Ecole Centrale de Nantes

ÉCOLE DOCTORALE

Science Pour l'Ingénieur Géosciences Architecture SPIGA

Année 2012 N° B.U. : (laisser l'espace prévu ici)

Thèse de DOCTORAT

Spécialité : ENERGETIQUE ET MECANIQUE DES FLUIDES

Présentée et soutenue publiquement par :

REMI DUBOUIL

Prévu le 29/11/2012
à l'Ecole Centrale de Nantes

Etude par simulation des transferts thermiques dans un groupe motopropulseur hybride électrique automobile

JURY

Président :	M. BADIN François	HDR, Directeur Expert Véhicules Hybrides– IFP Energies nouvelles-Lyon, Energy Application Techniques Division, Rond point de l'échangeur de Solaize, 6936 Solaize
Rapporteurs :	M. DUYSINX Pierre	Professeur – Université de Liège, Ingénierie des véhicules terrestres, 1 chemin des Chevreuils, 4000 Liège 1, Belgique
	M. HIGELIN Pascal	Professeur – PRISME, Polytech' Orléans, 8 rue Léonard de Vinci, 45072 Orléans Cedex 2
Examinateurs :	M. LORON Luc	Professeur – IREENA, Polytech' Nantes, Site de Gavy, Gavy Océanis, BP152, 44603 Saint Nazaire Cedex
	M. HENNEQUET Gonzalo	Ingénieur, CO_2 and Fuel Economy Expert – Renault sas, 1 avenue du Golf, 78288 Guyancourt Cedex
	M. HETET Jean-François	Professeur - LHEEA, CNRS UMR 6598, Ecole Centrale de Nantes, 1 rue de la Noë, 44321 Nantes Cedex 3
	M. MAIBOOM Alain	Maître de conférences - LHEEA, CNRS UMR 6598, Ecole Centrale de Nantes, 1 rue de la Noë, 44321 Nantes Cedex 3

Directeur de thèse : M. HETET Jean-François
Laboratoire : LHEEA, CNRS UMR 6598, Ecole Centrale de Nantes
Co-encadrant : M. MAIBOOM Alain
Laboratoire : LHEEA, CNRS UMR 6598, Ecole Centrale de Nantes

N° ED …à demander après soutenance

Remerciements

Je voudrais tout d'abord remercier mes encadrants, Jean François Hétet et Alain Maiboom pour m'avoir proposé ce travail de recherche et accompagné pendant ces trois années de travail. Je remercie aussi les membres du jury pour avoir accepté de participer à ma soutenance, dont les rapporteurs pour leur examination de l'ensemble de mes travaux.

Je remercie les autres membres permanents de l'équipe TSM (Thermodynamique des Systèmes Moteurs) du LHEEA de l'Ecole Centrale Nantes. En particulier Pascal Chesse, David Chalet, Xavier Tauzia, Thierry Jaszay et François Delrey qui ont généreusement répondu à l'ensemble de mes questions et que j'ai accompagné, pendant mes deuxième et troisième années de thèse, dans l'encadrement des travaux pratiques d'Energétique destinés aux élèves de première année. Je remercie aussi Jean Louis Audrain, responsable du fonctionnement des différents matériels utilisés pour les travaux pratiques, avec qui j'ai donc souvent travaillé. Je garde d'ailleurs d'excellents souvenirs de cette expérience et espère faire fructifier la formation pédagogique que j'en ai tiré. Je tiens aussi à remercier l'ensemble du personnel technique de l'équipe qui a été d'une grande aide dans mon travail. Je pense en particulier à Nicolas Perrot et Michel Violleau qui m'ont assisté afin de réaliser quelques mesures expérimentales sur les bancs moteurs du laboratoire.

Je n'oublie pas non plus l'ensemble de mes camarades de "galère" pendant ces trois ans, Carina Furusho, Cédric Rivet, Cyril Couderc, Magdalena Mache, Nadia Khezami, Tony Ruiz et Vera Rodriguez que je retrouvais tous les jours lors du repas ainsi que pour quelques pauses café et quelques trop rares sorties en dehors du labo, ainsi que les autres doctorants que j'ai côtoyés pendant ces trois années.

Enfin, je voudrais remercier ma famille et l'ensemble des personnes qui me sont chères pour tout le soutien qu'ils m'ont apporté.

Table des matières

CHAPITRE 1. REVUE BIBLIOGRAPHIQUE 13

INTRODUCTION.....13

1.1 LES PROBLEMES DE REDUCTION DES EMISSIONS.....15

1.1.1 ÉMISSIONS 15

1.1.1.1 La production démesurée de gaz à effet de serre par l'homme.....15

1.1.1.2 Émissions polluantes [5, 45] 16

1.1.1.2.a Hydrocarbures imbrûlés 16

1.1.1.2.b Monoxyde de carbone.....16

1.1.1.2.c Particules.....17

1.1.1.2.d Oxydes d'azote 17

1.1.1.2.e Autres polluants.....17

1.1.1.2.f Normes 17

1.1.2 LA REDUCTION DES GAZ A EFFET DE SERRE 19

1.1.2.1 Évolution des moteurs à combustion interne 19

1.1.2.1.a Développement des motorisations Diesel (à allumage par compression) .19

1.1.2.1.b Technologies de récupération de l'énergie à l'échappement 19

1.1.2.1.c Meilleure utilisation d'un moteur à combustion interne.....20

1.1.2.2 Solutions alternatives.....20

1.1.2.2.a Véhicule électrique.....20

1.1.2.2.b Véhicule hybride électrique.....20

1.2 PRESENTATION DES VEHICULES HYBRIDES 21

1.2.1 PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT 21

1.2.2 AMELIORATION DE L'UTILISATION DE L'ENERGIE DANS UN VEHICULE HYBRIDE. 21

1.2.3 TAUX D'HYBRIDATION 23

1.2.4 GESTION D'UNE CHAINE DE PROPULSION HYBRIDE 23

1.2.5 MODELISATION D'UN VEHICULE HYBRIDE 24

1.2.5.1 Modélisation d'un véhicule hybride complet : BMW [9] 25

1.2.5.1.a Approche 25

1.2.5.1.b Modélisation.....25

1.2.5.1.c Modèle du moteur à combustion interne (MCI) 26

1.2.5.1.d Circuit de refroidissement.....26

1.2.5.1.e Échappement 27

1.2.5.1.f Air conditionné et chauffage de l'habitacle 28

1.2.5.1.g Propulsion électrique et système de stockage d'énergie électrique 28

1.2.5.1.h Résultats.....29

1.2.5.2 Les points importants de la modélisation 30

1.3 COMPORTEMENTS THERMIQUES DE LA PROPULSION HYBRIDE.....31

1.3.1 MODELISATION THERMIQUE DU MOTEUR A COMBUSTION INTERNE 31

1.3.1.1 Comportement thermique d'un moteur à combustion interne après un départ à froid : recherches expérimentales 31

1.3.1.2 Modélisation de la combustion : Cas du moteur à allumage commandé.....34

1.3.1.2.a Modélisation à une seule zone.....35

1.3.1.2.b Modélisation des phases d'admission, de compression, de détente et d'échappement.....36

1.3.1.3 Modélisation des pertes aux parois 37

1.3.1.3.a Etude de la littérature 37
1.3.1.3.b Etude du bilan énergétique sur un moteur réel 38
1.3.1.4 Modélisation des transferts thermiques 39
1.3.1.4.a Modélisation nodale 39
1.3.1.4.b Calcul des coefficients de transferts thermiques [70] 42
1.3.1.4.c Calcul de la température des parois 44
1.3.1.5 Frottements visqueux – lubrification 45
1.3.1.5.a Evolution de la viscosité de l'huile de lubrification 45
1.3.1.5.b Evolution de la pression moyenne de frottement d'un MCI 46
1.3.2 MODELISATION THERMIQUE DU MOTEUR ELECTRIQUE 48
1.3.2.1 Origine des pertes d'un moteur électrique 48
1.3.2.1.a Pertes par effet Joule 49
1.3.2.1.b Pertes magnétiques 49
1.3.2.1.c Pertes mécaniques 50
1.3.2.1.d Pertes additionnelles (stray losses) 50
1.3.2.1.e Répartition des pertes 52
1.3.2.2 Rendement d'un moteur électrique 53
1.3.2.3 Evolution des pertes en fonction de l'état thermique du moteur 54
1.3.2.4 Etude thermique expérimentale 55
1.3.2.5 Modélisation nodale des transferts thermiques 56
1.3.2.6 Montée en température d'un moteur électrique en fonctionnement 59
1.3.3 MODELISATION THERMIQUE DES SYSTEMES DE STOCKAGE D'ENERGIE 61
1.3.3.1 Les batteries 61
1.3.3.2 Comportement thermique des batteries [137] 61
1.3.3.3 Exemples de modélisations du comportement thermique pour une batterie lithium-ion 63
1.3.3.3.a Fonctionnement et caractéristiques de batteries lithium-ion 63
1.3.3.3.b Analyse du mécanisme exothermique de la batterie 63
1.3.3.3.c Analyse du comportement thermique de batteries lithium-ion [138] 64
1.3.3.3.d Performances caractéristiques des batteries Lithium-ion 65
1.3.3.3.e Équilibre thermique durant la charge et la décharge 68
1.3.3.3.f Simulation de l'évolution de température d'une batterie 69
1.3.4 CONCLUSION 71
1.4 STRATEGIES DE FONCTIONNEMENT 73
1.4.1 UTILISATION DU MOTEUR ELECTRIQUE DANS UN VEHICULE HYBRIDE : NOTION DE RENDEMENT GLOBAL DU VEHICULE 73
1.4.2 DESCRIPTION DU PROBLEME D'OPTIMISATION 76
1.4.2.1 Règles de base [163-167, 200] 76
1.4.2.1.a Répartition d'énergie entre les différentes propulsions : choix des points de fonctionnement 79
1.4.2.1.b Paramètres d'entrées et variables de sortie 81
1.4.2.2 Objectif de la stratégie de contrôle 81
1.4.2.3 Types de stratégies 82
1.4.2.3.a Stratégie rule-based [196, 201] 82
1.4.2.3.b Stratégie par fonction d'optimisation 84
1.4.2.4 Exemple de recherche d'optimisation du véhicule hybride (prise en compte de la chauffe moteur) 85
1.4.2.4.a Modélisation : orientée pour le contrôle véhicule [169] 86
1.4.2.4.b Contrôle du véhicule 87
1.4.2.4.c Optimisation 88
1.4.2.4.d Résultats 88
1.4.3 CONCLUSION 90
CONCLUSION CHAPITRE 1 91
CHAPITRE 2. MODELISATION 93
INTRODUCTION 93

2.1 DEVELOPPEMENT D'UN MODELE DE MCI SOUS AMESIM ..95
2.1.1 DESCRIPTION DE L'OUTIL DE SIMULATION AMESIM 95
2.1.1.1 Bibliothèque IFP Drive.....95
2.1.1.2 Bibliothèque IFP Engine.....97
2.1.1.3 Comparaison entre IFP-Drive et IFP-Engine : intérêts, défauts 100
2.1.2 DEVELOPPEMENT D'UN MODELE DE TRANSFERTS THERMIQUES..... 101
2.1.2.1 Modélisation des transferts thermiques.....101
2.1.2.1.a Couplage de modèles.....101
2.1.2.1.b Structure du modèle.....104
2.1.2.1.c Détail des équations du modèle.....106
2.1.2.2 Réduction du modèle 111
2.1.3 MODELISATION DU COMPORTEMENT THERMODYNAMIQUE DU MODELE DU MCI 112
2.1.3.1 Calibration du modèle IFP Engine à chaud..... 112
2.1.3.2 Choix d'un modèle de pertes aux parois dans IFP Engine 114
2.1.3.3 Développement du modèle par cartographies IFP Drive 115
2.1.3.3.a Modèle de frottement : Viscosité de l'huile..... 116
2.1.3.3.b Modification du modèle des pertes thermiques aux parois IFP Drive 118
2.1.3.3.c Elaboration de nouvelles cartographies dépendantes de l'état thermique du MCI 119
2.2 DEVELOPPEMENT D'UN MODELE DE PROPULSION ELECTRIQUE SOUS AMESIM 125
2.2.1 MODELISATION DU MOTEUR ELECTRIQUE 125
2.2.1.1 Modèle Originel sous AMESim 125
2.2.1.2 Étude de sensibilité au changement thermique du moteur électrique 127
2.2.1.3 Modification de la cartographie des pertes 128
2.2.1.4 Modèle de transferts thermiques 132
2.2.2 MODELISATION DE LA BATTERIE 134
2.2.2.1 Modèle des pertes thermiques 134
2.2.2.2 Modèle de transfert thermique 136
CONCLUSION CHAPITRE 2 139
CHAPITRE 3. RESULTATS 141
INTRODUCTION.....141
3.1 ETUDE DU COMPORTEMENT THERMIQUE DU MCI DANS UNE ARCHITECTURE HYBRIDE.....143
3.1.1 MONTEE EN TEMPERATURE DU MOTEUR A COMBUSTION INTERNE 143
3.1.1.1 Etude de la montée en température des liquides de refroidissement et de lubrification.....143
3.1.1.2 Etude expérimentale : montée en température du moteur et étude du refroidissement du moteur à l'arrêt 145
3.1.1.2.a Montage expérimental 146
3.1.1.2.b Résultats expérimentaux et simulation 147
3.1.1.3 Application à la simulation du véhicule en fonctionnement 149
3.1.1.4 Effet de la période de chauffe sur la consommation du véhicule 150
3.1.1.4.a Evolution des pertes 150
3.1.1.4.b Surconsommation après un départ à froid 155
3.1.2 MONTEE EN TEMPERATURE DU MOTEUR A COMBUSTION INTERNE DANS LE CAS D'UN VEHICULE HYBRIDE 157
3.1.2.1 Effet du fonctionnement hybride sur la vitesse de montée en température du moteur thermique 157
3.1.2.2 Effet sur la consommation.....159

3.1.2.2.a Consommation absolue 159
3.1.2.2.b Consommation corrigée (prise en compte du SOC) 160
3.1.2.2.c Spécificités du fonctionnent hybride du MCI 165
3.1.3 COMPARAISON DES RESULTATS DES DEUX MODELES DE TRANSFERTS THERMIQUES DU MCI 167
3.1.3.1 Comportement thermique du moteur 167
3.1.3.2 Comportement thermique pour un véhicule conventionnel 169
3.1.3.3 Comportement thermique pour un véhicule Hybride 170
3.1.4 ETUDE DES PERFORMANCES DU MOTEUR A COMBUSTION INTERNE LORS D'UN DEPART A FROID 172
3.1.4.1 Etude à forte charge 172
3.1.4.2 Optimisation de la phase de chauffe du moteur 174
3.1.4.2.a Réduction du temps de chauffe des deux fluides 174
3.1.4.2.b Définition d'un point de fonctionnement optimal pour la période de chauffe 176

3.2 ETUDE DU COMPORTEMENT THERMIQUE DES ELEMENTS ELECTRIQUES DANS UNE ARCHITECTURE HYBRIDE 179

3.2.1 MOTEUR ELECTRIQUE 179
3.2.2 BATTERIE 182

3.3 IMPACT DES TRANSFERTS THERMIQUES EN FONCTION DU TAUX D'HYBRIDATION 187

3.3.1 DESCRIPTION DES MODIFICATIONS 187
3.3.2 COMPARAISON DES POINTS DE FONCTIONNEMENT DU MOTEUR 191
3.3.3 COMPARAISON DES PERFORMANCES 193
3.3.4 EFFET SUR LA MONTEE EN TEMPERATURE DU MOTEUR A COMBUSTION INTERNE 194
3.3.4.1 Micro-hybrid 195
3.3.4.2 Mild-hybrid 199

3.4 ETUDES PARAMETRIQUES ET PROSPECTIVES 205

3.4.1 ETUDE DE L'INFLUENCE DE LA TEMPERATURE EXTERIEURE SUR LE COMPORTEMENT THERMIQUE D'UN GMP HYBRIDE 205
3.4.1.1 Moteur thermique 205
3.4.1.2 Propulsion électrique 211
3.4.1.3 Conclusion 213
3.4.2 ETUDE DE L'IMPACT DE LA PLAGE D'ETAT DE CHARGE DE LA BATTERIE 213
3.4.2.1 Etude thermique 213
3.4.2.2 Discussion sur le calcul de consommation corrigée 217
3.4.3 PAS D'ARRET DU MCI PENDANT LA PREMIERE CHARGE DE LA BATTERIE POUR UNE ARCHITECTURE FULL-HYBRIDE PARALLELE 218
3.4.4 ETUDE DE L'IMPACT DE LA RECUPERATION DE L'ENERGIE THERMIQUE DU MOTEUR ELECTRIQUE 225
3.4.5 ETUDE DE L'IMPACT D'UN RECHAUFFEUR D'HUILE PAR RESISTANCE ELECTRIQUE 228
3.4.5.1 Réchauffage de l'huile avant le démarrage du moteur à combustion interne 228
3.4.5.2 Réchauffage de l'huile après le démarrage du moteur à combustion interne 232

CONCLUSION CHAPITRE 3 235

BILAN ET PERSPECTIVES 237

NOMENCLATURE 241

LISTE DES REFERENCES 243
ANNEXE A1 : CYCLES ROUTIERS 253
ANNEXE A2 : ARCHITECTURES HYBRIDES 255
A2.1 PROPULSION HYBRIDE PARALLÈLE..... 255
A2.1.1 BAS (Belt alternator system) General Motors.....255
A2.1.2 IMA (Integrated motor assist) Honda 255
A2.2 PROPULSIONS SERIES : 256
A2.3 PROPULSIONS SERIE-PARALLELES :..... 257
ANNEXE A3 : DEGRADATION D'UNE BATTERIE EN FONCTION DE LA TEMPERATURE.....261
ANNEXE A4 : APPLICATION DE LA LOGIQUE FLOUE SUR UN SYSTEME DE PROPULSION HYBRIDE.....263
ANNEXE A5 : ALGORITHMES GENETIQUES [222] 266

Introduction

Le début du 21e siècle est marqué par deux préoccupations écologiques majeures. D'une part, le rejet massif de gaz à effet de serre dans l'atmosphère, du fait notamment de la combustion d'énergies fossiles, a selon la plupart des climatologues, des effets néfastes sur le climat. A cela s'ajoute les émissions de polluants issues de la combustion, de part leurs effets nocifs pour la santé (gênes respiratoires, cancers, …) et l'environnement. Aussi, dans le domaine des transports, notamment automobiles, les différentes institutions nationales et internationales imposent des normes de plus en plus drastiques pour limiter ces rejets. La volonté de réduire les émissions de CO_2 (et donc de la consommation de carburant) des véhicules est encore renforcée par l'envolée du prix des carburants. Dans le but de répondre à ces attentes, le développement de véhicules plus économes en énergie s'est largement accéléré ces dernières années. Parmi les technologies existantes, l'hybridation électrique des moteurs à combustion interne connait un succès croissant, de part une potentielle meilleure utilisation de l'énergie issue de la combustion.

Cependant ces nouveaux concepts sont complexes à concevoir, développer et optimiser. Pour cela, l'utilisation d'outils numériques permettant d'étudier par la simulation de nouveaux matériels, architectures, ou stratégies de gestion de l'énergie semble particulièrement intéressante. De nombreux écrits (thèses et publications dans des journaux et conférences) proposent des modèles de groupes motopropulseurs (GMP) de type hybride thermique – électrique. Cependant, la plupart d'entre eux négligent ou traitent de manière très simplifiée les différents transferts thermiques ayant lieu au sein des différents organes (moteur thermique, moteur électrique et batteries).

Aussi, l'objectif de cette thèse est la prise en compte et la modélisation des transferts thermiques au sein des différents organes d'un GMP hybride électrique. Le modèle doit permettre d'étudier l'impact des transferts thermiques sur le fonctionnement du GMP, notamment en termes de consommation de carburant (instantanée et cumulée sur un cycle de conduite). Il doit aussi permettre d'étudier par simulation différentes stratégies de gestion de l'énergie et proposer des adaptations en fonction de l'état thermique des différents organes, toujours dans un but de réduction de la consommation.

Dans cette perspective, cette thèse est conduite en s'appuyant sur un examen bibliographique détaillé en Chapitre 1, dans lequel sont notamment présentés les problèmes de réduction des émissions et de la consommation (Chapitre 1.1), différents types d'architectures hybrides (Chapitre 1.2), ainsi que les transferts thermiques ayant lieu au sein et entre les différents organes (Chapitre 1.3). Il présente en outre les différentes stratégies de fonctionnement des GMP hybrides (Chapitre 1.4).

Le développement d'un modèle 0D d'un GMP hybride prenant en compte l'ensemble des transferts thermiques, notamment les différentes sources de déperditions, ayant lieu dans les différents organes (moteur thermique, moteur électrique, et batteries) est présenté dans le Chapitre 2. Les choix des différents modèles thermiques intégrés à la simulation sont présentés et justifiés, en termes de précision et de temps de calcul.

Le Chapitre 3 présente finalement les résultats de simulation. Une première partie (Chapitre 3.1) est consacrée à l'identification des spécificités en termes de comportements thermiques d'un moteur à combustion interne installé dans une architecture full-hybride parallèle en les comparant à ceux obtenus pour un véhicule conventionnel. Pour compléter cette étude, la deuxième partie est consacrée aux évolutions thermiques des organes électriques (Chapitre 3.2). Ensuite, une partie (Chapitre 3.3) se consacre aux effets du taux d'hybridation sur le comportement thermique de l'ensemble du GMP. Enfin, la dernière partie (Chapitre 3.4) présente différentes études paramétriques et prospectives effectuées à l'aide du modèle développé.

Les principales conclusions sont résumées et des perspectives à ce travail sont proposées dans une dernière partie.

Chapitre 1. Revue Bibliographique

Introduction

Ce premier chapitre a tout d'abord pour but de présenter le contexte général et les origines de cette étude consistant à prendre en compte les différents transferts thermiques dans un modèle de véhicule hybride, permettant notamment de simuler la montée en température et l'évolution des performances d'un véhicule hybride après un départ à température ambiante. Ainsi sont présentés dans un premier temps les contextes économiques et environnementaux qui ont conduit les constructeurs automobiles à développer les propulsions hybrides depuis seulement quelques années, alors que le concept a été inventé dès 1900, dans le but de diminuer la consommation de carburant des véhicules particuliers et donc leurs émissions de CO_2.

Cependant, le terme "hybride" signifie l'association de deux types de sources d'énergie différentes et regroupe donc une quantité importante de solutions différentes. Cette thèse se concentre sur les architectures hybrides les plus répandues actuellement consistant en l'association d'un moteur thermique et d'organes électriques. Un aperçu des différents véhicules hybrides électriques existants et leurs caractéristiques générales de fonctionnement sont donc présentés en deuxième partie de ce chapitre.

On s'intéresse ensuite aux comportements thermiques des différents organes d'un GMP hybride électrique ainsi qu'aux différents modèles présentés dans la littérature. Cette partie détaille donc les sources de déperditions thermiques et les modèles associés pour le moteur à combustion interne, le moteur électrique, et les batteries.

Finalement, les stratégies de gestion d'un GMP hybride électrique (notamment en termes de choix des couples et vitesses des deux propulsions thermique et électrique) visant à baisser la consommation globale du véhicule sont présentées dans la dernière partie du chapitre.

1.1 Les problèmes de réduction des émissions

1.1.1 Émissions

1.1.1.1 La production démesurée de gaz à effet de serre par l'homme

L'effet de serre est un phénomène primordial dans le cadre de l'apparition et du développement de la Vie sur Terre, au même titre que la naissance de la photosynthèse ou que la couche d'ozone. Il consiste en l'absorption de la chaleur émise par le soleil par certains des composés présents dans l'atmosphère. Cet effet est nécessaire à la vie car il permet d'emmagasiner d'importantes quantités d'énergie thermique et est responsable de la température globale de la surface et de l'atmosphère terrestres. Les êtres vivants sont eux-mêmes à l'origine d'émissions de gaz à effet de serre, ne serait ce qu'en respirant. Au cours des divers temps géologiques, la température globale de la planète et la quantité de gaz à effet de serre ont évolué de concert. Cependant, avec l'apparition de l'homme et le développement de sa technologie, les émissions de gaz à effet de serre ont atteint un niveau extrêmement important et, bien que la preuve de l'impact des émissions de gaz à effet de serre du fait de l'activité humaine n'ait pas été définitivement déterminée, on ne peut que constater les évolutions (voire bouleversements) climatiques se produisant depuis l'avènement de l'ère industrielle.

Les principaux éléments rejetés par l'homme, responsables de cet effet de serre, sont les suivants : le dioxyde de carbone, le méthane, le protoxyde d'azote et les composés fluorés. Le premier de ces éléments est celui qui suscite le plus d'intérêt dans les discussions écologiques actuelles. Cet élément, produit par la combustion des énergies fossiles dans nos industries, nos maisons ou encore nos transports est rejeté par million de tonnes tous les jours (en majorité dans les pays très industrialisés). Le dioxyde de carbone (CO_2) n'est pas un composé directement nocif, car il est non toxique. Contrairement à ce que certaines personnes pensent, les émissions de CO_2 ne sont pas des émissions polluantes. De plus, son pouvoir de réchauffement global (PRG), indice choisi pour mesurer l'impact des différents composés sur l'évolution du climat, est au final assez faible par rapport au méthane (1 contre 25), le protoxyde d'azote (1 contre 298) ou les composés fluorés (de 1 contre 1000 à 1 contre 23000). Cependant, au vu des quantités phénoménales de dioxyde de carbone rejetées dans l'atmosphère par l'activité humaine, la concentration de ce gaz dans l'atmosphère a atteint des niveaux record ces derniers siècles (hausse de 36% depuis la fin du XVIIIe), et il est probable que ce changement brutal soit responsable du réchauffement rapide du globe, même si ce n'est pas une certitude. Les quantités de CO_2 produites en une année dans le monde sont présentées dans le Tableau 1.

million tonnes of CO_2

	Total CO_2 emissions from fuel combustion	Electricity and heat production	Other energy industry own use **	Manufacturing industries and construction	Transport	*of which: road*	Other sectors	*of which: residential*
World ***	**28 999.4**	**11 827.1**	**1 464.1**	**5 870.9**	**6 543.8**	**4 876.6**	**3 293.4**	**1 875.0**
North America	*5 715.8*	*2 292.5*	*322.9*	*636.1*	*1 771.9*	*1 529.9*	*692.4*	*362.8*
Europe	*3 001.2*	*985.3*	*154.2*	*432.6*	*824.0*	*768.3*	*605.1*	*387.9*
Asia Oceania	*1 519.0*	*664.3*	*64.7*	*294.7*	*316.0*	*280.4*	*179.4*	*65.9*

Tableau 1 : Production de CO_2 par secteur et région en 2011 [1]

Notamment dans le domaine des transports, la production de dioxyde de carbone par combustion de carburants issus du pétrole est en nette augmentation depuis la fin de la seconde guerre mondiale. Elle suit la consommation de pétrole brut, qui a quasiment triplé en 40 ans (cf. Figure 1).

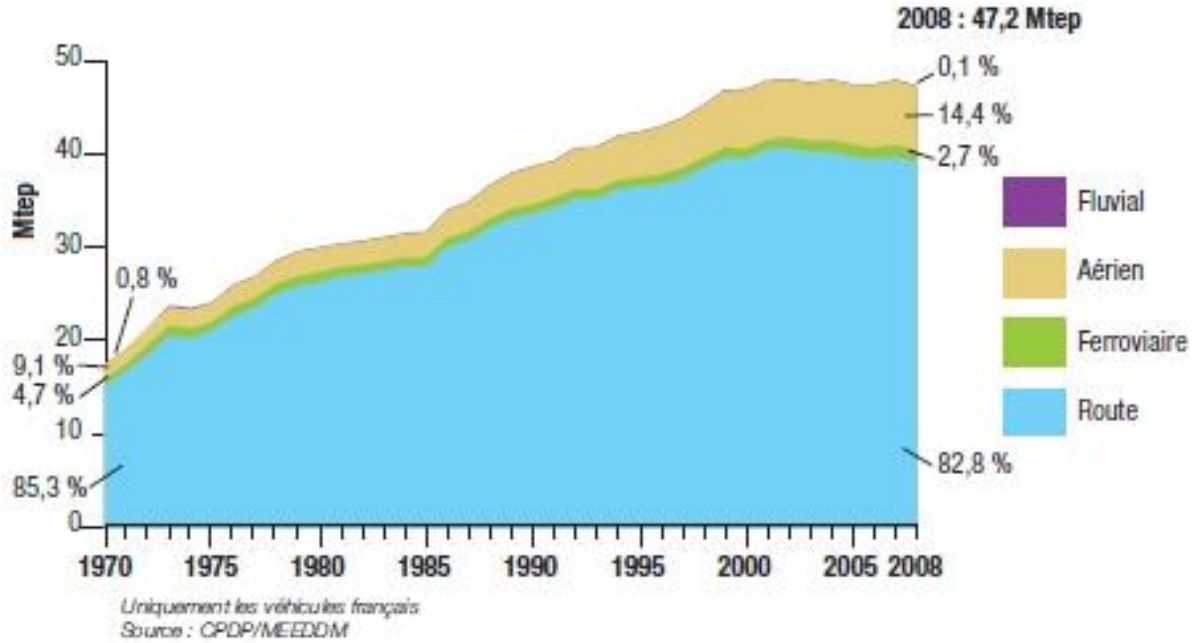


Figure 1 : Evolution de la consommation de pétrole dans les transports [2]

1.1.1.2 Émissions polluantes [5, 45]

La combustion d'énergies fossiles (quasiment essentiellement des hydrocarbures) dans un moteur à combustion interne n'est pas uniquement à l'origine de gaz à effet de serre. En effet, même si la réaction chimique principale de combustion produit essentiellement de l'eau et du dioxyde de carbone, en réalité plusieurs réactions secondaires émettant des éléments nocifs ont lieu, suivant les conditions dans lesquelles se produit la combustion.

L'oxydation d'un composé organique par le dioxygène de l'air n'est pas forcément complète. Une partie de ces éléments organiques ne sont que partiellement oxydés. C'est ainsi que l'on trouve, à l'échappement des moteurs à combustion interne utilisés dans le secteur automobile, des gaz nocifs tels que le monoxyde de carbone (CO), les hydrocarbures imbrûlés (HC) ou encore les particules (surtout pour les moteurs Diesel). De plus, du fait de l'utilisation du dioxygène de l'air pour la combustion, cette dernière se produit dans un milieu riche en azote (N_2), l'air étant composé à environ 80% de N_2 pour 20% de O_2. En raison des fortes conditions de pression et de température atteintes lors de la combustion, des réactions d'oxydation entre l'azote et le dioxygène se produisent et forment des NOx (monoxyde d'azote : NO, dioxyde d'azote : NO_2), eux aussi particulièrement nocifs.

1.1.1.2.a Hydrocarbures imbrûlés

Les hydrocarbures imbrûlés sont tout simplement des molécules du carburant utilisés pour la combustion, qui ne sont pas ou incomplètement oxydées par le dioxygène de l'air. Cela peut se produire par manque de dioxygène dans le milieu, ou bien à cause de conditions de pression ou de température trop faibles pour que la combustion se produise efficacement. Ces éléments sont rejetés sous forme gazeuse dans l'atmosphère et sont ensuite inhalés. Ils sont cancérigènes et on un effet néfaste sur le système nerveux et les plaquettes sanguines.

1.1.1.2.b Monoxyde de carbone

Le monoxyde de carbone est un gaz mortel à très faible dose. En effet, une fois inhalée par un être vivant, cette molécule se fixe sur l'hémoglobine à la place du dioxygène (du fait d'une affinité avec le récepteur de l'hémoglobine plus de 200 fois plus importante pour le monoxyde de carbone que pour le dioxygène). Par manque d'oxygène, transmis par le sang aux différents

organes, on meurt alors par asphyxie. Le monoxyde de carbone est responsable de la mort de nombreuses personnes. Il est encore plus dangereux du fait qu'il est incolore et inodore.

Ce gaz se forme lors d'une combustion incomplète d'un composé organique. La principale cause de cette formation est le manque de dioxygène pour oxyder complètement le carburant.

1.1.1.2.c Particules

Les particules sont formées essentiellement dans les moteurs Diesel. En effet ces moteurs utilisent une combustion par diffusion, contrairement aux moteurs à allumage commandé qui fonctionnent, pour la plupart d'entre eux, avec une combustion de pré-mélange (le mélange carburant-essence étant homogène au début de la combustion). Un jet de carburant liquide est injecté dans un milieu riche en dioxygène. Du fait des conditions extrêmes de pression et de température, la combustion démarre à la frontière entre le jet liquide et l'air. Les molécules d'hydrocarbures situées au milieu du jet sont alors soumises à de très fortes températures sans pouvoir être oxydées, car n'étant pas en contact avec un oxydant, et subissent alors une transformation aboutissant à la formation de particules solides de carbone. Les particules sont ensuite rejetées à l'échappement et peuvent être observées sous la forme de fumées noires.

Ces suies sont facilement inhalées par les individus et sont la cause de gênes respiratoires, voire de cancers [4, 5]. Les petites particules, notamment, sont extrêmement nocives, car leur taille leur permet de se loger facilement dans les alvéoles pulmonaires.

1.1.1.2.d Oxydes d'azote

Les oxydes d'azote, tels que le monoxyde et le dioxyde d'azote (respectivement NO et NO_2) se forment dans le cas d'une combustion en milieu riche en oxygène. Les fortes températures et pressions atteintes lors de la combustion entraînent des réactions d'oxydation du diazote. Ces émissions sont particulièrement nocives.

Les oxydes d'azotes provoquent une irritation des voies respiratoires. Ils sont de plus à l'origine de certaines pluies acides néfastes pour l'environnement (notamment à cause de la production d'acide nitrique), ainsi que de pics d'ozone pendant l'été.

1.1.1.2.e Autres polluants

Les carburants ont énormément évolué au fil du temps, notamment en vue de la réduction des émissions polluantes. Certains polluants, qui étaient produits à cause de l'ajout d'additifs dans les hydrocarbures, sont maintenant interdits. Le plomb, en particulier, servant à augmenter l'indice d'octane de l'essence (résistance aux cliquetis), est très toxique pour l'environnement (préoccupation écologique) et peut fortement nuire aux nouveaux catalyseurs. Il est désormais absent de tous nos carburants. De même, le souffre présent dans les anciens carburants était à l'origine de la formation de dioxyde de souffre qui, une fois dissous dans les microgouttelettes d'eau des nuages, était à l'origine de la production d'acide sulfurique, déclencheur de pluies acides.

1.1.1.2.f Normes

Dans le but de réduire les émissions polluantes à l'échappement des véhicules, des normes antipollution ont été mises en place dans les principaux pays développés (qui correspondent aux principaux pays constructeurs d'automobiles). Ces normes visent à imposer aux constructeurs de produire des motorisations de plus en plus "propres" (ou de moins en moins sales, suivant le point de vue), en leur interdisant de vendre des véhicules rejetant plus de polluants que les limites inscrites dans la norme en vigueur au moment de la sortie du véhicule. Il est évident que, sans la présence de ces normes, les constructeurs n'auraient pas investi autant dans ce type de recherche. Ces normes évoluent lentement, afin de laisser aux constructeurs le temps de

s'adapter à ces nouvelles contraintes.

Les véhicules vendus en Europe répondent à la norme "EURO". Nous en sommes depuis septembre 2009 à la cinquième version de cette norme (Euro 5), et les constructeurs travaillent déjà sur la norme suivante, qui apparaîtra en 2014 (Euro 6). Ces normes européennes sont décrites dans le Tableau 2.

Limites d'émissions UE pour les Véhicules Particuliers - en g/km

Classe	Normes	Année NT	Année TT	CO	HC	HCNM	HC+NOx	NOx	Particules
Diesel									
	Euro 1	1992		2,720	-		0,970	-	0,140
	Euro 2 - IDI	1996		1,000	-		0,700	-	0,080
	Euro 2 - DI	1999		1,000	-		0,900	-	0,100
	Euro 3	01/2000	01/2001	0,640	-		0,560	0,500	0,050
	Euro 4	01/2005	01/2006	0,500	-		0,300	0,250	0,025
	Euro 5	09/2009	01/2011	0,500	-		0,230	0,180	0,005
	Euro 6	09/2014	09/2015	0,500	-		0,170	0,080	0,005
Essence									
	Euro 1	1992		2,720	-		0,970	-	-
	Euro 2	1996		2,200	-		0,500	-	-
	Euro 3	01/2000	01/2001	2,300	0,200		-	0,150	-
	Euro 4	01/2005	01/2006	1,000	0,100		-	0,080	-
	Euro 5	09/2009	01/2011	1,000	0,100	0,068	-	0,060	0,005a
	Euro 6	09/2014	09/2015	1,000	0,100	0,068	-	0,060	0,005a

NT (nouveau type) les nouveaux modèle doivent respecter la norme à la date d'entrée en vigueur indiquée
TT (tout type) : tous les véhicules neufs doivent respecter la norme à la date d'entrée en vigueur indiquée
CO monoxyde de carbone ; HC hydrocarbures imbrûlés ; HCNM hydrocarbure non méthanique ; NOx oxydes d'azote
a : pour moteur à Injection Directe d'Essence mélange pauvre seulement
***Note :** dès 2000, suppression dans le cycle d'essai des 40 premières secondes de mise en température moteur*

Tableau 2 : Évolution des normes Euros (source : ADEME)

Les deux autres grands pays d'industrie automobile que sont le Japon et les États-Unis possèdent eux-mêmes leurs propres normes antipollution, qui doivent être respectées par tout constructeur désireux de vendre chez eux.

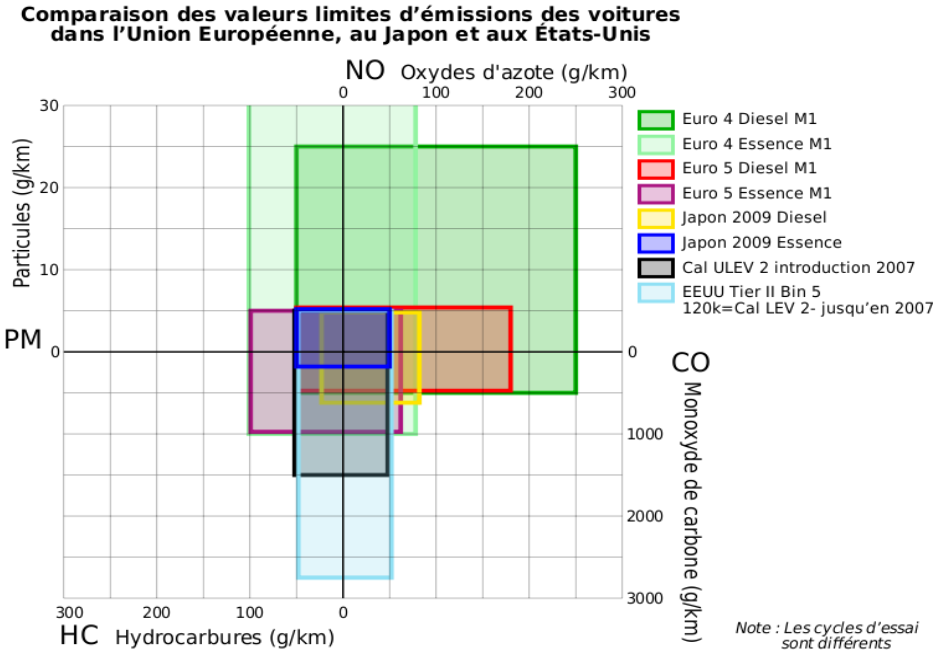


Figure 2 : Différentes normes antipollution (source : Commission Européenne)

Ces normes sont plus ou moins restrictives suivant le point étudié (réduction des NOx, des HC, des particules ou du monoxyde de carbone). Il est alors important pour un constructeur, s'il

souhaite vendre non seulement dans son pays mais aussi à l'international, de prendre en compte les normes les plus restrictives de chaque région afin de pouvoir commercialiser un modèle unique dans chacun de ces pays. C'est pour cette raison, par exemple, que peu de véhicules Diesel sont vendus par des constructeurs européens aux États-Unis, car les normes en termes d'émissions de particules et de NOx y sont particulièrement difficiles à atteindre. Les niveaux d'émissions permis par ces normes sont présentés en Figure 2. Une uniformisation des normes à l'échelle mondiale est en cours avec la mise en place de la méthodologie WLTC (Worldwide harmonized Light duty driving Test Cycle) [7]. Le contour exact de cette norme fait l'objet de discussions.

1.1.2 La réduction des gaz à effet de Serre

1.1.2.1 Évolution des moteurs à combustion interne

Avant que de nouvelles propulsions plus propres ne fassent leur apparition sur le marché automobile, les constructeurs ne peuvent pas encore se permettre d'écarter le choix du moteur à combustion interne pour la majorité des modèles vendus. Cependant, afin de lutter contre la pollution, les rejets de gaz à effet de serre et aussi de se prémunir contre la montée du prix du pétrole, les motoristes ne peuvent pas non plus éviter de mener des recherches très poussées. Ces recherches ont pour but d'améliorer les performances de leurs motorisations, vis à vis de la consommation globale du véhicule et des émissions polluantes. Ainsi, il est à la fois possible de répondre aux attentes des clients (le coût à la pompe étant une préoccupation très importante des consommateurs), mais aussi de respecter les différentes normes antipollution.

1.1.2.1.a Développement des motorisations Diesel (à allumage par compression)

Le développement des véhicules Diesel se fait surtout en Europe, les États-Unis et le Japon étant peu attirés par cette technologie. Cette motorisation présente un avantage non négligeable par rapport au cycle thermodynamique d'un moteur à allumage commandé classique : son rendement. En effet les moteurs Diesel ont, grâce à la particularité de leur cycle thermodynamique (taux de compression élevé, peu de pertes par pompage et un fonctionnement avec un excès d'air permettant un rendement de combustion très proche de 100%), une consommation globale plus faible que les moteurs essences. Ils deviennent alors tout à fait intéressants, malgré un surcoût à l'achat du véhicule, pour les personnes roulant beaucoup car, non seulement le gasoil est moins cher que l'essence, mais il permet également de parcourir plus de distance avec un même plein, d'où des économies financières qui se révèlent très intéressantes au bout de quelques mois d'utilisation.

Cependant, il restait à régler les problèmes de pollution. Le développement du filtre à particules a permis de supprimer une grande partie des rejets de particules, celles ci étant piégées dans le filtre puis oxydées lors de la phase de régénération du filtre. Seules les particules les plus fines (malheureusement, elles sont aussi extrêmement dangereuses) peuvent être amenées à échapper à ce piège. Un autre problème des moteurs Diesel est leur importante production de NOx. En effet la réduction des NOx à l'échappement ne peut se faire qu'en milieu riche (en carburant) ou stœchiométrique, ce qui n'est pas le cas des moteurs Diesel du marché.

1.1.2.1.b Technologies de récupération de l'énergie à l'échappement

Le principal problème des moteurs à combustion interne est leur très faible rendement (à peine supérieur à 40%, dans le meilleur des cas). En effet, la majorité de l'énergie thermique libérée par la combustion est perdue, un peu par transfert thermique dans le moteur, mais surtout car une grande partie de cette énergie n'est jamais utilisée et reste présente dans les gaz brûlés chauds [45-46]. Il apparaît alors intéressant de pouvoir récupérer et utiliser une partie de cette énergie.

Le turbocompresseur est une technologie qui est maintenant développée dans le but de limiter la consommation des véhicules. Pour un véhicule donné, nécessitant une certaine puissance

motrice, il est possible d'installer un moteur à combustion interne de cylindrée plus faible disposant d'un turbocompresseur (Downsizing) mais ayant la même puissance que le moteur atmosphérique, grâce à la suralimentation. Ce moteur plus petit, de puissance identique mais fonctionnant globalement à un meilleur rendement avec la suralimentation, a une consommation plus faible. Cette solution technique, appelée "Downsizing", est actuellement très utilisée, et est développée par les constructeurs afin de réduire la consommation de leurs véhicules. Néanmoins, l'utilisation d'un turbocompresseur augmente générallement les pertes par pompages, l'entraînement de la turbine ne se faisant donc pas entièrement par récupération de l'énergie thermique à l'échappement.

1.1.2.1.c Meilleure utilisation d'un moteur à combustion interne

En parallèle des recherches présentées ci-dessus, d'énormes efforts ont été réalisés sur l'amélioration du fonctionnement du moteur à combustion interne. En effet, pour un même matériel (mêmes pièces, même lubrification et refroidissement), différents paramètres peuvent êtres modifiés, notamment vis à vis de la gestion de l'admission, de l'injection de carburant et de l'allumage dans le cylindre (dans le cas des moteurs à allumage commandé). Cela peut changer du tout au tout les performances du véhicule en matière de pollution et de consommation. Ces recherches ne sont cependant pas développées dans cette thèse.

1.1.2.2 Solutions alternatives

1.1.2.2.a Véhicule électrique

Cette motorisation présente un avantage certain, car l'énergie électrique nécessaire pour faire fonctionner le véhicule coûte bien moins cher que le carburant fossile (essence ou gasoil) ce qui d'un point de vue économique devient très vite attractif du fait notamment d'une taxation différente.

D'autre part, les capacités écologiques des voitures électriques sont maintenant remises en question par de nombreuses personnes, notamment vis à vis de la production de l'énergie électrique nécessaire au fonctionnement du véhicule. En effet, le véhicule électrique en fonctionnement ne produit aucune émission polluante, ni aucun gaz à effet de serre, mais ce n'est généralement pas le cas de la production d'énergie électrique, ni de la production des batteries, qui contiennent des éléments très polluants. La plus grande partie des centrales électriques dans le monde fonctionnent avec des combustibles fossiles (centrales au charbon, au fuel ou à gaz [1]). Certains pays, comme la France, ont opté pour une autre source d'énergie : le nucléaire, produisant moins de CO_2 mais rejetant des déchets radioactifs. Seule l'utilisation d'énergies renouvelables telles que l'éolien, l'hydraulique, la géothermie, l'héliothermie et le photovoltaïque est vraiment intéressante mais celles-ci sont malheureusement encore peu développées à cause de leur coût encore élevés.

1.1.2.2.b Véhicule hybride électrique

L'idée de l'association de deux types de propulsion dans un même véhicule n'est pas non plus récente. En effet, le premier véhicule hybride a été inventé par Ferdinand Porsche en 1900. Cependant c'est seulement en 1997 que le premier véhicule hybride de série sort des chaines de production (Toyota Prius). L'augmentation du baril de pétrole brut incite maintenant les consommateurs à limiter la consommation de leurs véhicules, et le véhicule hybride correspond tout à fait à cette nouvelle donne. Les véhicules hybrides sont actuellement en plein essor et la plupart des constructeurs tentent maintenant de développer leur système de propulsion hybride. C'est ce type de propulsion qui va particulièrement nous intéresser dans cette thèse. Les prochains chapitres sont donc entièrement consacrés à cette combinaison de motorisations thermiques et électriques.

1.2 Présentation des véhicules hybrides

1.2.1 Principe de fonctionnement

Un véhicule hybride dispose d'une association de deux sources énergétiques pour assurer sa mobilité. On les différencie donc des véhicules thermiques purs, dont la propulsion n'est assurée que par un moteur thermique brûlant un mélange air-carburant, ainsi que des véhicules électriques purs équipés de moteur(s) électrique(s) alimentés par batteries ou pile à combustible. Plusieurs types d'hybridation sont étudiés :
_ thermique-thermique avec deux carburants différents (systèmes flexFuel GPL/essence ou encore moteurs hydrogène/essence comme présenté par Saito et al. [218])
_ électrique-électrique avec deux sources différentes (par exemple pile à combustible et supercondensateurs comme dans les travaux de Thounthong [219])
_ thermique-pneumatique (Brejaud et al. [79])
_ thermique-hydraulique (Sun et Jing [220])
_ thermique-mécanique (Cross et Brockbank [221])
_ thermique-électrique

Les véhicules hybrides les plus courants sont les véhicules hybrides électriques associant une propulsion thermique (essence ou Diesel) avec un train de propulsion électrique.

La plupart des véhicules hybrides électriques ne disposent pas de prise de courant pour recharger directement les batteries de la partie électrique. L'énergie disponible pour la propulsion n'est alors obtenue que par la combustion du carburant dans le moteur thermique. L'intérêt d'un véhicule hybride électrique est d'améliorer l'utilisation de l'énergie dépensée dans le moteur thermique. En effet, le moteur à combustion interne étant une machine thermique, son rendement est faible (il dépasse difficilement 40% dans le meilleur des cas, ce qui est peu par rapport au moteur électrique, par exemple, qui peut dépasser 90%), la majorité de l'énergie produite par la combustion étant perdue par les frottements et accessoires, les pertes thermiques au travers des parois de la chambre de combustion ainsi que dans les gaz d'échappements. De plus, le rendement du moteur évolue suivant son point de fonctionnement (couple/régime). En effet, plus un moteur à combustion interne fonctionne à faible charge, plus son rendement diminue. C'est encore plus vrai dans le cas des moteurs à allumage commandé fonctionnant à richesse 1, qui nécessitent un vannage à l'admission, ce qui entraîne une augmentation des pertes par pompage (aussi appelée pertes par transvasement). On observe alors une augmentation (en valeur absolue) de la PMI à basse pression, mais aussi une baisse du rendement du cycle haute pression qui se réalise à pression plus basse (Heywood [45]).

1.2.2 Amélioration de l'utilisation de l'énergie dans un véhicule hybride

Cette partie est consacrée aux véhicules hybrides pour lesquels la part de la propulsion thermique est plus importante que la part de la propulsion électrique. La problématique pour ce type de véhicule est d'utiliser au mieux l'énergie dans le moteur à combustion interne à l'aide de la partie électrique, fonctionnant avec de très bons rendements. Les véhicules hybrides accordant au contraire une part plus importante à la propulsion électrique répondent à une autre problématique, qui est l'augmentation de l'autonomie du véhicule électrique par l'utilisation d'un moteur thermique rechargeant les batteries (véhicules électriques "Range Extender").

L'évolution du rendement du moteur suivant son point de fonctionnement intervient alors sur la consommation spécifique (CSP) du moteur (représentée en couleurs sur la Figure 3) et donc la consommation globale du véhicule. On observe alors que la consommation spécifique du moteur thermique augmente fortement lorsque le couple fourni est faible. On peut observer la courbe de rendement optimal (jaune). Pour un régime donné, on retrouve le couple moteur donnant la meilleure consommation spécifique grâce à cette courbe. On s'aperçoit d'une manière générale que le meilleur rendement du moteur se fait en général pour un couple fourni important, mais

sans atteindre la pleine charge.

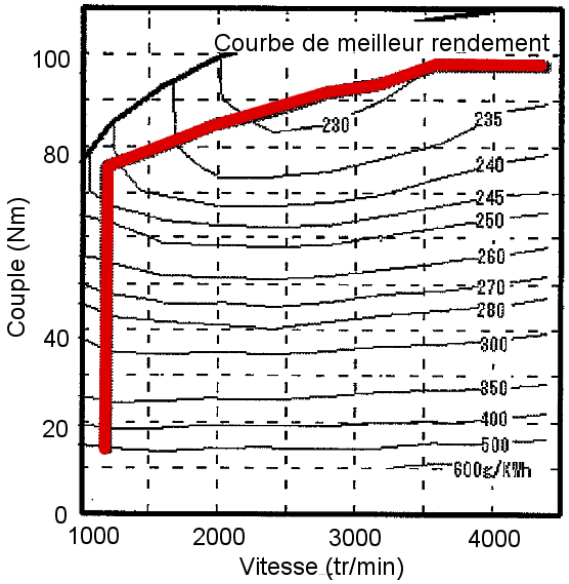


Figure 3 : Un exemple de cartographie d'un moteur à combustion interne / Courbe de meilleur rendement [189]

Afin de baisser la consommation spécifique du moteur, il est nécessaire de le faire fonctionner le plus possible sur cette courbe de rendement maximum. Cependant, en propulsion thermique seule, il est difficile de faire fonctionner le moteur thermique dans cette zone particulière. En effet, le véhicule doit répondre à de nombreux types de comportements routiers. Il doit pouvoir circuler en milieu urbain, où les vitesses et accélérations nécessaires sont faibles (voir Annexe A1). Le moteur ne fonctionne alors qu'à faible régime et couple. Il doit aussi pouvoir circuler sur route et autoroute, et pouvoir rouler quelle que soit la topographie de la route. Ainsi, le véhicule peut être amené à effectuer des accélérations importantes, ou bien à gravir une côte. Dans ces cas, le fonctionnement du moteur peut être très proche de la pleine charge, et donc a un rendement non optimal. L'ajout d'un système électrique va permettre d'augmenter les possibilités d'utilisation du moteur thermique.

La propulsion électrique fonctionne avec un bon rendement (généralement supérieur à 80% [93]). De plus, un moteur électrique a deux types de fonctionnements. Un fonctionnement moteur, qui permet d'assurer la propulsion, et un fonctionnement en génératrice qui va permettre de recharger les éléments stockant de l'énergie (le plus souvent des batteries électrochimiques). Cette capacité permet de choisir le point de fonctionnement du moteur thermique. En effet, pour un comportement routier donné, on peut choisir de faire fonctionner le moteur thermique au plus proche de la courbe de rendement optimal. Si la puissance fournie pour ce point de fonctionnement moteur est insuffisante, le moteur électrique peut alors fournir la puissance manquante pour la propulsion du véhicule. Au contraire, si la puissance fournie par le moteur thermique est trop importante, une partie de celle-ci peut être, par le biais d'une transmission adaptée, être fournie au moteur électrique qui fonctionne alors en mode alternateur et recharge les batteries (ou un autre système de stockage d'énergie, par exemple les volants d'inerties) [163-167, 200]. En milieu urbain, la propulsion hybride peut assurer seule la propulsion du véhicule (tant que les batteries le permettent et que la puissance à fournir n'est pas trop importante) afin d'éviter de faire fonctionner le moteur thermique dans la zone de fonctionnement à faible couple et régime, qui est mauvaise pour la consommation du véhicule. En particulier, grâce à un système d'arrêt/redémarrage du moteur thermique à chaque fois que le véhicule stoppe ou peut fonctionner en électrique seul, on diminue fortement la consommation du moteur et la pollution dans les embouteillages ou lorsque le véhicule fonctionne à l'arrêt (au feu rouge par exemple) [170-171].

1.2.3 Taux d'hybridation

On différencie les différents véhicules hybrides électriques suivant leur niveau d'hybridation. En effet, un constructeur peut, suivant l'utilisation souhaitée du véhicule, faire varier l'importance de la propulsion hybride par rapport à la propulsion thermique. Ainsi on différencie les véhicules µ-hybrid, mild-hybrid et full-hybrid. Différents systèmes sont présentés plus précisément en Annexe A2 :

_ Les véhicules µ-hybrid (ou micro-hybrid) comportent le plus faible taux d'hybridation [180]. Le moteur électrique du véhicule n'a alors aucune fonction de propulsion. Ces véhicules, propulsés uniquement par le moteur thermique, utilisent le moteur électrique uniquement au travers d'un système de type stop&start permettant d'arrêter le moteur automatiquement lorsque le véhicule s'arrête (dans les embouteillages ou au niveau des feux tricolores par exemple) et de le redémarrer rapidement lorsque l'automobiliste appuie de nouveau sur l'accélérateur. Ces véhicules permettent uniquement d'éviter la consommation de carburant à cause d'un fonctionnement au ralenti pour un véhicule à l'arrêt.

_ Les véhicules mild-hybrid ont un niveau d'hybridation moyen [182, 184]. Le système électrique n'agit pour ces véhicules que comme un complément du moteur thermique. La propulsion en mode électrique seul ne pourra alors pas être effectuée. Ces véhicules sont équipés de moteurs électriques d'appoint n'ayant pas une puissance très importante. Le fait que l'apport de la propulsion électrique soit limité permet d'éviter de s'encombrer avec des systèmes de stockages d'énergie électriques (principalement des batteries) trop volumineux et lourds.

_ Les véhicules full-hybrid ont le plus fort niveau d'hybridation [185-190]. Dans certaines conditions (roulage urbain, embouteillages, etc.) le véhicule peut être propulsé uniquement par le moteur électrique. C’est ce type d'hybridation qui permet la plus forte réduction de la consommation d'énergie, mais qui est aussi le plus compliqué à réaliser. De plus, il nécessite de disposer de batteries pouvant développer de fortes puissances pour permettre le roulage en électrique seul, ainsi que d'un (ou plusieurs) moteurs électriques de fortes puissances.

Ces deux derniers systèmes d'hybridation peuvent comporter un système de récupération de l'énergie cinétique au freinage. Au moment de freiner mécaniquement, la transmission permet de faire tourner l'axe du moteur électrique, qui fonctionne en alternateur. Le courant induit dans les bobines du moteur électrique assurent alors le freinage du véhicule (en partie ou en totalité) tout en rechargeant les batteries. Cette spécificité permet de sauvegarder une partie non négligeable de l'énergie cinétique du véhicule qui aurait été perdue par échauffement des disques de freins pour les véhicules conventionnels.

On peut ajouter aux trois types d’hybridations précédentes un quatrième niveau qui correspond à un état intermédiaire plus proche du véhicule électrique. Le "Plug-in Hybrid" est un véhicule full-hybrid dont les batteries de plus grande capacité peuvent être chargées par liaison avec le secteur électrique [187, 190]. Ainsi, l'automobiliste peut se permettre de rouler en mode électrique seul sur de plus longues distances et recharger ses batteries sans consommer de carburant. S’il le souhaite, il peut aussi utiliser son véhicule comme un véhicule full-hybrid classique. Cette dernière forme d'hybridation permet encore de diminuer la consommation globale du véhicule. Le Plug-in-Hybrid pourrait devenir une solution vers laquelle se tournent beaucoup de constructeurs. Par exemple, Toyota fait évoluer sa Prius dans ce sens. De même, Chevrolet, avec la Volt, vient de commercialiser un véhicule hybride accordant une part encore plus importante à l'électrique et pouvant être rechargé sur le secteur.

1.2.4 Gestion d'une chaine de propulsion hybride

L'hybridation d'un véhicule comporte plusieurs contraintes non négligeables. L'ajout d'un système de propulsion électrique prend un volume important et augmente fortement le poids total du véhicule. En ce qui concerne les batteries, il leur est demandé une forte puissance afin de pouvoir assurer de fortes accélérations, mais aussi une capacité totale de stockage peu élevée. Le véhicule tire au final toute son énergie des combustibles fossiles, et les batteries servent de stockage intermédiaire pour mieux gérer l'énergie. Un choix doit être réalisé parmi les différentes

technologies existantes afin de permettre une alimentation du moteur électrique ainsi qu'un rechargement de forte puissance. Les batteries d'un véhicule hybride sont donc très différentes de celles d'un véhicule électrique pur nécessitant une grande capacité de stockage. De plus, il est nécessaire de trouver la batterie qui s'adapte au mieux au véhicule utilisé, et notamment qui répond à des contraintes de poids importantes. En effet, l'augmentation du poids du véhicule entraîne forcément une augmentation de sa consommation. Or, justement, on cherche à donner une place importante à la propulsion électrique afin de diminuer la consommation du véhicule. Il est alors nécessaire de choisir la solution optimale qui permettra d'assurer des performances acceptables tout en gardant un poids satisfaisant.

Il est aussi nécessaire de penser à la régulation thermique du véhicule. En plus du système de refroidissement du moteur thermique classique, il faut ajouter un système de refroidissement spécifique au moteur électrique ainsi qu'aux batteries. Ces systèmes de régulation augmentent le poids du véhicule et nécessitent de l'énergie pour fonctionner, augmentant ainsi la consommation globale du véhicule.

Toutes ces contraintes expliquent que la part des véhicules hybrides électriques sur le parc total mondial des véhicules est encore faible, même si elle est actuellement en forte expansion. Des technologies de pointe en matière de batterie doivent être utilisées pour assurer le bon fonctionnement du véhicule tout en gardant un poids minimal. Ces véhicules n'ont pas été proposés par le passé à des prix assez abordables pour devenir une solution rentable pour les automobilistes. Cette tendance est en train de changer.

1.2.5 Modélisation d'un véhicule hybride

L'intérêt de la réalisation d'une simulation du fonctionnement d'un véhicule hybride complet est de pouvoir tester les effets de possibles changements de stratégies de contrôle sur les performances du véhicule, en matière de réduction de la consommation et de la pollution. En effet, suivant la stratégie utilisée (conditions pour rouler en tout électrique, mise en marche du moteur thermique, rechargement des batteries, …), le moteur à combustion interne peut être amené à fonctionner à des points de rendements plus ou moins importants, ce qui entraîne des consommations finales pouvant varier de manière significative pour un même parcours du véhicule. Cependant, du fait de la complexité de la modélisation d'un véhicule hybride dans sa totalité (il comporte de nombreux éléments, soumis à des phénomènes physiques très variés : mécanique des fluides, mécanique des solides, thermodynamique, thermo- et électrochimie, magnétisme, etc.), les modèles utilisés sont souvent assez simples pour ne pas nécessiter d'énormes temps de calcul. Dans la plupart des simulations présentes actuellement, le moteur à combustion interne est modélisé à l'aide de cartographies de fonctionnement obtenues expérimentalement sur banc moteur ou à rouleau. Or ces cartographies ne représentent en réalité qu'un nombre limité de conditions d'opération du moteur réel. Par exemple, elles sont généralement réalisées pour des états de régime et charge stabilisés et avec un moteur chaud. Il est donc possible que le comportement du véhicule réel s'éloigne plus ou moins des résultats obtenus lors de la simulation. Une solution à ce problème serait de ne plus utiliser essentiellement ces données expérimentales très restreintes et d'utiliser des modèles plus proches de la physique réelle du moteur à combustion interne. Des problèmes du même type se posent pour les autres éléments constituant la chaîne de propulsion hybride, notamment, le (ou les) moteur(s) électrique(s) ainsi que le système de stockage d'énergie (batteries). La problématique de cette thèse, en particulier, est de pouvoir intégrer des principes de thermique dans une simulation, afin de pouvoir prendre en compte les effets de la température des différents éléments sur les performances globales du véhicule. Cette modélisation pourrait permettre d'adapter la stratégie de contrôle du véhicule hybride en fonction de ce nouveau paramètre qu'est la température de fonctionnement des différents éléments.

Un document, publié par BMW [9], parait tout à fait intéressant vis à vis de cette problématique. Il contient une description d'une simulation de concepts hybrides. Dans cette simulation, comme dans beaucoup d'autres, le potentiel d'économie d'énergie du véhicule est calculé pour différents cycles de conduite, différentes stratégies de contrôle et différentes configurations. L'intérêt particulier de cet article est que les effets thermiques y ont été étudiés. On présente en détails cet article ci après.

1.2.5.1 Modélisation d'un véhicule hybride complet : BMW [9]

1.2.5.1.a Approche

Afin d'analyser l'impact d'une solution technique de concept hybride sur la consommation d'énergie du véhicule, un modèle de simulation doit être réalisé pour l'ensemble du véhicule. La modélisation d'un véhicule complet nécessite de suivre plusieurs étapes importantes :

_ Analyse du système : le véhicule complet est divisé en sous-systèmes fonctionnels. Cette approche permet de construire une structure hiérarchique qui rend possible la modélisation et les mesures d'éléments discrets sur lesquels on peut influer.

_ Mesures : le comportement énergétique des sous-systèmes fonctionnels identifiés dans l'étape précédente est mesuré lors du fonctionnement du véhicule sous certaines conditions.

_ Modélisation : à partir de la structure fonctionnelle, l'ensemble des composants ayant un effet sur l'utilisation de l'énergie dans le véhicule, sont représentés par des modèles physiques ou mathématiques.

1.2.5.1.b Modélisation

Seulement quelques exemples sont présentés par BMW dans ce document. La description complète des modèles n'est pas présente.

La simulation du véhicule total consiste en sous-modèles pour la propulsion (moteur, transmission et roues), les systèmes électriques, le système de refroidissement, le système d'échappement ainsi que le système de chauffage et d'air conditionné de l'habitacle. Les différents éléments modélisés communiquent ensemble et forment alors le modèle complet du véhicule hybride. Cette organisation du modèle est présentée en Figure 4.

Le modèle du conducteur comporte plusieurs cycles de conduite ainsi que différentes conditions ambiantes qui peuvent être sélectionnés par l'utilisateur.

Les différents éléments auxiliaires intervenant sur l'utilisation de l'énergie (compresseur, pompe du circuit de refroidissement, alternateur, etc) sont représentés par des modèles de couple et sont connectés au vilebrequin par le modèle de courroie distributrice.

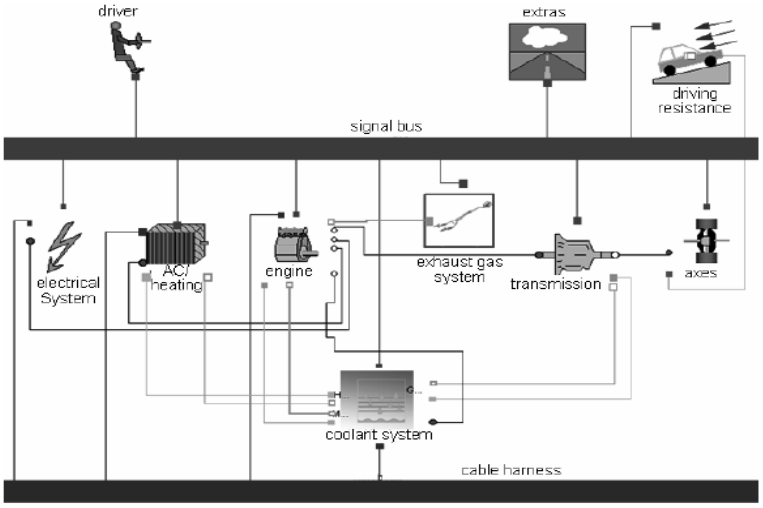


Figure 4 : Modèle total du véhicule Dymola/Modelica [9]

1.2.5.1.c Modèle du moteur à combustion interne (MCI)

La structure du modèle du moteur thermique est présentée sur la Figure 5. Le bloc "combustion heat input" permet d'obtenir le flux thermique au travers des parois de la chambre de combustion comme une fonction de la pression moyenne indiquée, du régime et de l'état thermique. Ce flux de chaleur est ensuite divisé entre les blocs représentant les différentes masses du moteur, c'est à dire le bloc moteur, la culasse et le système piston-bielle-vilebrequin. La distribution du flux thermique est basée sur une simulation 3D en état stabilisé à un point de fonctionnement donné. Dans cette simulation, les différentes masses du moteur sont divisés en corps élémentaires composés de capacités massiques et connectés entre eux par des résistances thermiques. Ces résistances thermiques sont déterminées en fonction des propriétés de leurs contacts et du type d'échange.

Les éléments en contact avec le liquide de refroidissement sont interconnectés avec le bloc "engine internal coolant system". Le circuit de refroidissement est modélisé par sept conduites cylindriques consécutives dans lesquelles s'écoule le liquide de refroidissement. Cette modélisation simple permet d'obtenir les coefficients de transferts thermiques comme une fonction de la température des parois, du débit et des quantités dépendantes de la température de la viscosité et de la densité du fluide.

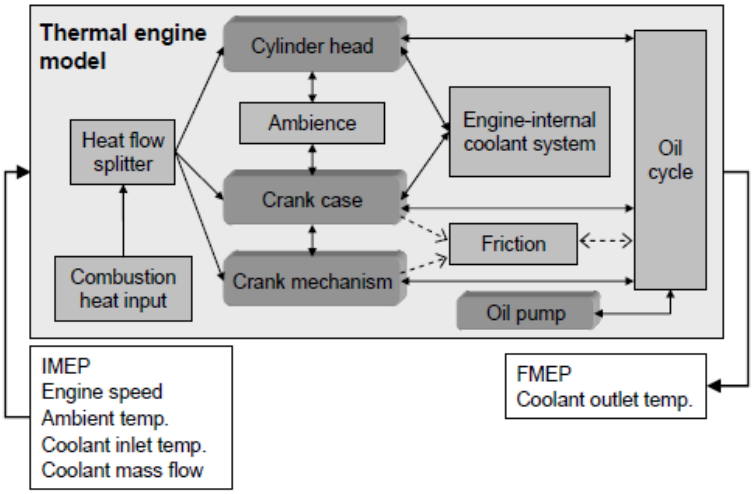


Figure 5 : Structure fonctionnelle du moteur thermique [9]

Les frottements dans les différents paliers (arbre à came, vilebrequin), au niveau des soupapes ainsi qu'entre le piston et le cylindre sont obtenus dans le bloc "friction" comme une fonction du point de fonctionnement du moteur et de la température de l'huile. Le modèle de frottement est basé sur des mesures expérimentales avec l'utilisation de facteurs dépendant des températures de l'ensemble des paliers et des parois du cylindre.

Afin de déterminer la température et le flux thermique transféré vers l'huile (bloc "oil pump" et "oil cycle"), le débit massique et la distribution d'huile de lubrification vers les différentes branches du circuit d'huile (vilebrequin, culasse, bielle, piston) sont calculés en fonction du régime moteur et de la température de l'huile. Le bloc "oil cycle" est relié aux différentes masses du moteur et à la pompe à huile, et contient des sous-modèles afin de déterminer le transfert thermique convectif entre l'huile et les parois des différents éléments et pour déterminer la production de chaleur résultant des frottements du piston.

1.2.5.1.d Circuit de refroidissement

Le système de refroidissement est modélisé comme un réseau d'écoulement multi-branches qui conduit le liquide de refroidissement à partir de la pompe au travers de l'ensemble du circuit ("engine-internal coolant system"). L'écoulement est divisé entre les différents sous-systèmes que sont le radiateur, le système bypass, le système de chauffage de l'habitacle ("heating") et

l'échangeur eau-huile de la boite de vitesse. Ce modèle est présenté en Figure 6.

Les modèles d'échangeurs estiment les transferts thermiques entre le liquide de refroidissement et l'élément correspondant, ainsi que les températures de sortie du liquide et de l'air. La température du liquide de refroidissement à l'entrée du moteur est déterminée à partir d'une loi de mélange de l'ensemble des branches convergentes.

Les différentes pompes sont actionnées par la courroie de distribution. Une pompe électrique alternative a été ajoutée et peut être sélectionnée par l'utilisateur. Cette pompe peut être utilisée pour un véhicule de référence sans avoir à modifier le système de refroidissement dans le modèle. Cette pompe électrique peut être commandée par une stratégie de contrôle dans le cas d'un démarrage à froid, ce qui permettrait de réaliser des économies d'énergie.

Un thermostat contrôlé par cartographie a été incorporé dans le modèle (avec son système de contrôle). Il est alors possible de simuler les effets de la décroissance de la température globale du moteur et d'étudier différentes solutions de management thermique du moteur pour optimiser la consommation.

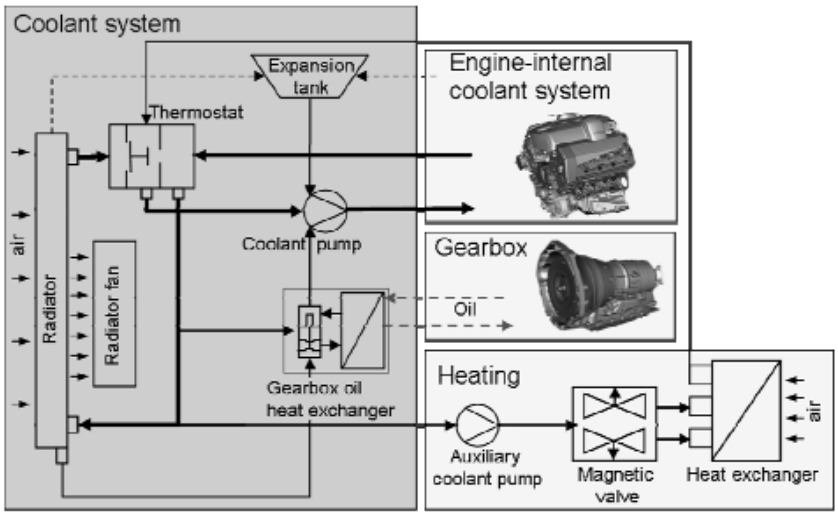


Figure 6 : Schéma du circuit de refroidissement d'une BMW 745i [9]

L'échangeur eau-huile de la boite de vitesse utilisé permet au système de refroidissement d'être thermiquement couplé avec la boite de vitesse. L'huile de lubrification est réchauffée ou refroidie suivant l'état thermique de cette boite de vitesse. Un thermostat contrôle l'écoulement du liquide de refroidissement entrant dans l'échangeur (écoulement de liquide de refroidissement provenant du radiateur à partir d'une certaine température de l'huile).

1.2.5.1.e Échappement

Une partie importante de l'énergie libérée par la combustion est perdue à l'échappement et n'est pas exploitée à l'exception des véhicules disposant d'un système de récupération. Les transferts thermiques entre les gaz d'échappement et les parois de l'échappement ainsi que l'air ambiant sont obtenus à partir d'un sous-modèle. La température des gaz en sortie du système d'échappement et la température moyenne des parois sont calculées pour chaque segment du modèle de l'échappement comme une fonction de la température ambiante, de la température d'entrée des gaz, du débit massique des gaz et de la vitesse de rotation du moteur.

Dans ce cas particulier, c'est une BMW 745i qui est modélisée. Ce véhicule possède deux systèmes d'échappement qui sont eux mêmes divisés en huit segments. Chaque segment consiste en plusieurs capacités thermiques interconnectées par des résistances thermiques et différents modèles de transferts thermiques (conduction, radiation, convection forcée, convection libre). Il est ensuite possible de simuler le processus de chauffe après un démarrage à froid et

d'analyser le flux de chaleur dans chaque segment du système d'échappement.

Le segment du système d'échappement le plus compliqué à modéliser est celui contenant le catalyseur. Celui-ci est constitué de quatorze capacités thermiques connectées entre elles. Ce modèle de catalyseur contient les différentes enthalpies de formation des différentes réactions chimiques se produisant, dépendantes du taux de conversion, lui même étant une fonction de la température. Le modèle de catalyseur permet d'étudier l'efficacité de systèmes comme les EHC (electronically heated catalysts) permettant de réduire le temps de chauffe du catalyseur (montée de la température après un départ à froid avant atteinte du régime optimal du processus de catalyse). On peut alors évaluer les différents impacts de ces systèmes sur le budget énergétique du véhicule.

1.2.5.1.f Air conditionné et chauffage de l'habitacle

Ce modèle peut être divisé en deux sous-modèles : d'une part le système de chauffage de l'habitacle, et de l'autre le cycle réfrigérant pour l'air conditionné. Ces deux systèmes sont reliés par le système de ventilation. L'air entrant est d'abord refroidi par l'évaporateur, puis l'air froid est réchauffé par l'échangeur de chaleur avant d'être soufflé dans la cabine.

Le chauffage de l'habitacle est réalisé en effectuant un échange de chaleur avec le liquide de refroidissement du moteur (récupération de l'énergie thermique du moteur à combustion interne). Le modèle d'échangeur de chaleur est constitué de huit segments connectés entre eux, basés sur le système réel afin de représenter au mieux le comportement du refroidissement.

La température de la cabine est contrôlée par un système électronique qui régule le débit de liquide de refroidissement chaud dans l'échangeur de chaleur. L'unité de contrôle est répliquée dans le modèle réalisé afin de pouvoir déterminer le flux thermique total, la température de sortie de l'air dans la cabine et la température du liquide de refroidissement en sortie de l'échangeur.

Du fait de la complexité du système réfrigérant (air conditionné), il n'a pas été entièrement modélisé. Seul le comportement du compresseur vis à vis du couple, du ratio de compression et du débit massique a été reproduit dans des modèles de type réseaux nodaux. Ces modèles sont basés sur des mesures lors d'un test sur véhicule réel avec l'usage d'un outil de linéarisation.

1.2.5.1.g Propulsion électrique et système de stockage d'énergie électrique

La propulsion électrique consiste en une machine électrique montée sur l'arbre de transmission entre le moteur à combustion interne et la boite de vitesse. Le véhicule étudié ici est un véhicule hybride parallèle. Cette architecture est présentée en Figure 7.

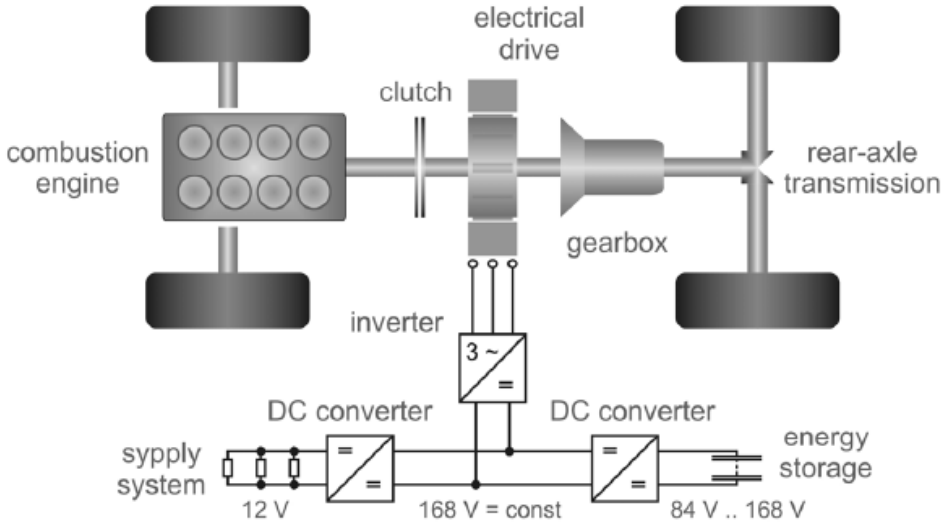


Figure 7 : Topologie de la chaine de propulsion hybride [9]

L'utilisateur peut sélectionner le type de propulsion électrique qu'il souhaite utiliser, que ce soit un moteur à induction ou une machine synchrone à aimant permanent, car plusieurs modèles sont présents dans cette simulation. La puissance nominale de ces deux types de moteurs électriques est de l'ordre de 12 kW. Les modèles de chacun de ces moteurs permettent de calculer les rendements de ceux-ci pour tout point de fonctionnement. Ils sont directement basés sur des données expérimentales et comprennent l'électronique de puissance avec son impact sur les pertes totales.

En ce qui concerne les moyens de stockage d'énergie, différentes technologies ont été modélisées et peuvent être sélectionnées par l'utilisateur : condensateurs double couche, batteries, Ni-MH, Lithium ions, …. Le comportement de ces différents systèmes de stockage d'énergie est représenté par des circuits électriques équivalents qui sont calibrés à partir des données du constructeur.

L'interaction des différents composants de la chaine de propulsion hybride est contrôlée par une stratégie de contrôle qui détermine à quels moments on passe d'un mode à un autre. Les modes suivants sont disponibles : tout électrique, tout thermique, mixte, rechargement des batteries par le moteur à combustion et la récupération de l'énergie cinétique au freinage.

1.2.5.1.h Résultats

Quelques résultats de simulation sont présentés de manière non exhaustive afin d'illustrer les capacités de simulation de ce modèle. Parmis eux, une présentation de l'effet du taux d'hybridation sur la vitesse de montée en température de l'huile de lubrification est particulièrement intéressante (Figure 8).

