante.

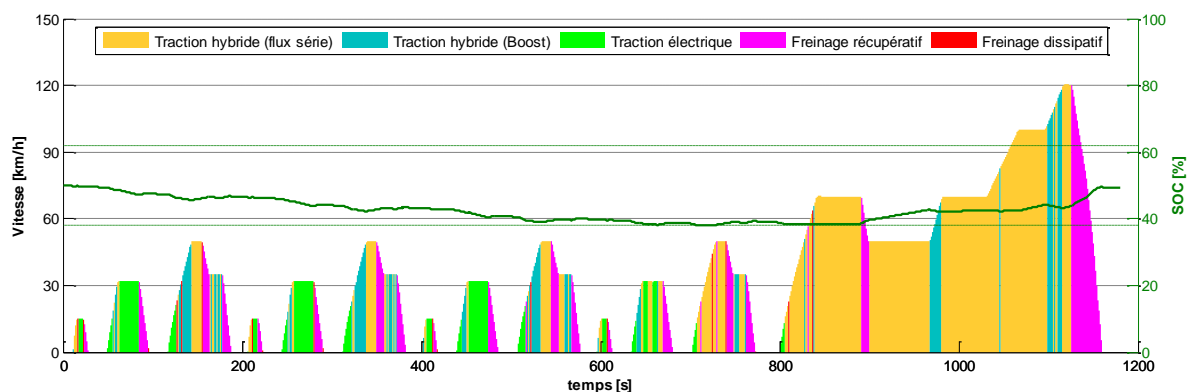


Figure 7-23 Représentation des modes de fonctionnement de la configuration HEV-FullHybrid sur le cycle NEDC

L'ensemble de ces fonctionnalités permet, en utilisant le moteur thermique au mieux (pas de phase de ralenti, déplacement des points de fonctionnement), d'améliorer son rendement moyen d'utilisation, celui-ci passant de 27,9 à 33,0 %. Les rendements d'utilisation de la machine électrique sont quant à eux loin d'être optimum avec 73,9 % en fonctionnement moteur (regroupe les phases de traction électrique pure et celle d'assistance électrique) et 77,8 % en fonctionnement générateur (regroupe les phases de freinage récupératif et de génération électrique lors du flux série).

Enfin même si la quantité d'énergie récupérable au freinage est relativement faible (environ 35 Wh/km), la fonctionnalité de freinage récupératif permet, compte tenu des pertes et des limitations du système, de récupérer environ 85,3 % de cette énergie (avant conversion en électricité).

### 7.3.2.2 Cas des véhicules rechargeables

Les directives européennes R101 et R083, distinguent deux cas de figures concernant l'évaluation des véhicules hybrides électriques rechargeables selon que ceux-ci possèdent un commutateur de mode de fonctionnement ou non (les modes de fonctionnement étant alors déterminés par le superviseur). Les véhicules considérés dans cette thèse étant équipés d'un commutateur de mode permettant au conducteur de forcer le fonctionnement en mode électrique (mode électrique client), ces véhicules seront donc évalués en conséquence.

#### 7.3.2.2.1 Evaluation de l'autonomie en mode électrique

Comme il l'est prescrit dans la norme, l'évaluation de l'autonomie en mode électrique des véhicules hybrides rechargeables de l'extérieur doit être réalisée sur le cycle NEDC. Cependant une certaine tolérance par rapport au cas normal (mesure des consommations et des polluants) est acceptée concernant l'évaluation de l'autonomie électrique des véhicules. En effet, dans le cas normal d'évaluation des véhicules sur le cycle NEDC, l'essai n'est validé que si le véhicule parvient à suivre le profil de vitesse sur l'intégralité du cycle (aux tolérances près de  $\pm 1$  s et  $\pm 2$  km/h). Or, dans le cas de l'évaluation de l'autonomie électrique, l'essai reste valide même si le véhicule, en mode électrique, ne parvient pas à suivre le profil de vitesse, tant que cela se produit à une vitesse supérieure à 50 km/h (vitesse maximale de 120 km/h sur ce cycle). Cependant dans ce cas de figure, le conducteur doit tenter de raccrocher le profil de vitesse cible le plus rapidement possible (pied plancher).

Dans le cadre de cette thèse, compte tenu des lois implémentées dans le superviseur (voir Chapitre 4) et de la limitation du mode électrique (interdit au dessus de 60 km/h), l'autonomie définie selon la norme sera mesurée sur la base du cycle NEDC (dans sa version véhicule électrique) qui aura auparavant été tronqué à 60 km/h (voir Figure 7-24).

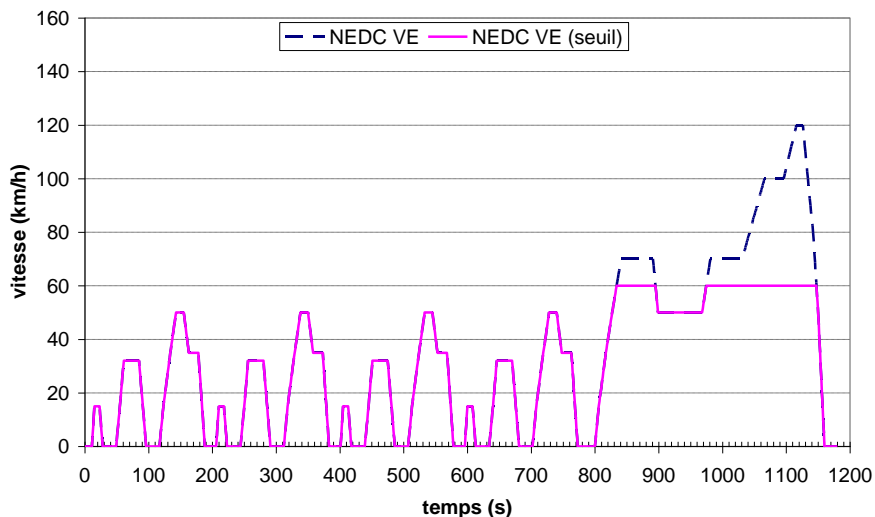


Figure 7-24 Définition du cycle utilisé pour évaluer l'autonomie électrique d'après la norme

Les autonomies électriques des deux configurations d'hybrides rechargeables sont données dans le Tableau 7-3 ci-dessous. Il est à noter que les autonomies indiquées ci-dessous correspondent à la distance parcourue jusqu'au premier démarrage du moteur thermique. Cette définition diffère de celle de la norme [UNECE (2005a)] qui stipule que l'autonomie électrique correspond à la distance

parcourue jusqu'à l'arrêt complet du véhicule consécutif au premier démarrage du moteur thermique (arrêt du véhicule en roue libre jusqu'à 5 km/h puis freinage jusqu'à l'arrêt complet).

Tableau 7-3 Résultats d'évaluation d'autonomie électrique sur le cycle NEDC

	Autonomie électrique [km]	Energie rechargée (réseau) [Wh/km]
<b>PHEV 5 kWh</b>	16,05	229,3
<b>PHEV 10 kWh</b>	32,22	231,0

On pourra remarquer que les autonomies électriques obtenues selon la norme sont légèrement supérieures (environ 12 %) à celles obtenues pour le cycle Artémis Urbain (voir Tableau 6-8) bien que la dynamique de ce dernier cycle soit beaucoup plus contraignante.

Ainsi, si l'on prend l'exemple de la configuration *PHEV 5 kWh*, l'énergie de traction nécessaire à la roue est d'environ 146 Wh/km pour l'usage urbain, alors qu'elle n'est que de 89 Wh/km sur le NEDC écrié à 60 km/h. Cependant cette différence est compensée par une plus grande énergie de freinage (dont une partie sera récupérable) dans le cas de l'usage urbain (94 Wh/km contre seulement 27 Wh/km). In fine, compte tenu de l'énergie effectivement récupérée au freinage, du rendement de la chaîne de traction et du rendement de conversion de la machine électrique, la consommation nette d'énergie électrique au niveau de la machine électrique ( $E_{\text{moteur}} - E_{\text{générateur}}$ ) est de 168 Wh/km pour l'usage urbain et 164 Wh/km pour le NEDC, soit une différence de seulement 2 %. Pour expliquer la différence d'autonomie, il faudra donc regarder la consommation des auxiliaires électriques prélevant l'énergie au niveau de la batterie, consommation qui est nettement supérieure dans le cas de l'usage urbain (44 Wh/km contre 27 Wh/km). Au final, la consommation nette au niveau de la batterie ( $E_{\text{décharge}} - E_{\text{charge}}$ ) sera de 211 Wh/km dans le cas de l'usage urbain, et de 191 Wh/km dans le cas du NEDC, soit une différence d'environ 9 %. Pour expliquer les derniers pourcents d'écart, il faudra considérer le rendement de stockage et déstockage de la batterie qui sera plus faible dans le cas de l'usage urbain compte tenu des puissances (et donc des courants) mises en jeu.

Les consommations énergétiques importantes observées dans ces deux cas d'applications sont, comme nous l'avons évoqué en introduction de ce chapitre, d'une part, la conséquence d'un mauvais rendement de la chaîne de traction électrique, et notamment de la machine électrique pour les faibles puissances (voir Figure 5-7) se traduisant dans le cas du NEDC par un rendement moyen de seulement 68 % en fonctionnement moteur, et d'autre part, la conséquence d'une définition pessimiste de la consommation des auxiliaires (800 W dans le cas des configurations *FullHybrid* et *PHEV*).

#### 7.3.2.2.2 Évaluation de la consommation énergétique

Pour les véhicules hybrides électriques rechargeables de l'extérieur et possédant un commutateur de mode de fonctionnement, la norme préconise la mesure de la consommation (carburant et électricité) et des émissions de polluants selon deux conditions de fonctionnement (condition A et condition B).

##### a Évaluation selon la condition A

L'évaluation selon la condition A doit être réalisée avec une batterie complètement rechargée au début de l'essai, la consommation de carburant et les émissions étant mesurées au cours du cycle NEDC et la consommation électrique étant mesurée à la fin du cycle, lors de la recharge complète de la batterie sur le réseau électrique. Lors de l'évaluation sur le cycle NEDC, le commutateur de mode de fonctionnement doit être positionné sur le mode hybride favorisant l'utilisation de l'énergie de la

batterie (mode hybride à prédominance électrique), l'utilisation du mode électrique n'étant alors pas autorisée lorsque celui-ci existe.

Cependant dans le cas où un mode de fonctionnement 100% électrique existe et si l'autonomie électrique, telle que définie dans la norme et déjà abordée en 7.3.2.2.1, est supérieure à la distance théorique du cycle NEDC (11 km), il n'est alors pas nécessaire de réaliser l'évaluation selon la condition A, les valeurs de consommation de carburant et d'émissions polluantes étant nulles.

Pour les configurations de véhicule considérées, nous avons vu précédemment que leurs autonomies électriques évaluées selon la définition de la norme sont largement supérieures à la distance du cycle NEDC. La norme donne alors la possibilité de ne pas réaliser l'évaluation selon la condition A. Cependant, comme précisé dans la partie concernant l'évaluation de l'autonomie électrique (7.3.2.2.1), les véhicules étant limités à une vitesse maximale de 60 km/h en mode électrique, ceux-ci ne peuvent suivre l'intégralité du cycle NEDC. Afin de montrer l'impact de cette tolérance lors du non respect du cycle sur la détermination de la consommation équivalente des véhicules hybrides rechargeables, nous avons décidé de réaliser deux applications de la norme. La première utilisant la tolérance sur la détermination de l'autonomie électrique et permettant donc ne pas réaliser la condition A, la seconde en évaluant le véhicule hybride selon la condition A et avec un facteur d'équivalence très faible ( $s = 0,01$ ) permettant de simuler un comportement en mode hybride) prédominance électrique. Pour les deux configurations hybrides rechargeables, la réalisation de la condition A imposant le suivi du cycle NEDC dans son intégralité, le moteur thermique doit alors obligatoirement être démarré afin de réaliser la partie extra-urbaine du cycle, ce démarrage se traduisant par une consommation de carburant (voir Tableau 7-4).

*Tableau 7-4 Bilan de la consommation énergétique des véhicules hybrides rechargeables selon la condition A de la norme NEDC*

	Consommation de carburant [L/100km]	Emissions de CO <sub>2</sub> [g/km]	Energie rechargée (réseau) [Wh/km]
<b>PHEV 5 kWh</b>	0,77	18,5	212,1
<b>PHEV 10 kWh</b>	0,80	19,0	213,6

### **b Évaluation selon la condition B**

L'évaluation des consommations selon la condition B doit, quant à elle, être réalisée avec une batterie complètement déchargée à l'état initial. Comme pour la condition A, la mesure de la consommation de carburant et des émissions de polluants est réalisée au cours du cycle NEDC. La consommation électrique est quant à elle déterminée en réalisant le différentiel ( $e4 = e2 - e3$ ) entre l'énergie mesurée lors de la recharge de la batterie sur le réseau électrique à la fin du cycle ( $e2$ ) et l'énergie rechargée pour une batterie complètement déchargée ( $e3$ ).

Lors de l'évaluation sur le cycle NEDC selon la condition B, le commutateur de mode de fonctionnement doit être placé sur le mode de fonctionnement favorisant l'utilisation du moteur à combustion interne. Dans le cas où le véhicule ne possède que deux modes de fonctionnement (un tout électrique et un hybride), l'évaluation selon la condition B doit être réalisée sur le mode de fonctionnement hybride. Par conséquent, la répartition des puissances entre la branche électrique et la branche thermique, et l'évolution de l'état de charge de la batterie et de la consommation de carburant en découlant, dépendront des lois de gestion de l'énergie implémentées pour des conditions de fonctionnement à faible état de charge (voir Figure 7-25).

Ainsi, une stratégie de gestion en Charge Sustaining permettra de minimiser la consommation de carburant et les émissions de CO<sub>2</sub> sur cet essai mais également lors du calcul des consommations et émissions équivalentes permettant ainsi au constructeur d'atteindre un seuil synonyme, en France, de meilleur bonus écologique.

A l'opposé, une stratégie pour laquelle la batterie est rechargée pourra permettre d'atteindre un état de charge possédant un meilleur compromis de puissance en charge et en décharge, et offrant la possibilité d'utiliser à nouveau les modes de fonctionnement tout électrique ou hybride à prédominance électrique. Cette dernière stratégie pourra être envisagée afin de diminuer la durée de fonctionnement à faible état de charge pouvant être néfaste pour la durée de vie de la batterie.

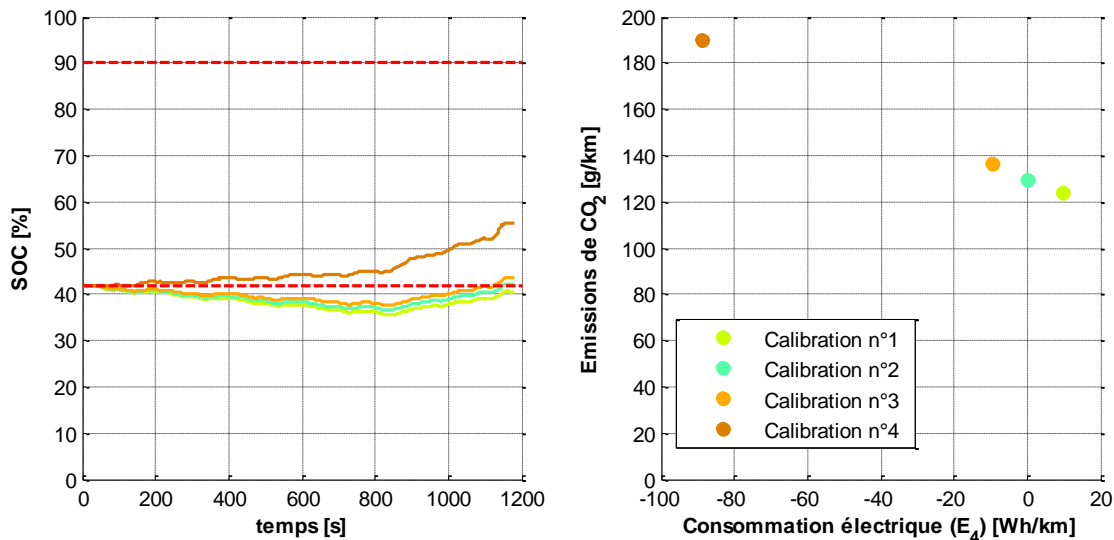


Figure 7-25 Bilan de la consommation énergétique obtenue selon la condition B de la directive européenne pour différentes stratégies de gestion de l'énergie à faible état de charge (cas de la configuration PHEV 5kWh)

Dans le cadre de cette thèse, nous avons fait le choix d'évaluer le véhicule en CS afin de minimiser la consommation de carburant et les émissions de CO<sub>2</sub>. Il faudra cependant noter que dans ce cas particulier d'évaluation (Charge Sustaining avec un état de charge initial égal à l'état de charge minimal de la batterie), la contrainte sur le respect des limites de fonctionnement en état de charge a été relâchée. En effet, les lois de contrôle de l'énergie implémentées dans le cadre de cette thèse (gestion optimale par utilisation du PMP et pénalisation des solutions hors limites de fonctionnement) n'ayant pas été conçues afin de gérer une utilisation prolongée de la batterie au niveau de son état de charge minimal, l'évaluation du véhicule dans ce cas critique aurait abouti à une consommation sous optimale non représentative. Ce cas de fonctionnement est d'autant plus critique que l'évolution optimale caractéristique de l'état de charge de la batterie lors d'une évaluation en Charge Sustaining sur le profil NEDC impose une phase de forte décharge sur la partie urbaine suivie d'une phase de forte charge sur la partie extra-urbaine. Les résultats de consommation ainsi obtenus sont récapitulés dans le Tableau 7-5.



Tableau 7-5 Bilan de la consommation énergétique des véhicules hybrides rechargeables selon la condition B de la norme NEDC

	Consommation de carburant [L/100km]	Emissions de CO <sub>2</sub> [g/km]	Energie rechargée (réseau) e2 [Wh]	Consommation électrique e4 [Wh]
<b>PHEV 5 kWh</b>	5,44	129,8	3678	0,0
<b>PHEV 10 kWh</b>	5,55	132,5	7444	0,0

**c Récapitulatif**

Une fois que la consommation énergétique du véhicule hybride rechargeable a été déterminée selon la condition A et la condition B, les consommations énergétiques équivalentes, correspondant à une combinaison de la consommation selon la condition A et la condition B, peuvent être calculées d’après l’équation 7.3 comme stipulé par la directive européenne. Dans cette équation,  $\Psi$  représente la consommation (électrique [Wh/km], de carburant [L/100km]) ou les émissions de CO<sub>2</sub> [g/km] équivalentes.  $\Psi_A$  et  $\Psi_B$  représentent ces mêmes grandeurs mais évaluées selon la condition A et la condition B,  $D_e$  correspond à l’autonomie électrique obtenue (voir 7.3.2.2.1) et  $D_a$  est égale à 25 km (distance moyenne hypothétique fixée par la norme entre deux recharges de la batterie).

$$\Psi = \frac{D_e \times \Psi_A + D_a \times \Psi_B}{D_e + D_a} \tag{7.3}$$

Lorsque l’autonomie électrique est suffisamment importante et que le choix est fait de ne pas utiliser la condition A pour calculer les grandeurs de consommations équivalentes, il suffit de remplacer la grandeur  $\Psi_A$  par 0 dans l’équation 7.3 pour les valeurs de consommation de carburant et d’émissions de CO<sub>2</sub>.

Les résultats des consommations énergétiques équivalentes obtenus d’après la directive européenne pour les configurations hybrides rechargeables et selon les différentes interprétations possibles de la directive sont récapitulés dans le Figure 7-26.

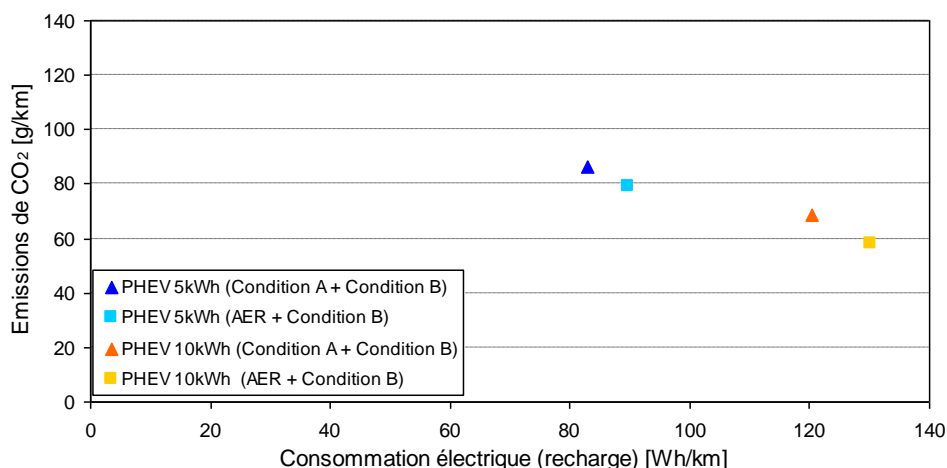


Figure 7-26 Bilan de l’évaluation des configurations PHEV selon la directive européenne

Des deux interprétations possibles de la directive européenne, celle utilisant les consommations énergétiques obtenues durant l’essai d’autonomie électrique (AER) est l’interprétation permettant d’atteindre le taux de transfert d’énergie le plus important vers le vecteur électricité et permettant ainsi

d'afficher les émissions de CO<sub>2</sub> et la consommation de carburant les plus faibles. C'est donc cette solution que le constructeur retiendra et également celle que nous avons retenue dans le cadre de cette thèse.

### 7.3.2.2.3 Comparaison de différents modes de détermination de la consommation

L'utilisation de la directive européenne pour déterminer la consommation énergétique des véhicules hybrides rechargeables ne fait pas l'unanimité dans la communauté scientifique et le monde de l'industrie automobile. D'une part, celle-ci ne permet pas de faire apparaître la dépendance de la consommation du véhicule hybride rechargeable en fonction de la distance parcourue, d'autre part, du fait de l'utilisation de la distance  $D_a$ , distance moyenne hypothétique de 25 km parcourue entre deux recharges de la batterie, pour déterminer la consommation énergétique équivalente de ces véhicules.

Cependant, en se basant sur cette directive et en modifiant l'interprétation des résultats, il est possible d'extrapoler la consommation énergétique du véhicule à des cas d'utilisation plus généraux. Ainsi, la consommation énergétique étant une combinaison des résultats obtenus dans des modes de fonctionnement extrêmes (mode électrique pour l'essai AER, mode hybride CS pour l'essai de la condition B), si l'on fait varier la valeur de  $D_a$  dans l'équation de détermination de la consommation énergétique (voir équation 7.3) alors on peut observer que la consommation évolue sur une droite reliant les résultats de ces deux essais (voir Figure 7-27), et que plus la distance  $D_a$  est grande, plus la consommation énergétique (carburant et électricité) se rapproche de celle obtenue en CS dans la condition B.

Au-delà de la détermination de la consommation d'homologation du véhicule, la réalisation des essais prescrits par la directive européenne pourra donc suffire pour estimer la consommation du véhicule quelque soit la distance à parcourir. Ces résultats corroborent ceux obtenus avec la méthodologie d'évaluation des consommations énergétiques utilisée pour les cycles d'usage réel (voir 7.3.1.2) appliquée au cycle d'usage NEDC comme l'illustre la Figure 7-27.

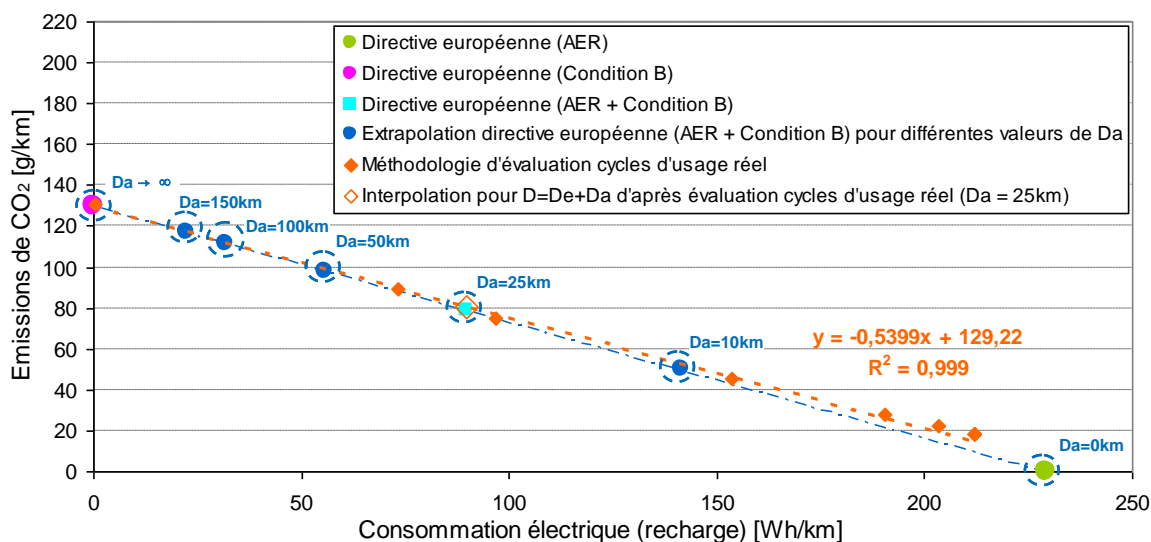


Figure 7-27 Comparaison de la consommation de la configuration PHEV 5 kWh selon les méthodologies d'évaluation

On peut ainsi remarquer que les consommations énergétiques (carburant et électricité) obtenues selon la directive européenne sont comparables à celles obtenues selon la méthodologie utilisée pour les cycles d'usage réel. Cependant, comme nous l'avons vu en 7.3.1.2.3, si on interpole les consommations obtenues selon la méthodologie d'évaluation sur cycles d'usage réel pour une distance

équivalente à la distance théorique utilisée dans la directive européenne ( $D = D_e + D_a$ ), alors on obtient des résultats équivalents (par rapport à l'interprétation AER + Condition B) en termes de consommation électrique mais très légèrement supérieurs en termes d'émissions de CO<sub>2</sub> (voir Figure 7-27). Cette différence de consommation peut s'expliquer par le fait que dans notre application de la directive européenne, une partie des consommations énergétiques a été obtenue sur un cycle différent et moins contraignant énergétiquement (NEDC-VE limité à 60 km/h pour l'évaluation de l'AER) que celui utilisé dans la méthodologie d'évaluation sur cycles d'usage réel (NEDC-VE avec vitesse maximale de 120 km/h).

### 7.3.2.3 Récapitulatif des consommations selon la directive européenne pour les différentes configurations

Les consommations et les gains obtenus sur le cycle NEDC pour l'ensemble des configurations sont récapitulés dans la Figure 7-28. D'après l'interprétation de la procédure européenne, l'hybridation rechargeable du véhicule permet d'atteindre des gains en émissions de CO<sub>2</sub> par rapport au véhicule de référence pouvant aller jusqu'à 49,0 % pour la version 5 kWh et 62,6 % pour la version 10 kWh (soit respectivement 34,1 % et 51,8 % par rapport à la configuration *HEV-FullHybrid*). Cependant, comme le montre la Figure 7-27 pour des conditions d'utilisation réelles, selon la distance parcourue sur le cycle NEDC, le taux de transfert d'énergie pourra être supérieur à celui défini par la directive ce qui aboutira à un gain en consommation de carburant également supérieur.

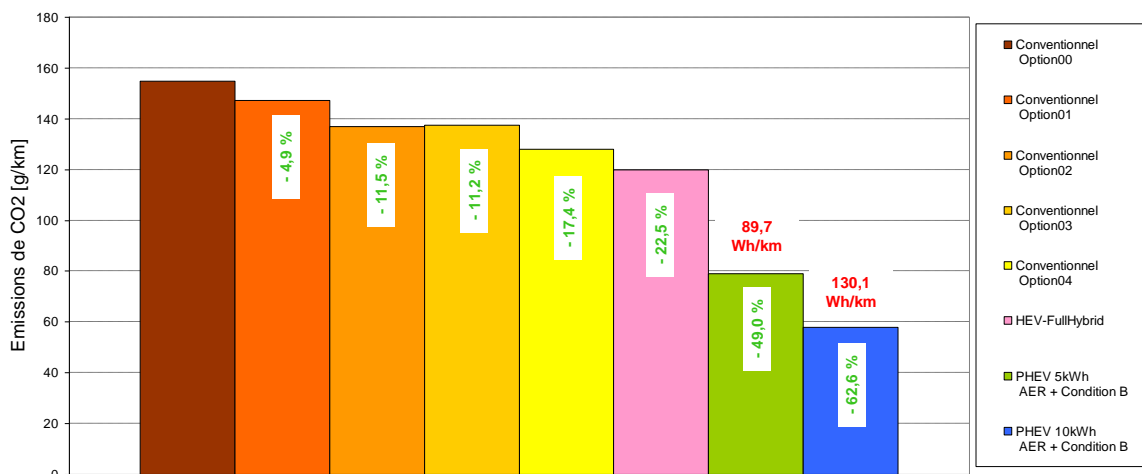


Figure 7-28 Récapitulatif des consommations énergétiques obtenues pour différentes configurations hybrides selon la directive européenne en vigueur

### 7.3.3 Évaluation sur trajets quotidiens

Nous avons vu dans les chapitres précédents (voir 7.3.1.2 et 7.3.2.2) que l'expression de la consommation énergétique et des gains atteignables pour les véhicules hybrides rechargeables est complexe. En effet celle-ci dépend non seulement du type d'usage mais également de la distance parcourue sur cet usage et/ou de la stratégie de gestion de l'énergie (propension à utiliser l'énergie de la batterie ou du carburant) et donc de la quantité d'énergie électrique qu'il sera nécessaire de recharger.

L'évaluation de ces véhicules sur un trajet type, pouvant être représentatif d'un trajet quotidien domicile-travail-domicile, et pour lequel la totalité de l'énergie de la batterie sera si possible utilisée (CD-Blended avec atteinte de l'état de charge minimal à la fin du trajet), permettra de faciliter la compréhension des gains atteignables pour de futurs acheteurs de ce type de véhicules.

### 7.3.3.1 Construction des trajets quotidiens

Nous avons défini deux missions représentatives d'un trajet quotidien d'une zone périurbaine vers une zone urbaine aller et retour. Ces missions ont été construites à partir des cycles Artémis et en concaténant tout ou partie de ceux-ci. La méthode de sélection des morceaux de cycles et de concaténation adoptée dans notre approche a non seulement pour but d'obtenir une mission d'une distance donnée, mais également de faire augmenter la vitesse moyenne de la mission en fonction de sa distance, une corrélation entre ces deux grandeurs ayant en effet pu être mise en évidence par le DLR (Centre allemand pour l'aéronautique et l'aérospatiale) dans une de ses publications [Rousseau et al. (2012)] dont nous avons repris un graphique en Figure 7-29.

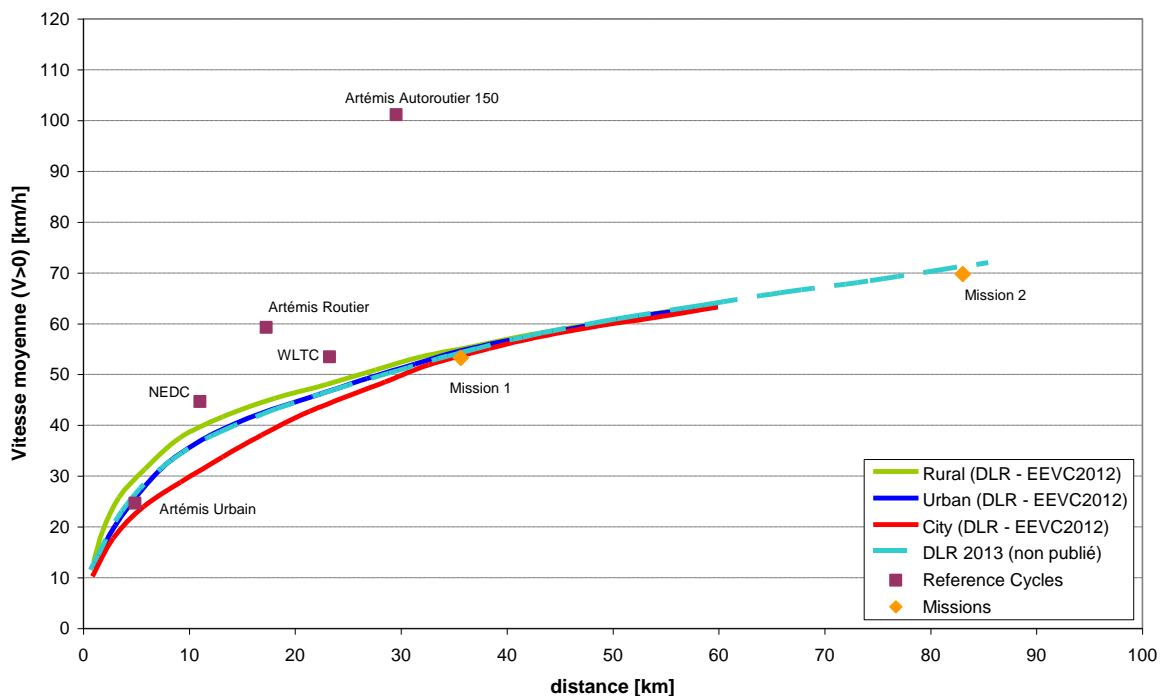


Figure 7-29 Trajets quotidiens replacés dans leur contexte

Les missions ainsi construites sont synthétisées dans la Figure 7-29 et replacées dans le contexte de leur construction. Les grandeurs caractéristiques de ces missions sont récapitulées dans le Tableau 7-6 ci-dessous. Une description plus détaillée de la construction des cycles et de leurs configurations est donnée en Annexes (voir 0).

Tableau 7-6 Grandeurs caractéristiques des trajets quotidiens

	Distance [km]	$V_{\text{moy}} (V>0)$ [km/h]	Durée [s]	Durée d'arrêt [%]	$V_{\text{max}}$ [km/h]	Distance parcourue [%]		
						Urbain	Routier	Autoroutier
<b>Mission 1</b>	35,7	53,3	2638	8,7	111,5	11,3	88,7	0,0
<b>Mission 2</b>	83,0	69,8	4710	9,0	150,4	9,0	19,8	71,2

Ces deux trajets dont les distances sont d'environ 34 et 83 km couvrent respectivement environ 55 % et 85% de l'ensemble des trajets quotidiens réalisés en Europe [Zgheib and Clodic (2009)]. On peut également noter que ces distances sont suffisamment importantes pour tirer profit de l'intégralité de l'énergie stockée dans la batterie pour les configurations hybrides rechargeables (15 et 30 km d'autonomie électrique sur un usage urbain).

### 7.3.3.2 Comparaison des différentes configurations sur les trajets quotidiens

Les véhicules retenus pour estimer les gains atteignables sur les trajets quotidiens sont le véhicule conventionnel dans sa version de référence (*Conventionnel 00*) et dans sa version totalement optimisée (*Conventionnel 04*), la configuration hybride non rechargeable (*HEV-FullHybrid*) et les configurations hybrides rechargeables (*PHEV 5 kWh* et *PHEV 10 kWh*). Pour ces véhicules, les résultats en émissions de CO<sub>2</sub> et en gains par rapport au véhicule conventionnel de référence sont récapitulés dans la Figure 7-30. Pour les configurations hybrides rechargeables les stratégies de gestion de l'énergie permettant de réaliser un CD-Blended afin d'atteindre la décharge complète de la batterie à la fin de la mission ont été retenues. Cette évaluation est représentative d'une utilisation pour laquelle l'utilisateur connaît son trajet quotidien et désire le parcourir en utilisant au mieux l'énergie totale de la batterie afin de terminer la journée avec une batterie déchargée et ainsi de pouvoir la recharger à son domicile durant la nuit, s'assurant alors d'un transfert maximum du vecteur carburant au vecteur électricité.

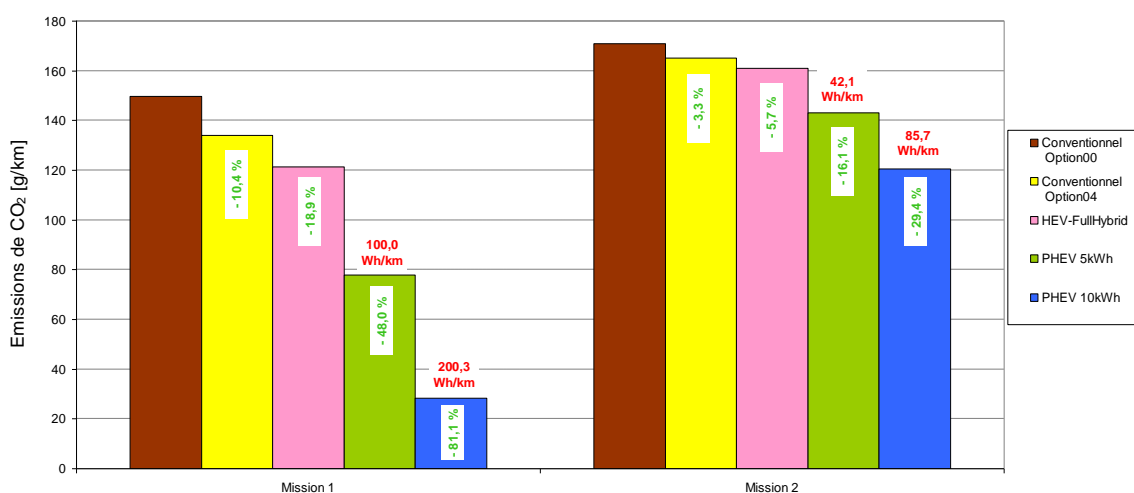


Figure 7-30 Récapitulatif des émissions de CO<sub>2</sub> au niveau du véhicule et des gains atteignables sur les trajets quotidiens

Compte tenu de la méthodologie de fabrication des missions (assemblage de différents cycles Artémis), les gains obtenus sont en relation avec la proportion de chacun des usages dans la mission. Ainsi, la Mission 1, majoritairement constituée à partir de l'usage routier, permet d'obtenir des gains équivalents à ceux obtenus pour cet usage pour les véhicules non rechargeables (voir 7.3.1.1). La Mission 2, qui est majoritairement constituée d'un usage autoroutier, ne permet pas quant à elle d'atteindre des gains très importants (3,3 % pour le véhicule conventionnel optimisé, 5,7 % pour le véhicule hybride non rechargeable).

Les consommations énergétiques obtenues pour les configurations hybrides rechargeables sont non seulement dues à la configuration des missions mais également à leur distance et à l'énergie disponible dans la batterie de la configuration considérée. Ainsi, il est possible d'atteindre des gains très importants (81,1 %) sur la Mission 1 pour la configuration *PHEV 10 kWh* notamment parce que la distance de la mission (~ 35,7 km) est du même ordre de grandeur que l'autonomie électrique du véhicule (28,7 km sur usage urbain). Cela se traduit par une utilisation fréquente du mode de traction électrique<sup>26</sup> ou de modes permettant de réduire l'appel de puissance au niveau du moteur thermique (traction hybride) comme l'illustre la Figure 7-31. Ce comportement n'est pas possible sur la

<sup>26</sup> Ce mode traduit le fait que l'intégralité de la traction apportée à la roue est fournie par la chaîne de traction électrique.

Mission 2, l'énergie disponible dans la batterie n'étant pas suffisante et la puissance de la chaîne de traction électrique n'étant pas suffisamment importante. Cela se traduit par une utilisation accrue des modes de fonctionnement faisant intervenir le moteur thermique (voir Figure 7-32).

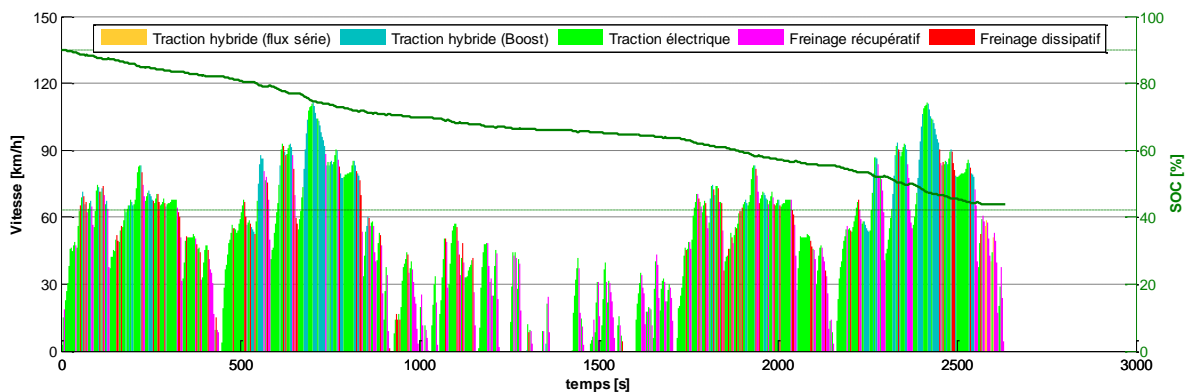


Figure 7-31 Mode de fonctionnement de la configuration PHEV 10 kWh sur la Mission 1

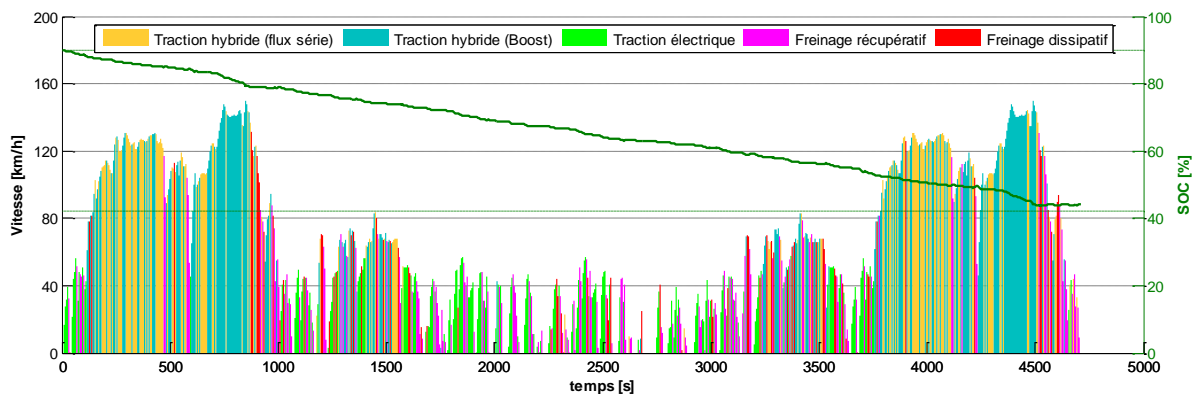


Figure 7-32 Mode de fonctionnement de la configuration PHEV 10 kWh sur la Mission 2

## 7.4 Conclusion

Au cours de ce chapitre, les consommations énergétiques des différentes architectures et configurations véhicules ont été évaluées et comparées selon différents scénarii.

On rappellera cependant que les résultats présentés dans ce chapitre sont soumis à trois facteurs susceptibles d'avoir abouti à une vision légèrement pessimiste du potentiel de gain des véhicules à chaîne de traction optimisée. D'une part, des interférences entre le modèle de conducteur et la gestion optimisée de la boîte de vitesses ont abouti à une légère dégradation de la consommation des véhicules équipés de cette fonctionnalité. D'autre part, les consommations des véhicules hybrides implémentés sur l'architecture parallèle pré-transmission ont souffert du faible rendement de la chaîne de traction électrique notamment dû à une surestimation des pertes fers lors de la génération des données de la machine électrique. Enfin, la définition d'une forte consommation des auxiliaires électriques des configurations *HEV-FullHybrid* et *PHEV* a également participé à la vision pessimiste des gains apportés par l'hybridation par rapport au véhicule conventionnel.

Les méthodologies d'application de la loi de gestion d'énergie selon le degré d'hybridation ont été présentées dans la première partie de ce chapitre. Deux méthodologies distinctes ont été identifiées, la première permettant de calibrer la loi de gestion de l'énergie pour des véhicules ayant pour vocation d'être évalués sur un bilan batterie nul (Charge Sustainig) et la seconde pour des

véhicules rechargeables pour lesquels la loi de gestion de l'énergie doit permettre de maîtriser la décharge de la batterie au cours de l'usage afin d'atteindre un état de charge souhaité.

La seconde partie de ce chapitre a permis de démontrer l'intérêt de l'hybridation dans la réduction des émissions de CO<sub>2</sub> en évaluant chacun des véhicules définis et dimensionnés dans les chapitres précédents selon leurs configurations et fonctionnalités de base. Cette évaluation des consommations énergétiques a été réalisée selon trois approches de définition des usages : une approche basée sur l'utilisation des cycles Artémis, dits cycles d'usage réel, une seconde approche basée sur le cycle réglementaire NEDC et les procédures d'évaluation des consommations associées (ECE-R083 et ECE-R101) et une dernière approche dans laquelle des missions représentatives de trajets quotidiens ont été définies.

L'évaluation de la consommation énergétique sur les cycles d'usage réel a notamment permis de démontrer la dépendance au type d'usage, des gains en consommation apportés par l'optimisation de la chaîne de traction. Ainsi, l'usage urbain qui se caractérise par des arrêts fréquents du véhicule et par de faibles puissances appelées sur la chaîne de traction présentera un terrain favorable pour l'optimisation de la chaîne de traction. Cela se traduira par l'obtention de gains considérables lors de l'implémentation de fonctionnalités telles que la gestion optimisée de la boîte de vitesses et l'implémentation du S&S, la combinaison de ces deux fonctionnalités permettant d'atteindre un gain en consommation d'environ 19 %. L'ajout de fonctionnalités Full-Hybrid telles que la récupération de l'énergie du freinage, la répartition de la puissance de traction et le mode électrique permettront d'atteindre un gain d'environ 34 %. Dans le cas de l'usage routier, la diminution des temps d'arrêt du véhicule et l'augmentation du rendement du véhicule conventionnel due à l'augmentation des puissances nécessaires à la roue entraînent une diminution importante de l'intérêt de l'hybridation avec seulement 10 % pour la micro-hybridation avec gestion optimisée de la boîte de vitesses et environ 17 % pour l'hybridation FullHybrid. Enfin l'évaluation de nos configurations a également montré l'intérêt limité d'implémenter des fonctionnalités hybrides avancées pour des usages autoroutier.

L'évaluation des véhicules hybrides rechargeables sur les cycles d'usage réel a permis de démontrer et de quantifier la dépendance des émissions de CO<sub>2</sub> au transfert de l'énergie du vecteur carburant au vecteur électricité et donc de la dépendance des gains à la distance parcourue selon le type d'usage. Cependant, l'expression des gains obtenus sur un cycle d'usage unitaire d'une distance comprise entre 5 et 30 km n'étant par représentatif de l'usage réel de ces véhicules, une méthode a été proposée afin d'extrapoler les consommations optimales de ces véhicules sur n'importe quelle distance à partir de leur évaluation sur la distance d'un cycle unitaire.