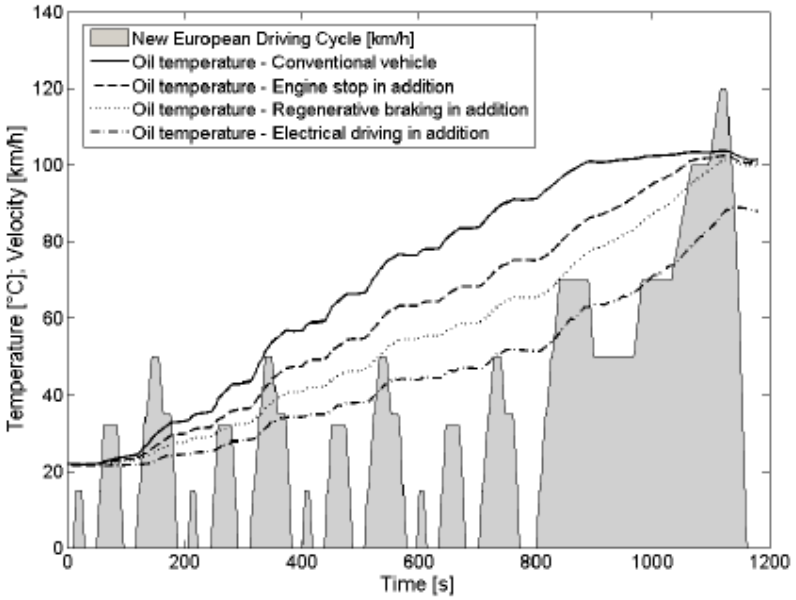


Figure 8 : Evolution de la température d'huile lors du parcours d'un cycle NEDC après un départ à froid pour différents taux d'hybridation [9]

Les différentes courbes permettent d'observer que l'augmentation du taux d'hybridation entraîne une réduction de la vitesse de la montée en température de l'huile :
_ La courbe montant la plus vite correspond au véhicule conventionnel (moteur thermique seul)
_ La seconde courbe (dans l'ordre décroissant) correspond à un véhicule micro-hybride (Engine stop : arrêt du moteur pour un véhicule immobilisé)
_ La troisième courbe correspond à un véhicule mild-hybride (Regenerative breaking : récupération d'énergie au freinage mais sans fonctionnement en mode totalement électrique possible)
_ La courbe pour laquelle la montée en température est la plus lente correspond à un véhicule full-hybride pour lequel un fonctionnement en mode électrique (electrical driving) est possible.

Cela montre que les comportements thermiques des GMP hybrides présentent des spécificités dépendantes de l'utilisation qui est faite des propulsions thermique et électrique. Il apparaît sur la Figure 8, que l'hybridation "complique" la phase de montée en température du moteur thermique. En effet, une température d'huile plus faible entraîne une augmentation des pertes par frottement (Heywood [45]) et donc une consommation plus importante. Cependant, l'évolution des frottements et du moteur thermique n'est pas présenté dans cet article.

Cette étude nous montre l'intérêt de la prise en compte des transferts thermiques dans un véhicule hybride ainsi qu'une méthodologie, sans toutefois détailler les modèles ni la validation des résultats de simulation confrontés avec l'expérience. Il nous conforte néanmoins pour explorer l'impact des transferts thermiques sur le fonctionnement du GMP hybride.

1.2.5.2 Les points importants de la modélisation

Le sujet des problèmes thermiques dans les véhicules hybrides électriques est très vaste. Les trois principaux éléments constituants la propulsion hybride, c'est à dire le moteur à combustion interne, le (ou les) moteur(s) électrique(s), et les batteries, sont soumis à des phénomènes thermiques très différents. Les problèmes thermiques dans un moteur à combustion interne font appel à de nombreux problèmes physiques et chimiques : thermodynamique (conversion de l'énergie thermique en énergie mécanique), transferts thermiques (convection, conduction, radiation), chimie de combustion, mécanique des fluides, frottements fluides / viscosité. De son côté, le moteur électrique fait appel à des problèmes magnétique et électrique, en plus des problèmes de transferts thermiques classiques. Pour ce qui est des batteries, les réactivités chimiques sont directement dépendantes de la température locale. Il en est de même, de la diffusion des espèces d'une électrode à l'autre. Des phénomènes électriques (pertes par effet Joule) sont aussi à prendre en compte.

De plus, Il est très difficile d'évaluer au premier abord si l'évolution de leur température a le même impact sur chacun de ces éléments. Il a par exemple été prouvé que les performances d'un moteur thermique après un départ à froid sont largement dégradées. Dans le cas des batteries, il a été observé que leurs performances évoluent avec la température de leurs cellules. Cependant, ces observations ont été faites sur de larges plages de température et les évolutions des performances d'une batterie degré par degré sont beaucoup moins connues. De plus, on a fait le constat de répartitions de températures très hétérogènes dans les packs de batteries ce qui complique encore l'étude.

De fait les principaux points devant être étudiés avec attention sont les suivants :
_ La modélisation des transferts thermiques dans chacun de ces éléments
_ La modélisation de la combustion
_ L'évolution des frottements en fonction de la viscosité de la lubrification et donc de la température
_ La modélisation des pertes énergétiques dans le moteur électrique
_ La modélisation des sources de chaleur dans les batteries et l'effet de la température sur chacun des phénomènes chimiques et de diffusion

Le prochain chapitre est dédié à l'étude de l'ensemble de ces comportements thermiques et à leur modélisation.

1.3 Comportements thermiques de la propulsion hybride

On étudie dans cette partie les modèles de transferts thermiques des trois principaux éléments d'un groupe motopropulseur (GMP) hybride : Le moteur thermique, le moteur électrique et les batteries.

1.3.1 Modélisation Thermique du Moteur à Combustion Interne

1.3.1.1 Comportement thermique d'un moteur à combustion interne après un départ à froid : recherches expérimentales

Peu d'études ont été réalisées sur la montée en température d'un moteur à combustion interne (MCI) lors de son application dans une architecture hybride. Cependant, les comportements thermiques d'un moteur à combustion interne suivant les différentes conditions de fonctionnement auquel il peut être soumis sont connues. Ce chapitre présente deux études expérimentales sur le sujet.

Les travaux de Trapy et Damiral [15] portent sur le comportement thermique de l'huile de lubrification d'un moteur 1,7L à allumage commandé (essence). Cette étude expérimentale donne des informations sur la vitesse de montée en température de l'huile de lubrification en fonction du point de fonctionnement du moteur utilisé.

Une première expérience présente la montée en température des deux fluides importants du moteur thermique, l'eau de refroidissement et l'huile de lubrification, après un départ à froid à 20°C pour un couple et une vitesse de rotation fixés respectivement à 10 Nm et 2000 tr/min. Ce point de fonctionnement a été jugé comme étant représentatif du fonctionnement moyen du moteur à combustion interne pour une conduite en milieu urbain.

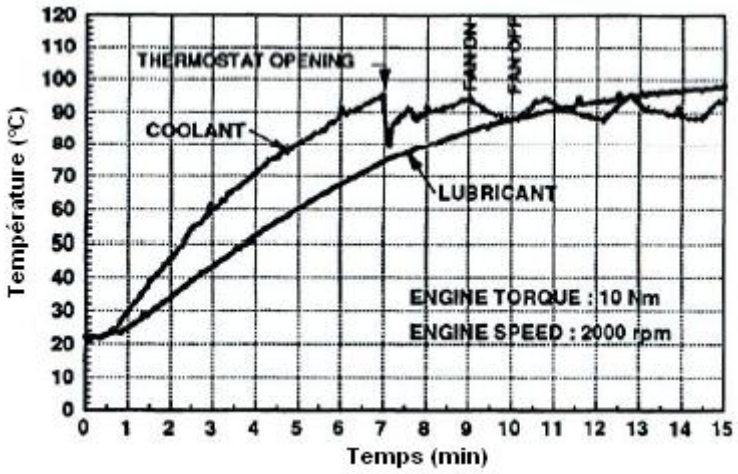


Figure 9 : Montée en température de l'eau de refroidissement et de l'huile de lubrification en couple et régime stabilisé [15]

Les résultats de la Figure 9 montrent l'écart de température qui se produit lors de la montée en température du moteur entre les deux fluides. L'eau de refroidissement chauffe en effet plus rapidement que l'huile. Dans ces conditions de fonctionnement, le système de régulation du moteur (activation du radiateur air/eau de refroidissement) s'enclenche au bout de 7 minutes avec l'ouverture du thermostat. L'huile de lubrification n'atteint 90°C que 4 minutes plus tard. Pourtant, la température maximale de cette dernière est plus importante que la limite accordée à l'eau.

Trapy et Damiral [15] se sont ensuite intéressés plus particulièrement aux variations de

comportement thermique de l'huile de lubrification en fonction de la vitesse et de la charge du MCI. Les résultats obtenus sont présentés en Figure 10 et Figure 11. Il apparaît sur ces mesures expérimentales que la vitesse de montée en température de l'huile est fortement influencée par la vitesse de rotation (Figure 10). Ceci est logique, étant donné que l'huile tire la majorité de son énergie thermique des frottements visqueux se produisant dans le moteur. Au contraire, une importante augmentation du couple du moteur pour une vitesse de rotation constante (Figure 11) n'a que peu d'effet sur la montée en température d'huile. L'énergie thermique produite dans la chambre de combustion devant pourtant être significativement augmentée, on peut en déduire que les transferts thermiques des parois du cylindre vers l'huile sont assez limités.

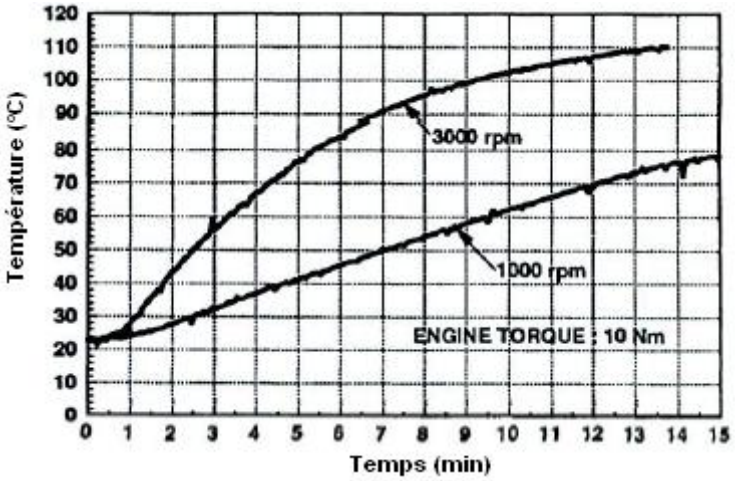


Figure 10 : Comportement thermique de l'huile de lubrification en fonction de la vitesse de rotation du moteur thermique (couple constant) [15]

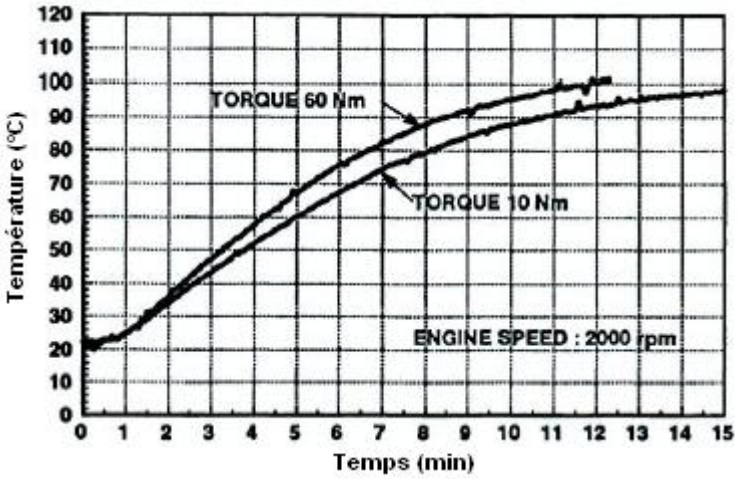


Figure 11 : Comportement thermique de l'huile de lubrification en fonction du couple moyen effectif du moteur thermique (vitesse constante) [15]

Ces données fournissent d'ors et déjà des informations sur le comportement thermique de l'huile de lubrification, ainsi que des voies pour optimiser la montée en température du moteur thermique. En effet, les frottements constituent une importante source de surconsommation lors d'un fonctionnement à froid du moteur thermique. Augmenter la vitesse de rotation du moteur thermique lors de la phase de chauffe moteur aurait pour effet de réduire la période de surconsommation due à l'état thermique froid du MCI. Cependant en agissant de la sorte, il est possible que le moteur thermique fonctionne à un rendement instantané plus faible (cf. cartographie moteur de la Figure 3). Il doit être possible de trouver un compromis entre accélération de la chauffe de l'huile de lubrification et rendement instantané pour obtenir le meilleur rendement moyen sur l'ensemble de la période de chauffe.

Jarrier et al. [16] ont étudié de manière expérimentale puis par simulation la montée en

température d'un moteur 1,9 L Diesel installé dans un véhicule conventionnel (propulsion thermique uniquement) sur un cycle normalisé de type NEDC (New European Driving Cycle présenté en Figure 12).

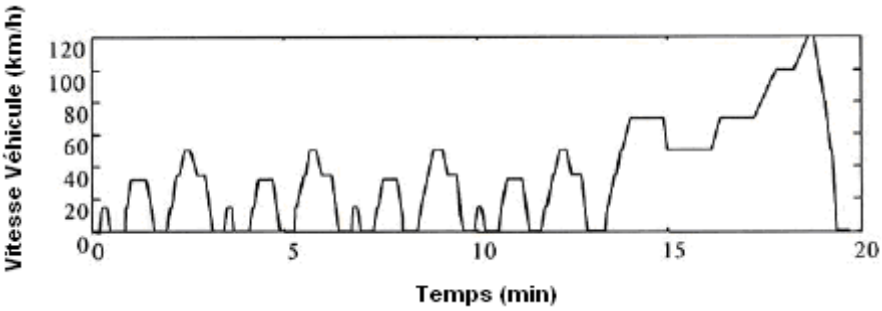


Figure 12 : Cycle NEDC

Le comportement thermique des différentes parties du moteur à combustion interne est donné sur la Figure 13.

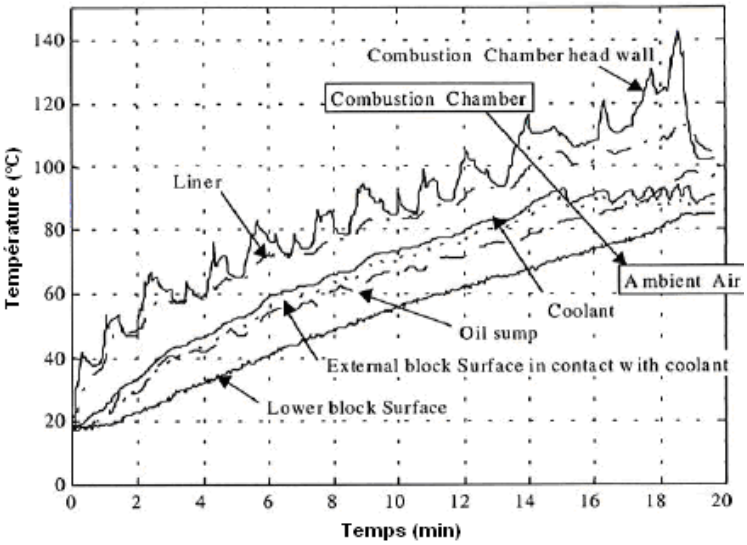


Figure 13 : Montée en température d'un moteur Diesel après un départ à froid sur un cycle normalisé NEDC [16]

Ces derniers résultats montrent que la période de chauffe d'un moteur à combustion interne a une durée non négligeable, qui atteint ici une quinzaine de minutes. On retrouve sur la Figure 13 l'écart de température entre l'eau et l'huile pendant leur montée en température. L'huile n'atteint sa température maximale qu'en toute fin de cycle. Ces résultats permettent aussi d'apprécier le gradient de température dans l'ensemble du moteur thermique avec un écart de température entre les parties les plus chaudes et les plus froides de 30 à 40°C.

Après avoir étudié les variations de températures dans le moteur à combustion interne, il est intéressant maintenant de quantifier réellement l'impact de la période de chauffe moteur sur la consommation finale du véhicule. Kunze et al. [17] présentent l'écart de consommation pour le parcours d'un cycle NEDC d'un véhicule BMW (non identifié) dans le cas d'un départ à froid (cold start) et à température optimale de fonctionnement (warm start). Les résultats sont présentés en Figure 14.

On observe que le véhicule partant avec un moteur déjà chaud consomme environ 10% moins que le cas réel avec départ à froid. La surconsommation provenant de l'état thermique froid du MCI est donc loin d'être négligeable. Là encore, ces résultats nous montrent l'importance de la prise en compte de l'état thermique du moteur. On observe aussi que cet écart de consommation se produit en majorité lors des premières 400 secondes du cycle, lorsque la température moyenne du moteur est inférieure à 60°C (cf. Figure 13).

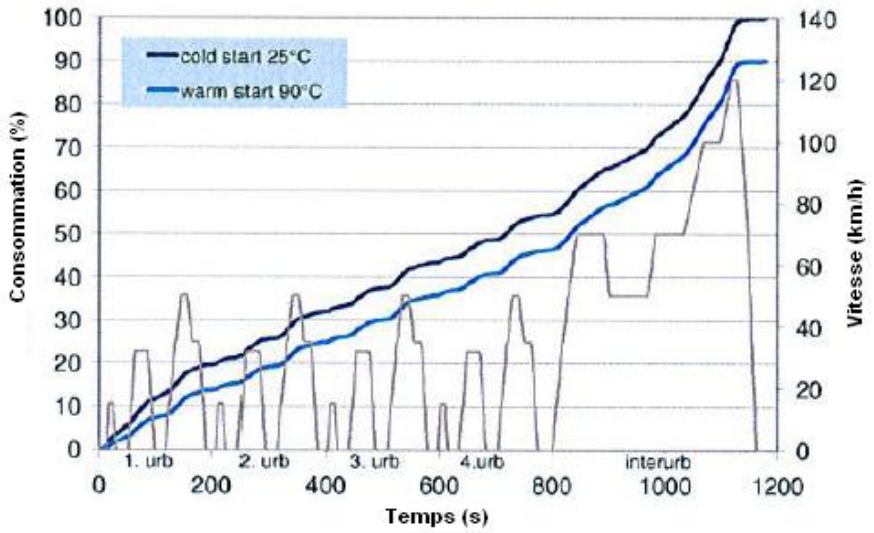


Figure 14 : Surconsommation d'un véhicule conventionnel après un départ à froid sur un cycle NEDC [17]

1.3.1.2 Modélisation de la combustion : Cas du moteur à allumage commandé

Dans la plupart des simulations actuelles de véhicules complets, les moteurs sont modélisés par l'utilisation de cartographies obtenues sur banc moteur. Ces cartographies ne représentent au final qu'un nombre très limité de points de fonctionnement du moteur (cartographies faites avec un moteur chaud par exemple). Cette méthode a l'avantage de ne pas nécessiter des calculs trop lourds, qui peuvent donc facilement être intégrés dans une simulation globale de véhicule. Cependant, on peut douter de la précision finale des résultats.

L'interdépendance entre la combustion dans le cylindre et la température globale du moteur est évidente, la première étant la principale source de chaleur du système. La modélisation de la combustion est donc un point particulièrement important dans la création d'une simulation d'un moteur à combustion interne prenant en compte les effets thermiques. Cependant cette modélisation de la combustion peut rapidement devenir très complexe. Cette partie présente plusieurs éléments de modélisation de la combustion.

La modélisation par la méthode du cycle thermodynamique attribue une solution par état thermodynamique discret [48-49] (Figure 15). L'approche zérodimensionnelle introduit le facteur de temps et donne une continuité dans la solution. La modélisation zérodimensionelle consiste en l'écriture des équations de conservation de masse et d'énergie pour lesquelles les débits entrant et sortant, les propriétés thermodynamiques et les transferts thermodynamiques doivent être fournis.

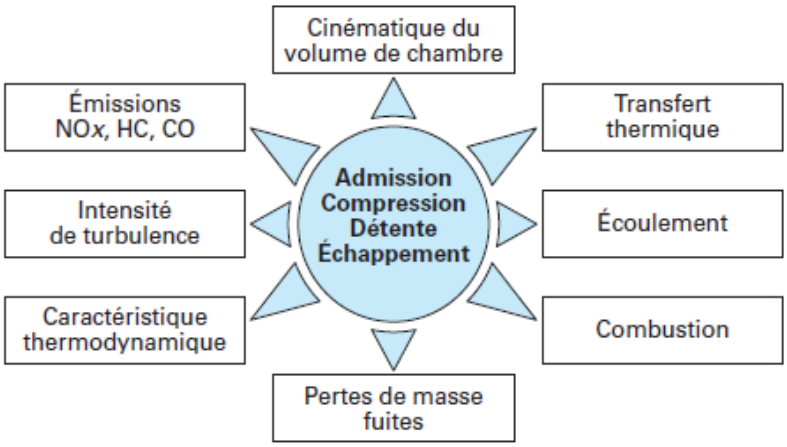


Figure 15 : Structure du programme de simulation zérodimensionnelle [48]

1.3.1.2.a Modélisation à une seule zone

Le modèle de combustion le plus simple consiste à considérer que l'ensemble du cylindre peut être représenté par une zone où les gaz ont une composition, une température et une pression uniformes. Il n'y a donc pas de distinction entre les gaz brûlés et les gaz frais pour cette modélisation. L'avantage de ce modèle est sa simplicité, notamment pour la formulation des phénomènes de transfert de masse et de chaleur. La combustion, dans un modèle zérodimensionnel, peut être considérée comme un simple système qui subit un apport de chaleur de l'extérieur.

Le premier principe de la thermodynamique est appliqué (équation de conservation de l'énergie). On ne prend pas en compte pour l'instant les instants où les soupapes sont ouvertes dans la modélisation du cycle. L'écriture du premier principe de la thermodynamique se fait dans le cadre d'un système fermé. L'hypothèse d'un fonctionnement quasi-statique permet d'écrire :

$$\delta W = -PdV \tag{1}$$

Où W est le travail, P la pression des gaz et V le volume de la chambre de combustion. On décompose l'énergie interne et l'enthalpie en une partie sensible et une partie de formation. On obtient alors :

$$\frac{dmu}{dt} = -P\frac{dV}{dt} + \frac{dQ_{parois}}{dt} + \sum_j h_j.\frac{dm_j}{dt} \tag{2}$$

$$\text{Avec } u = u_f^0 + \int_{T_0}^{T} Cv.dT \tag{3}$$

En général, m_j peut représenter l'injection d'un carburant dans le cas d'une injection directe, des fuites de gaz dans les interstices ou bien des fuites dans la segmentation. u_f^0 est l'énergie interne de formation à la température de référence T_o.

L'ensemble des interstices peut être modélisé à l'aide d'un seul volume ayant une enthalpie h_{inters}. Dans le cas d'une perte vers les zones interstitielles, l'équation de conservation de la masse s'écrit :

$$\frac{dm}{dt} = \frac{dm_{inters}}{dt} < 0 \tag{4}$$

En considérant que ces zones interstitielles possèdent une température constante et une pression égale à la chambre de combustion, on a alors la relation suivante pour le débit transféré :

$$\frac{dm_{inters}}{dt} = V_{inters}\frac{dP/dt}{r.T_{inters}} \tag{5}$$

Où V_{inters} et T_{Inters} sont respectivement le volume et la température de la zone interstitielle. La conservation de l'énergie s'écrit alors de la manière suivante :

$$\frac{dQ_{comb}}{dt} = m.c_v.\frac{dT}{dt} + P\frac{dV}{dt} - \frac{dQ_{parois}}{dt} + \sum_j (u-h)\frac{dm_{inters}}{dt} \tag{6}$$

Si le transfert de masse est inverse, le dernier terme de cette équation s'écrit alors :

$$\sum_j (u - h_{inters}).\frac{dm_{inters}}{dt} \text{ (J/s ou J/degré)} \tag{7}$$

Le terme $\frac{dQ_{comb}}{dt}$ représente la loi de dégagement de chaleur.

Les gaz dans la chambre suivent la loi des gaz parfaits : $PV = mrT$ avec r la constante du gaz dans la chambre, fonction de la composition du mélange.

1.3.1.2.b Modélisation des phases d'admission, de compression, de détente et d'échappement

La modélisation de ces phases doit permettre de décrire avec précision l'évolution de la masse dans la chambre de combustion. La difficulté principale est de connaître les coefficients de perméabilité de chaque soupape dans les deux sens d'écoulement et pour l'ensemble des conditions expérimentales. Les flux de gaz se produisant durant ces phases sont présentés en Figure 16.

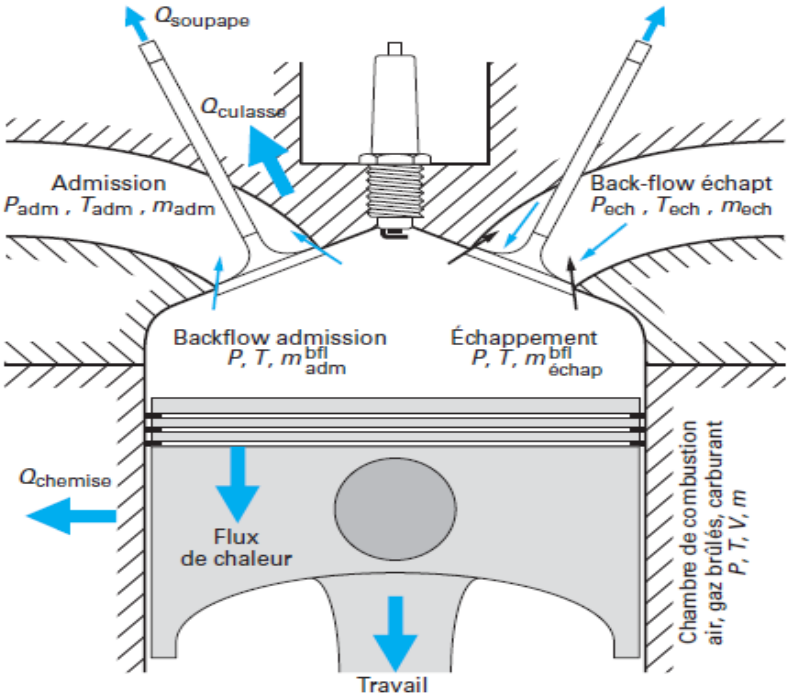


Figure 16 : Modélisation des différentes phases du cycle (hormis combustion) [48]

Les hypothèses associés à ce modèle sont les suivantes :
_ La masse de gaz dans le cylindre est en équilibre thermodynamique.
_ On a des propriétés homogènes (pression, température, composition en tout point du cylindre et à chaque instant.
_ La masse de gaz est composée d'air, de carburant vapeur et de produits de combustion.
_ Ce mélange est considéré comme un mélange de gaz parfaits. Les propriétés thermodynamiques (enthalpie, énergie interne, capacités thermiques massiques, masse molaire ...) sont calculées à partir des lois de mélange.
_ Les transferts de masse se réalisent uniquement au niveau des soupapes (le blow-by n'est pas considéré).
_ La pression, température et composition du mélange admis sont constantes.
_ La pression du collecteur d'échappement est constante.
_ Le refoulement à l'admission (circulation inverse des gaz) est pris en compte. Cette masse est ensuite réadmise aux conditions de température du cylindre.
_ Les gaz du collecteur d'échappement réadmis dans le cylindre ont la température des gaz du cylindre. Leur composition est celle des gaz du cylindre en début de phase d'échappement.
_ La masse des gaz dans le cylindre échange de la chaleur avec cinq parois de la chambre qui ont une température constante et uniforme : la culasse, le piston, la chemise, les soupapes d'admission et d'échappement.

Les équations relatives à la loi de conservation de la masse et à celle des gaz parfait donnent alors :

$$\frac{dm}{dt} = \frac{dm_{adm}}{dt} + \frac{dm_{ech}}{dt} + \frac{dm_{adm}^{bfl}}{dt} + \frac{dm_{ech}^{bfl}}{dt} \qquad (8)$$
$$PV = mrT$$

L'équation relative au premier principe de la thermodynamique en système ouvert est alors :

$$\frac{d(mu)}{dt} = -P\frac{dV}{dt} + \frac{dQ_{parois}}{dt} + h_{adm}.\frac{dm_{adm}}{dt} + h_{cylindre}.\frac{dm_{ech}}{dt} + h_{adm}^{bfl}\frac{dm_{adm}^{bfl}}{dt} + h_{ech}^{bfl}\frac{dm_{ech}^{bfl}}{dt} \qquad (9)$$

Les documents de "Techniques de l'ingénieur" présentent de manière très détaillée la manière dont la modélisation de la combustion peut être réalisée. Il reste ensuite à choisir la modélisation la plus adaptée pour notre problème, en prenant notamment en considération le besoin éventuel de faibles temps de calcul. Une partie importante de la modélisation du moteur à combustion interne complet est de coupler les deux sous-modèles de combustion et de transferts thermiques, afin de pouvoir simuler avec efficacité les phases de variation en température du moteur. Ce couplage entre ces deux modèles est présenté dans divers travaux [26-28].

1.3.1.3 Modélisation des pertes aux parois

1.3.1.3.a Etude de la littérature

Un des points important dans la modélisation du comportement thermique d'un moteur à combustion interne est l'intégration d'un modèle de pertes aux parois.

On retrouve une présentation de la répartition d'énergie dans le cylindre dans plusieurs articles, thèses et livres. Voici donc quelques éléments sur le comportement thermique d'un moteur à combustion interne en fonction de la charge et de la vitesse qui lui est imposée. Les travaux de Pulkrabek [46] permettent d'apprécier la répartition des différentes pertes issues de la combustion en fonction de la vitesse de fonctionnement.

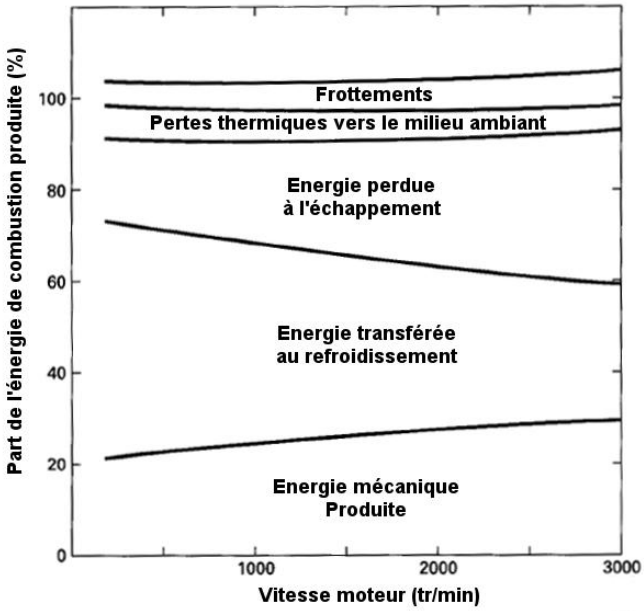


Figure 17 : Répartition de l'énergie produite par la combustion dans le moteur à combustion interne (Pulkrabek [46])

La Figure 17 montre l'évolution des différentes pertes thermiques dans un moteur à combustion interne en fonction de sa vitesse pour une charge fixe. On observe alors que la part de l'énergie de combustion qui est transformée en énergie mécanique (puissance récupérée aux roues et puissance de frottement) évolue finalement assez peu en fonction de la vitesse de rotation du moteur (évolution de moins de 10% pour la puissance mécanique). On peut surtout remarquer

que l'évolution de la vitesse du moteur a une forte influence sur la répartition d'énergie entre les pertes à l'échappement et les pertes thermiques au travers des parois du cylindre. On observe notamment que la part occupée par les pertes aux parois diminue de façon quasi linéaire avec l'augmentation de la vitesse du moteur (évolution de 55% à 30%).

Ces derniers résultats sont confirmés dans les travaux de Watts et Heywood (réutilisé par John B. Heywood. [45]). Les données présentées sur la figure suivante montrent que la part des pertes aux parois varie de manière décroissante en fonction de la vitesse de façon quasi linéaire et avec une pente indépendante de la charge du moteur. Cependant, l'ordonnée à l'origine varie en fonction du couple résistant qui est appliqué au moteur. En effet, la part occupée par les pertes thermiques diminue avec la charge.

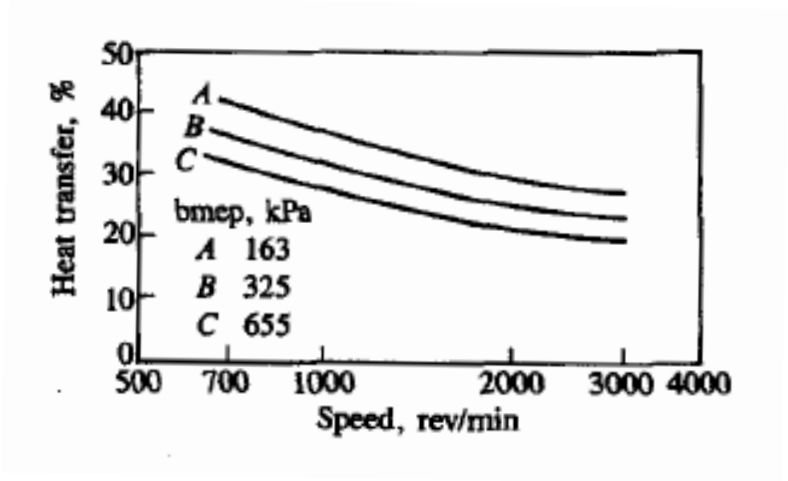


Figure 18 : Partie de l'énergie de combustion perdue dans les parois du cylindre (% de l'énergie produite). John B. Heywood [45]

Ces résultats permettent donc de se faire une idée du comportement de la répartition d'énergie, et surtout de l'évolution relative des pertes aux parois en fonction du point de fonctionnement. Il est à noter que les résultats précédents évoluent probablement d'un moteur à l'autre.

1.3.1.3.b Etude du bilan énergétique sur un moteur réel

Afin d'avoir plus d'informations sur le comportement thermique d'un moteur à combustion interne en fonction de son point de fonctionnement (couple, vitesse), des données expérimentales obtenues sur un moteur Diesel du laboratoire sont présenté ici.

En ce qui concerne le calcul des pertes aux parois, on calcule la puissance développée par la combustion à l'aide du PCI (pouvoir calorifique inférieur exprimé en kJ/kg) du carburant et de la consommation instantanée.

$$P_{Comb} = PCI.Conso_{inst} \tag{10}$$

Pcomb est la puissance issue de la combustion du carburant (en W), et $Conso_{inst}$ la consommation instantanné du MCI (en kg/s) On considère donc dans ce cas que la combustion est complète et que l'ensemble de l'énergie présente dans le carburant a été libérée.

En considérant que l'énergie produite est répartie entre la puissance mécanique, la puissance de frottement, les pertes à l'échappement et les pertes parois, on calcule alors simplement ces dernières par :

$$P_{Parois} = P_{Comb} - P_{Méca} - P_{Frot} - P_{Echap} \tag{11}$$

P_X représentant la puissance des pertes issues du phénomène X (en W) On peut alors observer les tendances suivantes :

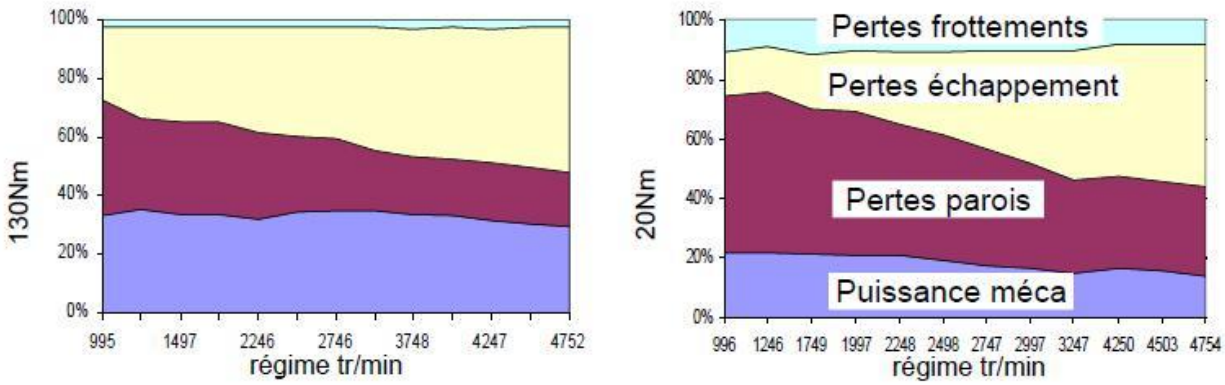


Figure 19 : Bilan énergétique sommaire d'un moteur Diesel (LHEEA)

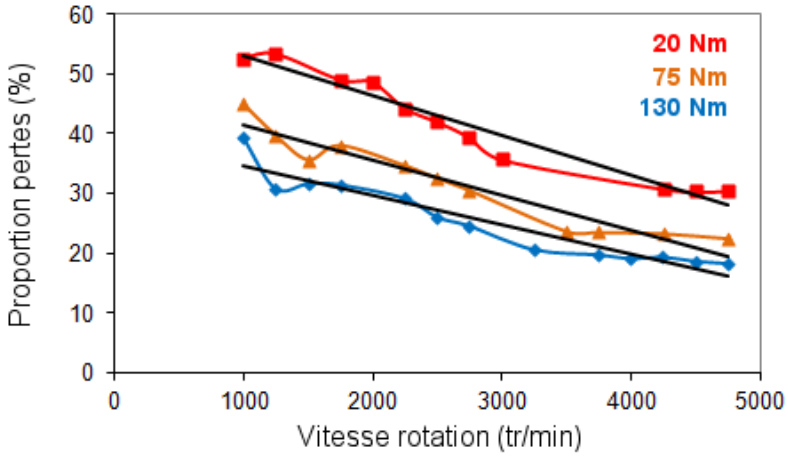


Figure 20 : Evolution des pertes thermiques (relativement à la consommation) en fonction du point de fonctionnement du moteur (LHEEA)

Les résultats alors obtenus sont très similaires à ceux présents dans la littérature. On retrouve la faible dépendance des pertes par frottement, et en ce qui concerne les pertes thermiques aux parois, on retrouve une décroissance avec la vitesse de rotation du moteur ainsi que la décroissance des transferts thermiques (relativement à la puissance libérée par la combustion) en fonction de la charge qui lui est imposée.

1.3.1.4 Modélisation des transferts thermiques

1.3.1.4.a Modélisation nodale

L'étude des transferts thermiques dans l'ensemble du moteur à combustion interne est primordiale dans le cadre de l'étude thermique des véhicules hybrides. Une méthode de modélisation de ces transferts retenue par de nombreux auteurs [16, 58, 74], est la méthode nodale. La modélisation des transferts thermiques dans un moteur à combustion interne est compliquée, notamment à cause des profils thermiques dans les différents éléments du moteur. L'utilisation d'une méthode nodale permet de simplifier le problème. Elle consiste à décomposer les différents éléments du moteur en un ou plusieurs nœuds ayant une capacité thermique équivalente à la pièce (ou partie de pièce) considérée. On procède par itération pour simuler les échanges thermiques dans le moteur. En particulier les travaux de Stanislav V. Bohac (University of Illinois), Douglas M. Baker (M.A.N.G.E. Inc.) et Dennis N. Assanis (University of Michigan) [58] permettent d'expliquer cette méthode.

Ils utilisent une modélisation utilisant un nombre fini de nœuds considérés comme isothermes (lumped parameter method). Le calcul consiste alors à appliquer la conservation de l'énergie à chaque nœud (schéma implicite) :

$$\sum_{j}^{cond,cond,rad} \frac{T_j^{p+1} - T_i^{p+1}}{R_{i,j}^p} + \sum_{j}^{fluxentrant} \frac{T_j^{p+1}}{R_{i,j}^p} - \sum_{j}^{fluxsortant} \frac{T_j^{p+1}}{R_{i,j}^p} + \sum Q_{gen} = m_i.C_i.\frac{T_i^{p+1} - T_i^p}{\Delta t} \qquad (12)$$

i étant l'indice du nœud considéré et j l'indice des nœuds reliés à i. p et p+1 sont les indices temporels. T représente la température de chaque nœud (en K), R_{ij} la résistance thermique entre 2 nœuds (K/W). m_i (kg) et C_i ($J.kg^{-1}.K^{-1}$) sont respectivement les masses et capacités thermiques de l'élément i

Une décomposition nodale du moteur à combustion interne est présentée en Figure 21.

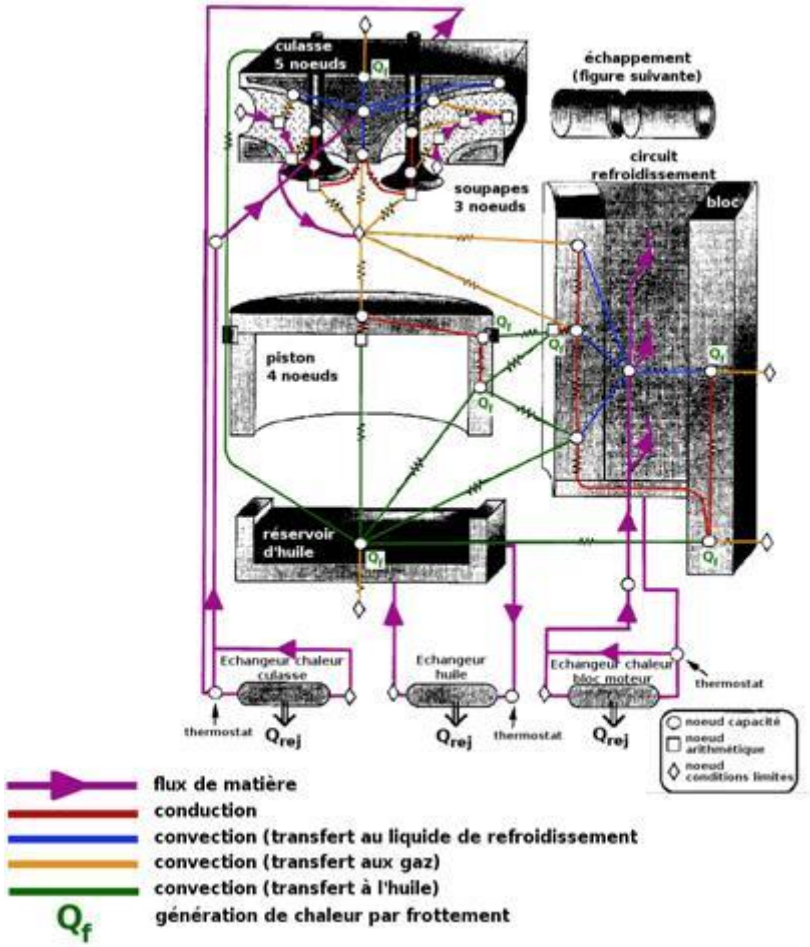


Figure 21 : Modèle nodal de transferts thermiques dans le moteur à combustion interne [58]

Afin de simplifier le problème, certains nœuds ayant une capacité thermique très faible, et donc pour lesquels les variations de températures sont très rapides et avec une constante de temps inférieure à la différence temporelle entre deux itérations lors de la simulation (par exemple les petits éléments), sont considérés comme ayant une capacité thermique nulle. Leurs températures varient instantanément par rapports aux variations des nœuds environnants. L'utilisation de cette simplification permet de réduire facilement les temps de calcul sans apporter d'erreur importante. Ces nœuds sont nommés nœuds arithmétiques.

Enfin, on apporte au modèle des nœuds de conditions aux limites. Ces nœuds sont composés des différentes sources de chaleur. Les gaz de la chambre de combustion sont représentés par ce type de nœud, dont la température est donnée par une modélisation thermodynamique réalisée en parallèle (une modélisation zérodimensionnelle de la combustion peut être réalisée, par exemple). Les températures des nœuds conditions limites sont moyennées dans le temps sur le temps d'itération.

De la même manière, on peut réaliser une modélisation des transferts thermiques au niveau des tubulures d'échappement, notamment si l'on souhaite pouvoir étudier la montée en température du catalyseur dans le cadre d'un problème de conversion des émissions polluantes. Un exemple de modèle nodal des transferts thermiques des conduites d'échappement est présenté en Figure 22.

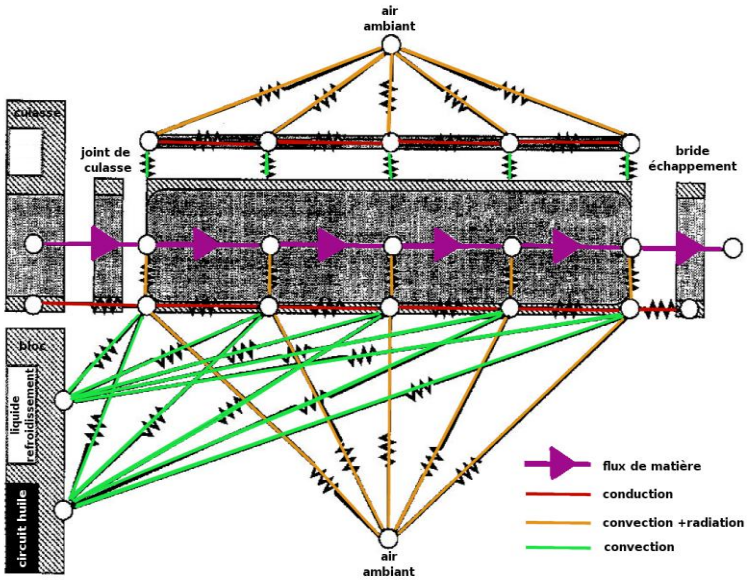


Figure 22 : Modèle de transfert thermique au niveau de l'échappement [58]

Ces différents nœuds sont reliés par des liaisons représentants les échanges thermiques entre les différents éléments du moteur. Un des points les plus importants de la modélisation est de calculer les résistances thermiques entre chaque nœud. Ces résistances sont de 5 types différents :

_ conduction axiale : conduction ayant lieu entre deux nœuds d'un élément solide du moteur à combustion interne ou entre deux pièces en contact :

$$R_a = \frac{l}{\lambda . S} \tag{13}$$

l étant l'épaisseur sur laquelle se fait l'échange et S la surface. La conductivité thermique λ ($W.m^{-1}.K^{-1}$) est dépendante du matériau utilisé.

_ conduction radiale : conduction dans un système ayant un axe de symétrie (piston, cylindre, conduits d'admission et d'échappement).

$$R_r = \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2.\pi.H.\lambda} \tag{14}$$

H est la longueur du tube sur laquelle se fait le transfert radial, et r_1 et r_2 sont les rayons intérieur et extérieur de ce dernier.

_ convection : échange thermique entre les gaz et les éléments de la chambre de combustion ainsi que les conduits d'admission et d'échappement, refroidissement du moteur, circuit d'huile.

$$R_c = \frac{1}{h.S} \tag{15}$$

h est le coefficient d'échange par convection ($W.m^{-2}.K^{-1}$) dépendant du fluide et du type

d'écoulement.

_ radiation : échange thermique par émission et absorption de rayonnement lumineux. La radiation a lieu dans la chambre de combustion pour les moteurs Diesel (excitation thermique des suies) et au niveau du collecteur d'échappement pouvant atteindre une température très importante.

$$R_{rad} = \frac{(T_2 - T_1)}{\varepsilon.\sigma.F_{21}.S.(T_2^4 - T_1^4)} \quad (16)$$

σ étant la constante de Stefan-Boltzmann ($5{,}6703.10^{-8}$ $W.m^{-2}.K^{-4}$), ε l'émissivité de l'élément considéré (entre 0 et 1 suivant le matériau). F_{21} est le facteur de vue (pourcentage des rayonnement de l'élément 2 reçu effectivement par l'élément 1)

_ flux de matière : Déplacement de l'énergie thermique par écoulement des gaz, du liquide de refroidissement et de l'huile :

$$\text{(entrée nœud) : } R_{entrée} = \frac{1}{m_{entrée}.Cp_{entrée}} \quad (17)$$

$$\text{(sortie nœud) : } R_{sortie} = \frac{1}{m_{sortie}.Cp_{sortie}} \quad (18)$$

Une fois ces résistances déterminées, le modèle n'est pas complet pour autant. En effet, les coefficients de transferts thermiques (de convection, conduction, ou rayonnement) entre les différents éléments restent à déterminer. Ceux-ci font uniquement l'objet d'estimations dans ce document et ne sont pas applicables pour une simulation générale de véhicule hybride (nécessité de choix de différents moteurs différents utilisant des matériaux variés).

1.3.1.4.b Calcul des coefficients de transferts thermiques [70]

Les principales données nécessaires au modèle de transfert thermique sont les matériaux composant les parois et les propriétés physiques du liquide de refroidissement et des gaz d'admission, de combustion et d'échappement, qui ont une influence sur les processus de transferts thermiques (densité, capacité calorifique, épaisseur, conductivité thermique, viscosité,...).

Les travaux de Galindo et al [70] paraissent particulièrement intéressants car ils donnent des formulations empiriques des coefficients de transferts thermiques entre les différents éléments du moteur.

- **Conduites d'admission :**

Pour cette partie, la corrélation de Dittus Boelter et McAdams (reprise dans le modèle de Galindo et al. [70]) a été étudiée pour le calcul du coefficient de transfert interne le long de la conduite d'admission. Pour les transferts thermiques vers l'extérieur de la conduite, la corrélation de Hilpert (reprise dans le modèle de Galindo et al. [70]), adaptée aux cas de conduites horizontales avec écoulement perpendiculaire, semble plus intéressante. L'influence du modèle thermique de la conduite d'admission n'a cependant que peu d'influence sur les performances du moteur, notamment en comparaison avec l'étude du cylindre et de l'échappement [70].

- **Cylindres du moteur :**

Trois parois sont considérées pour le calcul du transfert thermique à l'intérieur de la chambre de combustion : la partie supérieure du cylindre (paroi de la culasse), la chemise du cylindre et la paroi du piston. Ces trois parois sont à différentes températures mais un coefficient de transfert thermique commun est calculé à partir de l'équation de Woschni (reprise dans le modèle de Galindo et al. [70]). Des modifications des coefficients de Woschni sont proposées afin de s'adapter à chaque moteur particulier. A l'extérieur du cylindre, l'équation proposée par Cipolla est

utilisée (reprise dans le modèle de Galindo et al. [70]), du fait de la faible longueur des tubes de refroidissement et le caractère de convection forcée du transfert. Dans cette étude, les conditions de micro-ébullition n'ont pas été incluses dans la corrélation proposée par Cipolla afin de simplifier le modèle.

Après avoir étudié un certain nombre de systèmes de refroidissement de moteurs HSDI, une valeur moyenne de l'écoulement du liquide de refroidissement a été fixée à 0,8 l/min par kW afin de calculer les nombres de Reynolds dans cette étude. En réarrangeant la corrélation de Cipolla, le coefficient de transfert convectif peut être calculé comme suit :

$$h_0 = \left(0.063 + 0.733.\left(\frac{Z.L}{N.M_0}\right)^{0.25}\right).\left(\frac{N.M_0}{Z}\right)^{0.8} L^{-1.8} \qquad (19)$$

Où L est la longueur caractéristique. L = 1.1*d_c (voir Figure 23) dans le cas de la libération de l'énergie vers la culasse et L = S (course du piston) dans le cas des transferts vers le bloc moteur. Pour plus de simplicité, la même équation est appliquée pour le coefficient de transfert thermique du côté du refroidissement par le piston. Dans ce dernier cas, la surface équivalente est supposée être égale à la surface du piston (du côté des gaz) et la profondeur de conduction est la distance entre le centre du piston et le côté en contact avec l'eau de refroidissement de la chemise (en passant par le segment racleur d'huile). Les dimensions caractéristiques du transfert thermique piston/cylindre sont présentées en Figure 23.

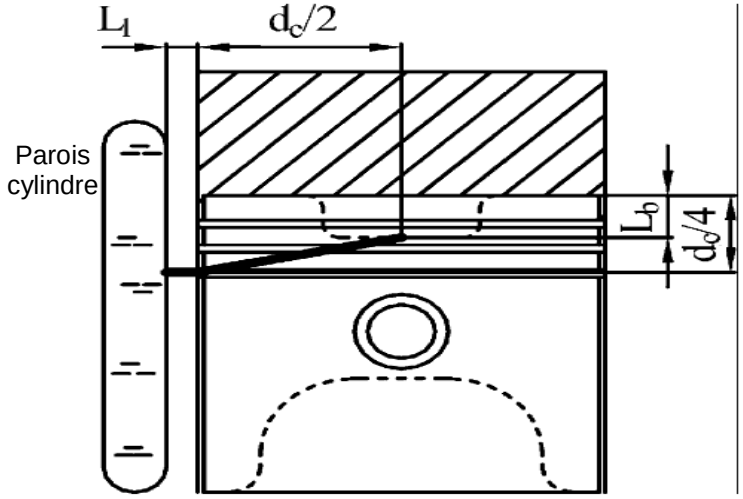


Figure 23 : Schéma des épaisseurs des parois du piston [70]

Le modèle présenté dans cette étude ne prend pas en compte les effets de refroidissements de l'huile de lubrification.

- **Échappement (partie culasse) :**

Dans cette partie, la différence de température entre les gaz et les parois de la culasse est très importante. On utilise alors la corrélation de Sieder-Tate (reprise dans le modèle de Galindo et al. [70]) avec quelques modifications à partir de plusieurs tests expérimentaux. L'équation suivante a été validée par l'expérience dans d'autres études (les modifications prennent en compte la géométrie du système qui influence l'écoulement, notamment les turbulences) :

$$Nu = 0.10.Re^{0.8}.Pr^{0.33}.\left(\frac{\mu_f}{\mu_w}\right)^{0.14} \qquad (20)$$

Le coefficient de transfert convectif peut alors être calculé comme suit :

$$h_i = 6.8.10^{-3}.\frac{\rho^{0.8}.v^{0.8}.T_i^{0.3}Cp}{d^{0.2}.(T_i+110.4)^{0.2}}\left(\frac{\mu_f}{\mu_w}\right)^{0.14} \quad (21)$$

Les corrélations de Sutherland (reprises dans le modèle de Galindo et al. [70]) sont utilisées afin d'obtenir μ. T_i et v sont obtenus à partir du modèle de dynamique des gaz 1D basé sur une procédure itérative et mis à jour à chaque pas de temps dans chaque nœud du maillage.
Pour la surface extérieure de cette conduite d'échappement (sortie de cylindre dans culasse) on utilise la corrélation de Cipolla comme pour le transfert au liquide de refroidissement dans la culasse.

- **Conduites d'échappement :**

Dans la ligne d'échappement, le transfert thermique est hautement favorisé par la turbulence générée lors de la sortie du cylindre. Cet effet diminue au fil du temps après le début de l'ouverture de la soupape d'échappement ainsi que la distance par rapport à celle-ci. La corrélation proposée dans ce cas est celle de Reyes (reprise dans le modèle de Galindo et al. [70]) :

$$Nu = 1.6.Re_{\xi}^{0.4}.C_{pos} \quad (22)$$

$$C_{pos} = 1 + 3.e^{\left(\frac{l.X}{4.d}\right)} \quad (23)$$

Le nombre de Reynolds est calculé à partir d'une vitesse d'écoulement spatiale u_{ξ} obtenue comme une moyenne des vitesses des temps de calcul précédent. C_{pos} est le coefficient de turbulence qui tient compte de la distance entre la conduite et la soupape d'échappement (X). Le coefficient de convection peut alors être calculé de la manière suivante :

$$h_i = 7.2094.10^{-4}\frac{\rho^{0.4}.v_{\xi}^{0.4}.T_i^{0.9}Cp}{d^{0.6}.(T_i+110.4)^{0.6}}C_{pos} \quad (24)$$

La corrélation pour la partie extérieure de la conduite est obtenue en additionnant le coefficient de transfert thermique de Hilpert (reprise dans le modèle de Galindo et al. [70]) au coefficient de transfert par radiation :

$$h_{\upsilon} = \frac{\varepsilon.\sigma.(T_{w3}^4 - T_0^4)}{T_{w3} - T_0} \quad (25)$$

1.3.1.4.c Calcul de la température des parois

Une partie importante du modèle de transfert thermique est le calcul des températures des différentes parois. On ne considère que les transferts radiaux car les transferts axiaux sont limités par la faible épaisseur des parois. Le modèle étudié présente deux possibilités pour le calcul de ces températures, en considérant l'inertie thermique des parois ou non. Dans tous les cas, l'équation suivante de transfert thermique par conduction est appliquée et résolue à l'aide d'une méthode par différences finies explicite à 3 nœuds :

$$\frac{1}{\alpha}.\frac{\partial T_w}{\partial t} = \frac{\partial^2 T_w}{\partial x^2} \quad (26)$$

Ce modèle de transfert thermique permet le calcul du transitoire thermique du moteur implémenté dans un modèle de dynamique des gaz 1D, mais il peut être trop lent de calculer un état stabilisé si les valeurs initiales de température lors du lancement de calcul sont trop éloignées des valeurs finales recherchées du fait de l'inertie thermique. D'autres stratégies peuvent être utilisées pour accélérer la convergence du calcul.

Ceci n'est que le résultat d'une seule étude sur le sujet. D'autres auteurs ont travaillé sur cette problématique et ont étudié d'autres modèles. Par exemple, les travaux de Jordan A. Kaplan [71].

1.3.1.5 Frottements visqueux – lubrification

Les frottements visqueux constituent une source très importante de pertes dans toutes les parties mobiles de la chaîne de propulsion. Ces frottements dépendent de la viscosité du fluide de lubrification utilisé. Il a également été prouvé que la viscosité des fluides est directement dépendante de la température du fluide considéré [80-82]. De plus, ces frottements sont eux-mêmes une source importante au sein du moteur à combustion interne et autres éléments mobiles. La modélisation des frottements et donc le calcul de l'évolution de la viscosité de l'huile de lubrification utilisée est donc particulièrement importante dans le cadre de cette thèse.

1.3.1.5.a Evolution de la viscosité de l'huile de lubrification

Plusieurs études sur l'évolution des performances de l'huile de lubrification en fonction de sa température ont été réalisées. Il apparait rapidement que ce comportement thermique peut aisément être modélisé par des corrélations mathématiques simples. L'équation de Vogel est plusieurs fois utilisée, notamment par Shayler et al. [80-81] et Knežević et al. [82] utilisent cette formule afin de modéliser les comportements thermiques de plusieurs huiles de lubrification réelles.

$$\mu_0 = A.e^{\frac{B}{(T_{huile}-C)}} \tag{27}$$

(formule de Vogel) [80-81]

Shayler et al. ont notamment mesuré la viscosité de 8 huiles de lubrification (non nommées dans l'article) pour différentes températures. Les résultats de ces mesures sont rassemblés dans le Tableau 3.

		Oil Designation							
		A	B	C	D	E	F	G	H
KV -20°C	mm^2/s	2316	2445	2071	1989	2181	2680	4706	5723
KV 0°C	mm^2/s	445.00	486.00	423.60	416.00	408.67	451.67	815.63	893.04
KV 40°C	mm^2/s	51.97	54.91	51.77	51.90	47.21	48.35	89.60	90.59
KV 100°C	mm^2/s	9.48	9.55	9.61	9.59	8.45	8.12	15.33	14.53
CCS -30°C	mPa.s	3740	4490	3480	2920	4236	6380	4101	6722
HTHS 150°C	mPa.s	2.87	2.88	2.92	2.9	2.77	2.74	3.92	4.01

Tableau 3 : Mesures de viscosité en fonction de la température par Shayler et al. [80]

On peut alors facilement réaliser une première modélisation du comportement global de ces huiles grâce à la formule de Vogel. Un exemple est présenté en Figure 24.

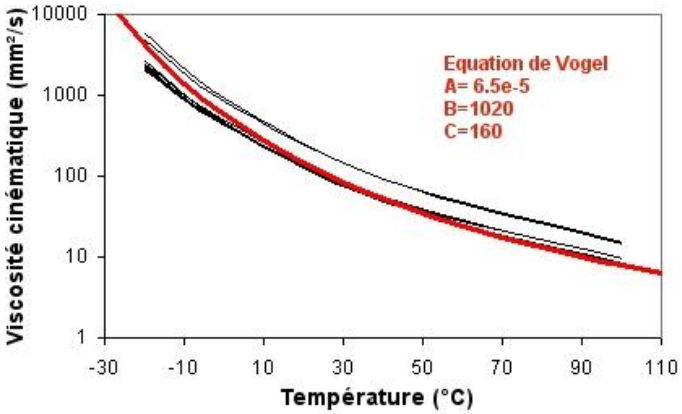


Figure 24 : Utilisation de la formule de Vogel pour caractériser de manière approximative le comportement thermique de plusieurs huiles à partir de mesures réelles (Tableau 3 [80])

Cette corrélation de Vogel semble être la plus intéressante pour nos travaux, à la fois à cause de sa simplicité et de sa capacité à retranscrire avec une bonne précision le comportement de l'huile de lubrification utilisée dans un moteur à combustion interne.

1.3.1.5.b Evolution de la pression moyenne de frottement d'un MCI

Une fois que la viscosité de l'huile de lubrification est connue, cette donnée n'est pas suffisante pour modéliser la pression moyenne de frottement (PMF) d'un moteur à combustion interne, notamment du fait des différents types de frottements fluides se produisant au sein du moteur (mouvement tournant des paliers, mouvements rectilignes des pistons, différents types d'accessoires). Le calcul de la puissance moyenne de frottement se fait à partir de mesures du couple résistant lors du mouvement des pièces du moteur. Une méthode de mesure générale des frottements consiste à comparer, lors du fonctionnement du moteur, les puissances indiquées (mesurées à partir des conditions thermodynamiques dans le cylindre) avec les puissances effectives (mesurées directement en sortie du moteur) du MCI. Une autre possibilité est de mesurer le couple devant être fourni par une machine extérieure pour entrainer le moteur à une certaine vitesse de rotation tout en empêchant la combustion du carburant dans ce dernier.

$$\mathrm{PMF(bar)} = \frac{4\pi\tau_{\mathrm{frot}}}{V_{\mathrm{MCI}}} \tag{28}$$

Des mesures de PMF ont été réalisées dans une nouvelle étude par Shayler et al. [80-81] pour différentes températures d'huile. Les résultats de ces tests sont présentés en Figure 25.

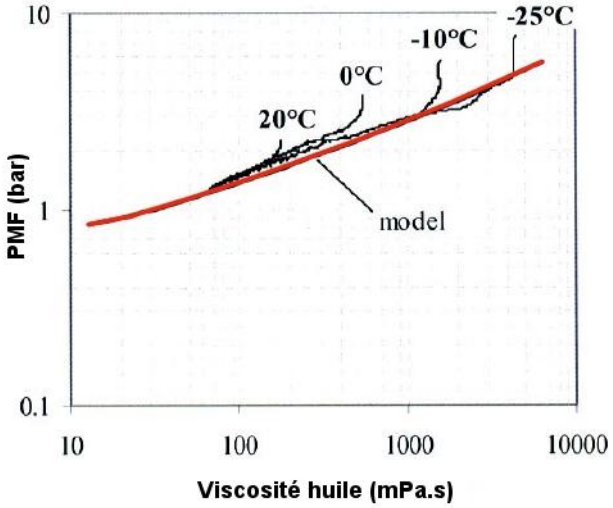


Figure 25 : Variation de la pression moyenne de frottement en fonction de la viscosité de l'huile pour différents essais à températures d'huile différentes.

En appliquant la formule de Vogel pour évaluer la viscosité dynamique de l'huile et en retraçant l'évolution de la PMF en fonction de cette viscosité corrélée, il est alors possible de définir une loi de variation de la PMF en fonction de la viscosité. Shayler et al. [80-81] proposent la corrélation suivante :

$$PMF = PMF_{ref}\left(\frac{\mu}{\mu_{ref}}\right)^{n} \tag{29}$$

μ étant la viscosité dynamique de l'huile à la température de fonctionnement. PMF_{ref} et μ_{ref} sont des données de PMF et de viscosité de références obtenues à une température connue. De préférence, ces références sont issues de mesures effectuées pour un moteur ayant obtenu un état thermique stabilisé (autour de 90°C).

La PMF d'un moteur fonctionnant à chaud a été beaucoup étudiée [16, 45, 80]. En considérant la température de l'huile constante, il est alors possible d'exprimer la pression moyenne de frottement comme une fonction simple de la vitesse de rotation du moteur. Heywood [45] propose la formulation suivante, qui est reprise par Jarrier et al. [16] :

$$PMF(moteurchaud) = A.N^2 + B.N + C \tag{30}$$

N étant la vitesse de rotation du moteur (en tr/min) et A, B, C, des constantes de corrélation définies à partir de mesures expérimentales (et utilisant des méthodes telles que celle des moindres carrés).

On obtient alors la formulation finale de la PMF en fonction de la vitesse du moteur et de la température d'huile utilisée par Jarrier et al. [16] :

$$PMF_i = \left[a_i.\left(\frac{N}{1000}\right)^2 + b_i.\left(\frac{N}{1000}\right) + c_i\right].\left(\frac{\nu_{huile}(T_{huile})}{\nu_{huile}(90°C)}\right)^{n_i} \tag{31}$$

L'indice i caractérise ici la contribution de chaque partie mobile i (pistons+segments, paliers rotatifs, accessoires, …) à la PMF finale. Les constantes a_i, b_i et c_i sont obtenues par la méthode des moindres carrés. Le choix du paramètre n_i diffère suivant les études. Jarrier et al. [16] différencient plusieurs comportements de frottements suivant la partie du moteur étudiée.

Notamment la loi de Petroff est réutilisée par Jarrier et al. [16] pour modéliser le vilebrequin (avec cisaillement du film d'huile). Pour cette pièce particulière, il est supposé que la PMF évolue proportionnellement avec la viscosité d'huile :

$$PMF_{vilebrequin} = PMF_{ref,vilebrequin}.\left(\frac{\nu_{huile}(T_{huile})}{\nu_{huile}(90°C)}\right) \tag{32}$$

Les corrélations de Necer et Benhassaine sont utilisées dans l'étude de Jarrier et al. [16] afin de caractériser les frottements du piston et de ses segments, du fait du comportement élasto-hydrodynamique des frottements s'y produisant. Les frottements issus de ces derniers évoluent comme la racine carrée de la viscosité :

$$PMF_{pistons} = PMF_{ref,pistons}.\left(\frac{\nu_{huile}(T_{huile})}{\nu_{huile}(90°C)}\right)^{\frac{1}{2}} \tag{33}$$

La production de frottements d'autres éléments, comme les paliers de l'arbre à came, ou bien le frottement des soupapes, étant relativement faible (10% à 20% de la production totale) et mal connue, Jarrier et al. [16] préfèrent considérer que cette contribution est indépendante de la température :

$$PMF_{came-soupape} = PMF_{ref,came-soupape} \tag{34}$$

Il reste à évaluer les contributions de chacun de ces éléments à la PMF totale afin de réaliser un modèle complet du comportement thermique des frottements en fonction de la vitesse et de la température du moteur. Cette répartition, étudiée par Jarrier et al. [16] est présentée en Figure 26.

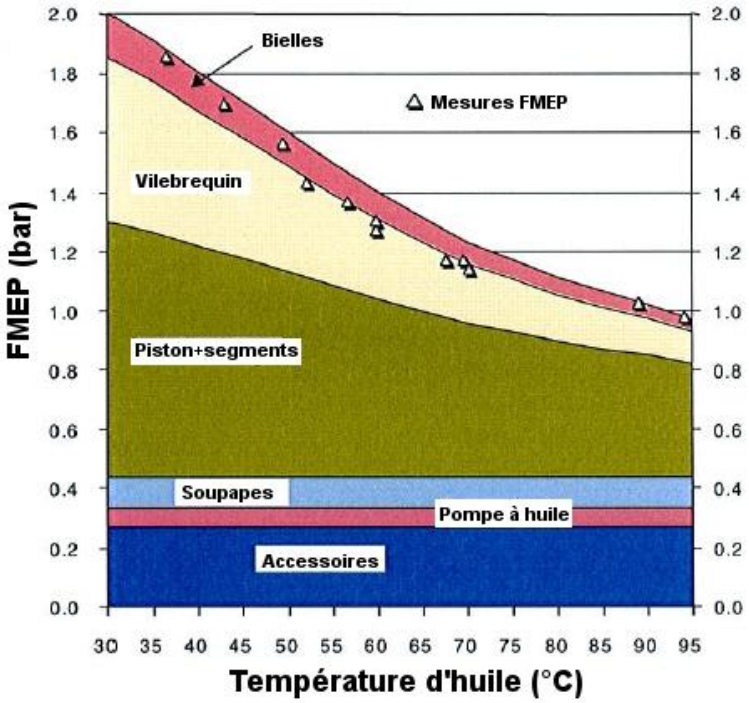


Figure 26 : Contribution de chaque partie mobile à la PMF totale et évolution en fonction de la température [16]

Pour Shayler et al. [80-81], le paramètre n caractérisant le comportement de la PMF vis-à-vis de la viscosité (équation 29) varie entre 0.29 et 0.35 à partir d'études sur plusieurs moteurs Diesel légers.

1.3.2 Modélisation Thermique du Moteur Electrique

Un moteur électrique possède un excellent rendement de fonctionnement (de l'ordre de 80% à 95% [94]). Il est cependant nécessaire d'étudier l'évolution de ce rendement en fonction des conditions d'exploitation ainsi que de l'état thermique du moteur. L'analyse des sources de pertes se produisant au sein de cette machine va constituer l'objet principal de cette partie.

Les variations de températures d'un moteur électrique influencent ses performances, notamment en raison d'une modification des propriétés électromagnétiques des éléments qui le constituent. Cependant les variations de rendement de ce type de moteur avec la température sont relativement faibles (quelques % d'après Song et al. [94]) et elles sont souvent ignorées dans les simulations.

1.3.2.1 Origine des pertes d'un moteur électrique

Les pertes dans une machine électrique (moteur, générateur) sont de plusieurs ordres [87, 89] :
_ Pertes par effet Joule dans les bobinages électriques,
_ Pertes magnétiques par effet hystérésis et courants de Foucault (Eddy currents),
_ Pertes mécaniques par frottement au niveau des paliers du rotor et du glissement de l'air entre le rotor et le stator,
_ Pertes complémentaires (stray load losses).

1.3.2.1.a Pertes par effet Joule

Les pertes Joule proviennent directement du passage des électrons dans les circuits électriques de la machine. Elles sont proportionnelles au carré de l'intensité électrique traversant les bobinages [87] et dépendent de leur résistance électrique. Il est nécessaire de séparer les pertes provenant du rotor et celles provenant du stator, tous deux possédant des résistances différentes [87] :

$$\text{Pertes Joule Stator : } P_{J,s} = 3.R_s.I_s^2 \quad (35)$$

$$\text{Pertes Joule Rotor : } P_{J,r} = 3.R_r.I_r^2 \quad (36)$$

Rs, Rr, étant les résistances respectives du rotor et du stator et Is, Ir, les intensités les traversant.

Les résistances du stator et du rotor varient en fonction de la température des bobinages, suivant une loi linéaire [87] :

$$R(T) = \alpha(T).R(T_0)$$
$$\alpha(T) = \frac{A+T}{A+T_0} \quad (37)$$

Où T_0 et $R(T_0)$ sont respectivement la température de référence (on choisi généralement une température ambiante de 20°C) ainsi que la résistance du matériel pour cette même température. A est une constante dépendante du matériau des circuits électriques. Pour le cuivre A = 235°C [87].

1.3.2.1.b Pertes magnétiques

Les pertes magnétiques sont le résultat de deux phénomènes physiques : les pertes hystérésis et les pertes par courant de Foucault

_ Les pertes hystérésis [87] :
Ces pertes proviennent d'un phénomène d'hystérésis du champ magnétique du matériau utilisé. En effet, l'état de ce dernier dépend non seulement de la sollicitation présente (magnétisation ou démagnétisation du matériau) mais aussi de l'état précédent du champ magnétique. Un matériel ferromagnétique magnétisé par un champ magnétique (alignement des dipôles magnétiques dans le matériau) garde une partie de cette magnétisation après la disparition du champ magnétique. Les propriétés d'hystérésis de ce type de matériau sont présentées en Figure 27.

_ Les pertes par courant de Foucault (eddy current) :
Les courants de Foucault apparaissent lorsqu'un matériau conducteur est soumis à un champ magnétique variable au cours du temps. Les variations du champ magnétique produisent une force électromotrice responsable d'une circulation des électrons dans le matériau, ce qui produit un courant. Ce courant est responsable de pertes par effet Joule et induit un champ magnétique qui est opposé au champ magnétique originel.

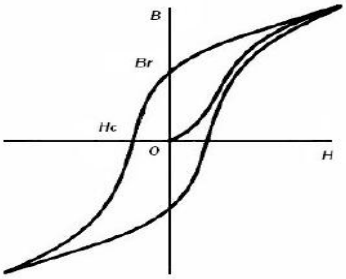


Figure 27 : Exemple de phénomène d'hystérésis d'un aimant (H : champ magnétique, B : magnétisation) [135]

D'après Turnbull et al. ainsi que Okoro [87, 89], **c**es pertes sont dépendantes du flux magnétique

dans la machine ainsi que de la fréquence du signal électrique :

$$P_M = \varepsilon_h.B^2.f + \varepsilon_e.B^2.f^2 \quad (38)$$

Les coefficients ε_h et ε_e sont associés respectivement aux pertes par hystérésis et par courant de Foucault, B est la densité du flux magnétique et f la fréquence.

Après avoir fait la correspondance entre le flux magnétique et le courant traversant les bobinages ainsi qu'entre la fréquence et la vitesse de rotation du moteur électrique, on obtient la formule suivante :

$$P_M = K_h.(K_{CO} + I)^2.\omega + K_e.(K_{CO} + I)^2.\omega^2 \quad (39)$$

I étant le courant (A) et ω la vitesse de rotation du rotor (rad/s). K_h et K_e sont les coefficients de pertes hystérésis et par courant de Foucault. K_{CO} est une constante relative au flux magnétique dans le stator pour un fonctionnement en circuit ouvert.

1.3.2.1.c Pertes mécaniques

Les pertes mécaniques se produisant dans un moteur électrique sont dues au frottement au niveau des paliers du rotor ainsi qu'au frottement visqueux de l'air à l'interface séparant le rotor et le stator. On peut aussi y ajouter dans certains cas la puissance consommée par le ventilateur (fixé au rotor) assurant le refroidissement de la machine. Elles sont donc directement liées à la vitesse de rotation du moteur [89] :

$$P_F = \tau_F.\omega \quad (40)$$

C_F est le couple de frottement et est supposé constant (Turnbull et al. [89]).

1.3.2.1.d Pertes additionnelles (stray losses)

Des pertes supplémentaires se produisent dans les machines à induction du fait d'une distribution non uniforme du courant dans le métal des circuits électriques ainsi que de la distorsion du flux magnétique lors du fonctionnement [87].

Ces pertes font intervenir de nombreux phénomènes physiques complexes tels que l'apparition de courants surfaciques à haute fréquence ou encore des pertes par pulsation harmonique dans les dents du stator et du rotor. Les causes et l'importance de ces pertes sont difficiles à déterminer avec précision. Elles sont donc généralement approximées dans les modèles de moteur électrique, voire négligées car très faibles pour des charges moteur peu importantes [90].

Les courants surfaciques se produisent dans tout conducteur électrique traversé par un courant de type alternatif. A haute fréquence, le courant n'est plus distribué de matière uniforme à l'intérieur du conducteur, la densité de courant étant largement concentrée dans une mince couche proche de la surface du matériau. On définit une profondeur de la couche δ, profondeur dans le matériau pour laquelle la valeur du courant est réduite à e=0.3679 de sa valeur initiale (cf. Figure 28).

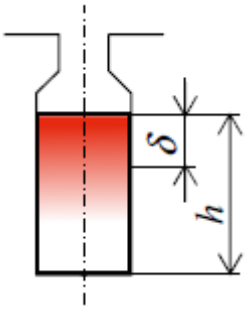


Figure 28 : Définition de la longueur de couche surfacique [90]

Cipín et al. [90] ont étudié la prise en compte de ce phénomène sur les performances moteur. Ainsi la longueur de la couche surfacique peut être calculée de la manière suivante :

$$\delta = \sqrt{\frac{2\rho}{\omega\mu_0}} \tag{41}$$

Cette longueur dépend donc de la résistivité électrique (ρ), de la perméabilité du vide (μ_0) et de la fréquence du courant f (avec $\omega = 2\pi f$).

Du fait de la limitation de la surface de passage du courant, la résistance électrique du matériau augmente en fonction de l'ampleur du phénomène. L'inductance du conducteur est aussi modifiée. Cet impact sur les propriétés électriques du conducteur est calculé de la manière suivante [90, 92] :

$$\xi = \frac{h}{\delta} \tag{42}$$

$$R_{AC} = \xi \frac{\sinh(2\xi) + \sin(2\xi)}{\cosh(2\xi) - \cos(2\xi)} R_{DC} \tag{43}$$

$$L_{AC} = \frac{3}{2\xi} \frac{\sinh(2\xi) - \sin(2\xi)}{\cosh(2\xi) - \cos(2\xi)} L_{DC} \tag{44}$$

R_{AC} et L_{AC} étant respectivement la résistance et l'inductance du matériau soumis au courant alternatif étudié et R_{DC}, L_{DC} la résistance et l'inductance en cas de courant continu. Ces deux dernières fonctions sont représentées en Figure 29.

L'augmentation de la résistance électrique globale du moteur entraine une augmentation des pertes Joule et a donc un impact non négligeable sur le rendement de la machine.

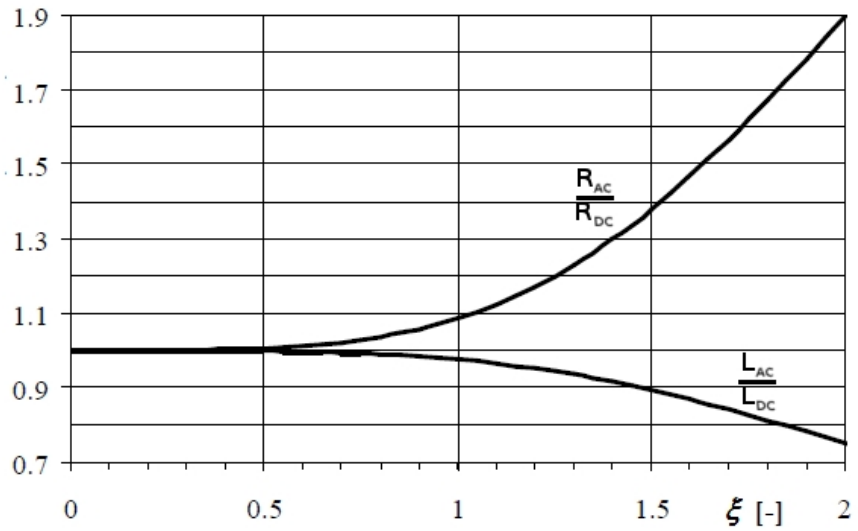


Figure 29 : Effet des courants surfaciques sur les propriétés électriques du conducteur [90]

Les pertes harmoniques sont souvent négligées. Elles proviennent de la déformation du signal électrique alternatif sinusoïdal dans le cas d'une charge non linéaire (tel que les onduleurs et redresseurs). Le signal électrique devient alors plus complexe et peut être décomposé par analyse de Fourier en la somme de courants sinusoïdaux de fréquences multiples (coefficients entiers) de la fréquence fondamentale [92].

Dans le cas d'un moteur à induction (asynchrone) ce phénomène est à l'origine de pertes additionnelles pouvant parfois entraîner un échauffement supplémentaire réduisant alors sa durée de vie. De plus, comme étudié par Fuchs et al. [92] la 5e harmonique du signal entraine l'apparition d'un couple résistif qui a une influence sur la vitesse de rotation finale de la machine.

Les forces magnétomotrices issues des trois phases du stator alimentées par le signal harmonique peuvent alors s'écrire [92] :

$$F_1 = (A_1 \cos\theta + A_3 \cos 3\theta + A_5 \cos 5\theta) I_m \cos\omega_1 t \quad (45)$$

$$F_2 = (A_1 \cos(\theta - 120°) + A_3 \cos 3(\theta - 120°) + A_5 \cos 5(\theta - 120°)) I_m \cos(\omega_1 t - 120°) \quad (46)$$

$$F_3 = (A_1 \cos(\theta + 120°) + A_3 \cos 3(\theta + 120°) + A_5 \cos 5(\theta + 120°)) I_m \cos(\omega_1 t + 120°) \quad (47)$$

θ étant la position angulaire du rotor par rapport au stator, ω sa vitesse de rotation ($\omega = 2\pi f$).

La force magnétomotrice résultante des trois phases peut ainsi s'écrire :

$$F_{tot} = \frac{3}{2} A_1 I_m \cos(\omega t - \theta) + \frac{3A_5}{2} I_m \cos(\omega t + 5\theta) \quad (48)$$

La vitesse angulaire des deux forces magnétomotrice (fondamentale et résistante de la 5e harmonique sont définies par :

$$\frac{d\theta_1}{dt} = \omega \quad (49)$$

$$\frac{d\theta_5}{dt} = -\frac{\omega}{5} \quad (50)$$

De plus, l'ensemble des harmoniques étant de fréquence plus importante que la fréquence fondamentale, les pertes fer sont aussi augmentées (cf. précédemment : $P_{Fe} = f(B, f)$).

1.3.2.1.e Répartition des pertes

Il est intéressant d'étudier la répartition des sources de pertes du moteur électrique lors de son fonctionnement. Dans le cas de l'étude thermique de cette machine notamment, ces différentes pertes ne sont pas impactées de manière identique par la température du moteur.

Dans de nombreuses publications, les pertes sont calculées pour un fonctionnement précis du moteur électrique, généralement à puissance nominale de fonctionnement [88]. Dans ce cas, une répartition typique des pertes dans le moteur électrique est présentée en Figure 30. On remarque que pour ce type de fonctionnement (caractérisé par un couple délivré important) les pertes par effet Joule occupent une part importante des pertes totales (environ 60%).

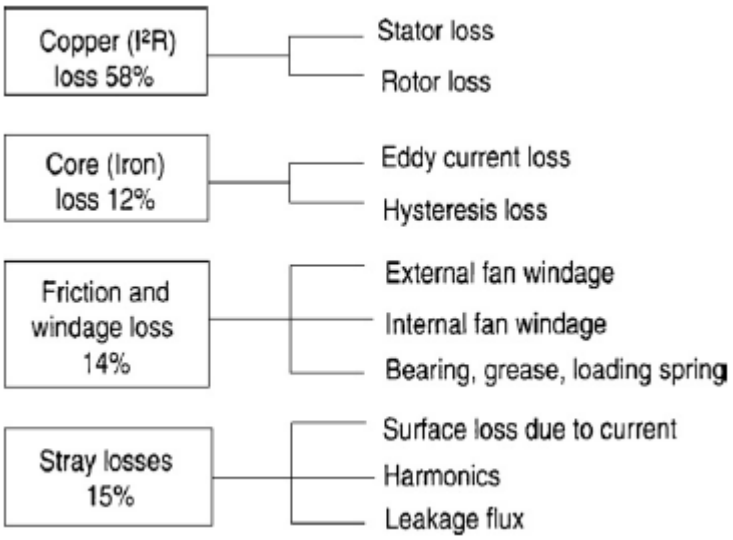


Figure 30 : Proportions typiques des pertes d'un moteur électrique [88]

Cependant, cette répartition est variable en fonction du point de fonctionnement. La Figure 31 présente en particulier l'évolution de ces pertes en fonction de la charge du moteur (% du couple maximal de fonctionnement) à vitesse constante. On observe que pour de faibles charges, les pertes Joule et complémentaires (stray load losses) sont peu importantes et dominées par les pertes mécaniques et fer. Au contraire, à charge importante ces dernières deviennent en proportion peu importantes.

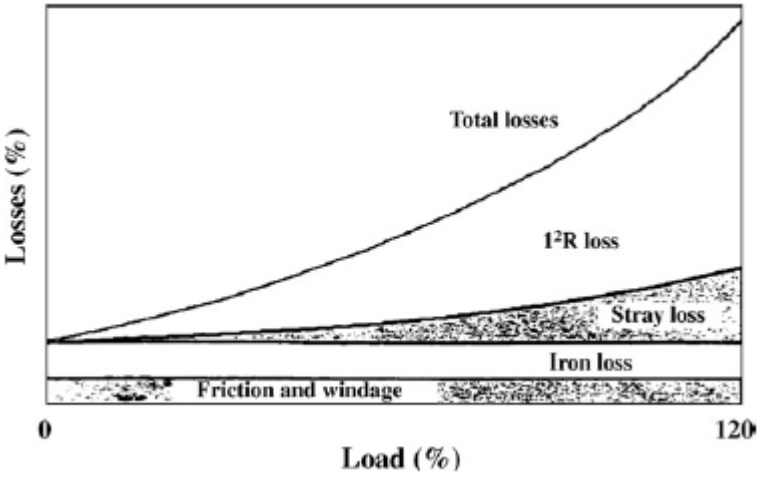


Figure 31 : Evolution des pertes d'un moteur électrique en fonction de la charge de sortie (vitesse constante [88]

1.3.2.2 Rendement d'un moteur électrique

Staunton et al. [93] présentent une cartographie des rendements de fonctionnement du moteur électrique employé dans la Toyota Prius II (2004). On observe sur la Figure 32 que non seulement ces rendements sont très bons (80 à 92%), relativement à un moteur thermique par exemple (rendement maximal inférieur à 40%) et sont aussi proches de leur valeur maximum sur une grande majorité des plages de fonctionnement de la machine.

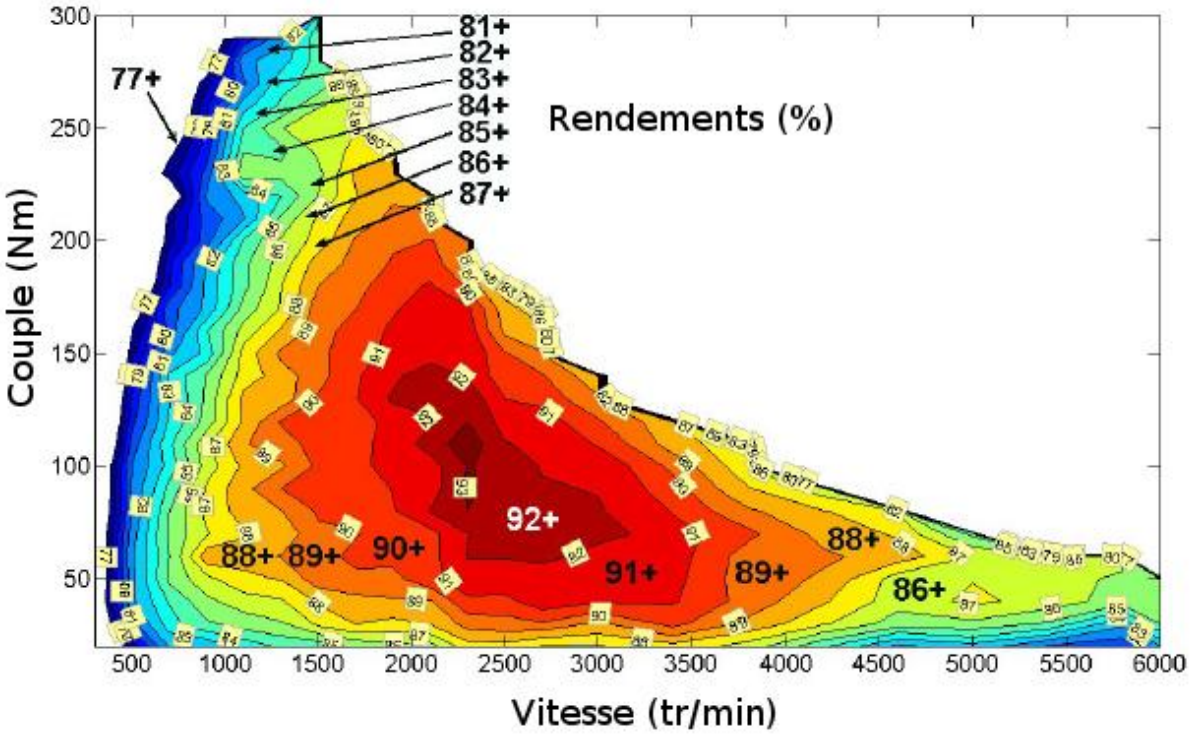


Figure 32 : Cartographie des rendements de fonctionnement d'un moteur de Toyota Prius II [93]

1.3.2.3 Evolution des pertes en fonction de l'état thermique du moteur

L'évolution de la résistance électrique des bobinages du stator (et éventuellement du rotor pour une machine asynchrone) en fonction de leur température a déjà été étudiée (cf. pertes Joule).

Bien quelles ne soient pas directement référencées comme telles, plusieurs sources de pertes détaillées précédemment sont liées à des pertes Joule :
_ Pertes par courant de Foucault
_ Pertes par effet de peau à haute fréquence (entraînant l'augmentation de la résistance électrique du matériau)

Ces pertes sont donc impactées de manière analogue aux pertes Joule par l'évolution de la température du moteur.

$$P_X = \alpha(T).P_X(20°C) \tag{51}$$

$$\alpha(T) = \frac{A + T}{A + 20} \tag{52}$$

A dépend du matériau traversé par le courant considéré (235°C pour le cuivre, 245°C pour l'aluminium).

L'ensemble de ces pertes est donc moins important pour un fonctionnement à température ambiante que pour le fonctionnement à température stabilisée (de 70°C à 90°C en moyenne dans le moteur [87, 94]).

Il est plus difficile de déterminer l'impact de la température sur le comportement magnétique des matériaux ferromagnétiques composant le moteur. Ainsi, au moins dans un premier temps, les variations des pertes hystérésis avec l'état thermique du moteur électrique ne sont pas considérées par souci de rigueur du fait du manque d'information.

Contrairement au moteur à combustion qui possède un circuit d'huile complexe dont il est nécessaire d'étudier l'inertie thermique, le rotor du moteur électrique est généralement monté sur

des roulements lubrifiés par une faible quantité de graisse. On peut alors considérer que la température de ces paliers monte très vite dès le début du fonctionnement du moteur et donc cet élément peut être considéré comme non impacté par les changements thermiques au cours de l'utilisation du moteur. C'est pourquoi les pertes par frottement sont tenues comme constantes dans plusieurs études [88, 94].

1.3.2.4 Etude thermique expérimentale

Plusieurs études [87, 88, 89, 94] nous donnent des informations sur le comportement thermique des différentes sources de pertes énergétiques dans le moteur électrique (cf. page précédente). Cependant, les variations de rendement de ce type de moteur avec la température sont relativement faibles (quelques %) et elles sont souvent ignorées dans les simulations. Ainsi, peu d'études s'intéressent en détail à quantifier l'évolution des performances du moteur électrique en termes de consommation électrique. Cette évolution du rendement du moteur électrique est présentée par Song et al. [94] après mesure de ce dernier lors du réchauffement d'un moteur électrique 30kW destiné à un véhicule hybride, après un démarrage à température ambiante. L'évolution observée du rendement est illustrée en Figure 33.

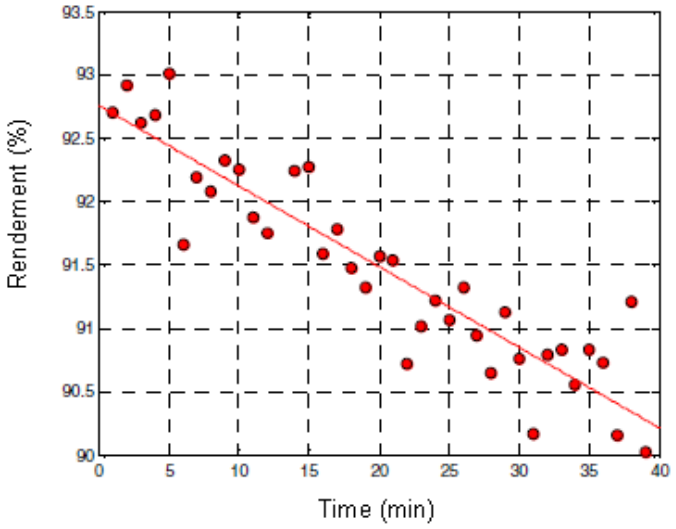


Figure 33 : Evolution du rendement d'un moteur électrique au cours du temps après un départ à froid [94]

L'expérience consiste à faire fonctionner ce moteur à charge constante. Au début de l'expérience, la température moyenne des bobines du stator est de 27,3°C. Après une quarantaine de minutes de fonctionnement, cette même température atteint 88,9°C. Entre temps, les pertes dans le moteur ont évolué, entrainant une modification du rendement global du moteur de 93.7% à 90.2% (cf. Figure 33) du fait de l'augmentation des pertes. De plus, la distribution des pertes dans le moteur électrique évolue également (Tableau 4).

	Température Ambiante	Température Finale
Pertes Totales	1890 W	3084 W
Pertes Joule Stator	429,97 W	502,03 W
Pertes Fer Stator	485,26 W	641,46 W
Pertes Joule Rotor	191,69 W	198,65 W
Pertes Mécaniques	340,99 W	340,99 W
Pertes Stray	442 W	1400,87 W

Tableau 4 : Evolution des différentes pertes du moteur électrique au cours de son fonctionnement [94]

Les pertes totales dans le moteur électrique sont quasiment doublées. Elles restent toutefois faibles par rapport à la puissance mécanique délivrée, permettant de garder un très bon rendement. Cependant, l'emploi d'un moteur électrique dans une architecture hybride donne plus d'importance aux variations de rendement de ce dernier au cours du temps. En effet, en particulier dans le cas de véhicules mild et full-hybrid non plug-in, le (ou les) moteur(s) électrique(s) récupère(nt) d'abord de l'énergie en mode alternateur provenant du moteur thermique ou de l'énergie cinétique du véhicule lors des freinages, puis cette énergie est réutilisée en mode propulsion électrique ou assistance du moteur thermique. Le rendement global de l'installation électrique n'est donc pas directement le rendement du moteur électrique mais le carré de ce rendement (en considérant dans un premier temps que la batterie est parfaite avec un rendement égal à 1).

Reprenons les résultats précédents avec un rendement du moteur électrique variant d'environ 94% à 90%. Le rendement électrique réel de ce moteur utilisé dans une propulsion hybride varie en fait de 88% à 81% au cours du temps. Les variations de rendements de l'installation électrique avec la température de ses éléments tels que les moteurs électriques sont donc décuplés du fait de l'utilisation du système hybride, et négliger ses pertes devient alors beaucoup moins justifié dans l'étude de la thermique globale d'un véhicule hybride. Cette étude nous apprend que la résistance électrique du stator du moteur a évolué au cours de la mise en température du moteur, passant de 22.85 mΩ à la température initiale de 27.3°C à 28.22 mΩ pour une température finale des bobinages de 88.93°C. On observe alors que le comportement thermique décrit précédemment (cf. modélisation des pertes Joule + [87, 94]) est conforme aux mesures expérimentales :

$$\frac{28.22}{22.85} = 1.235 = \frac{235°\mathrm{C} + 88.93°\mathrm{C}}{235°\mathrm{C} + 27.3°\mathrm{C}} \tag{53}$$

Ce dernier résultat permet de valider en partie le modèle qui est utilisé dans les parties suivantes.

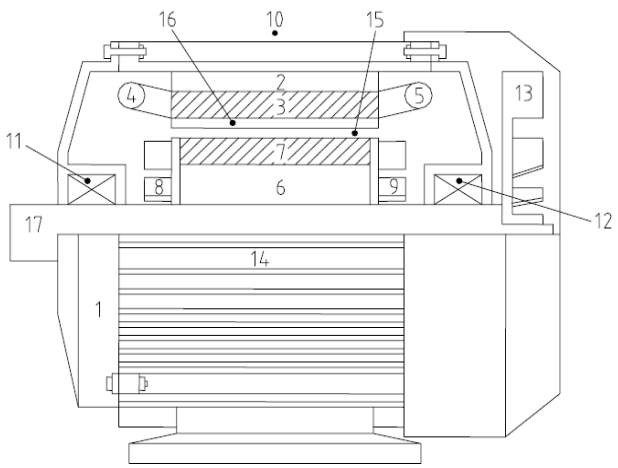
1.3.2.5 Modélisation nodale des transferts thermiques

Une fois que les pertes du moteur ont été quantifiées et donc que les sources de chaleur ont été identifiées, on peut modéliser les transferts thermiques dans le moteur électrique. De la même manière que pour le moteur à combustion interne, on peut modéliser les transferts thermiques du moteur électrique à l'aide d'un circuit électrique équivalent pour lequel les différentes pièces sont modélisées par des nœuds (méthode nodale) et dont les capacités thermiques sont modélisés par des condensateurs électriques. Pour cela, les travaux d'Ogbonnaya Inya Okoro [87] reprenant les principes de Kessler paraissent intéressants afin de construire un modèle de réseau thermique. Les transferts thermiques entre pièces sont modélisés par des liaisons entre les différents nœuds représentant des résistances électriques. Ces dernières sont la modélisation de la résistance thermique du transfert étudié.

Il reste alors à identifier les différents types d'échanges réalisés (convection, conduction, radiation) ainsi que les résistances thermiques correspondantes, à l'aide des propriétés thermiques des matériaux et de la structure des pièces.

Dans cette étude, le moteur électrique est décomposé en 11 nœuds représentant les principaux éléments composant la machine (cf. Figure 34 et Figure 35). Les transferts thermiques entre ces différents éléments sont de plusieurs types.

On considère dans cette étude un moteur refroidi par un ventilateur placé sur le rotor. On a donc un échange convectif forcé entre les éléments intérieurs du moteur (stator, rotor, bobinages, ...) et l'air ambiant. Dans un même temps on a une convection naturelle entre le bâti du moteur et l'air environnant. Il n'existe actuellement pas de système de refroidissement commun à l'ensemble des constructeurs en ce qui concerne les moteurs électriques. Le modèle présenté ici n'est donc pas valable sans au moins une adaptation en fonction de la technologie étudiée (remplacement par exemple du refroidissement avec échange avec l'air ambiant par un refroidissement par écoulement liquide dans le châssis du moteur)



1.	Châssis	6.	Corps rotor	11.,12.	Paliers rotor
2.	Corps stator	7.	Bobinage rotor	13.	Ventilateur
3.	Bobinage stator	8.,9.	Anneaux (Endrings)	14.	Ailettes
4.,5.	Extrémités bobinage	10.	Air ambiant	15.	Trou d'air
				16.	Dents stator
				17.	Arbre moteur

Figure 34 : Structure d'un moteur électrique « cage d'écureuil » [87]

On observe aussi une conduction thermique entre les différents éléments du rotor et du stator (entre le corps métallique du stator ou du rotor et leurs bobinages respectifs). Enfin on a un transfert de chaleur par convection entre le stator et le rotor par le biais de l'entrefer séparant ces deux parties.

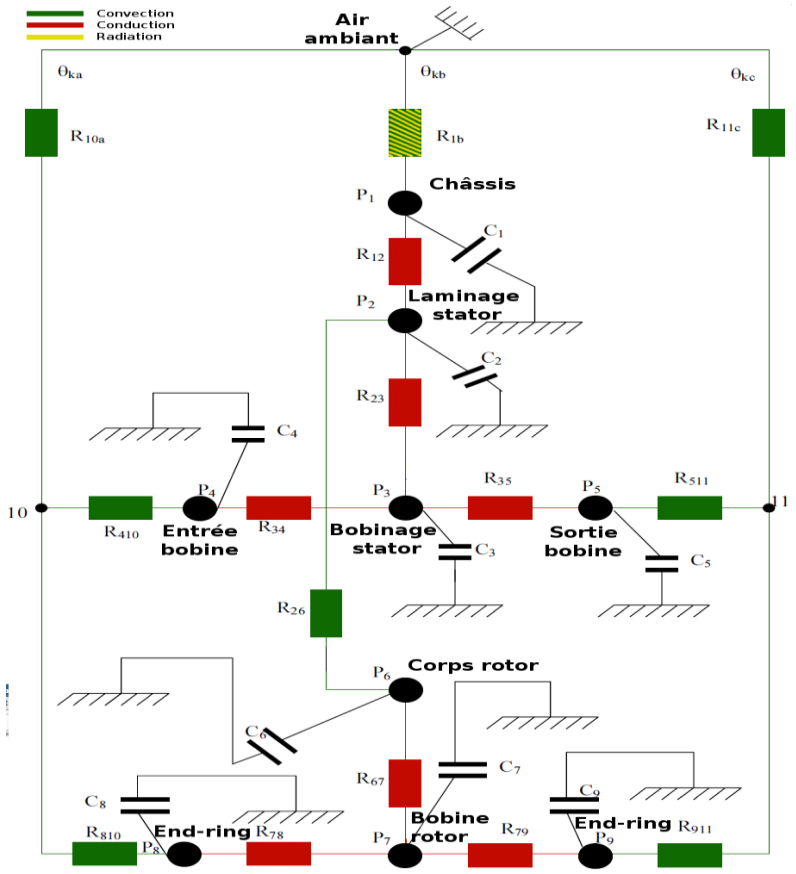


Figure 35 : Représentation du modèle thermique d'un moteur à induction [87]

Il reste alors à obtenir les différentes résistances thermiques entre les nœuds. En ce qui concerne les conductivités entre deux éléments solides, elles sont obtenues à partir des propriétés physiques des matériaux utilisés. En ce qui concerne les transferts convectifs, ceux-ci dépendent de la nature de l'écoulement du fluide. Les travaux de Cezario et al [135] donnent un exemple de ces calculs de coefficients de transferts thermiques convectifs :

On a une convection forcée pour le rotor et les surfaces annulaires de la cage d'écureuil. Cezario et al. utilisent une corrélation de Kaviany [135] pour le calcul du nombre de Nusselt d'un disque rotatif :

$$Nu_r = \frac{0.585.Re_r^{\frac{1}{2}}}{\frac{0.6}{Pr} + \frac{0.95}{Pr^{\frac{1}{3}}}} \quad \text{Valide pour } Re < 2.4.10^5 \tag{54}$$

Kaviany [135] donne aussi une corrélation pour le calcul du nombre de Nusselt pour le transfert convectif dans le fluide séparant le rotor et le stator :

$$Nu_r = 0.027.Re_r^{0.805}.Pr^{\frac{1}{3}} \quad \text{Valide pour } 4.10^4 < Re < 4.10^5 \tag{55}$$

Étant donné que l'arbre de sortie est en rotation, le nombre de Nusselt pour la convection entre l'air et cet élément est obtenu par (Kaviany [135]) :

$$Nu_r = 0.193.Re_r^{0.618}.Pr^{\frac{1}{3}} \quad \text{Valide pour } 4.10^3 < Re < 4.10^4 \tag{56}$$

Dans le cas du bâti du moteur, le ventilateur génère un écoulement turbulent dans la direction axiale. Le nombre de Nusselt est calculé de la même manière que pour un écoulement turbulent sur une surface plane (Incropera et DeWitt) :

$$Nu_r = 0.0296.Re_r^{0.8}.Pr^{\frac{1}{3}} \quad \text{Valide pour } Re < 10^8 \tag{57}$$

Les autres phénomènes de convection (partie intérieure du stator et extrémités du bobinage) sont considérés comme étant de la convection naturelle.

Figure 36 : Propulsion hybride Honda (Source : Honda Motor Co.) [184]

Ce cas particulier présente la modélisation d'un moteur possédant un système de régulation en

température par flux d'air utilisant un ventilateur fixé à l'axe du rotor. Cependant, ce type de régulation en température ne semble pas être utilisé dans le cas d'un assemblage de propulsion hybride, du fait des importantes quantités de chaleur à évacuer. Par exemple pour la Toyota Prius, un système de refroidissement liquide par écoulement d'un liquide de refroidissement qui circule dans le bâti du moteur électrique (de la même manière que pour le moteur à combustion interne) est utilisé [93]. Ainsi il est important de pouvoir modéliser les échanges thermiques se produisant lors de l'utilisation de cette méthode de refroidissement. Enfin, il semblerait que la principale solution technique utilisée par les constructeurs pour l'installation du moteur électrique, est de fixer le moteur électrique au bloc moteur du MCI en plaçant le vilebrequin et l'axe du moteur électrique de manière coaxiale (cf. Figure 36). Ainsi le moteur électrique est directement en contact avec le moteur à combustion interne : il est donc nécessaire de prendre en compte les échanges thermiques par conduction entre ces deux éléments.

1.3.2.6 Montée en température d'un moteur électrique en fonctionnement

Une fois qu'on a analysé les sources de pertes thermiques dans un moteur électrique, il est intéressant d'étudier la montée en température de cet élément après un départ à froid. Notamment, afin de pouvoir modéliser l'évolution de ces pertes avec la température, il est nécessaire de connaitre les températures caractéristiques de chaque partie. Mezani et al. [119] ont mesuré et simulé la montée en température d'un moteur 5.5 kW cage d'écureuil à induction refroidi par flux d'air, par un ventilateur assemblé sur le rotor. Ces mesures, présentées en Figure 37, ont été effectuées à pleine charge (Puissance et couple maxima).

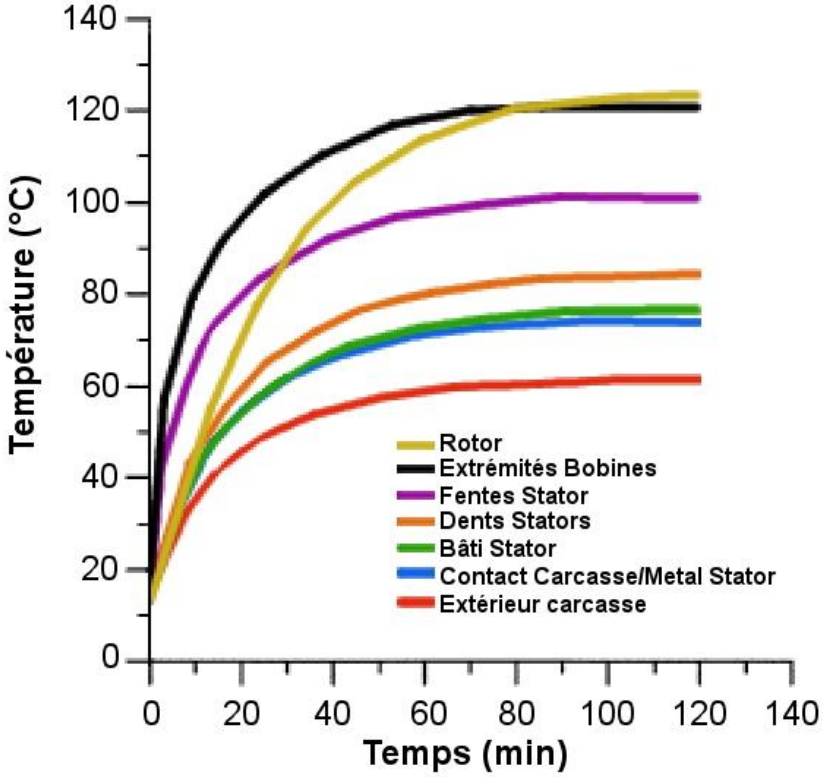


Figure 37 : Températures des différentes parties d'un moteur électrique (refroidi par un ventilateur monté sur le rotor) fonctionnant à pleine charge après un départ à température ambiante [119]

On observe sur la Figure 37 qu'un important gradient de température se produit dans le moteur électrique. Le rotor et les bobinages du stator atteignent des températures très importantes (environ 120°C) alors que les éléments constituant la cage d'écureuil et la carcasse du moteur se stabilisent à une température largement inférieure (60°C). Il est notamment intéressant de comparer le comportement du bobinage du stator et du rotor, car les pertes Joule (dépendantes de la température cf. paragraphe 3.2.1) ont lieu dans ces éléments.

Cette étude a été réalisée dans le cas particulier d'un fonctionnement continu à pleine puissance. Il est maintenant intéressant d'étudier le comportement thermique du moteur pour des conditions de fonctionnement variables, par exemple lors de son fonctionnement sur un cycle routier. Les travaux de simulation de Fan et al. [113] montrent par la simulation la montée puis l'évolution de la température des différentes parties du moteur électrique à aimants permanents utilisé pour un véhicule électrique lors du parcours de plusieurs cycles FTP (Figure 38) consécutifs. Les résultats de simulation sont présentés en Figure 39. Le modèle de transfert thermique utilisé est de type nodal (cf. paragraphe précédent).

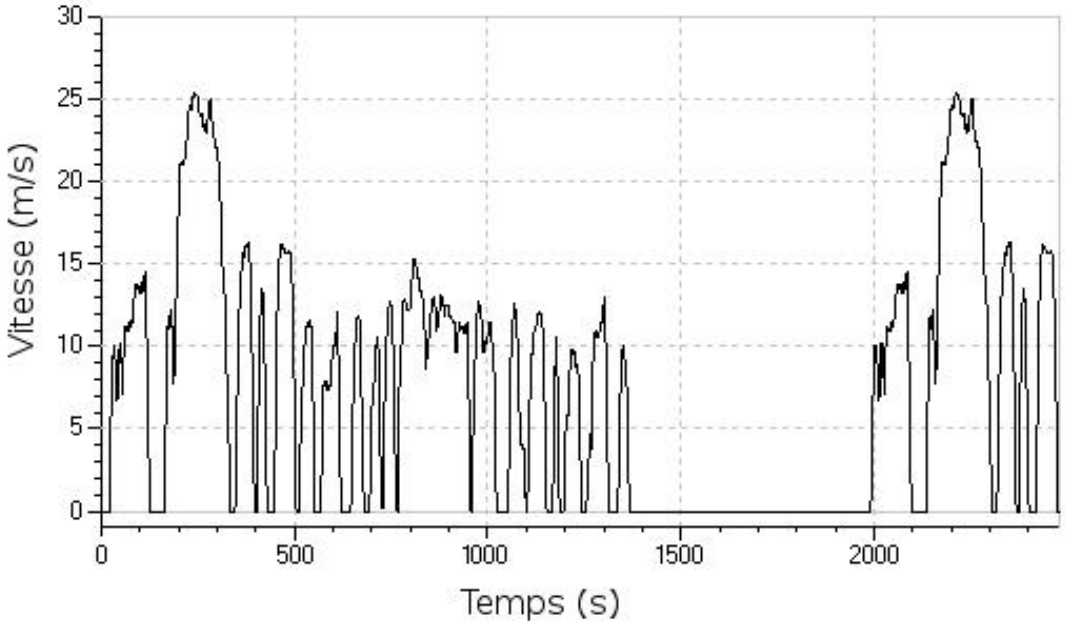


Figure 38 : Cycle FTP [113]

Le cycle FTP est décomposé en deux parties. Un premier cycle routier avec une partie extra-urbaine (pointe de vitesse à 90 km/h) puis une partie urbaine (vitesse inférieure à 50 km/h). Pendant cette partie, la motorisation du véhicule effectue sa montée en température. Puis s'ensuit une phase d'arrêt du véhicule avant un rapide cycle extra-urbain pour lequel la motorisation n'a pas eu le temps de redescendre à température ambiante.

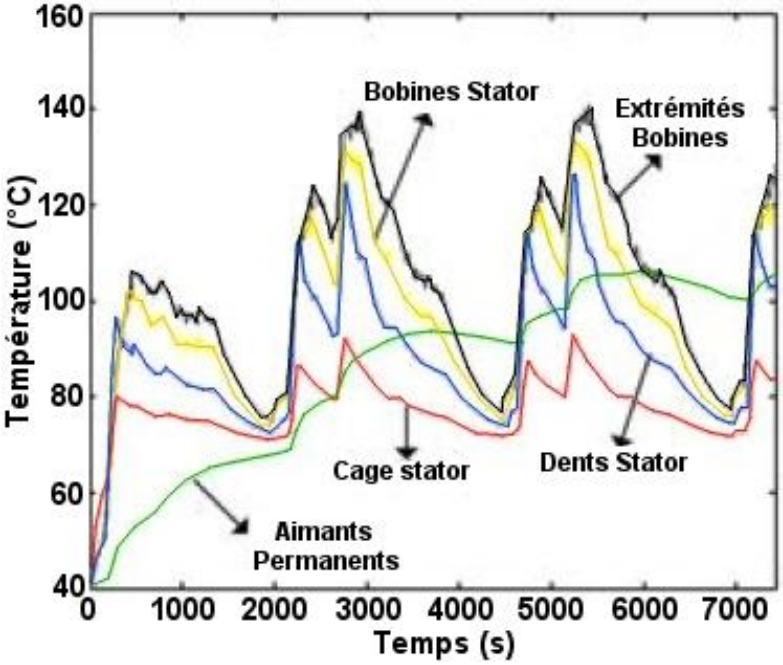


Figure 39 : Simulation de la montée en température des différentes parties du stator d'un moteur d'un véhicule électrique après un départ à 40°C [113]

La simulation est effectuée sur 3 cycles FTP consécutifs. On observe sur cette simulation le fort gradient de température que l'on avait déjà remarqué sur les mesures de la Figure 37. Les parties les plus chaudes et montant le plus vite en température sont les bobines du stator ainsi que le rotor. Les plus lentes à monter en température sont liées au bâti (cage d'écureuil, aimants permanents). Cependant, cette dernière étude nous donne d'autres informations sur leurs comportements thermiques. On observe notamment que les parties les plus chaudes redescendent rapidement en température dès que la puissance demandée diminue (montée en température rapide lors de la partie extra-urbaine et diminution dès la partie urbaine, cf. Figure 38 et Figure 39) du fait de leur faible capacité thermique. Le bâti du moteur, ayant une capacité thermique bien plus importante, finit après une longue durée de fonctionnement par atteindre une température élevée (environ 100°C) et perd peu (relativement à sa masse) d'énergie thermique lors des phases de repos (arrêt du véhicule notamment).

Toutes ces informations (mesures et simulations) nous sont utiles pour valider notre futur modèle du moteur électrique envue de son utilisation dans un modèle de véhicule hybride.

1.3.3 Modélisation thermique des systèmes de stockage d'énergie

1.3.3.1 Les batteries

Les batteries sont le principal moyen de stockage d'énergie électrique utilisé dans les véhicules électriques et les véhicules hybrides. On dénombre cependant de nombreuses familles de batteries et plusieurs types de batteries dans chaque famille [137]. Ainsi il existe un choix important de batteries comportant chacune des performances très différentes, que ce soit au niveau de la capacité électrique, de la puissance pouvant être fournie, de leur durée de vie, de leur comportement thermique ainsi que de leur poids [137]. Seulement certaines batteries correspondent aux exigences de performances du cahier des charges d'un véhicule hybride, notamment en ce qui concerne la puissance maximale pouvant être fournie : elle détermine la capacité de la batterie à propulser un véhicule, ainsi que la capacité totale énergétique qui est directement liée à l'autonomie du véhicule.

Les batteries au lithium sont la solution vers laquelle se tournent actuellement les constructeurs automobiles, du fait de leur bonne capacité énergétique, combinée à un faible poids. Cependant, certaines de ces batteries posent des problèmes de sécurité, car à forte température (entre 70°C et 90°C) une réaction chimique parasite fortement exothermique se produit [137-138]. Ces batteries s'enflamment alors facilement, ou peuvent même exploser. Il est donc nécessaire de constamment surveiller leurs températures en fonctionnement, notamment lors des décharges où les réactions exothermiques font augmenter progressivement la température de cet élément. Ces batteries sont toutefois très intéressantes, et sont de plus en plus utilisées pour les véhicules hybrides et véhicules électriques.

1.3.3.2 Comportement thermique des batteries [137]

Les batteries sont assez sensibles aux variations de températures. En effet, les phénomènes électrochimiques se produisant à l'intérieur de la batterie ainsi que la diffusion des ions dans l'électrolyte sont directement dépendants de la température. De trop faibles températures (en particulier en dessous de 0°C) limitent la cinétique des réactions chimiques et limitent la conversion des ions au niveau de l'interface entre l'électrode et l'électrolyte [137]. Ainsi, pour de faibles températures, la puissance maximale pouvant être fournie par la batterie est très limitée ainsi que la capacité maximale d'énergie électrochimique pouvant être stockée (un exemple est présenté en Figure 40 pour des batteries Lead-acid [137]). Dans un même temps, le froid limite la circulation des ions dans l'électrolyte, augmentant ainsi un peu plus la résistance électrochimique de la batterie. Le froid augmente aussi la vitesse de décharge de la batterie hors fonctionnement. Ainsi, la plupart des batteries ne sont pas adaptées à des régions particulièrement froides comme les pays nordiques. L'augmentation de la température entraîne la plupart du temps une augmentation des performances de la batterie [137-138]. Cependant, pour diverses raisons, et suivant les différents types et familles de batteries, une trop forte température est néfaste [131]. Généralement, c'est le temps de vie de la batterie qui est fortement réduit pour des

fonctionnements à température importante (au dessus de 50°C environ). Cela provient de plusieurs phénomènes. Tout d'abord, pour des fortes températures, des réactions parasites qui peuvent être considérées comme négligeables à température normale deviennent beaucoup plus importantes à haute température, et gênent fortement les réactions électrochimiques utiles. De plus ces réactions peuvent poser des problèmes de sécurité (par exemple les inflammations ou les explosions de batteries au lithium). Un autre problème lié aux fortes températures est celui de l'eau étant présente dans l'électrolyte de certaines batteries. En effet ces batteries à électrolyte aqueux sont fortement et rapidement détériorées à forte température du fait de l'augmentation de l'évaporation de l'eau constituant l'électrolyte, ce qui limite la diffusion des ions d'une électrode à l'autre. Dans un même temps il y a électrolyse de l'eau, ce qui augmente la corrosion des électrodes [137].

Les différents systèmes de stockage électrochimiques ont des comportements thermiques très différents. Ces différences sont présentées dans les travaux de Perrin et al. [137]. Nous ne nous intéresserons ici qu'aux cas des batteries.

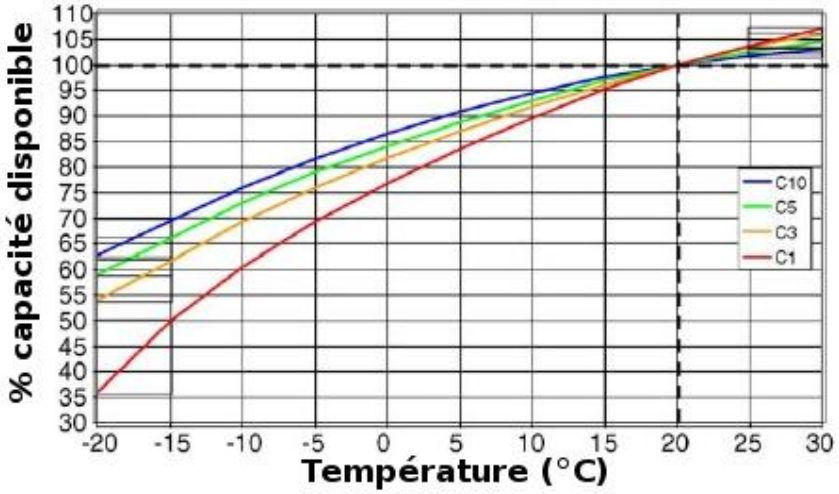


Figure 40 : Impact de la température sur la capacité disponible d'une batterie Lead-acid pour différents taux de décharge (source : EXIDE) [137]

Voici les caractéristiques thermiques moyennes des trois types de batterie les plus courants sur le marché :

_ Batteries Lead-Acid [137] :
Ces batteries peuvent fonctionner entre -20°C et 45°C (même si dans certains cas particuliers elles peuvent être conçues pour fonctionner à -30°C ou moins, ou bien à très haute température). Dans le cas de fortes températures, leurs performances augmentent sans problèmes de charge. Ceci s'explique par une augmentation de la cinétique chimique ainsi que de la mobilité des espèces. Cependant, leur temps de vie diminue, notamment à cause de l'accélération des réactions parasites à température trop haute, ou encore de l'électrolyse de l'eau qui entraîne une augmentation de la corrosion au sein de la batterie.

_ Batteries au lithium [137, 138, 144] :
Leur fonctionnement est possible entre -25°C et 45°C (suivant le type de batterie). Plusieurs facteurs limitent les performances de ces batteries. D'une part, leur taux de charge devient très limité à faible température (-5°C ou moins). Leurs performances en général sont énormément réduites (sauf cas particuliers) en dessous de -10°C à cause d'une forte augmentation de la résistance interne. Enfin, à forte température, le comportement thermique du système et la décharge irréversible (hors fonctionnement) diminue beaucoup le temps de vie de la batterie (limite 70°C). La durée de vie est divisée par 3 si on passe la température moyenne de fonctionnement de 20°C à 40°C.

_ Batteries Nickel-Métal [137] :
Ces batteries fonctionnent entre -20°C et 45°C pour la plupart des types de cette famille de batteries (Ni-Cd, Ni-MH et Ni-Zn). Certaines de ces batteries peuvent être utilisées jusqu'à -40°C

en étant composées d'un électrolyte spécial à haute concentration en ions.

1.3.3.3 Exemples de modélisations du comportement thermique pour une batterie lithium-ion

La modélisation des batteries est non seulement complexe, mais est également non reproductible suivant le type de batteries utilisées. En effet, les systèmes chimiques et de diffusion se produisant sont complètements différents suivants les matériaux utilisés (par exemple les batteries au lithium ou au nickel) et leurs comportements vis à vis de la température varient fortement [137, 138, 144]. Nous présenterons dans ce chapitre uniquement le cas de batteries lithium-ion. Le type d'analyse effectué peut être réadapté pour d'autres types de stockage d'énergie.

Les batteries au lithium sont considérées comme l'avenir du stockage d'énergie électrique grâce à leur forte capacité pour un volume et un poids très faible [147]. Pour cela les travaux de Sato et al. [138] sont intéressants dans le but d'incorporer la modélisation de la thermique globale de ce type de batterie.

1.3.3.3.a Fonctionnement et caractéristiques de batteries lithium-ion

Une batterie lithium-ion comprend généralement une électrode positive d'oxyde de lithium et cobalt ($LiCoO_2$), d'oxyde de lithium et manganèse ($LiMnO_2$ ou $LiMn_2O_4$) ou d'oxyde de lithium et nickel ($LiNiO_2$), un matériau hybride comprenant les différents éléments précédents. Elle comporte aussi une électrode négative de carbone (diamant ou graphite) ainsi qu'un électrolyte composé d'un solvant non aqueux comprenant du carbonate d'éthylène ou de propylène et un électrolyte de support composé de $LiPF_6$. Les réactions ayant lieu au niveau des électrodes peuvent être résumées comme suit [138] :

Electrode positive : $LiCoO_2 \rightarrow Li_{1-x}CoO_2 + x.Li^+ + x.e^-$

Electrode négative : $C + x.Li^+ + x.e^- \rightarrow CLi_x$

Réaction globale : $LiCoO_2 + C \rightarrow Li_{1-x}CoO_2 + CLi_x$

L'utilisation de matériaux actifs plus légers que ceux utilisés dans les électrodes de batteries lead-acid ou Ni-mH permet d'obtenir une densité d'énergie par masse de batterie particulièrement élevée.

1.3.3.3.b Analyse du mécanisme exothermique de la batterie

Une batterie dégage ou absorbe de l'énergie thermique au cours des réactions de charge ou de décharge. Étant donné qu'une batterie rechargeable (au fonctionnement réversible) établit une relation thermodynamique à température et pression constantes, le rejet de chaleur des réactions peut s'exprimer en fonction d'une variation d'énergie libre de Gibbs équivalent à un travail électrique [138] :

$$\Delta G = \Delta H - T.\Delta S \tag{58}$$

Si le fonctionnement de la batterie est parfaitement réversible, on observe alors la quantité de chaleur dégagée ou absorbée au cours des phases de décharges et charges sont égales. Le terme $T.\Delta S$ correspond à l'énergie thermique de la réaction et est exprimé comme la source de chaleur [138] :

$$Q_r = T.\Delta S = T.\left(\frac{-\delta \Delta G}{\delta T}\right) \tag{59}$$

La variation d'enthalpie libre peut être exprimée en fonction de la force électromotrice de la batterie E_e [138] :

$$\Delta G = -nFE_e \tag{60}$$

$$Q_r = nFT\left(\frac{\delta E_e}{\delta T}\right) \tag{61}$$

F est le nombre de Faraday, n est le nombre de charges intervenant dans la réaction chimique.

La tension finale de la batterie E_e dévie de la force électromotrice d'équilibre à cause de la polarisation de la batterie qui est accompagnée d'une génération de chaleur supplémentaire Q_p. Cette génération de chaleur a lieu pendant la charge et la décharge.

Le fonctionnement de la batterie entraîne aussi des réactions secondaires, une décharge hors utilisation (self-discharge) et une décomposition de l'électrolyte qui se manifeste au travers d'une génération de chaleur Q_s.

On observe aussi des pertes Joule Q_J qui résultent de la résistance électrique des composants. La génération de chaleur totale Q_t est alors exprimée de la manière suivante :

$$Q_t = Q_r + Q_p + Q_s + Q_J = nFT\left(\frac{\delta E_e}{\delta T}\right) + Q_p + Q_s + Q_J \tag{62}$$

1.3.3.3.c Analyse du comportement thermique de batteries lithium-ion [138]

La réaction secondaire de décomposition de l'électrolyte se produisant pour des fortes charges (près de 100%) est une réaction irréversible de formation de gaz inflammables. Il est donc nécessaire de ne jamais atteindre ce stade. Ainsi pour les batteries Li-ion, ces conditions de charge extrêmes ne sont jamais réalisées, et le terme de génération de chaleur lié aux réactions secondaires est considéré comme nul ($Q_s \approx 0$), cette quantité de chaleur générée étant alors trop faible pour être prise en compte. Ce terme est aussi considéré comme nul lorsque l'on effectue une décharge [138].

Durant la décharge, la génération de chaleur résultant de la réaction Q_r est positive car la réaction est exothermique. La génération de chaleur totale est donc plus importante lors de la décharge que lors de la charge [138]. L'ajout des pertes par effet Joule Q_J, provenant des résistances internes de la batterie, ainsi que les pertes résultant de la polarisation Q_P, augmente encore la génération de chaleur totale lors de la décharge. Le calcul de la génération de chaleur totale se fait alors de la façon suivante [138] :

$$Q_t = Q_r + Q_p + Q_J = nFT\left(\frac{\delta E_e}{\delta T}\right) + Q_p + Q_J \tag{63}$$

Il faut noter que les phénomènes thermiques dominants sont différents suivant la phase dans laquelle on est (charge ou décharge).

La variation de chaleur durant la charge d'une batterie Li-ion correspond à la chaleur absorbée lorsque les ions lithium provenant de l'électrode positive sont adsorbés par l'électrode négative [138]. Une quantité de chaleur équivalente est générée lors de la décharge. En nommant Q_1 la quantité de chaleur générée par les deux réactions principales (équations de réactions présentées en début d'exemple) et le courant de charge I_c, on peut calculer la variation de chaleur provenant des réactions de la manière suivante [138] :

$$Q_r = \frac{Q_1}{(F/3600)}.I_c = \varepsilon.3{,}37.10^{-2} Q_1.I_c \text{ (kJ/h)} \tag{64}$$

$\varepsilon = 1$ dans le cas de la décharge (réaction exothermique donc production de chaleur positive) et

$\varepsilon = -1$ pour la charge (réaction endothermique). Ainsi la valeur de la chaleur libérée ou absorbée lors du fonctionnement de la batterie peut être considérée comme une fonction du premier ordre du courant de charge ou de décharge.

La polarisation résulte en un écart entre la force électromotrice réelle et la force électromotrice théorique dans la batterie du fait de l'énergie requise pour le mouvement et la diffusion des atomes dans les processus réactifs de la batterie. Les ions lithium ont un coefficient de diffusion chimique faible (5 x 10^{-9} cm^2/s). Ainsi les phénomènes de mouvement et de diffusion sont les principaux facteurs limitant les performances à l'intérieur des électrodes. La dégradation de la surface de l'électrode augmente aussi le phénomène de polarisation [138]. Des recherches structurelles sont faites pour obtenir une structure d'électrode réduisant au maximum la polarisation. La résistance de polarisation R_{pd} qui accompagne la polarisation lors des décharges peut se calculer par [138] :

$$R_{pd} = R_{td} - R_e \tag{65}$$

R_{td} étant la résistance totale de la batterie pendant la décharge et R_e la résistance électrique du composant. La variation de chaleur provenant de la polarisation lors de la décharge Q_{pd} s'exprime comme une fonction du second ordre du courant de décharge Id [138] :

$$Q_{pd} = I_d^2.R_{pd}(W) = 3.60.I_c^2.R_{pd}(kJ/h) \tag{66}$$

Des équations identiques sont valables dans le cas de la charge [138] :

$$R_{pc} = R_{tc} - R_e \tag{67}$$

$$Q_{pc} = I_c^2.R_{pc}(W) = 3{,}60.I_c^2.R_{pc}(kJ/h) \tag{68}$$

Étant donné que la génération de chaleur totale se manifeste comme une génération totale par effet Joule, la valeur de Q_p totale n'est pas calculée directement, mais plutôt en séparant les différentes résistances de polarisation des composants en effectuant les calculs pour chacun de ces composants.

La génération de chaleur liée à la résistance interne de la batterie se manifeste sous forme de pertes par effet Joule. Mais cette résistance interne comprend à la fois les résistances électriques et les résistances de polarisation induites par les réactions, phénomènes qui génèrent tous les deux de la chaleur. La génération de chaleur par effet Joule résultant des résistances électriques uniquement s'exprime en fonction du courant de charge ou de décharge [138] :

$$Q_J = I_d^2.R_{ed}(W) = 3{,}60.I_d^2.R_{ed}(kJ/h) \tag{69}$$

$$Q_J = I_c^2.R_{ec}(W) = 3{,}60.I_c^2.R_{ec}(kJ/h) \tag{70}$$

Les résistances électriques sont indépendantes du mode de fonctionnement de la batterie (courant de décharge, tension délivrée) mais évoluent avec la température (de la même manière que les pertes Joule calculées par l'équation 37 de la Partie 1.3.1.2.a). Afin de réduire ces pertes il est nécessaire de trouver des matériaux et des structures de composants qui minimisent les résistances électriques des composants de la batterie R_e. [138]

1.3.3.3.d Performances caractéristiques des batteries Lithium-ion

L'expression des différentes pertes ayant été réalisée, il est maintenant nécessaire de déterminer les caractéristiques de la batterie, notamment sa résistance interne. Sato et al. [138] donnent les données de batteries Lithium ion, notamment l'évolution de la conductivité de l'électrolyte (PC/DMC/LiPF6) de ces batteries en fonction de la température (Figure 41).

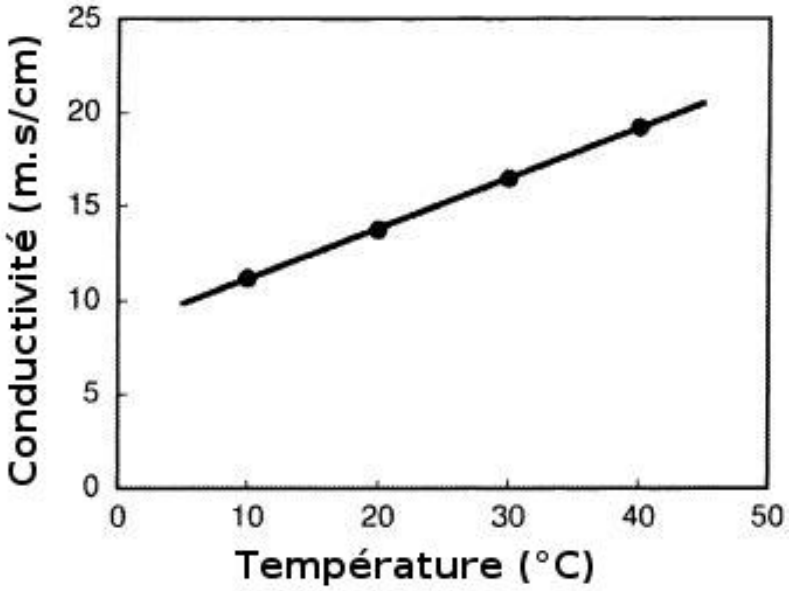


Figure 41 : Evolution caractéristique de la conductivité d'une batterie lithium-ion en fonction de la température moyenne des cellules [138]

On voit clairement sur la Figure 41 que la conductivité augmente de concert avec la température (et est donc minimale à très faible température) ce qui explique en partie les faibles performances de ces batteries pour les basses températures. La propriété linéaire reliant conductivité et température est confirmée par les travaux de Nagasubramanian et al. [139]. On en déduit que la résistivité de l'électrolyte évolue comme l'inverse de la température.

$$\sigma = \alpha.\mathrm{T} + \beta \tag{71}$$

$$\rho = \frac{1}{\sigma} = \frac{1}{\alpha.\mathrm{T} + \beta} \tag{72}$$

σ étant la conductivité (exprimée en S/m) et ρ la résistivité du matériau (exprimée en Ω .m).

Les données présentées en Figure 41 permettent de calculer la résistivité de ce type de batterie en fonction de la température. Le résultat est présenté en Figure 42.

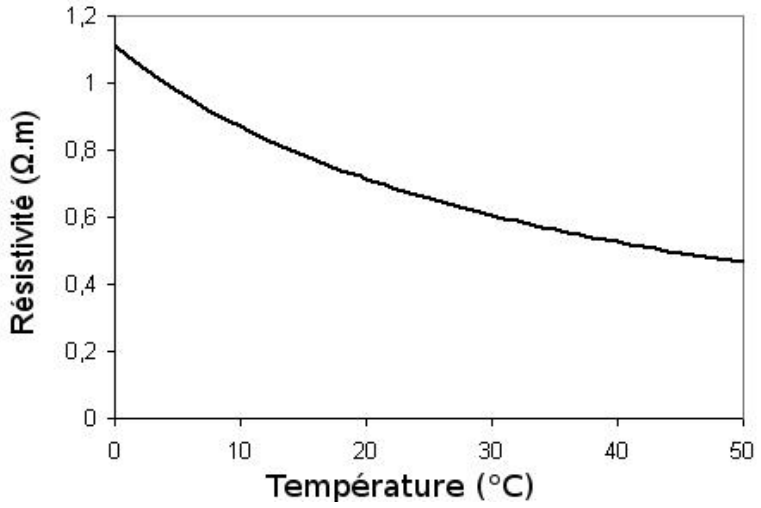


Figure 42 : Calcul de la résistivité de batteries lithium ion d'après les données de conductivité de la Figure 41

Il semblerait que ce type de comportement thermique n'est pas uniquement représentatif de batteries lithium-ion. L'entreprise Energizer présentant dans un bulletin technique [140] le même type de comportement pour la résistance interne de piles alcalines (cf. Figure 43).

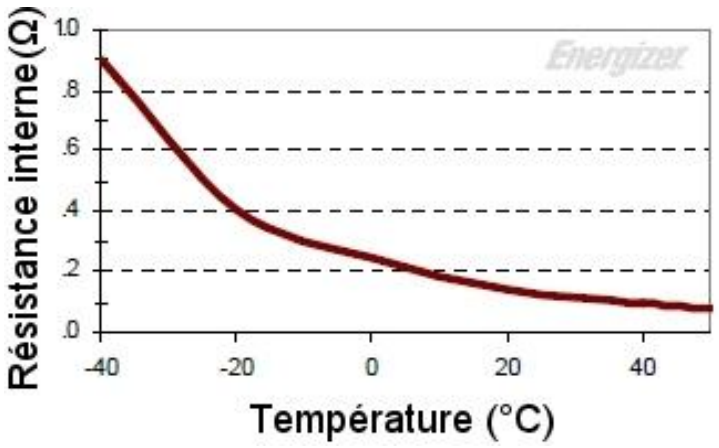


Figure 43 : Evolution de la résistance interne d'accus E91 AA alcaline (Source : Energizer) [140]

La résistance interne de la batterie dépend aussi de l'état de charge (et donc de décharge) de la batterie. L'évolution de cette résistance en fonction du pourcentage de décharge (Depth of Discharge : DOD) des batteries lithium-ion étudiées par Sato et al. [138] est présentée en Figure 44.

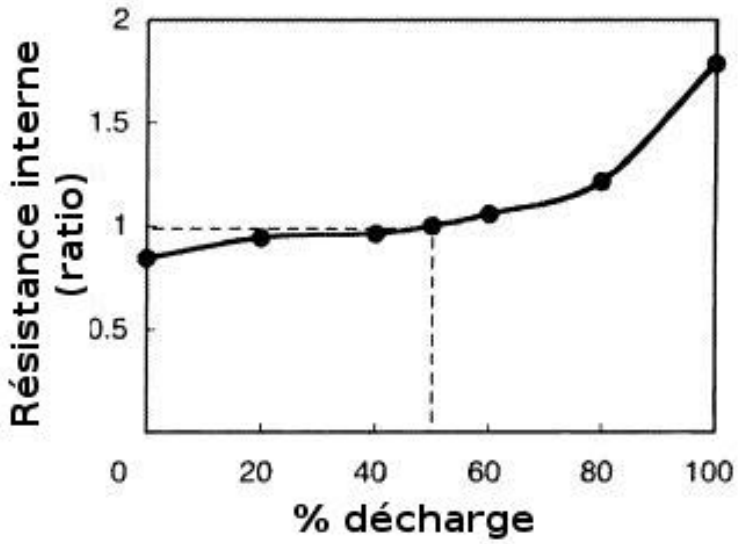


Figure 44 : Evolution caractéristique de la résistance interne d'une batterie lithium-ion en fonction de son état de charge [138]

On observe notamment que cette résistance interne peut devenir très élevée (quasiment multipliée par 2) pour les très fortes charges proches de 100%. Ce résultat provient directement de la cinétique des réactions chimiques qui évolue avec l'état de charge de la batterie. Zhang et al. [141] étudient la résistance interne de batteries lithium-ion et montrent que c'est le transfert de charge d'une électrode à l'autre qui est fortement influencé par l'état de charge des cellules ainsi que par la température. Il semblerait que ce transfert de charge est limité à faible charge (grand DOD) du fait du peu de charge restant dans l'électrolyte. Ces résultats sont présentés en Figure 45.

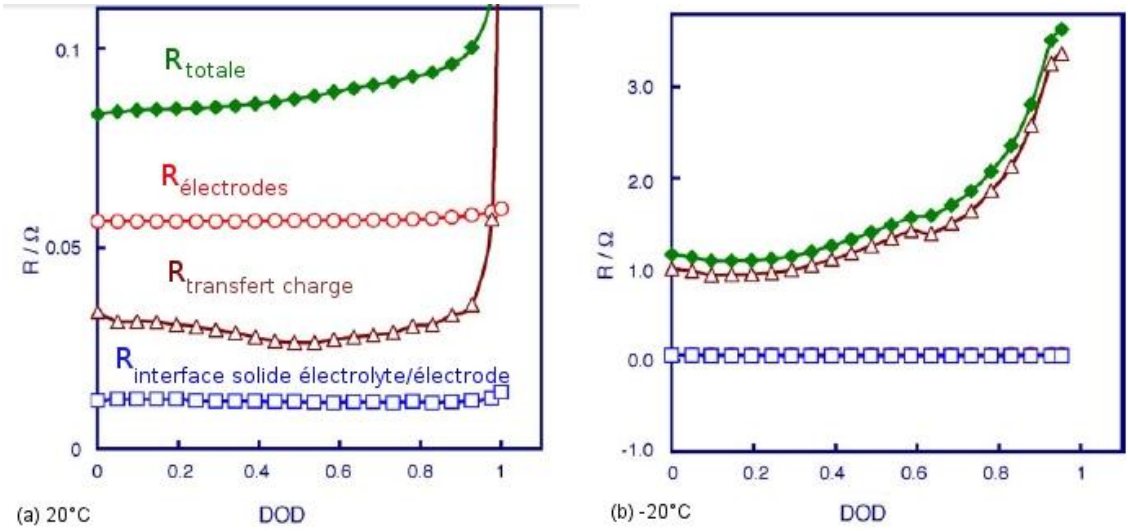


Figure 45 : Evolution de la résistance de batteries lithium-ion en fonction du DOD et de la température [141]

Ces informations sont utiles afin de réaliser un modèle de comportement thermique d'une batterie lithium ion lors de son utilisation dans un système de propulsion hybride.

1.3.3.3.e Équilibre thermique durant la charge et la décharge

En se basant sur les équations précédentes, l'équilibre thermique obtenu lors des phases de charge (Q_c) et décharge (Q_d) est donné par [138] :

$$\begin{aligned} Q_c &= Q_r + Q_{pc} + Q_J = -3{,}73.10^{-2}.Q_l.I_c + 3{,}60.I_c^2.R_{pc} + 3{,}60.I_c^2.R_{ec} \\ &= \underbrace{-3{,}73.10^{-2}.Q_l.I_c}_{\text{réaction endothermique}} + \underbrace{3{,}60.I_c^2.R_{tc}}_{\text{pertes Joules} > 0} \ (\text{kJ/h}) \end{aligned} \tag{73}$$

$$\begin{aligned} Q_d &= Q_r + Q_{pd} + Q_J = 3{,}73.10^{-2}.Q_l.I_d + 3{,}60.I_d^2 R_{pd} + 3{,}60.I_d^2.R_{ed} \\ &= \underbrace{-3{,}73.10^{-2}.Q_l.I_d}_{\text{réaction exothermique}} + \underbrace{3{,}60.I_d^2.R_{td}}_{\text{pertes Joules} > 0} \ (\text{kJ/h}) \end{aligned} \tag{74}$$

Ces travaux permettent d'obtenir l'ensemble des pertes thermiques lors du fonctionnement d'une cellule électrochimique (cf. Figure 46 et Figure 47).

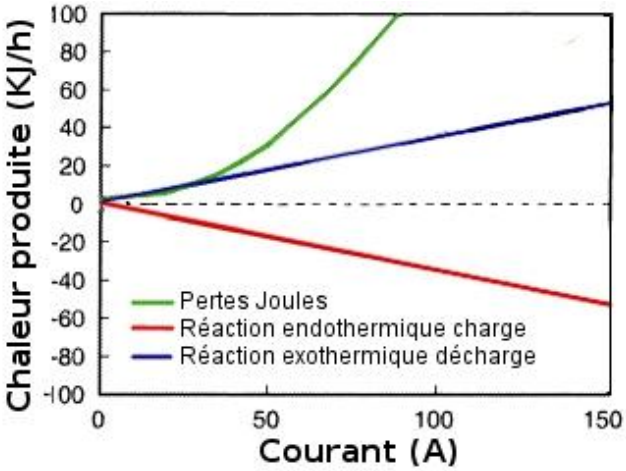


Figure 46 : Production de chaleur dans une batterie lithium-ion 3Ah utilisé dans un véhicule hybride en fonction de son utilisation [138]

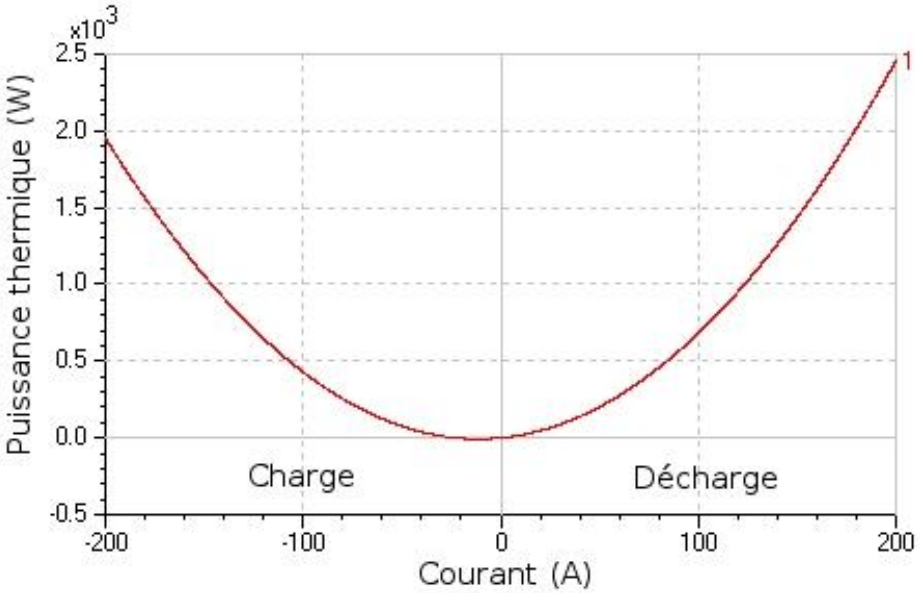


Figure 47 : Evolution de la production de chaleur en fonction du courant dans une batterie lithium-ion [138]

On constate alors que la puissance thermique disponible pour réchauffer la batterie diffère entre la charge et la décharge, bien que la puissance des pertes soit la même pour des courants de charge et décharge identiques. Il est même possible dans le cas d'une charge avec un faible ampérage relatif (<40A) d'avoir une puissance thermique négative (et donc de refroidir légèrement la batterie). Cependant, au vu des forts ampérages utilisés dans le cas de moteurs hybrides (autour de 200A), il est peu probable de retrouver ce type de comportement lors de nos simulations. D'autres recherches ont été effectuées sur le sujet du comportement thermique des batteries. Les travaux de Chen et al. [144] présentent un modèle de transfert thermique dans la cellule électrochimique en tenant compte de sa structure. Smith et al. [145] présentent, en plus du calcul des pertes thermiques, quelques éléments sur l'évolution des différents paramètres représentatifs des performances de la cellule de batterie (comme la tension) en prenant en compte la température interne de la cellule.

1.3.3.3.f Simulation de l'évolution de température d'une batterie

Lin et al. [160] présente un modèle de transferts thermiques d'une batterie lithium-polymère utilisée dans un véhicule militaire. Ici encore, ce modèle de transfert est basé sur la construction d'un schéma électrique équivalent (modèle nodal ou "lumped capacitance"). Ce modèle de transfert thermique est présenté en Figure 48.

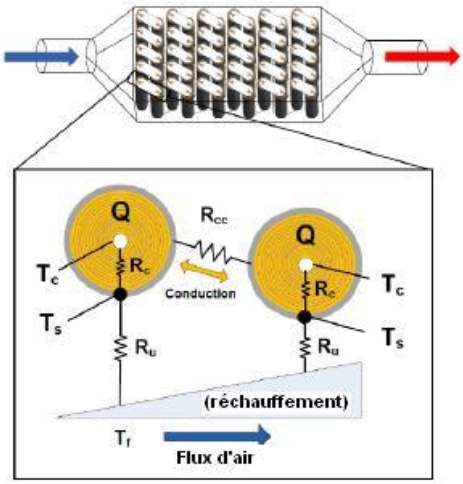


Figure 48 : Schéma du modèle de transfert thermique développé par Lin et al. [160]

Chaque cellule de la batterie est décomposée en 2 nœuds caractérisant pour l'un le cœur électrochimique (électrolyte, électrode, …) et la surface (couche isolante). Les cellules sont en contact physique les unes avec les autres d'où un transfert par conduction d'une cellule à l'autre. Enfin, le pack de cellule constituant la batterie est refroidi grâce à un écoulement d'air. L'air, entrant à débit constant et température ambiante (25°C), se réchauffe au contact des cellules électrochimiques. Les dernières cellules sont donc moins refroidies que les premières car la différence de température entre leur surface et l'air les entourant est plus faible.

Ce modèle de transferts thermiques est utilisé pour la simulation d'un véhicule militaire de 13 tonnes sur un cycle UAC (Urban Assault Cycle représenté en Figure 49). Les caractéristiques de ce cycle urbain s'éloignent un peu des conditions de route typiques d'un véhicule de particulier du fait des énormes puissances nécessaires au mouvement d'un véhicule aussi lourd, cependant les résultats de simulation obtenus sont une bonne indication du comportement thermique d'une batterie électrochimique en fonctionnement.

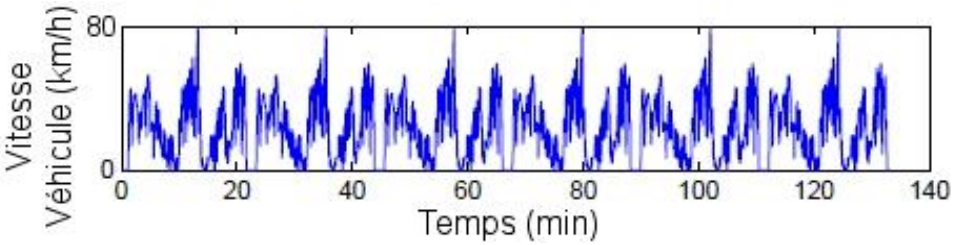


Figure 49 : Cycle UAC [160]

La simulation est réalisée avec un modèle de batterie à 5 cellules refroidie par un flux d'air entrant à 25°C. Les tensions et intensités fournies par chaque cellule sont calculées en fonction des tensions et intensités finales de la batterie nécessaires pour propulser le véhicule sur le cycle UAC, en les rapportant au nombre total de cellules constituant la batterie (en fonction de leur agencement en parallèle et en série). Les résultats de simulation de cette petite partie de la batterie à 5 nœuds sont présentés en Figure 50.

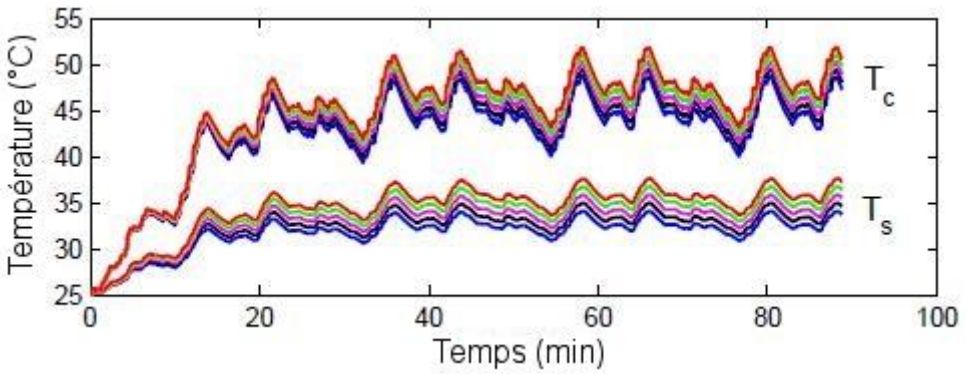


Figure 50 : Simulation de la montée en température d'une batterie (modèle thermique à 5 nœuds) sur plusieurs cycles UAC consécutifs [160]

Ces résultats montrent l'inhomogénéité relative des températures des différentes cellules le long de la batterie, avec des écarts de température d'une cellule à l'autre pouvant atteindre 5°C en surface. La performance de chaque cellule est donc impactée différemment en fonction de sa position. On observe sur cette figure que les températures atteintes par la batterie restent modérées, avec une température maximale atteinte par le cœur de la cellule la plus chaude inférieure à 55°C (pour une température surfacique maximale de 35°C). Les besoins en refroidissement de la batterie semblent donc modérés pour ce type de fonctionnement, et un système de refroidissement plus complexe (refroidissement liquide avec radiateur) est sûrement inutile d'après ces résultats. Enfin, le temps de montée en température de la batterie jusqu'à un état quasi-stabilisé semble relativement long (supérieur à 20 minutes).

La simulation du refroidissement de la batterie une fois que le véhicule s'arrête est aussi réalisée. Les résultats de simulation réalisés par Lin et al. [160] sont présentés en Figure 51. Le refroidissement de la batterie par flux d'air est maintenu. On observe alors un refroidissement

relativement rapide (de l'ordre de 40 minutes pour retrouver la température ambiante)

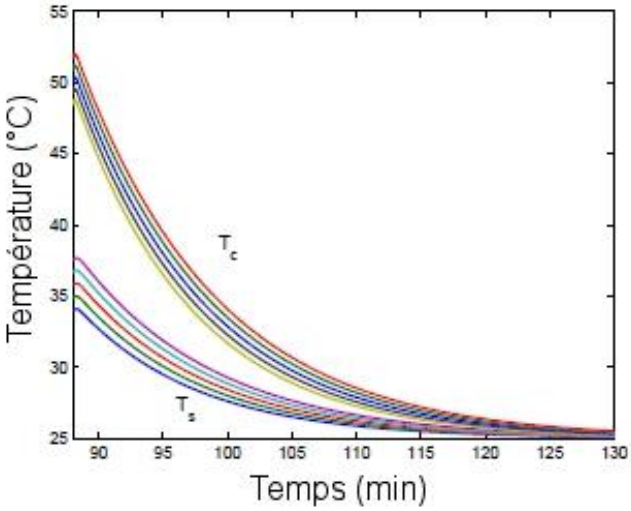


Figure 51 : Simulation de la chute de la température d'une batterie (modèle thermique à 5 nœuds) une fois que le véhicule est arrêté [160]

Bien qu'un peu éloignés du fonctionnement d'un véhicule pour particuliers hybride, ces résultats réalisés pour un véhicule militaire électrique donnent suffisamment d'information sur le comportement thermique d'une batterie en fonctionnement.

1.3.4 Conclusion

L'étude des comportements thermiques de ces différents éléments et les modèles développés pour leur simulation vont être utilisés dans la suite de cette thèse afin de réaliser une analyse plus globale du fonctionnement du véhicule hybride fonctionnant avec un état thermique variable, notamment après un départ à froid (température ambiante). Ces études permettent aussi de valider les résultats obtenus avec le modèle développé au cours de cette thèse.

1.4 Stratégies de fonctionnement

1.4.1 Utilisation du moteur électrique dans un véhicule hybride : notion de rendement global du véhicule

Le principe de l'utilisation du moteur électrique dans un véhicule hybride a déjà été présenté en Partie 1.2. Le but ici est de donner une idée des apports en termes de consommation du moteur électrique par rapport à un véhicule conventionnel.

En effet, le moteur électrique étant une machine à très haut rendement (85% à 95% [94]), fonctionnant tour à tour en moteur et en alternateur rechargeant les batteries, il semble être un outil intéressant pour obtenir la meilleure économie de carburant possible en assurant une modularité de fonctionnement optimale. C'est pourquoi les premières stratégies de fonctionnement des véhicules hybrides se concentrent particulièrement sur l'optimisation du fonctionnement du moteur à combustion interne, considérant que le rendement du moteur électrique est tout le temps suffisamment élevé pour l'utiliser, quelles que soient les conditions de fonctionnement. Il ne faut tout de même pas oublier que cet élément comporte des pertes énergétiques, et donc que les économies de carburant pouvant être réalisées grâce à son utilisation varient en fonction de la manière dont le transfert énergétique est réalisé. Il est donc plus intéressant de se concentrer sur le rendement global de la transmission hybride, incluant non seulement le moteur thermique, mais aussi les éléments de transmission ainsi que la propulsion électrique (moteur électrique, électronique de puissance et batteries).

Nous nous intéressons ici uniquement au cas d'un véhicule full-hybride ne pouvant pas être rechargé en le branchant au secteur électrique (contrairement à un hybride plug-in). L'ensemble de l'énergie permettant la propulsion du véhicule est donc issue en totalité du moteur à combustion interne. Le schéma de fonctionnement du véhicule full-hybride parallèle considéré est présenté en Figure 52.

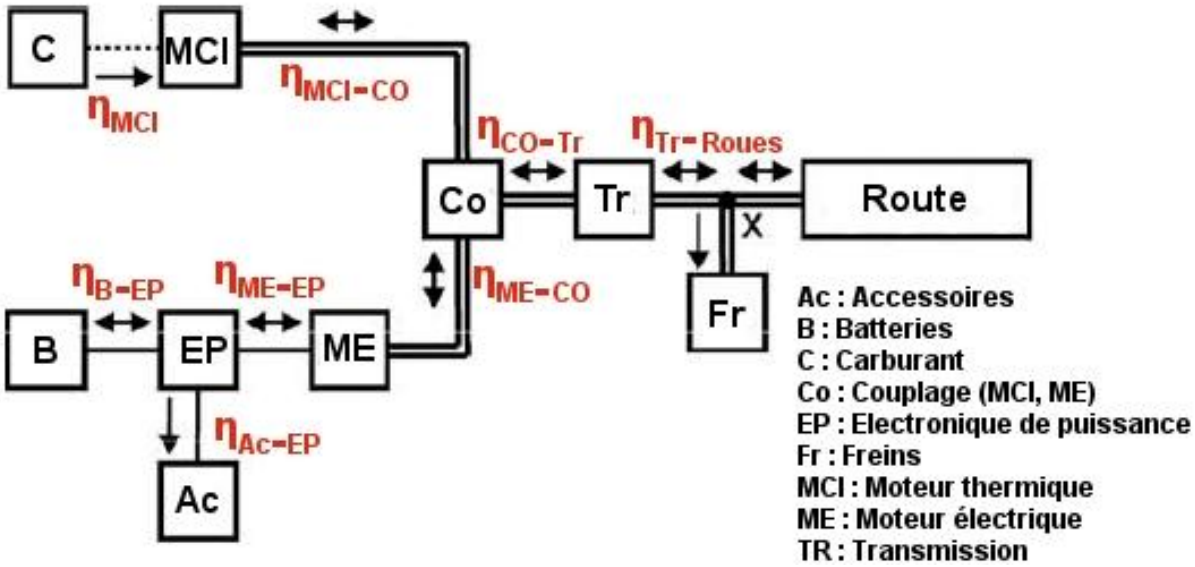


Figure 52 : Décomposition d'un véhicule hybride parallèle : intervention des rendements de fonctionnement [163-167]

Katrašnik et al. [163-167] donnent des éléments de réflexion sur le calcul du rendement total d'un véhicule hybride (quel que soit son type d'architecture). La suite de ce paragraphe est directement inspirée de ces travaux. L'exemple d'un véhicule hybride parallèle (Figure 52) est présenté ici. Cependant, cette énergie peut être utilisée de différentes façons. Pour plus de clarté, il faut différencier les différents cas de fonctionnement :

_ Propulsion thermique seule :

Si le moteur électrique est inutilisable (sous-charge de la batterie lors de la propulsion par exemple, ou surcharge empêchant la récupération d'énergie au freinage), le véhicule se comporte comme un véhicule conventionnel.

Lors de la propulsion :

$$P_{Roues,propulsion} = \varepsilon_{Prop}^{MCI} \cdot \eta_{MCI} \cdot \eta_{MCI-CO} \cdot \eta_{CO-Tr} \cdot \eta_{Tr-Roues} \cdot P_{Conso} \quad (75)$$

P_{Conso} étant la puissance (en W) consommée par le véhicule, dépendante de la charge (puissance transmise entre les roues et la route P_{Roues}). ε_{Prop}^{MCI} est une variable binaire égale à 1 si le véhicule fonctionne en propulsion thermique seule, 0 dans les autres cas. Les différents rendements présentés correspondent aux transmissions d'énergies entre deux éléments consécutifs de la propulsion hybride (se référer à la Figure 52).

Lors de la décélération :

$$P_{Dissipée} = P_{Roues,Décel} \quad (76)$$

L'énergie cinétique du véhicule est entièrement perdue dans les freins ainsi que par le frein moteur.

_ Propulsion électrique seule :

Cette fois les conditions d'utilisation sont favorables pour pouvoir utiliser au maximum le moteur électrique sans besoin de consommation supplémentaire de carburant pour assurer la propulsion du véhicule. La récupération d'énergie au freinage est aussi permise.

Lors de la propulsion :

$$P_{Roues,propulsion} = \varepsilon_{Prop}^{ME} \cdot \eta_{B-EP} \cdot \eta_{EP-ME} \cdot \eta_{ME} \cdot \eta_{ME-CO.} \eta_{CO-Tr} \cdot \eta_{Tr-Roues} \cdot P_{Conso} \quad (77)$$

ε_{Prop}^{ME} est une variable binaire égale à 1 si le véhicule fonctionne en propulsion électrique seule, 0 dans les autres cas.

Lors de la décélération (récupération d'énergie au freinage) :

$$P_{Conso} = -(1-X).\varepsilon_{Récup}^{ME}.\left[\eta_{B-EP} \cdot \eta_{EP-ME} \cdot \eta_{ME} \cdot \eta_{ME-CO} \cdot \eta_{CO-Tr} \cdot \eta_{Tr-Roues} \cdot P_{Roues,freinage}\right] \quad (78)$$

$\varepsilon_{Récup}^{ME}$ est une variable binaire égale à 1 si le véhicule fonctionne en mode de récupération d'énergie au freinage, 0 dans les autres cas. Seulement une partie de l'énergie cinétique est récupérée au freinage. L'autre partie est dissipée sous forme de chaleur par les freins du véhicule :

$$P_{Dissipée} = [(1-X).(1-\eta_{B-EP}).(1-\eta_{EP-ME}).(1-\eta_{ME}).(1-\eta_{ME-CO}).(1-\eta_{CO-Tr}).(1-\eta_{Tr-Roues}) + X] \cdot \varepsilon_{Récup}^{ME}.P_{Roues,freinage} \quad (79)$$

X étant la part de l'énergie cinétique du véhicule dissipée dans les freins lors du freinage. Dans ce cas, la puissance consommée est négative.

_ Propulsion mixte :

Cette fois les deux propulsions travaillent en collaboration. Plusieurs cas sont tout de même à considérer.