L'application de la réglementation européenne pour la détermination des consommations des véhicules hybrides sur le cycle NEDC a permis d'estimer le potentiel de nos configurations d'un point de vue commercial. Ainsi l'hybridation de type FullHybrid a permis d'atteindre le seuil des 120 g/km d'émissions de CO<sub>2</sub> en réduisant d'environ 22 % les émissions du véhicule d'origine. Les consommations équivalentes des véhicules rechargeables ont permis d'atteindre des scores d'émissions de CO<sub>2</sub> intéressants avec 79 et 58 g/km pour les configurations à 5 kWh et 10 kWh d'énergie embarquée et d'une autonomie respective d'environ 16 et 32 km selon la réglementation européenne. De plus, une approche originale de l'interprétation de la réglementation européenne pour les véhicules hybrides rechargeables a permis de mettre en avant le fait que les résultats obtenus dans le cadre des deux essais imposés par la réglementation pouvaient permettre d'estimer les performances énergétique du véhicule au-delà du cadre définie par cette même réglementation.

Enfin, la mise en place de deux missions se voulant représentatives de trajets quotidiens de respectivement 34 et 83 km a permis d'estimer les potentialités de gains de nos configurations

hybrides dans une approche consommateur. Ainsi, sur le trajet le plus court et s'approchant le plus d'un usage routier, un gain maximum de 81 % (soit au final 28 g/km de CO<sub>2</sub> émis) a pu être atteint avec le véhicule hybride rechargeable possédant une batterie de 10 kWh alors que le FullHybrid non rechargeable n'a permis qu'une réduction de 18 %. Les simulations ont montré que ces gains chutaient drastiquement sur la mission la plus longue dont la majeure partie se déroule sur autoroute. Le gain maximal alors atteint pour le PHEV 10 kWh n'est que de 29 % contre 6 % pour le HEV-FullHybrid.





## Chapitre 8

# Étude de l'impact de facteurs d'influence sur l'évaluation des consommations énergétiques des véhicules

### 8.1 Introduction

Nous avons vu dans le chapitre précédent que les gains apportés par l'électrification des véhicules dépendaient fortement des usages et, pour les hybrides rechargeables, de la gestion de la décharge de la batterie. Cependant de nombreux autres facteurs peuvent également impacter les performances des véhicules hybrides comme le vieillissement de la batterie, la stratégie de freinage ou bien l'agressivité du conducteur.

L'objectif de ce chapitre est d'introduire l'étude de l'impact de certains de ces facteurs sur la consommation énergétiques des véhicules hybrides, ce chapitre se voulant donc être une introduction à des études de sensibilité plus complètes qui pourront être menées par la suite.

### 8.2 Étude de l'impact de la récupération au freinage

La récupération d'énergie au freinage est un des atouts des véhicules électrifiés car elle permet d'utiliser l'énergie cinétique du véhicule pour la stocker sous forme électrochimique dans la batterie alors que cette énergie est, dans le cas des véhicules conventionnels, en grande partie dissipée dans les freins sous forme thermique.

Plusieurs facteurs peuvent cependant limiter les capacités de freinage récupératif des véhicules hybrides (stratégies de freinage, limitation des composants en puissance,...). Dans les paragraphes suivants, nous montrerons comment les modèles mis en place au cours de cette thèse permettent d'évaluer l'impact de ces différentes limitations sur l'énergie récupérée.

#### 8.2.1 Impact de la stratégie de freinage

Comme nous l'avons vu en 4.2.2.2, quatre stratégies de freinage ont été implémentées dans le superviseur. Une stratégie permettant de maximiser la récupération de l'énergie au freinage mais en ignorant la répartition avant/arrière du freinage (pourtant garante de la stabilité du freinage et critère d'homologation) sera comparée à une stratégie n'utilisant pas le freinage récupératif et à une stratégie permettant de récupérer le maximum de l'énergie tout en assurant un freinage efficace et sûr grâce à la répartition de freinage. Les consommations et les gains obtenus selon ces différentes stratégies sont récapitulés dans la Figure 8-1 pour le cas du véhicule *HEV-FullHybrid*.

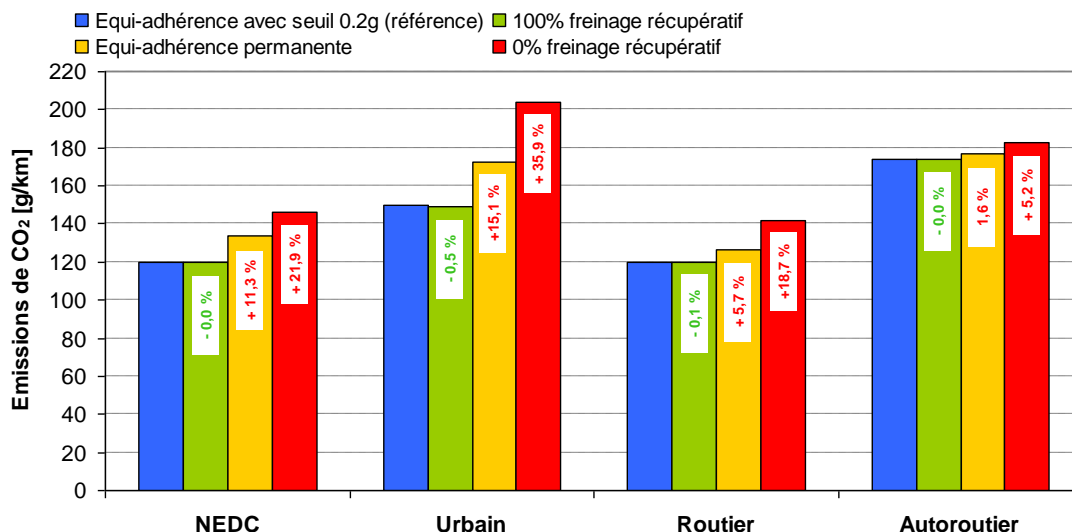


Figure 8-1 Impact de la stratégie de freinage sur les émissions de  $CO_2$  [g/km] du véhicule HEV-FullHybrid<sub>opti</sub>

La stratégie de freinage de référence définie en 4.2.2.2.2 (répartition sur la courbe d'équi-adhérence avec seuil à 0,2 g) permet de récupérer quasiment la même quantité d'énergie que la stratégie n'utilisant que le freinage récupératif. Ceci est dû au fait que les décélérations dans les cycles d'usage utilisés sont majoritairement inférieures à 0,2 g et que dans ce cas, pour la stratégie de freinage de référence, la totalité du freinage est valorisée sous forme de freinage récupératif.

A contrario, la suppression de la récupération au freinage est très pénalisante pour la consommation des véhicules hybrides. En effet, dans le cas de la suppression de la récupération d'énergie au freinage, seule la fonctionnalité de flux série (voir 1.3.6) permet de compenser l'énergie déchargée sur les autres modes de fonctionnement (mode tout électrique ou d'assistance électrique, consommation des auxiliaires) et ainsi d'assurer un bilan batterie nul. Dès lors, les gains obtenus sur cette configuration hybride sont inférieurs à ceux du véhicule conventionnel entièrement optimisé (*Conventionnel 04*), qui, pour sa part, possède une gestion optimisée de l'alternateur lui permettant notamment de récupérer une petite quantité d'énergie au freinage (dans les limites de fonctionnement de l'alternateur).

Enfin, on remarque que l'impact de la suppression de la récupération de l'énergie au freinage dépend fortement des conditions d'usage, l'impact étant le plus important sur un usage typé urbain et le plus faible sur un usage typé autoroutier. Cette différence est en partie expliquée par la quantité maximale d'énergie récupérable au freinage selon la dynamique de l'usage. Ainsi, l'énergie de freinage à la roue représente, par rapport à l'énergie de traction à la roue, environ 29 % sur le cycle NEDC, 65 % pour l'usage urbain, 33 % pour l'usage routier et seulement 12 % de l'usage autoroutier.

## 8.2.2 Impact des limitations en tension sur les performances de récupération de la batterie

Des études menées sur la consommation énergétique des véhicules électriques montre parfois que la consommation d'énergie est plus importante, sur un cycle donné, lorsque l'essai débute avec une batterie entièrement chargée par rapport à un essai où la batterie n'est pas à son état de charge maximal au début (voir essais sur la Chevrolet Volt à l'ANL [Duoba (2012)] ou essais dans le cadre de l'étude ConsoVex). Différents facteurs peuvent être responsables de cette sur-consommation comme la thermique des composants, bien que l'on ait ici des phénomènes antagonistes (les pertes

dans la machine électrique augmentant avec la température alors que les pertes par frottement diminuent), ou encore l'évolution du rendement de charge et de décharge de la batterie en fonction de l'état de charge.

Dans le cadre de nos travaux, nous avons choisis de nous intéresser à la limitation de la récupération de l'énergie au freinage lorsque la batterie est à un état de charge élevé. En effet lorsque la batterie est complètement chargée au début de l'essai, et malgré une décharge progressive au fur et à mesure de l'essai, la tension à vide est alors proche de la tension d'utilisation maximale, et la sur-tension engendrée par le freinage peut suffire à atteindre la limitation en tension définie dans le système de gestion de la batterie. Cette limitation se traduit par une limitation, par le superviseur, de la puissance de freinage récupératif assurée par la machine électrique et le transfert du reste de la puissance vers le système de freinage dissipatif conventionnel.

L'objectif de cette partie est de mettre en avant l'intérêt du contrôle de la batterie par protection d'enveloppe et de valider la réponse du modèle à ces lois de contrôle. Afin de reproduire le phénomène cité ci-dessus, nous avons modélisé trois cas de véhicule, basés sur la configuration *PHEV 5 kWh* (dont le pack batterie possède une tension nominale de 370 V), pour lesquels des limitations en tension de 405 V, 420 V et 435 V ont été implémentées (la tension de 420 V étant la limitation prescrite par le constructeur et utilisée jusqu'à présent pour tous les calculs de ce véhicule). Cependant, compte tenu des bonnes performances du pack d'origine (faible résistance interne) et des conditions d'état de charge en début de cycle (90 % SOC), les caractéristiques de la batterie de ces véhicules ont dû être dégradées afin d'augmenter la différence de potentiel entraînée par la recharge et ainsi atteindre les limitations en tension. Cette dégradation a été réalisée en utilisant la batterie à l'état vieilli (50 % de résistance supplémentaire par rapport à l'état neuf) et en multipliant par deux sa résistance afin d'amplifier le phénomène.

L'impact de la limitation de la tension sur la récupération au freinage est illustré dans la Figure 8-2. On peut remarquer que le superviseur réagit bien à la limitation de tension de la batterie et que cela se traduit par une énergie récupérée au freinage nettement plus faible (diminution d'environ 33 % lorsque la tension limite passe de 420 V à 405 V). Cependant cette différence au niveau de l'énergie récupérée ne se traduit pas en une diminution dans les mêmes proportions en termes de consommation électrique ou d'autonomie électrique, puisque celle-ci diminue uniquement d'environ 3 % (notamment du fait de la faible part d'énergie que représente l'énergie récupérée au freinage par rapport à l'énergie utilisée pour la traction et à celle utilisée par les auxiliaires, qui elles ne varient pas). Il pourra être intéressant de refaire ce calcul dans des conditions d'utilisation plus proches de celles des véhicules électriques, notamment en démarrant l'essai avec une batterie à l'état de charge maximal (100 % SOC).

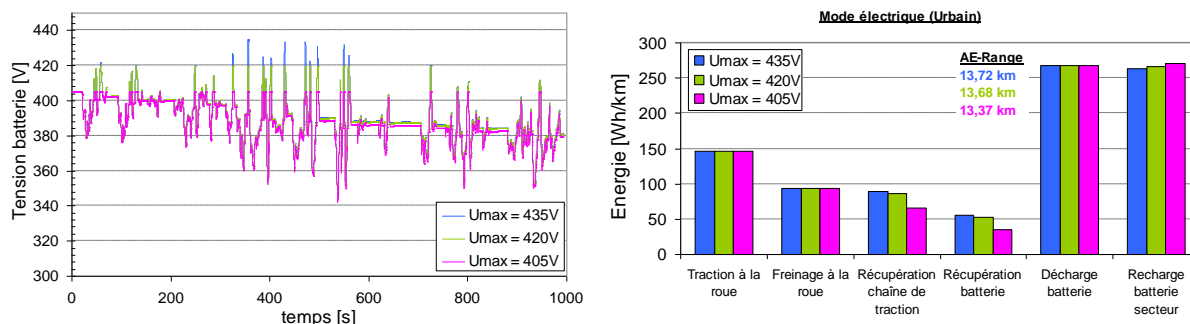


Figure 8-2 Impact de la limitation en tension du pack batterie sur la récupération d'énergie au freinage (configuration PHEV 5 kWh pour un usage urbain en mode électrique)

### 8.3 Étude de l'impact du vieillissement de la batterie sur la consommation

Comme nous l'avons expliqué auparavant, la méthodologie de dimensionnement du véhicule présentée dans le 6.3.2 propose de dimensionner le pack batterie en assurant la pérennité de ses performances durant toute sa durée de vie et en estimant les dégradations des performances du pack grâce à une méthodologie proposée en 5.4.2.3.3.

Les résultats de consommation fournis jusqu'à présent ont été obtenus pour des véhicules dont les packs batterie sont à l'état neuf. L'objectif de ce sous-chapitre est donc d'évaluer l'évolution de la consommation pour des véhicules dont la batterie est en fin de vie et de vérifier si les hypothèses sur la pérennité des performances ont effectivement permis de diminuer l'impact du vieillissement de la batterie sur les consommations.

#### 8.3.1 Impact sur le véhicule FullHybrid

La prise en compte du vieillissement lors de la définition des limitations et du contrôle de la batterie (voir 5.4.4) permet d'assurer la conservation de l'énergie utile et de la puissance délivrable et absorbable par la batterie entre l'état neuf et l'état vieilli. Cependant, compte tenu de l'augmentation de la résistance interne des cellules (50%, voir éq. 5.31), les pertes dans la batterie vieillie sont supérieures à celles dans la batterie neuve, ce qui se traduit par l'augmentation du courant nécessaire pour atteindre la même puissance aux bornes de la batterie. Les conséquences de cette augmentation des pertes sont une modification de la répartition instantanée des puissances entre le vecteur électrique et le vecteur thermique (voir Figure 8-3) qui aboutit, sur le trajet quotidien Mission 1, à une légère augmentation (moins de 1 %) de la consommation de carburant à bilan batterie nul, celle-ci passant de 5,09 L/100km à 5,13 L/100km. L'augmentation des pertes dans la batterie à l'état vieilli se traduit également par une légère diminution du rendement théorique de la batterie passant de 95,7 % à 93,9 % en décharge et de 96,6 % à 95,4 % en charge. Enfin, dans le cas de la Mission 1 et comme l'illustre la Figure 8-3, l'adaptation de la plage de fonctionnement de la batterie avec le vieillissement ne joue pas un rôle primordial. En effet, compte tenu du profil d'utilisation de la batterie, qui joue le rôle de tampon de puissance dans le cas des véhicules hybrides non rechargeables, les états de charge limites ne sont quasiment jamais atteints.

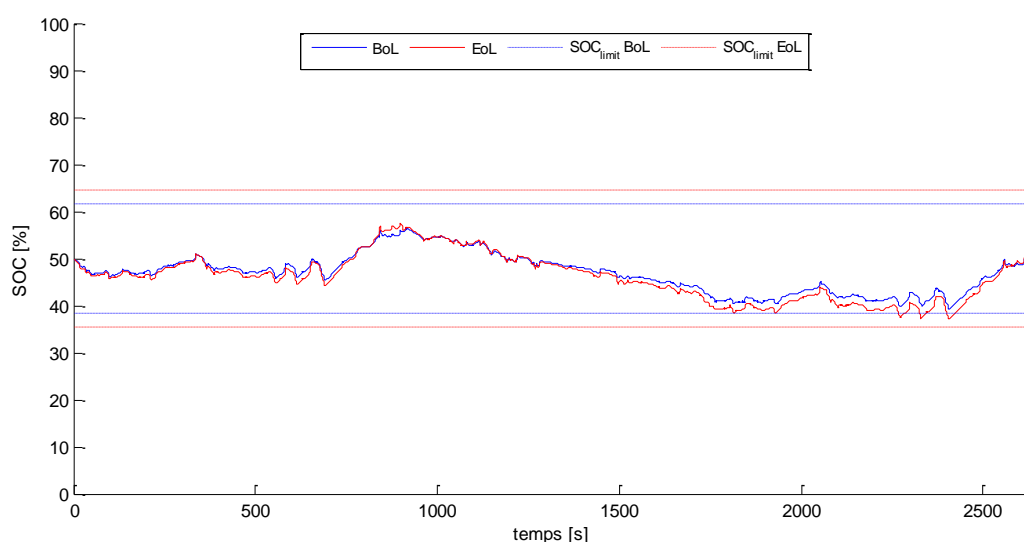


Figure 8-3 Evolution de l'état de charge de la batterie à l'état neuf et à l'état vieilli (configuration HEV-FullHybrid, Mission 1)

Des résultats avec le même ordre de grandeur ont été observés lors de simulations réalisées sur un modèle de Toyota Prius 2004 [Vinot et al. (2007)] dans lesquelles seule la résistance interne de la batterie a été modifiée (conservation de la capacité utile de la batterie). A contrario, dans la même étude, la consommation augmente de 1,7 % lorsque la capacité utile est réduite de 30 % (sans dégradation de la résistance).

En conclusion, la dégradation des performances de la batterie due au vieillissement n'a, dans notre modèle, pas d'influence notable sur les performances du véhicule. Ces résultats corroborent ceux obtenus sur des véhicules hybrides non rechargeables réels (Toyota Prius, Honda Civic) n'ayant pas montré d'augmentation significative de la consommation après 160 000 miles (environ 257 000 km) [Francfort et al. (2006)]. C'est particulièrement le cas pour la Toyota Prius qui, à l'état vieilli, présente une augmentation de la consommation de seulement 1,3 % malgré une diminution de 60,8 % de la capacité de sa batterie.

### 8.3.2 Impact sur le véhicule PHEV

#### 8.3.2.1 Autonomie électrique du véhicule

Afin de juger de l'efficacité de la méthodologie mise en place dans le but de minimiser l'impact du vieillissement de la batterie sur les performances du véhicule notamment en conservant l'énergie utile de la batterie tout au long de sa durée de vie (voir 5.4.4), il est intéressant de comparer la différence d'autonomie en mode électrique selon l'état de santé de la batterie. Ainsi, les simulations réalisées avec la configuration *PHEV 5kWh* sur la Mission 1 montrent des résultats satisfaisants avec une dégradation de moins de 5 % de l'autonomie en mode électrique, celle-ci passant de 14,3 km à 13,8 km (voir Figure 8-4), malgré une dégradation de 20 % de l'énergie totale de la batterie (voir Tableau 6-7).

Cette dégradation de l'autonomie pourra notamment s'expliquer par le fait que sous l'effet du vieillissement et bien que l'énergie utile soit conservée grâce au contrôle de la batterie, les pertes dans la batterie augmentent suite à l'augmentation de la résistance interne, ce qui entraîne une consommation d'énergie plus importante comme le confirme la dégradation des rendements théoriques de la batterie, ceux-ci passant de 97,0 % à 95,3 % en décharge et de 97,9 % à 96,9 % en charge.

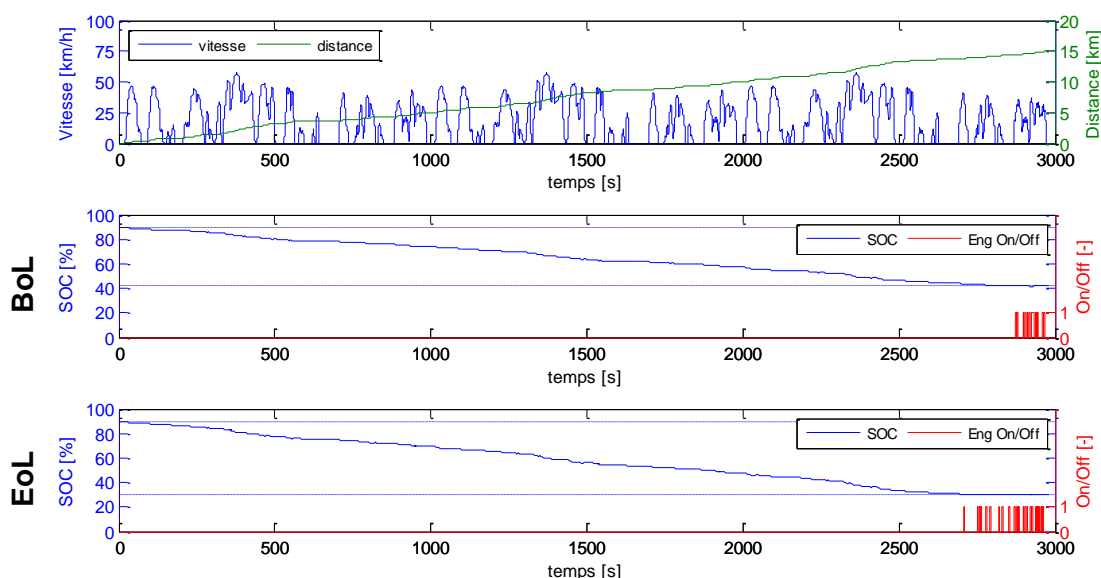


Figure 8-4 Evolution de l'autonomie électrique de la configuration PHEV 5 kWh pour la batterie à l'état neuf (BoL) et vieilli (EoL) sur un usage urbain

### 8.3.2.2 Évaluations sur les missions

Pour les véhicules hybrides rechargeables, l'impact de la dégradation du rendement de fonctionnement de la batterie pourra également être étudié pour des cas d'utilisation en mode hybride (CD-Blended). Cependant, pour ces cas d'utilisation, la comparaison est plus complexe du fait de l'interprétation des résultats combinant consommation de carburant (ou émissions de CO<sub>2</sub>) et consommation électrique. Les résultats des simulations réalisées sur cette configuration pour un trajet quotidien (Mission 1) sont récapitulés dans la Figure 8-5 pour la configuration PHEV 5 kWh.