Propulsion co-assurée par les deux motorisations :

On définit k_{ME} comme le rapport de puissance au niveau du couplage entre les deux motorisations. On a alors (en appelant P_{trans} la puissance finalement transmise à la transmission et dirigée vers les roues, cf. Figure 53) :

$$\begin{aligned} P_{ME} &= k_{ME} \cdot P_{MCI} \\ P_{Trans} &= P_{ME} + P_{MCI} = (1 + k_{ME}) \cdot P_{MCI} \end{aligned} \tag{80}$$

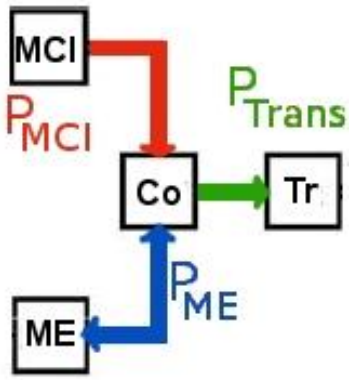


Figure 53 : Répartition d'énergie au niveau du couplage entre les deux motorisations [163-167]

$$\begin{aligned} P_{Roues,Propulsion} = \varepsilon_{Prop}^{MCI+ME} \cdot [(1 - k_{ME}) \cdot \eta_{MCI} \cdot \eta_{MCI-CO} + k_{ME} \cdot \eta_{B-EP} \cdot \eta_{EP-ME} \cdot \eta_{ME} \cdot \eta_{ME-CO}] \\ \cdot \eta_{CO-Tr} \cdot \eta_{Tr-Roues} \cdot P_{Conso} \end{aligned} \tag{81}$$

$\varepsilon_{Prop}^{MCI+ME}$ est une variable binaire égale à 1 si les deux motorisations participent à la propulsion du véhicule, 0 dans les autres cas.

Propulsion assurée par le MCI et récupération d'une partie de l'énergie par le moteur électrique :

Le moteur produit une puissance P_{MCI} correspondant au couple optimal pour la vitesse du moteur présente. Cette puissance est répartie entre la part qui va être délivrée aux roues pour assurer la mobilité du véhicule, et une seconde partie dirigée vers le moteur électrique pour recharger les batteries :

$$\begin{aligned} P_{ME} &= -k_{ME} \cdot P_{MCI} \\ P_{Trans} &= P_{MCI} - P_{ME} = (1 - k_{ME}) \cdot P_{MCI} \end{aligned} \tag{82}$$

$$\begin{aligned} P_{Roues,Propulsion} = \varepsilon_{Prop}^{MCI-ME} \cdot [(1 - k_{ME}) \cdot \eta_{CO-Tr} \cdot \eta_{Tr-Roues} - k_{ME} \cdot \eta_{B-EP} \cdot \eta_{EP-ME} \cdot \eta_{ME} \cdot \eta_{ME-CO}] \\ \cdot \eta_{MCI} \cdot \eta_{MCI-CO} \cdot P_{Conso} \end{aligned} \tag{83}$$

L'énergie fournie à la partie électrique est réutilisée ultérieurement, d'où le signe négatif du terme relatif à cette propulsion.

On obtient alors la puissance réelle consommée en fonction de la consigne imposée par le parcours effectué par le véhicule :

$$P_{Roues} = P_{Conso} \cdot \underbrace{\begin{bmatrix} \varepsilon_{Prop}^{MCI} \cdot \eta_{MCI} \cdot \eta_{MCI-CO} \cdot \eta_{CO-Tr} \cdot \eta_{Tr-Roues} \\ + \varepsilon_{Prop}^{ME} \cdot \eta_{B-EP} \cdot \eta_{EP-ME} \cdot \eta_{ME} \cdot \eta_{ME-CO} . \eta_{CO-Tr} \cdot \eta_{Tr-Roues} \\ - (1-X) . \varepsilon_{Récup}^{ME} . \left[\eta_{B-EP} \cdot \eta_{EP-ME} \cdot \eta_{ME} \cdot \eta_{ME-CO} \cdot \eta_{CO-Tr} \cdot \eta_{Tr-Roues}\right] \\ + \varepsilon_{Prop}^{MCI+ME} \cdot \eta_{CO-Tr} \cdot \eta_{Tr-Roues} . \left[(1-k_{ME}) . \eta_{MCI} \cdot \eta_{MCI-CO} + k_{ME} \cdot \eta_{B-EP} \cdot \eta_{EP-ME} \cdot \eta_{ME} \cdot \eta_{ME-CO}\right] \\ + \varepsilon_{Prop}^{MCI-ME} \cdot \eta_{MCI} \cdot \eta_{MCI-CO} . \left[(1-k_{ME}) . \eta_{CO-Tr} \cdot \eta_{Tr-Roues} - k_{ME} \cdot \eta_{B-EP} \cdot \eta_{EP-ME} \cdot \eta_{ME} \cdot \eta_{ME-CO}\right] \end{bmatrix}}_{\text{Expression du rendement instantanné du véhicule}}$$

(84)

D'où en regroupant les termes :

$$P_{Roues} = P_{Conso} \cdot \underbrace{\begin{bmatrix} (\varepsilon_{Prop}^{MCI} + (\varepsilon_{Prop}^{MCI+ME} + \varepsilon_{Prop}^{MCI-ME}) . (1-k_{ME})) . \eta_{Thermique} \\ + (\varepsilon_{Prop}^{ME} + \varepsilon_{Prop}^{MCI+ME} . k_{ME} - (1-X) . \varepsilon_{Récup}^{ME}) . \eta_{Electrique} \\ - \varepsilon_{Prop}^{MCI-ME} . k_{ME} \cdot \eta_{Recharge\,Hybride} \end{bmatrix}}_{\text{Expression du rendement instantanné du véhicule}} \quad (85)$$

$$\text{avec} \begin{cases} \eta_{Thermique} = \eta_{MCI} \cdot \eta_{MCI-CO} \cdot \eta_{CO-Tr} \cdot \eta_{Tr-Roues} \\ \eta_{Electrique} = \eta_{B-EP} \cdot \eta_{EP-ME} \cdot \eta_{ME} \cdot \eta_{ME-CO} . \eta_{CO-Tr} \cdot \eta_{Tr-Roues} \\ \eta_{Recharge\,Hybride} = \eta_{MCI} \cdot \eta_{MCI-CO} \cdot \eta_{B-EP} \cdot \eta_{EP-ME} \cdot \eta_{ME} \cdot \eta_{ME-CO} \end{cases} \quad (86)$$

Le calcul du rendement du véhicule est alors déjà compliqué à réaliser, alors qu'il n'a été effectué que pour une architecture hybride relativement simple (en comparaison avec un véhicule hybride série parallèle équivalent au groupe GM présenté en annexe A2).

Le rendement moyen du véhicule ne peut cependant pas être défini à partir de cette expression, car il dépend du temps de chaque mode de fonctionnement auquel le véhicule est soumis lors de son utilisation. En effet le rendement instantané du véhicule présenté ci-dessus fait intervenir la récupération d'énergie par le moteur électrique (en fonctionnement alternateur). Cependant, cette énergie sauvegardée dans les batteries est réutilisée ultérieurement avec un rendement non connu lors du temps présent, car il dépendra à la fois de la stratégie utilisée mais aussi de la mission (trajet) que doit effectuer ce véhicule. Plusieurs études, dont celles de Katrasnik et al. [163-167] s'intéressent plutôt à l'expression du rendement global du véhicule en fonction du travail total qui doit être fourni sur un cycle routier donné. Le rendement global du véhicule n'est donc pas un rendement instantané, mais une moyenne du rendement du véhicule sur ce cycle routier fixé au préalable.

1.4.2 Description du problème d'optimisation

1.4.2.1 Règles de base [163-167, 200]

La stratégie de contrôle du véhicule permet de choisir quel mode de fonctionnement adopter, et définit la répartition de l'énergie entre les deux types de propulsion afin d'optimiser la consommation du véhicule et/ou réduire ses émissions polluantes. Plusieurs paramètres interviennent sur le choix du mode de fonctionnement [163-167, 200] :

_ La commande du conducteur. Celle-ci définit la puissance devant être transmise aux roues.

_ Les puissances maximales pouvant être fournies par chacune des deux propulsions. Elles dépendent du dimensionnement de chacun des éléments de la propulsion hybride.

_ Les cartographies de rendement du moteur thermique et (éventuellement) du moteur électrique et de la batterie. Le but du véhicule hybride est de fonctionner avec le meilleur rendement possible. Ces cartographies sont utilisées dans le choix de la répartition de l'énergie entre le MCI et le moteur électrique.

_ L'état de charge (SOC) de la batterie. On fixe généralement une valeur maximale de la batterie à ne pas dépasser afin d'éviter une surcharge néfaste en termes de rendement et de durée de vie. De la même manière, on définit une valeur minimale sous laquelle ne pas descendre pour empêcher la sous-charge de la batterie.

Un exemple de stratégie de contrôle d'un véhicule hybride parallèle est présenté en Figure 54.

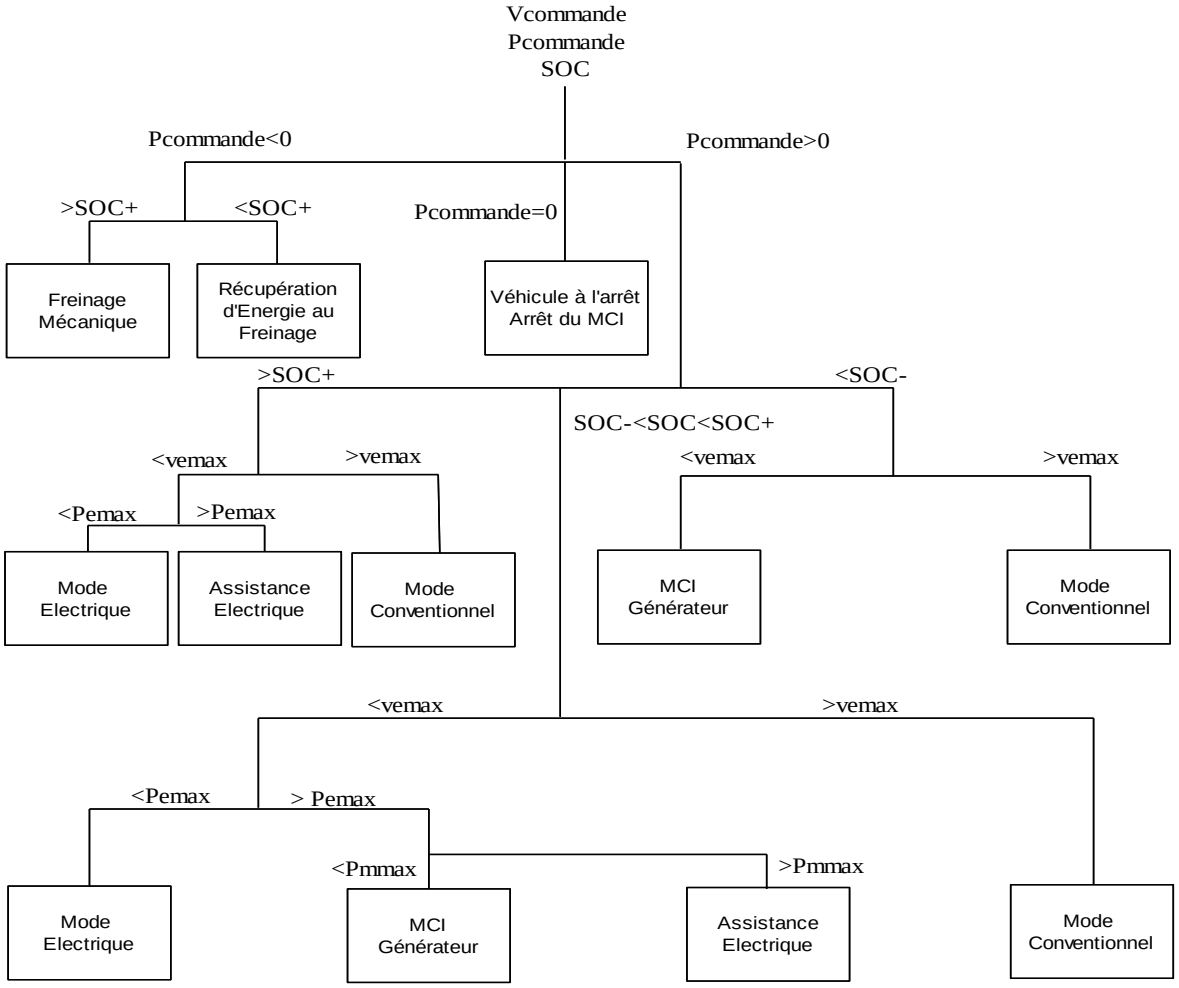


Figure 54 : Schéma d'une stratégie de contrôle simple d'un véhicule full-hybride-parallèle (logiciel LMS AMESim)

Les différents modes de fonctionnement sont présentés ci-dessous.

_Arrêt du MCI lors des phases d'arrêt du véhicule [163-167, 200] :

Un véhicule classique fonctionne au ralenti (environ 800 tr/min) et donc avec un rendement nul lorsque le véhicule est à l'arrêt (l'énergie produite n'étant pas récupérée par le conducteur). Ce fonctionnement n'est justifié que par le fait qu'il est difficile de redémarrer un moteur à combustion interne à l'aide du démarreur électrique de faible puissance présent sur les moteurs conventionnels, et d'assurer immédiatement la propulsion après chaque arrêt. Cependant, il est possible dans le cas d'un véhicule hybride (des véhicules équipés de systèmes stop&start aux véhicules full-hybrid) d'utiliser la puissance du moteur électrique pour démarrer rapidement le moteur à combustion interne. Celui-ci peut donc être arrêté dès que la vitesse du véhicule devient nulle, et l'on économise ainsi du carburant.

Cette règle est particulièrement utile dans le cas d'un fonctionnement en milieu urbain, où les arrêts sont fréquents.

_Fonctionnement thermique classique [163-167, 200] :

Les véhicules hybrides parallèles peuvent fonctionner comme un véhicule classique (ie. en utilisant uniquement le MCI). Ce fonctionnement peut être assuré dans le cas d'une inutilité de la propulsion électrique, par exemple si la puissance ou la vitesse demandées par le véhicule ne peuvent pas être assurées par la partie électrique (sous-dimensionnée), ou lorsque les conditions de SOC des batteries empêchent un fonctionnement hybride (afin d'éviter les surcharges ou sous-charges).

_Fonctionnement en mode électrique [163-167, 200] :

Dans le cas d'un système hybride à fort taux d'hybridation (Full-hybrid ou Plug-in hybrid), le système de propulsion électrique peut assurer seul la propulsion du véhicule. Ce fonctionnement est cependant soumis à condition. En effet, il n'est pas permis si la puissance maximale fournie par le moteur électrique est inférieure à la puissance nécessaire pour assurer la propulsion du véhicule. De plus, afin d'éviter des états de décharge trop importants de la batterie, la propulsion électrique n'est pas possible si le SOC de la batterie est en dessous d'une valeur minimale définie par l'utilisateur.

Ces modes électriques peuvent être variables d'un véhicule à l'autre. L'autonomie en mode électrique est un sujet particulièrement important dans les problèmes d'optimisation du fonctionnement des véhicules hybrides. Elle est généralement assez faible pour des véhicules hybrides simples. Cependant le développement de véhicules Plug-in hybrid conduit actuellement au développement de batterie de grandes autonomies pour permettre des parcours de plusieurs dizaines de kilomètres avec la propulsion électrique.

_Travail en collaboration [163-167, 200] :

La mise en place d'un système hybride parallèle (ou éventuellement série-parallèle) permet aux deux types de propulsion de fonctionner ensemble pour assurer la propulsion du véhicule. Ce travail collaboratif peut être de deux types :

_ Le moteur électrique assiste le moteur à combustion interne :

Ce travail est assuré dans le cas où le moteur thermique n'est pas suffisant pour fournir la puissance nécessaire au véhicule (pouvant venir d'un downsizing du moteur) : le moteur électrique fournit alors l'énergie manquante. Il est aussi possible de forcer le moteur thermique à fonctionner à une puissance plus faible, dans l'optique de limiter sa consommation (même si il est capable de fournir la totalité de l'énergie nécessaire) ou ses émissions polluantes. Ce type de travail n'est possible que dans le cas d'un SOC des batteries suffisamment important.

_ Le moteur électrique récupère une partie de l'énergie produite par le moteur à combustion interne :

Ce fonctionnement est très utilisé dans le cas des hybrides-série pour lesquels le MCI est directement relié à un alternateur, et sert donc uniquement de générateur électrique pour les batteries et le moteur électrique.

Pour les véhicules de type hybride-parallèle, dans le cas d'une puissance demandée relativement faible (comme en milieu urbain), il est possible de commander au moteur thermique de fonctionner à un couple plus important (et donc de fournir plus de puissance) afin de se rapprocher de sa courbe de meilleur rendement et récupérer l'excédant d'énergie ainsi produite par le moteur électrique (fonctionnant alors comme un alternateur) pour recharger les batteries. L'énergie récupérée pourra ensuite être réutilisée en mode électrique ou en assistance du MCI. Ce fonctionnement reste limité par une valeur maximale du SOC de la batterie afin d'éviter les surcharges.

_ Récupération d'énergie au freinage [163-167, 200] :

Lors du ralentissement du véhicule, les roues motrices entraînent le moteur électrique

(fonctionnant encore une fois en alternateur), et une partie de l'énergie cinétique est récupérée et transmise aux batteries. Cette opération est limitée par la puissance maximale pouvant être délivrée à la batterie et il est souvent nécessaire d'utiliser un complément mécanique au freinage (utilisation de freins à friction).

La stratégie de contrôle se charge de choisir le mode de fonctionnement ainsi que la répartition éventuelle d'énergie entre les différents éléments du véhicule hybride. Plusieurs types de stratégies ont été développés et sont toujours en cours de développement afin de limiter la consommation et les émissions polluantes de ces véhicules [191-216].

Dans le cas d'un véhicule hybride-série le moteur thermique n'assure pas la propulsion et est seulement utilisé comme générateur d'énergie pour charger les batteries. La propulsion est uniquement assurée en mode électrique, et la propulsion électrique est donc forcément dimensionnée de manière à pouvoir répondre à toutes les sollicitations du conducteur. Le moteur électrique peut éventuellement tirer son énergie directement du générateur thermique (MCI), ou bien utiliser les réserves des batteries suffisamment chargées.

1.4.2.1.a Répartition d'énergie entre les différentes propulsions : choix des points de fonctionnement

Dans le cas d'une propulsion hybride-parallèle, la propulsion du véhicule est assurée à la fois par la partie thermique et par la partie électrique. Pour un travail donné demandé par le conducteur du véhicule (vitesse et accélération), la stratégie de contrôle est chargée de définir la puissance fournie par chacune des propulsions. Ce choix n'est pas évident et doit prendre en compte l'évolution du rendement de chacun de ces éléments en fonction de leur utilisation. De plus, il peut aussi être nécessaire de tenir compte de l'évolution des émissions polluantes du MCI suivant sa vitesse et son couple fourni.

La répartition d'énergie entre les deux propulsions doit respecter l'équation (simple) suivante:

$$P_{totale} = P_{MCI} + P_{ME} \tag{87}$$

P_{MCI} et P_{ME} étant respectivement les puissances fournies par le moteur à combustion interne et par le moteur électrique. La vitesse de rotation de chacune des propulsions est dépendante de la vitesse du véhicule ainsi que du rapport de réduction entre chaque moteur et les roues du véhicule :

$$\omega_{MCI} = k_1 . \omega_{véhicule} \tag{88}$$

$$\omega_{ME,décharge} = k_2 . \omega_{véhicule} \tag{89}$$

$$\omega_{ME,recharge} = k_3 . \omega_{MCI} = \frac{k_2}{k_1} . \omega_{MCI} \tag{90}$$

k_1 et k_2 sont les rapports de réduction respectifs entre les roues et chacun des moteurs. k_3 est le rapport de réduction entre le MCI et le moteur électrique lorsque ce dernier est utilisé en alternateur pour recharger les batteries. Ces rapports de réduction dépendent du type de transmission employé et peuvent donc être interdépendants.

Les couples fournis par chacun des moteurs sont alors calculés afin de respecter ces équations.

$$P_{totale} = \tau_{MCI} . \omega_{MCI} + \tau_{ME} . \omega_{ME} \tag{91}$$

$$\tau_{total} = \tau_{MCI}.k_1 + \tau_{ME}.k_2 \quad (92)$$

Par exemple, les transmissions les plus simples utilisent une boite de vitesse classique et un rapport de réduction k_3 constant entre les deux moteurs. Dans ce cas, les différents rapports de réduction sont indépendants de la stratégie de contrôle et sont liés par les équations suivantes :

$$k_1 = k_{boite}.k_1' \quad (93)$$

$$k_2 = k_{boite}.k_2' \quad (94)$$

$$k_3 = \frac{k_2'}{k_1'} \quad (95)$$

k_{boite} étant le rapport de boite de vitesse choisi par le conducteur et donc non dépendant de la stratégie de contrôle. k_1' et k_2' sont des constantes (pour ce cas particulier).

Ce type de transmission implique une interdépendance entre les vitesses de fonctionnement de chacune des propulsions du véhicule, et donc par conséquent sur les couples fournis par chacune d'elles. Ceci entraine des limitations de flexibilité dans l'utilisation de chaque propulsion. Une solution, à la fois plus complexe mais aussi plus intéressante pour la flexibilité de fonctionnement de chaque élément, est l'utilisation de transmissions variables spécifiques à chaque moteur, avec l'utilisation de transmissions variables continues (CVT) par exemple. Dans ce cas, les rapports de réduction deviennent des variables de sortie de la stratégie de contrôle, ce qui complexifie alors le problème d'optimisation mais apporte aussi plus de solutions intéressantes dans le but de réduire la consommation du véhicule [188, 190, 214].

Les stratégies de contrôle les plus "simples" se concentrent sur l'optimisation de la consommation du moteur thermique, considérant que le rendement du moteur électrique reste suffisamment élevé pour être utilisé quels que soient les couples et vitesses qui lui sont demandés de fournir. C'est donc uniquement les couples et vitesses du MCI qui sont calculés par la stratégie de contrôle [191-216]. Le point de fonctionnement électrique est ensuite déterminé en utilisant les équations 87 à 95 en fonction du point de fonctionnement du MCI :

D'autres stratégies "optimisées" recherchent l'augmentation globale du rendement du véhicule. Les équations 87 à 95 sont utilisées dans l'équation d'optimisation qui est minimisée pour obtenir le comportement le plus économique.

Dans le cas d'une propulsion hybride-série, seule la partie électrique propulse le véhicule. Cependant, ce type de propulsion n'est pas exempt de travail collaboratif entre les deux propulsions du fait du rechargement des batteries par un moteur/alternateur provenant de l'énergie produite par le MCI.

$$P_{totale} = P_{ME1} = \tau_{ME1}.k_{ME1}.\omega_{véhicule} \quad (96)$$

$$\tau_{MCI}.\omega_{MCI} = P_{MCI} = P_{ME2} = \tau_{ME2}.\omega_{ME2} \quad (97)$$

$$\tau_{MCI} = k_{ME2}.\tau_{ME2} \quad (98)$$

k_{ME1} et k_{ME2} sont respectivement les rapports de réduction entre le moteur électrique propulseur (ME1) et le moteur électrique alternateur (ME2). Ici aussi, ces rapports de réduction peuvent être constants, variables mais indépendants de la stratégie de contrôle (par le choix d'une vitesse par le conducteur par exemple), ou dépendants de celle-ci (par le biais de transmissions variables).

Enfin, dans le cas d'une propulsion série parallèle, les deux comportements précédents sont

observables suivant le mode d'utilisation, et la stratégie de contrôle devra donc respecter l'ensemble des équations 87 à 98 [188, 190, 196].

Pour plus de simplicité, les transmissions sont présentées ici comme parfaites, et les équations développées précédemment ne comportent pas de pertes par frottement entre chaque moteur et les roues, ainsi qu'entre les deux propulsions. Ces pertes ne sont cependant pas négligeables et les puissances commandées (P_{MCI} et P_{ME}) sont corrigées pour les compenser [188, 190, 196].

1.4.2.1.b Paramètres d'entrées et variables de sortie

Les chapitres précédents présentent les différents modes de fonctionnement ainsi que les conditions d'utilisation de chaque propulsion que doit respecter la stratégie de contrôle d'un véhicule hybride. On propose dans cette partie de récapituler les paramètres d'entrée de la stratégie de contrôle ainsi que les variables de commandes qui sont ensuite transmises aux différents éléments de la propulsion hybride.

Paramètres d'entrée :

_ Vitesse du véhicule,
_ Commande du conducteur (couple demandé, rapport de boite de vitesse enclenché),
(→ Dans le cas d'une transmission à rapports de réduction fixes, les vitesses de rotation de chaque moteur sont donc des variables d'entrées)
_ Performances maximales (couple, vitesse) de chacune des propulsions,
_ SOC de la batterie,
_ État dynamique (couple, vitesse) précédent de chacun des moteurs,
_ Cartographies de rendement de chaque moteur,
_ Cartographie de rendement de la batterie (ou définition d'une plage de SOC dans laquelle la batterie est utilisée),
_ Cartographies de rendement de chaque partie de transmission (éventuellement),
_ Cartographies d'émissions polluantes du MCI (éventuellement).

Variables de sortie :

_ Commande de démarrage ou d'arrêt du MCI,
_ Couple du MCI,
_ Couple du moteur électrique,
_ Commande de récupération d'énergie au freinage,
_ Rapports de réductions entre les différentes parties de la transmission (éventuellement → Dans ce cas là les vitesses de rotations de chaque élément sont des variables de sortie).

Ainsi, l'optimisation d'une chaîne de propulsion hybride est un problème complexe. Plusieurs méthodes d'optimisation ont donc été développées afin de le résoudre.

1.4.2.2 Objectif de la stratégie de contrôle

La stratégie de contrôle d'un véhicule hybride a pour but « d'optimiser » son fonctionnement. Cette notion assez vague peut être de plusieurs ordres : la réduction de la consommation et des émissions polluantes ou alors l'amélioration de la puissance du véhicule.

La réduction de la consommation du véhicule constitue généralement un des principaux objectifs. L'association d'une propulsion thermique avec une propulsion électrique permettant d'obtenir plus de liberté sur le point de fonctionnement du moteur à combustion interne, il est possible de faire fonctionner celui-ci au maximum dans ses zones de meilleur rendement.

Cependant, les zones de meilleure efficacité énergétique du moteur à combustion internene correspondent pas forcément aux zones limitant le plus les émissions polluantes. Ainsi l'optimisation de la consommation du véhicule n'implique pas forcément une optimisation des

émissions polluantes [200].

Enfin, des conditions de performances (puissance) et de confort de conduite (réactivité, son) peuvent aussi être exigées, et ont un impact non négligeable sur la stratégie de contrôle du véhicule (par exemple utiliser la propulsion électrique pour assister le moteur thermique et ainsi obtenir de meilleures accélérations). Ce type d'utilisation est d'ailleur actuellement utilisée en compétition automobile (KERS des f1).

Il est donc nécessaire de bien définir les objectifs de la stratégie de contrôle. En fonction de ceux-ci, des compromis doivent être réalisés afin d'obtenir les performances souhaitées pour le véhicule étudié.

1.4.2.3 Types de stratégies

Face à ce problème d'optimisation du contrôle du véhicule hybride, plusieurs types de stratégies ont été et sont encore actuellement développés. Celles-ci peuvent être regroupées en deux classes :

_Stratégies par règles fixes (rule-based) :

Ce type de stratégie de contrôle est basé sur la fixation de règles prédéfinies à l'avance et implémentées dans le calculateur du véhicule hybride, qui vont permettre de définir le fonctionnement de chacune des parties de la propulsion en fonction des conditions de vitesse et d'accélération rencontrées par le véhicule, ainsi que des capacités des propulsions thermique et électriques à fournir (ou récupérer) l'énergie nécessaire pour assurer le mouvement du véhicule. Le plus souvent, ces propulsions visent en particulier à optimiser le fonctionnement du moteur à combustion interne. Celui-ci est à la fois le principal producteur d'énergie dans le véhicule, ainsi que l'élément ayant non seulement le plus faible rendement global, ainsi que la plus forte variation de rendement en fonction de son fonctionnement (rendement maximal autour de 40% et pouvant descendre jusqu'à quelques % lors de fonctionnement à faible puissance).

_Stratégies par optimisation :

Ce type de stratégies consiste à trouver le minimum d'une fonction de consommation énergétique totale du véhicule. La fonction de coût est définie à partir d'études expérimentales ou de simulations sur les performances de chacun des éléments du véhicule hybride (consommation du MCI et du moteur électrique ainsi que les différentes pertes électriques et mécaniques pouvant se produire) en fonction des conditions de fonctionnement auquel ils sont soumis. La recherche du fonctionnement du véhicule hybride permettant de minimiser la fonction mathématique ainsi obtenue est faite grâce à l'application d'algorithmes d'optimisations souvent complexes dont certains sont présentés dans la suite de cette étude. Le plus souvent ces stratégies nécessitent la pré-connaissance du parcours effectué par le véhicule. Contrairement aux stratégies à règles fixes, un véhicule se trouvant par deux fois dans les mêmes conditions de route et d'état de charge des batteries (même énergie à fournir et même capacité à utiliser la propulsion électrique) ne fonctionne pas forcément de la même manière dans les deux cas.

1.4.2.3.a Stratégie rule-based [196, 201]

Ces stratégies ont été les premières à être développées du fait de leur relative simplicité de mise en œuvre. Des règles fixées à l'avance dans le calculateur du véhicule permettent à la stratégie de contrôle de définir le mode de fonctionnement du véhicule ainsi que de calculer la répartition énergétique entre les deux propulsions. L'exemple présenté en Figure 54 correspond à une stratégie de contrôle rule-based possible pour un véhicule full-hybrid parallèle.

Une des stratégies les plus utilisées dans la littérature est celle du maintien de charge de la batterie (charge sustaining) [170, 171]. En effet, dans un véhicule hybride (commun, et pour les Plug-in ayant dépassé leur autonomie en mode électrique) l'ensemble de l'énergie est produite par le moteur à combustion interne. La partie électrique se décharge régulièrement et doit ensuite

être rechargée (par l'utilisation du moteur comme d'un générateur). La stratégie de contrôle gère l'état de charge de la batterie. Pour des raisons de rendement (les pertes internes à la batterie évoluant en fonction du SOC) ainsi que pour des raisons de durée de vie (des dégradations précoces de la batterie pouvant être observées en cas de surcharge et de sous-charge) celle-ci est utilisée sur une plage de SOC limitée (quelques % de SOC). Le contrôle de la propulsion hybride enchaîne alors des phases de charges (récupération au freinage, moteur générateur) et de décharges (mode électrique, assistance électrique du MCI) pour rester dans la plage de SOC définie par avance. Ainsi, dans ces conditions, les changements de mode sont en grande partie dictés par le franchissement de valeurs limites d'état de charge, à l'exception de l'arrêt du MCI à vitesse nulle ainsi que les cas de sous-dimensionnement de la partie électrique par rapport à la demande de puissance ou de vitesse du véhicule [170, 171].

Le désavantage de ce premier type de stratégie est qu'il ne permet pas d'optimiser l'ensemble du système de propulsion hybride, Généralement elle se concentre sur l'amélioration de l'utilisation du moteur à combustion interne, en le faisant fonctionner au maximum près de sa courbe de meilleure consommation, ainsi qu'en l'arrêtant régulièrement (consommation instantanée nulle). Les différentes performances en fonction de la commande de la batterie (à l'exception de la zone de fonctionnement préalablement définie) et du moteur électrique ne sont pas prises en compte dans le choix de la répartition d'énergie entre les propulsions thermique et électrique.

Les récentes études sur les stratégies "rule-based" s'intéressent en particulier à l'utilisation de la logique floue (fuzzy logic) [196-199]. En effet, cette méthode est parfaitement adaptée aux systèmes variant temporellement de manière non linéaire, tels les systèmes hybrides. Dans cette méthode, l'état des variables d'entrée est étudié (par exemple le SOC peut être considéré comme faible, moyen, fort). Contrairement à une méthode booléenne, la logique floue ne définit pas un état comme étant seulement vrai ou faux, mais établit des "degrés de vérité" d'un état pour cette variable (voir Annexe A4 et Figure 55). Ainsi une variable peut être décrite comme étant en même temps dans deux (ou plus) états avec un certain degré de vérité qui lui est associé (par exemple sur la Figure 55 : pour un SOC de 0,65 le SOC est à la fois faible et optimum avec des degrés de vérité égaux à 0,5). L'utilisation d'algorithmes simples utilisant des boucles "Si" (exemple : si SOC=Optimum et Pcommande=Faible alors Pmci=Faible) permet de déterminer les variables de sortie.

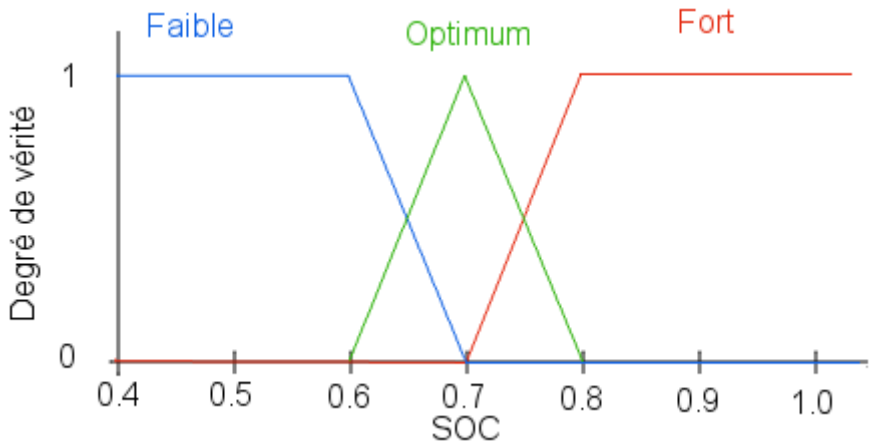


Figure 55 : Exemple de description de l'état de charge en logique floue [196]

Cette méthode bien utilisée permet d'obtenir des économies de carburant supplémentaires par rapport à une stratégie plus simple (maintien de charge par exemple) [170, 171]. Il est par exemple possible d'obtenir plus de liberté sur le choix de la répartition d'énergie entre les deux moteurs, et ainsi de chercher une optimisation globale de la propulsion hybride. Elle permet aussi des temps de calculs relativement faibles, ce qui rend son utilisation aisée dans un système complexe tel que la propulsion hybride (le principe de la logique floue est expliqué plus précisément en Annexe A4).

Ces stratégies permettent déjà des économies d'énergies importantes. Cependant, elles ne sont pas toujours adaptées au parcours effectué par le véhicule. En effet, pour ce type de stratégies, la

"mission" effectuée par le véhicule n'influe pas sur les résultats de la stratégie de contrôle. De fait, dans certaines conditions de vitesse et de puissance demandées à la propulsion hybride du véhicule, un mode de fonctionnement est utilisé sans être celui permettant le plus d'économie, dans le cas présentement étudié. Par exemple, dans le cas de faibles vitesses et couples de commande, il est plus intéressant de mobiliser au maximum la propulsion électrique (un moteur thermique fonctionnant à faible rendement pour ces conditions de couple et vitesse). Cependant, si le SOC de la batterie est trop faible, l'utilisation du mode électrique n'est pas possible et des économies d'énergies qui auraient pu être réalisées sont perdues. Ainsi, il peut être possible de trouver des paramètres de réglages (valeurs de SOC limites par exemple) améliorant au maximum l'effet de ce type de stratégie sur la consommation du véhicule hybride pour un cycle de conduite donné (par exemple le cycle NEDC), mais ce réglage a peu de chances d'être adapté à un autre type d'utilisation du véhicule. L'efficacité de ces stratégies devient également rapidement limitée dès que le nombre d'objectifs demandé au véhicule hybride (réduction de consommation du MCI, du moteur électrique, des batteries, réduction des émissions polluantes) augmente.

Pour ces raisons, un nouveau type de stratégies de contrôle utilisant des données définissant le parcours du véhicule a depuis été étudié : ce sont notamment les stratégies par fonction d'optimisation [201].

1.4.2.3.b Stratégie par fonction d'optimisation

Les stratégies par règles fixées (rule-based) permettent d'optimiser individuellement les performances de chaque composant. Cependant, ces objectifs traités séparément ne permettent pas d'obtenir la meilleure amélioration des performances d'un véhicule hybride dans son ensemble. Les stratégies par fonction d'optimisation proposent de trouver une solution à l'ensemble des problèmes posés, en une seule fois. Elles peuvent aussi permettre l'optimisation non seulement de la consommation du véhicule, mais aussi d'autres variables telles que les émissions polluantes.

Contrairement aux stratégies précédentes pour lesquelles les conditions de route et le comportement du conducteur (conduite souple, agressive, …) ne sont pas connues à l'avance, les stratégies par optimisation utilisent la connaissance que l'on peut avoir de ces deux éléments. Il paraît pourtant difficile d'appréhender ces informations pour l'ensemble des trajets et conducteurs auxquels est soumis un véhicule au cours de son exploitation. C'est pourquoi certaines stratégies trouvées dans la littérature sont généralement adaptées à un certain cycle de conduite, et leur efficacité peut parfois être jugée artificielle. Toutefois, les récents développement de systèmes de localisation tels que le GPS, ainsi que les données en temps réel sur les trafics routiers, laissent à penser que dans un avenir proche, la prédiction du parcours du véhicule (accélérations, vitesse) en temps réel pourra être transmise au système de contrôle.

Un système d'optimisation peut être comparé à une phase d'apprentissage suivie d'une phase d'adaptation de la stratégie de contrôle aux contraintes qui lui sont soumises et à la mission (cycle routier) que le véhicule devra effectuer. Tout d'abord une fonction de "coût" est définie, qui représente l'intégrale des consommations et émissions instantanées du véhicule. Ces données étant directement liées au fonctionnement du véhicule, des "variables de décision" (la répartition d'énergie, par exemple) vont intervenir dans cette équation de coût. On recherche ensuite à minimiser cette fonction avec des algorithmes d'optimisation (tels que les algorithmes génétiques) afin de trouver les variables de décision donnant les meilleures performances possibles en terme d'économies.

Les stratégies par optimisation ont été divisées en deux catégories:
D'une part on trouve les stratégies par optimisation globales, pour lesquelles la stratégie de contrôle est définie avant même le départ du véhicule : cela nécessite donc de connaître l'ensemble du parcours du véhicule, le comportement du conducteur, et les conditions de trafic à l'avance.

D'autre part, des stratégies par optimisation en temps réel ont été développées. Elles sont particulièrement intéressantes par le fait que leur capacité d'adaptation au temps présent leur

donne un potentiel très important dans la réduction de la consommation et des émissions polluantes. Ces stratégies peuvent s'adapter au cours de la vie du véhicule, en analysant les divers voyages qui ont été faits et le comportement du conducteur dans le passé. Les futurs voyages sont alors potentiellement "déduits" de cet historique de données afin de créer la stratégie de contrôle du véhicule. De même, le comportement du conducteur pourra être analysé et identifié par le système de contrôle.

Un exemple de fonction d'optimisation est présenté ici (inspiré de [199, 204, 222]). Il s'agit de définir de manière simplifiée pour chaque mode de fonctionnement les consommations et émissions de chaque élément du système de propulsion. Celles-ci sont adimensionnées, afin de pouvoir les inclure dans une même équation (pas de conflit d'unité). On y ajoute une condition de retour du SOC à sa valeur initiale en fin de parcours. Dans cette étude, seules deux variables de décision, définissant la répartition d'énergie lors des phases de décharges et recharges de la batterie, sont utilisées pour définir la stratégie hybride.

$$\tau_{ME,Charge} + \beta_1.\tau_{MCI,Max} = \tau_{Commande} \tag{99}$$

$$\tau_{ME,Décharge} + \beta_2.\tau_{MCI,Max} = \tau_{Commande} \tag{100}$$

β1 et β2 sont les variables de décisions.
Si $\tau_{commande} < \beta_1\tau_{MCI,max}$, le moteur électrique est utilisé comme un alternateur (équation 99)
Si $\tau_{commande} > \beta_2\tau_{MCI,max}$, le moteur électrique assiste le MCI (équation 100)
Si $\beta_1\tau_{MCI,max} \leq \tau_{commande} \leq \beta_2\tau_{MCI,max}$, seul le MCI est utilisé

Le but de l'optimisation est de trouver le meilleur couple $\{\beta_1, \beta_2\}$ permettant de minimiser la fonction de coût suivante :

$$f_{optimisation} = a.\frac{Conso(\beta_1,\beta_2)}{Conso^0} + \sum b_i.\frac{Emission(\beta_1,\beta_2)_i}{Emission_i^0} + c.\frac{SOC_e - SOC_s}{SOC^0} \tag{101}$$

SOCs et SOCe sont respectivement les états de charge au début et en fin de fonctionnement. Les $Conso^0$, $Emission^0$ et SOC^0 sont respectivement les consommations, niveau d'émission et état de charge du véhicule pour des valeurs de β_1 et β_2 non optimisées.

Les facteurs a, b et c permettent de définir l'ordre de priorité entre les différentes variables à optimiser. On définit les niveaux d'importances qu'ont tous les objectifs les uns par rapports aux autres. L'optimisation de la consommation étant globalement très grande, le coefficient a est généralement plus élevé que b (dans l'exemple cité a = 0,5 et b_i = 0,25. Le maintien de l'état de charge entre le début et la fin de la mission étant primordial, c a une valeur très importante pour s'en assurer (dans l'exemple c = 10).

Il existe un grand nombre de méthodes mathématiques permettant de trouver une solution au problème d'optimisation. Une méthode reprise plusieurs fois dans la littérature est l'application d'algorithmes génétiques (voir Annexe A5) [199, 204, 222].

1.4.2.4 Exemple de recherche d'optimisation du véhicule hybride (prise en compte de la chauffe moteur)

Pour finir cette partie, un exemple de recherche d'optimisation de la stratégie est présenté par les travaux de Lescot et al. [169]. Les stratégies par optimisation consistent en la définition d'une fonction de "coût" qui doit être minimisée à l'aide d'un algorithme approprié, afin de trouver les paramètres d'entrée optimums. Généralement, cette fonction est obtenue par une modélisation (simplifiée pour les temps de calcul) de la propulsion hybride. La réduction de la consommation étant un objectif primordial des véhicules hybrides, la fonction de "coût" la plus simple utilisée consiste en le calcul de la consommation de carburant totale du véhicule obtenue sur un parcours donné, les paramètres d'entrée étant les commandes de chaque partie de la propulsion hybride

(répartition énergétique entre le moteur thermique et le moteur électrique). Pour plus de simplicité, la modélisation du véhicule considère souvent des conditions de fonctionnement optimales pour le moteur thermique, ce qui n'est pourtant pas le cas après un départ à froid. Ainsi, ces travaux proposent de compléter la fonction de "coût" en y intégrant la nécessité de monter rapidement le moteur thermique en température après son démarrage, puis d'analyser les performances de la nouvelle stratégie.

1.4.2.4.a Modélisation : orientée pour le contrôle véhicule [169]

Une première modélisation d'un moteur fonctionnant à température optimale est réalisée. La consommation du moteur thermique est obtenue par l'utilisation d'une cartographie de consommation :

$$\dot{m}^*_{fuel} = \dot{m}^*_{fuel}(\tau^*_i, \omega_e) \tag{102}$$

$$\tau^*_i = \tau_e + \frac{P^*_{frot}(\omega_e)}{\omega_e} \tag{103}$$

τ_i est le couple indiqué, τ_e le couple effectif, ω_e la vitesse de rotation du moteur et P_{frot} la puissance de frottement. Cette dernière est exprimée comme une fonction de la vitesse du moteur :

$$P^*_{frot}(\omega_e) = Pmf^*(\omega_e).\, V_d.\, \frac{\omega_e}{n_r} \tag{104}$$

La pression moyenne de frottement P_{mf} est calculée à partir de cartographies.

L'évolution des frottements en fonction de la température est obtenue en fonction de sa viscosité, elle même dépendante de la température de l'huile :

$$Pmf(\omega_e, T_{huile}) = Pmf^*(\omega_e).\left(\frac{\nu(T_{huile})}{\nu^*}\right)^d \tag{105}$$

υ^* est la viscosité cinématique de l'huile chaude. Le paramètre d est calibré en fonction de mesures expérimentales. D'où le calcul final de la puissance de frottement :

$$P_{frot}(\omega_e, T_{huile}) = P^*_{frot}(\omega_e).\left(\frac{\nu(T_{huile})}{\nu^*}\right)^d \tag{106}$$

Les pertes se produisant lors de la combustion sont aussi prises en compte. La surconsommation provenant de la combustion incomplète pour une température ambiante du moteur est notamment considérée, avec l'ajout d'un facteur de surconsommation :

$$P_{fuel}(\tau_e, \omega_e, T_{huile}) = PCI.\, \dot{m}^*_{fuel}(\tau_i, \omega_e).\, \psi(T_{huile}) \tag{107}$$

$$\tau_i = \tau_e + \frac{P_{frot}(\omega_e, T_{huile})}{\omega_e} \tag{108}$$

Le PCI du carburant est une constante dépendante du type de moteur utilisé. P_{fuel} est la puissance totale issue de la combustion. Le facteur de surconsommation $\psi(T_{huile})$ tend vers 1 lorsque la température d'huile augmente (maximum 87°C).

La dernière étape consiste à modéliser la montée en température de l'huile. Un bilan énergétique est appliqué à l'huile de lubrification. Les sources d'énergie proviennent des frottements (P_{fric}),

des pertes de chaleur au travers des parois de la chambre de combustion P_{gw} ainsi que des échanges entre l'huile et l'air ambiant :

$$\frac{dT_{huile}}{dt} = \alpha.P_{frot} + \beta.P_{gw} - \delta.(T_{huile} - T_{Ambiant}) \quad (109)$$

Les paramètres d, α, β *et* δ sont obtenus par corrélation avec des mesures expérimentales (présentés dans le Tableau 5).

d	0,3
α	$6{,}1396.10^{-5}$
β	$3{,}7395.10^{-5}$
δ	0,0014

Tableau 5 : Paramètres du modèle thermique [169]

Les paramètres α, β, δ sont déterminés par comparaison avec l'expérience. P_{gw} est obtenue de la manière suivante :

$$P_{gw} = P_{fuel} - P_e - P_{frot} - P_{echap} \quad (110)$$

$$P_{echap} = (1+\lambda).\dot{m}_{fuel}.Cp_{echap}.T_{echap} \quad (111)$$

λ est le rapport air/carburant et P_{echap} la puissance perdue à l'échappement. La température d'échappement T_{exh} est obtenue par cartographie. La puissance mécanique effective est calculée simplement par :

$$P_e = \tau_e.\omega_e \quad (112)$$

Le modèle a été validé par comparaison avec des mesures expérimentales [169].

1.4.2.4.b Contrôle du véhicule

Une stratégie de type "optimisation-based" (différentes de "rule-based") prenant en compte la température du moteur est appliquée. Le paramètre recherché ici est le couple délivré par le moteur minimisant la fonction suivante [169] :

$$F^*(\tau_e, \omega_e, t) = P_{fuel}(\tau_e, \omega_e) + s.P_{elec}(\tau_e, \omega_e, t) \quad (113)$$

$$\tau_e(t) = \arg\min_{\tau_e} F^*(\tau_e, \omega_e, t) \quad (114)$$

Les autres commandes (vitesse, couple électrique) sont déduites à partir de cette valeur.

P_{elec} est la puissance électrique issue de la batterie (proportionnelle à la variation de SOC). Le coefficient s est nommé facteur d'équivalence (la variation de s est négligée). Ainsi la consommation de carburant ne dépend que de la vitesse de rotation et du couple du moteur thermique. Il reste à intégrer une nouvelle variable d'état prenant en compte la température du moteur :

$$F(\tau_e, \omega_e, T_{huile}, t) = P_{fuel}(\tau_e, \omega_e, T_{huile}) + s.P_{elec}(\tau_e, \omega_e, t) + p(t).P_{th}(\tau_e, \omega_e, T_{huile}) \quad (115)$$

Pth est une reformulation de la variation de température en unité de puissance :

$$P_{th} = -MC.\dot{T}_{huile} \quad (116)$$

La nouvelle variable d'état est choisie de manière à fonctionner de la même manière que P_{elec}. P_{elec} est négative lors de la recharge de la batterie (et positive lors de la décharge). De même, P_{th} est négative si la température d'huile augmente, ce qui correspond au chargement de la capacité thermique. L'équation d'Euler-Lagrange associée à la variable p(t) est définie si dessous :

$$\begin{aligned}\dot{p}(t) &= -\frac{\partial F(\tau_e, \omega_e, T_{huile}, t)}{\partial(-MC.T_{huile})} \\ &= \frac{1}{MC}.\frac{\partial F(\tau_e, \omega_e, T_{huile}, t)}{\partial T_{huile}}\end{aligned} \tag{117}$$

Plus de détails sur la dérivée de p(t) ne sont pas donnés par les auteurs [169].

1.4.2.4.c Optimisation

La solution de contrôle optimale est définie par deux valeurs optimales du paramètre s et de la condition initiale de p(t) : p_0. s est déterminé par la valeur du SOC au temps final t_f qui doit être égal au SOC initial. Dans le cas de p_0, il n'y a pas de critère simple pour le définir. Au mieux, on peut chercher p_0 pour lequel $p(t_f)=0$. Cependant, du fait des différentes approximations et arrondis effectués lors des calculs différentiels, appliquer cette condition n'est pas efficace [169]. La méthode utilisée consiste à tester un vaste panel de valeurs pour p_0, et pour chacune d'elles, à rechercher la valeur de s garantissant l'égalité des SOC initiaux et finaux en utilisant un algorithme approprié ("zero-finding algorithm").

1.4.2.4.d Résultats

L'efficacité de la méthode précédente a été testée sur trois cycles routiers caractéristiques (Artemis road, FTP, Artemis mixte, voir Annexe A1). Dans tous les cas, la condition de maintien de la charge (SOC(0)=50%) est appliquée. La comparaison du parcours de chaque cycle dans le cas de départ à froid et de départ avec un moteur chaud est réalisée et présentée dans le Tableau 6 [169].

	Unités	Artemis route	FTP72	Artemis mixte
Moteur chaud	l/100km	4,36	3,38	6,31
Moteur froid sans optimisation	l/100km	4,81	3,87	6,6
Moteur froid avec optimisation	l/100km	4,67	3,79	6,55
gain	%	2,81	2,14	0,64

Tableau 6 : Gain de consommation de la nouvelle stratégie prenant en compte l'état thermique du moteur [169]

Les résultats montrent que la prise en compte de l'état thermique du moteur permet un gain en consommation non négligeable (2.8 % pour Artemis road), mais qui varie en fonction du cycle routier employé. Une autre performance étudiée est la quantité d'énergie perdue à l'échappement, qui est réutilisée pour la montée en température des organes de traitement des polluants. Des études ont montré que le catalyseur obtient une température d'environ 300°C alors que la température d'huile se situe encore entre 40 et 50°C. Ainsi, un temps de mise en chauffe correspondant à celui pour lequel l'huile atteint 45°C est utilisé pour étudier approximativement la vitesse de montée en température du catalyseur. Les résultats sont présentés dans le Tableau 7 [169].

		Artemis route	FTP72	Artemis mixte
Temps montée en température catalyseur (s)	sans optimisation	774	463	1372
	avec optimisation	379	260	407

Tableau 7 : Réduction du temps de chauffe du catalyseur par la nouvelle stratégie [169]

Les résultats montrent que la prise en compte de la thermique moteur permet de réduire sensiblement ce temps de montée en température. L'utilisation de la nouvelle stratégie optimisée induit un fonctionnement du moteur à combustion interne où la part de l'énergie perdue à l'échappement est plus importante (Tableau 8), permettant une montée en température très rapide du catalyseur.

		Artemis route	FTP72	Artemis mixte
Part de l'énergie totale transférée à l'échappement (%)	sans optimisation	15.6	19.4	9.1
	avec optimisation	18.5	22.5	19.7

Tableau 8 : Variation de l'utilisation de l'énergie dans le moteur du fait de la nouvelle stratégie [169]

L'étude se concentre ensuite sur le cas particulier du cycle Artemis route. L'évolution de la température d'huile est notamment étudiée (Figure 56) sur ce cycle, dans le cas d'une stratégie de contrôle avec et sans prise en compte de la thermique.

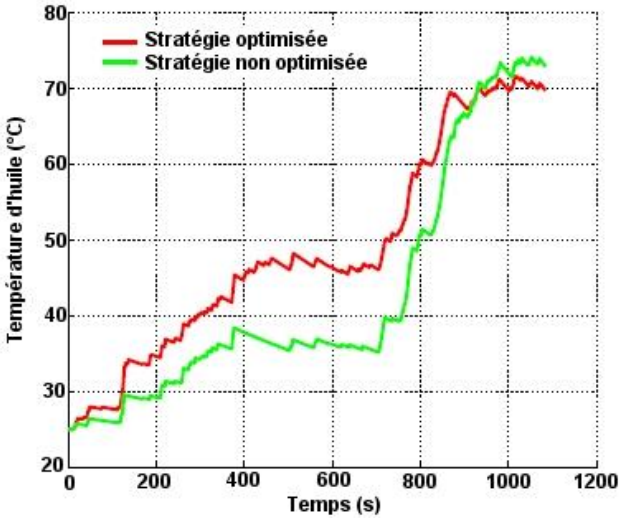


Figure 56 : Montée en température de l'huile, comparaison entre les deux stratégies [169]

L'utilisation de la nouvelle stratégie permet une augmentation plus rapide de la température d'huile. Cela vient directement du fait que le moteur électrique est moins souvent utilisé avec la nouvelle stratégie (décroissance plus faible du SOC en début de cycle, cf. Figure 57). Le moteur thermique est donc plus sollicité, ce qui explique la montée plus rapide en température de l'huile du moteur.

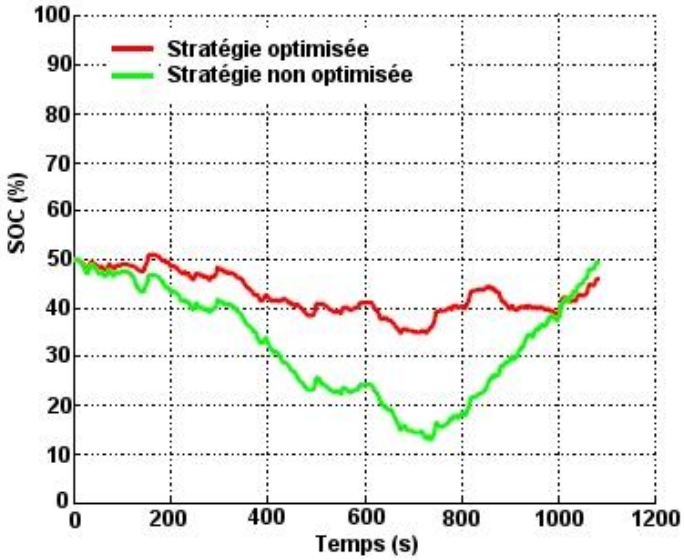


Figure 57 : Evolution de l'état de charge (SOC) sur le cycle Artemis « route », effets de la nouvelle stratégie [169]

1.4.3 Conclusion

Ces derniers résultats montrent qu'il est possible d'adapter le fonctionnement du véhicule hybride en fonction de l'évolution des températures de ses différents éléments. Ici, la stratégie utilisée pour ce véhicule a subi un algorithme d'optimisation donnant le meilleur fonctionnement pour ce cycle routier particulier, avec cette température ambiante particulière. Il est donc encore difficile de l'appliquer à un véhicule réel, pour lequel les conditions de trajet et la thermique vont évoluer énormément d'un parcours à l'autre.

La suite de cette thèse vise à réaliser une étude similaire mais plus complète, pour mettre à jour des comportements généraux du véhicule hybride fonctionnant dans des états thermiques variables, et ensuite donner des éléments de réflexions permettant d'améliorer ses performances lors d'un départ à froid, qui soient applicables quelle que soit l'utilisation du véhicule.

La première partie de cette étude consiste en la mise en place des différents modèles thermiques des 2 propulsions thermique et électrique du véhicule. Ces modèles sont présentés dans le chapitre suivant.

Conclusion chapitre 1

Ce chapitre a montré l'intérêt de la propulsion hybride électrique dans le but d'une réduction de la consommation de carburant des véhicules particuliers. Le taux d'hybridation du véhicule et le type de liaison (mécanique ou électrique) entre les deux motorisations et les roues sont choisis suivant le niveau de performances souhaitées (puissance, comportement routier, consommation). De plus, aucune solution technique ne s'est clairement démarquée et généralisée au cours des années. Il en résulte une grande variété de systèmes hybrides sur le marché, de systèmes « Stop & Start » très minimalistes (arrêtant uniquement le moteur thermique en cas d'arrêt du véhicule) aux véhicules de type « full-hybride » pour lesquels la propulsion électrique est capable d'assurer en partie ou totalement la propulsion du véhicule, avec des associations des moteurs thermique et électrique en série ou en parallèle (ou une combinaison des deux). Dans la plupart des cas, le système électrique sert alors de système de stockage intermédiaire d'énergie récupérant en temps voulu une partie de l'énergie du moteur thermique non utile à la propulsion instantanée du véhicule pour la restituer ensuite aux roues lors de phases où le moteur thermique est très désavantagé (zones de faibles charges). Cette utilisation plus adaptée du moteur thermique a prouvé son efficacité. Cependant elle complexifie grandement le véhicule et l'alourdit.

La complexification du GMP et les nombreuses stratégies de pilotage rendues possibles par l'hybridation rend particulièrement intéressante l'utilisation d'un simulateur de véhicules hybrides, pour effectuer de premiers choix en termes d'architectures et de stratégies de gestion de l'énergie, avant la mise en œuvre d'un prototype et de campagnes expérimentales. Dans ce contexte, cette thèse visant à présenter un nouveau modèle de GMP hybride prenant en compte les différents transferts thermiques, une étude bibliographique étendue a été présentée détaillant les différentes sources de pertes pour les différents organes d'un GMP hybride (moteur thermique, moteur électrique, batteries). Un certain nombre de modèles de transferts thermiques issus de la littérature ont ensuite été décrits. Finalement, les différentes stratégies de gestion de l'énergie et les moyens d'optimisation ont été présentés.

Chapitre 2. Modélisation

Introduction

Basé sur l'étude bibliographique menée précédemment, ce second chapitre présente le développement, dans l'environnement AMESIM, d'un modèle de véhicule hybride électrique intégrant les différents transferts thermiques au sein des organes de propulsion (moteur thermique, moteur électrique, batteries).

La première partie du chapitre est consacrée à la modélisation des transferts thermiques du moteur à combustion interne. Deux approches sont présentées, l'une fonctionnant à base de cartographies empiriques, la seconde utilisant des modèles phénoménologiques plus complexes. Les performances de ces deux modèles sont combinées afin de réaliser le modèle thermodynamique final du MCI. D'autre part un modèle nodal des transferts thermiques du moteur thermique est développé avec modélisation des circuits de liquide de refroidissement et d'huile de lubrification, permettant de disposer d'un outil de simulation à la fois simple mais aussi capable de représenter et d'étudier les gradients de température se produisant dans cet élément, notamment lors de la mise en température après un démarrage du GMP à température ambiante.

Par la suite, des modèles de pertes thermiques du moteur électrique sont implémentés. De la même manière que pour le moteur à combustion interne, une approche nodale des transferts thermiques est retenue (représentation du moteur électrique par 2 nœuds).

Enfin la prise en compte des déperditions thermiques dans la batterie permet de compléter le modèle thermique du véhicule hybride.

2.1 Développement d'un modèle de MCI sous AMESim

2.1.1 Description de l'outil de simulation AMESim

Le logiciel de simulation LMS Imagine.Lab AMESim (plus simplement AMESim) permet la modélisation et l'analyse de systèmes à domaines physiques multiples. Un ensemble de modèles ayant été validés sont regroupés dans une bibliothèque, sous la forme de composant prédéfinis. Un modèle plus complexe peut ainsi être étudié par l'utilisateur en reliant entre eux ces modèles "élémentaires" (aussi appelés sous–modèles). Les variables d'entrées d'un sous modèle correspondent aux variables de sortie des sous-modèles auquel il est relié (et vice versa). Les domaines de simulation sont très variés (hydraulique, pneumatique, électrique, électronique, mécanique, thermique, etc.) et cet outil permet notamment la simulation de véhicules.

2.1.1.1 Bibliothèque IFP Drive

IFP Drive est une bibliothèque, sous AMESim, de différents modèles simples pouvant être couplés entre eux afin d'obtenir un modèle de véhicule complet. Un exemple de modélisation de véhicule sous AMESim est présenté en Figure 58.

.

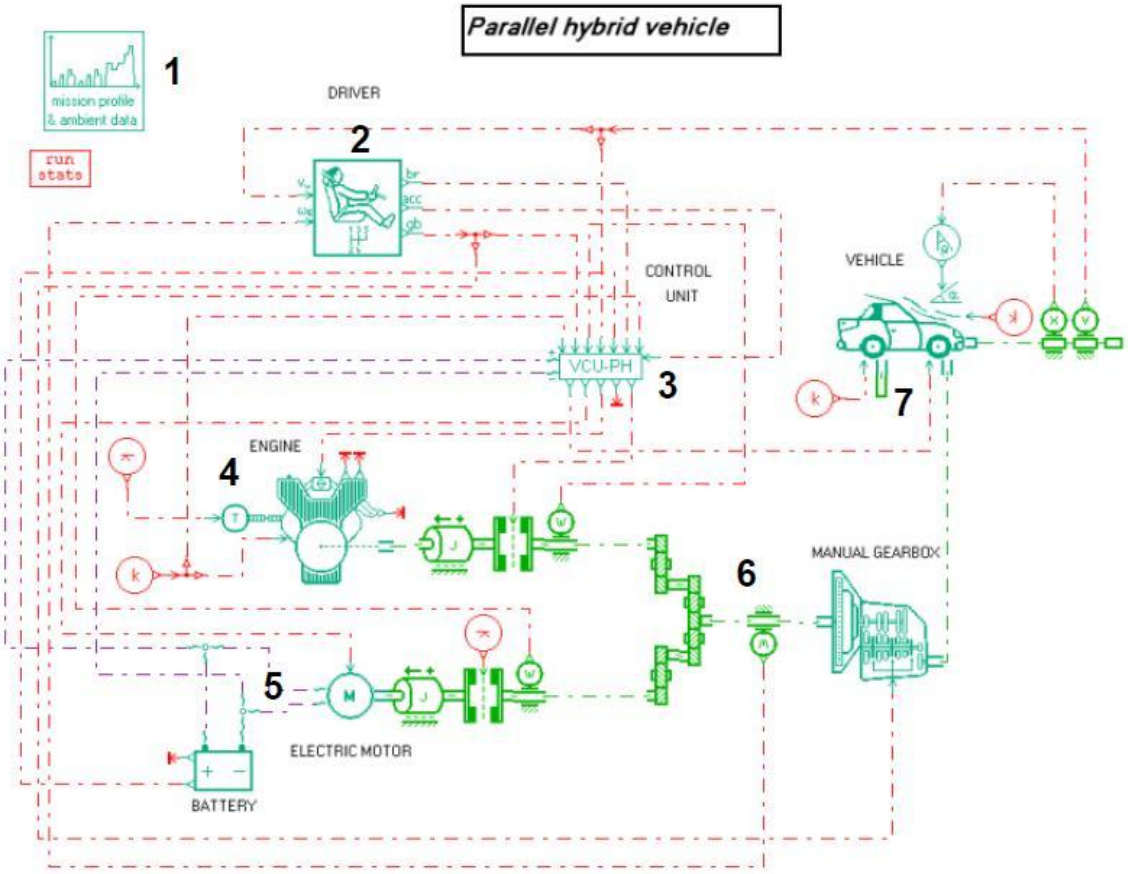


Figure 58 : Schéma d'un modèle de véhicule hybride parallèle sous AMESim

Les sous-modèles utilisés sont les suivants :

_ n° 1 : Modèle de Mission Véhicule :

Ce modèle contient le parcours que doit effectuer le véhicule au cours de la simulation. Différentes missions sont déjà fournies par AMESim (tel que le New European Driving Cycle : NEDC) sous forme de tableur. Ce modèle contient aussi les données de commande de la boite de vitesse ainsi que divers paramètres imposés au véhicule, tels que les conditions ambiantes de pression et de température ainsi que la pente sur laquelle le véhicule évolue. Ces données sont ensuite exploitées par le modèle de commande (n°2 Driver) et doivent être suivies par le véhicule. D'autres missions peuvent être créées sous le même format en fonction du besoin de l'utilisateur (par exemple l'assemblage de plusieurs cycles NEDC ou d'un cycle original jugé utile).

_ n° 2 : Driver, commande du véhicule :

Ce bloc permet de modéliser un conducteur parcourant la mission choisie. A partir des données de Mission et de boite de vitesse, ce bloc permet la commande vers la boite de vitesse ainsi que celle de l'accélération du freinage du véhicule et de la charge du moteur. Ces données sont ensuite traitées par le calculateur du véhicule (n° 3 : Control Unit).

_ n° 3 : Control Unit, Calculateur :

Ce bloc contient les différentes stratégies de contrôle du système de propulsion du véhicule. Plusieurs calculateurs sont disponibles dans IFP Drive en fonction du véhicule modélisé (véhicule thermique classique, véhicule hybride série ou parallèle). Ce bloc de commande analyse les commandes provenant du conducteur et choisit les différents ordres donnés aux divers éléments (moteur thermique, électrique, boite de vitesse) en fonction de divers paramètres et variables, tels que la vitesse du véhicule, des différents moteurs, l'état de charge de la batterie (dans le cas d'un véhicule hybride) ou encore la température du moteur thermique. Dans le cas d'un véhicule hybride, les différentes stratégies de fonctionnement de la propulsion mixte thermique et électrique sont aussi incluses dans ce modèle (ainsi que la courbe de fonctionnement optimale du moteur). L'utilisateur est aussi capable d'intervenir sur quelques paramètres de la stratégie de contrôle, comme par exemple, la plage de fonctionnement de la batterie.

_ n° 4 : Moteur thermique :

Ce modèle de moteur à combustion interne permet, à l'aide de cartographies de fonctionnement moteur, d'obtenir l'état thermodynamique et thermique de celui-ci. Les cartographies utilisées sont les suivantes :
_ Courbes de couple maximal et minimal (frein moteur) en fonction de la vitesse du MCI,
_ Consommation instantanée (et donc rendement) en fonction du point de fonctionnement,
_ Pression moyenne de frottement,
_ Chaleur générée par la combustion.

Certaines de ces cartographies ont été réalisées pour plusieurs températures du moteur, ce qui permet de modéliser de manière assez simple la montée en température du moteur à combustion interne.

Ce modèle respecte aussi l'inertie du moteur. Cependant, le réalisme de cette modélisation peut être mis en doute. En effet, différentes inerties du moteur à combustion interne, résultant de la mise en mouvement des différentes pièces ou de l'inertie des gaz à l'admission ou à l'échappement, sont obtenues par l'utilisation de paramètres de temps de réponse constants qui peuvent être modifiés par l'utilisateur. Cette modélisation tend à se rapprocher le plus possible du comportement réel du moteur à combustion interne, mais n'utilise que très peu de principes physiques qui se produisent pourtant dans le moteur.

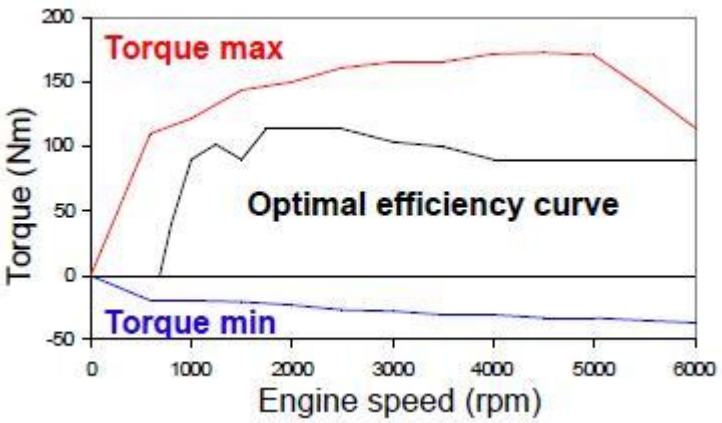


Figure 59 : Cartographie du couple maximal et minimal du moteur et courbe optimale de fonctionnement en fonction de la vitesse de rotation (modèle par cartographie sous AMESIM)

_ n° 5 : Moteur électrique et batterie :

Ces deux blocs fonctionnent de la même manière que le moteur à combustion interne, c'est à dire à partir de cartographies (par exemple, tension maximale de la batterie en fonction de la charge, couple du moteur électrique en fonction de la vitesse, rendement). Les modèles utilisés restent ensuite assez simples (par exemple la loi d'Ohm). Tout comme pour le moteur à combustion interne, certaines de ces cartographies (par exemple la résistance interne de la batterie) sont dépendantes de la température de ces éléments, et il est alors possible d'obtenir une estimation des différentes pertes thermiques lors du fonctionnement ainsi que de simuler leur montée en température.

_ n° 6 : Chaîne de transmission et boite de vitesse :

La chaîne de transmission est composée de divers éléments mécaniques ayant une inertie propre. La boite de vitesse est commandée par le calculateur, qui lui même respecte la mission donnée par l'utilisateur. Les différents rapports de réduction peuvent être définis avec leurs rendements respectifs (constants).

_ n° 7 : Modèle du véhicule :

Ce dernier modèle comprend toutes les données mécaniques du véhicule. L'utilisateur peut définir les différents paramètres d'inertie du châssis et récupérer le couple et vitesse de rotation en sortie de la boite de vitesse. On peut alors incorporer dans la simulation la possibilité d'effectuer un trajet en pente ainsi que la prise en compte de la trainée du véhicule roulant.

2.1.1.2 Bibliothèque IFP Engine

IFP Engine est une bibliothèque de modèles sous AMESim permettant d'obtenir une modélisation complète d'un moteur à combustion interne. Contrairement à IFP Drive qui modélise un moteur uniquement par l'utilisation de cartographies obtenues expérimentalement, et donc qui ne respecte pas forcément la physique mécanique et thermodynamique d'un MCI, les modèles présents dans IFP Drive permettent une modélisation bien plus détaillée et proche de la réalité. En effet, les modèles proposés permettent de simuler le fonctionnement de l'ensemble des pièces d'un moteur à combustion interne, en partant des tubulures d'admission et d'échappement (n° 1), l'injection indirecte (n° 2), la chambre de combustion (n° 3), ainsi que l'ensemble de l'arbre de transmission (n° 4). Les modèles utilisés sont, de plus, bien plus réalistes du point de vue du comportement thermodynamique dans chacun de ces éléments.

L'utilisateur a la possibilité de modifier de nombreux paramètres pour définir le moteur qu'il souhaite utiliser. Ces modifications peuvent être d'ordre géométrique, avec une possibilité d'action sur la cylindrée du moteur en jouant sur les dimensions de la chambre de combustion (course et surface du piston, rapport de compression) ou sur les dimensions de la chaine de

transmission (longueur de bielle, inertie de l'arbre), mais aussi d'ordre thermochimique, avec la possibilité d'utiliser plusieurs types de carburants dont les comportements sont fournies en données par AMESim.

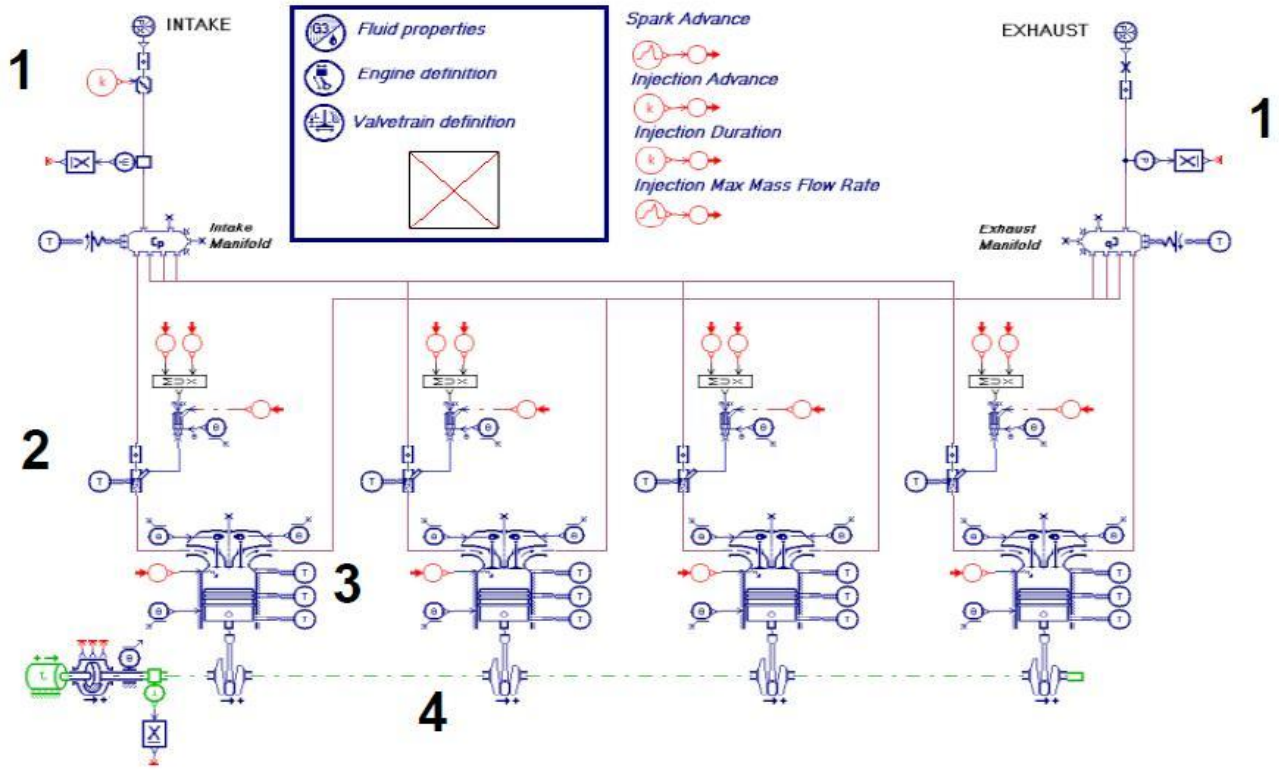


Figure 60 : Schéma du modèle de moteur à combustion interne utilisant IFP-Engine

Intéressons-nous particulièrement au modèle de chambre de combustion. Le modèle utilisé dans le cadre de cette thèse est un modèle de combustion CFM (coherent flame model) monodimensionnel à deux zones. Ce modèle permet de calculer, au cours du cycle thermodynamique, la pression à l'intérieur de la chambre de combustion, la puissance thermique échangée aux parois, ainsi que le processus de combustion. La chambre de combustion est alimentée à l'admission par un mélange d'air et d'essence obtenu par l'ensemble de la modélisation de la chaine d'admission (n° 2). La combustion est alors réalisée. La composition des gaz dans le cylindre possède trois éléments : de l'air, des vapeurs de carburant, des gaz brûlés.

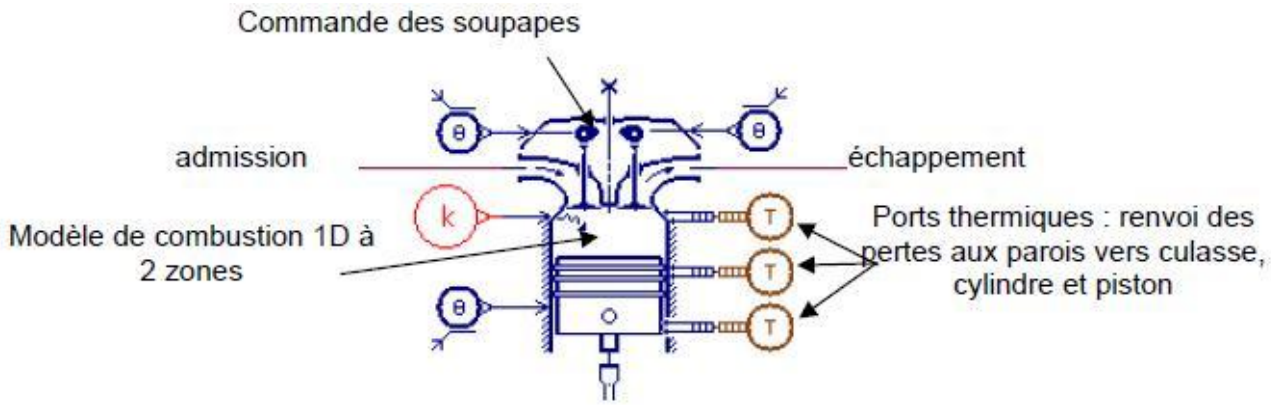


Figure 61 : Représentation schématique du modèle de chambre de combustion sous AMESim

Le processus de combustion est basé sur une séparation en deux zones des gaz frais et des gaz brûlés, la flamme se propageant des gaz brûlés aux gaz frais. La température et le volume de

chacune de ces zones sont calculés et on considère que la pression à l'intérieur des deux zones est identique (modèle correspondant à une déflagration). Le taux de réaction des gaz frais est déterminé à partir d'un modèle de flamme CFM qui dépend uniquement de la vitesse de flamme laminaire, et de sa surface totale :

$$\frac{dm_i^{comb}}{dt} = \rho_i \,.\, u_l \,.\, S_{tot} \tag{118}$$

La vitesse de flamme laminaire u_l (m/s) est obtenue en utilisant la corrélation de Metghalchi et Keck [27] et dépend de la formule chimique du carburant utilisé, de la température dans la zone de gaz frais, de la pression dans la chambre, de la fraction initiale de gaz brûlés résiduels et de la richesse initiale du mélange air/carburant.

La surface de la flamme peut être obtenue de deux manières. La première ignore l'influence de la géométrie de la chambre, et alors la flamme est considérée comme sphérique et se transforme ensuite en cylindre lorsqu'elle entre en contact avec les parois du cylindre, comme présenté en Figure 62.

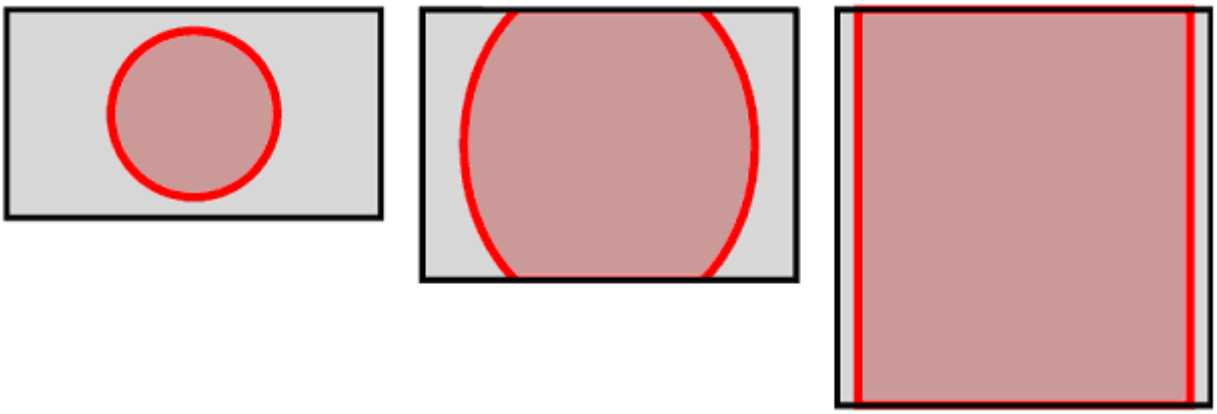


Figure 62 : Schéma de propagation de la flamme

Une modélisation plus précise consiste à considérer la forme de la chambre de combustion et la position de l'étincelle qui débute la combustion. Cependant, il peut être difficile d'obtenir ces paramètres pour le moteur que l'on souhaite modéliser, et cela alourdit beaucoup le modèle.

Lors de la combustion, l'état d'une zone est défini par quatre variables : la pression et les densités des 3 éléments composant le mélange (air/carburant/gaz brûlés). Le mélange présent dans chaque zone respecte les lois des gaz parfaits, de conservation de la masse et de l'énergie. A partir de ces équations, la quantité de chaleur libérée par la conversion des espèces est calculée.

Quatre modèles d'échanges aux parois sont disponibles et doivent être choisis avant la simulation :

Un modèle adiabatique (pas d'échange aux parois) :

$$\phi_{Parois} = 0 \tag{119}$$

Le modèle d'Eichelberg :

$$\phi_{Parois} = S_{Parois} \,.\left(2{,}43 \,.\, V_{Piston} \,.\, \sqrt{p \,.\, T_{Gaz}}\right).\left(T_{Gaz} - T_{Parois}\right) \tag{120}$$

Le modèle d'Annand :

$$\phi_{Parois} = S_{Parois} \cdot \left(\frac{\lambda . Nu}{Diam_{Cylindre}} \right) . \left(T_{Gaz} - T_{Parois} \right) + S_{Parois} . \beta . \sigma . \left(\left(T_{Gaz}^4 - T_{Parois}^4 \right) \right. \qquad (121)$$

Le modèle de Woschni :

$$\phi_{Parois} = S_{Parois} \cdot \left(130 . \frac{p^{0.8} . \left(C_1 . V_{Piston} + C_2 . (p - p_m) . \frac{T_1 . V}{p_1 . V_1} \right)^{0,8}}{Diam_{Cylindre}^{0,2} . T_{Gaz}^{0,53}} \right) . \left(T_{gaz} - T_{Parois} \right) \qquad (122)$$

Le modèle de chambre de combustion permet ainsi d'obtenir la pression appliquée sur le piston, et donc une fois connecté à un modèle de système bielle vilebrequin il permet d'obtenir le couple. D'autre part, il est alors possible de déterminer les pertes aux parois grâce à trois ports thermiques, qui permettent ensuite de coupler ce modèle à un modèle thermique du moteur à combustion interne.

2.1.1.3 Comparaison entre IFP-Drive et IFP-Engine : intérêts, défauts

IFP-Drive est sans conteste un outil utile pour modéliser le comportement routier d'un véhicule complet. Les modèles proposés nécessitent des pas de calculs peu importants et il est alors possible de réaliser facilement des simulations de fonctionnement durant plusieurs minutes (par exemple un cycle NEDC dure 1180 secondes). Il est particulièrement adapté pour la comparaison entre les différentes chaines de propulsion conventionnelles et hybrides. Cependant, bien que l'utilisation de cartographies préconçues lors de la simulation permette d'obtenir des calculs plus simples et donc une simulation plus rapide, ces cartographies présentent plusieurs inconvénients. Premièrement, ces cartographies ne sont pas représentatives de l'ensemble des moteurs existant sur les marchés, et il pourrait y avoir une difficulté pour obtenir toutes ces données suivant le véhicule et donc la motorisation que l'on souhaite simuler. Deuxièmement, ces cartographies ne sont elles-mêmes qu'une approximation de la réalité, car elles ont été obtenues expérimentalement, et donc par un nombre limité de mesures. Enfin, certaines propriétés physiques et dynamiques ont été prises en compte, mais sont modélisées trop simplement. Par exemple, les différentes inerties du moteur à combustion interne (inertie de la chaîne d'admission, inertie des parties mobiles) sont modélisées par l'utilisation de temps de retards constants (temps de réaction à l'accélération et à la décélération, temps pour vider les collecteurs d'admission et d'échappement), qui sont des constantes définies arbitrairement par l'utilisateur et manquent donc de réalisme.

IFP-Engine de son côté permet une modélisation beaucoup plus détaillée du moteur à combustion interne. Les modèles utilisés sont beaucoup plus proches de la physique réelle des phénomènes se produisant au cœur du moteur à combustion interne. Certains modèles utilisent tout de même diverses corrélations qui ont été obtenues par l'expérience. Cependant, les modèles de remplissage et de combustion permettent des calculs bien plus précis, ainsi que l'observation de l'évolution thermodynamique du moteur pendant le cycle. Le défaut de ces possibilités de simulation est que les modèles utilisés sont plus lourds, et donc prennent plus de temps de calcul. De plus, ces modèles nécessitent des pas de calculs très faibles à cause de la faible durée d'un cycle thermodynamique (0,02 s à 3000 tr/min). Le nombre de points nécessaires pour une bonne simulation est alors très important, et la simulation en devient beaucoup plus lente (plusieurs jours). De plus, certains éléments du modèle doivent être complétés afin d'obtenir un comportement réaliste du moteur à combustion interne. Par exemple, la régulation de la richesse ou bien de l'avance à l'allumage n'est pas présente dans le modèle d'origine, et il est impératif de les représenter afin de correspondre au fonctionnement réel d'un moteur. Contrairement, au modèle de IFP-Drive, l'inclusion d'un modèle IFP-Engine dans un modèle plus global de véhicule complet est beaucoup plus compliquée à faire.

2.1.2 Développement d'un modèle de transferts thermiques

2.1.2.1 Modélisation des transferts thermiques

La simulation de la montée en température du moteur à combustion interne est rendue possible grâce à l'association d'un modèle thermodynamique du moteur (IFP-Drive ou IFP-Engine) avec un modèle thermo-hydraulique représentant les différents éléments solides (métal constituant le bloc moteur, piston, culasse, vilebrequin, etc.) et liquides (eau de refroidissement, huile de lubrification) du moteur à combustion interne. La construction de ce modèle est présentée dans ce chapitre.

2.1.2.1.a Couplage de modèles

Le couplage entre un modèle de moteur à combustion interne (intégré dans une simulation de véhicule complet) et un modèle de transfert thermique est présenté en Figure 63.

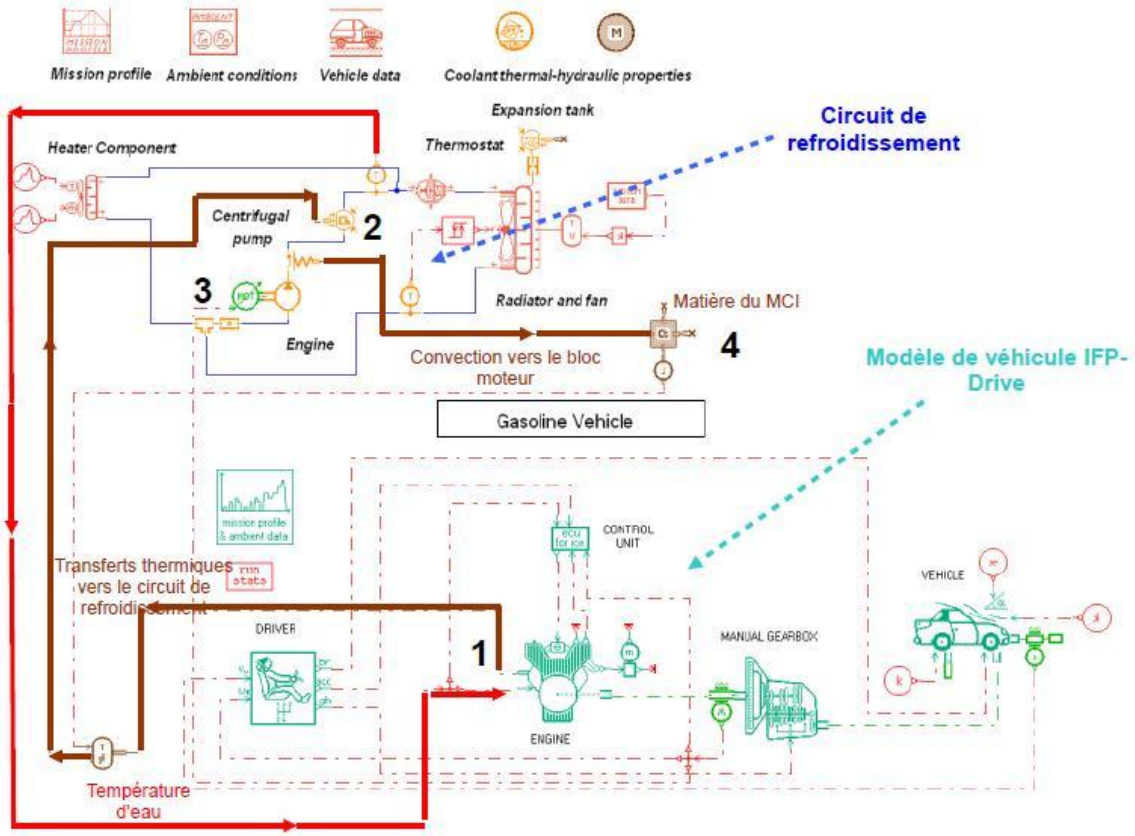


Figure 63 : Couplage d'un véhicule essence complet avec un modèle thermo-hydraulique de circuit d'eau

Le couplage entre les deux modèles se fait au niveau des ports thermiques du moteur à combustion interne (n° 1) qui donnent la quantité d'énergie thermique libérée vers le circuit de refroidissement en fonction de la température des parois et de la température d'eau (mesurée sur le circuit d'eau). Cette énergie thermique est transmise à une capacité thermique hydraulique (n° 2) incorporée dans le circuit de refroidissement. La pompe hydraulique de ce dernier est commandée par la vitesse de rotation de l'arbre moteur (n° 3). Enfin, un nœud de capacité thermique (représentant la matière constituant le bloc moteur) récupère une partie de l'énergie thermique contenue dans l'eau et permet de simuler la montée en température du moteur.

Une simulation du parcours du véhicule sur un cycle NEDC a ensuite été effectuée. Ce cycle est utilisé par les constructeurs car il est censé représenter le parcours moyen parcouru par les

conducteurs. Il est notamment utilisé pour la mesure de la consommation et des émissions polluantes par les agences de certification (la fameuse consommation au 100 km ou émission de CO_2 et autres polluants indiqués lors de la vente). Des programmes de simulation sont utilisés afin de simuler le comportement du véhicule sur ce parcours et ainsi d'estimer sa consommation réelle. Cependant, dans de nombreux cas, ces simulations sont réalisées en considérant que le moteur est chaud, notamment à cause de la difficulté pour se procurer des données expérimentales suffisantes avec le moteur froid. Les mesures à chaud peuvent être effectuées avec un état thermique stabilisé du moteur, alors que des mesures à froid ne peuvent être faites que lors d'un état transitoire de température, ce qui peut fausser les résultats. Les tests réels sur cycle NEDC se font pourtant après un démarrage à froid. Or il est connu qu'un moteur à combustion interne froid consomme plus qu'un moteur chaud, notamment à cause de pertes thermiques et par frottement plus importantes. Ainsi, réaliser une simulation en considérant que le moteur est à température optimale constante entraîne une sous-estimation de la consommation. Coupler la chaine de propulsion, issue de la bibliothèque IFP Drive, avec un modèle de circuit de refroidissement moteur, permet de palier à ce problème.

Le couplage des deux modélisations IFP Drive et Thermo-hydraulique permet de simuler la montée en température du moteur à combustion interne lors de son fonctionnement après un départ à froid. Les cartographies utilisées par IFP Drive pour la modélisation du moteur à combustion interne étant dépendantes de la température, il est alors possible d'observer les effets de la variation de température du moteur sur les performances globales de celui ci. Par exemple, la montée en température du moteur à combustion interne a un effet très important sur la pression moyenne de frottement (PMF) du moteur. En effet, la montée en température de l'huile de lubrification dans le moteur a un fort impact sur sa viscosité, qui diminue avec l'augmentation de la température. Ainsi un moteur froid subit des frottements bien plus importants qu'un moteur déjà chaud. En effectuant deux simulations, l'une après un départ à froid, et l'autre avec un moteur à température optimale, on peut alors observer ce comportement.

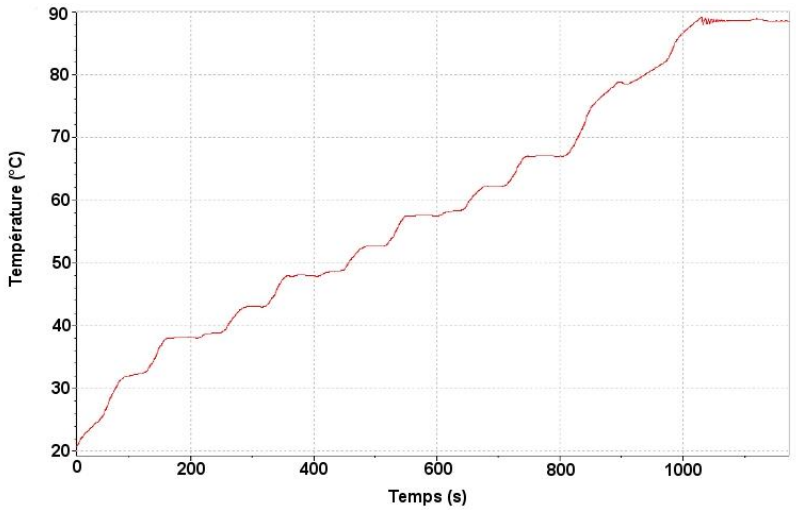


Figure 64 : Montée en température du moteur thermique (température du liquide de refroidissement)

Les courbes ci-dessous (Figure 65) représentent le calcul de la pression moyenne de frottement qui est appliquée au moteur dans le cas du parcours d'un même cycle NEDC, pour un véhicule démarrant avec un moteur froid et un autre ayant un moteur chaud dès le départ. La PMF étant à l'origine d'une force qui s'oppose au mouvement des parties mobiles du moteur, plus celle-ci est élevée et plus la propulsion par le moteur rencontre de résistance. Il en découle que le rendement global du moteur diminue de manière non négligeable. Ceci peut être aussi observé grâce à notre simulation.

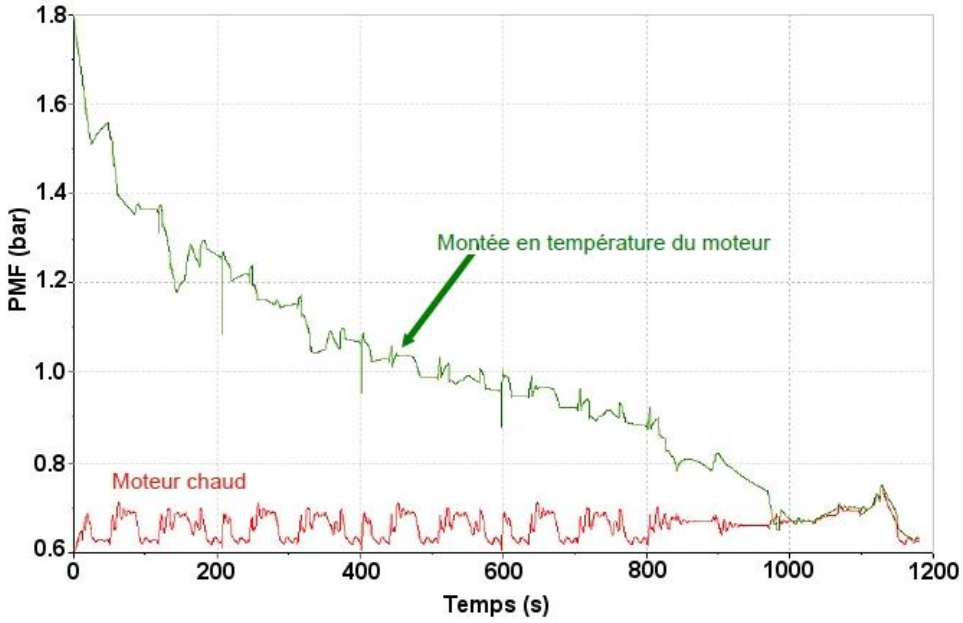


Figure 65 : Comparaison de la PMF (en bar) lors d'un cycle NEDC après un départ à froid (en vert) et avec un moteur chaud (en rouge)

On peut observer sur la Figure 66 les effets directs de la température du moteur sur son rendement. On peut notamment remarquer en comparant les deux courbes que le rendement d'un moteur chaud est plus élevé qu'après un départ à froid. La courbe verte représentant une montée en température du moteur à combustion interne jusqu'à atteindre de la température optimale en toute fin de cycle, il est normal d'observer que l'écart entre les deux courbes diminue avec le temps et que celles-ci se confondent en fin de cycle.

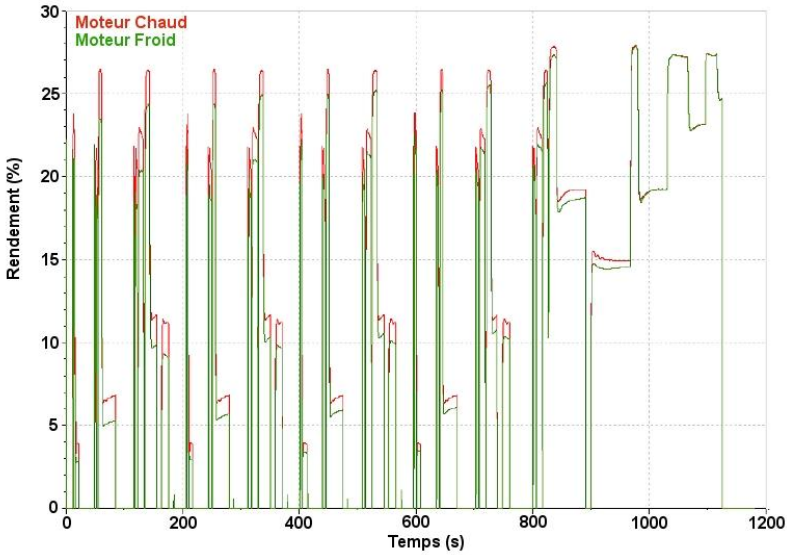


Figure 66 : Comparaison du rendement moteur après un départ à froid (en vert) et avec un moteur chaud (en rouge) sur un cycle NEDC

L'évolution de la température du moteur à combustion interne ayant un impact sur le rendement du moteur thermique, il est évident que, en conséquence, elle ait une influence sur la consommation totale du véhicule au cours du cycle. On observe, sur la Figure 67, l'évolution de la consommation totale d'un véhicule essence classique après un démarrage à froid et à chaud.

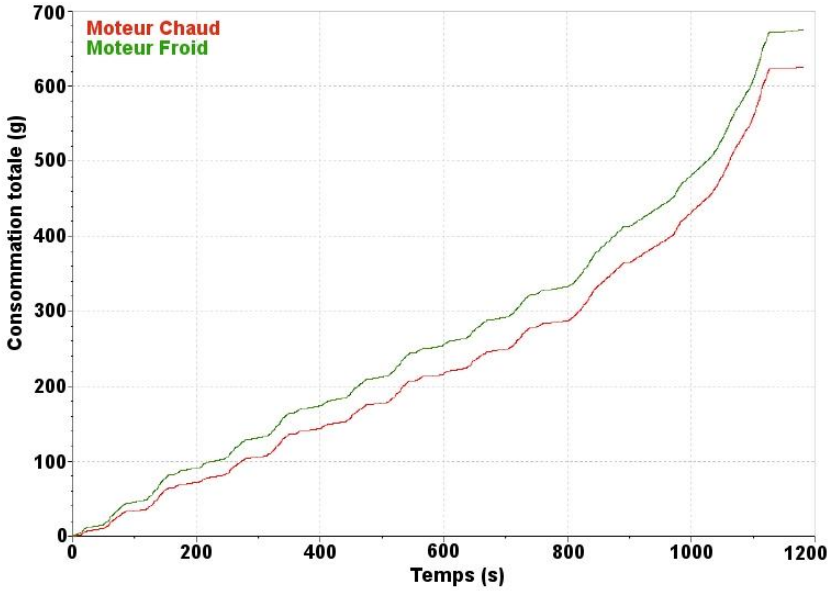


Figure 67 : Consommation totale du véhicule (en g de carburant) parcourant un cycle NEDC après un départ à froid (vert) et avec un moteur chaud (rouge)

Le véhicule démarrant à froid a une consommation qui augmente plus rapidement que celle du véhicule ayant le moteur chaud, en particulier en début de simulation où l'écart en température des deux moteurs est important. Ceci est directement lié à la différence de rendement entre les deux moteurs. Au final, IFP-Drive associé au modèle de circuit de refroidissement a permis de simuler avec plus de précision la consommation du véhicule parcourant un cycle donné (ici un cycle NEDC) avec un départ à froid (ce qui se passe dans la réalité). Cette simulation permet d'apprécier la surconsommation d'un véhicule lors des premières minutes de conduite, où le moteur doit monter en température.

Le modèle de transfert thermique a été complété avec l'addition de nouveaux phénomènes thermiques. En particulier, la modélisation d'un circuit d'huile ainsi que des transferts thermiques qui y sont liés a été réalisée. De plus, en ce qui concerne la modélisation thermodynamique du moteur à combustion interne, le modèle par cartographies (IFP-Drive) a été complété avec la prise en compte de l'état thermique du moteur pour le calcul de la consommation et des pertes thermiques. Ceci a pu être fait grâce à une étude du modèle plus complexe IFP-Engine, qui permet la modélisation complète de la combustion ayant lieu dans le cylindre lors du fonctionnement. Des simulations sur divers points de fonctionnement moteur (charge, vitesse, température d'eau) ont permis la réalisation de nouvelles cartographies qui sont utilisées par le modèle IFP Drive. Ce dernier devient alors une image d'IFP-Engine. Ces travaux de modélisation sont présentés ci-après

2.1.2.1.b Structure du modèle

Ce premier modèle de transferts thermiques est constitué uniquement d'un circuit d'eau de refroidissement. Les parties métalliques du MCI sont alors seulement représentées par une capacité thermique. Les pertes thermiques par convection entre le métal et l'air ambiant ne sont pas prises en compte. Enfin, il manque un modèle thermique du circuit d'huile de lubrification.

Deux sources thermiques permettent de chauffer les différentes parties du moteur à combustion interne. La première d'entre elles est la combustion calculée grâce au modèle thermodynamique du MCI (et ensuite transmise au modèle de transferts thermiques). La seconde provient des frottements visqueux au niveau des parties mobiles, et est transférée directement au circuit d'huile. Elle est obtenue à partir d'un modèle de frottement dépendant de la vitesse de rotation du moteur ainsi que de la viscosité de l'huile (dépendante de sa température). La diffusion de l'énergie thermique au travers de l'ensemble du moteur thermique est ensuite assurée par les différents modèles de transferts entre chaque composant. La modélisation des transferts

thermiques est présentée en Figure 68 et Figure 69.

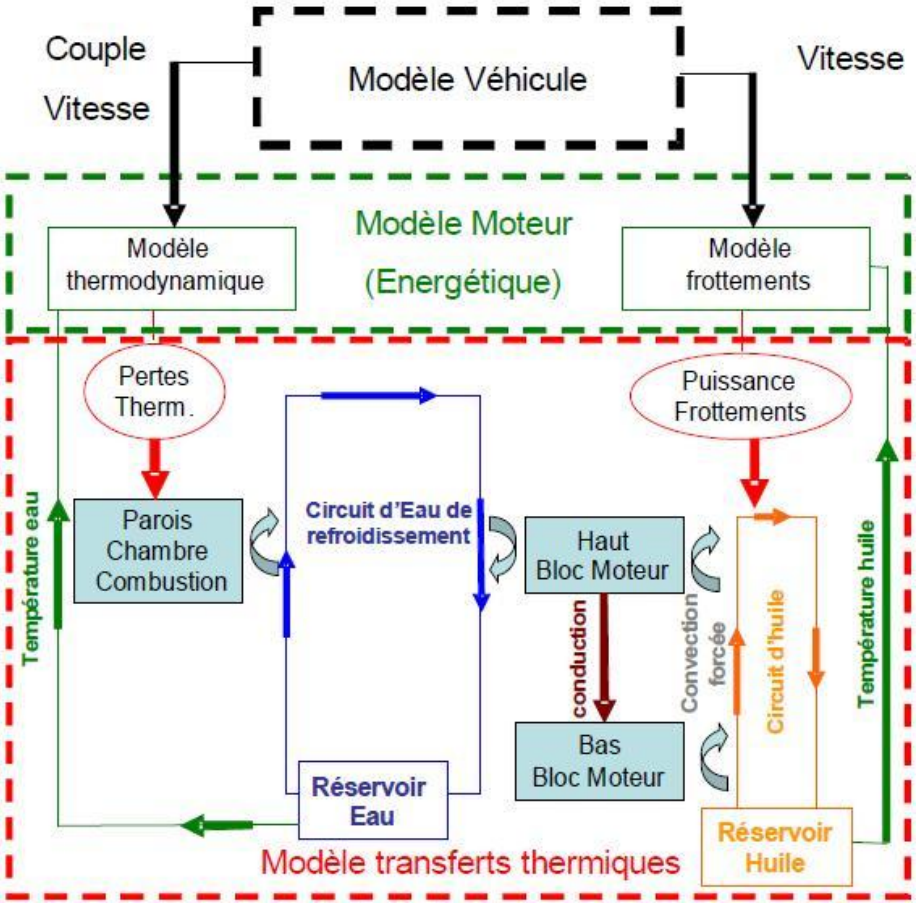


Figure 68 : Schéma du modèle nodal de transferts thermiques du moteur à combustion interne

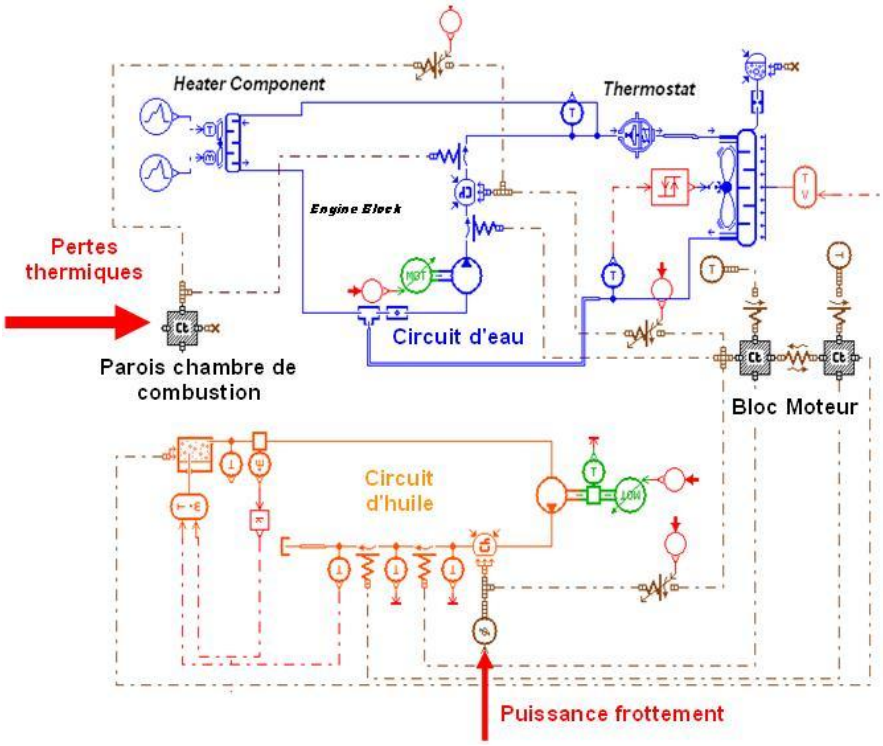


Figure 69 : Représentation de la modélisation nodale du moteur à combustion interne

2.1.2.1.c Détail des équations du modèle

Le simulateur calcule les températures des différentes parties du moteur thermique ainsi que les flux thermiques à chaque pas de temps, par application des équations d'équilibre énergétique aux différents nœuds. Ainsi, le couplage thermique entre les parties métalliques solides et les circuits hydrauliques du moteur peut être évalué. De plus, une étude de la dépendance de la montée en température de chaque composant en fonction de certains paramètres (état thermique du moteur, vitesse, charge, …) peut être réalisée.

Pour la modélisation des transferts thermiques dans un moteur à combustion interne, deux cas de fonctionnement doivent être pris en compte : moteur allumé et éteint. Lorsque le moteur thermique tourne, les échanges entre les deux fluides (eau de refroidissement et huile) et le métal se font par convection forcée (par action de pompes tirant leur énergie de l'arbre moteur). Lorsque le moteur est à l'arrêt, il n'y a plus de source énergétique (plus de perte thermique provenant du cylindre et aucune perte par frottement).
Les différents transferts thermiques à modéliser peuvent donc se résumer de la manière suivante:
_ Pertes thermiques par les parois de la chambre de combustion (moteur allumé),
_ Conduction entre les parties métalliques,
_ Convection forcée/naturelle (moteur allumé/éteint) entre le liquide de refroidissement et les parois de la chambre de combustion,
_ Convection forcée/naturelle (moteur allumé/éteint) entre l'eau de refroidissement et la partie haute du bloc moteur,
_ Convection forcée/naturelle (moteur allumé/éteint) entre l'huile de lubrification et le bloc moteur,
_ Convection naturelle entre le réservoir d'huile et la partie basse du bloc moteur,
_ Convection naturelle entre les parties métalliques extérieures (bloc moteur) et l'air ambiant.

Une fois les différents transferts thermiques identifiés, il est nécessaire de les intégrer dans le modèle. Un calcul des conductances respectives à chaque transfert thermique doit donc être réalisé. Le transfert de chaleur entre deux nœuds (numérotés 1 et 2) est donné par l'équation suivante :

$$\phi_{12} = H.(T_1 - T_2) \tag{123}$$

H étant la conductance thermique entre les deux nœuds et T_1, T_2 leurs températures respectives. H dépend du type de transfert (conduction, convection) ayant lieu entre les deux nœuds :

$$\text{_ Conduction : } \phi_{12} = \frac{\lambda}{l}.S.(T_1 - T_2) \tag{124}$$

$$\text{_ Convection : } \phi_{12} = h.S.(T_1 - T_2) \tag{125}$$

S représente la surface d'échange (m^2), λ ($W.m^{-1}.K^{-1}$) et h ($W.m^{-2}.K^{-1}$) sont les coefficients de conduction et convection thermiques entre les deux nœuds, l (m) est la distance sur laquelle ce fait le transfert par conduction.

L'étape suivante de la modélisation est la décomposition des différentes parties du moteur en nœuds, et l'évaluation des valeurs des coefficients d'échanges thermiques entre eux. Jusqu'à présent, les parties métalliques du moteur sont représentées par un simple nœud capacité thermique (volume isothermique) échangeant thermiquement avec le circuit d'eau. Cette capacité thermique étant initialement à température ambiante et récupérant donc une partie de l'énergie produite par le moteur jusqu'à ce qu'il atteigne sa température optimale (une température d'eau de refroidissement d'environ 90°C), elle permet de modéliser l'inertie thermique du moteur. Cependant, cette modélisation montre rapidement quelques lacunes. En effet, les pertes thermiques calculées par le modèle de moteur IFP Drive sont directement transférées à l'eau de refroidissement sans intermédiaire, comme si les gaz du cylindre étaient en contact avec l'eau. Or en réalité ces fluides sont séparés par les parois métalliques du cylindre, ce qui entraine une certaine inertie du transfert thermique. Ainsi, une capacité thermique représentant les parois de la chambre de combustion a été ajoutée. Celle ci reçoit l'énergie issue des pertes thermiques (calculée par le modèle thermodynamique du moteur) et échange par convection avec l'eau de

refroidissement. Ce nœud possède une masse plutôt réduite. Les transferts thermiques au travers de ce nœud sont présentés en Figure 70.

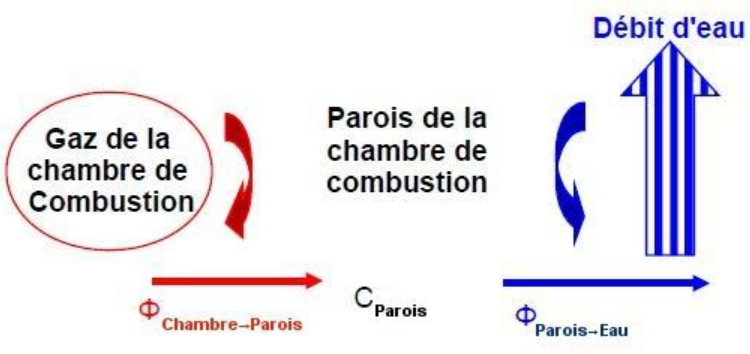


Figure 70 : Schéma des transferts thermiques au travers des parois de la chambre de combustion.

On a alors :

$$Q_{Chambre \rightarrow Parois} = \phi_{Pertes} \tag{126}$$

$$\phi_{Parois \rightarrow Eau} = h_{Eau} . S_{Parois} . (T_{Parois} - T_{Eau}) \tag{127}$$

$$\frac{dT_{Parois}}{dt} = \frac{(\phi_{Chambre \rightarrow Parois} - \phi_{Parois \rightarrow Eau})}{C_{Parois} . m_{Parois}} \tag{128}$$

C_{parois} ($J.kg^{-1}.K^{-1}$) représente la capacité thermique de l'aluminium et m_{Parois} la masse du nœud. Les pertes thermiques Φ_{pertes} (W) correspondant au flux de chaleur issu de la combustion et traversant les parois du cylindre sont calculées à partir du modèle thermodynamique du MCI. Les coefficients h_{Eau} ($W.m^{-2}.K^{-1}$) et S_{Parois} (m^2) sont respectivement le coefficient de transfert convectif de l'eau (dépendant de l'écoulement de liquide de refroidissement) et la surface d'échange (dépendante de la géométrie du moteur).

Le coefficient d'échange par convection est calculé par les équations suivantes :

$$h = \frac{Nu(Re, Pr) . \lambda}{c_{dim}} \tag{129}$$

Nu étant le nombre de Nusselt de l'écoulement (dépendant des nombres de Prandtl et Reynolds), de la conductivité thermique de l'eau λ ($W.m^{-1}.K^{-1}$), et de c_{dim} (m) une longueur caractéristique de l'écoulement (dans le cas d'une conduite : le diamètre intérieur). Le nombre de Nusselt est calculé dans le cas d'une convection forcée dans une conduite cylindrique:

$$Nu = 0{,}027 . (Re^{0,8}) . (Pr^{0,33}) \tag{130}$$

$$Re = \frac{\rho . v_w . c_{dim}}{\mu} \tag{131}$$

$$Pr = \frac{\mu . Cp_w}{\lambda} \tag{132}$$

ρ ($kg.m^{-3}$) est la masse volumique de l'eau (dépendante de sa température), v_w (m/s) la vitesse moyenne de l'écoulement, μ ($kg.m^{-1}.s^{-1}$) sa viscosité dynamique et Cp_w ($J.kg^{-1}.K^{-1}$) sa capacité thermique.

Du fait de l'inhomogénéité des températures du bloc moteur (cf. Jarrier et al. [16]) notamment entre sa partie haute (proche de la chambre de combustion) et sa partie basse (en contact avec le réservoir d'huile), il parait intéressant de le représenter en deux nœuds capacités thermiques échangeant par conduction entre eux, afin de simuler ce gradient de température. La partie haute du moteur étant la plus proche de la chambre de combustion, elle est aussi directement en contact avec l'eau de refroidissement. De la même manière, la partie basse échange thermiquement avec le réservoir d'huile (Figure 71). Le coefficient de conduction entre les différentes parties métalliques du modèle dépend du matériau et des surfaces d'échanges entre elles. Les caractéristiques thermiques de l'aluminium ont ici été intégrées au modèle.

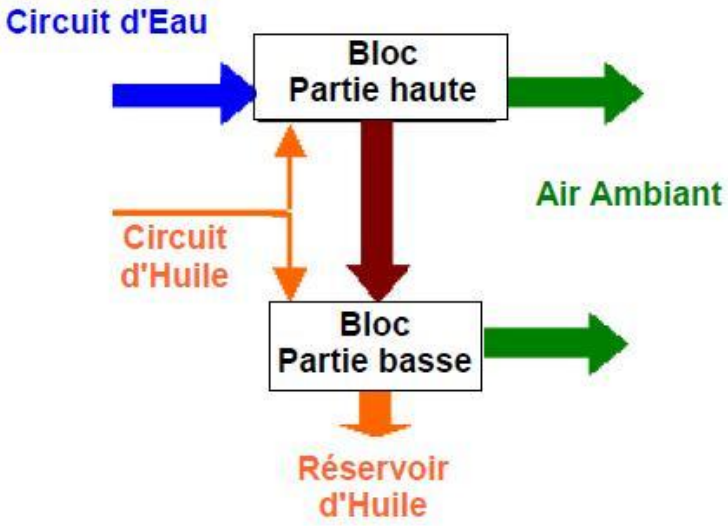


Figure 71 : Schéma des transferts thermiques entre les deux nœuds composant le bloc moteur

On obtient alors un modèle nodal du moteur à combustion interne (une version simplifiée du modèle présenté précédemment).

La première loi de la thermodynamique donne :

$$\frac{dT_{Haut}}{dt} = \frac{(\phi_{Eau\to Haut} + \phi_{CircuitHuile\to Haut}) - (\phi_{Haut\to Ambiant} + \phi_{Haut\to Bas})}{C_{Alu}.m_{Haut}} \quad (133)$$

$$\frac{dT_{Bas}}{dt} = \frac{(\phi_{Haut\to Bas} + \phi_{CircuitHuile\to Bas}) - (\phi_{Bas\to Ambiant} + \phi_{Bas\to RéservoirHuile})}{C_{Alu}.m_{Bas}} \quad (134)$$

Les échanges thermiques avec le liquide de refroidissement et l'huile circulant au travers du moteur sont simulés par un modèle de convection forcée dans une conduite cylindrique (pendant le fonctionnement du moteur). Les coefficients convectifs correspondants sont calculés de la même manière que précédemment avec les équations 129 à 132.

$$\phi_{Fluide\to Metal} = h_{Fluide}.S_{Metal}.(T_{Fluide} - T_{Metal}) \quad (135)$$

S_{Metal} étant la surface d'échange entre le fluide et le métal (m^2)

La conduction entre les deux éléments du bloc moteur dépend des caractéristiques de l'aluminium :

$$\phi_{Haut\to Bas} = \frac{\lambda_{Alu}}{l}.S_{Bloc}.(T_{Haut} - T_{Bas}) \quad (136)$$

$$\lambda_{Alu} = f(T_{Alu}) \tag{137}$$

Avec $\lambda_{Alu} = 230 W.m^{-1}.K^{-1}$ pour une température de 20°C
l est l'épaisseur d'aluminium sur laquelle la conduction se fait entre les deux nœuds et A_{bloc} est la surface d'échange.

Deux types de transferts thermiques avec l'air ambiant se produisent:
_ Convection avec l'air situé sous le capot moteur,
_ Radiation du fait des très hautes températures atteintes par certaines parties extérieures du moteur (notamment la ligne d'échappement).

Du fait de la complexité de ces échanges, ainsi que du peu d'information disponible dans la littérature pour permettre de les quantifier avec précision, ces échanges sont simplifiés dans un modèle à coefficient d'échange constant :

$$\phi_{Alu \to Ambiant} = \alpha.(T_{Alu} - T_{Ambiant}) \tag{138}$$

α (W/K) est le coefficient de convection thermique. Cette constante est choisie afin d'obtenir un refroidissement lors des phases d'arrêt du MCI qui reste qualitativement cohérent.

La partie basse du bloc moteur est directement en contact avec le réservoir d'huile. Une convection naturelle se produit entre l'huile stagnante et les parties métalliques. Le coefficient d'échange correspondant est calculé par l'équation 129. Cependant, dans ce cas le nombre de Nusselt est obtenu avec l'utilisation d'une autre corrélation correspondant à la convection libre d'un fluide sur une plaque horizontale :

$$Nu = 0{,}14.(Gr.Pr)^{\frac{1}{3}} \tag{139}$$

Gr étant le nombre de Grashof :

$$Gr = \frac{\beta.g.\rho^2.c_{dim}^3.(\Delta T)}{\mu^2} \tag{140}$$

β est le coefficient de dilatation (β ~ 1), g l'accélération de pesanteur.

La modélisation du circuit de refroidissement est présentée en Figure 72.

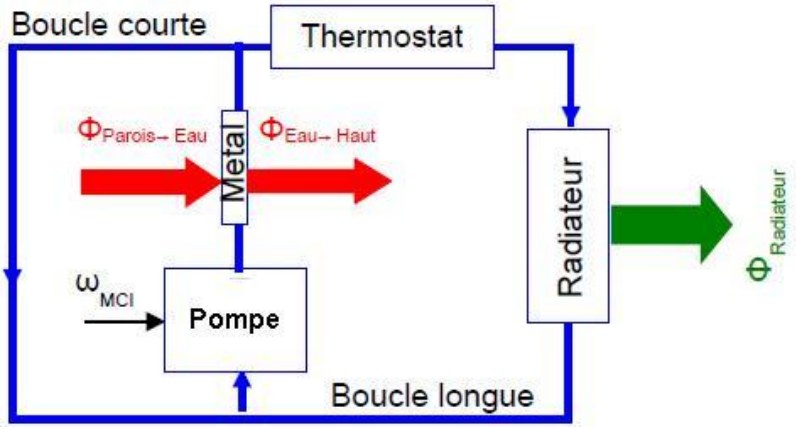


Figure 72 : Schéma du circuit de refroidissement et des transferts thermiques avec l'eau

Les caractéristiques thermiques (coefficient d'échange, capacité thermique, etc.) du liquide de

refroidissement sont introduites dans le modèle. Les deux boucles principales du circuit de refroidissement sont modélisées. Afin d'obtenir un temps de chauffe réduit du moteur thermique, le radiateur n'est pas utilisé tant que l'eau n'a pas atteint sa température maximale (environ 90°C). Lors des premières minutes de fonctionnement, après un départ à froid, le liquide de refroidissement circule uniquement dans les conduites de la "boucle courte". Cette boucle est constituée de la pompe à eau dont la puissance provient de l'arbre moteur.

$$Q_m(t) = k \cdot \omega_{MCI} \tag{141}$$

Les transferts thermiques provenant des parois de la chambre de combustion et ceux perdus vers le bloc moteur sont modélisés comme des convections forcées dans des conduites cylindriques (malgré la géométrie réelle plus complexe du circuit de refroidissement). Ils sont donc calculés comme précédemment, avec les équations 129 et 132. Lorsque la température d'eau dépasse 90°C, le thermostat s'ouvre et le liquide de refroidissement circule dans le radiateur par le biais de la "boucle longue", permettant alors une convection forcée vers l'air ambiant. Cet échange dépend de la vitesse de l'air traversant le radiateur (provenant de la vitesse du véhicule ou/et générée par le ventilateur du radiateur). Les conduites reliant le moteur au radiateur sont considérées comme adiabatiques. La première loi de la thermodynamique donne alors:

$$\phi_{Parois \to Eau} + P_{Pompe} = \phi_{Eau \to Haut} + Cp_w \cdot m_w \cdot \frac{dT_w}{dt} \tag{142}$$

$$\varepsilon_{Thermostat} = \begin{Bmatrix} 0 \text{ if } T_{Eau} < 90°C \\ 1 \quad \text{otherwise} \end{Bmatrix} \tag{143}$$

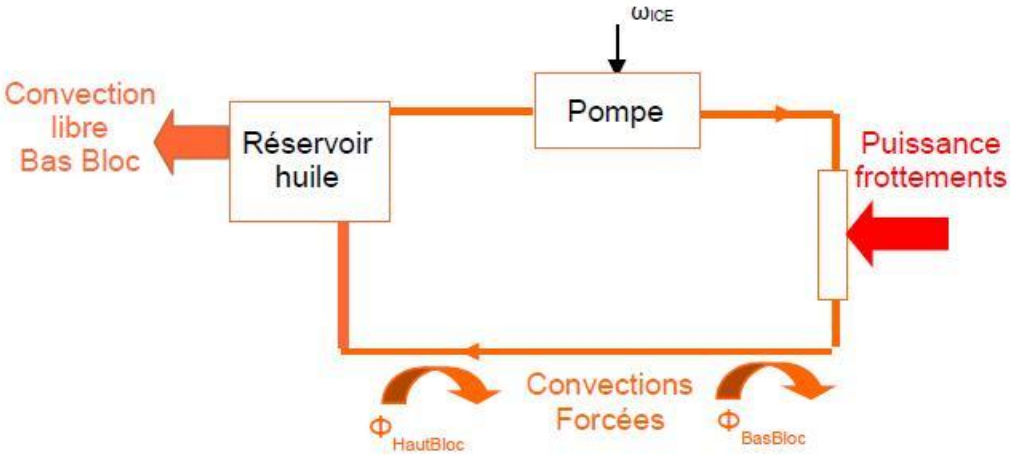


Figure 73 : Schéma du circuit de lubrification et des échanges thermiques avec le bloc moteur

Le modèle d'huile de lubrification utilise les caractéristiques thermiques d'une huile minérale 15W40. Le réservoir d'huile est modélisé comme un volume de fluide échangeant thermiquement avec la partie basse du bloc moteur. Une pompe régulée par l'arbre moteur permet la circulation de l'huile dans les conduites. La principale source d'énergie transférée à l'huile provient des frottements visqueux ayant lieu au niveau des parties mobiles du moteur thermique. L'huile "chaude" échange thermiquement avec les différentes parties qu'elle traverse le long du circuit. Finalement, l'huile retourne au réservoir d'huile et est mélangée au reste de l'huile présente.
La première loi de la thermodynamique est appliquée :

$$Q_{Frottement} + P_{Pompe} + \phi_{Haut \to Huile} = Cp_{Huile} \cdot m_{Huile} \cdot \frac{dT_{Huile}}{dt} + \phi_{Huile \to Bas} + \phi_{Libre \to Bas} \tag{144}$$

Les pertes par frottement sont calculées à partir du modèle de frottement inclus dans le modèle moteur :

$$Q_{Frottement} = \tau_{Frottement} \cdot \omega_{MCI} \tag{145}$$

$$\tau_{Frottement} = \frac{PMF(\omega_{MCI}, T_{Huile}).V_{MCI}}{4.\pi} \quad (146)$$

Le but de cette étude n'est pas de construire une simulation parfaite de la chauffe du moteur thermique, car il est nécessaire d'obtenir un bon compromis entre précision et temps de calcul. Certains des transferts thermiques pris en compte dans cette simulation sont représentés par des modèles semi-empiriques, calibrés par comparaison avec des études expérimentales. Par exemple, il est assez compliqué de déterminer précisément la quantité de chaleur transférée de l'huile de lubrification vers le bloc moteur. En effet l'huile est alors sous la forme de gouttelettes coulant par gravité sur la surface (n'ayant pas une forme géométrique simple) du métal. De plus, le modèle de convection naturelle vers l'air ambiant a été réalisé de manière plutôt simple en comparaison avec la complexité des transferts se produisant sous le capot d'un véhicule réel (dépendant du volume d'air présent autour du moteur, des différents organes du véhicule se trouvant à proximité, de la circulation de l'air sous le capot, etc.).

2.1.2.2 Réduction du modèle

Le modèle de transferts thermiques présenté jusqu'ici permet une analyse complète de l'évolution en température de 3 parties primordiales du moteur à combustion interne : parties métalliques, eau de refroidissement et huile de lubrification. Cependant, il s'est avéré lors de plusieurs simulations que ce modèle reste encore trop lourd, augmentant les temps de calculs de plusieurs heures, et allant jusqu'à faire arrêter le calcul en raison d'erreurs de convergence. Pour ces raisons, un second modèle plus simple a été réalisé et utilisé pour certaines études, lors de la fin de ces travaux.

Ce nouveau modèle se prive de la modélisation des deux circuits d'eau et d'huile. Le moteur est simplifié en deux nœuds. Le premier réunit en un seul élément les parois de la chambre de combustion, l'eau de refroidissement ainsi que la partie haute du bloc moteur dont il reprend le nom. Ce nœud récupère l'énergie des pertes aux parois (calculé dans le modèle thermodynamique du moteur) qui était précédemment destinée dans le modèle précédent au nœud des parois de la chambre de combustion et échangeait thermiquement avec l'eau de refroidissement. Le second nœud regroupe l'huile de lubrification et la partie basse du bloc moteur. De la même manière, ce nœud reçoit la puissance thermique issue des pertes par frottement du moteur à combustion interne. Les transferts thermiques vers l'air ambiant sont conservés. Le radiateur, permettant de maintenir une température maximale de l'eau de refroidissement autour de 90°C, est remplacé (du fait du retrait du circuit d'eau) par un régulateur artificiel de température. Une source négative de chaleur commandée par un régulateur PID permet de simuler ce fonctionnement. Le schéma de ce nouveau modèle réduit est présenté en Figure 74.

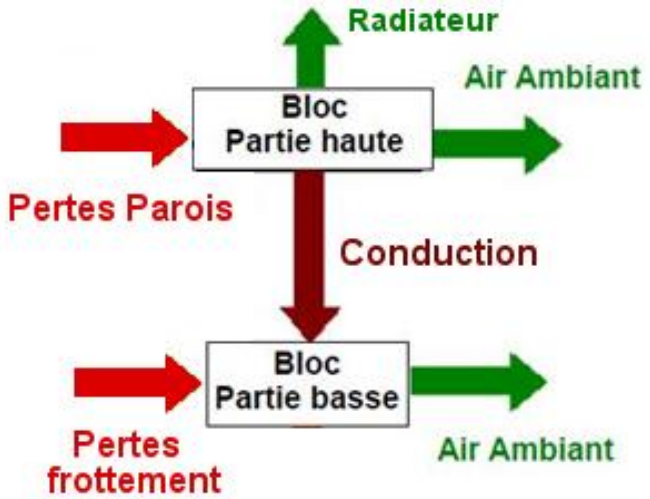


Figure 74 : Schéma du modèle de transferts thermiques réduit à deux nœuds

Ce modèle réduit est nommé "modèle 2 nœuds" dans la suite de ce mémoire. L’utilisation de chaque modèle est précisée lors de chaque étude.

Ce dernier modèle est moins détaillé que le précédent. Il faudra donc s’assurer que les résultats obtenus par les deux modèles de transferts thermiques soient équivalents afin de pouvoir les utiliser en gardant le même niveau de précision pour une bonne analyse des résultats futurs. La comparaison de leurs performances est donc étudiée dans une autre partie de ce mémoire.

2.1.3 Modélisation du comportement thermodynamique du modèle du MCI

2.1.3.1 Calibration du modèle IFP Engine à chaud

D'une part, nous disposons d'un modèle très simple (IFP Drive) permettant des calculs rapides, mais dont la précision est encore discutable et qui de plus ne prend pas en compte de nombreux phénomènes thermodynamiques et thermiques. D'autre part, un modèle plus précis (IFP Engine) permettant de simuler un moteur à combustion interne avec beaucoup plus de précision, notamment grâce à un modèle thermodynamique de la combustion se produisant dans le cylindre, ainsi qu'un modèle de répartition de l'énergie (mécanique, pertes échappement, pertes parois,...) complet mais fonctionnant avec des temps de calcul très importants empêchant son association avec un modèle véhicule et un modèle de transferts thermiques.

Le principe est alors d'utiliser le second modèle, plus complet, et de réaliser des études de comportements thermiques du moteur à combustion interne afin d’améliorer le modèle par cartographies. Par exemple, on peut se servir du modèle IFP Engine pour créer de nouvelles cartographies prenant en compte l'état thermique du moteur à combustion interne.

La première étape, dans ce cas, est d'abord d'obtenir une bonne corrélation dans les résultats de nos deux modèles pour un moteur chaud. En effet, le modèle IFP Engine n'est pour l'instant pas calibré afin de correspondre à un moteur réel. Par exemple, le modèle de transferts thermiques considère que les températures des parois lorsque le moteur est chaud sont fixes, ce qui est loin d'être prouvé. De plus, les cartographies utilisées par le modèle IFP Drive proviennent de mesures expérimentales, et donc devraient correspondre au comportement réel d'un moteur (dans le cas d'un fonctionnement à chaud) notamment en ce qui concerne la consommation (cartographie bien détaillée en fonction de la charge et de la vitesse).

La méthode consiste à réaliser une simulation du fonctionnement du moteur à combustion interne par le modèle IFP Drive pour différents points de fonctionnements (couples et vitesses fixes). Les résultats de consommation obtenus sont alors utilisés dans le modèle IFP Engine. Le but est de modifier le modèle de transferts thermiques utilisé (corrélation de Woschni) afin d'obtenir, pour le même point de fonctionnement et à chaud, la même consommation. Ceci est réalisé en cherchant un facteur multiplicatif correctif des transferts thermiques. Utiliser un facteur correctif supérieur à 1 (et donc augmenter les pertes thermiques) résulte en une dégradation du rendement thermodynamique du moteur et donc en une augmentation de la consommation instantanée du moteur. Au contraire un facteur correctif situé entre 0 et 1 permet de réduire cette même consommation. Ainsi il ne reste plus qu'à trouver, pour les points de fonctionnement choisis, le facteur correctif qui permet d'obtenir, avec le modèle IFP Engine, la même consommation que pour le modèle IFP Drive. Ces coefficients correctifs sont ensuite recueillis dans une cartographie. Grâce à une corrélation linéaire, les coefficients correctifs correspondant à tout point de fonctionnement du moteur peuvent ainsi être calculés.

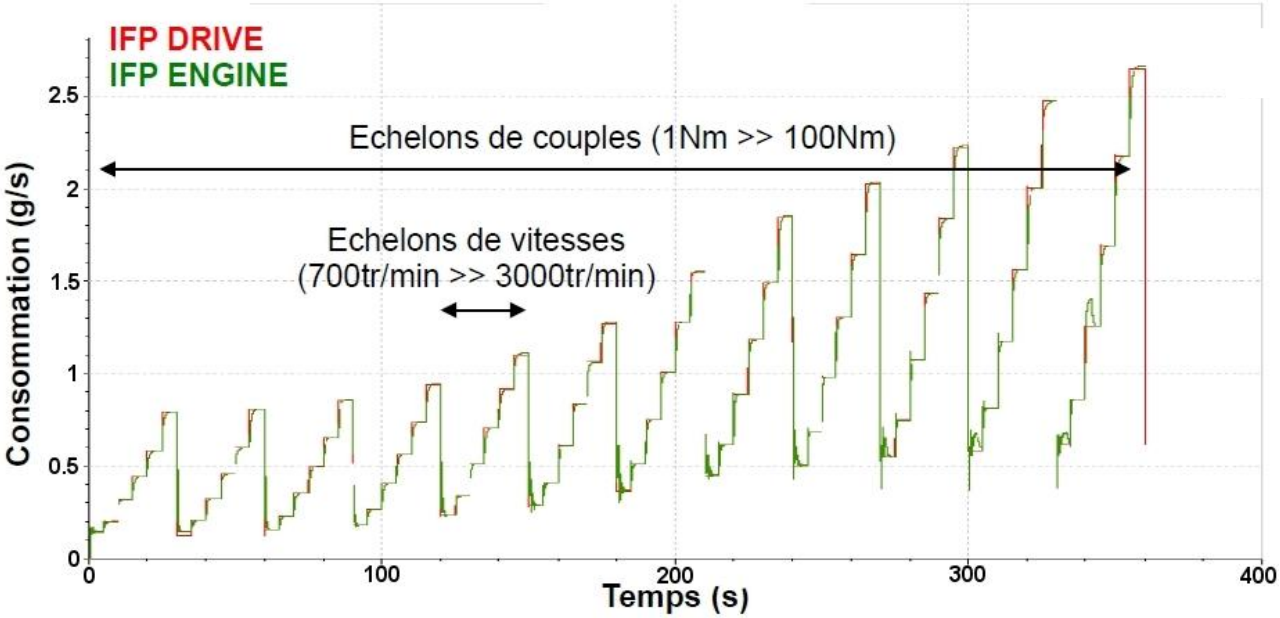


Figure 75 : Correspondance des consommations instantanées à différents points de fonctionnements

Une fois cette cartographie de coefficients correctifs réalisée, il est intéressant de vérifier que le modèle IFP Engine donne bien les mêmes résultats que le modèle IFP Drive, quelle que soit la sollicitation. Par exemple, la correspondance de la consommation pour toute charge et toute vitesse et lors des phases transitoires (jusqu'à présent la correspondance n'a été faite qu'en état stabilisé à vitesse et couple constants) doit être réalisée. Ainsi, deux simulations du parcours d'un véhicule conventionnel ont été effectuées pour un moteur à chaud avec les deux modèles IFP Drive et Engine. Les courbes de consommation se chevauchent alors, comme présenté sur la figure suivante :

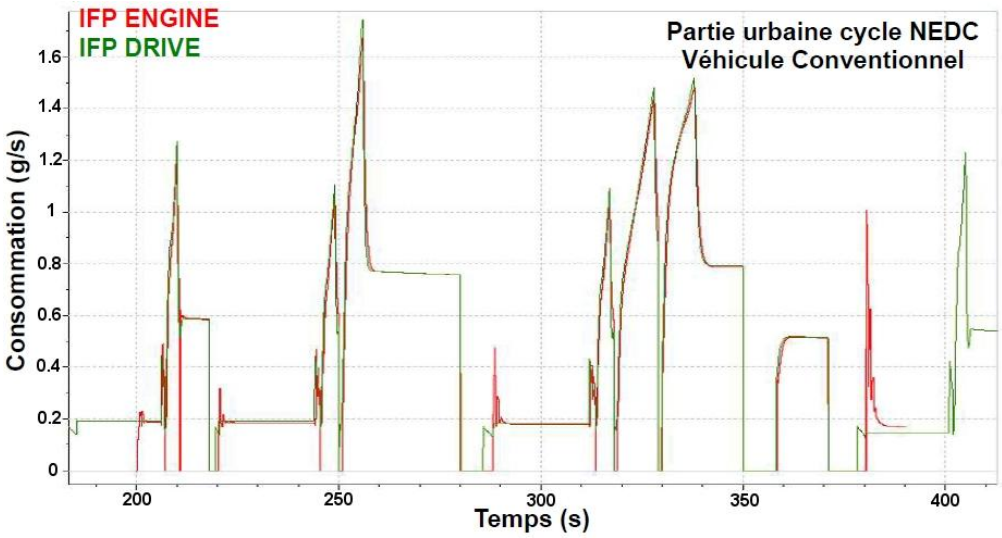


Figure 76 : Correspondance des consommations instantanées lors du parcours d'un cycle NEDC

La simulation IFP Engine a donc été calibrée afin de donner les mêmes résultats de consommation que le moteur modélisé sur IFP Drive à chaud. Cependant, la correspondance entre les pertes thermiques produites par les deux modèles n'a pas été réalisée. En effet, contrairement à la cartographie définissant la consommation du modèle IFP Drive qui est particulièrement bien détaillée, celle dédiée aux pertes thermiques semble beaucoup moins fiable. En effet, les pertes thermiques y sont modélisées uniquement comme étant proportionnelles à la consommation instantanée, avec un facteur multiplicatif étant une fonction affine de la vitesse de rotation uniquement (et non de la charge).

A première vue, ce modèle paraît déjà discutable. L'indépendance de ce coefficient de proportionnalité vis à vis de la charge n'a notamment rien d'évident. De plus, en réalisant différentes simulations avec le modèle IFP Engine et en analysant le rapport entre les pertes thermiques et la consommation instantanée, on observe que pour une vitesse de rotation fixe celle-ci varie fortement en fonction du couple qui est demandé au moteur. Ce modèle de pertes thermiques par une cartographie aussi simple n'apparait donc pas assez fiable pour que l'on puisse s'en servir pour calibrer le modèle IFP Engine. Cependant, lorsque le moment est venu de calibrer le modèle IFP Engine en fonction d'un autre moteur réel dont on disposerait à la fois de la consommation ainsi que de la totalité des pertes énergétiques (frottements, échappement, pertes parois, …), la correspondance avec la consommation seule n'est pas suffisante. Plusieurs pistes sont encore recherchées pour obtenir cette correspondance des performances entre un moteur réel et le modèle IFP-Engine.

Dans cette étude, avoir une bonne calibration du modèle IFP-Engine à chaud est important pour pouvoir ensuite l'utiliser dans différentes conditions de températures du moteur.

2.1.3.2 Choix d'un modèle de pertes aux parois dans IFP Engine

Du fait du manque d'informations expérimentales disponibles pour modéliser le moteur à combustion interne, certains résultats de simulation ne peuvent pas être facilement vérifiés, notamment en ce qui concerne la répartition de l'énergie entre l'énergie mécanique récupérée, les frottements et les pertes thermiques au travers des parois du cylindre, ainsi que les pertes thermiques à l'échappement.

Le modèle de simulation IFP Drive original comporte un modèle de transferts thermiques qui paraît trop simple pour correspondre à la réalité. En effet, les pertes thermiques y sont modélisées comme une fonction affine de la puissance de combustion en fonction du régime moteur. Cependant la dépendance en fonction de la charge (du couple fourni par le moteur) avait été négligée dans un premier temps. Ainsi les pertes thermiques représentent dans ce modèle environ 30 à 40% de la puissance thermique issue de la combustion.

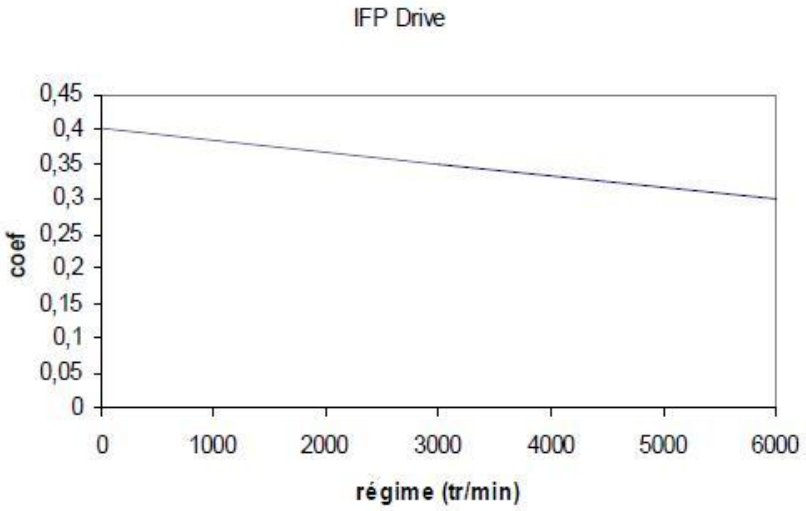


Figure 77 : Coefficient de pertes thermiques IFP Drive

Bien que le modèle IFP Engine n'ait pas encore été bien recalé en ce qui concerne les transferts thermiques, l'étude du rapport entre les pertes thermiques et la puissance de combustion a montré que la dépendance vis à vis de la charge était loin d'être négligeable. En effet, quelque soit le modèle utilisé (Annand, Woschni, Eichelberg) l'étude de la répartition de l'énergie montre que la part des pertes thermiques (par rapport à l'énergie libérée par la combustion) au travers des parois diminue avec l'augmentation de la charge. En ce qui concerne le comportement de cette part vis à vis de la vitesse, aucun comportement ne se démarque, comme le montre la Figure 78.

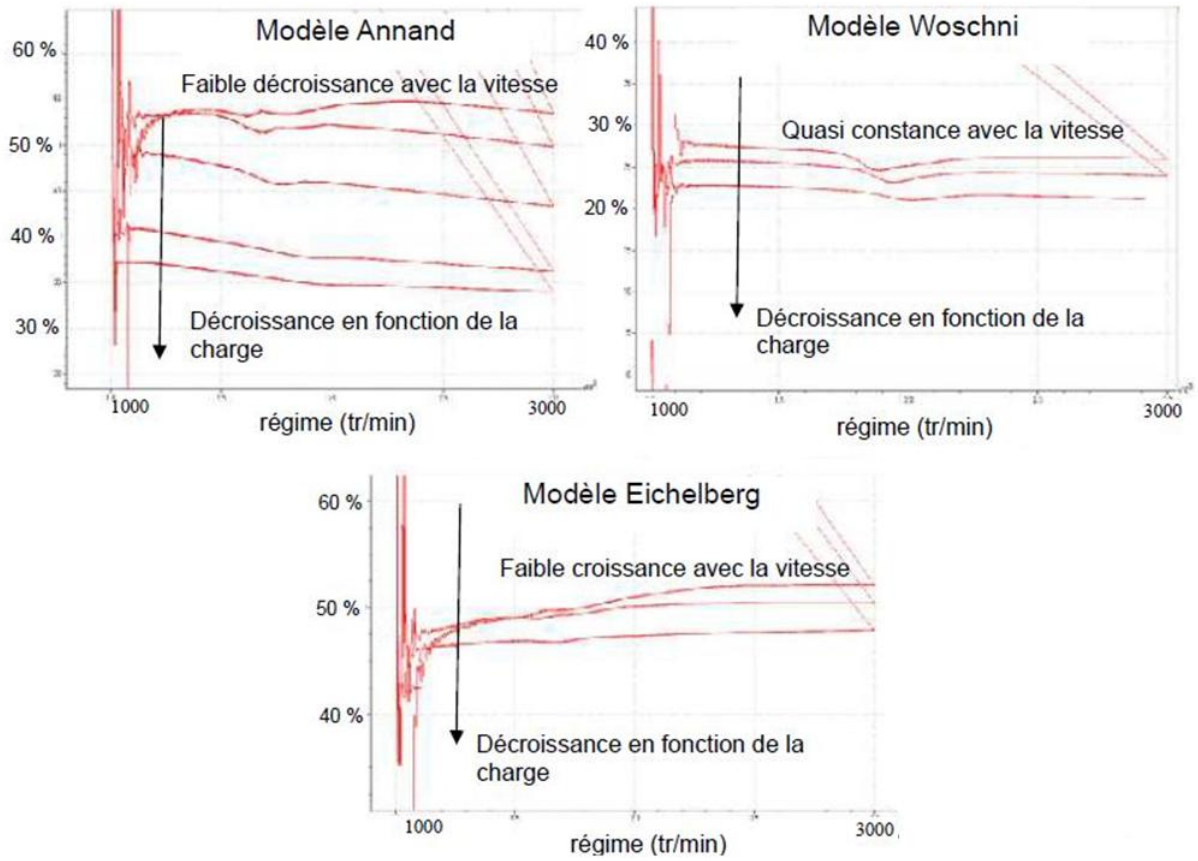


Figure 78 : Représentation des transferts thermiques (en relatif) pour différents point de fonctionnement

L'emploi de différents modèles donnent des comportements complètement différents, avec des pertes aux parois pouvant fortement évoluer quantitativement d'un modèle à l'autre (largement supérieur à 30% avec le modèle d'Annand, inférieur à cette valeur avec le modèle de Woschni, etc.). Ainsi, il est très difficile de calibrer notre modèle de moteur à combustion interne afin qu'il puisse correspondre aux performances d'un moteur réel, que ce soit au niveau de la consommation ou au niveau du comportement thermique. Le modèle d'Annand est finalement choisi du fait de sa meilleure correspondance relative avec les résultats des Figure 18 et Figure 20 de la Partie 1.3.1.3.a.

2.1.3.3 Développement du modèle par cartographies IFP Drive

Le modèle thermodynamique original du moteur thermique utilise des cartographies définissant les valeurs des principales variables du moteur, telles que les couples et vitesses maximales de fonctionnement, la consommation de carburant, la pression moyenne de frottement, les pertes thermiques au travers des parois du cylindre, …, en fonction des couples et vitesses de commande :

$$\tau = \mathrm{f}(\mathrm{charge}, \omega_{\mathrm{MCI}}) \tag{147}$$

$$\mathrm{PMF} = \mathrm{f}(\omega_{\mathrm{MCI}}, \mathrm{T}_{\mathrm{Huile}}) \tag{148}$$

$$\begin{aligned} \mathrm{PME} &= \mathrm{f}(\tau, \mathrm{PMF}) = \mathrm{PMI} - \mathrm{PMF} \\ &= 4.\pi.\tau.\frac{10^{-5}}{\mathrm{V}_{\mathrm{MCI}}} - \mathrm{PMF} \end{aligned} \tag{149}$$

$$\mathrm{Consommation} = \mathrm{f}(\omega_{\mathrm{MCI}}, \mathrm{PMI}) \tag{150}$$

$$\phi_{Pertes} = f(Consommation, T_{Parois}) \quad (151)$$

V_{MCI} est la cylindrée unitaire (cm^3). Ces cartographies sont le résultat de mesures expérimentales sur un MCI réel. Elles peuvent aussi être créées à partir de simulations plus précises d'un moteur thermique prenant en compte les phénomènes thermodynamiques et mécaniques se produisant dans un MCI. La représentation schématique du modèle original est présentée en Figure 79.

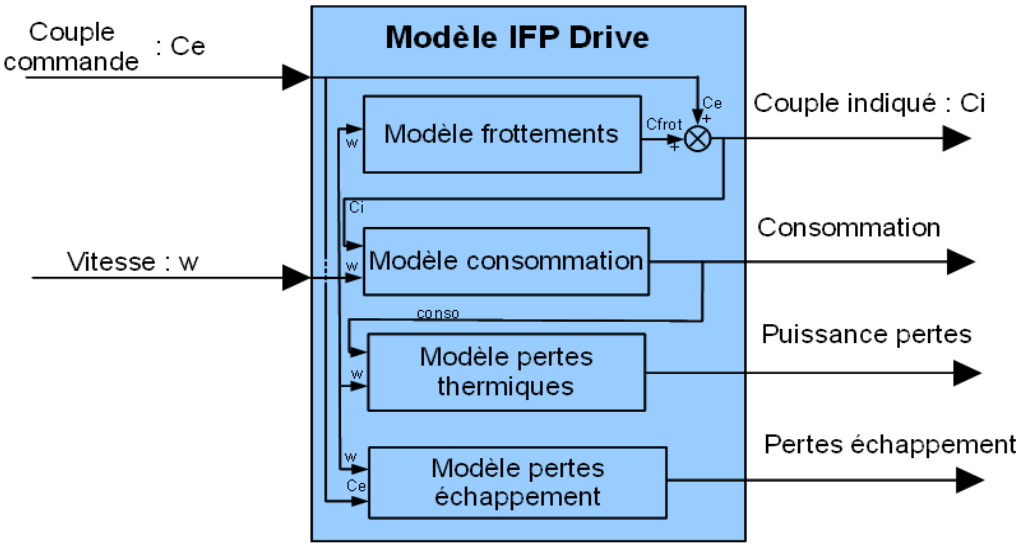


Figure 79 : Schéma du modèle IFP Drive original

Dans un premier temps, l'état thermique du moteur n'était pas pris en compte. Le modèle a donc été modifié par la suite, pour que la dépendance de la consommation en fonction de différentes températures caractéristiques du moteur (eau, huile, parois cylindre) soit incluse.

2.1.3.3.a Modèle de frottement : Viscosité de l'huile

La prise en compte de l'évolution des frottements avec la température est présentée en Figure 80.

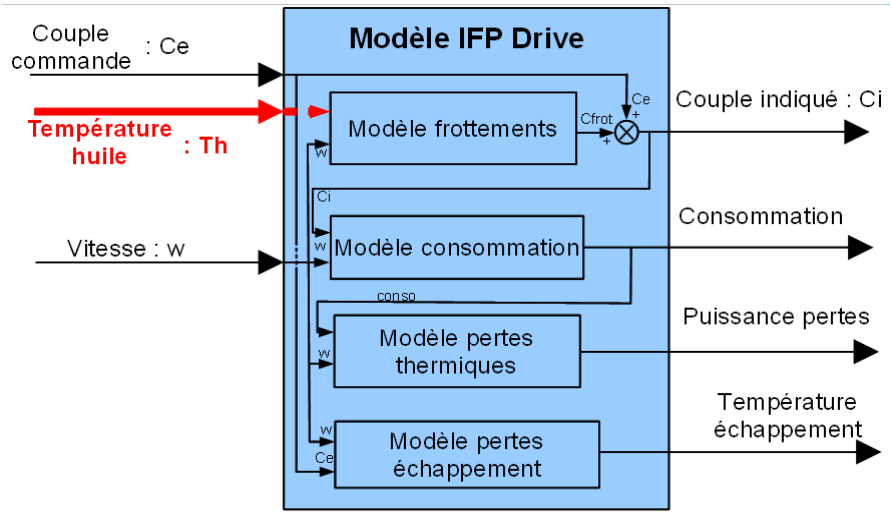


Figure 80 : Première modification du modèle, ajout des effets thermiques sur les frottements

Le modèle de frottements est construit à partir de mesures expérimentales de la PMF comme une fonction de la vitesse de rotation moteur, en considérant que l'huile est à sa température optimale.

Le couple de frottement à plus faible température (par exemple la température ambiante au moment du départ à froid) est obtenu en ayant recours à des mesures expérimentales de la viscosité de l'huile à différentes températures, et en utilisant une corrélation donnant la PMF en fonction de la viscosité de l'huile. Ce modèle est basé sur les travaux de Jarrier et al. [16] qui comportent les corrélations développées par Petroff et Necer/Benhassaine. La loi de Petroff est appliquée afin de calculer la PMF du vilebrequin (évolution des frottements proportionnelle à la viscosité de l'huile) :

$$PMF_{vilebrequin}(T_{huile}) = \frac{\mu_{huile}(T_{huile})}{\mu_{huile}(90°C)}.PMF_{vilebrequin}(90°C) \quad (152)$$

La corrélation de Necer et Benhassaine est utilisée pour le piston et la segmentation (frottements proportionnels à la racine carrée de la viscosité d'huile provenant des effets elasto-hydrodynamiques) [16] :

$$PMF_{piston}(T_{huile}) = \sqrt{\frac{\mu_{huile}(T_{huile})}{\mu_{huile}(90°C)}}.PMF_{piston}(90°C) \quad (153)$$

Finalement, du fait du manque d'information sur l'évolution des frottements provenant des accessoires du moteur thermique, on considère que la pression moyenne de frottement correspondante est constante [16] :

$$PMF = PMF_{piston} + PMF_{vilebrequin} + PMF_{accessoires} \quad (154)$$

Les calculs de la viscosité d'huile et de la pression moyenne de frottement à différentes températures sont présentés sur les Figure 81 et Figure 82.

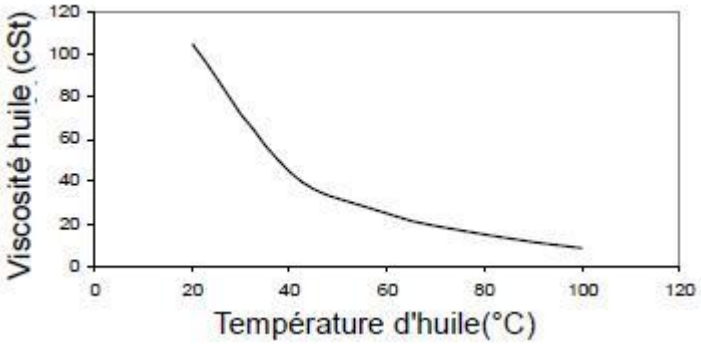


Figure 81 : Dépendance de la viscosité de l'huile en fonction de la température

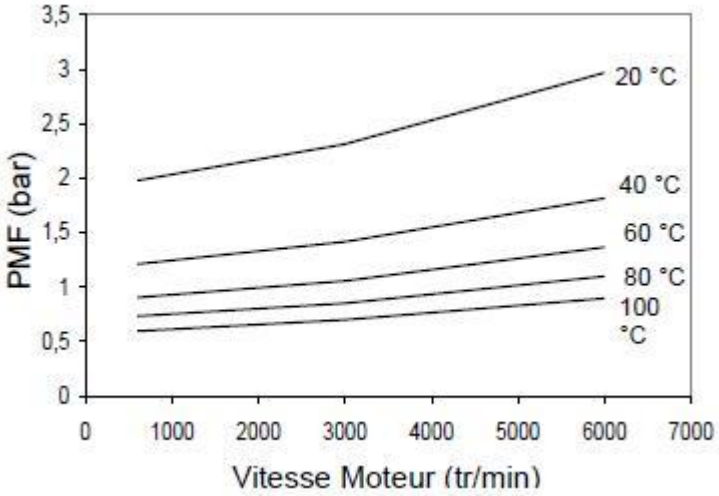


Figure 82 : Modèle de pression moyenne effective avec une dépendance en fonction de la température d'huile

Le calcul du couple de frottement comme une fonction de la vitesse et de l'état thermique du MCI donne la charge totale nécessaire afin d'assurer la propulsion du véhicule.

2.1.3.3.b Modification du modèle des pertes thermiques aux parois IFP Drive

Une fois que le modèle IFP Engine a été réglé comme souhaité (de préférence par rapport à un moteur réel), il devient un "générateur" de cartographies pour le modèle IFP-Drive. Etant donné que les performances du moteur à combustion interne (consommation, pertes) dépendent à la fois du point de fonctionnement (vitesse et couple) mais aussi de l'état thermique du moteur, les cartographies déjà définies dans IFP-Drive sont souvent incomplètes. Jusqu'alors, elles étaient indépendantes de l'état thermique du moteur, et même parfois d'autres paramètres (indépendance vis à vis de la charge pour les pertes thermiques, par exemple). Ainsi, il est nécessaire de compléter le modèle original par cartographie, notamment en y ajoutant les dépendances manquantes (certaines cartographies sont bâties en fonction du couple et de la vitesse, mais ne varient qu'en fonction d'un de ces paramètres), et parfois même en créer de nouvelles pour pouvoir inclure la dépendance vis à vis de la température (non prévue à l'origine).

Tout d'abord, on modifie la cartographie de consommation du modèle IFP Engine afin que ses performances à chaud correspondent à celles du moteur étudié. Un exemple de cartographie est présenté en Figure 83.

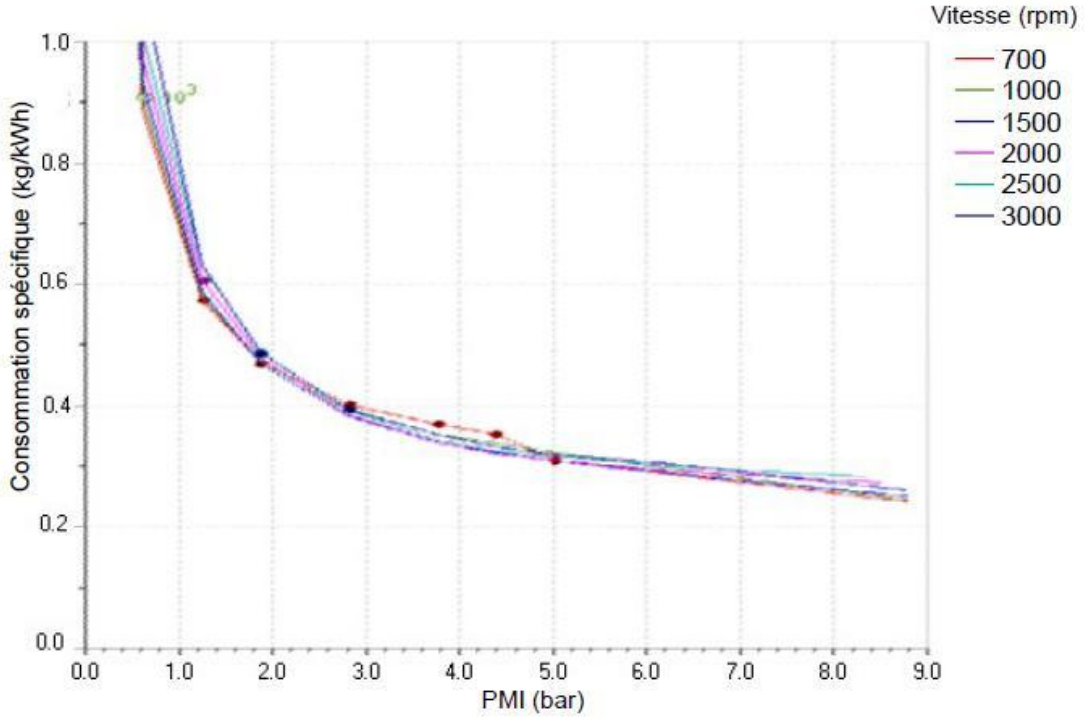


Figure 83 : Exemple de cartographie de consommation du modèle IFP Drive

En réalisant diverses simulations avec le modèle IFP Engine sur plusieurs points stabilisés de vitesse et pression moyenne indiquée (PMI), on peut remplir la cartographie de consommation en calculant pour chaque point la consommation spécifique du moteur. Une fois cette cartographie remplie, les deux modèles donnent les mêmes résultats de consommation si la même commande (charge, vitesse) leur est appliquée dans le cas du moteur chaud.