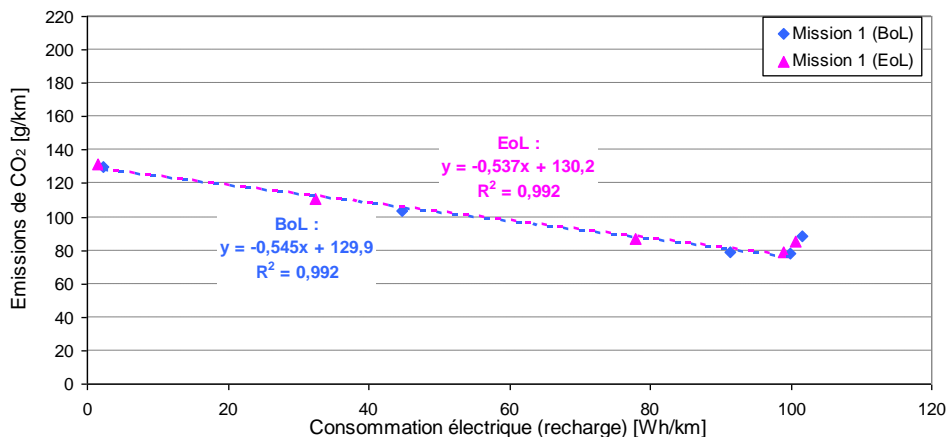


Figure 8-5 Comparaison de la consommation énergétique de la configuration PHEV 5 kWh sur un trajet quotidien (Mission 1) selon l'état de santé de la batterie (SOH)

Comme nous l'avons déjà observé pour le cas de la configuration HEV-FullHybrid, le vieillissement de la batterie a peu d'impact sur la consommation des véhicules lorsque ceux-ci sont utilisés en mode hybride. En effet, la consommation globale (droite représentant l'évolution de la répartition de la consommation en fonction du taux de transfert de l'énergie) en fin de vie n'étant que légèrement supérieure à celle en début de vie. On pourra également remarquer que la consommation électrique permettant de réaliser la totalité du cycle uniquement en CD et en maximisant la décharge de la batterie est équivalente en début de vie et en fin de vie (environ 100 Wh/km, valeur correspondant au point d'inflexion dans la Figure 8-5).

Ces observations ne sont cependant vraies que parce que, dans notre cas, les limitations de fonctionnement de la batterie (en puissance et en plage d'état de charge) ont été conçues pour prendre en compte le vieillissement dès le départ, et que la seule conséquence du vieillissement est alors une dégradation du rendement de fonctionnement de la batterie due à l'augmentation de sa résistance interne.

## 8.4 Étude de l'impact de la stratégie de gestion de l'énergie pour les véhicules rechargeables

Comme nous l'avons vu dans le chapitre 4.3.2.2.4, différentes stratégies de gestion de l'énergie ont été implémentées dans le superviseur. Toutes ces stratégies sont basées sur le Principe du Minimum de Pontriaguine (PMP) et seule la gestion de la valeur du facteur d'équivalence  $s$  au cours du cycle d'usage diffère selon les stratégies. Jusqu'à présent, tous les résultats présentés sont basés sur la définition d'un facteur d'équivalence constant sur toute la durée du cycle, permettant pour les

véhicules rechargeables de gérer le taux de transfert de l'énergie du vecteur carburant vers le vecteur électricité grâce la valeur du facteur d'équivalence.

Or, comme nous l'avons expliqué auparavant (voir 2.2.1.2), il peut être intéressant pour des raisons de vieillissement ou de puissance disponible, de faire fonctionner la batterie sur des états de charge intermédiaires et donc de privilégier une forte décharge en début de cycle et une forte décharge en fin de cycle afin de minimiser les temps de fonctionnement pour des états de charge élevés ou faibles tout en assurant un état de charge minimal à la fin du cycle et ainsi en maximisant l'utilisation du vecteur énergétique électrique. Ce comportement peut notamment être obtenu grâce à la stratégie de gestion de l'énergie permettant de faire varier la valeur du facteur d'équivalence  $s$  en fonction de la distance parcourue sur le cycle comme l'illustre la Figure 8-6.

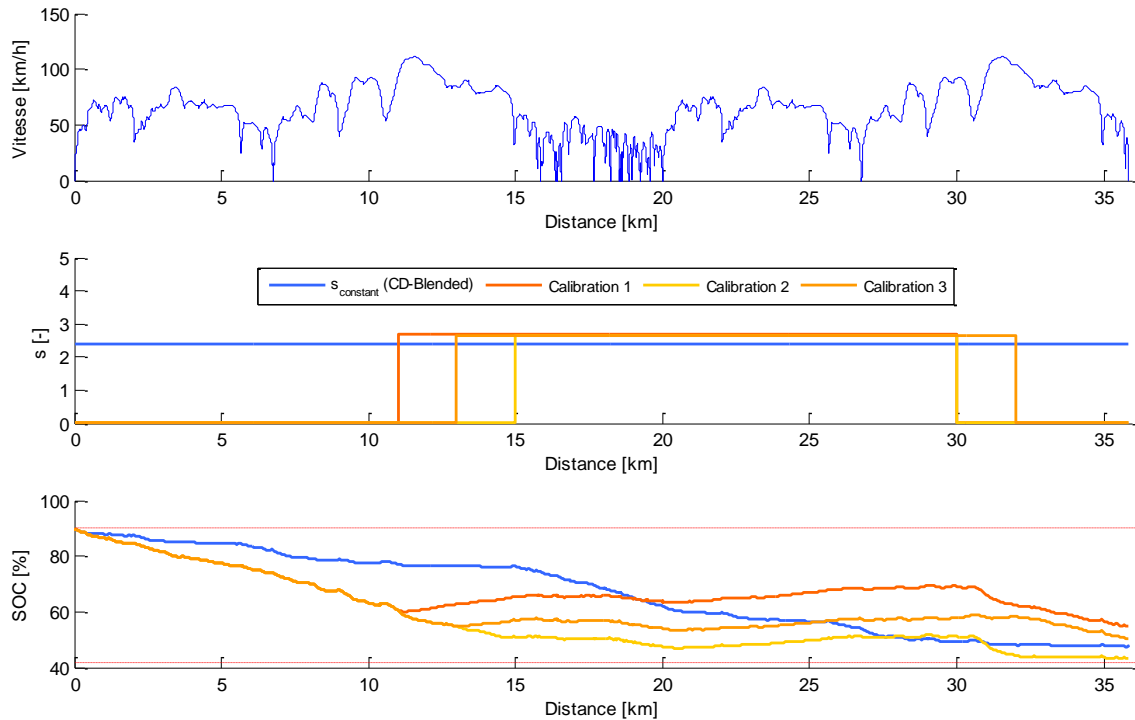


Figure 8-6 Essais de mise en place d'une stratégie de variation du facteur d'équivalence en fonction de la distance parcourue (cas de la configuration PHEV 5 kWh sur la Mission 1)

Les premiers essais de calibration de la stratégie de gestion de  $s$  en fonction de la distance permettent effectivement d'assurer une décharge rapide en début et fin de cycle et un fonctionnement prolongé à état de charge intermédiaire. Cependant, la réalisation d'une phase de Charge Sustaining dans la partie intermédiaire du cycle pourra se solder par une sur-consommation par rapport à la stratégie de gestion à facteur d'équivalence constant comme l'illustre la Figure 8-7. Cela est particulièrement vrai pour le cycle considéré (Mission 1) dont la partie urbaine, phase durant laquelle le véhicule a la possibilité de fonctionner en mode tout électrique, est située durant la phase de CS.



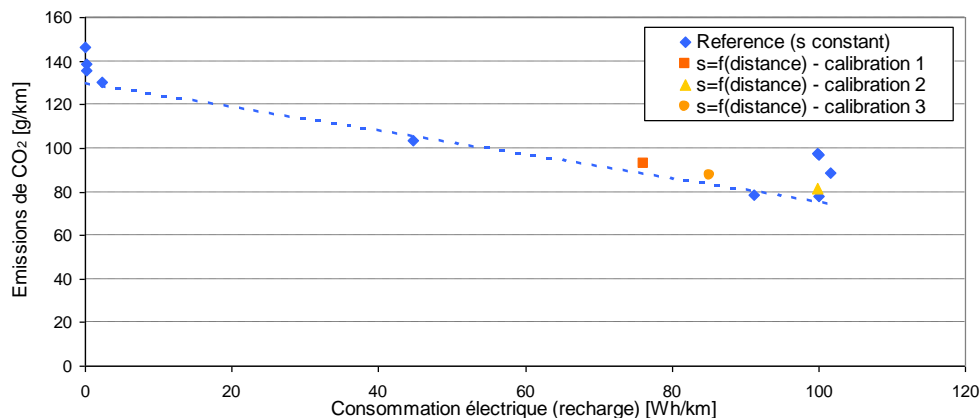


Figure 8-7 Comparaison de la consommation énergétique de la configuration PHEV 5 kWh sur la Mission 1 pour les stratégies de gestion de l'énergie avec un facteur d'équivalence constant ou fonction de la distance parcourue

Une telle approche pourra faire l'objet de travaux futurs s'attachant à la mise en place d'une définition optimale de  $s$  en fonction de la distance afin d'assurer la décharge complète de la batterie tout en minimisant la consommation et en privilégiant un fonctionnement à état de charge moyen. Cela nécessitera cependant l'utilisation de moyens permettant de localiser le véhicule, ainsi qu'une reconnaissance – automatique ou renseignée par le conducteur – de la distance entre deux charges consécutives. De telles évolutions semblent compatibles avec les progrès en cours dans le domaine des TIC appliquées aux transports.

## 8.5 Étude de l'impact de la consommation des auxiliaires

Afin de quantifier l'impact de la consommation des auxiliaires sur la consommation énergétique des véhicules hybrides, différentes simulations ont été réalisées sur la base de la configuration *HEV-FullHybrid* et en faisant varier la consommation des auxiliaires de 800 W (consommation de référence, voir Tableau 3-1) à 0 W. Les résultats obtenus (voir Figure 8-8) montrent une forte diminution des émissions de CO<sub>2</sub> (et donc de la consommation de carburant) lorsque la consommation des auxiliaires diminue. Cette diminution est d'autant plus importante que l'énergie consommée par les auxiliaires représente une part importante de l'énergie totale nécessaire. L'énergie consommée par les auxiliaires pour une puissance de 400 W étant équivalente à environ 13 % de l'énergie nette nécessaire au niveau de la roue ( $E_{\text{traction}} - E_{\text{freinage récupératif}}$ ) pour le cycle NEDC, 38 % pour un usage urbain, 7 % pour un usage routier et moins de 3 % pour un usage autoroutier.

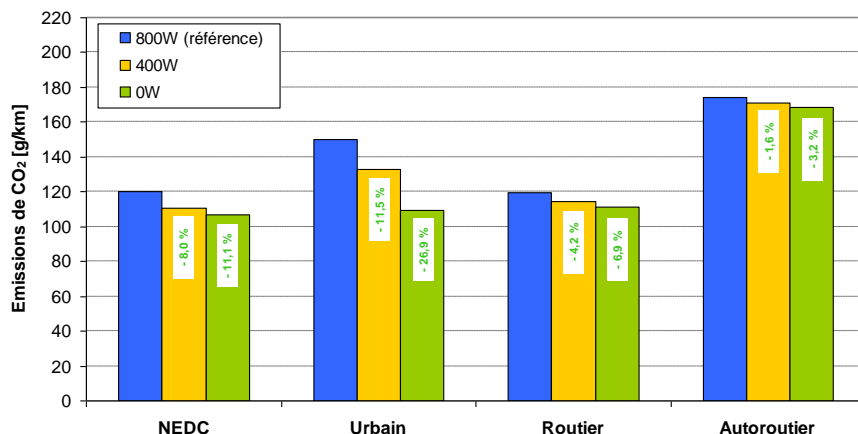


Figure 8-8 Impact de la consommation des auxiliaires sur les émissions de CO<sub>2</sub> de la configuration HEV-FullHybrid

Cette approche permet également de mettre en avant l'impact, sur la consommation énergétique, de l'hypothèse selon laquelle les configurations hybrides rechargeables et non rechargeables ont une consommation des auxiliaires nettement supérieure à celle des configurations conventionnelles (800 W contre 400 W, voir Tableau 3-1). La Figure 8-9 ci-dessous illustre la comparaison des émissions de CO<sub>2</sub> obtenues pour les configurations de référence (voir Figure 7-4 et Figure 7-18) avec celles obtenues pour une configuration HEV-FullHybrid dont la consommation des auxiliaires a été fixée à 400 W (donc équivalente à celle des configurations conventionnelles). La diminution de la consommation des auxiliaires dans la configuration HEV-FullHybrid permet ainsi d'atteindre des gains plus importants allant jusqu'à environ 42 % sur un usage urbain mais également d'obtenir un gain en consommation sur l'usage autoroutier contrairement à la configuration pour laquelle la consommation des auxiliaires est fixée à 800 W.

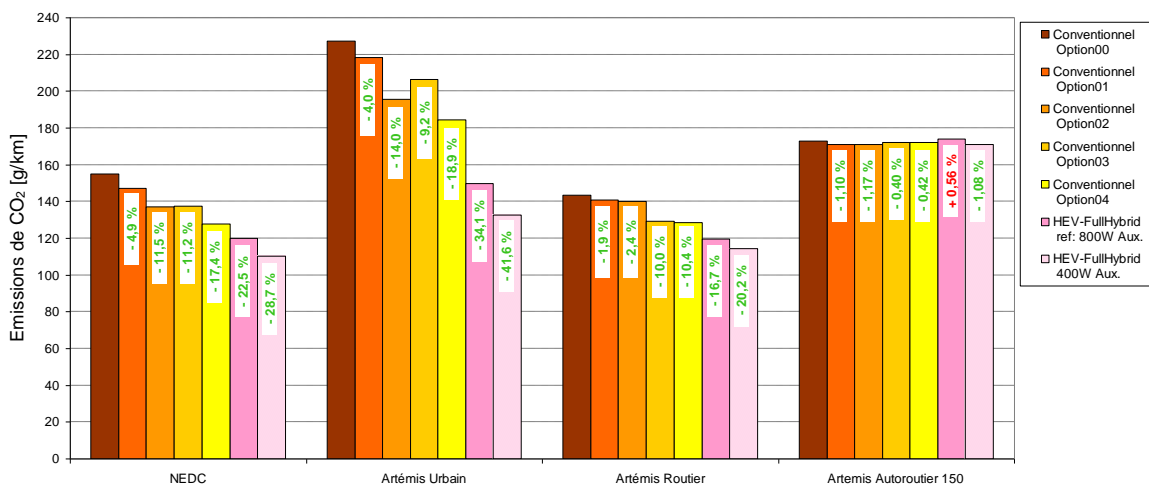


Figure 8-9 Comparaison des consommations des configurations de type Conventionnel avec la configuration HEV-FullHybrid selon la consommation des auxiliaires

## 8.6 Étude de l'impact de la conception du véhicule

Une approche permettant de réduire la consommation énergétique des véhicules, et différente de l'amélioration de la chaîne de traction (optimisation des conditions de fonctionnement, hybridation, diminution de la consommation des auxiliaires), consiste à diminuer l'énergie nécessaire pour déplacer le véhicule. Cette énergie peut être diminuée en agissant sur deux leviers, d'une part par la diminution

de la masse (et donc l'inertie) du véhicule, masse qui, même si elle se stabilise (voire diminue) aujourd'hui, a beaucoup augmenté au cours des vingt dernières années (voir Figure 8-10) du fait de l'augmentation des équipements de sécurité et de confort, et d'autre part, par la réduction de la résistance à l'avancement du véhicule en jouant sur les pertes aérodynamiques et les pertes par roulement.

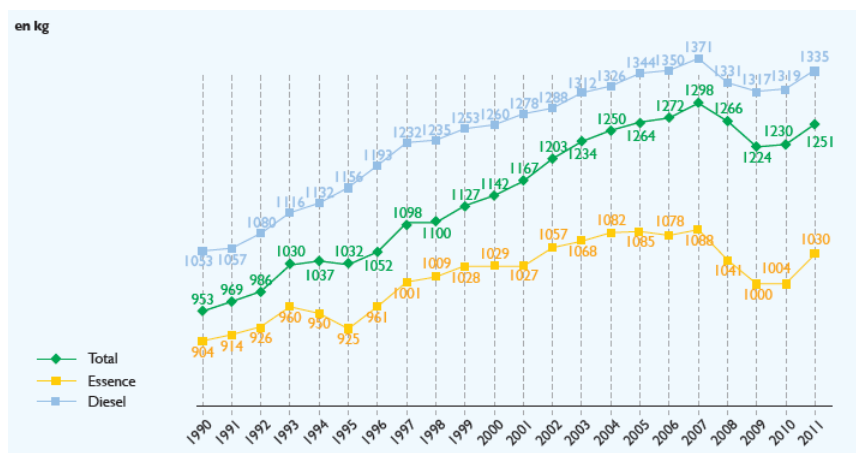


Figure 8-10 Evolution de la masse moyenne des véhicules au cours des vingt dernières années [ADEME (2012)]

Afin d'estimer les gains qui pourraient être apportées par de telles améliorations nous avons choisi de nous projeter dans le futur en réduisant conjointement la masse de la structure du véhicule, la résistance au roulement des pneumatiques et la traînée aérodynamique de la carrosserie. La masse de la caisse en blanc du véhicule a ainsi été réduite de 30% et passe alors de 1040 kg à 728 kg. Cette diminution se traduit naturellement par une réduction de la masse à vide (caisse en blanc + chaîne de traction) qui passe, dans le cas du véhicule *HEV-FullHybrid*, de 1237 kg à 925 kg. La résistance au roulement des pneumatiques, fixée à 10 kg/t dans le véhicule d'origine, a été diminuée de 20 % afin d'obtenir une valeur de 8 kg/t en cohérence avec les pneumatiques à hautes performances énergétiques actuellement sur le marché (voir encart Michelin dans [Badin et al. (2012)]). Enfin le coefficient de traînée ( $C_x$ ) de la carrosserie a été diminué de 0,31 à 0,25 (soit une réduction d'environ 20 %) en se basant sur l'aérodynamique avancée (pour un véhicule de série) de la Toyota Prius 2010. La surface frontale ( $S$ ) a, quant à elle, été conservée car elle est représentative de l'habitabilité du véhicule.

Ces améliorations menées conjointement sur le véhicule permettent de réduire significativement la résistance à l'avancement comme l'illustre la Figure 8-11. Qui plus est, la réduction de la masse du véhicule permet de diminuer la composante d'inertie et ainsi de réduire la puissance nécessaire à la roue (cette diminution s'accompagnant également d'une diminution de la puissance de freinage nécessaire et donc de l'énergie potentiellement récupérable).

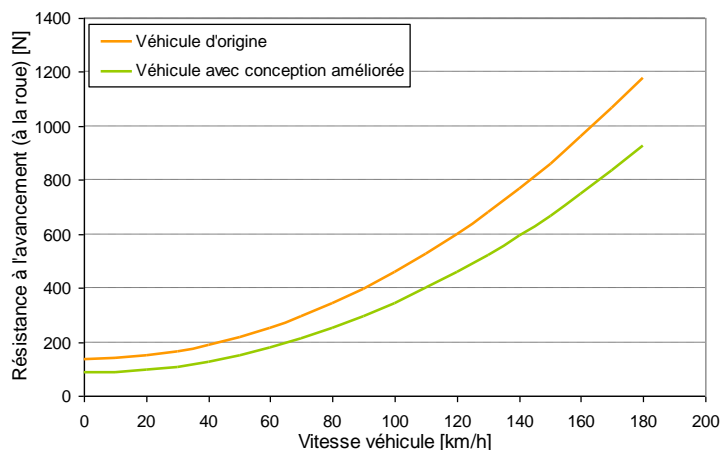


Figure 8-11 Comparaison de la résistance à l'avancement pour le véhicule d'origine et le véhicule dont la conception a été améliorée (cas de la configuration HEV-FullHybrid)

L'impact de ces améliorations sur la consommation de carburant et les émissions de CO<sub>2</sub> a été quantifié pour différentes configurations et différents cycles d'usage (voir Figure 8-12). Les gains obtenus par rapport aux véhicules d'origine atteignent entre 10 et 20 % selon la configuration et le type d'usage. Ainsi, la configuration du véhicule conventionnel la plus optimisée (Option04 : gestion optimisée de l'alternateur + gestion optimisée de la boîte de vitesses + S&S), à laquelle s'ajoute l'optimisation de la conception du véhicule, peut atteindre des consommations équivalentes à celles obtenues grâce à l'hybridation (HEV-FullHybrid) du véhicule sans optimisation de la conception.

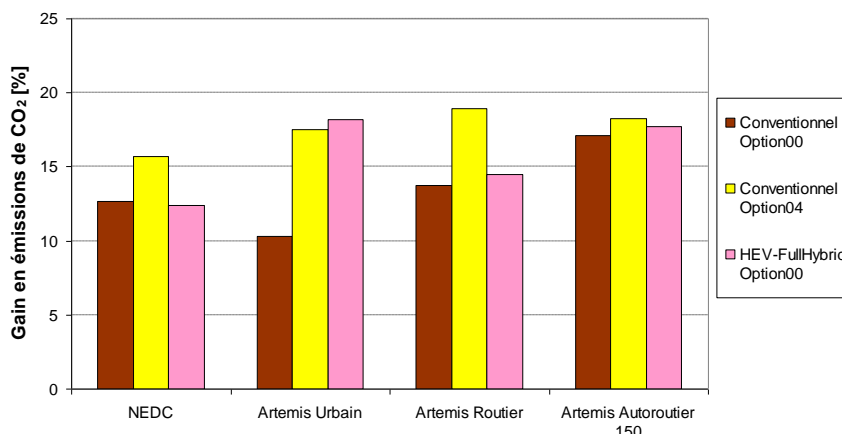


Figure 8-12 Impact de la diminution de la résistance à l'avancement et de l'inertie sur la consommation

Il est important de noter que dans l'approche que nous avons retenu, les configurations n'ont pas été redimensionnées, et donc, au vu de leur diminution de masse et de résistance à l'avancement, présentent des performances supérieures notamment en termes d'accélération et de démarrage en côte. Un redimensionnement de ces véhicules sur la base du même cahier des charges que défini en Tableau 6-2 pourrait probablement aboutir à des gains supérieurs à ceux présentés ici.

## 8.7 Étude de l'impact de l'agressivité du conducteur

Nous avons vu dans les chapitres précédents que la réduction des émissions de CO<sub>2</sub> des véhicules pouvait être réalisée en agissant sur différents leviers (optimisation des conditions de fonctionnement de la chaîne de traction, électrification de la chaîne de traction, conception du

véhicule). Un autre levier consiste à agir sur le comportement du conducteur et notamment sur son agressivité, i.e. sa propension à rouler vite ou bien à accélérer ou freiner de manière brutale.

L'évaluation des véhicules selon les cycles d'usage utilisés jusqu'à présent (profil de vitesse exprimé en fonction du temps) ne permet pas de mettre en évidence l'impact de l'agressivité du conducteur étant donné que cette définition du profil de vitesse impose la vitesse et l'accélération du véhicule à chaque instant. Différentes approches sont proposées dans la littérature afin de modifier l'agressivité, soit en agissant sur l'agressivité d'un cycle de référence (multiplication du vecteur vitesse par un facteur constant [Duoba et al. (2005)], multiplication du vecteur vitesse par un facteur constant et division du vecteur temps par ce même facteur [Carlson et al. (2009)]), soit dans le cadre d'études expérimentales en analysant des enregistrements sur route [Lenaers (2009)] ou sur banc d'essais [Ju and Smart (2009)] pour différents cycles ou différents types de conduite.

Dans le cadre de cette thèse nous avons choisi une approche inspirée notamment des méthodologies d'évaluation de consommation des autobus [Badin et al. (1999)], et consistant en la définition d'une mission comme étant une succession de paliers de vitesse exprimés en fonction de la distance parcourue, ces paliers pouvant être représentatifs de limitation de vitesse (50 km/h en ville par exemple) ou bien de zone de ralentissement. L'agressivité du conducteur se traduit sur ce type de profil par l'atteinte plus ou moins rapide des paliers de vitesse tout en assurant une distance parcourue identique (pour chacun des paliers) quelle que soit l'agressivité du conducteur. Comme nous le verrons par la suite, cela engendre une modification de la durée du trajet selon l'agressivité du conducteur (voir Figure 8-14). Qui plus est, cette approche a l'avantage de tenir compte des limitations en puissance du véhicule. Ainsi, si la chaîne de traction du véhicule n'est pas suffisamment puissante pour répondre à la demande d'un conducteur agressif, alors, soit le palier de vitesse ne sera pas atteint soit il le sera plus lentement. Par ailleurs, le fait de définir la cinématique en fonction du véhicule est plus réaliste lorsque l'on compare des motorisations avec des capacités en couple très différentes (ce qui est le cas d'un véhicule équipée d'une chaîne de traction électrifiée).