La seconde étape a été de compléter la cartographie des pertes thermiques pour un moteur chaud. Comme expliqué dans le chapitre suivant, celle ci n'était dépendante que de la vitesse de rotation du moteur :

$$P_{Pertes} = \alpha(\omega_{MCI}).PCI.ConsoInst_{MCI}(t) \qquad (155)$$

PCI étant le pouvoir calorifique inférieur du carburant (en J/kg)

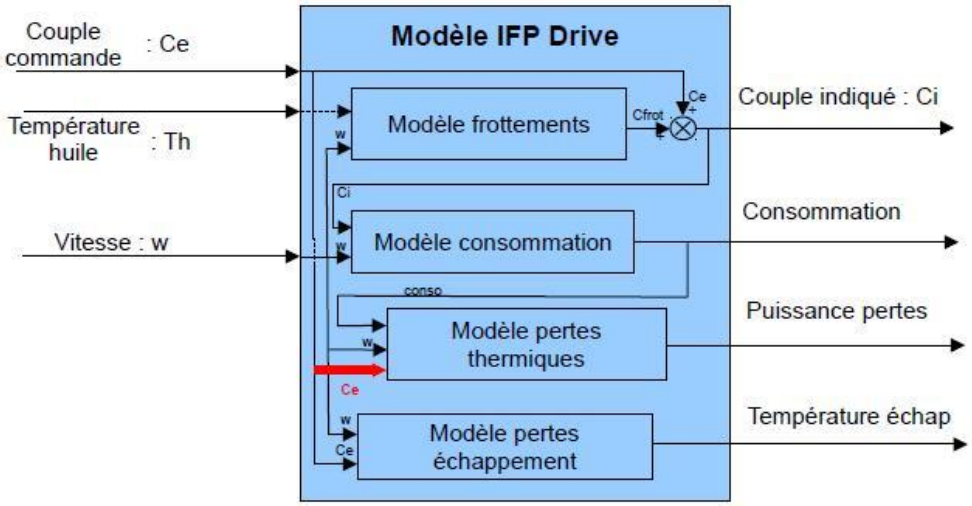


Figure 84 : Complément à la cartographie de pertes thermiques : ajout d'une dépendance en fonction de la charge

On réalise une simulation du fonctionnement du moteur IFP Engine sur différents points de fonctionnement, et on étudie l'évolution de α en fonction de la charge et de la vitesse du moteur. Les résultats sont ensuite intégrés dans la cartographie. L'étape suivante consiste à vérifier la correspondance des performances vis à vis du calcul des pertes thermiques entre les deux modèles. Ces résultats sont donnés en Figure 85.

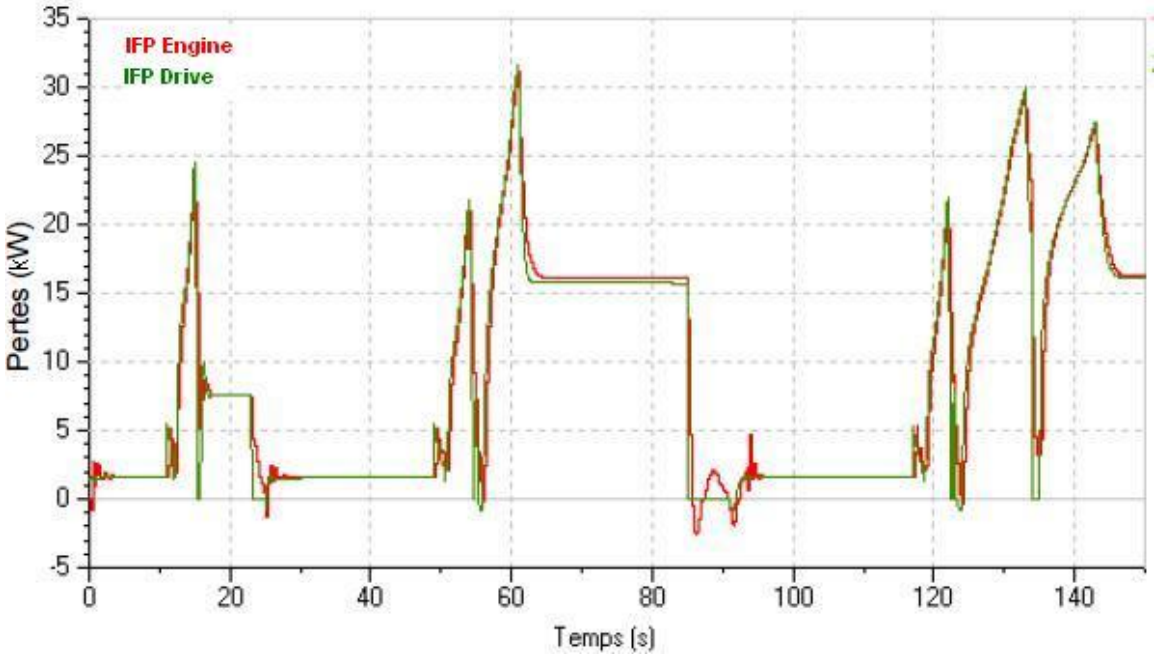


Figure 85 : Correspondances des pertes thermiques sur un cycle NEDC

On observe alors une bonne correspondance entre les résultats proposés par les deux modèles. La modification des cartographies permet donc au modèle IFP-Drive de devenir une "image" du modèle IFP-Engine.

2.1.3.3.c Elaboration de nouvelles cartographies dépendantes de l'état thermique du MCI

Les cartographies du modèle IFP-Drive sont toutes dépendantes uniquement du couple et de la vitesse du moteur. Etant donné que les fonctions utilisées dans le modèle IFP-Drive ne peuvent

pas être modifiées directement (ne disposant pas des droits d'accès) et nécessitent forcément des cartographies utilisant ces différents paramètres, il était impossible de transformer ces matrices à deux dimensions en des matrices à trois dimensions permettant d'inclure les températures comme paramètres d'entrée. Il a donc été choisi de créer de nouvelles cartographies comportant des coefficients multiplicatifs correctifs, eux-mêmes dépendants à la fois du point de fonctionnement, et de l'état thermique (température d'eau généralement).

Ainsi, de nouvelles cartographies de coefficients correctifs ont été créées (Figure 86). Ces données sont obtenues en réalisant différentes simulations avec le modèle IFP-Engine. Sur plusieurs points de fonctionnements stabilisés, les consommations, pertes thermiques et températures d'échappement obtenues dans le cas d'un moteur à température ambiante (20°C) sont comparées à celles obtenues pour un moteur chaud (Figure 87). Les écarts mesurés sont ensuite inclus dans les cartographies de coefficients correctifs.

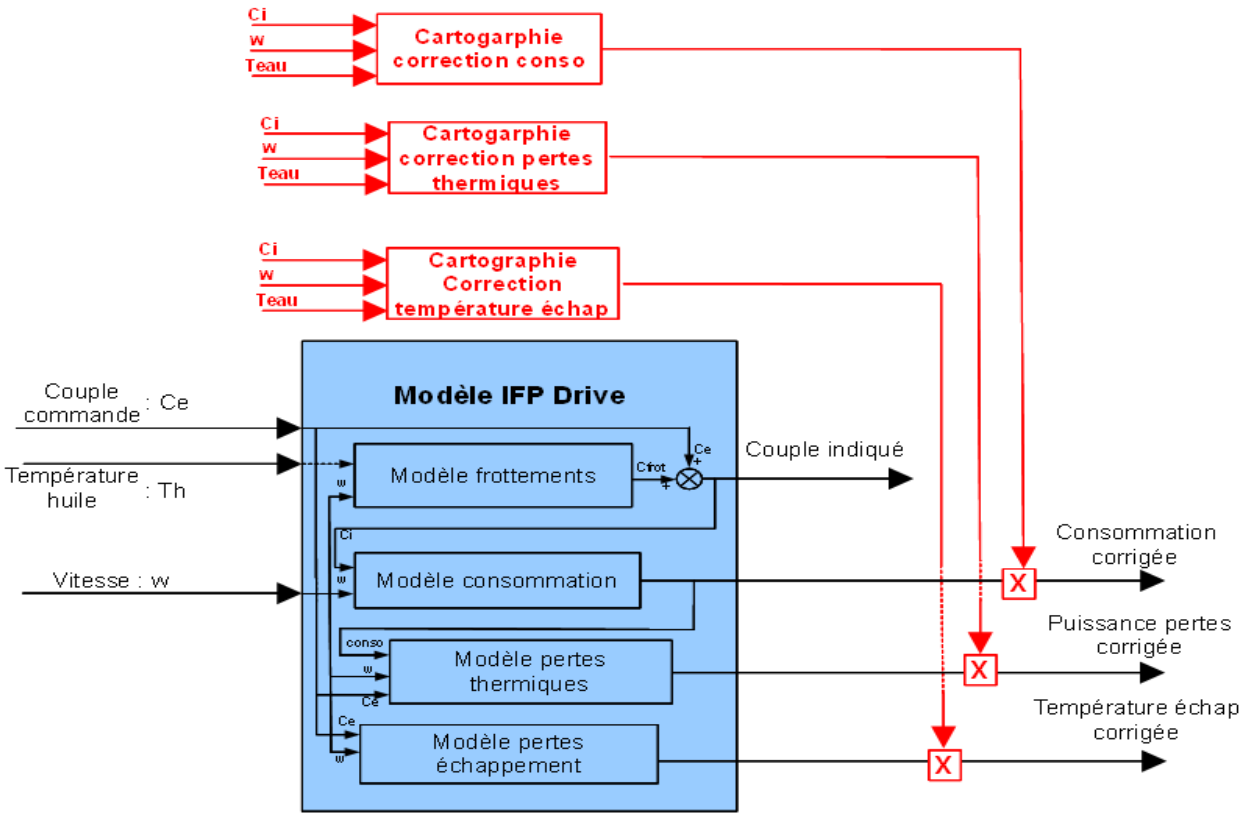


Figure 86 : Création de cartographies intégrant les effets thermiques sur la consommation, les pertes aux parois et la température d'échappement

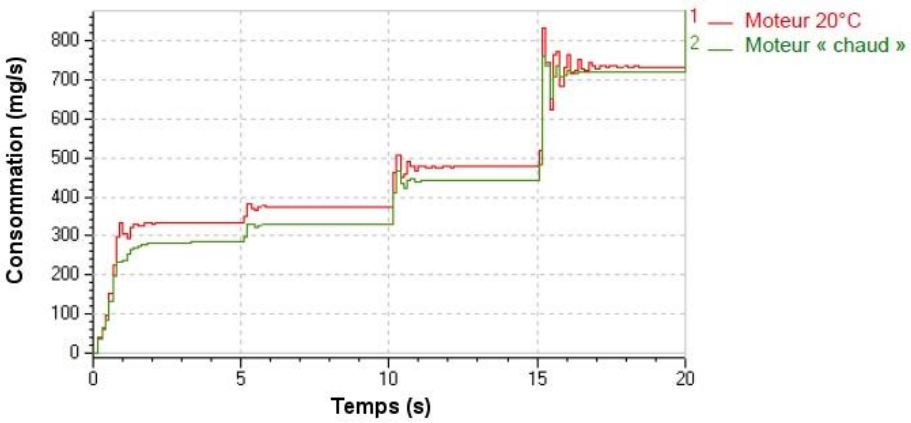


Figure 87 : Effet de la température ambiante du moteur sur la consommation instantanée (N = 1000 tr/min ; Ci = 10Nm, 20Nm, 40Nm, 90Nm)

Ces cartographies sont dépendantes de trois paramètres :
_ Le couple indiqué du moteur : il correspond au couple calculé directement à partir de la pression dans le cylindre, et est donc directement lié à l'état thermodynamique des gaz dans le cylindre,
_ La vitesse de rotation du moteur,
_ La température moyenne de l'eau de refroidissement : très largement utilisée pour définir l'état thermique d'un moteur à combustion interne, car elle est facilement mesurable.

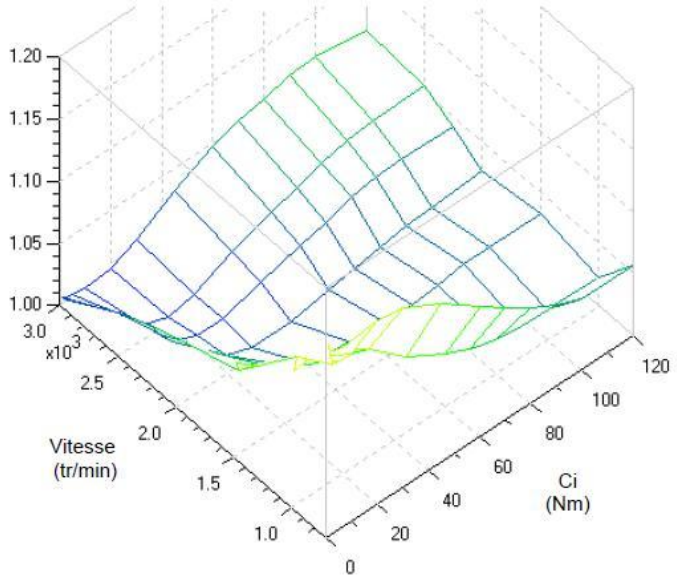


Figure 88 : Exemple de cartographie de coefficients correctifs pour la consommation instantanée à 20°C

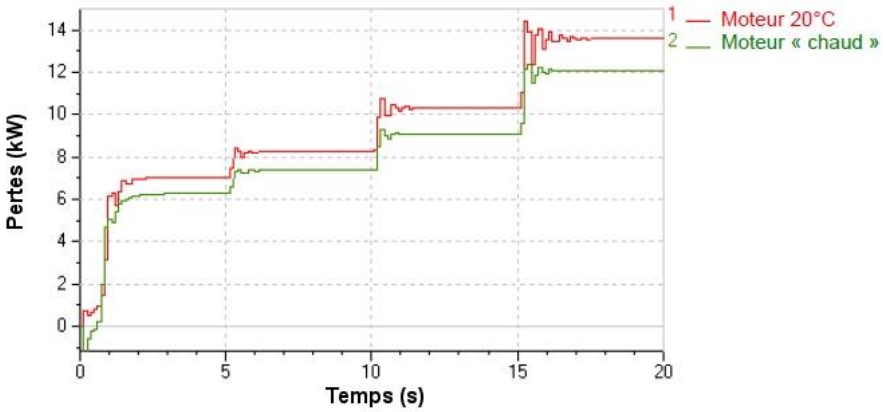


Figure 89 : Effet de la température ambiante du moteur sur les pertes thermiques au travers des parois (N = 1000 tr/min ; Ci = 10Nm , 20Nm, 40Nm, 90Nm)

Dans le cas de la correction de la consommation, on s'intéresse uniquement à l'effet que génère l'augmentation des pertes thermiques dans le cylindre du fait de la faible température des parois du cylindre. En effet, les pertes supplémentaires résultant de l'augmentation des frottements sont déjà prises en compte par l'augmentation du couple indiqué en entrée du modèle de frottement (avec Ci = Ce + Cfrot). Le modèle IFP Drive original prévoit déjà une évolution linéaire de la consommation du moteur avec la température des parois (dans l'optique d'une recherche plus approfondie sur la thermique du moteur par les utilisateurs), mais était jusqu'alors réglé pour que ces phénomènes ne soient pas pris en compte. Ce comportement linéaire a été vérifié en utilisant le modèle IFP Engine. Pour différent points de fonctionnement stabilisés (vitesse et charge fixe), la variation de la température des parois a entraîné une réaction quasi linéaire de la part de la consommation (quel que soit le modèle de transfert thermique).

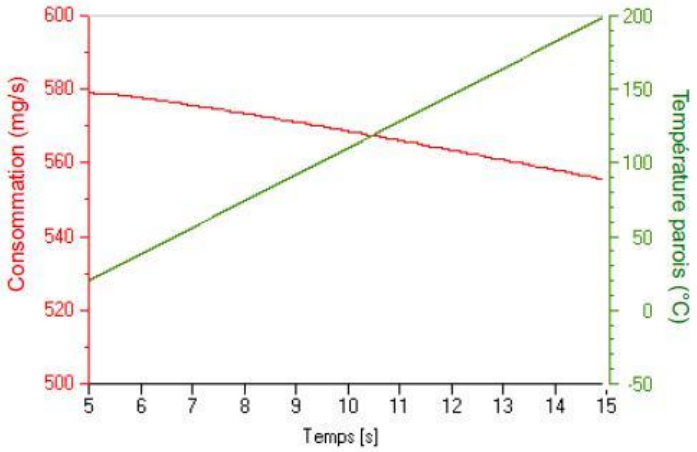


Figure 90 : Evolution quasi linéaire de la consommation instantanée en fonction de la température des parois du cylindre

Ainsi, en connaissant uniquement la surconsommation du véhicule à température ambiante (20°C) par rapport au moteur fournissant le même travail avec des parois chaudes, le calcul de la surconsommation du véhicule pour toute température intermédiaire est possible par une simple régression linéaire.

Dans le cas des pertes thermiques aux parois, il est apparu que leurs variations en fonction de la température globale du moteur dépendent de nombreux autres paramètres, comme le modèle de transfert thermique utilisé, l'avance à l'allumage, la géométrie du cylindre, etc. De plus, suivant la calibration choisie, ceux ci peuvent varier selon différentes lois simples (linéaire, polynomiale) et donc contrairement à l'étude de la consommation, il est nécessaire de réaliser plus de simulations à différentes températures pour construire la cartographie de coefficients correctifs correspondante à 3 dimensions (charge, vitesse, température).

Une fois les cartographies créées et intégrées au modèle moteur IFP Drive original, celui-ci se comporte exactement comme le modèle IFP-Engine lors des simulations. Ainsi, le comportement thermique du moteur à combustion interne, qui n'était jusqu'alors modélisé que dans le modèle IFP Engine plus précis, se retrouve lors de la simulation IFP Drive.

Le modèle IFP Drive devient donc une "image" du modèle IFP-Engine pour tout point de fonctionnement et pour toute température du moteur à combustion interne, que ce soit en fonctionnement stabilisé ou en transitoire. La montée en température du moteur peut donc être simulée avec plus de précision tout en gardant un temps de calcul limité, comme présenté en Figure 91 et Figure 92.

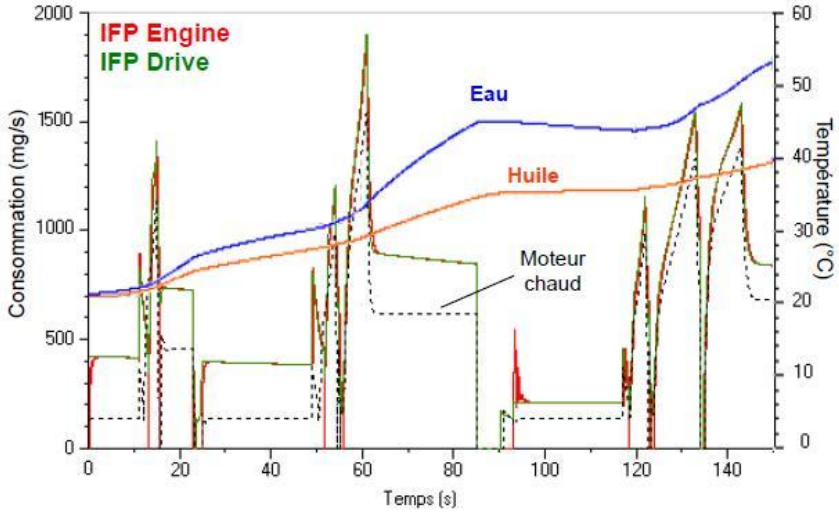


Figure 91 : Comparaison des résultats de consommation fournis par les modèles IFP Drive (après modification) et Engine lors des premières minutes du cycle NEDC après un départ à froid

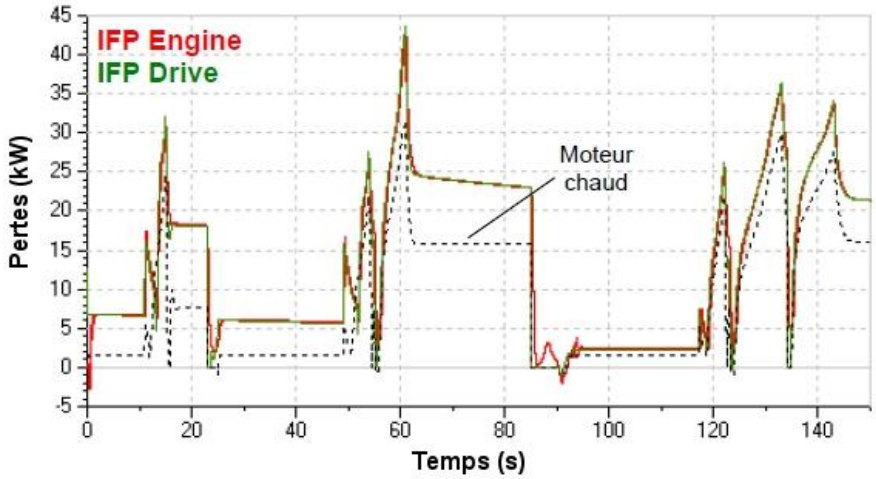


Figure 92 : Comparaison des résultats de pertes aux parois fournis par les modèles IFP Drive et Engine lors des premières minutes du cycle NEDC après un départ à froid

Ces derniers résultats montrent qu'avec quelques modifications et une bonne calibration, il est possible d'obtenir les mêmes résultats avec un modèle par cartographies qu'avec le modèle phénoménologique, tout en gardant des temps de calcul bien inférieurs (quelques minutes à une heure, contre plus d'une journée).

Beaucoup d'attention a été consacrée à la modélisation du moteur à combustion interne, d'une part parce que son rendement évolue énormément (plusieurs %) du départ à température ambiante jusqu'à atteinte d'une température de fonctionnement optimale, mais aussi parce que cet élément est finalement le seul qui produit de l'énergie dans le véhicule (la propulsion électrique ne servant que d'intermédiaire stockeur d'énergie entre le moteur thermique et les roues du véhicule). Cependant la modélisation du comportement thermique du moteur électrique et de la batterie ne doit pas être ignorée. Le prochain chapitre est consacré à la présentation de ces deux modèles.

2.2 Développement d'un modèle de propulsion électrique sous AMESim

2.2.1 Modélisation du Moteur électrique

Le moteur électrique est un élément déterminant pour l'économie d'énergie dans le véhicule hybride. Il permet en effet de rediriger et de stocker le surplus d'énergie produite par le moteur à combustion interne ainsi que celle récupérée au freinage, pour la restituer ensuite sous forme d'énergie mécanique. Son rendement doit donc rester le plus souvent optimal. Du fait notamment de la dégradation des performances de cet élément avec la montée en température, il est intéressant de pouvoir simuler cette montée en température pour observer et analyser cette évolution, afin de trouver des solutions pour améliorer l'utilisation de cet élément.

2.2.1.1 Modèle Originel sous AMESim

La librairie IFP-Drive d'AMESim permet d'intégrer, dans le modèle véhicule, un sous-modèle de moteur électrique, afin de modéliser un véhicule hybride ou électrique. Comme une bonne partie des modèles de cette librairie, ce sous-modèle fonctionne à partir de cartographies. Les variables d'entrée sont alors les couples et vitesses que doit fournir le moteur électrique (calculé à partir des couples et vitesses du véhicule nécessaires afin d'assurer sa propulsion sur le cycle routier de commande prédéterminé), ainsi que la tension de la batterie qui l'alimente et sa température moyenne. A partir de ces données ainsi que de la cartographie des pertes (en W en fonction du couple et de la vitesse à fournir), la puissance électrique consommée et la puissance thermique dégagée par les pertes sont obtenues.

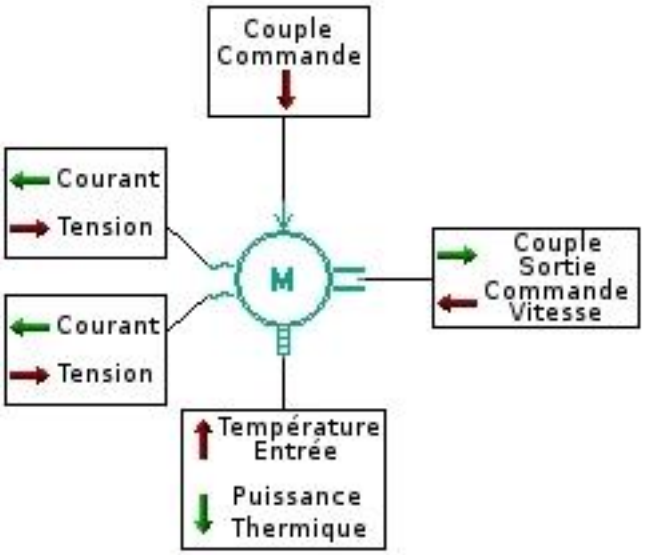


Figure 93 : Schéma du sous-modèle de moteur électrique

Les différentes variables de sortie sont obtenues de la manière suivante :

Tout d'abord, le couple de sortie du moteur électrique est calculé en fonction de la commande ainsi que sa vitesse de rotation et de sa courbe de couple maximale (définie dans une cartographie).

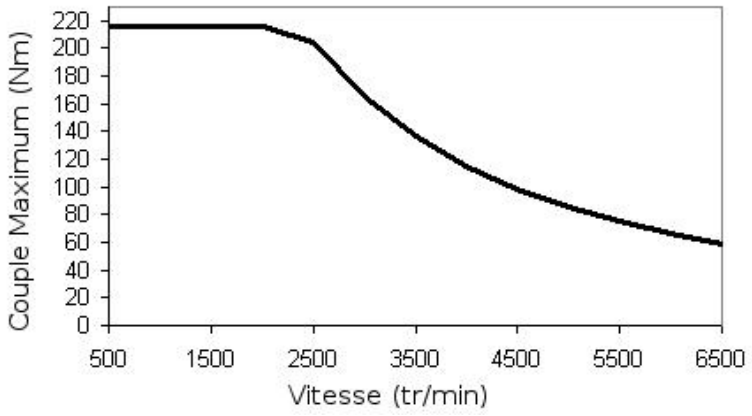


Figure 94 : Courbe de couple maximal en fonction de la vitesse du rotor du moteur électrique modélisé

Le couple fourni par le moteur électrique est défini de la manière suivante :

$$\tau_{lim} = \min(\tau_{Commande} ; \tau_{Max}) \tag{156}$$

T_{Max} étant directement lu sur la courbe de couple maximal du moteur :

$$\tau_{ME} = \frac{1}{1 + t_r s} \tau_{lim} \tag{157}$$

La constante de temps t_r (en secondes) définissant le temps de réponse du moteur (On considère que celle-ci est la même pour l'ensemble des conditions d'utilisation du moteur).

Une fois le couple délivré par le moteur calculé, on en déduit la puissance mécanique développée :

$$P_{méca} = \tau_{ME} \cdot \omega \tag{158}$$

$P_{méca}$ est calculée en W, et la vitesse de rotation ω est donc définie en rad/s.

La puissance des pertes étant directement notée sur une cartographie en fonction du couple fourni et de la vitesse de rotation, on peut alors directement calculer la puissance électrique nécessaire :

$$P_{élec} = P_{méca} + P_{pertes} \tag{159}$$

On déduit de ce dernier calcul l'intensité du courant devant être délivrée par la batterie :

$$P_{élec} = I.U \tag{160}$$

$$I = \frac{\tau_{ME} \cdot \omega - P_{pertes}}{U} \tag{161}$$

Les cartographies utilisées (couples maximum et minimum, pertes) sont à l'origine indépendante sde la température du moteur et uniquement dépendantes de son point de fonctionnement.

2.2.1.2 Étude de sensibilité au changement thermique du moteur électrique

Bien que l'interaction entre l'état thermique du moteur électrique et ses performances énergétiques est prévue dans le modèle originel du moteur électrique avec l'ajout d'un port thermique sur ce sous-modèle, elle est jusqu'à présent incomplète. En effet, le calcul des pertes thermiques permet, dans le cas d'une liaison avec un modèle thermique, de simuler la montée en température des parties solides du moteur électrique, mais cette même température n'est pas renvoyée au sous-modèle du moteur afin d'en modifier les performances. La première étape est donc d'incorporer cette prise en compte de l'état thermique du moteur pour le calcul de ses pertes énergétiques. Avant de réaliser une étude thermique complète du moteur, une étude de sensibilité est réalisée pour évaluer l'importance de cette modélisation thermique pour le calcul de la consommation d'un véhicule hybride (et électrique). Cette étude est inspirée des résultats obtenus par Song et al. [94] qui ont obtenu pour un moteur de véhicule hybride de 30 kW une variation de rendement allant de 94% à température ambiante (27°C) à 90% à température finale du moteur d'environ 88°C. Ignorant quel type de dépendance est suivi par le rendement en fonction de la température de la machine, celle-ci est supposée linéaire pour cette première étude de sensibilité.

Ainsi, une variation linéaire de rendement du moteur étudié de 92% à 87% (rendement donné par la cartographie originelle sur l'ensemble de la plage de fonctionnement moteur) est implantée dans le modèle du moteur électrique :

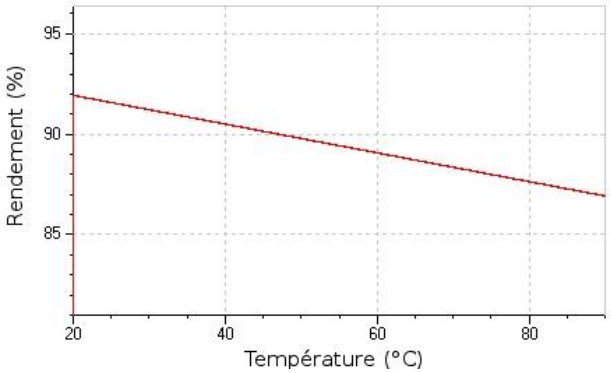


Figure 95 : Evolution linéaire du rendement en fonction de la température

Deux simulations ont alors été réalisées, la première pour un moteur à température ambiante (20°C), fonctionnant donc avec un rendement maximal, l'autre à température de fonctionnement stabilisée (environ 90°C) et fonctionnant donc avec un rendement minimal. Les résultats de consommation du même véhicule hybride pour ces deux états du moteur électrique sont présentés en Figure 96. Deux cas de SOC initial ont été considérés (pour 2 SOC initiaux fixés à ses valeurs maximales et minimales) afin de pouvoir analyser un comportement moyen du véhicule face à ces changements thermiques.

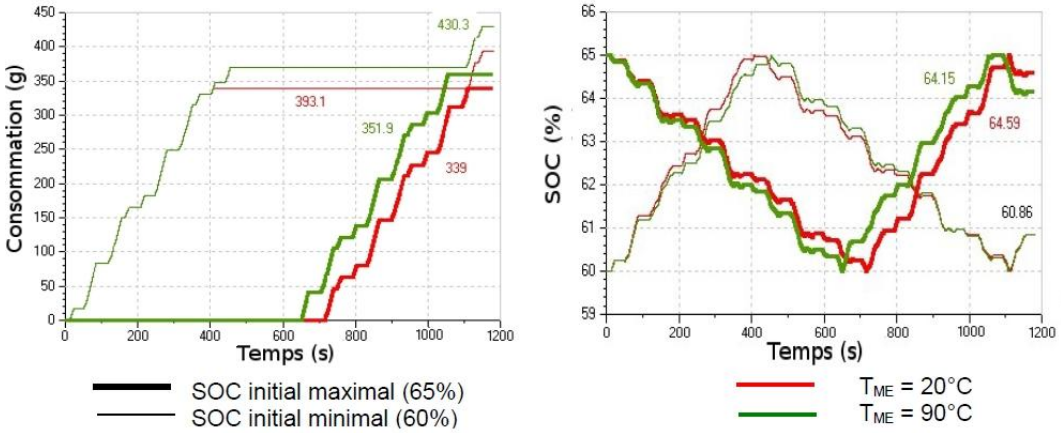


Figure 96 : Effet de la température du moteur électrique sur les performances (consommation) d'un véhicule hybride

On observe sur la Figure 96 que, bien que le moteur électrique (ME) garde constamment un très fort rendement quelle que soit sa température de fonctionnement, l'effet de la température sur ses performances énergétiques est loin d'être négligeable avec une surconsommation du véhicule simulé de l'ordre de 5% (SOC initial maximal) à 9% (SOC initial minimal). On remarque notamment en observant l'état de charge de la batterie que les phases de recharge sont sensiblement rallongées (moins de puissance électrique disponible pour une même puissance mécanique fournie à l'alternateur), tandis que la décharge de la batterie est accélérée (nécessité d'une puissance électrique fournie supérieure pour fournir la même puissance mécanique en fonctionnement moteur). On peut toutefois être surpris qu'une modification du rendement de 92% à 87% (donc 5% de différence) entraine une surconsommation finale proche de 10%. Cela vient directement du comportement du moteur électrique dans un véhicule hybride qui « enchaine » successivement des phases de recharge et de décharge : l'énergie uniquement produite dans le moteur à combustion interne est donc réellement transformée deux fois dans le moteur électrique, et le rendement global de la machine n'est donc pas η_{ME} mais $\eta_{ME,charge} \times \eta_{ME,décharge}$ (et donc dans notre cas $\eta_{ME}^2(T)$). Ainsi le rendement global du moteur électrique dans le véhicule hybride ne perd pas juste 5% mais plutôt (92%²-87%²) = 8.95%. Le fonctionnement hybride du ME augmente donc l'effet des variations thermiques de ses différents éléments.

2.2.1.3 Modification de la cartographie des pertes

La cartographie originelle (disponible de base sous AMESim) des pertes du ME ne tient pas compte des variations thermiques de ce dernier (Figure 97). Tout d'abord, elle donne un rendement (Figure 98) quasi constant sur toute la plage de fonctionnement du moteur (de l'ordre de 87%), ce qui est contraire aux données de rendement observées dans la bibliographie (cf. Figure 32 de la partie 1.3.2.2 [93]). De plus, elle est inutilisable si l'on aspire à une rigueur scientifique, car il n'est indiqué nulle part la méthode qui a permis de la créer. Le fonctionnement par cartographie a cependant été gardé, et il a donc été nécessaire de recréer une cartographie de pertes thermiques du moteur électrique qui soit à la fois plus représentative du fonctionnement réel d'un moteur électrique, mais surtout qui soit issue de modèles validés par la bibliographie. De plus, la création de cette cartographie permet d'incorporer avec une meilleure précision les effets de l'état thermique de la machine sur ses performances. En effet, il a été vu en Partie 1.3.2.4 que les différentes pertes du moteur électrique ne sont pas influencées de la même manière du fait de la montée en température du moteur électrique. La nouvelle cartographie des pertes du moteur est construite à partir de modèles connus et régulièrement utilisés dans la bibliographie (cf. Partie 1.3.2.1). Cependant, il est nécessaire de réécrire les différentes formules afin de pouvoir exprimer ces pertes en fonction du point de fonctionnement du moteur (couple, vitesse).

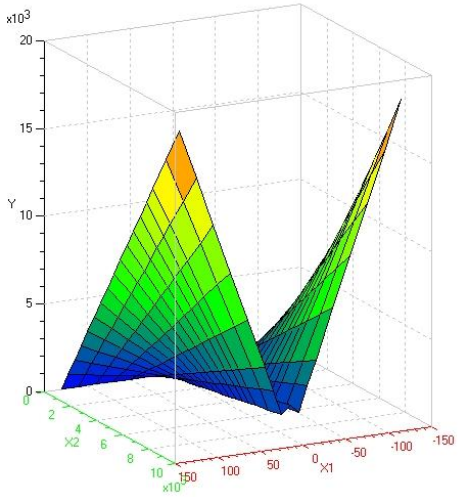


Figure 97 : Cartographie originale des pertes énergétiques

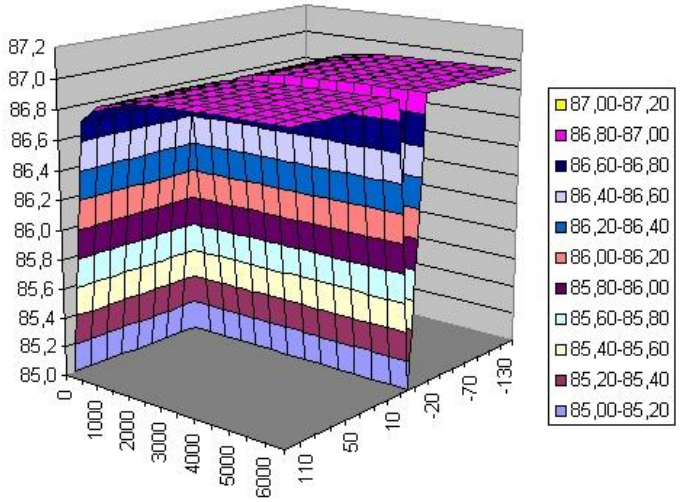


Figure 98 : Rendement originel du moteur électrique

_ Pertes Joule :

Les pertes Joule sont calculées suivant les équations 35 et 36 (rappel : $P_{Joules} = 3.R.I^2 = k.I^2$)
En utilisant la relation linéaire entre l'intensité du courant et le couple développé par le moteur on obtient :

$$P_{Joules} = K.\tau_{ME}^2 \tag{162}$$

τ_{ME} étant le couple délivré par le moteur électrique.

_ Pertes fer :

Les pertes fer sont calculées suivant l'équation 38 (rappel : $P_M = \varepsilon_h.B^2.f + \varepsilon_e.B^2.f^2$)
Cette fois, la loi de Maxwell-Ampère nous permet de relier le champ magnétique B à l'intensité de courant I, et en considérant le cas d'un moteur synchrone, on relie la vitesse de rotation du moteur à la fréquence d'excitation du signal électrique [87] :

$$\overrightarrow{rot}\vec{B} = \mu_0 \vec{j} + \mu_0 \vec{j}_D \quad \text{d'où} \quad B = \alpha.I \tag{163}$$

$$\omega = \frac{120.f}{p} = \beta.f \tag{164}$$

D'où la reformulation suivante des pertes fer :

$$P_{Fer} = K_h.I^2.\omega + K_e.I^2.\omega^2 \tag{165}$$

La détermination des pertes mécaniques est directement issue de la formule suivante [89] :

$$P_{Meca} = \tau_F.\omega \tag{166}$$

Les pertes additionnelles (« stray ») sont calculées à partir des équations suivantes [90, 92] :

$$\xi = \frac{h}{\delta} \quad \text{avec} \quad \delta = \sqrt{\frac{2\rho}{\omega\mu_0}} = \frac{A}{\sqrt{N}} \tag{167}$$

$$R_{AC} = \xi \frac{\sinh(2\xi) + \sin(2\xi)}{\cosh(2\xi) - \cos(2\xi)} R_{DC} \tag{168}$$

$$P_{Stray} = k_{Stray} \cdot R_{AC} \cdot I^2 = K_{Stray} \cdot R_{AC}(N) \cdot \tau_{ME}^2 \tag{169}$$

Le nouveau modèle de pertes du moteur électrique est ensuite calibré à partir de la cartographie de rendement de la toyota Prius (Staunton et al. [93]) afin de correspondre le plus possible au fonctionnement réel d'un moteur électrique appliqué à la propulsion hybride. La nouvelle cartographie des pertes est présentée (et comparée à la cartographie originale) en Figure 99.

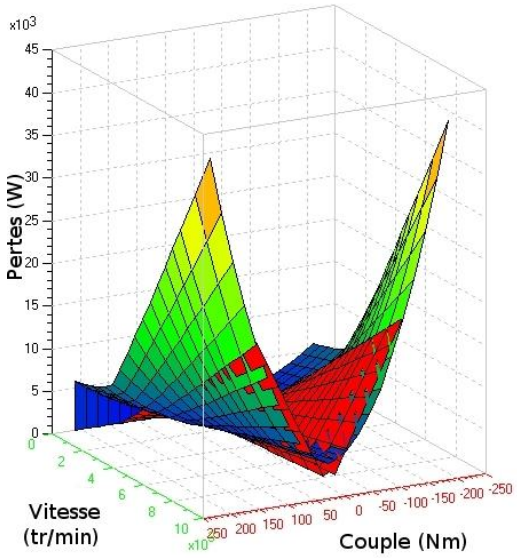


Figure 99 : Nouvelle cartographie de pertes du moteur électrique, comparaison avec l'originale (en rouge)

Le rendement est donc lui aussi modifié. La comparaison avec le rendement obtenu avec la cartographie originale des pertes thermiques est présenté en Figure 100.

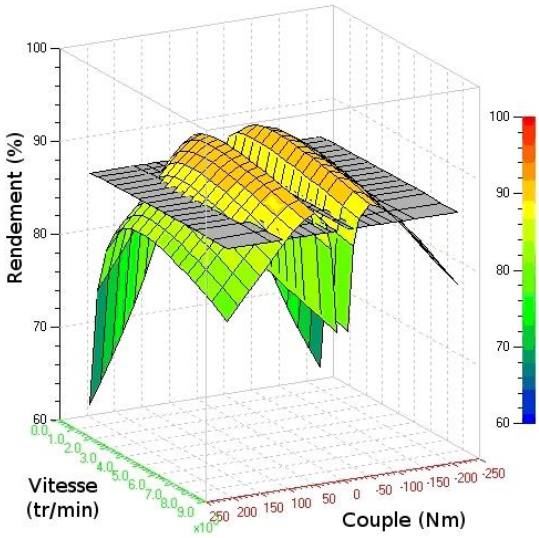


Figure 100 : Nouvelle cartographie de rendement, comparaison avec l'originale

On observe avec cette nouvelle cartographie que les pertes à faible couple de fonctionnement sont négligées dans la version originale. De plus le comportement pseudo-linéaire de la cartographie originale (permettant d'obtenir un rendement quasi constant) en fonction de la vitesse et du couple ne correspond pas au nouveau comportement modélisé des pertes. La nouvelle cartographie de rendement représente plus fidèlement les variations des performances

du moteur électrique en fonction du point de fonctionnement, avec notamment la présence d'un rendement maximal pour des vitesses et couples moyens ainsi que la chute du rendement à faible et forte puissance de fonctionnement. La comparaison de la nouvelle carte de rendement calculée et des rendements du moteur réel sont présentés en Figure 101.

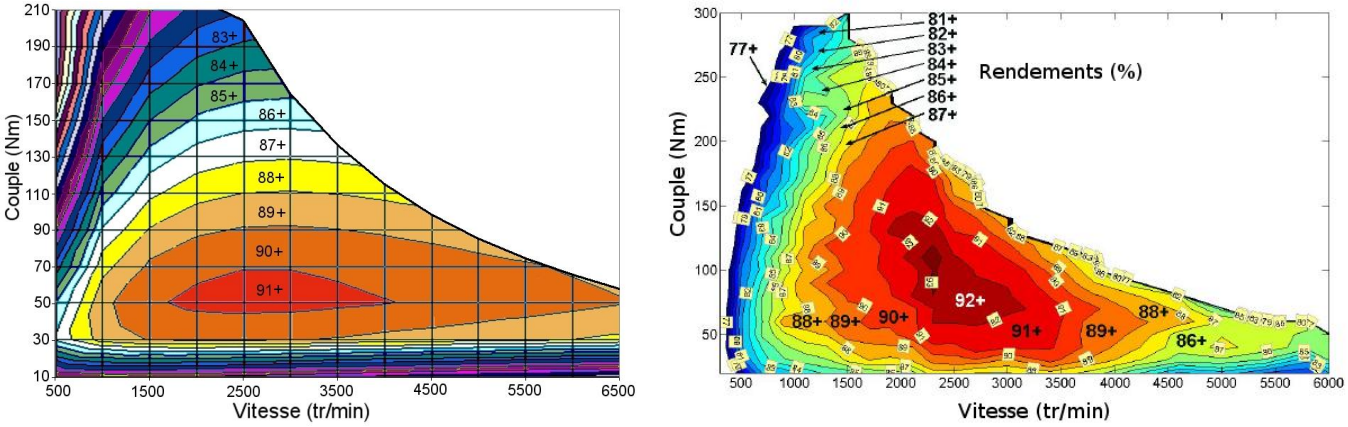


Figure 101 : Cartographies des rendements issus du nouveau modèle de pertes (à gauche) et de la Toyota Prius (à droite) [93]

L'application de ce nouveau modèle permet de retrouver le même type de comportement du rendement entre le modèle étudié et un moteur réel, comme on peut le voir sur la figure précédente. On retrouve notamment la chute brutale du rendement pour de faibles couples délivrés (inférieurs à 20 Nm) ou à faible vitesse de rotation (inférieure à 1000 tr/min). On retrouve aussi un rendement maximum situé à environ 92% et se situant dans la même fourchette de couple et vitesse dans les deux cas (2000-3000 tr/min, 50-70 Nm). Certaines différences ne sont tout de même pas à négliger, en particulier le fait que le modèle possède un rendement qui chute beaucoup plus vite pour d'importants couples de fonctionnement (supérieurs à 90 Nm), et au contraire chute trop faiblement pour des vitesses de fonctionnement importantes. Ces différences s'expliquent aisément par le fait que certains phénomènes ont été négligés, du fait de leur faible puissance de perte et de leur complexité à être modélisés. Certaines pertes ont donc sûrement été surestimées pour compenser les pertes non modélisées à fort couple, et ne sont pas suffisantes à forte vitesse. Cependant, nous verrons plus tard que le moteur électrique n'est pas utilisé pour des couples et vitesses très importantes dans le véhicule hybride simulé, ce qui limite les imprécisions dues aux erreurs de modélisation. En considérant que cette cartographie représente le rendement en régime permanent du moteur électrique et en ajoutant alors l'évolution des pertes en fonction de la température (présentée en Partie 1.3.2.3) on obtient la cartographie de rendement suivante présentée en Figure 102.

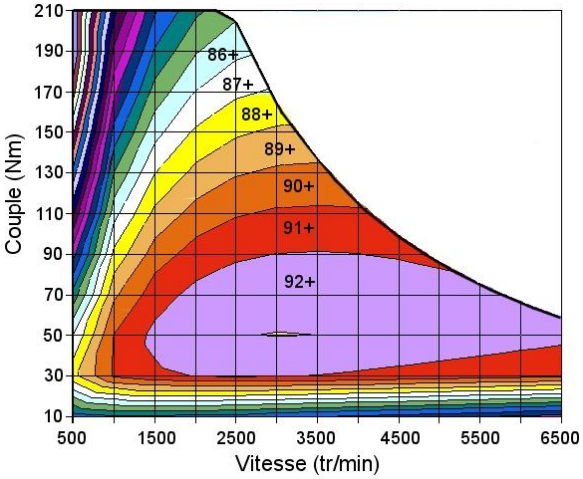


Figure 102 : Cartographie des rendements issue du nouveau modèle de pertes à température ambiante

2.2.1.4 Modèle de transferts thermiques

Une fois que le modèle des pertes thermiques est développé, il reste à modéliser les transferts thermiques se produisant au sein du moteur, dans le but de pouvoir simuler sa montée en température au cours de son fonctionnement. Comme pour le moteur thermique, un modèle nodal des transferts thermiques a été choisi. Afin de simuler l'important gradient de température entre les parties les plus chaudes (pouvant monter au dessus de 120°C) et les plus froides (n'excédant pas 60°C, cf. Partie 1.3.2.6), on a privilégié un modèle à 2 nœuds. Le nœud des parties chaudes représente les bobinages du moteur électrique où se produisent une grande majorité des pertes thermiques (notamment les pertes Joule) et reçoit donc l'énergie du modèle des pertes présenté précédemment dans cette partie. Du fait de la faible masse relative de ce nœud (quelques kilogrammes), des températures élevées sont attendues, comme dans la partie 1.3.2.6. Cette partie du moteur électrique diffuse ensuite l'énergie thermique par conduction au travers du métal au reste du moteur, d'où la modélisation d'un transfert par conduction entre les deux nœuds. Enfin, chacun de ces éléments est refroidi par échange par convection avec l'extérieur. D'une part, les bobinages (parties chaudes) sont légèrement refroidis grâce au contact avec l'air présent dans l'espace entre rotor et stator. D'autre part, le moteur électrique étant refroidi par le passage d'un liquide de refroidissement dans la carcasse du stator, une convection forcée avec de l'eau a été modélisée au niveau du nœud froid. Un schéma de la structure du modèle de transfert thermique est présenté en Figure 103.

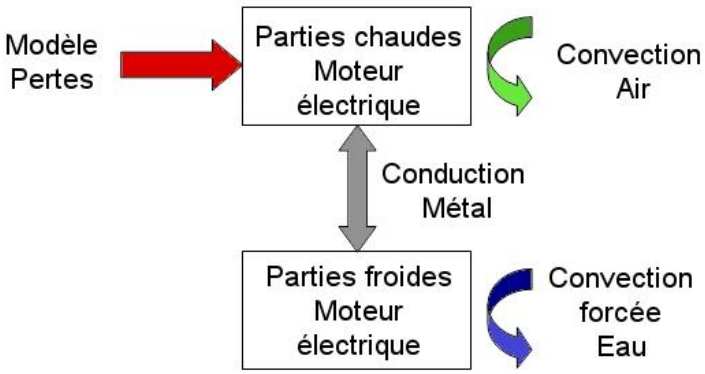


Figure 103 : Modèle à 2 nœuds de transferts thermiques du moteur électrique

Les modèles de transferts thermiques sont basés sur les mêmes équations que le modèle nodal du moteur à combustion interne (équations 123 à 132). Le poids total du moteur a été déterminé à partir de celui indiqué par Staunton et al. [93] dans son étude de la Toyota Prius 2004 (45kg). Le moteur modélisé fournit une puissance maximale de l'ordre de 30kW, tandis que celui de la Toyota Prius atteint 50kW. Ce rapport de puissance (égal à 0.6) a été appliqué au calcul du poids total du moteur modélisé, soit un poids total de 27 kg. Après analyse de la répartition de poids du moteur de la Toyota (stator : 25.9 kg, rotor : 10.2 kg, étui : 8.85 kg), le poids du nœud des parties chaudes a été évalué à environ 6-7 kg (les parties froides représentant donc 20-21 kg).

Du fait du manque d'informations concernant le circuit d'eau de refroidissement utilisé par le moteur électrique, ce dernier n'est pas modélisé. Il est remplacé par un modèle de transfert thermique convectif, le liquide de refroidissement ayant une température et un débit constants. Nous verrons plus tard que cette simplification n'a pas d'impact significatif sur les résultats.

La validation de ce modèle n'a été faite que par comparaison avec la bibliographie.

Une première simulation à vitesse et régime constant est réalisée pour apprécier le gradient de température simulé. Ainsi, pour une puissance finale délivrée par l'arbre moteur de 5500 kW, on obtient les résultats présentés en Figure 104 :

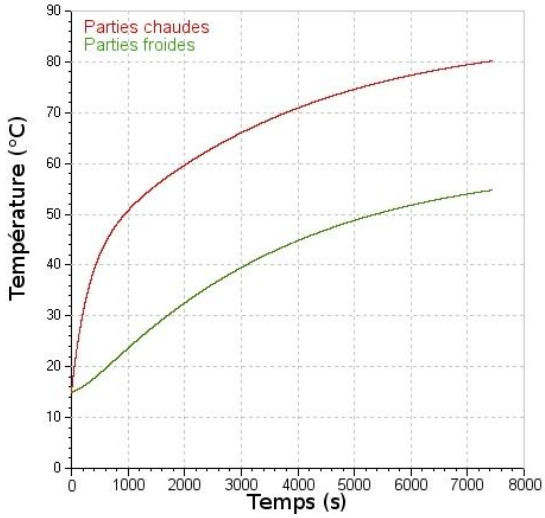


Figure 104 : Simulation de la montée en température avec un modèle à 2 nœuds pour un fonctionnement à couple et vitesse constants.

On retrouve dans ces résultats l'important gradient de température observé en Partie 1.3.2.6 grâce aux travaux de Mezani et al. (Figure 37) [119]. Cependant, ces résultats ont été déterminés pour des moteurs de puissances différentes (5.5kW dans la bibliographie, contre 30kW pour nous) et avec des systèmes de refroidissement différents (le rotor du moteur de Mezani et al. est équipé d'un ventilateur fixé au rotor produisant un écoulement au niveau du trou d'air entre stator et rotor pour refroidir ces deux parties). Rechercher à calibrer parfaitement le présent modèle thermique avec ces mesures expérimentales serait donc présomptueux. Cependant, il est intéressant de constater que le même comportement thermique global apparaît (ordres de grandeur des températures, vitesse de chauffe, écart de température entre les parties les plus chaudes et les plus froides). Afin de poursuivre cette étude, une simulation de l'utilisation du ME sur un cycle normalisé parcouru par un véhicule électrique (le cas d'un véhicule hybride est traité plus tard une fois que le modèle est validé) a été réalisée afin d'observer le comportement de notre modèle dans des conditions de couple et de vitesse variant énormément avec de nombreux états transitoires. La simulation est réalisée avec le cycle FTP, déjà utilisé dans l'étude réalisée par Fan et al. [113-115] (Figure 39). Les résultats de simulation sont présentés en Figure 105.

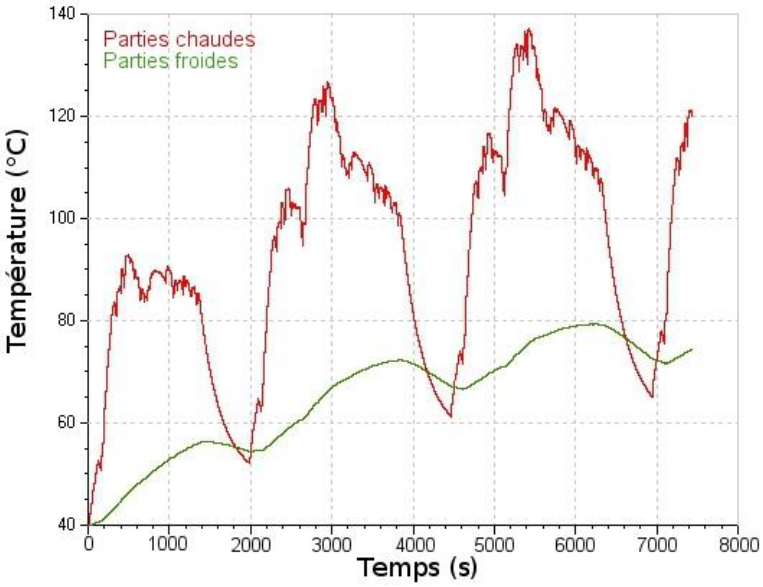


Figure 105 : Montée en température du modèle à 2 nœuds lors de l'enchainement de 3 cycles FTP

On retrouve alors le comportement thermique observé en Figure 39 présentant les résultats de simulation de Fan et al. Encore une fois, les ordres de grandeur des températures ainsi que les vitesses de montée en température sont qualitativement identiques. Ceci tend à confirmer les capacités du modèle à simuler la montée en température du moteur électrique, quelles que soient les conditions de fonctionnement.

2.2.2 Modélisation de la batterie

La bibliothèque IFP-Drive d'AMESim comporte un modèle de batterie assez simplifié fonctionnant encore une fois par cartographie.

2.2.2.1 Modèle des pertes thermiques

Ces cartographies correspondent au fonctionnement d'une seule cellule électrochimique. La tension en circuit ouvert et la résistance électrochimique de cet élément sont calculées à partir des données cartographiées présentées en Figure 106. La tension finale U_{Cell} et l'ampérage parcourant la cellule I_{Cell} ainsi que la tension délivrée par la batterie $U_{Batterie}$ dépendent alors de l'agencement des cellules formant la batterie (nombre de cellules en série $Nb_{Série}$ et en parallèle $Nb_{Parallèle}$ du circuit électrique de la batterie) :

$$U_{Cell} = U_{Cell}^{0} - R_{Cell} \cdot I_{Cell} \tag{170}$$

$$I_{Cell} = \frac{I_{Batterie}}{Nb_{Parallèle}} \tag{171}$$

$$U_{Batterie} = U_{Cell} \cdot Nb_{Série} \tag{172}$$

U_{Cell}^{0} et R_{Cell} sont respectivement les tensions en circuit ouvert et résistance interne de la cellule obtenues à partir de données expérimentales regroupées en cartographies. Ces matrices sont dépendantes à la fois de l'état de charge (ou de décharge) d'une cellule de la batterie et sa température. Ces données sont présentées en Figure 106 et Figure 107 :

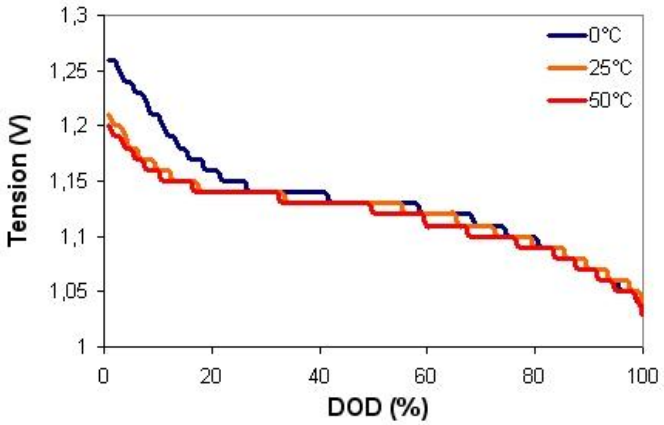


Figure 106 : Tension en circuit ouvert d'une cellule en fonction de l'état de décharge et de la température

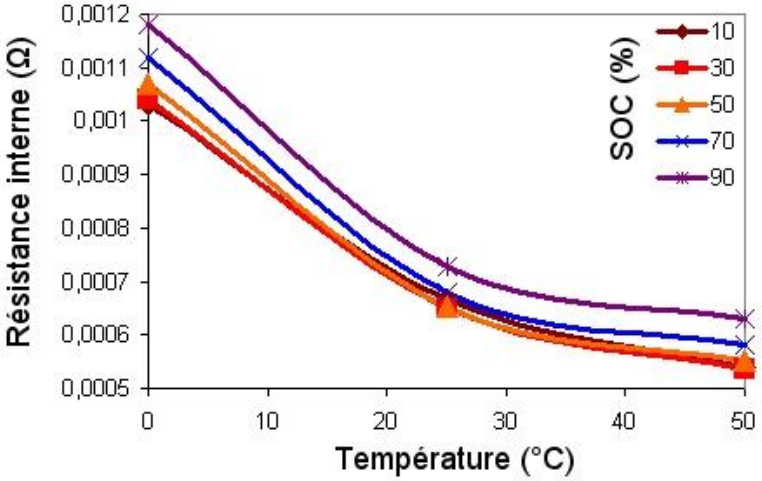


Figure 107 : Cartographie de résistance interne d'une cellule de la batterie en fonction de la température et de l'état de charge

Ces données peuvent être comparées aux résultats trouvés dans la bibliographie en Partie 1.3.3.3. Le comportement de la résistance interne en fonction de la température présenté par Sato et al. [138] permet notamment de valider ces cartographies. De même, la tension en circuit ouvert d'une cellule possède le même comportement en fonction de l'état de charge que celui observé par Xiao et al. [155] :

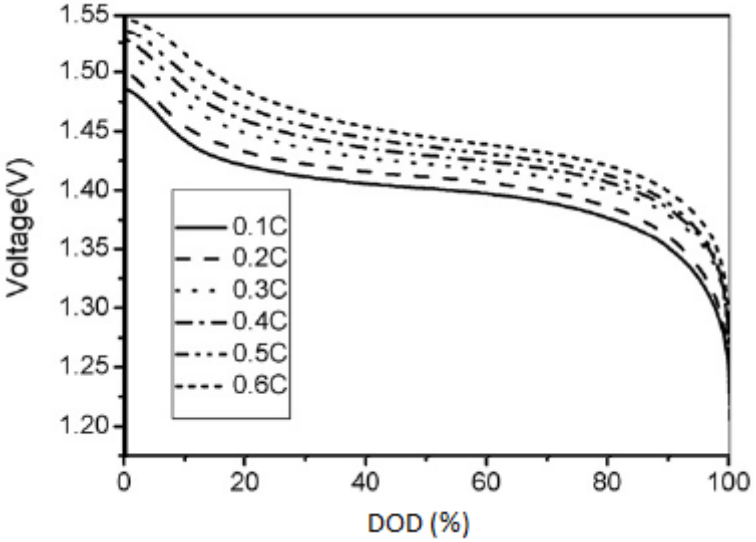


Figure 108 : Tension en circuit ouvert de cellule de batterie NiMH (Xiao et al. [155])

Les pertes thermiques de la batterie se calculent alors simplement de la manière suivante :

$$P_{Joule,Cell} = R_{Cell} \cdot I_{Cell}^2 \tag{173}$$

$$P_{Chimie} = a.I \tag{174}$$

$$P_{Pertes} = Nb_{Cell} \cdot (P_{Joules} + P_{Chimie})_{Cell} \tag{175}$$

Le paramètre a permettant de calculer les pertes dues à la réaction chimique est repris des travaux de Sato et al. [138] (cf. Partie 1.3.3.3.e) :

$$a = 3{,}72.10^{-2}.Q_1.I_{Cell} \text{ avec } Q_1 = 9{,}39 \text{kJ/mol} \quad (176)$$

Le calcul des pertes thermiques en fonction du courant de charge ou décharge est présenté en Figure 109 :

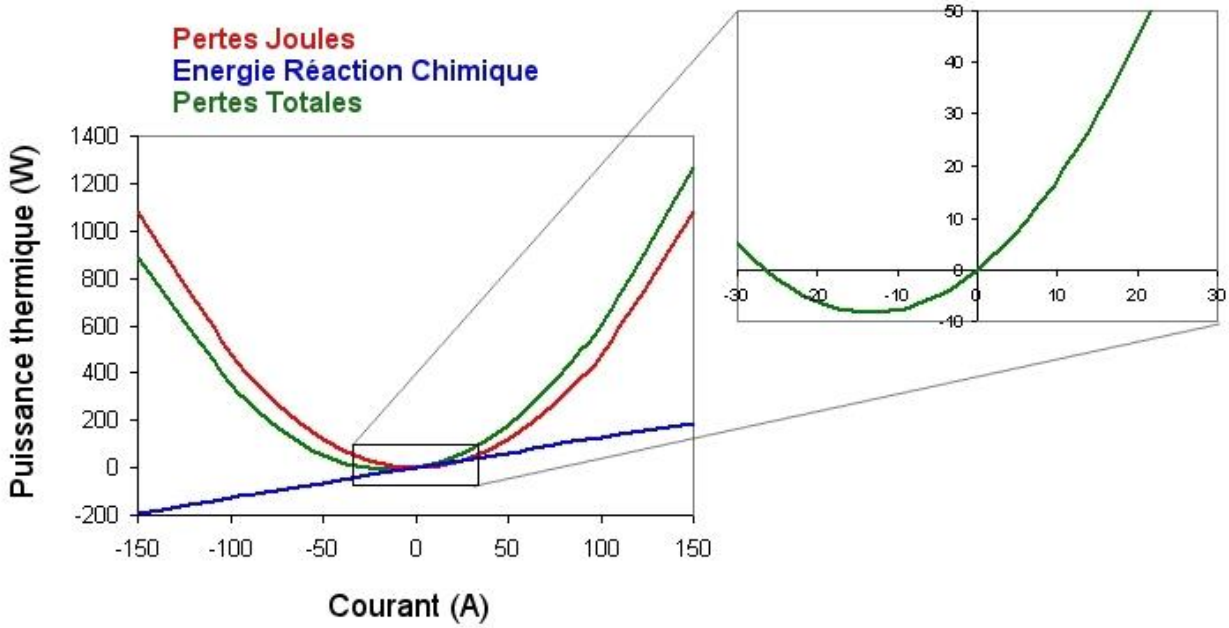


Figure 109 : Calcul des pertes thermiques à température et SOC constant

On retrouve dans ce modèle la prédominance des pertes Joule sur la valeur totale des pertes thermiques pour un fort ampérage de charge ou décharge. Cependant, à plus faible courant, l'effet de la réaction chimique (exothermique en décharge et endothermique en charge) se fait aussi sentir, avec même une plage de courant de charge (-25A à 0A) où la batterie ne produit pas d'énergie, mais au contraire en absorbe.

2.2.2.2 Modèle de transfert thermique

Il reste maintenant à construire le modèle de transfert thermique de la batterie afin de pouvoir simuler son comportement thermique en fonctionnement. Dans un premier temps, le modèle le plus simple de batterie a été conçu avec l'utilisation d'un modèle nodal à un seul nœud. La capacité thermique est choisie identique à celle de l'électrolyte des cellules lithium-ion étudiées par Sabbah et al. [147] ($C_{Electrolyte}$ = 900 J/(kg.K), densité = 2663 kg.m^{-3}). Le nœud reçoit l'énergie calculée par le modèle des pertes thermiques et est refroidi par un terme de convection forcée obtenu par les équations 123 à 132 :

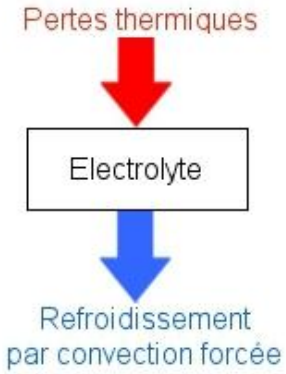


Figure 110 : Schéma du modèle de transfert thermique à 1 nœud de la batterie

Le poids de l'ensemble des cellules de la batterie est fixé à 20 kg. Il a été estimé à partir de données de batteries fournies lors de l'étude de Sabbah et al. [147]. Ces données sont résumées ici :

Caractéristiques d'une cellule électrochimique :
- Diamètre : 18,2 mm
- Longueur : 65 mm
- Masse volumique : 2663 kg/m^3
- Poids d'une cellule : 14.3 g

Batterie complète :
- Nombre de cellules : 68 modules de 20 cellules (4S5P) → 1360 cellules au total
- Poids total des cellules : 19.5 kg

Une fois que le modèle de transfert thermique a été construit, une simulation rapide du parcours d'un véhicule électrique sur plusieurs cycles NEDC consécutifs est réalisée pour observer les performances de la modélisation. Les résultats sont présentés en Figure 111.

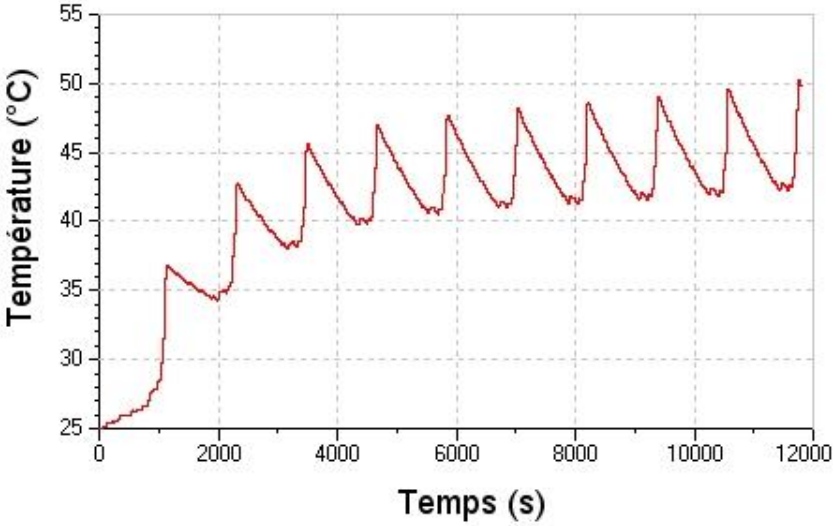


Figure 111 : Simulation de la montée en température de la batterie pour plusieurs cycles NEDC consécutifs

Les résultats de cette première simulation peuvent être comparés à ceux obtenus par Lin et al. [160] en Partie 1.3.3.3.f, au moins au niveau qualitatif, les deux simulations étant réalisées sur deux cycles représentatifs de fonctionnement urbains, bien qu'avec des véhicules de type et surtout de poids différents. Les ordres de grandeur des valeurs de température stabilisée sont du même ordre dans les deux cas, et sont caractéristiques d'une température de fonctionnement normal d'une batterie de véhicule électrique ou hybride. Le temps de montée en température jusqu'à un état de température quasi-permanent est lui aussi du même ordre (40 minutes dans l'étude de Lin et al. [160], inférieur à une heure ici. La forme de la courbe est elle aussi similaire. Dans les deux cas, on observe une montée en température rapide lorsque de fortes puissances sont demandées à la batterie, notamment lors des portions extra-urbaines des cycles routiers, comme la partie EUDC du cycle NEDC (fin de cycle). Ensuite, lorsque les puissances demandées redeviennent plus faibles, on observe un refroidissement de la batterie donnant ces profils de températures en "dents de scie".

Une simulation du refroidissement de la batterie a été réalisée dans les mêmes conditions que Lin et al. [160] (système de refroidissement actif, température initiale d'environ 50°C, température ambiante fixée à 25°C). Les résultats sont présentés en Figure 112.

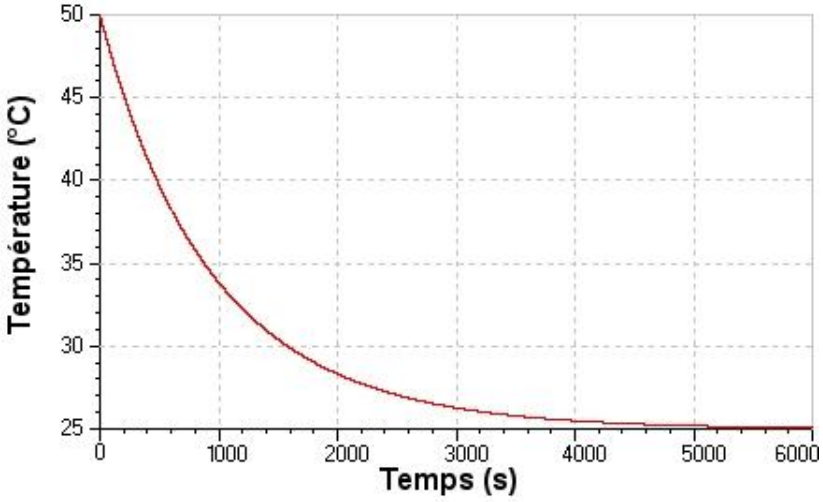


Figure 112 : Simulation du refroidissement de la batterie (système de refroidissement actif)

Les résultats sont similaires à ceux trouvés par Lin et al. [160] avec une température quasiment redescendue à température ambiante après une heure. Ces deux exemples permettent en partie de valider notre modèle de transferts thermiques.

L'ensemble des modèles ayant été mis en place, il reste maintenant à les réunir dans une simulation de véhicule hybride parallèle.

Conclusion chapitre 2

Un outil de simulation d'un GMP hybride prenant en compte les différents transferts thermiques au sein des organes a été développé. Pour cela, l'environnement AMESIM et les bibliothèques « IFP Engine » et « IFP Drive » ont été retenus.

Le simulateur « IFP Drive » permet de simuler rapidement (approche par cartographies) un GMP hybride parcourant un cycle routier (NEDC par exemple), mais les transferts thermiques n'y sont originellement pas décrits. L'environnement « IFP Engine » permet en revanche une simulation plus fine (approche phénoménologique) du MCI, mais ne peut être utilisé comme tel pour la simulation d'un GMP hybride sur un cycle de conduite, pour des raisons de temps de calcul.

Aussi, une combinaison originale de ces deux approches a été présentée pour la modélisation du moteur thermique. Pour cela, on a réalisé l'étude de l'évolution des performances du moteur thermique, notamment l'évolution des pertes (et donc de la consommation) en fonction de la température à partir du modèle phénoménologique. Les résultats obtenus pour des points de fonctionnement stabilisés et à des températures fixes ont alors été utilisés pour compléter le modèle par cartographies, en y intégrant notamment la dépendance avec la température. Au final, un modèle rapide a été développé, donnant des résultats identiques au modèle phénoménologique en termes de températures des différents éléments, de flux thermiques et de consommation. Deux modèles nodaux de transferts thermiques ont ensuite été développés, afin de simuler la montée en température du moteur à combustion interne. Le plus simple des deux consiste en un découpage en trois nœuds. Un premier nœud reçoit l'ensemble des pertes thermiques et représente donc les parois des cylindres. Les deux autres permettent de représenter la majorité de la masse du moteur et d'observer le gradient de températures entre les parties les plus proches des chambres de combustion et les parties plus éloignées et plus froides. L'ajout des circuits de fluides a donc complété le modèle.

De la même manière, des modèles par cartographies du moteur électrique et de la batterie ont été mis en place, avec l'aide des modélisations présentées en Partie 1.3. Associés à des modèles de transferts thermiques nodaux simples, ils permettent également de simuler la montée en température de ces éléments et les principaux flux thermiques. Par manque de moyens de mesure spécifiques pour ces organes au laboratoire, ces modèles ont été validés uniquement par comparaison avec des études bibliographiques.

Chapitre 3. Résultats

Introduction

Ce dernier chapitre présente les résultats obtenus avec le modèle de GMP hybride électrique développé au chapitre précédent.

Dans un premier temps, le comportement thermique du MCI est étudié séparément, dans le cas d'un véhicule conventionnel, ce qui permet notamment de valider le modèle thermique du MCI par comparaison avec des essais effectués sur banc d'essais moteurs du laboratoire et avec des études expérimentales issues de la bibliographie. Puis, le comportement thermique du MCI dans le cas d'une architecture de type hybride parallèle est étudié. Les spécificités de cette nouvelle utilisation du MCI sont soulignées.

De manière équivalente, les comportements thermiques du moteur électrique et de la batterie sont observés et plusieurs conclusions quant à leur impact sur la consommation globale du véhicule sont données.

Par la suite, le simulateur est utilisé pour étudier l'impact du taux d'hybridation sur le comportement thermique des différents organes au cours de cycles de conduite avec départ à température ambiante.

Finalement, diverses études paramétriques et prospectives sont décrites, à savoir :

- L'étude de l'influence de la température ambiante sur le comportement thermique d'un GMP hybride,
- L'étude de l'impact de la plage d'état de charge de la batterie,
- L'étude de l'impact de l'arrêt ou non du MCI pendant la première charge de la batterie après un démarrage à froid,
- L'étude de l'impact de la récupération de l'énergie thermique du moteur électrique en vue de réchauffer plus rapidement l'huile de lubrification du MCI,
- L'étude de l'impact d'un réchauffeur d'huile électrique.

3.1 Etude du comportement thermique du MCI dans une architecture hybride

3.1.1 Montée en température du moteur à combustion interne

3.1.1.1 Etude de la montée en température des liquides de refroidissement et de lubrification

On s'intéresse dans un premier temps à la montée en température de l'huile de lubrification. On compare donc tout d'abord les évolutions de températures présentées dans les travaux de Trapy et Damiral [15] (déjà vus en Partie 1.3.1.1) avec ceux de la simulation. Les résultats expérimentaux et de simulation sont respectivement rappelés et présentés sur la Figure 113.

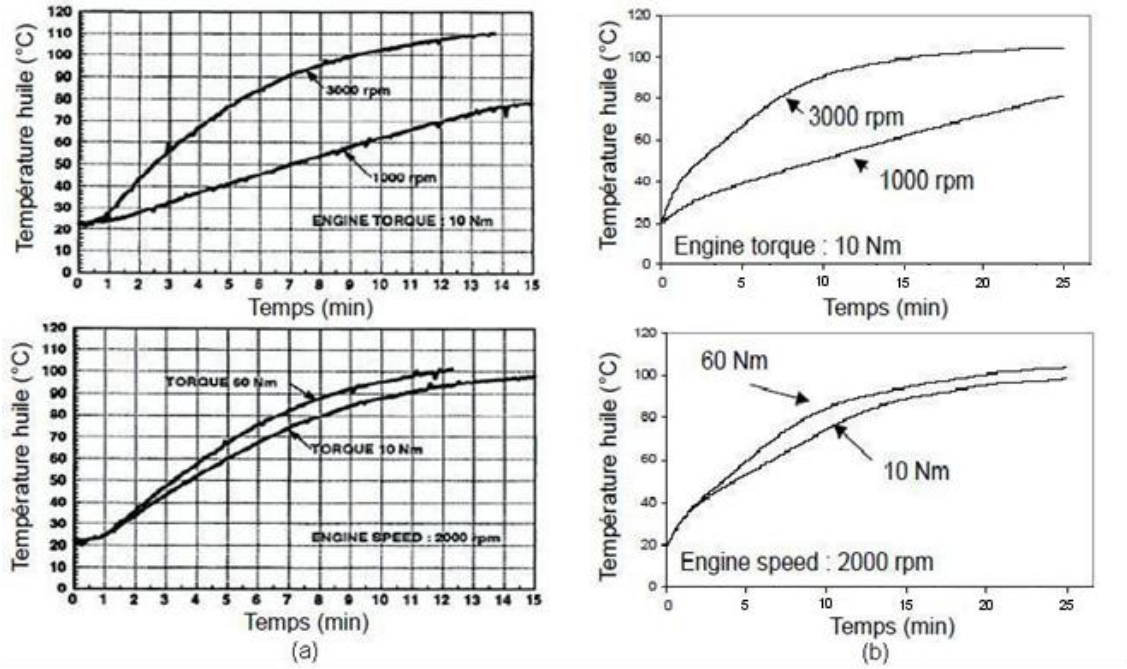


Figure 113 : Influence de la vitesse et de la charge du moteur thermique sur la montée en température de l'huile (a) étude expérimentale (Trapy et Damiral [15]) ; (b) résultats de simulation

On constate une similitude très importante d'un point de vue qualitatif, à savoir :
_ La vitesse d'augmentation de température du lubrifiant est fortement dépendante de la vitesse du moteur.
_ Au contraire, cette vitesse de montée en température est beaucoup moins influencée par l'augmentation de la charge du moteur thermique.

En ce qui concerne l'eau de refroidissement, Trapy et Damiral [15] ne présentent qu'un cas de fonctionnement rappelé et comparé aux résultats de simulation en Figure 114. Ce test est réalisé pour une vitesse moyenne (2000 tr/min) et un couple faible (10 Nm). Ce cas expérimental est comparé alors aux résultats obtenus par le modèle étudié pour le même type de fonctionnement.

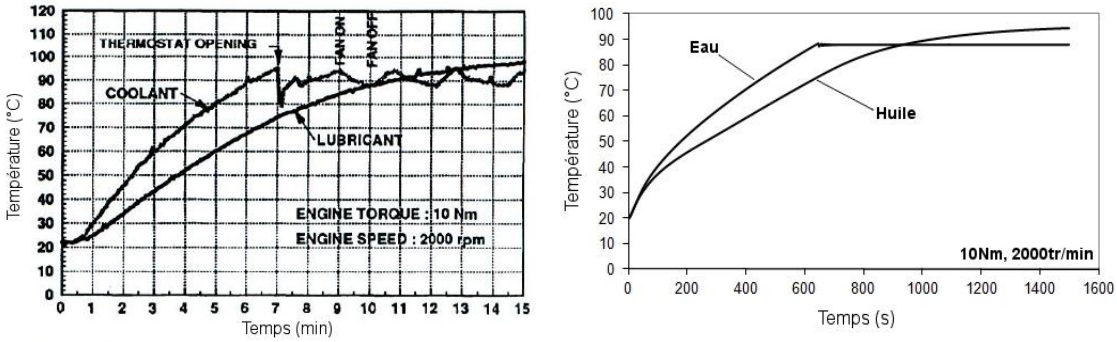


Figure 114 : Montée en température du moteur, comparaison entre expérience (Trapy et Damiral [15]) et la simulation pour un même fonctionnement

Encore une fois, on observe sur les résultats de simulation la même évolution des deux fluides principaux que lors de l'expérience de Trapy et Damiral [15] avec une augmentation légèrement plus rapide de la température d'eau. La montée en température du moteur modélisé est plus lente (10 minutes jusqu'à l'ouverture du thermostat) que celle des mesures expérimentales (7 minutes). Ceci est normal car les moteurs restent différents (cylindrée, poids, puissance, couple maximal, …). Le fait de retrouver des évolutions qualitatives identiques est le plus intéressant ici. Dans les trois cas précédents, les résultats de simulation sont très similaires à des résultats expérimentaux réalisés dans une autre étude [15]. Ces résultats montrent que le modèle développé a la capacité de reproduire le comportement thermique d'un moteur à combustion interne pour un régime et un couple stabilisés. Il manque cependant des informations concernant le comportement thermique de l'eau en fonction de l'utilisation du moteur (un seul point de fonctionnement ayant été étudié jusqu'ici). Considérant que les capacités du simulateur ont été prouvées jusqu'à présent pour des montées en température en fonctionnement stabilisés, observer ce comportement thermique est maintenant possible par la simulation. Les Figure 115 et Figure 116 permettent d'apprécier les comportements thermiques des deux fluides suivant la vitesse et le couple de fonctionnement du moteur.