### **8.7.1 Traduction des cycles d'usages en gabarit de vitesse**

Dans le but d'estimer l'impact de l'agressivité du conducteur sur la consommation et afin de conserver des points de comparaison par rapport aux résultats obtenus jusqu'à présent, les gabarits de vitesse utilisés dans le cadre de cette thèse ont été construits en se basant sur les cycles d'usage utilisés jusqu'alors (profil vitesse-temps NEDC et Artémis).

Dans la méthodologie que nous proposons afin de traduire ces cycles d'usage, le profil de vitesse défini en fonction du temps est tout d'abord exprimé comme profil en fonction de la distance, puis ce profil est interprété sous forme de gabarit de vitesse comme l'illustre la Figure 8-13. Les temps d'arrêts (qui ne peuvent être explicités dans la définition du gabarit de vitesse en fonction de la distance parcourue) sont ensuite reportés dans un autre fichier permettant de gérer la durée des arrêts lorsque le gabarit de vitesse est à vitesse nulle.

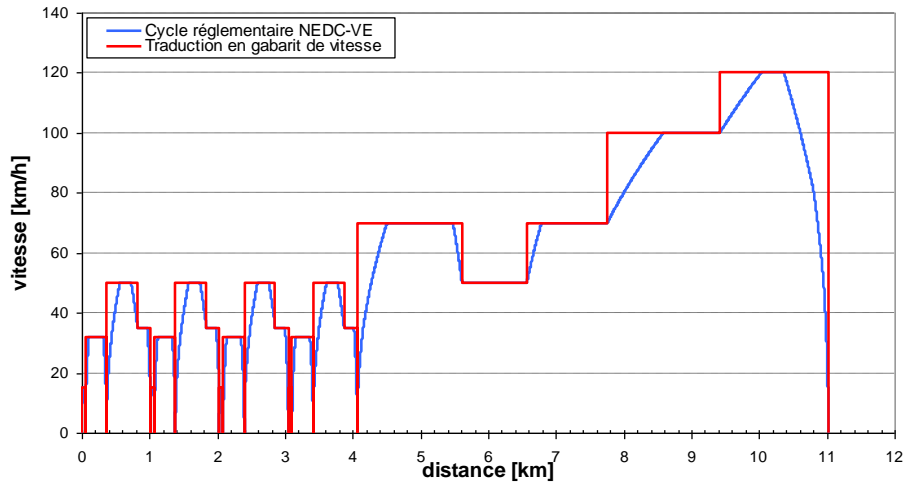


Figure 8-13 Traduction profil de vitesse du cycle NEDC-VE en gabarit de vitesse

Il est à noter que dans cette approche, la définition des changements de rapports de la boîte de vitesses en fonction du temps ne peut plus être utilisée. Dès lors, il est nécessaire, soit d'utiliser un modèle permettant de définir les changements de rapports en fonction de la vitesse du véhicule ou bien du régime de la transmission, soit d'adopter une approche de sélection automatique du rapport à engager.

### 8.7.2 Définition de l'agressivité du conducteur

Le modèle de conducteur introduit dans les simulateurs a pour objectif de traduire à chaque pas de temps le gabarit de vitesse défini ci-dessus en une vitesse cible atteignable sur ce même pas de temps. Cette vitesse cible (exprimée dans le repère temporel) est déterminée grâce à la combinaison du seuil de vitesse (exprimé en fonction de la distance parcourue) et des caractéristiques d'agressivité du conducteur. Ces caractéristiques d'agressivité sont définies dans le modèle utilisé, grâce à quatre paramètres : l'accélération maximale, la décélération maximale et le jerk<sup>27</sup> maximal (positif et négatif). Afin de caractériser l'agressivité du conducteur, une analyse sur les valeurs moyennes et maximales des accélérations et jerks a été réalisée sur les cycles d'usages (voir 0), analyse de laquelle il ressort, pour le cycle NEDC-VE, des valeurs moyenne de 0,53 m/s<sup>2</sup> en accélération et -0,82 m/s<sup>2</sup> en décélération. En nous basant sur cette analyse, nous avons défini trois styles de conducteur (voir Tableau 8-1).

Tableau 8-1 Paramètres permettant de caractériser l'agressivité du conducteur

		Conducteur calme	Conducteur moyen	Conducteur agressif
Accélération positive maximale	m/s <sup>2</sup>	0,5	1,0	1,5
Accélération négative maximale	m/s <sup>2</sup>	-0,5	-1,0	-1,5
Jerk positif maximal	m/s <sup>3</sup>	0,3	0,3	0,3
Jerk négatif maximal	m/s <sup>3</sup>	-0,3	-0,3	-0,3

Une fois la vitesse cible déterminée, les consignes de pédales sont définies grâce à un régulateur de type PID comparant la vitesse réelle du véhicule et la vitesse cible. Les paramètres de ce régulateur sont ici conservés identiques à ceux utilisés précédemment dans l'approche vitesse-temps (voir 3.6.3). Un exemple d'application de ces différents conducteurs est donné dans la Figure 8-14.

<sup>27</sup> Le jerk est défini comme la dérivée du vecteur accélération par rapport au temps (soit la dérivée troisième du vecteur position). Cette grandeur est notamment utilisée pour évaluer des notions d'agrément de conduite.

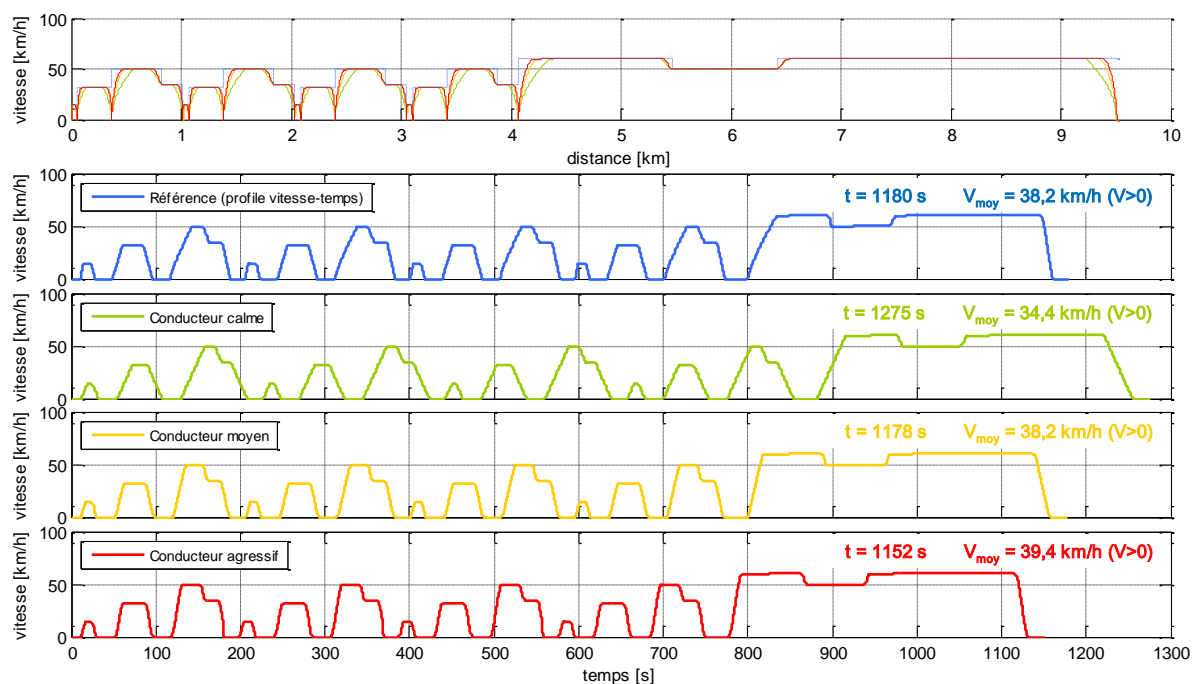


Figure 8-14 Représentation de l'impact de l'agressivité du conducteur sur le profil de vitesse (autonomie électrique de la configuration PHEV 5 kWh sur une mission inspiré du cycle NEDC-VE limité à 60 km/h)

On note ici que ce modèle de conducteur est aujourd'hui encore en phase de développement dans la librairie AMESim et que ce modèle pourrait être amélioré entre autre au niveau de sa stabilité (gestion d'enchaînement de paliers non atteignable) ou encore de sa représentativité (définition des caractéristiques d'agressivité en fonction de la vitesse véhicule par exemple).

### 8.7.3 Impact de l'agressivité du conducteur sur l'autonomie électrique des véhicules rechargeables

Comme nous l'avons évoqué dans le paragraphe précédent, le modèle de conducteur nécessitant quelques améliorations, celui-ci n'a pas permis de réaliser l'évaluation des véhicules de manière satisfaisante sur l'ensemble des gabarits de vitesse que nous avons généré (issus des cycles NEDC et Artémis) ni pour l'ensemble des configurations. Par conséquent, nous nous concentrons sur l'analyse de l'impact de l'agressivité du conducteur sur l'autonomie électrique des véhicules rechargeables sur un usage du type NEDC.

Dans le cas des véhicules rechargeables, nous avons fait le choix d'étudier l'impact de l'agressivité sur l'autonomie électrique. Celle-ci sera ici évaluée d'après le gabarit de vitesse construit à partir du cycle utilisé pour déterminer l'autonomie électrique dans le cadre de la directive européenne (voir Figure 7-24). Le détail des énergies en différents points de la chaîne traction permet de fournir des éléments de compréhension sur l'impact de l'agressivité sur la consommation d'énergie électrique (voir Figure 8-15).

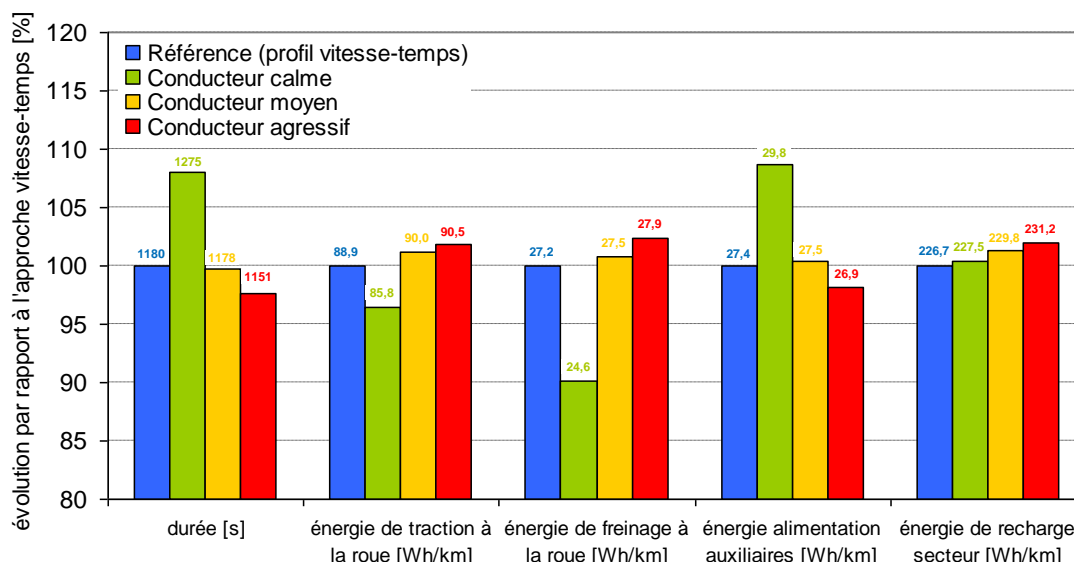


Figure 8-15 Impact de l'agressivité du conducteur sur la consommation énergétique de la configuration PHEV 5 kWh en mode tout électrique (gabarit de vitesse inspiré du cycle NEDC-VE limité à 60 km/h)

L'augmentation de l'agressivité du conducteur se traduit au niveau global par une augmentation de l'énergie électrique consommée par le véhicule pour réaliser le même trajet et donc par une diminution de l'autonomie électrique du véhicule. Cependant, cette augmentation de la consommation énergétique globale est le résultat de la combinaison des consommations de différents postes pour lesquels l'agressivité pourra être néfaste ou bénéfique. Ainsi, l'augmentation de l'agressivité se traduit, d'une part, par l'augmentation de l'énergie nécessaire à la roue en traction et, d'autre part, par l'augmentation de l'énergie récupérable au freinage (moins d'énergie dissipée dans la résistance à l'avancement) et la diminution de la consommation des auxiliaires (puissance constante et diminution du temps de trajets). Ces effets antagonistes aboutissent à une diminution peu significative de l'autonomie du véhicule (voir Tableau 8-2).

Tableau 8-2 Impact de l'agressivité du conducteur sur l'autonomie tout électrique de la configuration PHEV 5 kWh sur un usage du type NEDC-VE

	AE-Range [km]
<b>Profil de référence</b>	16,05
<b>Conducteur calme</b>	15,95
<b>Conducteur moyen</b>	15,76
<b>Conducteur agressif</b>	15,66

On peut noter que la différence plus faible au niveau des énergies à la roue (traction et freinage) entre le conducteur moyen et agressif et le conducteur faible et moyen peut en partie s'expliquer par la non dépendance du jerk à l'agressivité du conducteur et par le choix d'une valeur de jerk qui s'avère être un peu faible. De plus, compte tenu des fortes puissances de nos composants de récupération d'énergie (batterie et machine électrique), le freinage récupératif du conducteur agressif n'a pas dû être limité. Cela pourra ne pas toujours être le cas, selon le dimensionnement des composants et l'agressivité, et donc la puissance, du freinage.

On peut également noter que la définition du conducteur moyen est celle permettant de se rapprocher le plus (en termes de durée, de profil et d'énergie) de la définition vitesse-temps. Cela peut s'expliquer par le fait que malgré des accélérations maximales plus élevées ( $\pm 1 \text{ m/s}^2$ ) que la plupart



des accélérations du cycle NEDC, la valeur de jerk fixée à  $\pm 0,3 \text{ m/s}^3$  ne permet pas d'atteindre l'accélération maximale suffisamment rapidement et que par conséquent, l'approche vitesse-temps possède des accélérations plus importantes en début de phases d'accélération que l'approche gabarit de vitesse, cette tendance s'inversant une fois l'accélération maximale atteinte, i.e. sur les longues phases d'accélération.

Enfin, l'utilisation du conducteur calme ne permet pas de consommer moins d'énergie que la définition de référence (profil vitesse-temps). En effet, le bilan d'énergie électrique dédié au déplacement du véhicule (traction et freinage) n'est que très légèrement favorable au conducteur calme, du fait de la diminution de l'énergie récupérable au freinage et malgré un besoin d'énergie à la roue moins important en traction. De plus, l'augmentation du temps de trajet s'accompagne d'une augmentation importante de l'énergie nécessaire pour alimenter les auxiliaires aboutissant ainsi à un bilan énergétique défavorable au conducteur calme.

## 8.8 Conclusion

L'impact de différents facteurs d'influence a été étudié au cours de ce chapitre afin de démontrer la sensibilité des gains apportés par l'hybridation du véhicule.

Nous avons notamment pu montrer l'importance de la récupération de l'énergie au freinage sur le gain apporté par l'hybridation, avec une diminution du gain allant jusqu'à 36 % dans le cas de l'usage urbain où le potentiel d'énergie récupérable au freinage est très important puisque représentant environ 65 % de l'énergie nécessaire à la traction du véhicule.

La consommation des auxiliaires a également été identifiée comme un facteur d'impact important sur la consommation énergétique des véhicules hybrides. Nous avons montré que cet impact était le plus important pour les usages urbains compte tenu de la proportion d'énergie que représente les auxiliaires au vu de l'énergie dépensée pour déplacer le véhicule sur ce type d'usage. Cette étude sur l'impact des auxiliaires a également permis de quantifier les gains atteignables par le véhicule FullHybrid pour une consommation des auxiliaires identiques à celle du véhicule conventionnel.

L'optimisation de la conception du véhicule a également montré un impact intéressant en permettant de réduire significativement la consommation de l'ensemble des véhicules. Nous avons ainsi pu montrer que l'optimisation de la conception du véhicule combiné à une micro-hybridation pouvait permettre d'atteindre des gains comparables à une hybridation FullHybrid tout en conservant un système simple et en économisant le coût de la batterie.

Une méthodologie a été proposée afin de quantifier l'impact de l'agressivité du conducteur sur la consommation des véhicules électrifiés. Les premiers calculs effectués sur le mode électrique des véhicules rechargeables n'ont cependant pas donné les amplitudes de variations attendues, d'une part, sans doute à cause du modèle véhicule en lui-même (rendement de la chaîne de traction électrique, consommation importante des auxiliaires), et d'autre part à cause de la méthodologie de définition des données d'agressivité du conducteur (la valeur du jerk n'ayant pas été modifiée avec la valeur d'accélération cible) et du modèle conducteur qui demandent à être améliorés.

Enfin, au-delà de ces résultats, ce chapitre a également permis de mettre en évidence l'intérêt d'avoir développé des simulateurs entièrement paramétrés et permettant ainsi de modifier aisément les performances de certains composants ou les fonctionnalités du superviseur tout en ayant l'assurance que ces modifications se répercutent sur l'ensemble du simulateur et n'engendrent donc pas de comportement aberrant susceptible de dégrader la consommation énergétique.

# Conclusion générale et perspectives

---

## Conclusion

Nous avons mis au point au cours de ce travail de thèse une méthodologie systématique d'évaluation et de comparaison des gains de véhicules hybrides électriques de différentes architectures et intégrant différentes fonctionnalités. Cette méthodologie intègre une procédure fine de dimensionnement sous contraintes et de génération des paramètres des composants. Nous avons appliqué cette méthodologie au cas de l'architecture hybride parallèle pré-transmission, la contrainte de durée de la thèse ne nous ayant pas permis de l'étendre à d'autres solutions d'hybridation, tel que prévu au départ. Cependant, comme nous l'indiquons ci-après, la méthodologie et les outils développés peuvent tout à fait être appliqués par la suite à d'autres architectures.

Une étude de la bibliographie nous a dans un premier temps permis de recenser les différentes caractéristiques des véhicules hybrides électriques, tant au niveau de l'architecture du véhicule et des composants de la chaîne de traction, qu'au niveau des fonctionnalités permises par l'hybridation. Suite à cette étude bibliographique, deux architectures véhicules ont été sélectionnées : une architecture de type véhicule conventionnel et une architecture hybride parallèle pré-transmission. L'architecture conventionnelle a été déclinée en cinq configurations grâce à l'implémentation de différentes fonctionnalités allant de la gestion optimisée de l'alternateur à la fonctionnalité micro-hybrid de Stop&Start en passant par la fonctionnalité de gestion optimisée de la boîte de vitesses. Parmi ces configurations, une configuration de base, n'impliquant aucune de ces fonctionnalités, a également été définie afin de servir de véhicule de référence en termes de performances et de consommations énergétiques. L'architecture hybride parallèle pré-transmission a servi de support à l'implémentation

de fonctionnalités hybrides avancées permettant d'aboutir à la définition d'une configuration full-hybrid et d'une configuration hybride rechargeable. L'étude bibliographique nous a également permis de sélectionner les technologies des composants de la chaîne de traction. Un moteur thermique de type atmosphérique à allumage commandé et une boîte de vitesses pilotée ont été choisis pour équiper les deux architectures. Une machine électrique de type synchrone à aimants permanents et un pack batterie de type Li-ion ont été sélectionnés pour compléter la chaîne de traction de l'architecture parallèle pré-transmission.

Pour chacune des architectures véhicule, un simulateur entièrement paramétré a été mis en place afin d'estimer les performances et les consommations énergétiques des véhicules. Ce simulateur est basé sur une plateforme de co-simulation permettant de dissocier la modélisation physique du véhicule (chaîne de traction et ses composants), de la partie superviseur énergétique et contrôle-commande. La partie physique a été modélisée sous le logiciel de simulation multi-domaines LMS Imagine AMESim en se basant sur une modélisation de type forward du système et sur l'utilisation de modèles de pertes pour les composants (en adéquation avec l'approche énergétique du système). La partie supervision énergétique et contrôle-commande a été développée sous Matlab/Simulink. Ce superviseur a été développé sous une approche modulaire permettant de dissocier chacune des fonctionnalités et présentant l'avantage de faciliter la modification ou l'ajout de fonctionnalités et la mise en commun de certains blocs entre les simulateurs. Ce superviseur possède trois tâches principales. La première consiste à traduire l'enfoncement pédale provenant du conducteur en une demande de couple à la roue puis au niveau de la chaîne de traction en fonction des stratégies de freinage récupératif implémentées. La seconde tâche consiste à décider de la répartition des couples sur les différents composants de la chaîne de traction grâce à l'utilisation d'un algorithme de gestion optimisée de l'énergie basé sur le Principe du Minimum de Pontriaguine. La troisième tâche consiste à traduire les consignes optimales générées par le gestionnaire d'énergie en consigne effective prenant en compte les états et la causalité du modèle physique du véhicule.

L'un des enjeux lors de l'évaluation des potentialités de l'hybridation consiste à définir des véhicules différents en termes d'architectures et de fonctionnalités mais qui soient tout de même comparables entre eux. Cette capacité à être comparé a été assurée par la mise en place de méthodologies de dimensionnement de la chaîne de traction de chacune des configurations de véhicules. Ces méthodologies sont basées sur la définition d'un cahier des charges général, comprenant des critères de performances dynamiques du véhicule, et de cahier des charges annexes dont l'objectif est de prendre en compte des performances caractéristiques de certaines fonctionnalités. Ce dimensionnement du système véhicule s'appuie sur des méthodologies de dimensionnement des composants de la chaîne de traction. Dans le cadre de ce travail de thèse une approche originale du dimensionnement du pack batterie a été proposée. Cette approche est basée sur l'utilisation de données mesurées sur des éléments réels et sur l'extrapolation de ces données à des éléments virtuels grâce à l'utilisation du principe de l'invariant. Cette méthodologie a ainsi permis de dimensionner le pack batterie au plus juste tant en énergie qu'en puissance. Le dimensionnement de la machine électrique a, quant à lui, été réalisé grâce à l'utilisation d'un outil existant et à la combinaison de cet outil avec une méthodologie de dimensionnement de l'électronique de puissance. Le dimensionnement du moteur thermique n'a pas fait l'objet d'une étude particulière dans cette thèse et est donc basé sur une méthodologie simple d'homothétie de la cartographie des pertes. Enfin, le dimensionnement de la boîte de vitesses n'a pas été considéré dans le cadre de cette thèse.