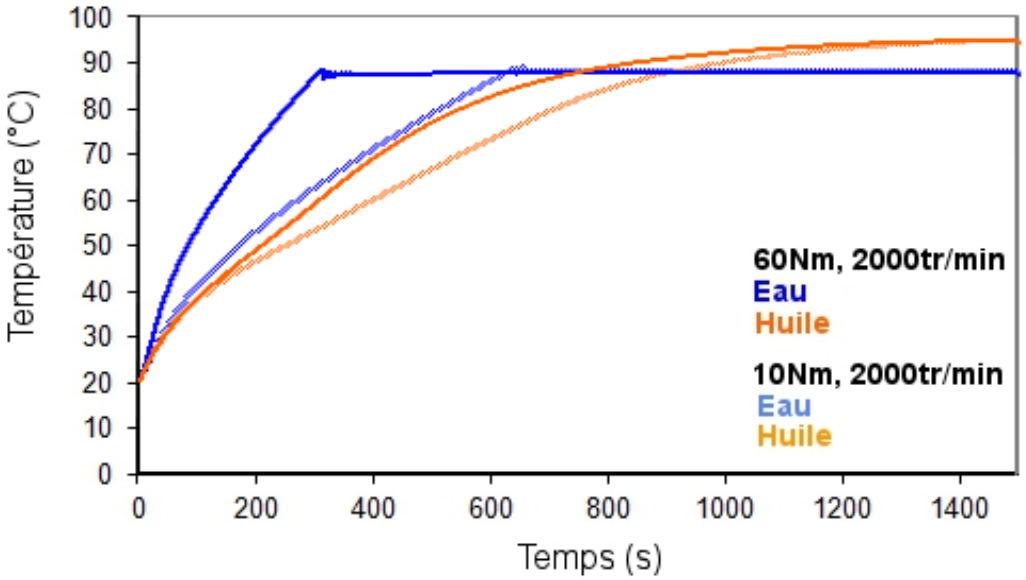


Figure 115 : Simulation des montés en température des deux fluides à forte et faible charges

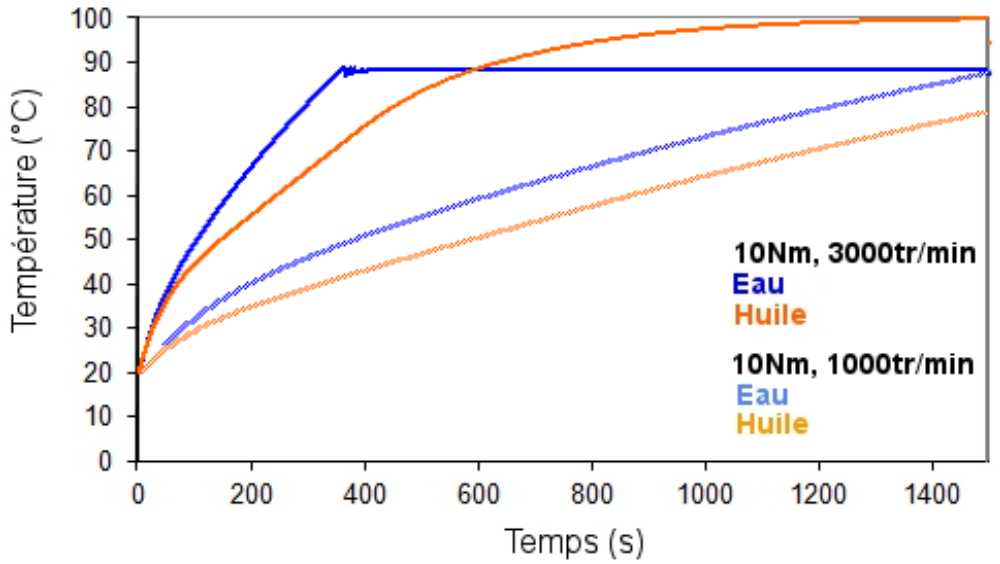


Figure 116 : Simulation des montées en température des deux fluides à forte et faible vitesses de rotation

Ces deux dernières figures, en plus de confirmer à nouveau les évolutions thermiques de l'huile de lubrification, informent sur le comportement de l'eau de refroidissement. Les températures de ce fluide sont sensiblement dépendantes du couple et de la vitesse, montrant que la puissance développée par la combustion (et donc développée par le moteur) qu'il influe directement la vitesse de montée en température de l'eau de refroidissement.

3.1.1.2 Etude expérimentale : montée en température du moteur et étude du refroidissement du moteur à l'arrêt

Afin de vérifier les capacités du modèle à simuler le comportement d'un moteur thermique en fonctionnement, il est intéressant de comparer les résultats obtenus avec des mesures expérimentales. Cependant, il est difficile de trouver ce type de résultats avec uniquement une étude bibliographique. C'est pourquoi quelques mesures expérimentales rapides ont été réalisées au cours de cette thèse pour compléter la validation du modèle étudié, notamment pour l'étude du refroidissement du moteur lorsqu'il est à l'arrêt.

Une importante économie d'énergie réalisée par un véhicule hybride réside dans sa capacité à arrêter son moteur thermique sur de longues périodes (arrêt du véhicule ou fonctionnement en mode électrique). Cependant, l'arrêt prolongé du moteur à combustion interne a forcément un impact sur son état thermique, notamment lors de sa période de chauffe. Il est donc important de pouvoir simuler le comportement du moteur lors du refroidissement de façon aussi précise que lors de la montée en température.

Cependant, peu d'études ont été effectuées permettant de comparer les résultats obtenus par le modèle décrit en Partie 1.3 avec des mesures expérimentales lors de la période de refroidissement. De telles données peuvent pourtant apporter d'autres éléments de validation du modèle présenté ici. De fait, c'est avant tout ce manque d'information qui a conduit à réaliser des mesures expérimentales au sein du Laboratoire de recherche en Hydrodynamique, Énergétique et Environnement Atmosphérique (LHEEA).

3.1.1.2.a Montage expérimental

Les mesures expérimentales ont été réalisées sur un moteur K9 Euro3 Renault. Ce moteur Diesel développé depuis le début des années 2000 est plus petit que celui simulé dans cette étude (1,461 L pour le K9, 2 L pour le moteur simulé). Cependant, cette différence de taille ne doit pas avoir un impact significatif sur les résultats attendus, car seul le comportement qualitatif du moteur thermique est étudié ici.

Ces mesures ont été réalisées sur un banc d'essais moteurs du laboratoire. Les mesures présentées ici ont été faites pour des points de fonctionnement (régime, couple) constants pendant la phase de chauffe du moteur.

Le moteur K9 étudié ici est doté d'un nombre important d'instruments de mesure. Deux thermocouples notamment, l'un placé sur le carter d'huile de lubrification et l'autre dans le circuit de refroidissement nous permettent de mesurer la température de ces deux fluides au cours du fonctionnement, puis lors de son refroidissement.

Les caractéristiques du moteur K9 sont rappelées ici :

Moteur	K9K 712
Type	4 cylindres en ligne
Cycle thermodynamique	Diesel suralimenté
Injection	Directe à rampe commune
Refroidissement	Circuit d'eau
Alésage x Course	76mm x 80,5 mm
Cylindrée	1461 cm3
Rapport volumétrique	15,6 :1
Régime maxi (en charge)	4800 tr/min
Puissance maxi	70 kW à 4000 tr/min
Couple maxi	200 Nm à 2000 tr/min

Tableau 9 : Caractéristiques du moteur K9

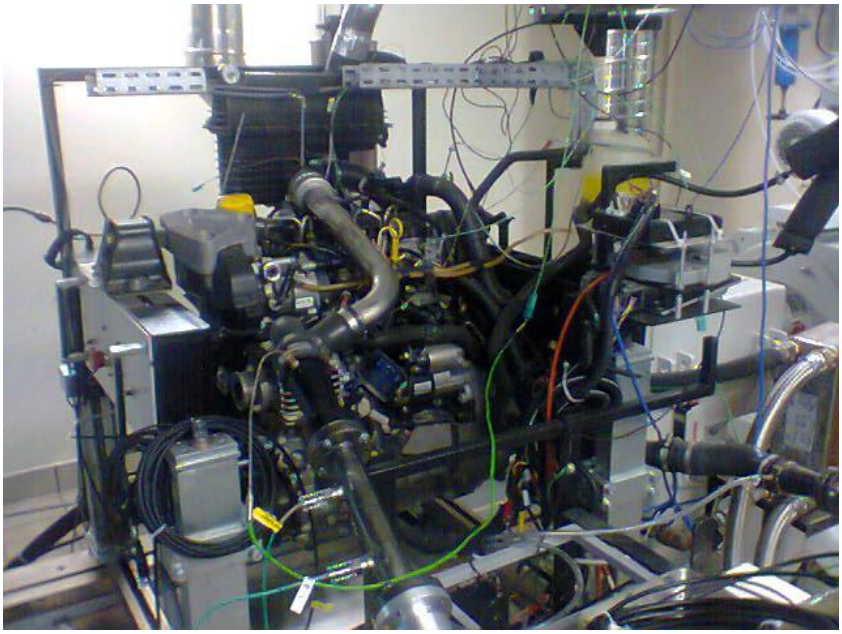


Figure 117 : Moteur K9 Renault Euro3

Les résultats expérimentaux ont ensuite été comparés à la simulation.

3.1.1.2.b Résultats expérimentaux et simulation

Les résultats de Trapy et Damiral [15] ont montré que l'eau et l'huile de lubrification ont des comportements différents en fonction de la vitesse et du couple délivré par le moteur. Notamment, pour une même vitesse de rotation mais des couples différents, les gradients de température entre ces deux fluides changent du tout au tout. Comme montré en Figure 115, pour un couple important la différence de température entre les deux fluides peut atteindre jusqu'à 40°C (lorsque le thermostat s'enclenche pour maintenir l'eau autour de 90°C). Pour des couples moins importants cette différence de température est largement plus faible (de l'ordre de 10°C). Deux tests ont donc été menés. Le premier essai a été réalisé pour une charge et une vitesse moyennes (50Nm, 1500 tr/min). De plus, afin d'avoir une faible différence de température entre les fluides, l'utilisateur a laissé le moteur fonctionner quelques minutes après ouverture du thermostat afin d'obtenir une différence de température de l'ordre de 10°C au début du refroidissement. Le second a été réalisé à charge bien plus importante (90Nm) pour une vitesse de rotation du même ordre (2000 tr/min). La forte différence de température a bien été observée. Suite à ces montées en températures, le moteur a été arrêté et son refroidissement observé. Les résultats obtenus sont présentés en Figure 118 et Figure 119.

Des simulations reproduisant les conditions de fonctionnement (vitesse, couple, températures initiales et ambiantes) utilisées lors des mesures expérimentales ont aussi été réalisées. Les courbes obtenues pour l'évolution de la température d'eau et du bas du bloc moteur (la température du carter d'huile étant mesurée ici et non directement celle de l'huile de lubrification) sont ensuite comparées aux mesures expérimentales en Figure 118 et Figure 119.

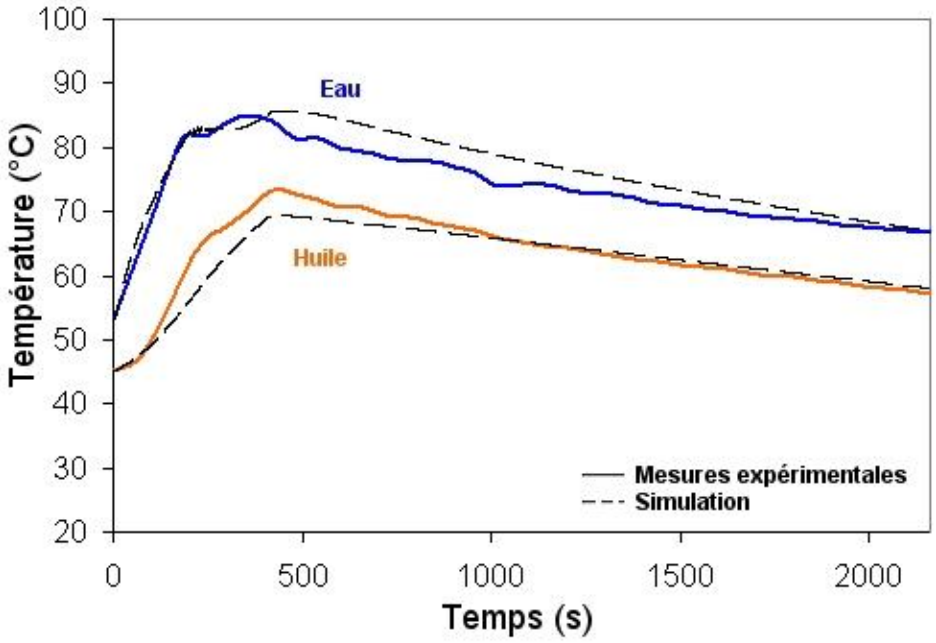


Figure 118 : Montée en température de l'eau et du réservoir d'huile (50Nm, 1500 tr/min) et refroidissement : comparaison entre mesures et simulation

L'étude de ce premier cas nous renseigne sur le niveau des transferts thermiques dans le moteur à combustion interne. Tout d'abord, en ce qui concerne les pertes thermiques avec l'extérieur, on constate que le refroidissement global du moteur est relativement lent. En effet, après 30 minutes d'arrêt, la température moyenne du moteur est encore supérieure à 60°C. Ces informations ont leur importance lors de l'étude d'un moteur à combustion interne utilisé dans un véhicule hybride du fait des fréquents arrêts pour ce type d'application. De plus, on pourrait s'attendre à une homogénéisation des températures dans le moteur à combustion interne, les parties les plus

chaudes (telles que l'eau de refroidissement) transmettant leur énergie aux parties les plus froides. Cependant, ces résultats nous montrent que l'homogénéisation est quasi-inexistante, pour ce faible gradient de température en tout cas.

Par ailleurs, les résultats de simulation sont très similaires aux résultats expérimentaux. Par exemple, les vitesses de montée en température du liquide de refroidissement sont très proches. La température d'huile calculée dérive un peu du résultat expérimental lors de la phase de chauffe (décalage de quelques degrés) mais les résultats restent cependant très comparables. Il en est de même pour la phase de refroidissement, avec des vitesses de refroidissement similaires entre simulation et cas réel. Les échanges thermiques entre les différentes parties semblent cependant plus marqués dans la simulation, avec une homogénéisation des températures plus apparente (différence de 15°C à 500s, 10°C à 2000s). On déduit de cette comparaison que le modèle reproduit assez fidèlement le comportement thermique du moteur thermique pour ces conditions. Il reste à vérifier que dans d'autres cas, les capacités du modèle restent aussi bonnes.

Le deuxième cas (présenté en Figure 119) devrait fournir un comportement thermique différent. En effet, d'après les résultats de la partie 3.1.1.1, des conditions de fonctionnement produisant un fort gradient de température entre l'eau et l'huile de lubrification devraient décupler les puissances thermiques échangées au sein du MCI. Pour ce test, un démarrage à froid est réalisé avec un couple plus important (90 Nm). Une fois que la température d'eau atteint sa température maximale, le moteur est arrêté. L'huile du MCI n'a pas atteint la température de régime permanent, ce qui induit une forte différence de température entre les deux fluides.

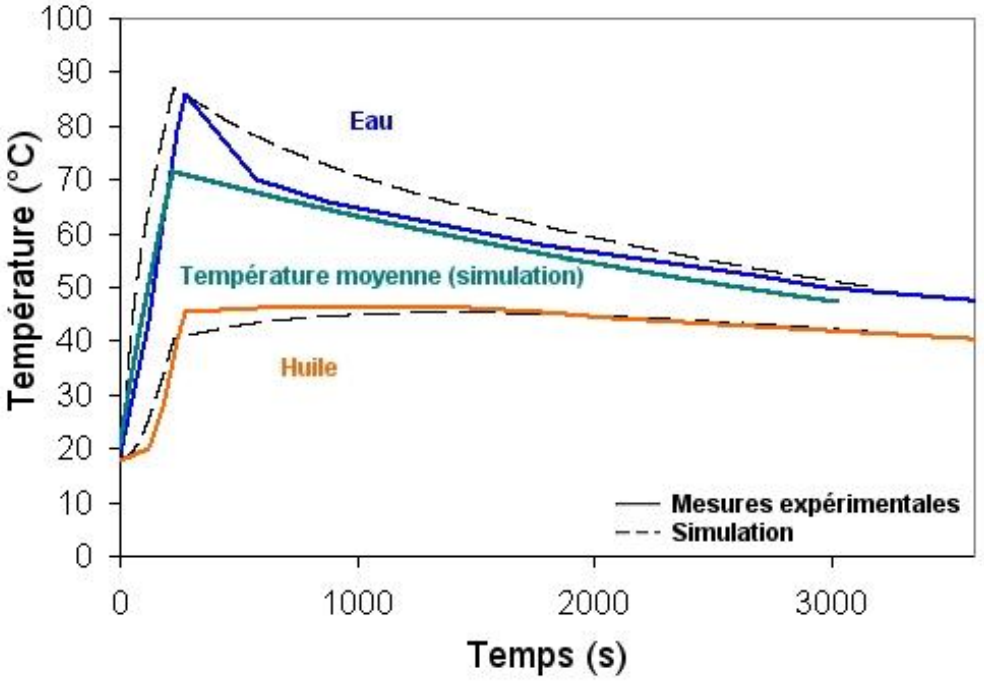


Figure 119 : Montée en température de l'eau et du réservoir d'huile (90Nm, 2000 tr/min) et refroidissement : comparaison entre mesures et simulation

Les résultats de simulation et expérimentaux sont sans appel. Le fort gradient de température entre parties chaudes et froides permet au carter d'huile de conserver pendant une longue période sa température atteinte avant l'arrêt du moteur, bien que la température moyenne du moteur subisse une décroissance due aux pertes vers l'extérieur. On observe même une légère augmentation de la température du carter d'huile (plus marquée pour la simulation, mais tout de même présente dans le cas expérimental). La viscosité du lubrifiant reste donc quasi-constante pendant une longue période d'arrêt. Ceci est particulièrement intéressant si l'on considère une motorisation hybride. Il semblerait que les fréquents arrêts du moteur à combustion interne, y compris pendant la période de chauffe du moteur, n'auraient pas ou peu d'impact sur la vitesse de montée en température de l'huile de lubrification, et donc n'aurait pas d'impact significatif sur

le couple résistif du aux frottements visqueux.

On remarque encore une fois que le modèle est capable de représenter le comportement thermique d'un moteur à combustion interne réel, malgré quelques écarts au niveau des valeurs de température obtenues.

Cependant, le refroidissement du moteur thermique dans un véhicule réel dépendra aussi des écoulements d'airs qui ont lieu sous le capot (non décrits ici), ce qui peut modifier quelque peu les résultats.

Ces mesures et simulations ont été réalisées uniquement pour des fonctionnements stabilisés en vitesse et couple du moteur thermique. Elles ne donnent donc aucune information quand à la capacité du modèle à reproduire le comportement thermique d'un moteur subissant des états transitoires, tels que des accélérations. La prochaine partie présente les résultats obtenus dans le cas d'un parcours du véhicule sur un cycle routier complet.

3.1.1.3 Application à la simulation du véhicule en fonctionnement

Il faut maintenant vérifier que le modèle est capable de simuler le réchauffement du moteur complet après un départ à froid lors du parcours d'un véhicule sur un cycle routier réel, par exemple, la correspondance avec le comportement thermique d'un moteur réel lors d'un cycle NEDC. Du fait des similarités, en ce qui concerne les circuits de refroidissement et de lubrification, entre l'ensemble des moteurs à combustion interne présents sur le marché (même entre moteurs Diesel et essence, la principale différence entre les deux étant la partie thermodynamique), leurs comportements thermiques doivent rester proches. Nos résultats peuvent donc être comparés à des résultats expérimentaux réalisés sur tout moteur réel de taille voisine.

On reprend ici l'étude thermique, présentée en Partie 1.3.1.1, réalisée par Jarrier et al. [16], portant sur la montée en température d'un moteur Diesel 1,9 L sur un cycle NEDC avec un véhicule conventionnel (propulsion thermique uniquement) et qui détaille les températures des différents éléments du moteur thermique. Les résultats de Jarrier et al. [16] sont rappelés en Figure 120.a et sont comparés aux résultats de simulation (Figure 120.b).

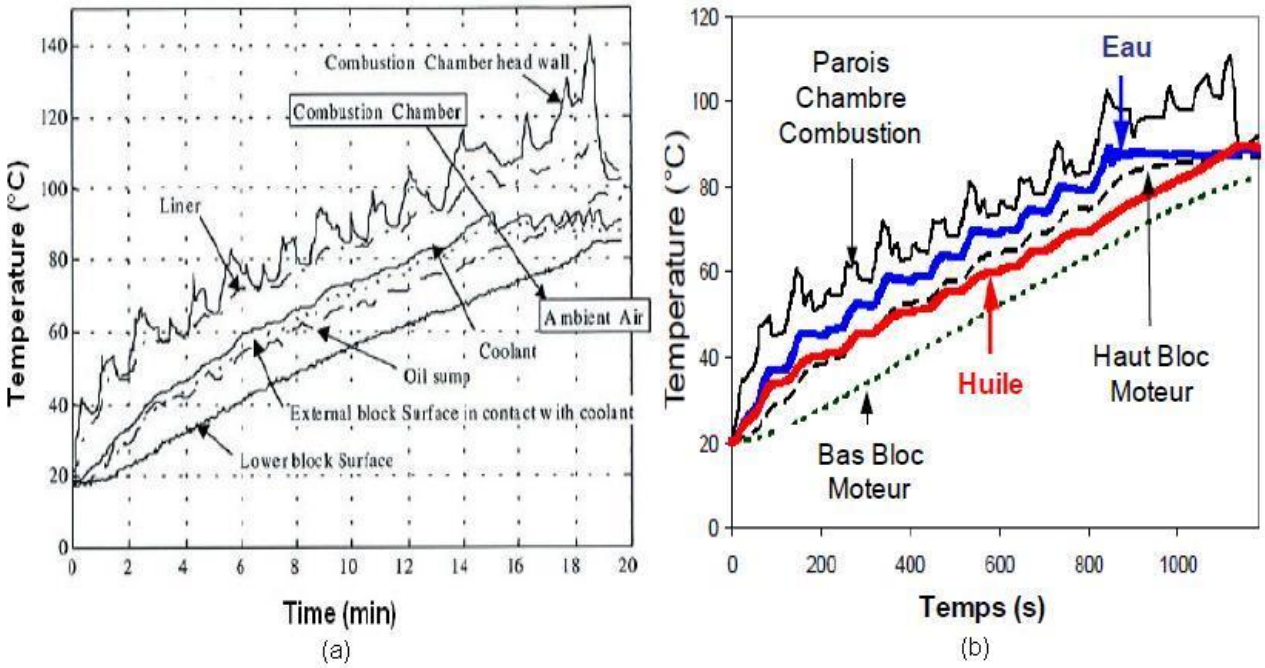


Figure 120 : Simulation de la montée en température d'un moteur dans le cas d'un véhicule conventionnel sur un cycle NEDC: (a) expérimental, (b) simulation

Les résultats obtenus grâce à la simulation avec les même conditions (véhicule classique, départ à 20°C) donnent alors des résultats très similaires à l'expérience (présentés sur la figure suivante). Ceci nous permet de valider notre modèle thermique d'un point de vue qualitatif (échelles de température, temps nécessaire à la chauffe du moteur).

De plus, ces résultats montrent que, pour un véhicule conventionnel, les températures d'eau et d'huile atteignent leurs valeurs optimales à la toute fin du cycle NEDC. La vitesse de montée en température de l'eau est plus importante. Cependant, la différence de température entre les différents éléments du moteur (en particulier entre ces deux fluides) reste assez faible (écart maximum de 10°C).

3.1.1.4 Effet de la période de chauffe sur la consommation du véhicule

Après analyse de l'évolution des températures après un départ à froid sur un cycle NEDC, il est intéressant d'étudier l'impact de l'état thermique du MCI sur les différentes pertes énergétiques du véhicule, et donc sur la consommation du véhicule.

3.1.1.4.a Evolution des pertes

L'énergie libérée lors de la combustion est décomposable en quatre termes principaux. Une part de cette énergie est convertie en énergie mécanique, le reste est perdu en très grande majorité au niveau de trois pertes énergétiques : les pertes par frottement, par transfert thermique aux parois du cylindre, ainsi que l'énergie évacuée dans les gaz brûlés chauds à l'échappement.

En ce qui concerne les pertes par frottement, il a déjà été présenté en Partie 1.3.1.5 que la viscosité du lubrifiant est largement dépendante de sa température. En particulier, à température ambiante, il est courant d'obtenir des couples de frottement plus de deux fois supérieurs à ceux obtenus à température de fonctionnement normale (90-100°C). Cette affirmation est confirmée par les résultats de simulation si on compare les couples résistifs d'un véhicule effectuant deux cycles NEDC, l'un après un départ à froid, et l'autre avec le moteur parfaitement réchauffé. Les résultats sont présentés en Figure 121.

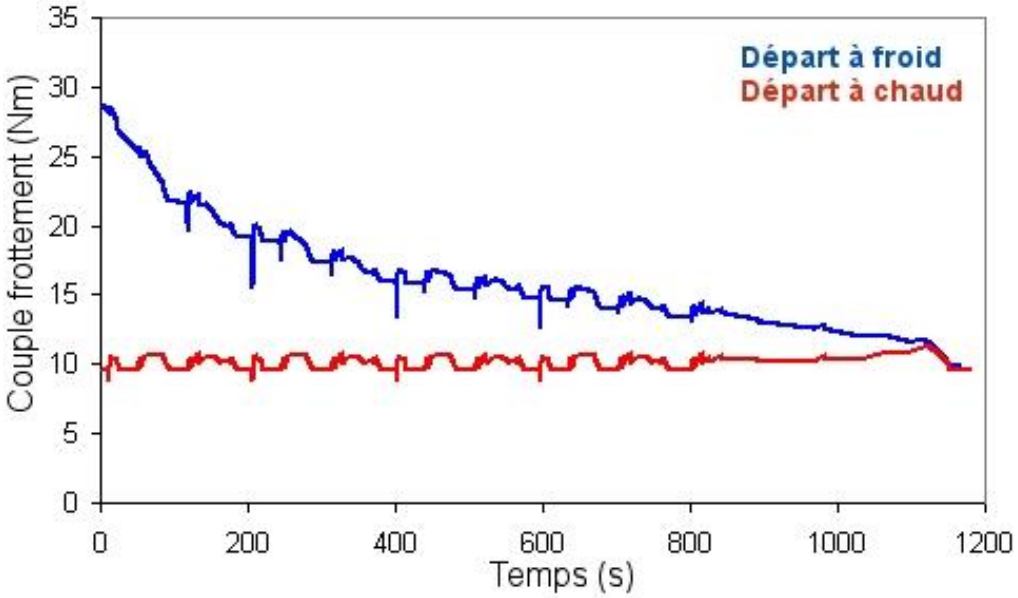


Figure 121 : Evolution du couple de frottement après un départ à froid au cours du cycle NEDC

Alors que sur la majorité du cycle NEDC, un moteur chaud est confronté à un couple résistant de l'ordre de 10 Nm, le moteur démarrant à froid subit un couple de frottement de plus de 20 Nm pendant environ 200 secondes. L'effet de cette évolution sur les pertes par frottement est

présenté en Figure 122.

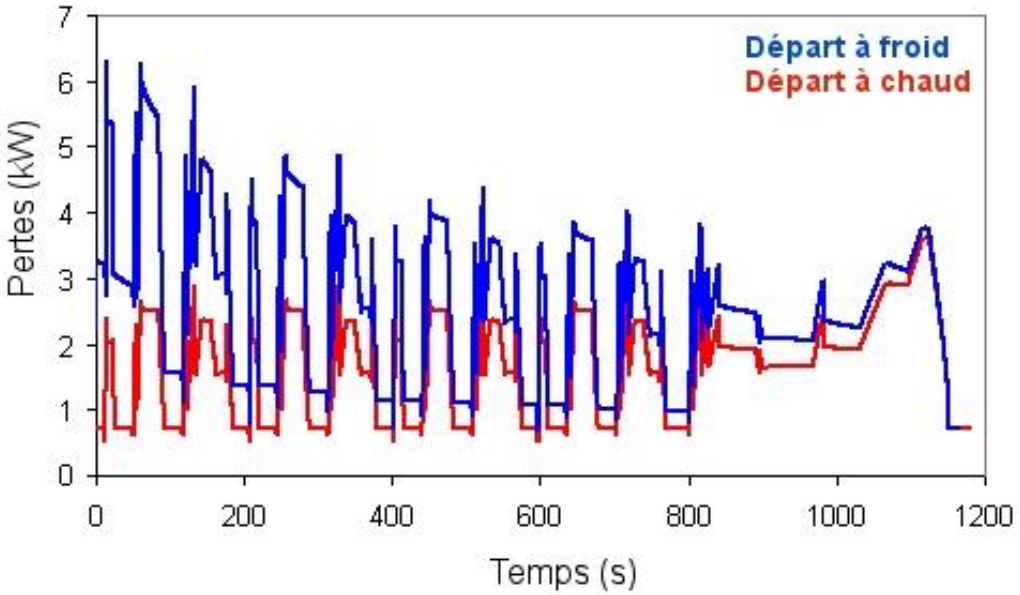


Figure 122 : Evolution des pertes par frottement sur un cycle NEDC

Cela a un impact significatif sur les pertes par frottement. C'est surtout en début de cycle que l'on observe un important surplus d'énergie thermique issue des frottements, les pertes par frottement perdant en intensité au fur et à mesure de la chauffe de l'huile. Ceci explique pourquoi la température d'huile sur la Figure 120 semble suivre la température d'eau (croissance rapide) pendant les premières secondes après le départ, et évolue moins rapidement ensuite.

La Figure 123 représente l'énergie cumulée perdue par les frottements lors du parcours du cycle NEDC.

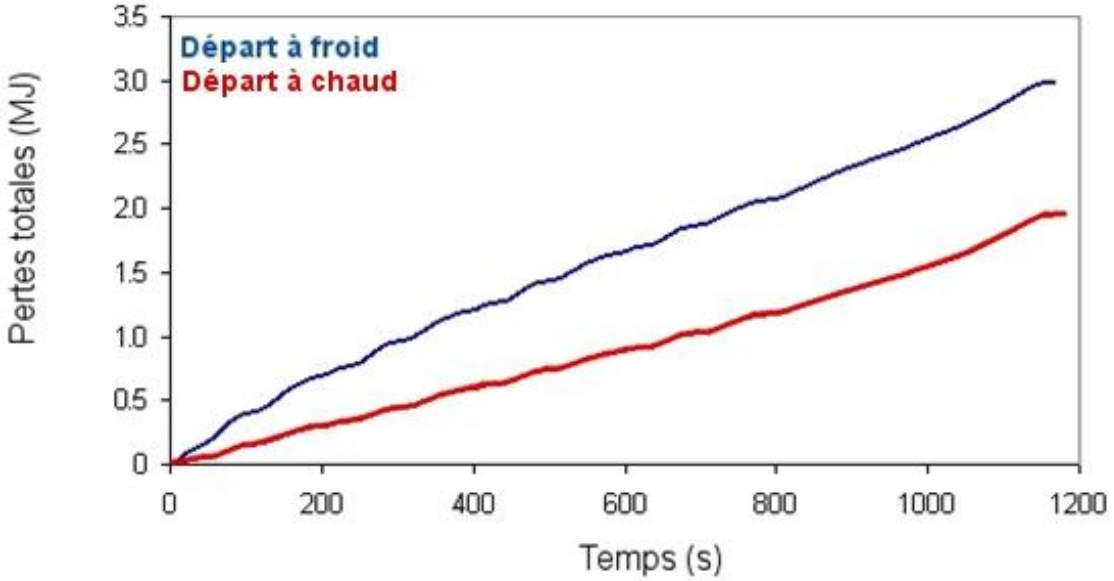


Figure 123 : Energie totale dépensée en pertes par frottement au cours du cycle NEDC

Bien que fortement impactées par la période de chauffe du moteur, avec une augmentation totale lors du cycle NEDC de plus de 50 %, ces pertes restent à un niveau relativement faible, notamment en comparaison des pertes par transferts thermiques aux parois du cylindre et des pertes à l'échappement, comme nous allons le voir par la suite.

Après analyse des pertes par frottement directement liées à la température d'huile, les autres pertes impactées par le comportement thermique du moteur sont les pertes aux parois du cylindre, elles mêmes liées à la température d'eau. Ces dernières sont représentées en Figure 124.

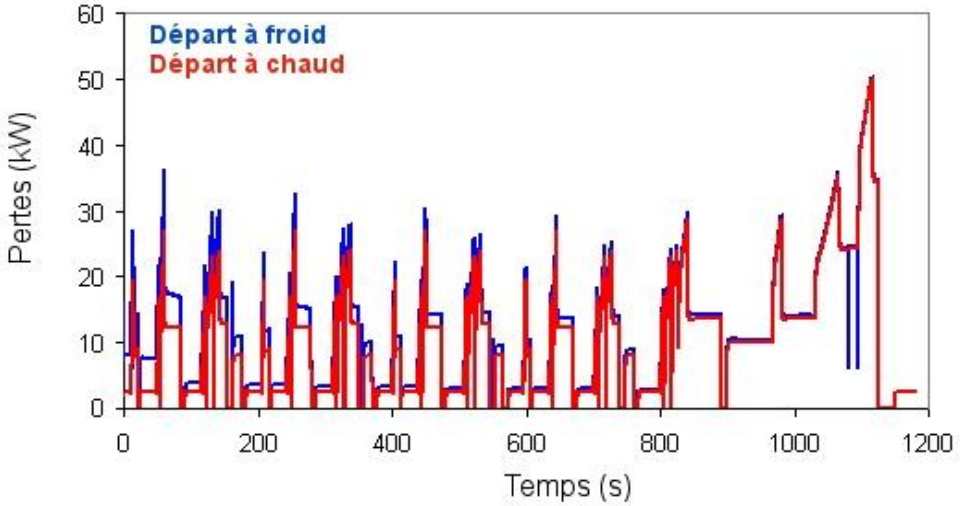


Figure 124 : Evolution des pertes aux parois sur un cycle NEDC

On observe toute de suite que ces pertes sont plus importantes dans le cas d'un départ à froid (20°C). Même si l'impact relatif par rapport aux pertes aux parois à chaud est plus faible que dans le cas de l'étude des pertes par frottement, il est à noter que leur valeur reste 3 à 4 fois supérieure (10 à 20 kW en début de cycle contre 3 à 6 kW pour les frottements) : ces dernières ont donc un impact bien plus significatif sur la surconsommation finale du véhicule.

Encore une fois, la Figure 125 présente l'énergie cumulée perdue en pertes aux parois. On retrouve le fait que l'écart relatif final est moins important que pour les pertes par frottement, avec une augmentation des pertes de seulement 12%. Cependant, alors que pour les frottements le départ à froid résultait en un surplus de pertes de l'ordre de 1 MJ, l'élévation des pertes aux parois atteint 1,5 MJ.

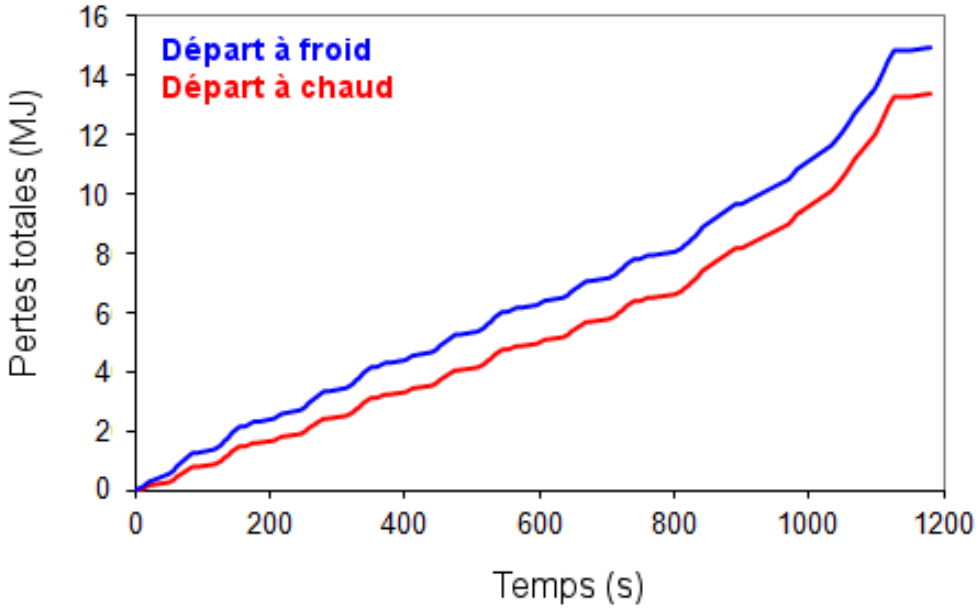


Figure 125 : Energie totale dépensée en pertes aux parois au cours du cycle NEDC

Cependant, on s'aperçoit très vite que l'augmentation des pertes thermiques n'est pas

uniquement causée par la faible température d'eau. En effet si l'on observe en Figure 126 l'évolution du coefficient de pertes thermiques (présenté en Partie 2.1.3.3.c pour caractériser le surplus de pertes thermiques aux parois en fonction de la température d'eau de refroidissement), ce rapport de 12% n'est obtenu que pour les premières secondes du cycle, et décroit trop vite pour expliquer l'évolution des pertes aux parois.

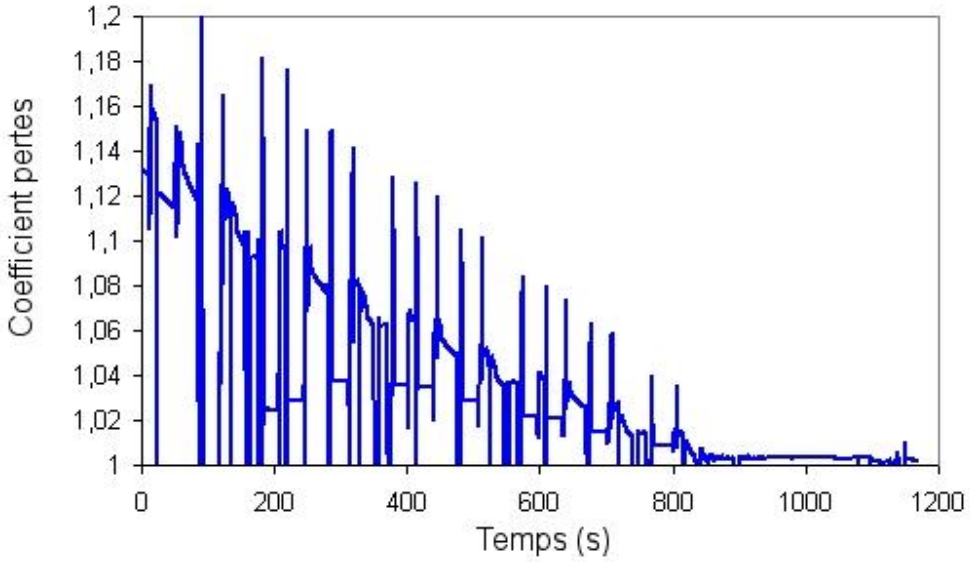


Figure 126 : Coefficient de dépendance des pertes thermiques aux parois en fonction de la température d'eau (modèle par cartographie)

L'évolution des pertes aux parois est principalement le résultat de l'augmentation du couple indiqué, résultant lui-même de l'augmentation du couple de frottement. En effet, l'élévation du couple de frottement lorsque l'huile de lubrification se trouve à faible température observée en Figure 121, se caractérise par une augmentation du couple indiqué, le couple effectif restant identique (cf. équation 103). Pour illustrer ce fait, les couples moyens (moyenne effectuée depuis le départ du cycle) indiqués et effectifs sont représentés en Figure 127. (Le choix d'une représentation des couples moyennés est due au fait que dans ces conditions transitoires, les couples demandés au moteur sont très variables, ce qui rend illisible les courbes représentant directement les couples).

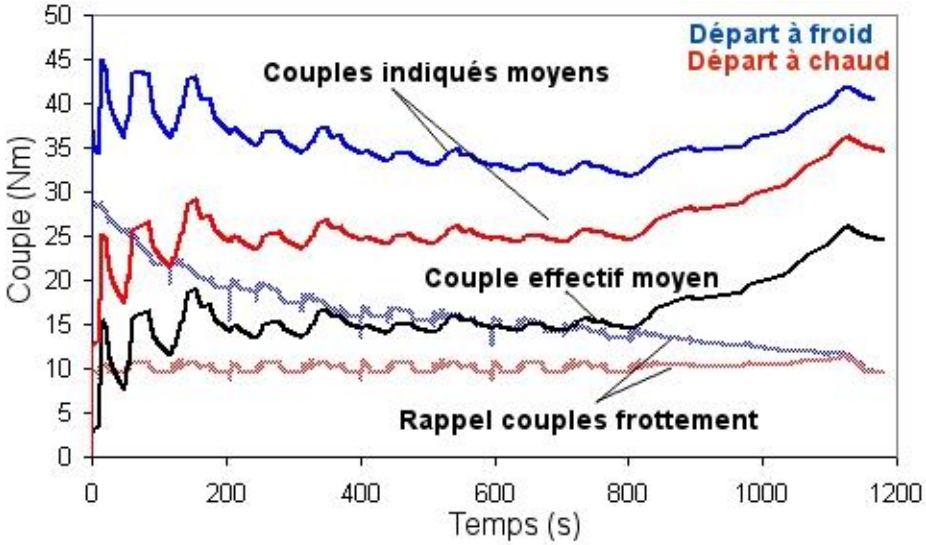


Figure 127 : Tracé des couples indiqués et effectifs moyens le long du cycle NEDC (rappel des couples de frottements)

L'augmentation des pertes aux parois provient alors en grande partie du fait qu'il faut produire

plus d'énergie par combustion dans les cylindres du moteur pour contrer cette augmentation du couple indiqué. L'augmentation des frottements pour une faible température d'huile semble donc être le facteur primordial en ce qui concerne le surplus de pertes énergétiques observé lors du départ à froid. Réduire le temps de montée en température de ce fluide semble donc particulièrement intéressant, afin de diminuer la surconsommation au cours de la période de chauffe du véhicule.

Enfin, pour terminer l'étude des pertes énergétiques, on constate que les pertes à l'échappement sont très faiblement impactées par l'état thermique du moteur. Les pertes instantanées et totales sur le cycle NEDC sont présentées en Figure 128 et Figure 129.

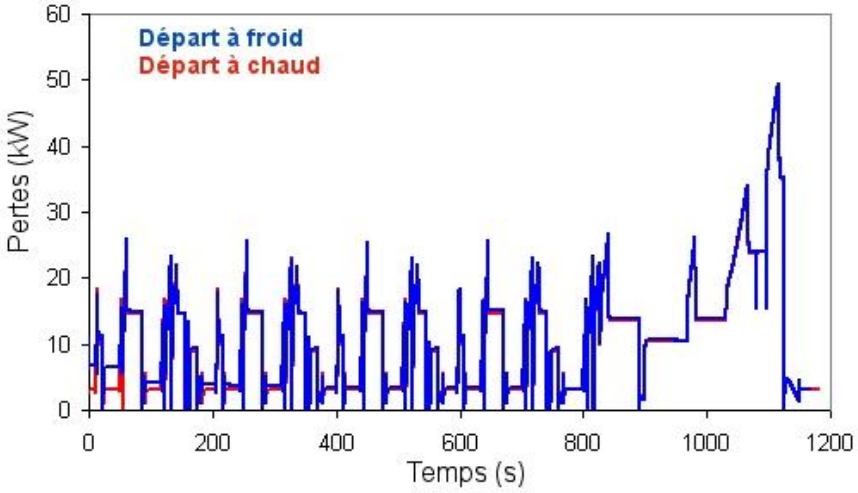


Figure 128 : Evolution des pertes à l'échappement sur un cycle NEDC

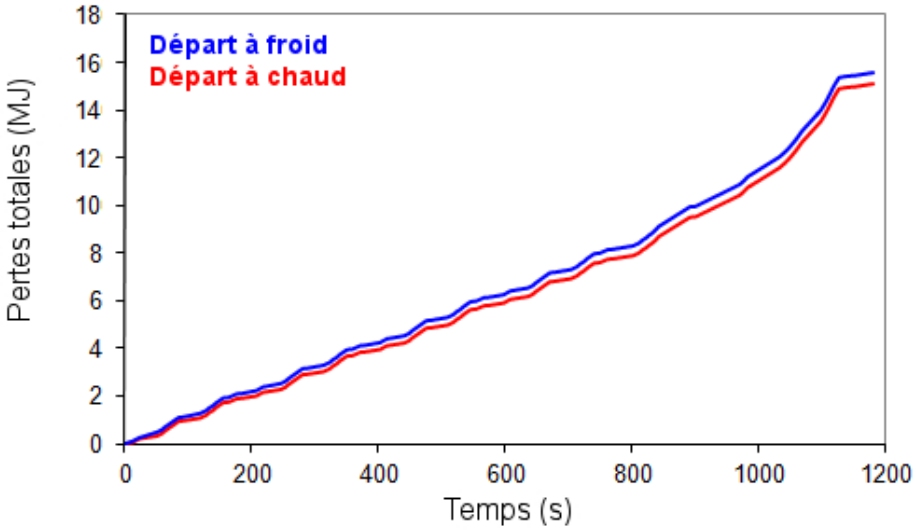


Figure 129 : Energie totale dépensée en pertes à l'échappement au cours du cycle NEDC

On observe en Figure 128 une légère différence lors des premières secondes du cycle. L'écart entre l'énergie échappée dans les deux conditions de fonctionnement (départ à froid/chaud) est d'environ 3%, comme on peut le voir sur la Figure 129.

Cette faible augmentation des pertes à l'échappement montre que la période de chauffe du moteur ne devrait pas avoir d'impact significatif sur l'éventuel fonctionnement d'un système de récupération de cette énergie (par exemple un turbocompresseur).

3.1.1.4.b Surconsommation après un départ à froid

On récapitule ici les effets de la température sur les différentes pertes énergétiques. Elles sont affichées dans le Tableau 10 et sont représentées sur les Figure 130 et Figure 131.

	Pertes frottement	Pertes parois	Pertes échappement	Pertes totales
Départ à chaud	1,96E+06 J	1,34E+07 J	1,51E+07 J	3,04E+07 J
% pertes totales	6,44 %	43,94 %	49,62 %	100 %
Départ à froid	2,94E+06 J	1,49E+07 J	1,56E+07 J	3,34E+07 J
% pertes totales	8,79 %	44,65 %	46,55 %	100 %
% écart Départ froid/Départ chaud	50,19 %	11,70 %	3,12 %	9,92 %

Tableau 10 : Résumé de l'effet du départ à froid sur les pertes énergétiques lors d'un cycle NEDC

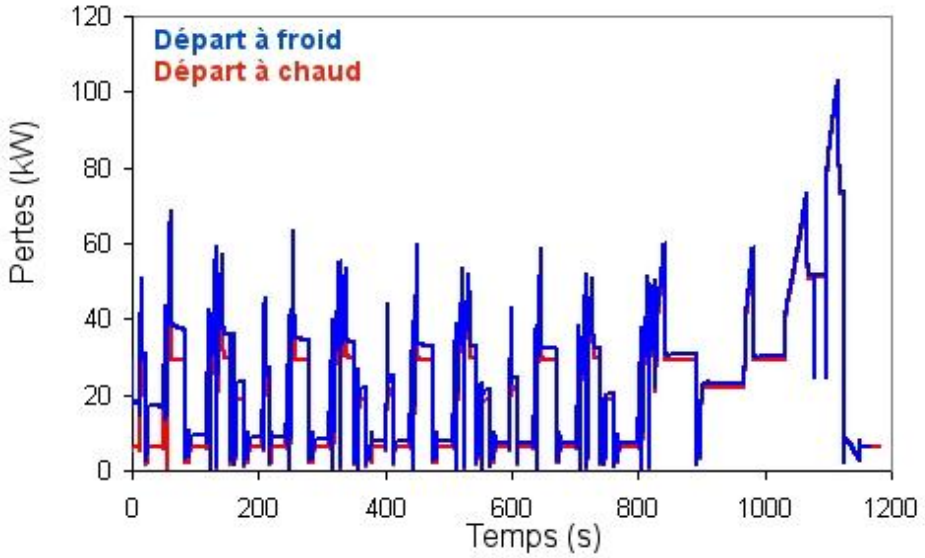


Figure 130 : Evolution des pertes totales sur un cycle NEDC

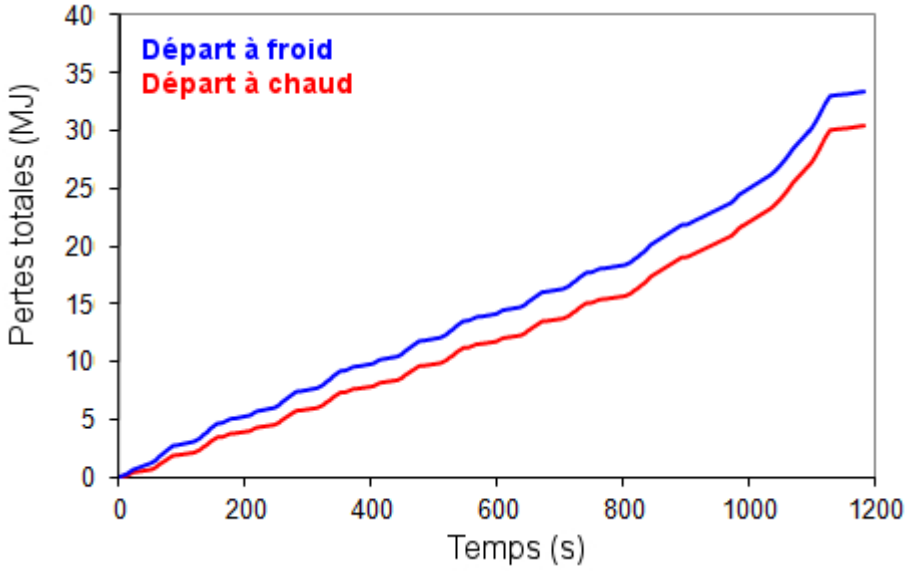


Figure 131 : Energie totale dépensée en pertes au cours du cycle NEDC

La perte totale résultant du départ à froid s'élève à 3 MJ, d'où une augmentation d'environ 10% des pertes dans le moteur à combustion interne. Le comportement des pertes totales est très proche de celui des pertes aux parois responsables en grande majorité du surplus d'énergie perdue, comme on peut le voir sur les Figure 125 et Figure 131 ainsi que sur le Tableau 10.

La surconsommation induite par cette élévation des pertes est donc loin d'être négligeable. Celle-ci est représentée en Figure 132.

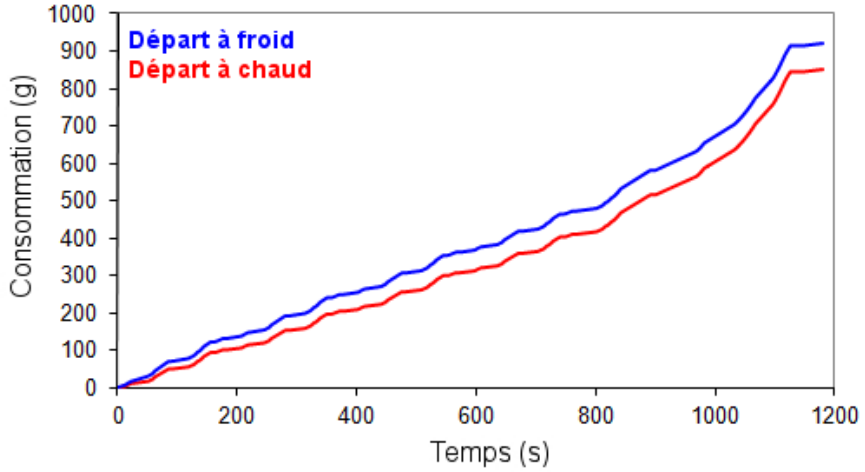


Figure 132 : Comparaison des consommations d'un même véhicule conventionnel après des départs à température différentes sur un cycle NEDC

La surconsommation due au départ à froid s'élève à 68g pour une consommation totale en carburant de 851g, soit une augmentation de l'ordre de 8%. Ce dernier chiffre est comparable aux résultats obtenus par Kunze et al. [17], présentés en Partie 1.3.1.1.

Cette surconsommation est surtout réalisée lors des premières minutes du cycle NEDC, là ou le rendement est le plus faible du fait des basses températures. Les rendements des deux cas tests sont représentés sur la Figure 133.

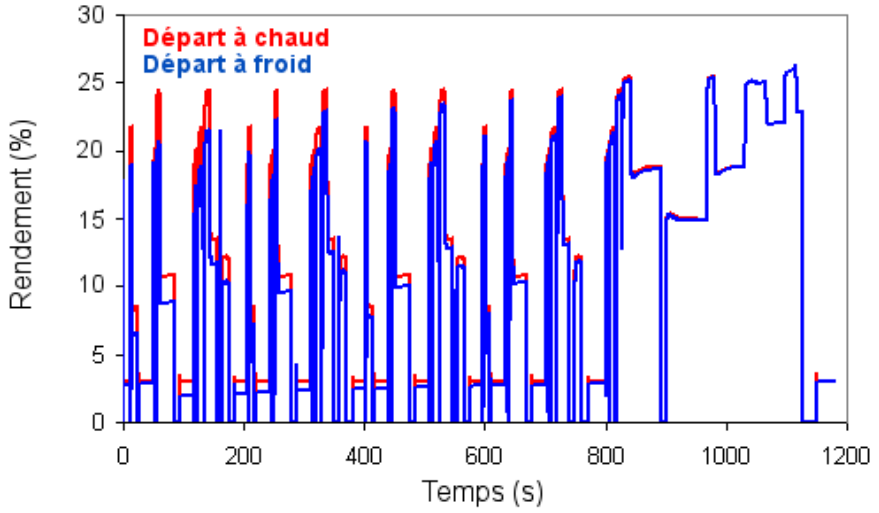


Figure 133 : Comparaison des rendements d'un même véhicule conventionnel après des départs à température différentes sur un cycle NEDC

Le modèle est donc tout à fait capable de représenter la montée en température d'un moteur à combustion interne, que ce soit en condition stabilisée ou en fonctionnement transitoire. Maintenant que cette validation a été effectuée il est possible d'appliquer le modèle pour un véhicule hybride, ainsi que de réaliser plusieurs études afin d'optimiser l'utilisation du moteur

pendant cette phase de chauffe. Les derniers résultats vont, de plus, être particulièrement utiles pour analyser les spécificités de l'utilisation du MCI dans un véhicule hybride par rapport à un véhicule conventionnel.

3.1.2 Montée en température du moteur à combustion interne dans le cas d'un véhicule hybride

3.1.2.1 Effet du fonctionnement hybride sur la vitesse de montée en température du moteur thermique

Lorsque le moteur à combustion interne est utilisé dans un véhicule disposant d'une propulsion hybride, un autre comportement thermique est attendu, notamment en raison de la charge plus importante demandée au moteur pour optimiser son rendement. Comme il a été présenté précédemment, les températures d'eau et huile sont impactées différemment en fonction de la charge du moteur. Une simulation de la montée en température d'un MCI dans le cas d'une architecture hybride sur le même cycle NEDC est présentée sur la figure suivante:

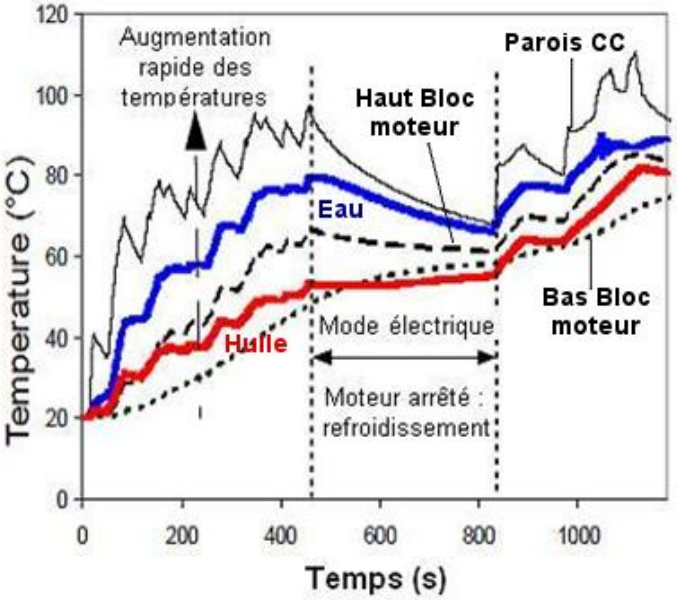


Figure 134 : Simulation de la chauffe du moteur après un départ à froid sur un cycle NEDC avec un véhicule full-hybride parallèle

La simulation montre que l'utilisation du moteur avec de fortes charges permet d'accélérer la montée en température du liquide de refroidissement. Celle-ci atteint quasiment sa valeur maximale (90°C) durant les premières minutes du cycle. Lorsque le moteur thermique est finalement arrêté pour entrer en mode tout électrique (vers 450s), cette température est déjà d'environ 80°C. Avec un véhicule conventionnel, le temps nécessaire pour atteindre cette température est deux fois plus important (cf. Figure 120 de la Partie 3.1.2.1). Les températures des autres parties du moteur augmentent aussi de manière accélérée. Cependant, la température d'huile est moins impactée par ce fonctionnement particulier (50°C après 450s). Du fait du fonctionnement en tout électrique lorsque les conditions le permettent (charge de batterie suffisante et véhicule roulant à allure modérée), il n'y a plus d'énergie thermique disponible pour chauffer le moteur pendant quelques minutes. On observe alors une décroissance de la température moyenne du moteur du fait des pertes thermiques vers l'air ambiant. De plus, une homogénéisation des températures sur l'ensemble du moteur se produit, la diffusion de l'énergie dans l'ensemble du moteur ayant toujours lieu, ce qui explique d'ailleurs une faible augmentation des températures d'huile et de la partie basse du bloc moteur. Ainsi, l'écart de température entre les parties les plus chaudes et les plus froides n'est que d'environ 20°C à la fin du mode électrique, alors qu'il atteint 60°C au début du refroidissement du moteur.

Le fonctionnement du moteur thermique dans un véhicule hybride ne semble donc pas avoir l'impact négatif attendu sur la période de chauffe du moteur, malgré les fréquents arrêts du moteur thermique dans ce type de véhicule. Afin de compléter cette étude uniquement réalisée jusqu'alors sur le cycle NEDC, les parcours de plusieurs autres cycles routiers normalisés ont été simulés pour un véhicule conventionnel et pour un véhicule full-hybride parallèle utilisant le même moteur thermique. Les temps mis pour obtenir certaines températures caractéristiques des deux fluides ont été calculés après un départ à 20°C. Pour l'eau de refroidissement, le temps nécessaire pour atteindre sa température maximale d'environ 90°C est pris en compte. Dans le cas de l'huile, on observe le temps mis pour que ce fluide atteigne 40°C. Cette température a été choisie en fonction des courbes de viscosité d'huile présentées en Figure 81. En effet, la viscosité se comportant comme une fonction inverse (f(x)=1/x), on observe que les effets de la température sur la pression moyenne de frottement sont plus importants à faible température (entre 20°C et 40°C) et varient ensuite peu lorsque la température est suffisamment élevée (entre 40°C et 90°C). L'ensemble des résultats est présenté dans le Tableau 11.

	1015	NEDC	FTP	HWFET	SC03	UDDS
t1(s) pour Teau = 90°C	X	698,3	458,2	311,5	X	458,4
	X	387,7	258,9	176,2	333,2	258,8
t2(s) pour Thuile = 40°C	276,6	190,6	210,5	122,9	218,2	207,7
	465,1	296,1	223,4	116,6	292,2	225,1

(X : température non atteinte à la fin du cycle routier)

Tableau 11 : Temps de montée en température des deux fluides pour différents cycles de conduite (comparaison entre le véhicule conventionnel, en bleu, et le véhicule hybride parallèle, en rouge)

Les différents cycles routiers sont rappelés en Annexe A1.

Ces résultats confirment le comportement thermique observé jusqu'alors sur le cycle NEDC. L'utilisation particulière du MCI dans ce véhicule hybride permet d'obtenir une évolution plus rapide du liquide de refroidissement, avec un temps nécessaire pour atteindre la température de fonctionnement stabilisée d'environ 90°C pouvant être réduit de moitié. En ce qui concerne l'huile de lubrification, les résultats diffèrent suivant le type de cycle routier utilisé. De manière générale, le fonctionnement hybride semble ralentir légèrement la vitesse de montée en température de ce fluide. Ce résultat est logiquement expliqué par les nombreux arrêts du moteur thermique, en particulier lorsque le véhicule s'immobilise au cours du cycle. En effet, les cycles pour lesquels le réchauffement de l'huile est le plus impacté correspondent à ceux possédant un nombre important d'arrêts du véhicule pendant les premières minutes de fonctionnement (1015, NEDC, SC03). Cette observation a ensuite été confirmée par une nouvelle étude, dans laquelle les cycles routiers ont été remplacés par des parcours des deux véhicules (conventionnel et hybride) à vitesse constante, sans aucun arrêt. Les mêmes temps caractéristiques ont été observés et sont présentés dans le Tableau 12.

	15 km/h	32 km/h	50 km/h	70 km/h	100 km/h
t1(s) pour Teau = 90°C	428,6	255,9	262,6	223,9	145,9
	174,4	130,5	139,6	132,6	108,2
t2(s) pour Thuile = 40°C	127,6	95,2	93	83,5	67,3
	108,2	86,1	82,7	76,3	61,3

Tableau 12 : Temps de montée en température des deux fluides pour différentes vitesses constantes du véhicule (comparaison entre le véhicule conventionnel, en bleu, et le véhicule hybride parallèle, en rouge)

Une légère augmentation de la vitesse de chauffe de l'huile est observable dans tous les cas. Ces résultats sont cohérents avec les résultats obtenus par Trapy et Damiral [15] ainsi qu'avec la simulation présentée en Partie 3.1.1.1. Le véhicule hybride utilisant le moteur thermique a la même vitesse de rotation que le véhicule conventionnel, mais généralement un couple plus important (avec redirection du surplus d'énergie produit vers les systèmes de stockage

d'énergie). Ceci induit une faible accélération de la montée en température de l'huile, mais cela a un impact important sur la montée en température de l'eau.

Maintenant que de premières particularités du fonctionnement hybride sur le comportement thermique du moteur à combustion interne ont été observées au niveau des vitesses de montée en température des deux fluides, il devient intéressant d'observer l'impact de ce type d'utilisation du moteur à combustion interne sur la consommation globale du véhicule après un départ à froid.

3.1.2.2 Effet sur la consommation

3.1.2.2.a Consommation absolue

La simulation permet de prédire la surconsommation d'un MCI après un départ à température ambiante, du fait de l'augmentation des frottements à basse température. Ces prédictions sont montrées sur la figure suivante pour les deux types de véhicules étudiés (conventionnel et hybride).

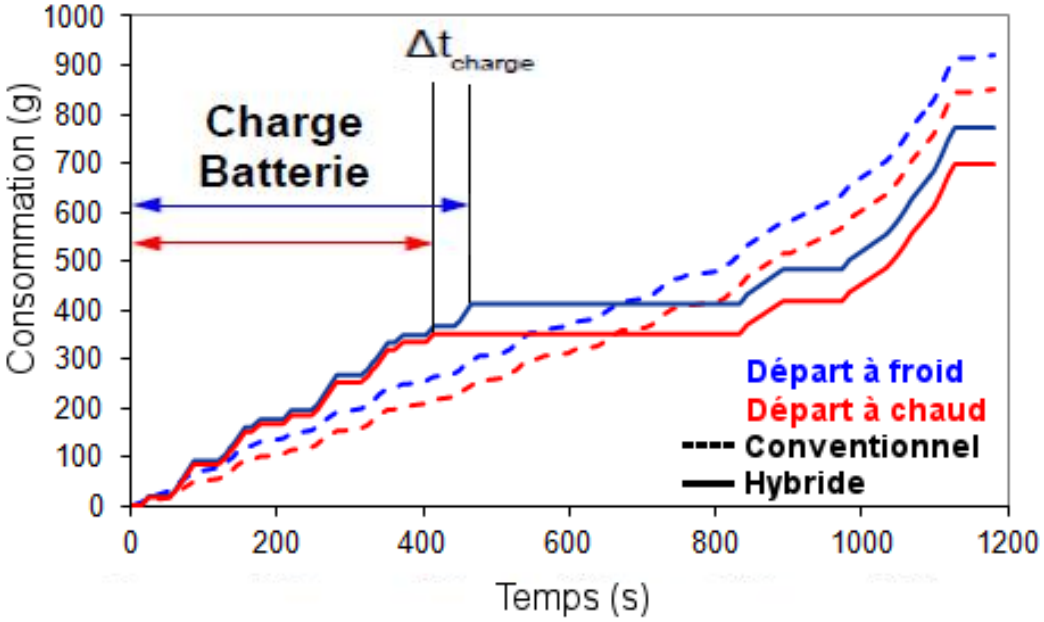


Figure 135 : Surconsommation du moteur résultant du départ à froid (cycle NEDC)

Les résultats montrent que le moteur thermique subit une importante surconsommation du fait du démarrage à température ambiante. Celle-ci se situe autour de 10% lorsque le véhicule parcourt un cycle NEDC. Ce résultat est similaire à ceux obtenus expérimentalement par Kunze et al. [17] sur le même cycle routier. On observe ensuite, en analysant les courbes du véhicule hybride, que le temps nécessaire à la recharge de la batterie augmente dans le cas d'un départ à froid. En effet, à cause de l'augmentation des frottements, moins d'énergie pourra être transmise à la batterie lors de cette phase. Il apparait donc encore une fois que les frottements ont un impact prédominant sur la surconsommation après un départ à froid du moteur thermique.

Une comparaison des performances (consommations et pertes totales) des deux véhicules sur un cycle NEDC est résumée dans le tableau suivant (avec rappel des pertes présentées en Tableau 10).

véhicule hybride (SOCmini)	Pertes frottement	Pertes parois	Pertes échappement	Pertes totales	Consommation
Départ à chaud	9,42E+05 J	1,08E+07 J	1,07E+07 J	2,25E+07 J	698,67 g
% pertes totales	4,19 %	48,19 %	47,63 %	100,00 %	
Départ à froid	1,69E+06 J	1,24E+07 J	1,14E+07 J	2,55E+07 J	773,39 g
% pertes totales	6,63 %	48,53 %	44,84 %	100,00 %	
% écart Départ froid/Départ chaud	79,70 %	14,22 %	6,78 %	13,42 %	10,69 %

Véhicule conventionnel	Pertes frottement	Pertes parois	Pertes échappement	Pertes totales	Consommation
Départ à chaud	1,96E+06 J	1,34E+07 J	1,51E+07 J	3,04E+07 J	851,7 g
% pertes totales	6,44 %	43,94 %	49,62 %	100,00 %	
Départ à froid	2,94E+06 J	1,49E+07 J	1,56E+07 J	3,34E+07 J	920,4 g
% pertes totales	8,79 %	44,65 %	46,55 %	100,00 %	
% écart Départ froid/Départ chaud	50,19 %	11,70 %	3,12 %	9,92 %	8,06 %

comparaison des 2 véhicules	Pertes frottement	Pertes parois	Pertes échappement	Pertes totales	Consommation
Départ à chaud	51,84 %	18,83 %	28,95 %	25,97 %	17,97 %
Départ à froid	42,38 %	17,00 %	26,43 %	23,62 %	15,97 %

Tableau 13 : Comparaison des performances des deux véhicules

Il apparait d'après ces résultats que la consommation du véhicule hybride est légèrement plus impactée par la montée en température du moteur que pour le véhicule conventionnel (10% contre 8%). Ainsi, l'avantage de l'hybride en termes de rendement deviendrait moins important du fait du départ à froid (18% d'économie dans le cas d'un moteur chaud par rapport au véhicule conventionnel, 16% si départ à froid). Cependant, la prise en compte de l'état de charge final de la batterie n'a pas encore été effectuée. Ceci fait l'objet du paragraphe suivant.

3.1.2.2.b Consommation corrigée (prise en compte du SOC)

Le véhicule hybride étudié fonctionne sur une bande d'état de charge (SOC : State of Charge) allant de 60% à 65% (zone de rendement maximal pour la batterie) de la charge maximale. Dans cette étude, il a été délibérément choisi de faire démarrer le SOC à sa plus faible valeur permise (60%) afin d'obtenir un démarrage immédiat du moteur thermique dès le premier mètre parcouru, et ainsi avoir une bonne comparaison entre le fonctionnement hybride et le véhicule conventionnel, notamment en ce qui concerne l'évolution des températures. Cependant, en faisant ce choix, l'état de charge final de la batterie est supérieur à son état initial. Cela signifie qu'une quantité encore non prise en compte d'énergie a été stockée dans la batterie, et pourra ensuite être restituée lors de la prochaine utilisation du véhicule. La consommation réelle du véhicule hybride en termes d'énergie dépensée (carburant et énergie électrique) est donc légèrement inférieure à celle calculée et indiquée sur la Figure 135 et le Tableau 13. Un calcul de consommation corrigée est réalisé dans cette partie, l'énergie électrique stockée étant alors représentée comme une équivalence de consommation de carburant. Le calcul de l'énergie restituée par la propulsion électrique est effectué de la manière suivante :

$$\Delta SOC(\%) = SOC_{final} - SOC_{initial} \quad (177)$$

L'état de charge de la batterie pour les deux simulations (départs à froid et à chaud) et l'évolution de la tension de la batterie sont présentés en Figure 136 et Figure 137.

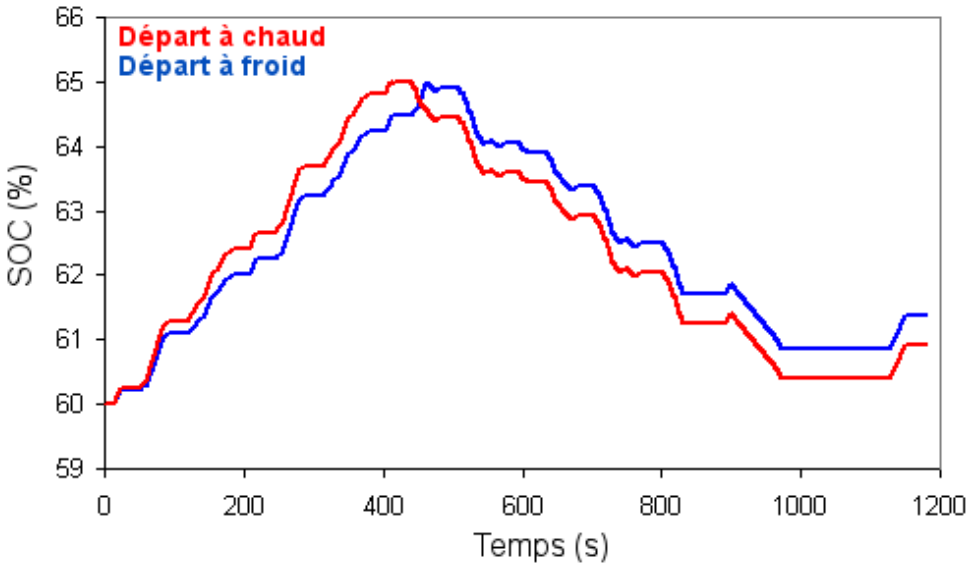


Figure 136 : Etat de charge (SOC) de la batterie pour un véhicule hybride parallèle parcourant un cycle NEDC et pour deux températures initiales différentes du MCI

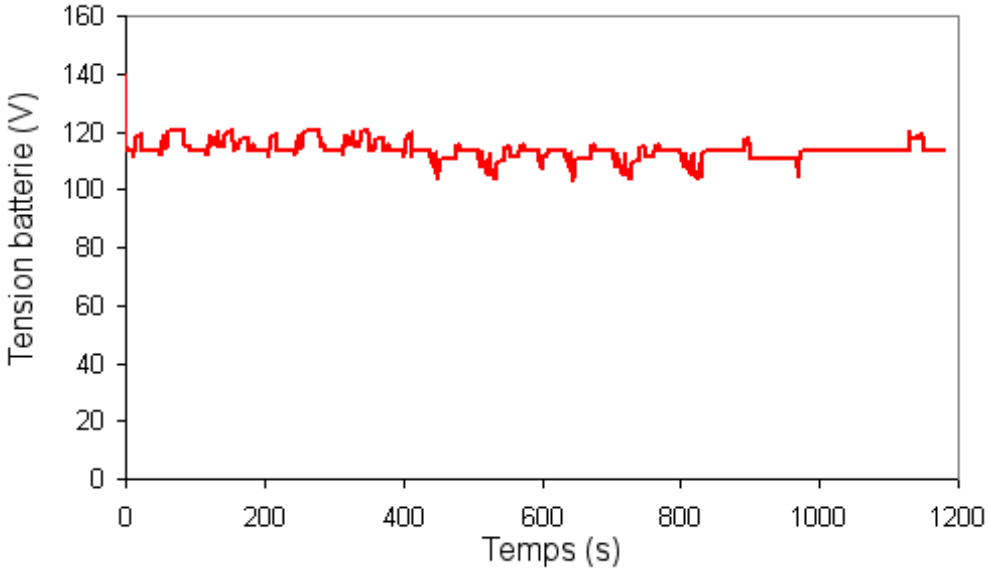


Figure 137 : Tension de la batterie du véhicule hybride au cours du cycle NEDC

Il avait été observé en Figure 135 que l'écart de consommation entre les deux cas résulte d'un retard de la charge de la batterie dans le cas du départ à froid. On observe de nouveau cet état en étudiant l'état de charge de la batterie, lors des 500 premières secondes du cycle cette fois. Cependant, ce retard dans la recharge de la batterie entraîne aussi un SOC plus important en fin de cycle dans le cas du départ à froid induisant donc une quantité supplémentaire d'énergie stockée dans les batteries. Cette énergie est calculée à partir de l'équation 178.

$$\text{EnergieStockée}(J) = 3600 . \Delta SOC . C_{Batterie} . U_{Batterie} \quad (178)$$

La capacité nominale de la batterie $C_{Batterie}$ exprimée en Ah est la quantité totale d'énergie pouvant être stockée dans cet élément. Dans ce modèle, celle-ci est fixée à 108,3 Ah. $U_{Batterie}$ est la tension mesurée aux bornes de la batterie. Elle est variable suivant les conditions de fonctionnement (représentée en Figure 137). Une valeur moyenne de 113 V est observée pour $U_{Batterie}$ et est utilisée dans le calcul de la consommation corrigée. L'énergie obtenue sur l'arbre du moteur électrique au cours de la décharge est alors :

$$\begin{aligned}\text{Energie restituée (J)} &= \eta_{\text{Batterie, décharge}} \cdot \eta_{\text{ME, décharge}} \cdot \text{Energie stockée} \\ &= \eta_{\text{Elec, décharge}} \cdot \text{Energie stockée}\end{aligned} \quad (179)$$

$\eta_{X,Y}$ est le rendement de l'élément X (MCI ou partie électrique) lors du mode Y (charge ou décharge). On considère que le véhicule a économisé la quantité de carburant qu'il est nécessaire de brûler afin de recharger la batterie au même niveau d'état de charge par le moteur à combustion interne. Cette énergie transite une première fois vers la batterie par le biais du moteur électrique. Cependant, l'ensemble de la charge de la batterie n'est pas issue du moteur thermique, la récupération d'énergie cinétique au freinage étant aussi utilisée dans ce véhicule hybride. Ainsi seulement une partie de l'énergie disponible dans la batterie est réellement fournie par le MCI, D'où le calcul suivant de l'énergie consommée par ce dernier :

$$\begin{aligned}\text{Energie restituée (J)} &= \varepsilon_{\text{MCI}} \cdot \eta_{\text{MCI}} \cdot \eta_{\text{Batterie, charge}} \cdot \eta_{\text{ME, charge}} \cdot \text{PCI} \cdot \text{Quantité de carburant (g)} \\ &= \varepsilon_{\text{MCI}} \cdot \eta_{\text{MCI}} \cdot \eta_{\text{Elec, charge}} \cdot \text{PCI} \cdot \text{Quantité de carburant (g)}\end{aligned} \quad (180)$$

ε_{MCI} est la part de l'énergie récupérée par la batterie qui a véritablement été fournie par le MCI. PCI est le pouvoir calorifique inférieur du carburant (ici PCI = 42700 kJ/kg).

Ainsi la quantité de carburant équivalente à l'énergie encore stockée dans les batteries à la fin du cycle est donnée par :

$$\text{Consommation équivalente (g)} = 3600 \cdot \frac{\eta_{\text{Elec, décharge}}}{\varepsilon_{\text{MCI}} \cdot \eta_{\text{MCI}} \cdot \eta_{\text{Elec, charge}} \cdot \text{PCI}} \cdot C_{\text{Batterie}} \cdot U_{\text{Batterie}} \cdot \Delta\text{SOC(\%)} \quad (181)$$

Bien que cette dernière équation soit relativement simple, le calcul d'une consommation corrigée n'est cependant pas évident. En effet, bien que l'état de charge final de la batterie ainsi que ses caractéristiques (capacité nominale, tension) soient connus, il est impossible de connaître la manière dont cette énergie est utilisée ultérieurement, et notamment à quel rendement :

_ A quelle vitesse le véhicule roule-t-il, ce qui dicte le fonctionnement des différentes motorisations ?

_ Quelle est la température des divers éléments jouant sur chacun de leurs rendements ?

_ Quelle motorisation est activée/arrêtée?

_ Quelle est la part de l'énergie récupérée par la batterie issue du moteur à combustion interne ou de la récupération d'énergie au freinage?

Certaines suppositions peuvent être cependant réalisées. La première d'entre elles est que l'énergie stockée dans la batterie est restituée dès le démarrage du véhicule (la priorité est à la décharge de la batterie au démarrage du véhicule) dans des conditions de fonctionnement de type urbain (fonctionnement logique d'un véhicule particulier effectuant une partie de route urbaine avant de se retrouver sur les grands axes extra-urbains).

La part de l'énergie effectivement fournie par le moteur thermique à la batterie lors de la recharge est obtenue en effectuant la simulation du parcours du cycle NEDC par le véhicule hybride en démarrant à état de charge minimal. L'évolution de l'énergie fournie par le moteur thermique, et la récupération d'énergie au freinage lors de cette phase sont présentées en Figure 138.

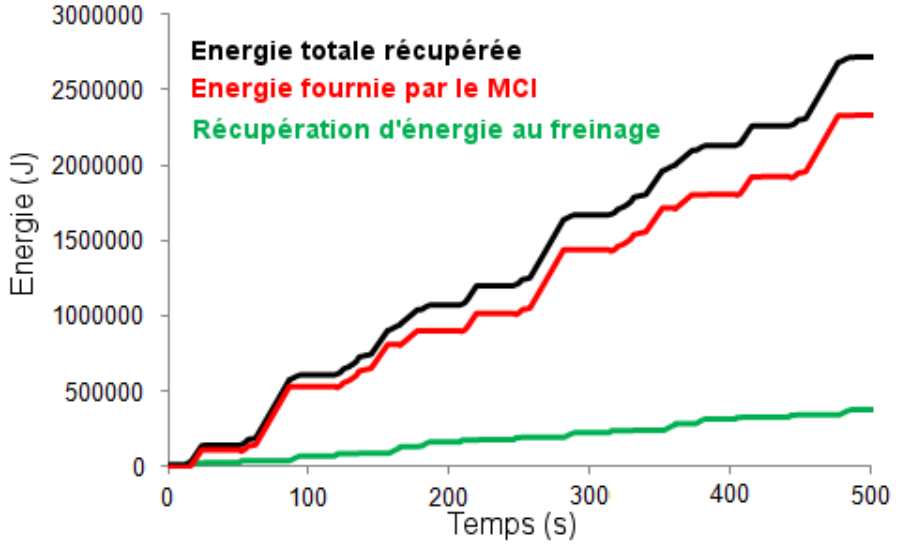


Figure 138 : Parts de l'énergie récupérée par la batterie lors de la recharge fournies par le MCI et récupération d'énergie au freinage

Il apparait sur cette dernière figure que la part de l'énergie stockée dans la batterie effectivement fournie par le moteur thermique (ε_{MCI}) est d'environ 92%.

Les températures du moteur électrique et de la batterie au redémarrage sont inconnues mais l'étude du comportement de ces éléments (Partie 1.3.2.4) montre que le rendement électrique du véhicule (batterie et ME réunis) est minimal pour les plus hautes températures. Au contraire, le rendement du moteur thermique est maximal pour une température élevée (autour de 90°C). Ainsi, en analysant l'équation 181, considérer que ces divers éléments ont atteint leur température maximale de fonctionnement, revient à obtenir une valeur minimale de la consommation équivalente calculée. Les économies de carburant alors obtenues correspondent à l'économie minimale (et donc assurée) permise par ce stockage d'énergie en fin de cycle. Au contraire, considérer un redémarrage à froid (température ambiante) revient à maximiser le potentiel de l'énergie stockée dans la batterie.