L'évaluation énergétique des véhicules sur différents types d'usage a permis de mettre en avant les potentialités de l'hybridation en termes de réduction des émissions de gaz à effet de serre et la forte dépendance de ces gains au type d'usage. Les résultats des simulateurs ont confirmé l'intérêt des optimisations à faibles coûts de la chaîne de traction dans l'objectif d'atteindre, sur des usages urbains,

des gains de l'ordre de 14 % grâce au S&S et pouvant atteindre jusqu'à 20 % en combinant le S&S et la gestion optimisée de la boîte de vitesses. L'intérêt de l'hybridation de type full-hybrid pour des usages urbains voire routier a été validé avec des réductions d'émissions de CO<sub>2</sub> de respectivement 34 % et 16 %. L'apport de l'hybridation rechargeable a été démontré dans le cas de trajets quotidiens avec notamment la possibilité de réduire de 81 % les émissions de CO<sub>2</sub> sur un trajet typé urbain/routier d'environ 36 km réalisé avec un véhicule hybride rechargeable possédant une batterie de 10 kWh et une autonomie électrique de 29 km sur un usage urbain, ce gain chutant cependant à 29 % pour un trajet étendu à 83 km sur usage majoritairement autoroutier. La problématique de la dépendance des gains en consommation de l'hybride rechargeable en fonction de la distance parcourue entre deux recharges a été étudiée dans ce travail de thèse et une méthodologie permettant d'estimer le potentiel de ces véhicules pour n'importe quelle distance parcourue entre deux recharges a été proposée.

Enfin, une étude sur les facteurs d'influence a été menée en chapitre d'ouverture de ce travail de thèse. Cette étude a montré l'importance de certains facteurs tels que la consommation des auxiliaires, la conception du véhicule ou les stratégies de freinage récupératif, sur la réduction des émissions de CO<sub>2</sub>. Une approche originale de la modélisation de l'agressivité du conducteur a également été présentée dans ce chapitre d'ouverture. Cependant cette approche demande à être améliorée afin de gagner en représentativité, notamment grâce à une meilleure définition des paramètres servant à caractériser l'agressivité du conducteur.

## Perspectives

Ce travail ouvre de nombreuses perspectives en termes de recherche et pourra servir comme point d'entrée à des développements futurs aussi bien pour des approches système que pour des problématiques composant ou loi de gestion de l'énergie.

Du point de vue de l'approche système et à propos de la problématique de l'adéquation architectures/fonctionnalités/usages, il pourra être intéressant de comparer les véhicules étudiés dans le cadre de ce travail de thèse avec d'autres architectures hybrides ou électriques. Pour ce faire, les méthodologies mises en place durant ce travail de thèse pourront être adaptées à de nouvelles architectures en profitant notamment des algorithmes de dimensionnement des composants et de l'approche modulaire du superviseur dont une partie pourra être directement réutilisée. Ce travail d'adaptation a déjà été réalisé en grande partie pour une architecture série et une architecture input powersplit mais n'a pas abouti à temps pour pouvoir être présenté dans ce manuscrit.

La procédure de dimensionnement des composants pourra également être améliorée afin d'apporter plus de représentativité au simulateur système. La mise en place d'une méthodologie de dimensionnement du moteur thermique basée sur un modèle haute-fréquence permettra la dissociation des phénomènes (combustion, pertes aux parois, frottements) et ainsi de prendre en compte l'impact de la réduction de cylindrée sur ces phénomènes et donc sur le rendement global du moteur thermique. La difficulté résidera ici dans l'estimation de l'évolution des lois régissant ces phénomènes en fonction de la réduction de cylindrée et des technologies innovantes employées. Pour le dimensionnement de la batterie, l'enrichissement de la base de données des cellules de référence, la prise en compte de l'impact de la température sur les performances ou bien l'amélioration de l'intégration de la cellule dans le pack, notamment avec la prise en compte de la masse du système de

refroidissement en fonction de l'énergie embarquée et du typage des cellules, pourront faire partie des axes de développement. Concernant la machine électrique, un dimensionnement en régime transitoire et avec une meilleure représentativité pourra être réalisé grâce à l'utilisation d'une approche basée sur la modélisation par réseau de reluctance et la prise en compte d'un modèle thermique [Küttler (2013)]. Enfin, une méthodologie de dimensionnement de la transmission pourra être développée afin d'adapter la démultiplication de la boîte de vitesses à la modification de l'enveloppe de couple apportée par l'hybridation.

Les simulateurs développés dans ces travaux de thèse pourront également servir de ressourcement aux spécialistes composant (électrochimistes, motoristes,...), soit en complexifiant les modèles de composants dans le simulateur véhicule, soit en utilisant les résultats des simulateurs comme données d'entrées à leurs propres simulateurs. La première approche pourra notamment consister en une intégration de modèles thermiques permettant l'étude du dimensionnement en régime transitoire de la machine électrique ou bien l'impact des arrêts du moteur thermique sur la consommation de celui-ci et l'efficacité du système de post-traitement des gaz d'échappement. La seconde approche pourra notamment être utile afin de générer facilement des données d'utilisation de la batterie selon différentes stratégies de gestion de l'énergie ou différentes fonctionnalités et utiliser ces données dans des modèles de vieillissement.

Le superviseur et les lois de gestion de l'énergie actuellement implémentés dans le simulateur peuvent d'ores et déjà permettre d'intégrer passivement des modèles plus complexes de composants dans le simulateur. Cependant il pourra être intéressant d'implémenter des lois de gestion optimale multi-critères pouvant prendre en compte la thermique des composants ou les émissions de polluants en plus de la consommation énergétique dans le choix de la commande optimale. Toujours sur la thématique des lois de gestion des l'énergie, les résultats obtenus grâce à la loi de gestion optimale de l'énergie pourront être mis en parallèle avec des lois de type heuristique ou bien de type ECMS en ligne et ainsi quantifier la dégradation du gain lors de l'implémentation de stratégies de gestion en ligne et temps-réel.

L'étude des facteurs d'influence abordée en chapitre d'ouverture pourra être poursuivie en prenant en compte ces facteurs dans une étude de sensibilité permettant d'identifier les facteurs les plus impactants sur la consommation énergétique. L'impact de facteurs tels que la consommation des auxiliaires, le vieillissement de la batterie, les températures extrêmes (de l'environnement ou des composants) ou l'agressivité du conducteur sur les performances des véhicules étant actuellement une problématique activement étudiée, notamment dans le cadre du développement des véhicules possédant une autonomie électrique (véhicules hybrides rechargeables, véhicules électriques). Cette étude de sensibilité, pourra également être à la base de travaux prospectifs sur la définition des composants idéaux. Ainsi, en agissant virtuellement sur les performances des composants sur certaines zones de fonctionnement, par exemple pour le moteur thermique en élargissant les bulles de rendement ou au contraire en améliorant le rendement sur un point de fonctionnement spécifique, l'étude de sensibilité pourrait permettre de mettre en évidence des pistes de développement intéressantes selon le type d'hybridation et l'usage prévu du véhicule hybride.

Enfin, les consommations énergétiques des véhicules hybrides, en particulier des hybrides rechargeables, issues de ce travail de thèse pourront servir de données d'entrée à des études visant à estimer les potentialités de ces véhicules, non seulement en termes d'émission de CO<sub>2</sub> du réservoir à la roue, mais sur des approches plus globales du puit à la roue intégrant les émissions de CO<sub>2</sub> de la chaîne de production de l'énergie (hydrocarbures et électricité). Parallèlement des approches économiques pourront permettre d'estimer la viabilité des véhicules hybrides, notamment en prenant en compte le surcoût à l'investissement et les gains en termes de coût d'utilisation (coût à la pompe, coût d'entretien).

# **Annexes**

# Annexe A Caractérisation des batteries par essais HPPC

L'essai de type HPPC (Hybrid Pulse Power Characterization) tel que défini dans le "Battery Test Manual for Plug-In Hybrid Electric Vehicles" [INEEL (2008)] a pour but de déterminer les performances en puissance d'une cellule sur l'ensemble de sa plage de fonctionnement, tout en respectant ses limitations de fonctionnement. Le test consiste en une répétition d'un motif de pulse de décharge et de charge (typiquement 10s) réalisé tous les 10% d'état de charge, le test commençant avec une cellule complètement chargée (v. Figure A-1). Durant ces pulses de décharge puis de charge, la tension aux bornes de la cellule est mesurée et permet de calculer la résistance instantanée de la cellule. Après chaque motif, la batterie est déchargée de 10%, puis reste au repos (aucun courant appliqué) durant 1h avant de relancer le prochain motif. Ce temps de repos permet de réaliser la relaxation de la cellule et de s'assurer du retour à l'état d'équilibre électrochimique et thermique de la cellule. A la fin de cette période de relaxation et avant d'appliquer le motif décharge/charge suivant, la tension de la cellule est mesurée et correspond alors à la tension à vide. Les valeurs des courants de charge et de décharge appliqués durant les pulses sont définies selon le type de test HPPC souhaité (faible courant, fort courant). Il est à noter que durant toute la durée de l'essai la sollicitation de la cellule est contrôlée afin que la tension à ses bornes n'atteigne pas les limitations en tension de la cellule ( $U_{min}$ ,  $U_{max}$ ). Ces limitations pouvant notamment être atteintes lors des pulses de décharge à faible état de charge et/ou faible température et lors les pulses de charge à fort état de charge et/ou faible température. Lorsque la tension aux bornes de la cellule atteint les limitations en tension, alors le pulse de courant est coupé.

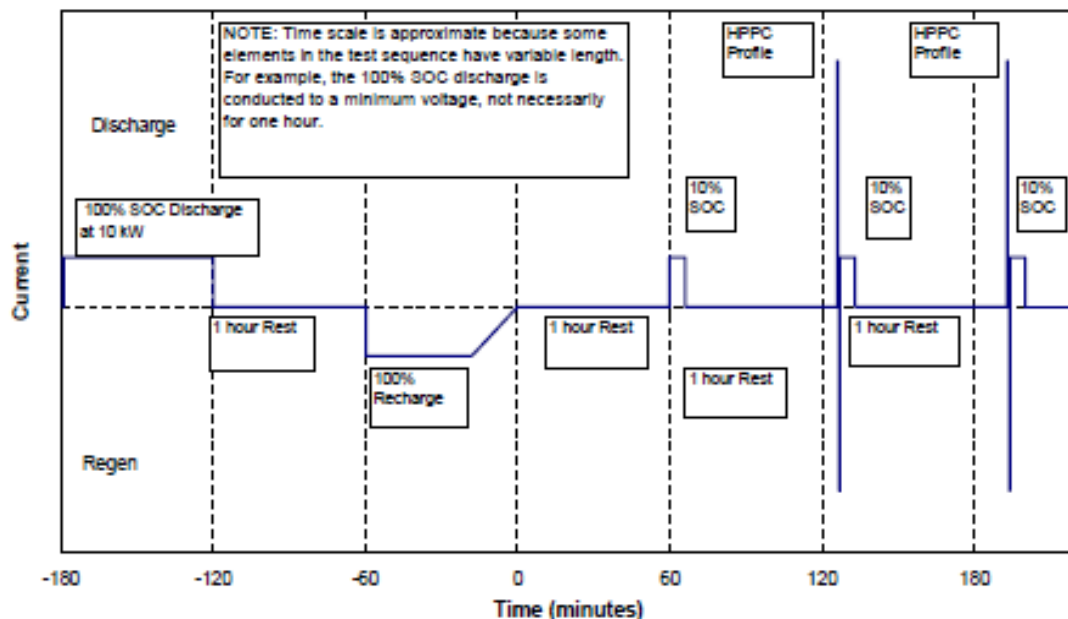


Figure A-1 Représentation du déroulement d'un essai HPPC [INEEL (2008)]

## Annexe B Données sur le véhicule réel de référence

Le véhicule choisi afin de servir de référence pour définir le cahier des charges du dimensionnement et une Peugeot 307 berline 5 portes de Phase II équipée d'une motorisation 1,6 L essence et d'une boîte de vitesses manuelle à 5 rapports. Les caractéristiques principales de ce véhicule sont données dans le Tableau A-1 ci-dessous. La gamme à laquelle appartient ce véhicule (gamme moyenne inférieur), représentait 30 % des immatriculations de voitures neuves dans l'Union Européenne (U.E. 15 pays) en 2009 (donnée CCFA).

Tableau A-1 Récapitulatif des caractéristiques du véhicule réel de référence

<b>Caractéristiques générales</b>	Dénomination commerciale	Peugeot 307 1,6e 16v 110ch BVM5
	Année	2005
	Nombre de portes	5
<b>Masse &amp; Position du centre de gravité</b>	Masse à vide en ordre de marche	1204 kg
	Distance essieu avant / centre de gravité	1,16 m
	Distance essieu arrière / centre de gravité	1,45 m
	Hauteur du centre de gravité	0,56 m
<b>Pneumatiques</b>	Dimension	195-65R15
<b>Transmission</b>	Type de la boîte de vitesses	Manuelle, 5 rapports
	Rapport de pont	4,53
	1 <sup>er</sup> rapport BV	3,46
	2 <sup>nd</sup> rapport BV	1,87
	3 <sup>ème</sup> rapport BV	1,29
	4 <sup>ème</sup> rapport BV	0,95
	5 <sup>ème</sup> rapport BV	0,79
<b>Motorisation</b>	Type	TU5JP4
	Caractéristiques	Atmo., L4, 16v, MPI
	Cylindrée	1587 cm <sup>3</sup>
	Puissance maximale	80 kW @ 5800 tr/min
	Couple maximal	147 Nm @ 4000 tr/min
<b>Performances</b>	Accélération 0-100 km/h	10,7 s
	1000 m DA	32,1 s
	Vitesse maximale	190 km/h
<b>Consommation</b>	Urbaine (ECE)	10 L/100km
	Extra-urbaine (EUDC)	5,8 L/100km
	Mixte (NEDC)	7,4 L/100km
	Émissions de CO <sub>2</sub> (g/km)	174 g/km



# Annexe C Diagrammes de transition d'état Stateflow utilisés pour la coordination dynamique

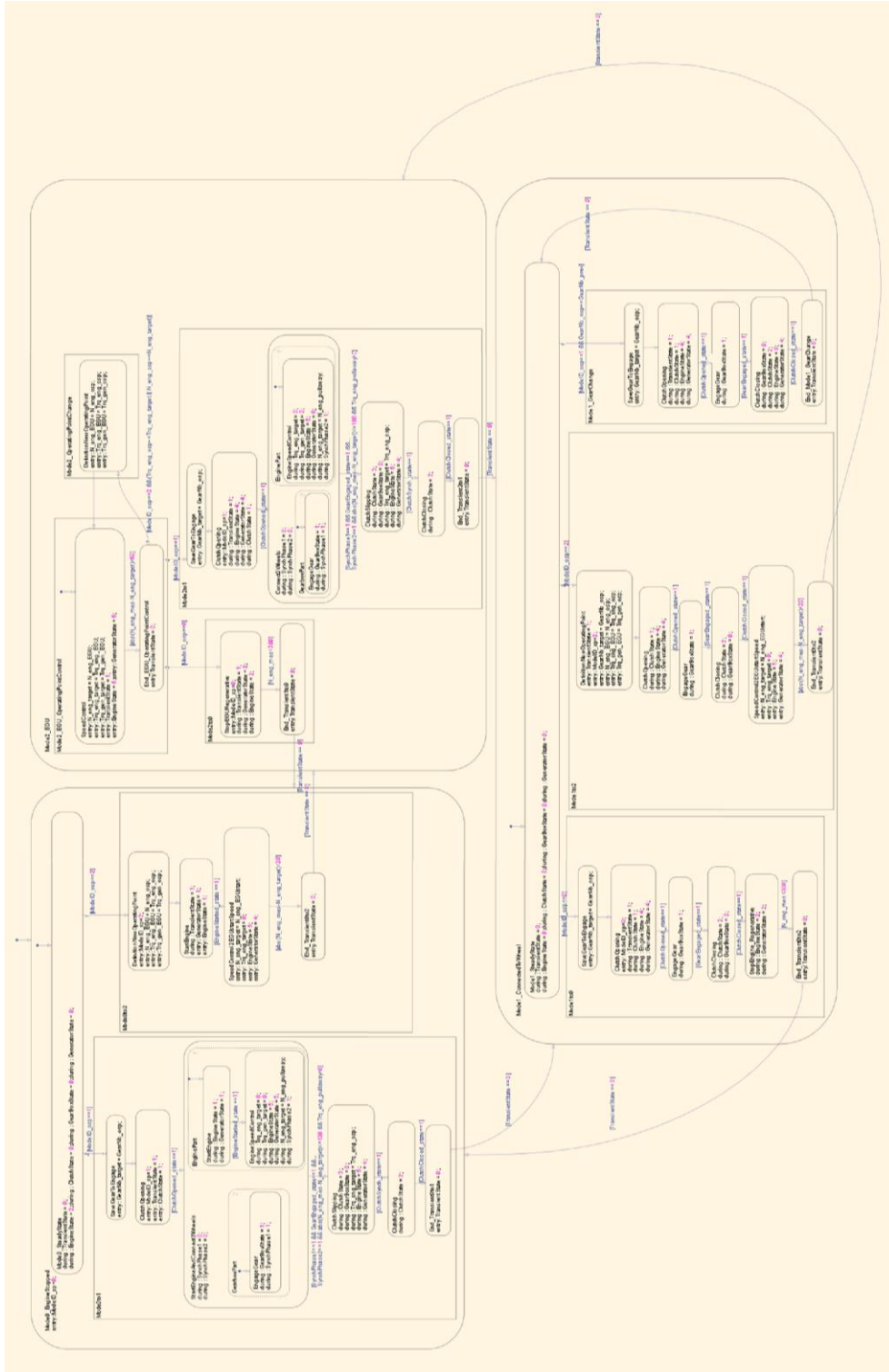


Figure A-2 Représentation de l'implémentation de la coordination dynamique sous Stateflow pour l'architecture véhicule conventionnel

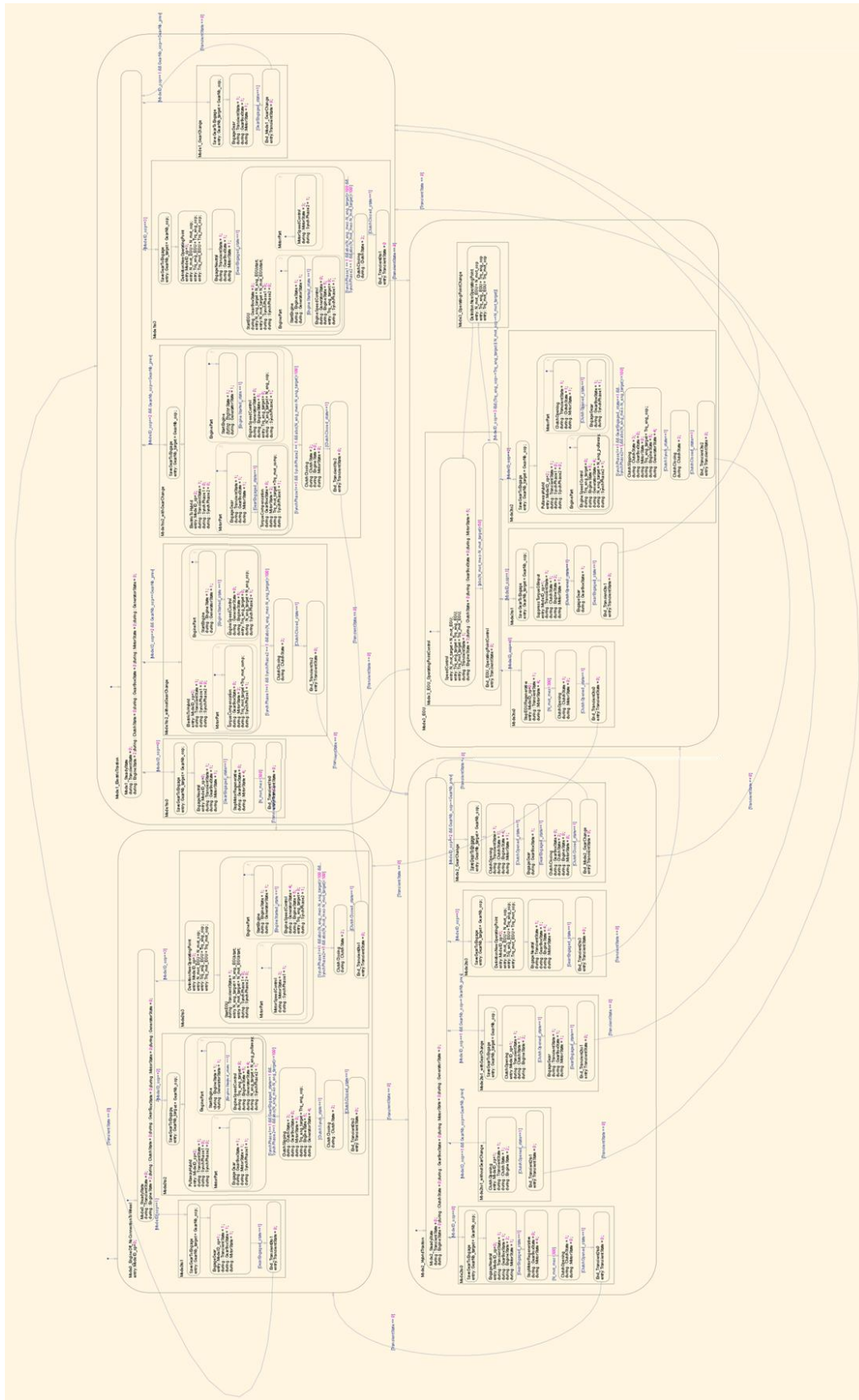


Figure A-3 Représentation de l'implémentation de la coordination dynamique sous Stateflow pour l'architecture hybride parallèle pré-transmission

# Annexe D Plaquette du fabricant Kokam pour les cellules batterie de fortes capacités

## Large capacity

### 1.High energy density cell

Part #	Model	Capacity (Ah)	Dimension (mm)			Weight (g)	Max. Discharge Rate (C)		Energy Density (Wh / Kg)
			Thickness	Width	Height		Continuous	Pulse	
500001-0101A	SLPB 50106100	5	5.0 ±0.2	106 ±2.0	100 ±2.0	115 ±5.0	1	5	177
800001-0101A	SLPB 75106100	8	7.5 ±0.3	106 ±2.0	100 ±2.0	155 ±5.0	1	5	190
800001-0101A	SLPB 68106100	8	6.8 ±0.3	106 ±2.0	100 ±2.0	150 ±5.0	1	2	196
016K01-0101A	SLPB 75106205	16	7.5 ±0.3	106 ±2.0	205 ±2.0	330 ±10	1	2	180
025K01-0101A	SLPB 60216216	25	6.5 ±0.3	215 ±2.0	220 ±2.0	620 ±20	1	5	155
030K01-0101A	SLPB 68216216	30	6.8 ±0.3	215 ±2.0	220 ±2.0	700 ±20	1	5	156
040K01-0101A	SLPB 90216216	40	9.0 ±0.5	215 ±2.0	220 ±2.0	935 ±30	1	5	163
070K01-0101A	SLPB 53460330	70	5.3 ±0.3	455 ±2.0	325 ±2.0	1700 ±50	1	5	160
100K01-0101A	SLPB 70460330	100	7.2 ±0.3	455 ±2.0	325 ±2.0	2320 ±70	1	3	163
200K01-0101A	SLPB 140460330	200	14.0 ±0.5	465 ±2.0	340 ±2.0	4400 ±130	1	2	168

### 2. High power cell

Part #	Model	Capacity (Ah)	Dimension (mm)			Weight (g)	Max. Discharge Rate (C)		Energy Density (Wh / Kg)
			Thickness	Width	Height		Continuous	Pulse	
500005-0101A	SLPB 30205130H	5	3.1 ± 0.3	206 ±2.0	130 ±2.0	164 ±6.0	5	10	113
750005-0101A	SLPB 41205130H	7.5	4.2 ± 0.3	206 ±2.0	130 ±2.0	226 ±9.0	5	10	123
011K05-0101A	SLPB 55205130H	11	5.6 ± 0.3	206 ±2.0	130 ±2.0	292 ±12	5	10	139
031K05-0101A	SLPB 78216216H	31	8.4 ± 0.5	215 ±2.0	220 ±2.0	860 ±40	5	10	133
040K05-0101A	SLPB 100216216H	40	10.7 ± 0.5	215 ±2.0	220 ±2.0	1100 ±40	5	10	135
070K05-0101A	SLPB 60460330H	70	5.8 ± 0.3	455 ±2.0	325 ±2.0	1950 ±80	5	10	133
100K05-0101A	SLPB 80460330H	100	8.1 ± 0.3	455 ±2.0	325 ±2.0	2700 ±100	5	8	137
200K02-0101A	SLPB 160460330H	200	17.0 ± 0.5	465 ±2.0	340 ±2.0	5260 ±260	2	4	141

### 3. Ultra high power cell

Part #	Model	Capacity (Ah)	Dimension (mm)			Weight (g)	Max. Discharge Rate (C)		Peak Power Density (W / Kg)
			Thickness	Width	Height		Continuous	Pulse	
720005-0101A	SLPB 45205130P	7.2	4.5 ± 0.5	206 ±2.0	130 ±2.0	226 ±10	5	20	2600
012K05-0101A	SLPB 70205130P	12	7.0 ± 0.5	206 ±2.0	130 ±2.0	354 ±15	5	20	1850

Figure A-4 Présentation de la gamme Kokam pour des cellules de fortes capacités et pour différents typages (source: [www.kokam.com](http://www.kokam.com))

# Annexe E Détails des gains en consommation obtenus pour les différentes configurations HEV-FullHybrid étudiées pour le dimensionnement véhicule

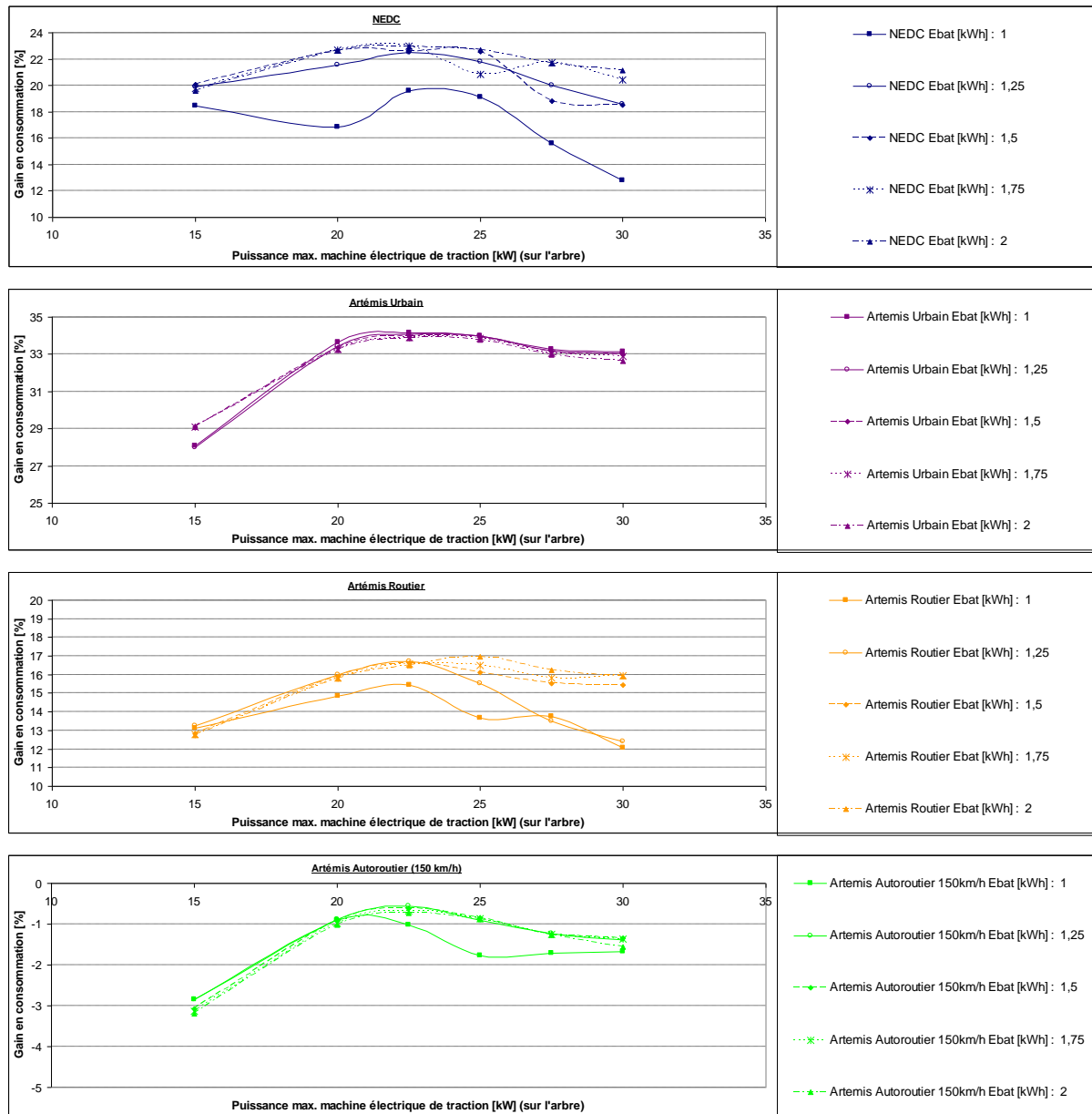


Figure A-5 Représentation détaillées des gains en consommation pour les différents dimensionnements HEV-FullHybrid

# Annexe F Outil de Post-Processing « PPTool »

Un des enjeux dans l'étude et l'optimisation des gains apportés par l'hybridation des véhicules réside dans la compréhension et l'analyse des flux énergétiques au sein du système.

Un outil a été développé afin de mettre en avant les principaux consommateurs de l'énergie au sein du système. Cet outil permet ainsi de comparer et de justifier, grâce à des données moins macroscopiques que la consommation de carburant, les gains apportés par différentes architectures et différents degrés d'hybridation. Les architectures actuellement couvertes par cet outil d'analyse des flux sont les architectures conventionnelle avec (Figure A-6) ou sans S&S, hybride parallèle pré-transmission (Figure A-7), hybride série, hybride de type input powersplit (Toyota Prius) et output powersplit multimodes (GM Volt).

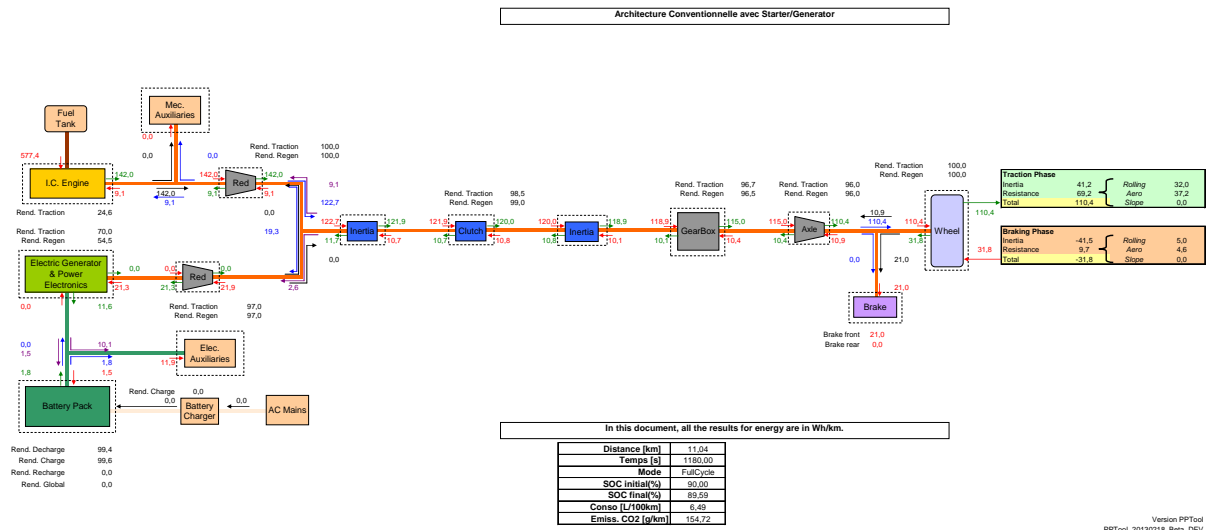


Figure A-6 Exemple de résultats fournis par l'outil PPTool pour une architecture conventionnelle avec alterno-démarrreur

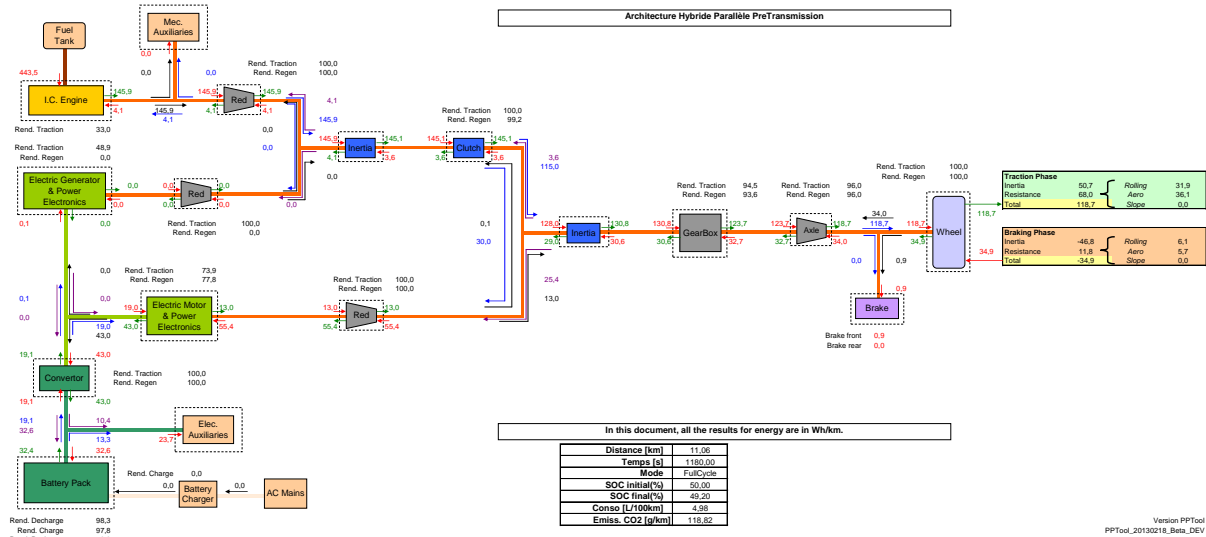
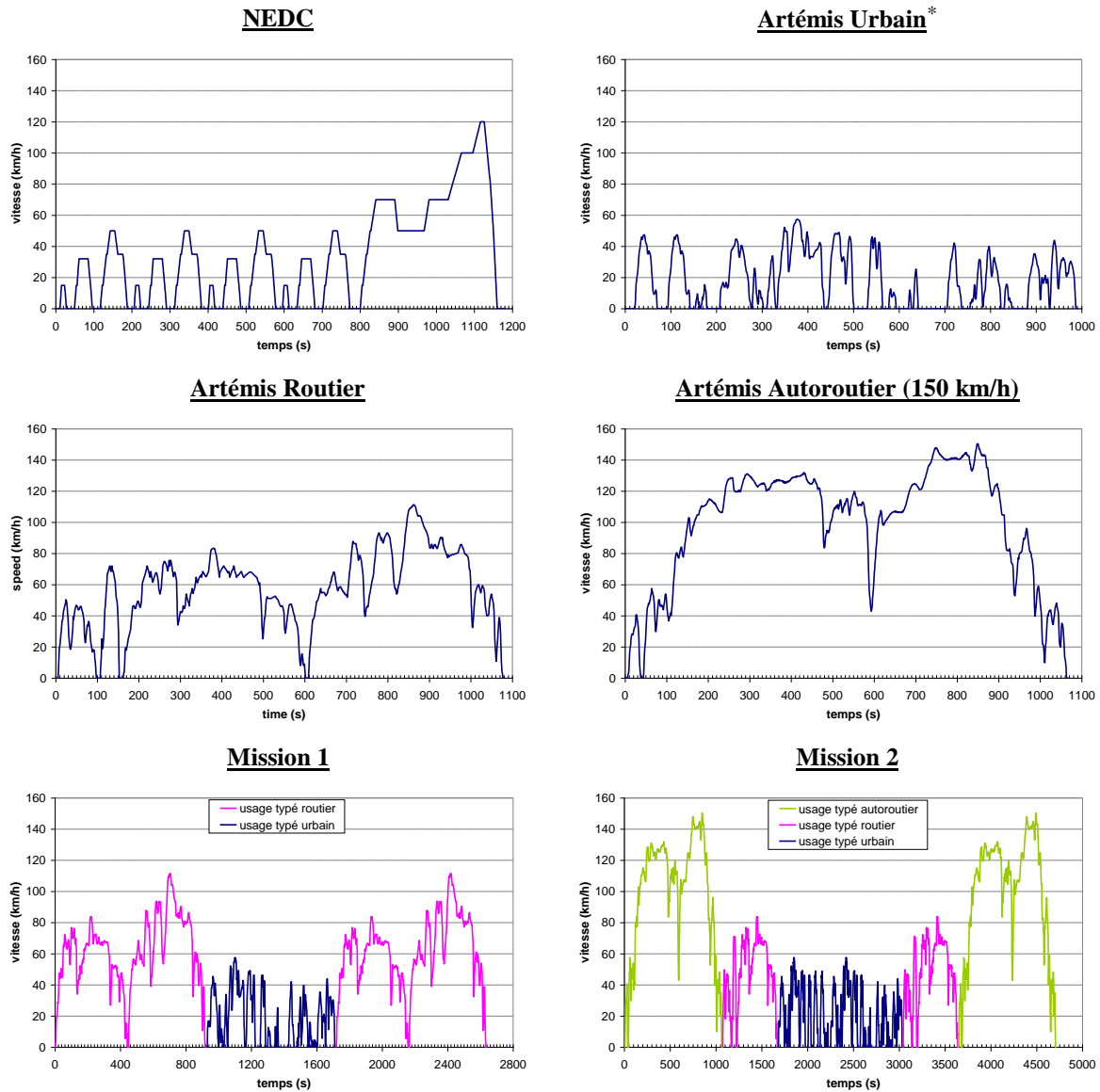


Figure A-7 Exemple de résultats fournis par l'outil PPTool pour une architecture hybride parallèle pré-transmission



# Annexe G Cycles d'usage

Tableau A-2 Récapitulatifs des cycles d'usage



\*cycle simplifié entre 850 et 880 s

Tableau A-3 Statistiques sur les cycles d'usage

	durée	durée V=0	distance	Vmax	Vmoy	Vmoy (V>0)	acc. max. (acc>0)	acc. moy. (acc>0)	acc. min. (acc<0)	acc. moy. (acc<0)	jerk. max. (jerk>0)	jerk. moy. (jerk>0)	jerk. min. (jerk<0)	jerk. moy. (jerk<0)
	s	s	km	km/h	km/h	km/h	m/s/s	m/s/s	m/s/s	m/s/s	m/s/s/s	m/s/s/s	m/s/s/s	m/s/s/s
NEDC	1180	293	11,0	120,0	33,6	44,7	1,04	0,59	-1,39	-0,79	1,39	0,20	-1,04	-0,21
NEDC VE	1180	293	11,0	120,0	33,6	44,7	1,04	0,59	-1,39	-0,79	1,39	0,20	-1,04	-0,21
Artémis Urbain	993	282	4,9	57,7	17,6	24,7	2,86	0,73	-3,14	-0,78	2,67	0,52	-2,39	-0,49
Artémis Routier	1082	33	17,3	111,5	57,4	59,3	2,36	0,49	-4,08	-0,52	3,03	0,32	-2,22	-0,31
Artémis Autoroutier (130km/h)	1068	16	28,7	131,8	96,8	98,3	1,92	0,41	-3,36	-0,50	2,36	0,29	-1,69	-0,28
Artémis Autoroutier (150km/h)	1068	16	29,5	150,4	99,5	101,1	1,92	0,43	-3,36	-0,51	2,36	0,30	-1,69	-0,29
WLTC	1800	234	23,3	131,3	46,5	53,5	1,75	0,42	-1,50	-0,44	1,44	0,17	-1,08	-0,15

# Bibliographie

- [ABB (2006)] ABB. Voltage ratings of high power semiconductors. Application Note 5SYA2051, ABB Switzerland Ltd, August 2006.
- [ABB (2007)] ABB. Applying IGBTs. Application Note 5SYA2053, ABB Switzerland Ltd, May 2007.
- [Abdelli (2007)] Abdenour Abdelli. *Optimisation multicritère d'une chaîne éolienne passive*. PhD thesis, Institut National Polytechnique de Toulouse, 2007.
- [Abdelli and Le Berr (2010)] Abdenour Abdelli and Fabrice Le Berr. Étude comparative par simulation des performances des véhicules électrique et thermique dédiés à un "mono-usage". Technical Report, IFP Energies nouvelles, 2010.
- [Abdelli and Le Berr (2011a)] Abdenour Abdelli and Fabrice Le Berr. Global Methodology to Integrate Innovative Models for Electric Motors in Complete Vehicle Simulators. *Oil Gas Sci. Technol. - Rev. IFP Energies nouvelles*, 66 (5): 877–888, 2011.
- [Abdelli and Le Berr (2011b)] Abdenour Abdelli and Fabrice Le Berr. Analytical Approach to Model a Saturated Interior Permanent Magnet Synchronous Motor for a Hybrid Electric Vehicle. *SAE Int. J. Engines*, 4: 301–313, 04 2011.
- [ADEME (2011)] ADEME. SIMSTOCK. Technical report, ADEME, 2011.
- [ADEME (2012)] ADEME. Véhicules particuliers vendus en France - Evolution du marché, caractéristiques environnementales et techniques - Edition 2012, 2012.
- [Agliany et al. (2012)] Yvan Agliany, Vincent Mulot, William Maille, and Zahir Balit. The new hybrid diesel powertrain by PSA. *MTZ*, Avril 2012.
- [Ahn et al. (2007)] Kukhyun Ahn, Suk Won Cha, Jang Moo Lee, and Sungtae Cho. Three types of Simulation Algorithms for Evaluating the HEV Fuel Efficiency. *SAE*, (2007-01-1771), 2007.
- [Alix (2008)] Guillaume Alix. *Comparaison de concepts de moteur diesel en vue de leur hybridation: Bilan de CO2 suivant l'usage en véhicule*. PhD thesis, Ecole centrale de Lyon, 2008.
- [Anderman (2012)] Menahem Anderman. Battery Technologies, *Advanced Automotive Batteries*, 2012.
- [André (2004a)] Michel André. The ARTEMIS European driving cycles for measuring car pollutant emissions. *Science of The Total Environment*, 334-335: 73 – 84, 2004. ISSN 0048-9697.
- [André (2004b)] Michel André. Real-world driving cycles for measuring cars pollutant emissions – Part A: The ARTEMIS European driving cycles. Technical report, Institut National de Recherche sur les Transports et leur Securite, 2004.
- [Asbogard et al. (2007)] Mattias Asbogard, Lars johannesson, David Angervall, and Peter Johansson. Improving system design of a hybrid powertrain using stochastic drive cycles and dynamics programming. *SAE*, (2007-01-0304), 2007.
- [Assanis et al. (1999)] D. Assanis, G. Delagrammatikas, R. Fellini, Z. Filipi, J. Liedtke, N. Michelena, P. Papalambros, D. Reyes, D. Rosenbaum, A. Sales, and M. Sasena. An

- Optimization Approach to Hybrid Electric Propulsion System Design. *Mechanics of Structures and Machines*, 27 (4): 393–421, 1999.
- [Axsen et al. (2010)] Jonn Axsen, Kenneth S. Kurani, and Andrew Burke. Are batteries ready for plug-in hybrid buyers? *Transport Policy*, 17 (3): 173 – 182, 2010. ISSN 0967-070X.
- [Back (2008)] Michael Back. Implementing supervisory control strategies for Mercedes-Benz hybrid vehicles. In *Les Rencontres Scientifiques de l'IFP - Advances in Hybrid Powertrains - Rueil Malmaison 25-26 November 2008*, 2008.
- [Badin (2009)] F. Badin. Modelling of on-board energy storage system ageing the french SIMSTOCK research network. In *24th International Electric Vehicle Symposium*, 2009.
- [Badin et al. (1999)] F. Badin, B. Jeanneret, R. Trigui, F. Harel, J.P. Roumégoux, A. Jullien, R. Périot, and L. D'Ussel. Evaluation of a true low floor 12m series hybrid bus. In *16th International Electric Vehicle Symposium*, 1999.
- [Badin et al. (2012)] François Badin, Franck Vangraefschèpe, Pierre Leduc, El Hadj Miliani, Youssef Touzani, Valérie Sauvant-Moynot, Antonio Sciarretta, Frédérique Bouvart, Lionel Thellier, and Simon Vinot. *Les véhicules hybrides, des composants au système*. Editions TECHNIP, 2012.
- [Bandel et al. (2006)] W. Bandel, G. K. Fraidl, P.E. Kapus, H. Sikinger, and C.N. Cowland. The Turbocharged GDI Engine: Boosted Synergies for High Fuel Economy Plus Ultra-low Emission. *SAE*, (2006-01-1266), 2006.
- [BCG (2010)] BCG. Batteries for electric cars: Challenges, opportunities, and the outlook to 2020. Technical report, The Boston Consulting Group, 2010.
- [Bertram et al. (2010)] Christiane Bertram, Dominik Buecherl, Tom P. Kohler, and Hans-Georg Herzog. DiRect as Two-Level Optimization Method for Drive Train Design and Control of Hybrid Electric Vehicles. In *25th International Electric Vehicle Symposium*, 2010.
- [BMW (2012)] BMW. BMW group investor presentation (august 2012), 2012.
- [Boisset and Vangraefschèpe (2007)] Mickael Boisset and Franck Vangraefschèpe. Projet d'acquisition de compétences sur les véhicules hybrides : Étude du moteur Toyota 3 cylindres essence (1 KR-FE). Technical Report, IFP Energies nouvelles, 2007.
- [Broussely (2002)] Michel Broussely. Aging mechanisms and calendar-life predictions in lithium-ion batteries. *Advances in Lithium-Ion Batteries*, pages 393–432, 2002.
- [Budinger et al. (2009)] Marc Budinger, Jonathan Liscouet, Yvan Lefevre, Julien Fontchastagner, Abdenour Abdelli, and Loig Allain. Preliminary design of electromechanical actuators with Modelica. In *Proceedings of the 7th International Modelica Conference*, 2009.
- [Buecherl et al. (2010)] Dominik Buecherl, Christiane Bertram, Andreas Thanheiser, and Hans-Georg Herzog. Scalability as a Degree of Freedom in Electric Drive Train Simulation. In *VPPC 2010*, 2010.
- [Burke and Van Gelder (2008)] Andrew Burke and Eric Van Gelder. Hybrid-Electric vehicle powertrain Design and Control Strategy options and simulations using Lithium-ion batteries. In *EET-2008, European Ele-Drive Conference, International Advanced Mobility Forum*, 2008.
- [Carlson (2012)] Richard Carlson. Advanced Vehicle Testing Activity Benchmark Testing of the Chevrolet Volt Onboard Charger. Technical report, Idaho National Laboratory, 2012.
- [Carlson et al. (2009)] Richard “Barney” Carlson, Henning Lohse-Busch, Michael Duoba, and Neeraj Shidore. Drive Cycle Fuel Consumption Variability of Plug-In Hybrid Electric Vehicles Due to Aggressive Driving. *SAE*, (2009-01-1335), 2009.
- [Chasse et al. (2009a)] Alexandre Chasse, Ghizlane Hafidi, Philippe Pognant-Gros, and Antonio Sciarretta. Supervisory Control of Hybrid Powertrains: An Experimental Benchmark of Offline Optimization and Online Energy Management. *IFAC Engine and Powertrain Control, Simulation and Modeling*, 2009.
- [Chasse et al. (2009b)] Alexandre Chasse, Philippe Pognant-Gros, and Antonio Sciarretta. Online implementation of an Optimal Supervisory Control for a Parallel Hybrid Powertrain. *SAE*, (2009-01-1868), 2009.
- [Cugnet (2008)] Mickaël Cugnet. *Intégration du vieillissement à la gestion d'une batterie plomb automobile*. PhD thesis, Université Bordeaux 1, 2008.



- [Delorme et al. (2008)] Antoine Delorme, Aymeric Rousseau, and Sylvain Pagerit. Fuel Economy Potential of Advanced Configurations from 2010 to 2045. In *Les Rencontres Scientifiques de l'IFP - Advances in Hybrid Powertrains*, 2008.
- [Delorme et al. (2010)] Antoine Delorme, Aymeric Rousseau, Thomas Wallner, Elliott Ortiz-Soto, Aris Babajimopoulos, and Dennis Assanis. Evaluation of Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) Engine Fuel Savings for Various Electric Drive Powertrains. In *25th International Electric Vehicle Symposium*, 2010.
- [Desbois-Renaudin et al. (2004)] Matthieu Desbois-Renaudin, Julien Scordia, Rochdi Trigui, Francois Badin, Bruno Jeanneret, Cédric Plasse, and Jean-François Sarrau. Etude paramétrique de l'architecture hybride parallèle: PARAVH. Technical report, Institut National de Recherche sur les Transports et leur Sécurité, 2004.
- [Duoba (2012)] M. Duoba. Test results of plug-in electric vehicles according to sae standard testing practices. In *2012 SAE Hybrid Vehicle Technology Symposium*, 2012.
- [Duoba et al. (2007)] Michael Duoba, Richard “Barney” Carlson, and Ji Wu. Test procedures and benchmarking - blended-type and ev-capable plug-in hybrid electric vehicles. In *23th International Electric Vehicle Symposium*, 2007.
- [Duoba et al. (2005)] Mike Duoba, Henning Lohse-Busch, and Theodore Bohn. Investigating Vehicle Fuel Economy Robustness of Conventional and Hybrid Electric Vehicles. In *21st International Electric Vehicle Symposium*, 2005.
- [Ehsani et al. (2005)] Mehrdad Ehsani, Yimin Gao, Sebastien Gay, and Ali Emadi. *Modern electric, hybrid electric and Fuel Cell Vehicles*, chapter Fundamentals of Regenerative Braking, pages 333–345. CRC Press, 2005.
- [Francfort et al. (2006)] James Francfort, Donald Karner, Ryan Harkins, and Joseph Tardiolo. Hybrid electric vehicle end-of-life testing on Honda Insights, Honda gen 1 Civics and Toyota gen 1 Priuses. Technical report, Idaho National Laboratory, 2006.
- [Freyermuth et al. (2008)] Vincent Freyermuth, Eric Fallas, and Aymeric Rousseau. Comparison of powertrain configuration for Plug-In HEVs from a fuel Economy perspective. *International Journal of Engines*, 1 (2008-01-0461), 2008.
- [Fuhs (2008)] Allen Fuhs. *Hybrid Vehicles and future of personal transportation*, chapter Regenerative Braking, pages 201–221. CRC Press, 2008. ISBN 9781420075342.
- [Gallagher et al. (2010)] Kevin G. Gallagher, Paul A. Nelson, and Dennis W. Dees. Simplified calculation of the area specific impedance for battery design. *Journal of Power Sources*, 196 (4): 2289 – 2297, 2010. ISSN 0378-7753.
- [Gaudino et al. (2004)] P. Gaudino, L. Strazzullo, and A. Accongiagioco. Pseudo-Empirical Efficiency Model of a Gearbox for Passenger Cars, to Optimise Vehicle Performance and Fuel Consumption Simulation. *SAE*, (2004-01-1617), 2004.
- [Golbuff (2007)] Sam Golbuff. Design Optimization of a Plug-In Hybrid Electric Vehicle. *SAE*, (2007-01-1545), 2007.
- [Griebel et al. (2011)] Claus-Otto Griebel, Friedrich Rabenstein, Manfred Klütting, Frank Kessler, Jan Kretschmer, and Elmar Hockgeiger. The Full-Hybrid Powertrain of the new BMW ActiveHybrid 5. In *20. Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology 2011*, 2011.
- [Guzzella and Sciarretta (2007)] Lino Guzzella and Antonio Sciarretta. *Vehicle propulsion systems: introduction to modeling and optimization*. Number vol.10. Springer, 2nd edition, 2007. ISBN 9783540746911.
- [Hosoda (2010)] Masaharu Hosoda. Power Train for a New Compact Sporty Hybrid Vehicle. (2010-01-1095), 04 2010.
- [Hsu et al. (2004)] J. S. Hsu, C. W. Ayers, and C. L. Coomer. Report On Toyota Prius Motor Design And Manufacturing Assessment. Technical report, Oak Ridge National Laboratory, 2004.
- [Huß et al. (2011)] Michael Huß, Walter Hübner, and Georg Wachtmeister. Scaling Functions for the Simulation of Different SI-Engine Concepts in Conventional and Electrified Power Trains. In *11th Stuttgart International Symposium Automotive and Engine Technology*, 2011.
- [IFPEN (2010)] IFPEN. Classification synoptique veh. Technical report, IFP Energies nouvelles, novembre 2010.

- [Iijima (2006)] Takaaki Iijima. Development of Hybrid System for 2006 Compact Sedan. (2006-01-1503), 04 2006.
- [INEEL (2008)] INEEL. Battery Test Manual: For Plug-In Hybrid Electric Vehicles, 2008.
- [Iu and Smart (2009)] Huang-Yee Iu and John Smart. Report on the field performance of A123systems' hymotion™ plug-in conversion module for the Toyota Prius. *SAE*, 2009.
- [Jehlik (2009)] Forrest Jehlik. Methodology and analysis of determining plug-in hybrid engine thermal state and resulting efficiency. *SAE*, (2009-01-1308), 2009.
- [Jehlik and Rask (2010)] Forrest Jehlik and Eric Rask. Development of variable temperature brake specific fuel consumption engine maps. *SAE*, (2010-01-2181), 2010.
- [Jehlik et al. (2010)] Forrest Jehlik, Eric Rask, and Martha Christenson. Simplified methodology for modeling cold temperature effects on engine efficiency for hybrid and plug-in hybrid vehicles. *SAE*, (2010-01-2213), 2010.
- [Karbowski et al. (2006)] Dominik Karbowski, Aymeric Rousseau, Sylvain Pagerit, and Phillip Sharer. Plug-In vehicle control strategy: from global optimization to Real-time application. In *22th International Electric Vehicle Symposium*, 2006.
- [Karbowski et al. (2007)] Dominik Karbowski, Chris Haliburton, and Aymeric Rousseau. Impact of component size on Plug-In Hybrid vehicle energy consumption using global optimization. In *23rd International Electric Vehicle Symposium*, 2007.
- [Karbowski et al. (2009)] Dominik Karbowski, Sylvain Pagerit, Jason Kwon, Aymeric Rousseau, and Karl-Felix Freiherr von Pechmann. Fair comparison of powertrain configuration for Plug-In Hybrid operation using global optimization. *SAE*, (2009-01-1334), 2009.
- [Kawamoto et al. (2009)] Nobuki Kawamoto, Kiyoshi Naiki, Toshihiro Kawai, Takasuke Shikida, and Mamoru Tomatsuri. Development of new 1.8-liter engine for hybrid vehicles. *SAE*, (2009-01-1061), 2009.
- [Kermani (2009)] Saida Kermani. *Gestion énergétique des véhicules hybrides : de la simulation à la commande temps réel*. PhD thesis, Université de valenciennes et du Hainaut Cambrésis, 2009.
- [Kimura et al. (1999)] Akihiro Kimura, Tetsuya Abe, and Shoichi Sasaki. Drive force control of a parallel-series hybrid system. *JSAE Review*, 20 (3): 337 – 341, 1999. ISSN 0389-4304.
- [Königstein et al. (2008)] Achim Königstein, Uwe Dieter Grebe, Ko-Jen Wu, and Per-Inge Larsson. Differentiated analysis of downsizing concepts. *MTZ*, 69: 4–11, 2008.
- [Küttler (2013)] Sullivan Küttler. *Dimensionnement optimal de machines synchrones pour des applications de véhicules hybrides*. PhD thesis, Université de Technologie de Compiègne, 2013.
- [Le Berr et al. (2012)] Fabrice Le Berr, Abdenour Abdelli, Dragos-Mihai Postariu, and Raouf Benlamine. Design and optimization of future hybrid and electric propulsion systems: an advanced tool integrated in a complete workflow to study electric devices. *Oil & Gas Science and Technology*, 2012.
- [Legranger (2009)] Jérôme Legranger. *Contribution à l'étude des machines brushless à haut rendement dans les applications de moteurs-générateurs embarqués*. PhD thesis, Université de Technologie de Compiègne, 2009.
- [Lenaers (2009)] Guido Lenaers. Real life co2 emission and consumption of four car powertrain technologies related to driving behaviour and road type. *SAE*, (2009-24-0127), 2009.
- [Lopez (2008)] Miguel Lopez. *Contribution a l'optimisation d'un système de conversion éolien pour une unité de production isolée*. PhD thesis, Université Paris Sud - Paris XI, 2008.
- [Marc et al. (2010)] Nicolas Marc, Eric Prada, Antonio Sciarretta, Shadab Anwer, Franck Vangraefschepe, Francois Badin, Alain Charlet, and Pascal Higelin. Sizing and fuel consumption evaluation methodology for hybrid light duty vehicles. In *25th International Electric Vehicle Symposium*, 2010.
- [Marlino et al. (2005)] Laura D. Marlino, J. S. Hsu, S. C. Nelson, P. A. Jallouk, C. W. Ayers, R. H. Wiles, S. L. Campbell, C. L. Coomer, K. T. Lowe, and T. A. Burrell. Report On Toyota Prius MotorThermal Management. Technical report, Oak Ridge National Laboratory, 2005.

- [Matthé et al. (2011)] Roland Matthé, Lance Turner, and Horst Mettlach. VOLTEC Battery System for Electric Vehicle with Extended Range. *SAE Int. J. Engines*, 4: 1944–1962, 2011.
- [Miller et al. (2011)] Michael A. Miller, Alan G. Holmes, Brendan M. Conlon, and Peter J. Savagian. The GM Voltec 4ET50 Multi-Mode Electric Transaxle. *SAE Int. J. Engines*, 4: 1102–1114, 2011.
- [Montaru (2009)] Maxime Montaru. *Contribution à l'évaluation du vieillissement des batteries de puissance utilisées dans les véhicules hybrides selon leurs usages*. PhD thesis, Institut Polytechnique de Grenoble, 2009.
- [Multon et al. (2006)] Bernard Multon, Hamid Ben Ahmed, Marie Ruellan, and Gaël Robin. Comparaison du couple massique de diverses architectures de machines tournantes synchrones à aimants. *Revue de l'électricité et de l'électronique*, 8: 85–93, 2006.
- [Nara et al. (2005)] T. Nara, T. Kusunoki, N. Sugita, and E. Mishima. A new 3-cylinder 1.0 l engine development for light weight and good fuel economy. In *26th International Vienna Motor Symposium*, 2005.
- [Nelson et al. (2011)] K.G. Nelson, P.A. and Gallagher, I. Bloom, and D.W. Dees. Modeling the Performance and Cost of Lithium-Ion Batteries for Electric-Drive Vehicles. Technical report, Argonne National Laboratory (ANL), 2011.
- [Nelson et al. (2002)] Paul Nelson, Ira Bloom, Khalil Amine, and Gary Henriksen. Design modeling of lithium-ion battery performance. *Journal of Power Sources*, 110 (2): 437 – 444, 2002. ISSN 0378-7753.
- [Nelson et al. (2003)] Paul Nelson, Dennis Dees, Khalil Amine, and Gary Henriksen. Modeling the performance of Lithium-ion batteries for Fuel Cell vehicles. *SAE*, (2003-01-2285), 2003.
- [Nelson et al. (2007)] Paul Nelson, Khalil Amine, Aymeric Rousseau, and Hiroyuki Yomoto. Advanced Lithium-Ion Batteries for Plug-in Hybrid-Electric Vehicles. In *23rd International Electric Vehicle Symposium*, 2007.
- [Ogawa et al. (2003)] Hirohisa Ogawa, Masato Matsuki, and Takahiro Eguchi. Development of a Power Train for the Hybrid Automobile - the Civic Hybrid. 03 2003.
- [Okamura et al. (2003)] Masaki Okamura, Eiji Sato, and Shoichi Sasaki. Development of Hybrid Electric Drive System Using a Boost Converter. In *20th International Electric Vehicle Symposium*, 2003.
- [Olszewski et al. (2006)] Mitch Olszewski, R. H. Staunton, C. W. Ayers, L. D. Marlino, J. N. Chiasson, and T. A. Burress. Evaluation of 2004 Toyota Prius Hybrid Electric Drive System. Technical report, Oak Ridge National Laboratory, 2006.
- [Olszewski et al. (2008)] Mitch Olszewski, T. A. Burress, C. L. Coomer, S. L. Campbell, L. E. Seiber, L. D. Marlino, R. H. Staunton, and J. P. Cunningham. Evaluation of the 2007 Toyota Camry Hybrid Synergy Drive System. Technical report, Oak Ridge National Laboratory, 2008.
- [Olszewski et al. (2009)] Mitch Olszewski, T.A. Burress, C.L. Coomer, S.L. Campbell, A.A. Wereszczak, J.P. Cunningham, L.D. Marlino, L.E. Seiber, and H.T. Lin. Evaluation of the 2008 Lexus LS 600H Hybrid Synergy Drive System. Technical report, Oak Ridge National Laboratory, 2009.
- [Olszewski et al. (2011)] Mitch Olszewski, T. A. Burress, S. L. Campbell, C. L. Coomer, C. W. Ayers, A. A. Wereszczak, J. P. Cunningham, L. D. Marlino, L. E. Seiber, and H. T. Lin. Evaluation of the 2010 Toyota Prius Hybrid Synergy Drive System. Technical report, Oak Ridge National Laboratory, 2011.
- [Parrish et al. (2011)] Robert Parrish, Kanthasamy Elankumaran, Milind Gandhi, Bryan Nance, Patrick Meehan, Dave Milburn, Saif Siddiqui, and Andrew Brenz. Voltec Battery Design and Manufacturing. *SAE*, 04 2011.
- [Patil et al. (2010)] Rakesh Patil, Brian Adornato, and Zoran Filipi. Design optimization of a series Plug-In Hybrid electric vehicle for Real-world Driving conditions. *SAE*, (2010-01-0840), 2010.
- [Perrin (2009)] Jerome Perrin. Les voitures électriques : enjeux techniques et perspectives d'une nouvelle mobilité respectueuse de l'environnement. In *Normandy Motors Meeting*, 2009.

- [PSA (2011)] PSA. Peugeot e-HDi Stop/Start technology media kit, octobre 2011. URL <http://www.peugeot.com.au/media/deliacms/media/19/1935-4fbb65.pdf>.
- [Rahman et al. (2011)] Khwaja Rahman, Mohammad Anwar, Steven Schulz, Edward Kaiser, Paul Turnbull, Sean Gleason, Brandon Given, and Michael Grimmer. The Voltec 4ET50 Electric Drive System. *SAE Int. J. Engines*, 4: 323–337, 2011.
- [Regnier (2003)] Jérémie Regnier. *Conception de systèmes hétérogènes en Génie Électrique par optimisation évolutionnaire multicritère*. PhD thesis, Institut Nationale Polytechnique de Toulouse, 2003.
- [Rousseau et al. (2012)] A. Rousseau, F. Badin, M. Redelbach, N. Kim, A. Da Costa, D. Santini, A. Vyas, F. Le Berr, and H. Friedrich. Comparison of Energy consumption and costs of different HEVs and PHEVs in European and American context. In *EEVC European Electric Vehicle Congress*, 2012.
- [Rousseau et al. (2004)] Aymeric Rousseau, Phillip Sharer, and F. Besnier. Feasibility of reusable vehicle modeling: Application to hybrid vehicles. *SAE*, (2004-01-1618), 2004.
- [RSA (2008)] RSA. Boîte de vitesses robotisée, 2008. URL <http://www.renault.com/fr/Lists/ArchivesDocuments/boite-de-vitesses-robotisee.pdf>.
- [SAE (1999)] SAE. Recommended Practice for Measuring the Exhaust Emissions and Fuel Economy of Hybrid-Electric Vehicles, 1999.
- [SAE (2008)] SAE. Hybrid Electric Vehicle (HEV) & Electric Vehicle (EV) Terminology, 2008.
- [Scordia (2004)] Julien Scordia. *Approche systématique de l'optimisation du dimensionnement et de l'élaboration de lois de gestion d'énergie de véhicules hybrides*. PhD thesis, Université Henri Poincaré - Nancy 1, 2004.
- [Seibel and Pischinger (2008)] Jörg Seibel and Stefan Pischinger. IC Engine for HEV (Hybrid Benzinmotor). Technical Report 852, FVV, 2008.
- [Sharer et al. (2006)] Phillip Sharer, Aymeric Rousseau, Paul Nelson, and Sylvain Pagerit. Vehicle simulation results for Plug-In HEV Battery Requirements. In *22th International Electric Vehicle Symposium*, 2006.
- [Sharer et al. (2008)] Phillip Sharer, Aymeric Rousseau, Dominik Karbowski, and Sylvain Pagerit. Plug-In Hybrid electric vehicle control strategy: Comparison between EV and Charge-Depleting options. *SAE*, (2008-01-0460), 2008.
- [Soria et al. (2007)] Maria-Luisa Soria, Francisco Trinidad, Jesús Valenciano, and José-Manuel Lacadena. Advanced valve-regulated lead-acid batteries for hybrid vehicles. In *European Ele-Drive Conference*, 2007.
- [Tate et al. (2008)] E. D. Tate, Michael O. Harpster, and Peter J. Savagian. The Electrification of the Automobile: From Conventional Hybrid, to Plug-in Hybrids, to Extended-Range Electric Vehicles. *SAE International Journal of Passenger Cars - Electronic & Electrical System*, 1 (2008-01-0458), 2008.
- [Teyssot (2011)] Anna Teyssot. Véhicules Électriques: l'impact de la batterie sur leur usage. In *Colloque du Collège de France "L'énergie : enjeux socio-économiques et défis technologiques"*, 2011.
- [UNECE (2005a)] UNECE. Regulation no. 101 - revision 2, 2005.
- [UNECE (2005b)] UNECE. Regulation no. 83 - revision 2, 2005.
- [Varnhagen et al. (2010)] Scott Varnhagen, Adam Same, Jesse Remillard, and Jae Wan Park. A numerical investigation on the efficiency of range extending systems using Advanced Vehicle Simulator. *Journal of Power Sources*, In Press, Corrected Proof: –, 2010. ISSN 0378-7753.
- [Vinot et al. (2007)] Emmanuel Vinot, Rochdi Trigui, Bruno Jeanneret, Julien Scordia, and Francois Badin. HEVs comparison and components sizing using dynamic programming. In *VPPC 07*, 2007.
- [Wurzenberger et al. (2012)] Johann C. Wurzenberger, Ivo Prah, Primoz Tominc, and Tomaz Katrasnik. Optimization of hybrid power trains-physical based modeling for concept design. *SAE*, (2012-01-0359), 2012.
- [Zgheib and Clodic (2009)] Elias Zgheib and Denis Clodic. CO2 Emission and Energy Reduction Evaluations of Plug-in Hybrid Vehicles. *SAE*, (2009-01-1324), 2009

**Nicolas MARC**

## **Méthodologie de dimensionnement d'un véhicule hybride électrique sous contrainte de minimisation des émissions de CO<sub>2</sub>**

### Résumé :

Ce travail de thèse propose une méthodologie systématique d'évaluation et de comparaison des gains en émissions de CO<sub>2</sub> de véhicules hybrides électriques de différentes architectures et intégrant différentes fonctionnalités. Une méthodologie de dimensionnement a été mise en place, elle se base sur la définition d'un cahier des charges en performances dynamiques des véhicules, la mise en place d'algorithmes de mise à l'échelle afin de générer les données des composants de la chaîne de traction (batterie, machine électrique, moteur thermique), et l'utilisation de procédures de dimensionnement du véhicule sous contrainte de minimisation des émissions de CO<sub>2</sub>. L'évaluation énergétique des différentes configurations de véhicule ainsi dimensionnées s'articule autour de la définition de différents usages du véhicule et sur l'implémentation d'une loi de gestion optimale de l'énergie de type Principe du Minimum de Pontriaguine.

Ces méthodologies ont été appliquées à une architecture conventionnelle, servant de référence pour les performances dynamiques et les consommations énergétiques, et d'une architecture hybride parallèle pré-transmission, pour laquelle une configuration hybride rechargeable et une configuration hybride non rechargeable ont été implémentées.

Mots clés : véhicule hybride électrique rechargeable, S&S, architecture hybride parallèle pré-transmission, dimensionnement, co-simulation, gestion optimale de l'énergie, EMS, PMP

## **Hybrid electric vehicle sizing methodology under CO<sub>2</sub> emissions minimization constraint**

### Abstract:

This thesis work proposes a systematic methodology dedicated to the evaluation and comparison of CO<sub>2</sub> emissions' reduction for hybrid electric vehicles with different architectures and different levels of functionality. A sizing methodology has been developed, which is based on the definition of the requirements for the dynamic performances of vehicles, on the development of scaling algorithms in order to generate the dataset for the powertrain components (battery, electric motor, engine), and on the application of procedures for the sizing of a vehicle under CO<sub>2</sub> emissions' minimization constraint. The energy consumption evaluation of the different vehicle configurations, which were previously sized, is founded on the definition of a variety of vehicle's type of use, as well as on the implementation of an optimal energy management strategy, the Pontryaguin's Minimum Principle.

These methodologies have been applied to a conventional vehicle architecture, which has been used as a reference for dynamic performances and energy consumption, and to a hybrid parallel pre-transmission architecture, which has been defined in two configurations, a plug-in hybrid and a non plug-in full-hybrid.

Keywords: HEV, PHEV, S&S, full hybrid, Sizing, Co-simulation, parallel hybrid, optimal energy management, EMS, PMP

Laboratoire Pluridisciplinaire de Recherche en Ingénierie des Systèmes, Mécaniques,  
Énergétique – UPRES EA 4229, Université d'Orléans  
8 Rue Léonard de Vinci, 45072 Orléans, France

Direction Techniques d'Applications Énergétiques, IFP Energies nouvelles,  
Etablissement de Lyon  
Rond-point de l'échangeur de Solaize – BP 3, 69360 Solaize