Les rendements du moteur à combustion interne et de l'ensemble de propulsion électrique sont représentés en Figure 139 et Figure 140 pour leurs températures maximales (MCI et ME à 90°C et batterie à 50°C) et minimales (température ambiante) de fonctionnement normal.

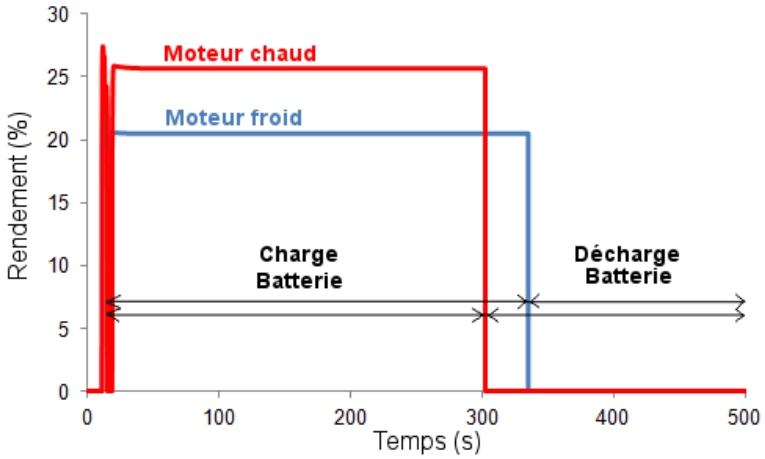


Figure 139 : Rendement du MCI pour un véhicule hybride roulant à 32 km/h. Comparaison entre les fonctionnements à températures maximale et minimale

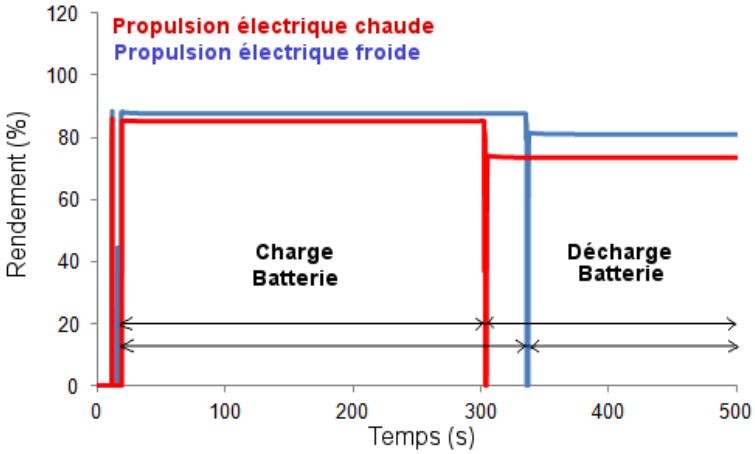


Figure 140 : Rendement de la propulsion électrique (batterie + moteur électrique) pour un véhicule hybride roulant à 32 km/h. Comparaison entre les fonctionnements à températures maximale et minimale

Il apparait sur la Figure 139 que le moteur modélisé chaud utilisé dans ce véhicule hybride pour un roulage en environnement urbain (ici simulé pour une vitesse du véhicule d'environ 30 km/h)) a un rendement de l'ordre de 25,6%. Cette valeur est reprise dans le calcul de la consommation corrigée. On observe que la propulsion électrique (Figure 140) fonctionne avec un rendement variable, suivant que l'on est en phase de recharge ou de décharge. Lors de la charge de la batterie, ce rendement est de l'ordre de 86%. Cependant, lors de la décharge, du fait de couples moins importants fournis par le moteur électrique, ce rendement est limité à environ 76%. Ces valeurs constantes sont utilisées pour le calcul de la consommation corrigée.

Tous les éléments du calcul étant présents, il reste juste à en apprécier les résultats. Ceux-ci sont présentés sur le Tableau 14.

	Consommation	SOC	équivalent consommation	Consommation corrigée	Rappel consommation véhicule conventionnel	Ecart consommation (absolue)	Ecart consommation (corrigée)
Départ à chaud	698,67 g	60,92 %	37,75 g	660,91 g	851,7 g	17,97 %	22,40 %
Départ à froid	773,39 g	61,37 %	56,60 g	716,78 g	920,4 g	15,97 %	22,12 %

Tableau 14 : Correction de la consommation après prise en compte de l'état de charge final de la batterie (véhicule redémarrant avec ses motorisations à leurs températures maximales)

Le stockage d'énergie dans les batteries représente donc une quantité non négligeable de carburant économisé, allant de 35 à 60 g suivant les cas. La surconsommation finale du véhicule hybride après un départ à froid n'est que de 56 g, soit un écart relatif de 7,79 %. On est donc très proche de la surconsommation du véhicule conventionnel (8,06 %) alors que le calcul de consommation direct indiquait un impact légèrement plus important pour l'hybride (10,69 %). De plus, étant donné que le calcul de la consommation corrigée du véhicule hybride a été réalisé pour les plus mauvaises conditions de fonctionnement (rendement de la partie électrique faible et rendement du MCI élevé), il apparait que les performances du véhicule hybride devraient être légèrement meilleures en fonctionnement réel. Il est possible, à caractère informatif, de réaliser le même calcul pour les meilleures conditions de fonctionnement possibles. La Figure 139 montre que le rendement minimal du MCI dans le véhicule hybride dans les conditions les plus froides (température ambiante) est de l'ordre de 20% (Figure 139). En considérant les éléments électriques à température ambiante, on obtient un rendement électrique global de 88,9% lors de

la charge et 83% lors de la décharge (Figure 140), soit une légère augmentation. Le calcul de consommation corrigée est de nouveau réalisé et présenté dans le Tableau 15.

	Consommation	SOC	équivalent consommation	Consommation corrigée	Rappel consommation véhicule conventionnel	Ecart consommation (absolue)	Ecart consommation (corrigée)
Départ à chaud	698,67 g	60,92 %	51,27 g	647,40 g	851,7 g	17,97 %	23,99 %
Départ à froid	773,39 g	61,37 %	76,86 g	696,52 g	920,4 g	15,97 %	24,32 %

Tableau 15 : Correction de la consommation après prise en compte de l'état de charge final de la batterie dans les meilleures conditions de fonctionnement (véhicule redémarrant à température ambiante)

L'écart absolu de consommation est alors limité à environ 49g, soit une surconsommation relative de 7,05 %. L'écart avec le calcul précédent est très faible. Il apparaît donc que le calcul effectué précédemment est assez précis, et sûrement représentatif de la consommation finale du véhicule hybride. Dans la suite des analyses, il pourra être judicieux d'effectuer les deux calculs de consommation corrigée, tout en se rappelant que la réalité sera une fonction intermédiaire de ces deux calculs extrêmes.

3.1.2.2.c Spécificités du fonctionnent hybride du MCI

Du fait des arrêts fréquents du moteur thermique (avec pour conséquence une période plus longue de chauffe) dans le cas d'une propulsion hybride, un fort impact du départ à froid sur la consommation de ce type de véhicule peut être attendu (notamment par rapport au véhicule conventionnel). Cependant, les résultats obtenus ne correspondent pas à ce type de comportement. L'étude de la consommation instantanée du moteur à combustion interne utilisé pour les deux types de véhicules (conventionnel et hybride) après un départ à chaud et un départ à froid montrent que la majorité de la surconsommation se produit lors des premières minutes du cycle, lorsque le moteur est à sa plus basse température. Ces résultats sont présentés sur la Figure 141. La surconsommation instantanée du véhicule est calculée de la manière suivante :

$$InstSurconso = \frac{InstCons_{froid}(t) - InstCons_{chaud}(t)}{InstCons_{chaud}(t)} \quad (182)$$

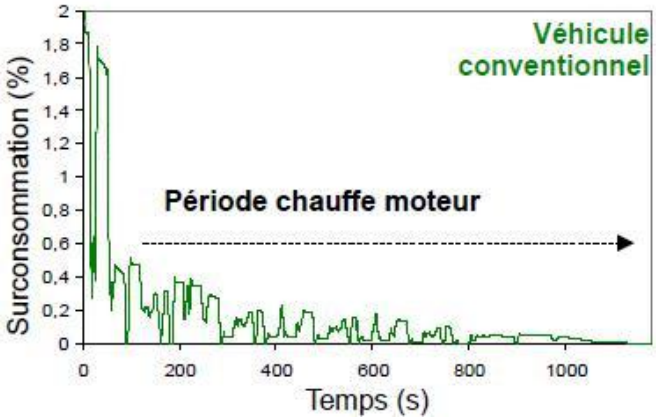


Figure 141 : Comparaison des consommations instantanées (départ à froid/chaud) dans le cas d'un véhicule conventionnel

Un autre point important est l'impact du refroidissement du moteur thermique lorsque celui ci est arrêté (véhicule à l'arrêt ou mode électrique) sur la consommation totale du véhicule au cours du cycle. Du fait des quelques minutes de refroidissement, une surconsommation supplémentaire est observable jusqu'à ce que le moteur ré-atteigne de nouveau sa température optimale de fonctionnement. Ainsi, deux simulations ont été réalisées pour le parcours du même véhicule hybride sur plusieurs cycles NEDC consécutifs. La première est la seule à inclure dans le modèle thermique les pertes thermiques du moteur vers l'air ambiant lors de l'arrêt du véhicule. Dans la seconde, ces pertes ne sont pas représentées. Ceci permet d'estimer l'impact des transferts thermiques vers l'air ambiant lors de l'arrêt du MCI (Figure 142).

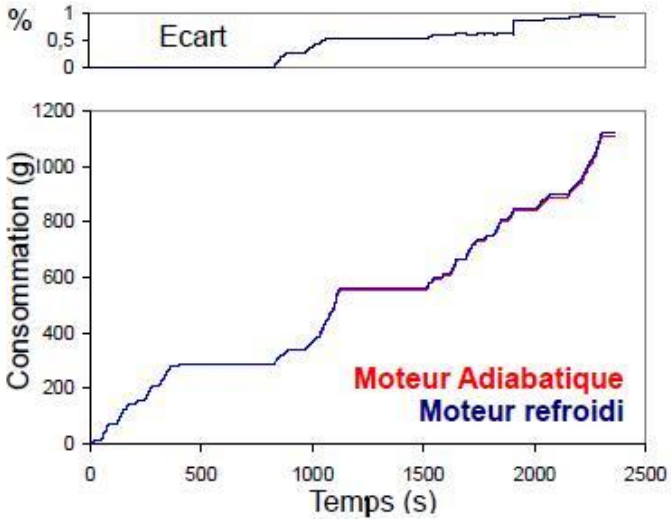


Figure 142 : Surconsommation venant du refroidissement du moteur à l'arrêt

Les résultats présentés sur la Figure 142 montrent que le refroidissement du moteur a un impact modéré sur la consommation finale du véhicule (moins de 2%).

Ces résultats sont discutables du fait de la simplicité du modèle des transferts thermiques du bloc moteur vers l'air ambiant. En particulier, la décroissance de température de l'huile de lubrification durant les modes électriques est difficile à évaluer avec précision. Cependant, du fait des courts temps d'arrêt du moteur (environ 10 minutes), on sait qu'il est impossible que le moteur perde la majorité de l'énergie thermique qu'il avait accumulée. Ainsi, il parait cohérent de supposer que la baisse de température d'huile durant cette période est insuffisante pour générer une importante augmentation des frottements lors du démarrage suivant. De plus, plusieurs simulations pour lesquelles ont été étudié l'effet de l'augmentation des pertes thermiques vers l'air ambiant sur la consommation totale du moteur ont montré que le refroidissement du moteur n'entraine pas de surconsommation significative, même dans le cas d'une forte chute des températures, ce qui ne devrait pas être réalisable dans la réalité (le refroidissement d'un moteur à combustion interne étant généralement assez lent, même si il n'a pas encore été quantifié précisément dans cette étude).

Il apparait donc que l'utilisation du MCI dans un véhicule hybride ne renforce pas les effets néfastes de la période de chauffe du moteur sur la consommation finale du véhicule. De plus, il semble même que l'utilisation particulière du moteur thermique (même vitesse mais plus forte charge) lors du rechargement des batteries a un effet positif, en réduisant la surconsommation provenant du départ à froid, notamment lors des premières minutes de fonctionnement.

En particulier, l'étude de la consommation totale du moteur thermique au cours du temps permet d'observer ce phénomène. La consommation totale et la surconsommation instantanée du moteur froid par rapport au moteur chaud sont calculées comme suit :

$$TotCons_i(t) = \int_0^t InstCons_i(t)\,dt \qquad (183)$$

$$TotOvercons = \frac{TotCons_{froid}(t) - TotCons_{chaud}(t)}{TotCons_{chaud}(t)} \quad (184)$$

La surconsommation totale de véhicules conventionnel et hybride après un départ à froid par rapport à un départ à chaud sur un cycle NEDC est présentée sur la Figure 143.

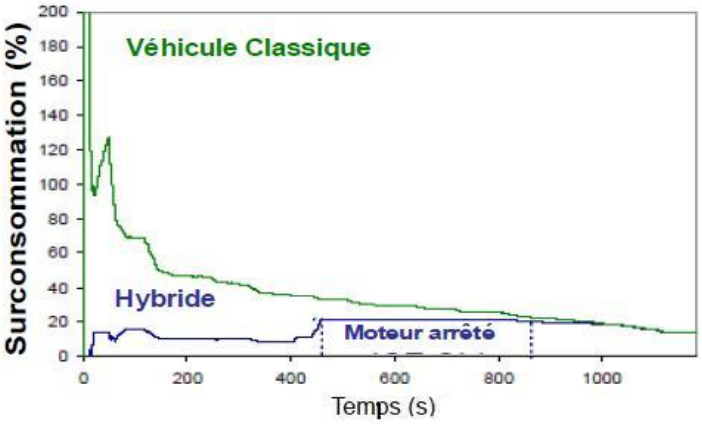


Figure 143 : Surconsommation (pourcentage) au cours du temps de véhicules conventionnel et hybride après un départ à froid (cycle NEDC)

Les résultats montrent que la surconsommation totale du véhicule conventionnel après un départ à froid est très importante (largement supérieure à 50%) pendant les premières minutes, et décroit ensuite en même temps que le moteur se réchauffe. Our ce qui est du véhicule hybride, cette surconsommation ne dépasse pas 20% dans le pire des cas lors des 10 premières minutes du cycle. Après environ 900s, le moteur thermique des deux véhicules peut être considéré comme chaud. La surconsommation instantanée du moteur est alors quasiment nulle et la surconsommation totale diminue (et tendrait vers 0 si le voyage était infini). A la fin du cycle NEDC, la consommation totale des deux véhicules est d'environ 10%. Il apparait donc que le fonctionnement du système hybride présente un avantage en ce qui concerne la période de chauffe moteur après le départ à froid, notamment lors des courts trajets. Cependant, au fil du temps, l'écart absolu de consommation totale (entre un départ à froid et un départ à chaud) devient constant du fait de l'atteinte de la température optimale de fonctionnement et donc, en proportion (par rapport à la valeur de la consommation, qui continue d'augmenter), la surconsommation totale (en %) diminue. C'est d'ailleurs ce que l'on observe sur la figure précédente, avec une surconsommation totale minimale en fin de cycle.

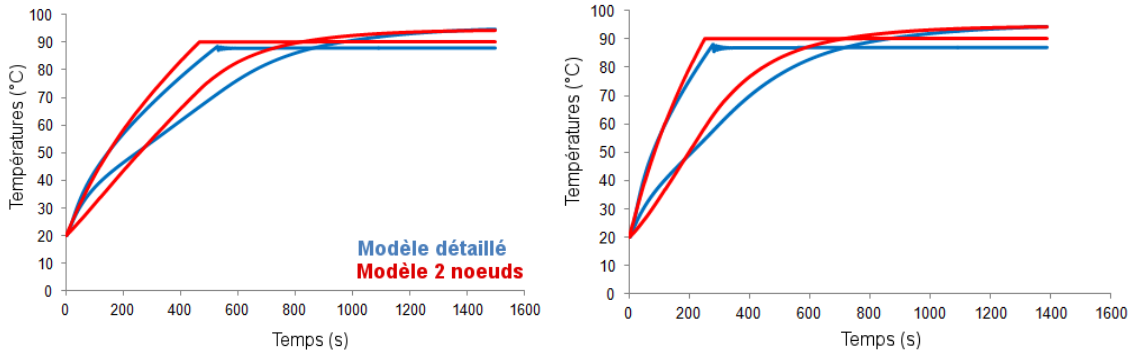
3.1.3 Comparaison des résultats des deux modèles de transferts thermiques du MCI

Nous avons observé le comportement du moteur à combustion interne pour les deux types de véhicules. Maintenant que leur comportement thermique a été étudié, une occasion de comparer les performances des deux modèles de transferts thermiques (modèle détaillé et modèle à 2 nœuds) se présente. Les simulations réalisées précédemment sont donc effectuées dans cette partie avec le modèle à 2 nœuds, et les résultats sont comparés avec ceux obtenus auparavant (modèle détaillé).

3.1.3.1 Comportement thermique du moteur

Avant de s'intéresser au véhicule hybride, nous allons vérifier que le comportement thermique d'un moteur à combustion interne utilisé plus conventionnellement est bien retrouvé grâce à l'utilisation du modèle à 2 nœuds. Dans un premier temps, le fonctionnement à couple et vitesse stabilisés est étudié. La simulation de fonctionnement est réalisée pour les deux modèles à 2000 tr/min et pour deux couples différents, 10 Nm choisi pour correspondre aux couples fréquemment

retrouvés en roulement urbain pour le véhicule conventionnel et 60 Nm, couple plus élevé donnant un gradient de température plus important entre les parties chaudes et froides. Les résultats de température et de consommation sont présentés en Figure 144 et Figure 145. Dans ces figures, les températures d'eau et d'huile du modèle "détaillé" sont comparées aux deux températures du modèle "2 noeuds". On rappelle que dans tous les cas, la montée en température de l'eau est plus rapide que celle de l'huile (bien que de même couleur bleue, les deux courbes sont ainsi facilement reconnaissables).



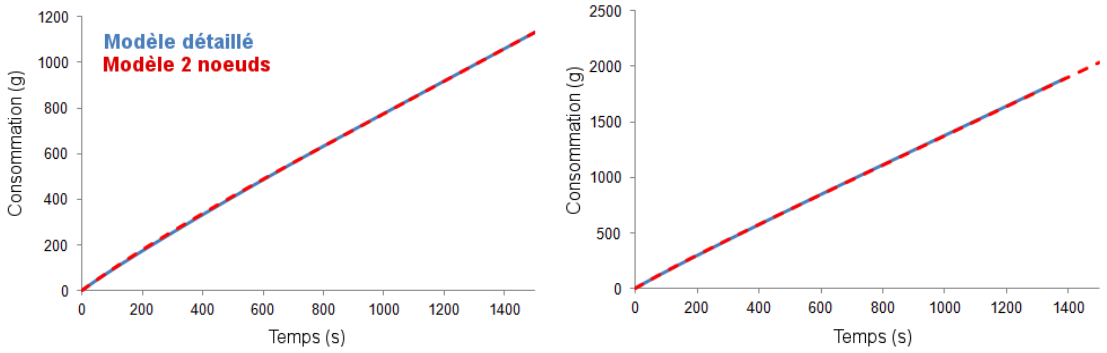
(a) (b)

Figure 144 : Températures lors du fonctionnement stabilisé pendant 1500 secondes à 2000 tr/min pour deux couples : 10 Nm (a), 60 Nm (b)

Un premier point positif est que les comportements thermiques sont similaires pour les deux modèles. On observe immédiatement que les résultats du modèle 2 nœuds donne des températures évoluant légèrement plus rapidement que pour le modèle "détaillé". Notamment en ce qui concerne les frottements évoluant en fonction de la température d'huile (modèle détaillé) ou de la température de la partie basse du bloc moteur (modèle 2 nœuds), 2 phénomènes se produisent :

_ On observe d'abord, lors des premières secondes, un léger retard de la température de la partie basse du bloc moteur, du fait d'une capacité thermique plus importante de ce nœud par rapport au modèle du circuit d'huile de lubrification. Sa température évolue ensuite plus rapidement. Les frottements sont donc plus importants lors des premières secondes, et la tendance s'inverse ensuite. Les écarts restent faibles, mais pourraient tout de même avoir un impact sur la consommation du moteur.

_ On observe cependant sur la Figure 145 que ces différences n'impactent pas significativement les résultats de consommation, en tout cas dans ces conditions de fonctionnement : dans les deux cas les courbes se confondent quasiment parfaitement.



(a) (b)

Figure 145 : Consommation lors du fonctionnement stabilisé pendant 1500 secondes à 2000 tr/min pour deux couples : 10 Nm (a), 60 Nm (b)

Maintenant que les performances du modèle "2 nœuds" ont été validées en fonctionnement stabilisé, on peut s'intéresser aux cas de fonctionnement du véhicule sur un cycle routier complet.

3.1.3.2 Comportement thermique pour un véhicule conventionnel

Tout d'abord, on observe le comportement des deux modèles pour un véhicule conventionnel parcourant un cycle NEDC. Il s'agit de vérifier si les comportements thermiques observés en Parties 3.1.1 et 3.1.2 sont retrouvés avec le modèle 2 nœuds. Les évolutions des températures pour les deux modèles sont présentées en Figure 146.

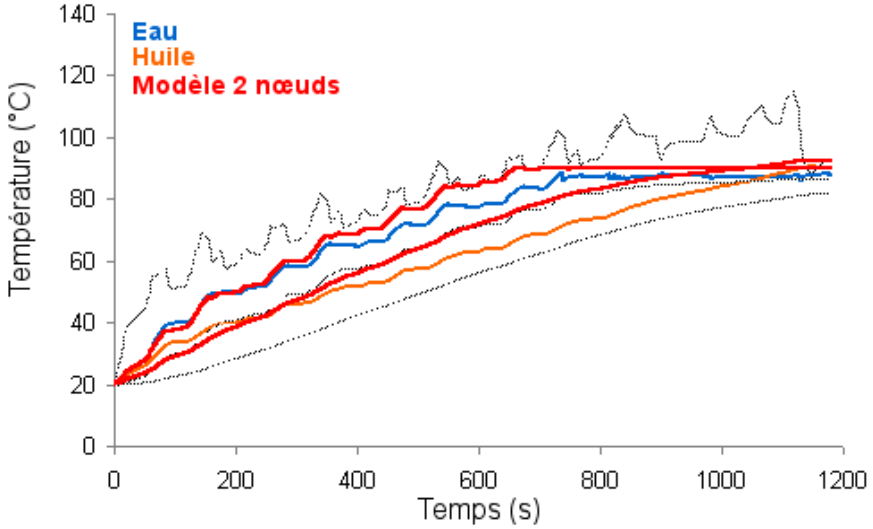


Figure 146 : Températures lors du Parcours d'un cycle NEDC du véhicule conventionnel après un départ à 20°C. Comparaison des températures d'eau et huile avec le modèle 2 nœuds

On observe encore une fois une surestimation de la température des deux nœuds par rapport à l'eau et à l'huile du modèle "détaillé". Le comportement thermique est tout de même conservé, avec des écarts de température entre les 2 nœuds correspondant à ceux que l'on retrouve entre l'eau et l'huile. Le temps nécessaire à la montée en température du moteur est légèrement plus court, mais reste dans les mêmes ordres de grandeur que ceux observés jusque là. Encore une fois, la température du nœud des parties froides qui correspond à l'huile de lubrification met plus de temps à élever sa température lors des 200 premières secondes, ce qui doit se ressentir sur les résultats de couple de frottement. Ceux-ci sont présentés en Figure 147.

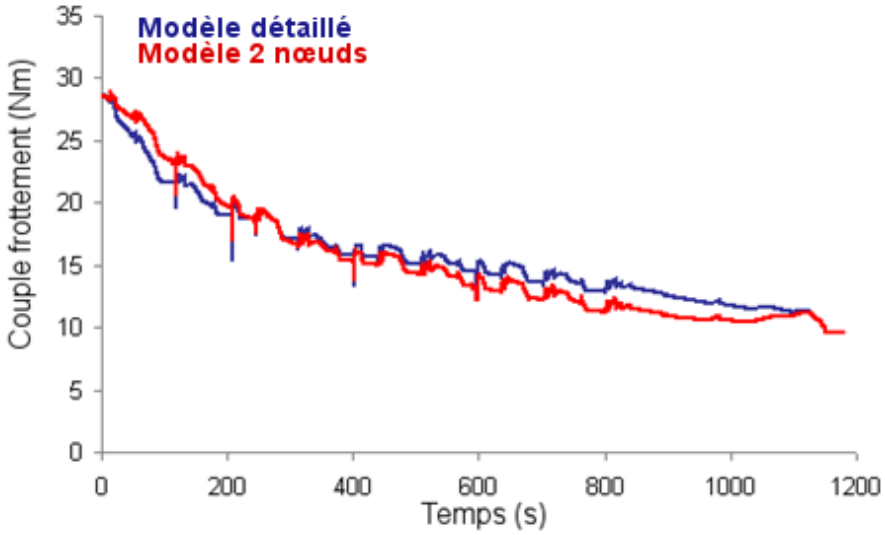


Figure 147 : Couple de frottement lors du parcours d'un cycle NEDC du véhicule conventionnel après un départ à 20°C. Comparaison des 2 modèles

Les résultats de couple de frottement confirment les dernières observations sur les températures. Le modèle 2 nœuds subit un peu plus les pertes par frottements lors des premières secondes du cycle, mais du fait d'une température qui augmente ensuite plus vite, les frottements deviennent

rapidement plus faibles que sur le modèle détaillé original. Au total, sur le cycle complet, les pertes par frottements sont légèrement plus faibles pour le modèle 2 nœuds. Il semblerait cependant que cette différence se fasse peu ressentir sur les résultats de consommation, observables en Figure 148.

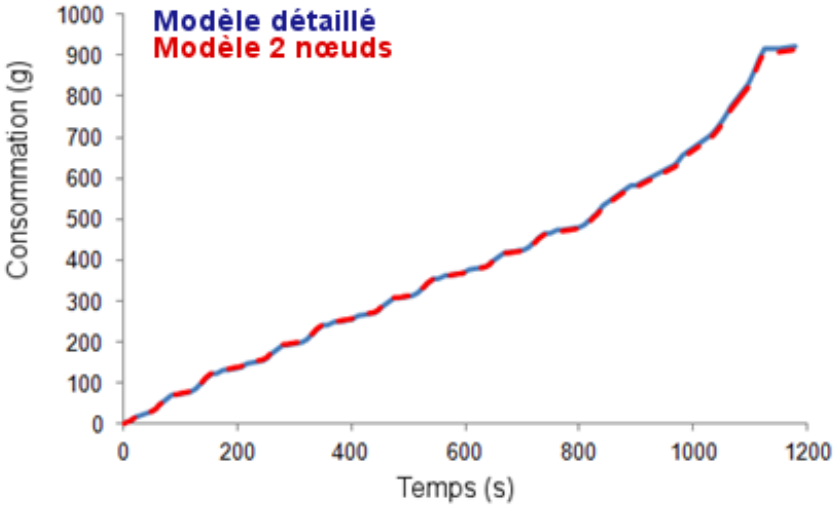


Figure 148 : Consommation du MCI lors du Parcours d'un cycle NEDC du véhicule conventionnel après un départ à 20°C. Comparaison des 2 modèles

La consommation obtenue pour les deux modèles est quasiment égale. En effet, elle est très légèrement inférieure dans un cas, avec 913 g contre 920 g, soit moins de 1% d'écart. Le modèle réduit à 2 nœuds a donc montré qu'il permet de simuler le comportement thermique d'un moteur à combustion interne dans le cas d'une utilisation dans un véhicule conventionnel. On peut se demander si c'est toujours le cas pour un véhicule hybride, pour lequel on avait observé en Partie 3.1.2 un comportement lors de la phase de chauffe très différent, notamment à cause des phases d'arrêt et des couples de fonctionnement plus importants.

3.1.3.3 Comportement thermique pour un véhicule Hybride

De la même manière que précédemment, le parcours d'un cycle NEDC après un départ à 20°C est simulé pour le véhicule hybride parallèle. Les résultats de température sont présentés en Figure 149.

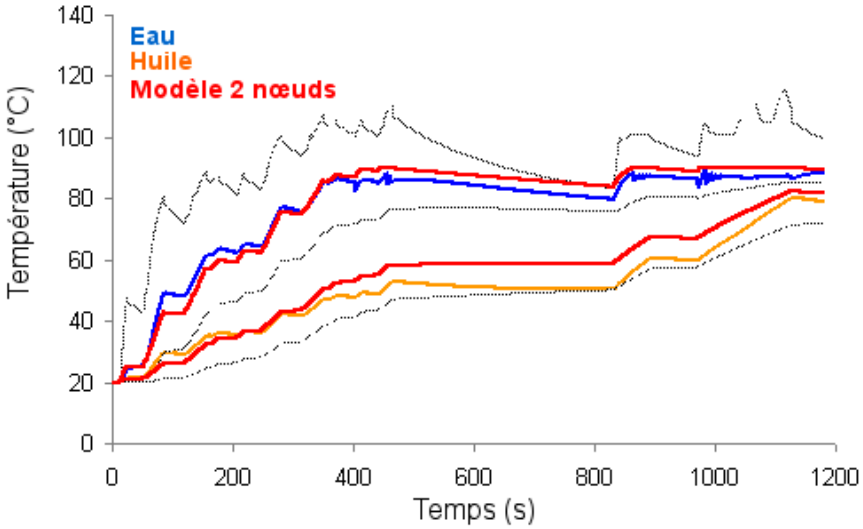


Figure 149 : Températures lors du parcours d'un cycle NEDC du véhicule hybride parallèle après un départ à 20°C. Comparaison des 2 modèles

On retrouve une légère surestimation des températures pour le nouveau modèle 2 nœuds. Cependant, celle-ci est cette fois légèrement plus faible pour ce qui est de l'eau de refroidissement, et du nœud des parties hautes du bloc moteur qui lui correspond. En ce qui concerne l'huile et le nœud des parties basses plus froides du bloc moteur, une surestimation commence après 250 secondes de fonctionnement, lors de la phase de recharge de la batterie. Mais l'écart entre les deux températures (en rouge et jaune sur la figure) s'amplifie lors de la phase d'arrêt, et donc de refroidissement du moteur à combustion interne. Ce phénomène est expliqué par le léger refroidissement de l'huile de lubrification en contact avec le carter d'huile (bas du bloc moteur du modèle détaillé), alors plus froid. De la même manière, ces différences ont un impact sur les pertes par frottements (Figure 150).

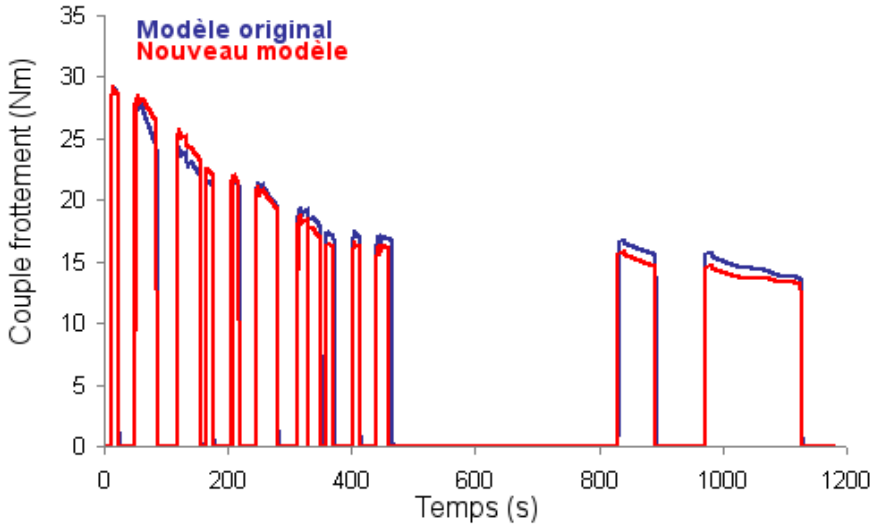


Figure 150 : Couple de frottement lors du parcours d'un cycle NEDC du véhicule hybride après un départ à 20°C. Comparaison des 2 modèles

De la même manière que pour le véhicule conventionnel, on retrouve des pertes par frottements plus importantes lors des premières secondes, puis inférieures après environ 250 secondes, ce qui devrait donner une consommation légèrement moins importante pour le véhicule simulé avec le modèle 2 nœuds. Ceci est vérifié sur les Figure 151 et Figure 152 présentant la consommation du moteur thermique et l'état de charge de la batterie.

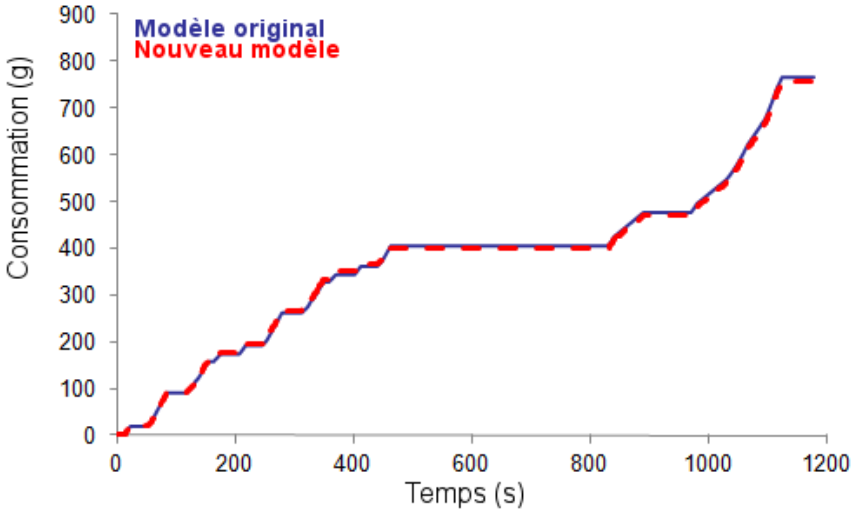


Figure 151 : Consommation du MCI lors du parcours d'un cycle NEDC du véhicule hybride après un départ à 20°C. Comparaison des 2 modèles

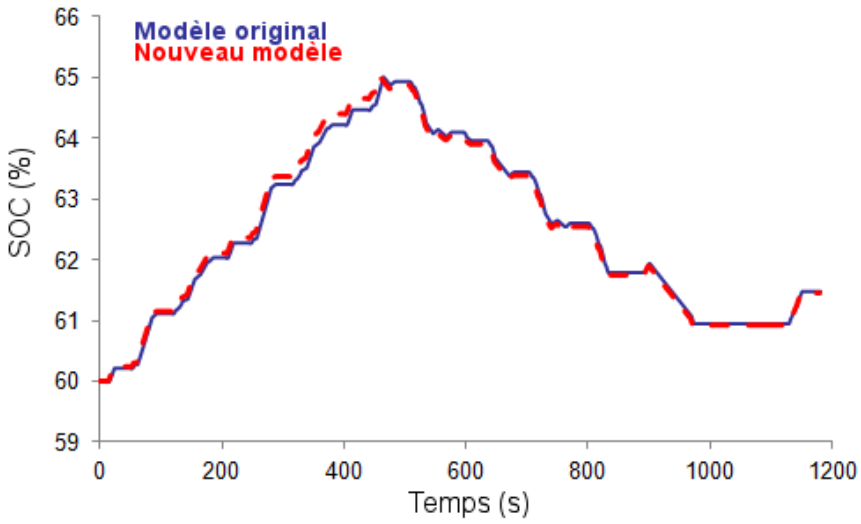


Figure 152 : Etat de charge de la batterie lors du parcours d'un cycle NEDC du véhicule hybride après un départ à 20°C. Comparaison des 2 modèles

La consommation du MCI est encore une fois légèrement inférieure en fin de cycle NEDC (758 g contre 765 g). En ce qui concerne l'état de charge de la batterie, il est lui aussi quasi identique pour les deux modèles en fin de cycle (61,4%). On observe tout de même que dans le cas du modèle 2 nœuds, la batterie se recharge légèrement plus rapidement lors de la première partie du cycle (500 premières secondes), probablement du fait de frottements plus faibles pour ce modèle. Cet avantage est cependant annulé lors des derniers instants de la recharge, à cause de la limitation maximale de l'état de charge à 65%, empêchant une bonne récupération d'énergie au freinage en fin de charge pour le véhicule hybride simulé avec le modèle 2 nœuds. Les deux courbes sont confondues lors de la phase de décharge (fonctionnement électrique pur), montrant que cette petite différence de fonctionnement en début de cycle n'a pas d'impact significatif sur les températures des éléments électriques.

Finalement, il apparaît donc que le modèle réduit à deux nœuds est tout à fait capable de simuler lui aussi le comportement thermique global du moteur à combustion interne. Il est moins efficace pour obtenir un détail des températures du moteur, mais ne perturbe pas les résultats de consommation. Il pourra donc être utilisé ultérieurement, suivant les cas d'étude qui se présentent.

3.1.4 Etude des performances du moteur à combustion interne lors d'un départ à froid

3.1.4.1 Etude à forte charge

L'utilisation d'un même moteur dans deux types de propulsion différents (conventionnel/hybride) montre que le système de propulsion hybride est moins affecté par les effets négatifs de la faible température d'huile sur la consommation. Lier se phénomène avec l'utilisation particulière qui est faite du moteur thermique dans ce type de propulsion paraît logique. En effet, le moteur thermique est utilisé en général à son point de meilleur rendement, qui se situe dans les fortes charges (cf. Figure 153)

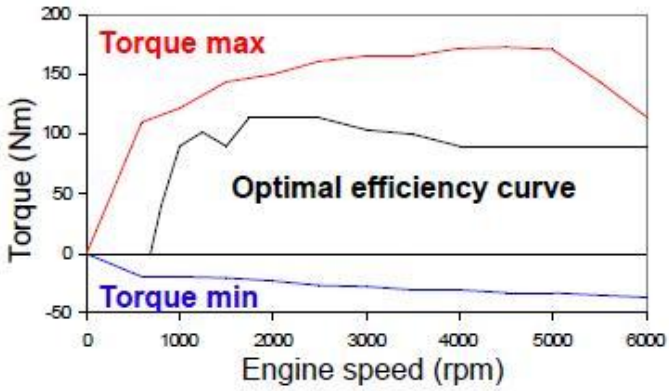


Figure 153 : Exemple de cartographie de couple d'un moteur 2L essence

Plusieurs simulations d'un moteur à allumage commandé (essence) ont été faites à différentes vitesses et couples après un départ à froid (20°C). La consommation totale du moteur dans chaque cas est alors comparée à celle obtenue pour le même travail (vitesse et couple) effectué avec le moteur chauffé au préalable. Le pourcentage de surconsommation ainsi calculé permet une estimation de la dégradation du rendement résultant de la faible température du moteur. Ces résultats sont présentés en Figure 154.

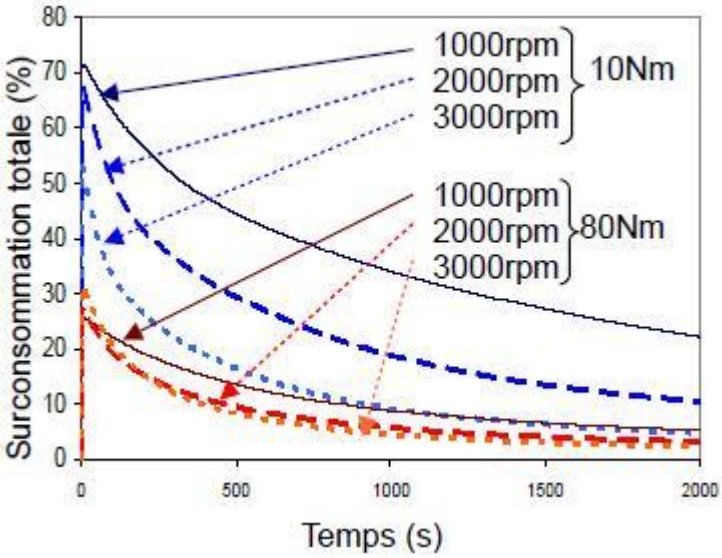


Figure 154 : Surconsommation totale au cours du temps d'un moteur thermique après un départ à froid, pour différents points de fonctionnement (couple, vitesse)

Les résultats confirment que le fonctionnement à forte charge réduit significativement l'impact des frottements (très importants à faible température d'huile). Ces résultats peuvent être comparés à ceux présentés en Figure 143, où la surconsommation totale du véhicule hybride est faible relativement au véhicule conventionnel.

Ces résultats trouvent une explication logique:
_ Les pertes supplémentaires sont directement liées à l'augmentation du couple de frottement qui réduit le rendement mécanique du moteur. Pour une vitesse de rotation donnée, le rendement mécanique du moteur peut être écrit comme suit:

$$\eta_{\text{meca}} = \frac{\tau_{\text{moteur}}}{\tau_{\text{moteur}} + \tau_{\text{Frottement}}} \tag{185}$$

τ_{moteur} et $\tau_{\text{frottement}}$ sont respectivement les couples effectifs et de frottement du moteur.

_ On fait l'hypothèse que le couple de frottement est doublé dans le cas d'un moteur froid. Dans cet exemple, les valeurs suivantes de couples de frottement sont prises: $\tau_{frottement,chaud}$ = 0,5 . $\tau_{frottement,froid}$ = 10 Nm

Ces mesures de couples de frottement sont qualitativement conformes à des mesures expérimentales.
Deux charges différentes du moteur thermiques sont considérées:

- faible charge : τ_1 = 10 Nm
- forte charge : τ_2 = 80 Nm

La décroissance du rendement mécanique du fait de l'huile froide pour ces deux couples est rapportée dans le tableau suivant :

	η_{meca} (90°C)	η_{meca} (20°C)	réduction (%)
τ_1 = 10 Nm	0,50	0,33	-33,33
τ_2 = 80 Nm	0,89	0,80	-10,00

Tableau 16 : Evolution du rendement mécanique en fonction de la charge et de la température moyenne du moteur

Cet exemple illustre le fait que le rendement mécanique (et donc le rendement global du moteur) est moins affecté par l'augmentation des frottements visqueux à forte charge.

Ainsi, il semble que l'utilisation du moteur thermique à forte charge dans un véhicule hybride permet non seulement d'utiliser le moteur à un point de fonctionnement optimal vis à vis de la consommation, mais de plus permet aussi de limiter partiellement les effets néfastes des faibles températures d'huile sur le rendement mécanique.

Nous avons donc vu que ce mode d'utilisation du moteur à combustion a un impact positif sur la période de chauffe du moteur, grâce à un fonctionnement à fort couple produit. Il est surement possible d'améliorer encore cette phase en recherchant le meilleur fonctionnement possible du moteur lorsque celui-ci subit un départ à froid. Le prochaine partie vise cet objectif.

3.1.4.2 Optimisation de la phase de chauffe du moteur

L'optimisation du fonctionnement du moteur thermique dans un véhicule hybride est un problème complexe. En effet, comme il a été présenté en Partie 1.4, il est difficile de définir une stratégie de fonctionnement qui soit optimale pour tous les types de véhicule, de conducteur, ainsi que de parcours du véhicule. Si on ajoute en plus la prise en compte de la période de chauffe du moteur, la complexité du problème est largement augmentée. De plus, bien que les possibilités de choix du fonctionnement du moteur à combustion interne soit plus importantes que dans un véhicule conventionnel, l'utilisation du moteur est rarement totalement découplée des conditions de route rencontrées par le véhicule, et rester à un point de fonctionnement optimal (couple vitesse) n'est pas toujours acceptable. Cette partie a cependant pour but de donner des pistes d'optimisation de l'utilisation de cet élément lors de la montée en température du moteur. Notamment, les effets du couple ayant déjà été en grande partie identifiés, l'étude des effets de la vitesse de rotation du moteur vont être développés.

3.1.4.2.a Réduction du temps de chauffe des deux fluides

Le modèle de moteur à combustion interne sert ici de "banc d'essai numérique" afin d'observer les effets de la vitesse de rotation sur les montées en températures des différents éléments le constituant. Afin de prendre en compte les effets déjà observés du couple sur le comportement

thermique du moteur, les études suivantes sont réalisées pour deux valeurs de couples représentant respectivement les faible et forte charges.

Afin d'évaluer un moyen de réduire les temps de montée en température des deux fluides, on définit trois temps caractéristiques de la montée en température du moteur. Les raisons du choix de deux d'entre eux ont déjà été présentées en partie 3.1.2.1. Il s'agit des temps mis par l'eau et l'huile pour atteindre respectivement les températures de 90°C et 40°C. Le dernier temps caractéristique est le temps nécessaire pour obtenir une chauffe quasiment complète de l'huile jusqu'à 80°C (les variations de viscosité devenant négligeable pour des températures supérieures).

Le modèle de moteur à combustion interne effectue des départs à froid à 20°C de température. Le moteur fonctionne à vitesse et couple constants pendant 3000 secondes simulées. L'opération est répétée pour 4 vitesses différentes (1000 tr/min à 2500 tr/min). Il n'est pas nécessaire d'étudier les vitesses moins importantes, car elles correspondent à des fonctionnements au ralenti du moteur qui ne sont pas utilisés dans une architecture hybride. Les résultats sont présentés dans le Tableau 17.

τ_{moteur} =10 Nm	1000 tr/min	1500 tr/min	2000 tr/min	2500 tr/min
t_1(s) pour Teau = 90°C	2064	805	391	233
t_2(s) pour Thuile = 40°C	314	169	110	80
t_3(s) pour Thuile = 80°C	1883	892	581	429

(a)

τ_{moteur} = 80 Nm	1000 tr/min	1500 tr/min	2000 tr/min	2500 tr/min
t_1(s) pour T_{eau} = 90°C	462	269	181	117
t_2(s) pour T_{huile} = 40°C	248	150	102	75
t_3(s) pour T_{huile} = 80°C	933	619	458	342

(b)

Tableau 17 : Temps caractéristiques de montée en température de l'eau et de l'huile pour différentes vitesses et couples de fonctionnement du moteur

Les résultats de simulation confirment ceux présentés en Partie 1.3.1.1 quand à la forte dépendance de l'eau en fonction du couple et de la vitesse de fonctionnement. Ainsi, il est intéressant d'augmenter l'un ou l'autre de ces paramètres afin de réduire de manière significative le temps de chauffe de ce liquide de refroidissement.

De même, les résultats sont en adéquation avec le comportement thermique de l'huile, fortement dépendant de la vitesse de fonctionnement du moteur à combustion interne, comme observé en Partie 1.3.1.1. Il est en effet possible de réduire de moitié la montée en température de ce fluide si l'on fonctionne aux environs de 2000 tr/min plutôt qu'à une vitesse de 1000 tr/min. Le réchauffement de l'huile peut alors devenir relativement plus court, réduisant la période pendant laquelle le moteur fonctionne à rendement plus faible du fait de l'état thermique plus froid du moteur.

Le fonctionnement hybride faisant déjà travailler le moteur à combustion interne à son couple de meilleur rendement pour une vitesse donnée, il ressort donc de cette étude que la meilleure solution pour réduire le temps de la période de chauffe moteur est plutôt d'augmenter la vitesse de fonctionnement du MCI. Cependant, augmenter la vitesse du moteur multiplie aussi les frottements et donc représente une source supplémentaire de pertes. D'une part, la période néfaste de fonctionnement à température non optimale est réduite, de l'autre, les pertes

instantanées sont plus importantes. Il est donc nécessaire de trouver un compromis entre les deux phénomènes afin d'obtenir la meilleure consommation finale.

3.1.4.2.b Définition d'un point de fonctionnement optimal pour la période de chauffe

Suite à l'étude précédente, il est possible de déterminer le fonctionnement optimal du moteur thermique lors de sa période de chauffe, en étudiant l'évolution de son rendement moyen (la moyenne des rendements instantanés depuis le démarrage après le départ à froid pour différentes conditions stabilisées). Pour cela, les différents cas utilisés pour le Tableau 17 sont repris, et les rendements moyens sont calculés afin d'obtenir les résultats du Tableau 18.

10 Nm	1000 tr/min	1500 tr/min	2000 tr/min	2500 tr/min
η_{moyen} pour T_{eau} = 90°C	7,60 %	7,37 %	6,97 %	6,58 %
η_{moyen} pour T_{huile} = 40°C	6,11 %	6,28 %	6,20 %	5,98 %
η_{moyen} pour T_{huile} = 80°C	7,53 %	7,47 %	7,29 %	7,01 %

(a)

80 Nm	1000 tr/min	1500 tr/min	2000 tr/min	2500 tr/min
η_{moyen} pour T_{eau} = 90°C	23,8 %	24,4 %	24,2 %	23,0 %
η_{moyen} pour T_{huile} = 40°C	23,2 %	23,7 %	23,5 %	22,4 %
η_{moyen} pour T_{huile} = 80°C	24,6 %	25,5 %	25,5 %	24,6 %

(b)

Tableau 18 : Rendement moyen sur la période de chauffe du MCI jusqu'à obtention de températures caractéristiques

Au vu des résultats, on peut faire les remarques suivantes :

_ Le fonctionnement à vitesse plus importante est totalement inefficace pour un faible couple. On observe en effet que les rendements moyens afin d'atteindre les températures caractéristiques recherchées ne cessent de décroître avec la vitesse, pour un couple demandé de 10 Nm. Par exemple, le passage d'une vitesse de 1500 tr/min à 2000 tr/min induit une réduction du rendement moyen de 5,7 % (7,37 % → 6,97 %) pour obtenir une température d'eau de 90°C. L'unique exception est l'augmentation du rendement moyen pour atteindre une température d'huile de 40% lorsque l'on passe de 1000 tr/min à 1500 tr/min.

_ Au contraire, la dégradation du rendement moyen est bien plus faible pour un couple important, avec une réduction du rendement moyen de seulement 0,8 % (24,4 % → 24,2 %), pour obtenir la même température d'eau

_ On observe surtout qu'il existe pour un fort couple et pour tous les objectifs de températures, une vitesse permettant un rendement optimal situé entre 1500 et 2000 tr/min. Pour ce moteur modélisé, la vitesse permettant le meilleur rendement à température ambiante et un couple de 80 Nm est pourtant de 1450 tr/min.

Il semblerait donc qu'il soit possible d'améliorer les performances du moteur en termes de consommation en fonctionnant avec une vitesse de rotation supérieure lors du fonctionnement à couple important du mode hybride (recharge de la batterie en plus de la propulsion du véhicule). La période de chauffe est réduite, avec uniquement une faible diminution du rendement du moteur. Au cours du temps, la petite surconsommation instantanée induite par le surplus de

pertes par frottements devient inférieure à celle résultante d'une période de chauffe plus courte. Ces résultats sont illustrés sur la Figure 155. Il apparaît alors une fonction linéaire permettant d'obtenir les meilleurs rendements moyens pour obtenir les trois températures caractéristiques en fonction de la vitesse. La meilleure plage de vitesse se situe pour ce moteur entre 1700 et 1800 tr/min.

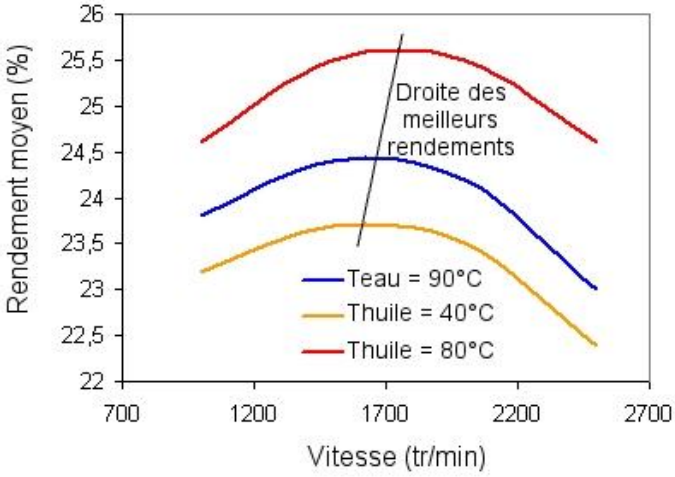


Figure 155 : Evolution du rendement moyen du MCI lors de la période de chauffe, définition de la droite des meilleurs rendements

Il résulte donc de cette étude une possibilité d'optimisation du fonctionnement du véhicule hybride lors de la période de chauffe du moteur. Cependant, il faut pour cela avoir une grande liberté du choix de la vitesse de fonctionnement du moteur thermique. Dans cette étude, le véhicule hybride parallèle contient une liaison directe entre les roues et le moteur thermique, avec un rapport de réduction directement commandé par le conducteur par le biais de la boite de vitesse. Il est donc jusqu'à présent impossible de modifierc ce paramètre.

Après avoir étudié le comportement thermique du composant le plus important du véhicule hybride (car produisant l'énergie utilisée par le véhicule), il est maintenant nécessaire d'étudier les effets de l'évolution des températures de la partie électrique du véhicule sur ses performances globales.

3.2 Etude du comportement thermique des éléments électriques dans une architecture hybride

Le rendement de la propulsion électrique est bien plus élevé que celui de la propulsion thermique (supérieur à 80%, contre 40% au maximum). De fait, leur comportement thermique a été régulièrement négligé. On peut noter par exemple la prise en compte du comportement thermique du MCI dans les travaux de Lescot et al. [169] pour la simulation et l'optimisation d'un véhicule hybride mais sans prise en compte de la thermique du moteur électrique et batterie. Cette partie vise à étudier le comportement thermique des éléments électriques dans une architecture hybride et son impact en termes de rendement et de consommation. Le parcours de 3 cycles NEDC est effectué avec un départ à 20°C pour l'ensemble des éléments de la motorisation électrique. Les températures et rendements du moteur et de la batterie sont analysés afin d'évaluer l'impact d'un départ à froid sur la consommation finale du véhicule.

3.2.1 Moteur électrique

Comme vu en Partie 1.3.2.6 le moteur électrique subit d'importantes variations de températures suivant les conditions d'utilisation. Cependant, la variation de rendement induite par ces variations est très limitée (quelques %). Dans ce chapitre, nous allons étudier l'impact de ces variations thermiques sur la consommation d'un véhicule hybride parallèle. Trois simulations sont réalisées du parcours de 3 cycles NEDC. Dans tous les cas, la batterie et le moteur thermique sont utilisés à température de fonctionnement stabilisé de meilleur rendement (respectivement 50°C et 90°C). Le moteur électrique est utilisé avec trois états thermiques différents. Tout d'abord, avec deux températures extrêmes constantes (température ambiante : 20°C, température de plus faible rendement : 90°C). La troisième simulation comporte un moteur démarrant à température ambiante et se réchauffant au cour du temps. Les évolutions des températures du modèle de moteur électrique à deux nœuds sont présentées en Figure 156.

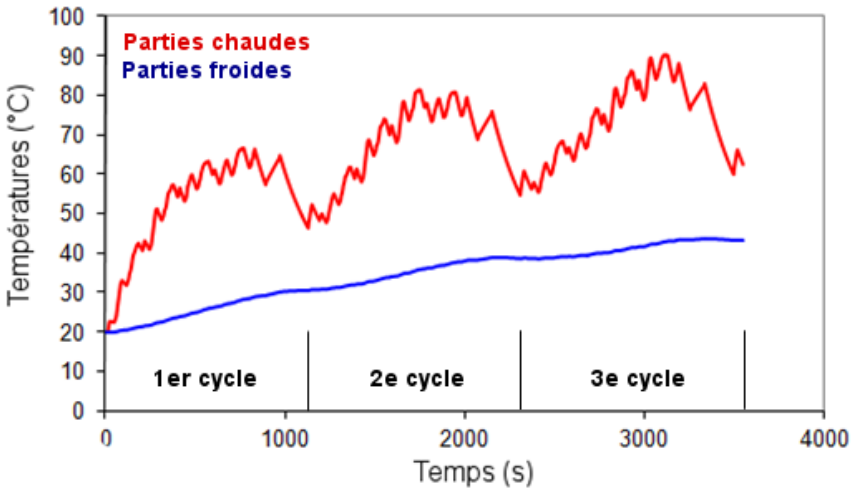


Figure 156 : Evolution des températures du moteur électrique après un départ à 20°C lors de 3 cycles NEDC consécutifs

Comme prévu, le moteur électrique atteint rapidement une température importante. Cette montée en température est cependant un peu ralentie en fin de chaque cycle NEDC lorsque ce moteur est arrêté, car il ne peut pas assurer la propulsion électrique du fait de vitesses de conduite trop élevées. Pendant la quasi totalité du temps de parcours, le moteur électrique garde une température inférieure à 90°C (permettant de définir la zone de rendement minimum). Cependant, il ne faut que quelques centaines de secondes pour monter au dessus de 60°C, et donc le moteur

électrique fonctionne rapidement avec des pertes plus importantes qu'à température ambiante. La représentation de ces pertes est réalisée en Figure 157. Les pertes issues du moteur électrique se réchauffant au cours du parcours des 3 cycles NEDC sont comparées au comportement de moteurs fonctionnant à température constante (à froid : 20°C, à chaud : 90°C).

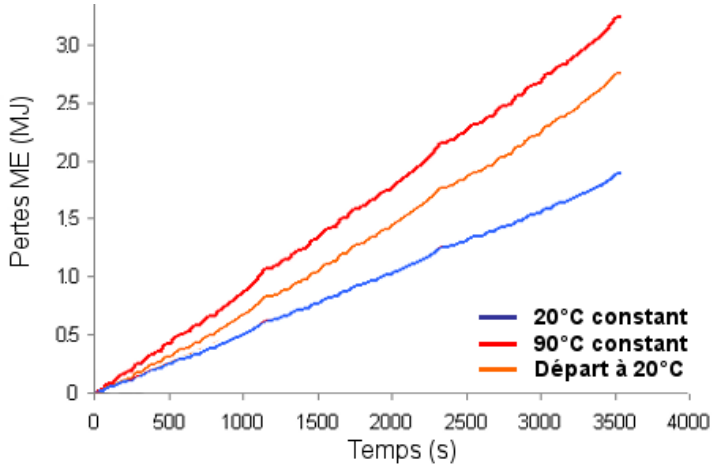


Figure 157 : Effet de la température sur les pertes totales du moteur électrique lors de 3 cycles NEDC consécutifs

L'évolution des pertes thermiques du moteur électrique est quasi linéaire quelles que soient les conditions de température. On constate cependant un effet non négligeable de la température sur l'énergie totale libérée. Notamment, le fait de fonctionner avec un moteur qui soit parfaitement à température ambiante permet de réduire les pertes presque de moitié. Il ne faut cependant pas oublier que, quelles que soient les conditions de fonctionnement, les pertes thermiques restent mineures vis-à-vis de l'énergie mécanique libérée par le moteur électrique. Le moteur subissant un réchauffement après un départ à froid donne des performances intermédiaires par rapport aux deux températures extrêmes. A la fin du premier cycle (après 1180 secondes), le niveau atteint par les pertes de ce moteur est égale à la moitié de l'écart de celles obtenues pour les moteurs froid et chaud. Le temps nécessaire pour faire monter la température du moteur électrique sur le premier cycle permet donc de réduire significativement les pertes. Cependant, on observe que la somme des pertes du moteur électriques sur la moyenne des trois cycles est assez proche des pertes du moteur chaud. Ces observations sont confirmées par le tracé des rendements instantanés des trois moteurs (représentés en Figure 158).

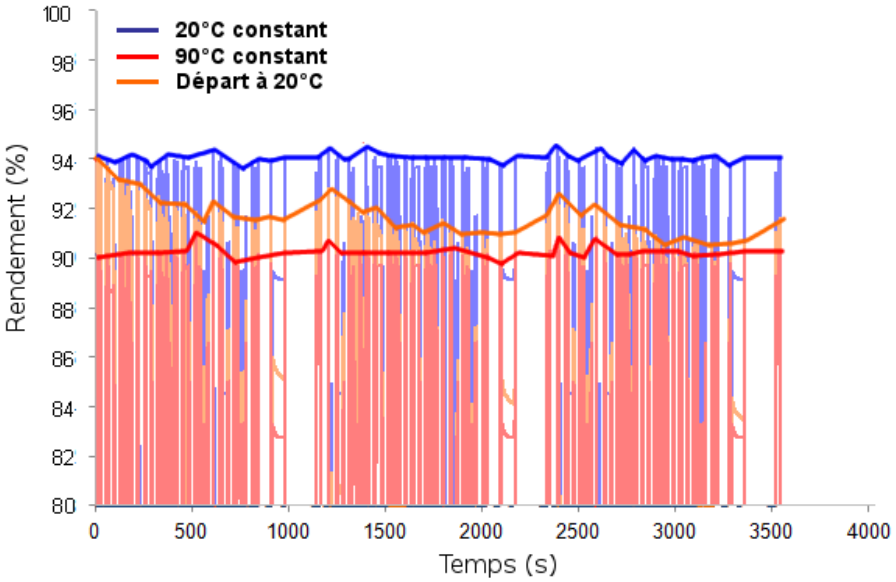


Figure 158 : Effet de la température sur le rendement du moteur électrique lors de 3 cycles NEDC consécutifs

Le rendement instantané du moteur décroit rapidement du fait de l'augmentation rapide de sa température (cf. Figure 156). L'évolution du rendement suit parfaitement celle des températures, avec une décroissance régulière et de légères remontées après les arrêts (et refroidissement) du moteur en fin de chaque cycle. Finalement, il n'y a qu'à la fin des 3 cycles (et donc après environ plus d'une heure de route) que le moteur atteint sont plus mauvais rendement.

Les variations thermiques du moteur électrique ont un impact significatif. L'impact du départ à froid de cet élément précis sur la consommation finale du moteur thermique ainsi que sur l'état de charge de la batterie sont présentés en Figure 159 et Figure 160.

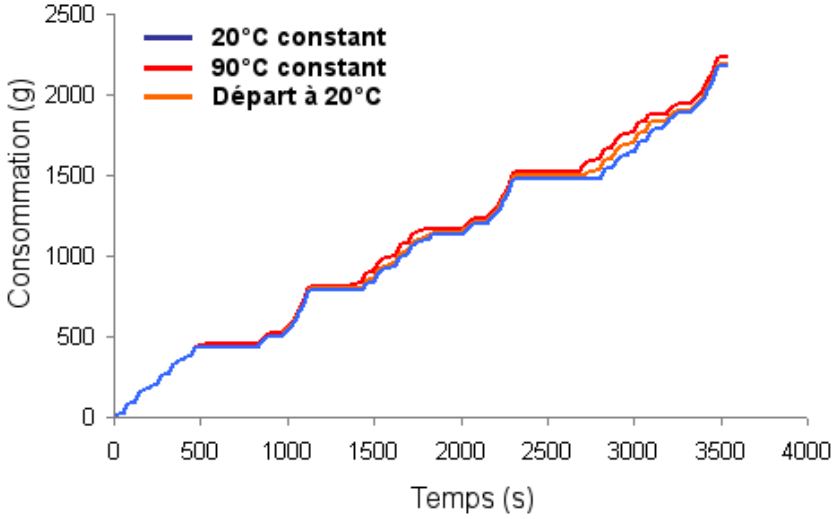


Figure 159 : Effet de la température sur la consommation du véhicule lors de 3 cycles NEDC consécutifs

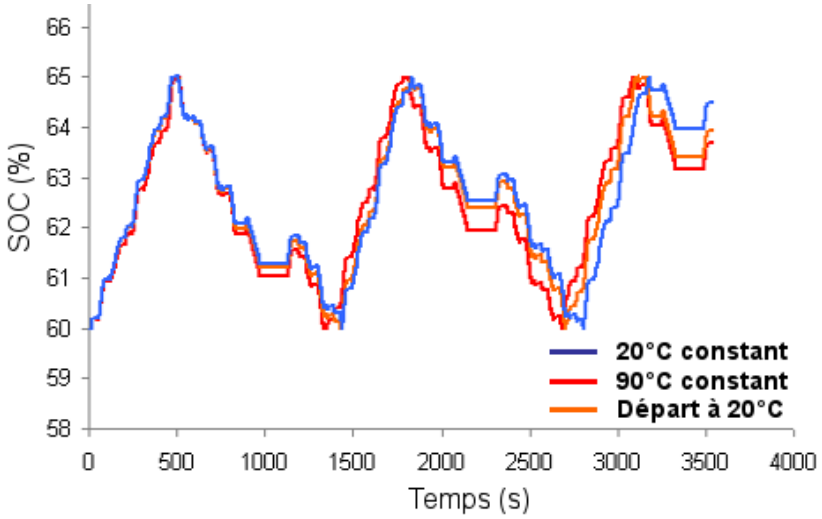


Figure 160 : Effet de la température sur l'état de charge de la batterie lors de 3 cycles NEDC consécutifs

Comme observé précédemment, l'impact de la thermique sur la consommation finale est assez limité (quelques dizaines de grammes de carburant). L'évolution de l'état de charge de la batterie est elle aussi assez peu modifiée. Les performances finales du véhicule hybride lors de ces trois simulations sont résumées dans le Tableau 19. Le calcul de consommation corrigée est réalisé de la même manière que dans la Partie 3.1.2.2.b. Elle correspond donc au maximum de consommation possible du véhicule hybride dans ces conditions.

1 cycle	90°C	Départ à froid	20°C
Consommation totale	811,7 g	795,6 g	792,7 g
SOC	61,5 %	61,7 %	61,8 %
Consommation corrigée	747,7 g	724,4 g	716,8 g
		-3,11 %	**-4,13 %**

2 cycles	90°C	Départ à froid	20°C
Consommation totale	1517,0 g	1496,0 g	1481,5 g
SOC	62,4 %	62,9 %	63,1 %
Consommation corrigée	1416,3 g	1375,7 g	1355,0 g
		-2,87 %	**-4,33 %**

3 cycles	90°C	Départ à froid	20°C
Consommation totale	2231,2 g	2186,9 g	2173,4 g
SOC	63,7 %	63,9 %	64,5 %
Consommation corrigée	2111,5 g	2060,0 g	2027,6 g
		-2,57 %	**-4,38 %**

Tableau 19 : Consommation (corrigée) du véhicule hybride pour trois états thermiques du moteur électrique

Les bienfaits d'une température plus basse (20°C) sur la consommation du véhicule hybride étaient déjà limités. Ils sont encore moins important si le moteur se réchauffe après son départ à froid. On constate tout de même une économie d'au moins 3,1 % à la fin du premier cycle, ce qui n'est pas négligeable.

Le comportement thermique du moteur électrique pour ce type de véhicule a donc un impact modéré. Rechercher à optimiser la montée en température de ce moteur, par exemple en essayant de limiter au maximum de le faire chauffer avec des puissances demandées importantes, n'est pas un axe de travail prioritaire en vue de réduire la consommation globale du véhicule.

3.2.2 Batterie

De la même manière que pour le moteur électrique, le comportement thermique de la batterie et son impact sur la consommation finale du véhicule est étudié. Encore une fois, plusieurs simulations sont réalisées pour différentes températures constantes de la batterie, afin d'étudier leur effet sur le fonctionnement du véhicule hybride. La résistance interne de la batterie et sa dépendance avec la température sont présentées en Figure 44, Figure 45 et Figure 107 des Parties 1.3.3.3.d et 2.2.2.1. Celle-ci varie peu lorsque les températures sont largement supérieures à 0°C (résistance quasiment identique à 25°C et 50°C) mais augmente de manière importante lorsque les températures diminuent (autour de 0°C). Des températures similaires sont donc reprises dans ces simulations. 3 simulations sont réalisées à températures de batterie constantes : 0°C, 50°C, températures extrêmes pour lesquelles la résistance interne de la batterie est définie, 20°C (température ambiante). Le comportement thermique des autres éléments de la

propulsion hybride (moteurs thermiques et électriques) reste inchangé d'une simulation à une autre. Les résultats de simulation sur la consommation totale du véhicule hybride sur un cycle NEDC sont présentés en Figure 161 et Figure 162.

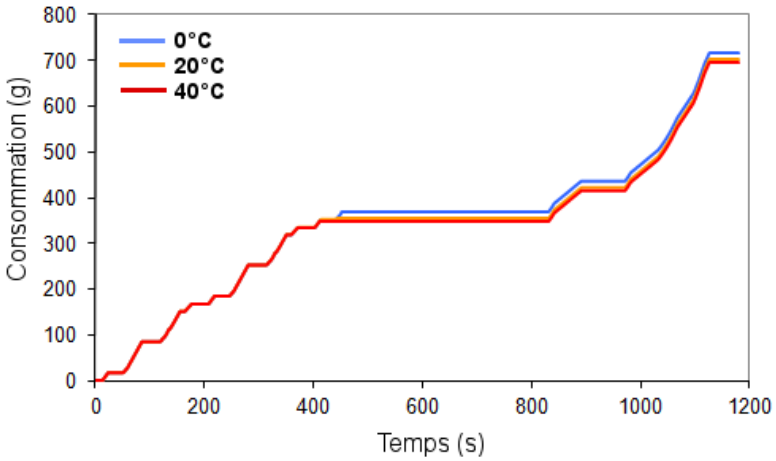


Figure 161 : Effet de la température de la batterie sur la consommation lors d'un cycle NEDC

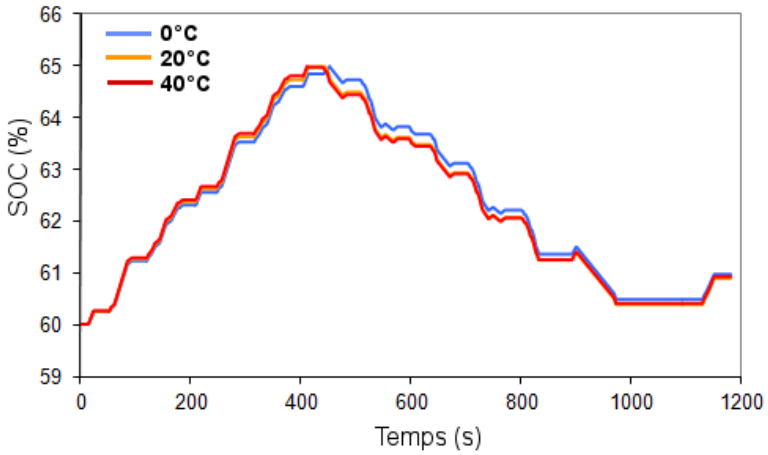


Figure 162 : Effet de la température de la batterie sur la consommation lors d'un cycle NEDC, Etat de charge lors du cycle

Les résultats de consommation et d'état de charge de la batterie montrent que la variation minime de la résistance interne entre 20°C et 50°C n'a qu'un impact négligeable sur la consommation énergétique. En effet, les courbes de consommation et de SOC sont quasiment confondues pour ces deux températures. Il n'y a que pour une température nulle que l'impact de l'état thermique de la batterie se fait ressentir, avec une consommation finale sur un cycle NEDC supérieure et un décalage observable sur les courbes de SOC. La surconsommation finale sur ce cycle particulier reste très légère, de l'ordre de 2% pour cette simulation.

Ces simulations ont été réalisées pour une plage précise de température. Il faut maintenant vérifier que la température de la batterie évolue bien sur cette plage de fonctionnement. Une simulation du parcours du cycle NEDC est donc réalisée, en utilisant cette fois le modèle de transfert thermique à un nœud pour la batterie. Le départ est réalisé à 20°C. La montée en température de la batterie est présentée en Figure 163.

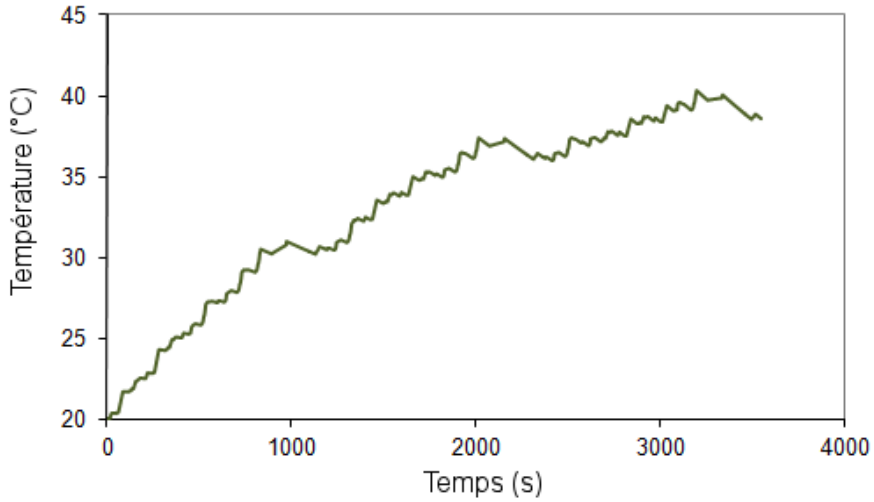


Figure 163 : Montée en température de la batterie sur 3 cycles NEDC consécutifs après un départ à 20°C

On observe que les températures de fonctionnement de la batterie restent dans la plage de fonctionnement étudiée jusqu'à présent. Ces résultats peuvent être comparés à ceux obtenus pour un véhicule électrique, présentés en Figure 50 de la Partie 1.3.3.3.d. On remarque le même ordre de grandeur pour la température atteinte par les deux batteries. Cependant on ne retrouve pas les grands pics de température se produisant pour le véhicule électrique en fin de chaque cycle NEDC. En effet, la stratégie de fonctionnement du véhicule hybride empêche la propulsion électrique de fonctionner avec de grandes puissances demandées, comme c'est le cas dans la partie extra-urbaine du cycle NEDC.

La température de la batterie atteint donc des températures largement inférieures à celles des moteurs thermique et électrique. Cette différence s'explique par le fait que les pertes thermiques de la batterie sont très faibles par rapports aux motorisations. On observe en Figure 164 que le total des pertes sur un cycle NEDC s'élèvent à quelques centaines de kJ quelles que soient les conditions de température. C'est bien plus faible que les dizaines de MJ atteintes par le moteur électrique par exemple. Le rendement de ce système de stockage est ainsi très important (98% environ) ce qui est cohérent avec le faible effet du comportement thermique de la batterie sur la consommation observée en Figure 161.

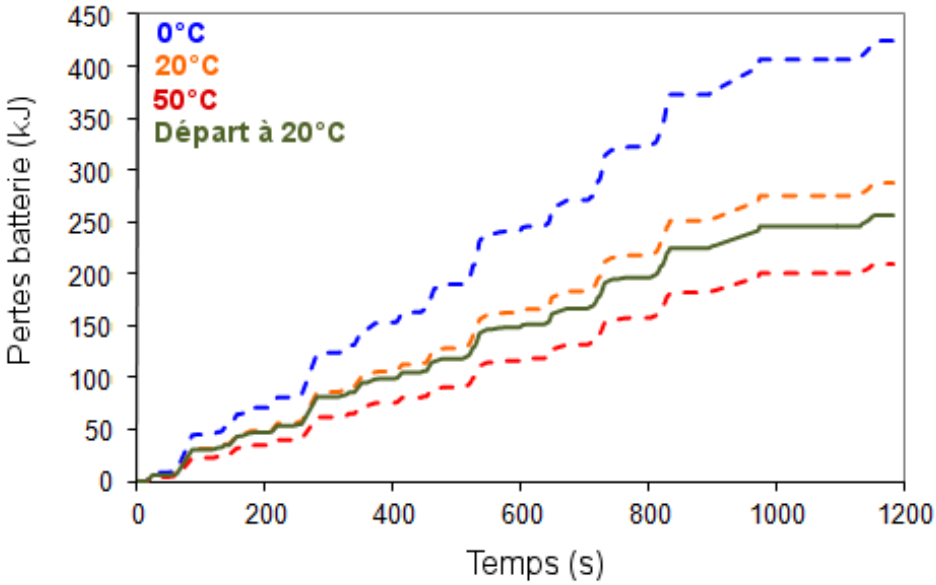


Figure 164 : Pertes thermiques de la batterie sur un cycle NEDC (températures constantes et départ à 20°C)

Les résultats de consommation avec prise en compte de l'état de charge sont présentés dans le Tableau 20.

1 cycle	0°C	20°C	50°C	Départ à froid
Consommation totale	767,9 g	759,4 g	754,8 g	758,4 g
SOC	61,3 %	61,4 %	61,5 %	61,4 %
Consommation corrigée	714,2 g	701,5 g	694,3 g	698,8 g
Ecart par rapport départ à froid	+2,20 %	+0,39 %	-0,64 %	

3 cycles	0°C	20°C	50°C	Départ à froid
Consommation totale	2186,6 g	2172,8 g	2150,3 g	2157,4 g
SOC	62,99 %	63,64 %	63,58 %	63,53 %
Consommation corrigée	2063,3 g	2022,8 g	2002,7 g	2011,6 g
Ecart par rapport départ à froid	+2,57 %	+0,56 %	-0,44 %	

Tableau 20 : Impact de l'état thermique de la batterie sur la consommation finale d'un véhicule hybride parallèle

Ces derniers résultats confirment le peu de sensibilité du véhicule hybride vis-à-vis de la température de batterie, avec des écarts de consommation (corrigée) inférieurs à 1% pour des températures moyennes à élevées. Dès que la température s'abaisse fortement (nulle voire négative), l'effet de la température de la batterie devient significatif, avec une surconsommation un peu supérieure à 2% du véhicule hybride sur le cycle NEDC.

3.3 Impact des transferts thermiques en fonction du taux d'hybridation

Le développement de modèles de véhicules hybrides aux taux d'hybridation moins importants permet d'étendre l'étude thermique précédente, et d'identifier de nouvelles particularités des comportements thermiques de ces architectures. La première partie du chapitre présente les modifications apportées au modèle afin de réaliser la simulation de véhicules micro-hybride et mild-hybride. Les deux parties suivantes seront consacrées à la simulation après un départ à froid de ces deux véhicules.

3.3.1 Description des modifications

AMESim propose plusieurs modèles de véhicule complet :
_ véhicule thermique classique
_ véhicule hybride série
_ véhicule hybride parallèle

Chacun de ces modèles utilisent un modèle de calculateur qui lui est propre et qui contient l'ensemble de la stratégie de contrôle des différents moteurs (thermique et électrique). Cependant, en réalité, il n'existe pas une seule stratégie de contrôle pour une structure hybride donnée : les constructeurs choisissent différentes solutions qui leur permettent d'obtenir les meilleurs résultats en termes d'économie de carburant et de réduction des émissions polluantes.

AMESim comporte l'outil AmeSet, permettant de modifier ou créer de nouveaux modèles qui peuvent ensuite être réutilisés dans différentes simulations. Cet outil a été utilisé pour analyser la stratégie de contrôle du modèle de véhicule hybride parallèle disponible sous AMESim. Le modèle de contrôle proposé est celui d'un véhicule full-hybrid, c'est-à-dire d'un véhicule hybride pouvant fonctionner en mode électrique pur sur de courtes distantes et des vitesses de type urbaines (inférieures à 50 km/h) et capable de récupérer de l'énergie cinétique du véhicule au freinage ainsi qu'une partie de l'énergie du moteur thermique, afin que ce dernier puisse fonctionner à un point de consommation optimale. Dans le but de prendre en main le modèle de contrôle du véhicule, deux essais de modifications de stratégies correspondant à des véhicules µ-hybrid (véhicules équipés d'un système Stop&Start) et mild-hybrid (véhicules hybrides dont la propulsion électrique ne peut fonctionner qu'en aide au moteur thermique et jamais seule pour assurer la propulsion du véhicule) ont été réalisés.

La stratégie d'origine du véhicule full-hybrid parallèle disponible sous AMESim est la suivante :

Il existe deux modes principaux : le fonctionnement en mode électrique pur et le fonctionnement en mode hybride. Certaines conditions doivent être remplies afin de passer d'un mode à l'autre. La première est l'état de charge de la batterie, qui doit rester dans une plage limitée afin d'éviter les surcharges et les sous-charges. En fonction de ce dernier, le calculateur choisit entre un fonctionnement nécessitant la décharge de la batterie, par exemple le fonctionnement en mode électrique, et un fonctionnement permettant de la recharger (comme la récupération d'énergie au freinage ou la récupération d'une partie de l'énergie produite par le moteur thermique pour recharger les batteries). La seconde est la vitesse du véhicule. En effet, la propulsion électrique seule ne permet d'atteindre des vitesses importantes (caractéristiques d'un fonctionnement extra-urbain) et il est alors toujours nécessaire d'utiliser le moteur thermique.

Cette stratégie est présentée en Figure 165.

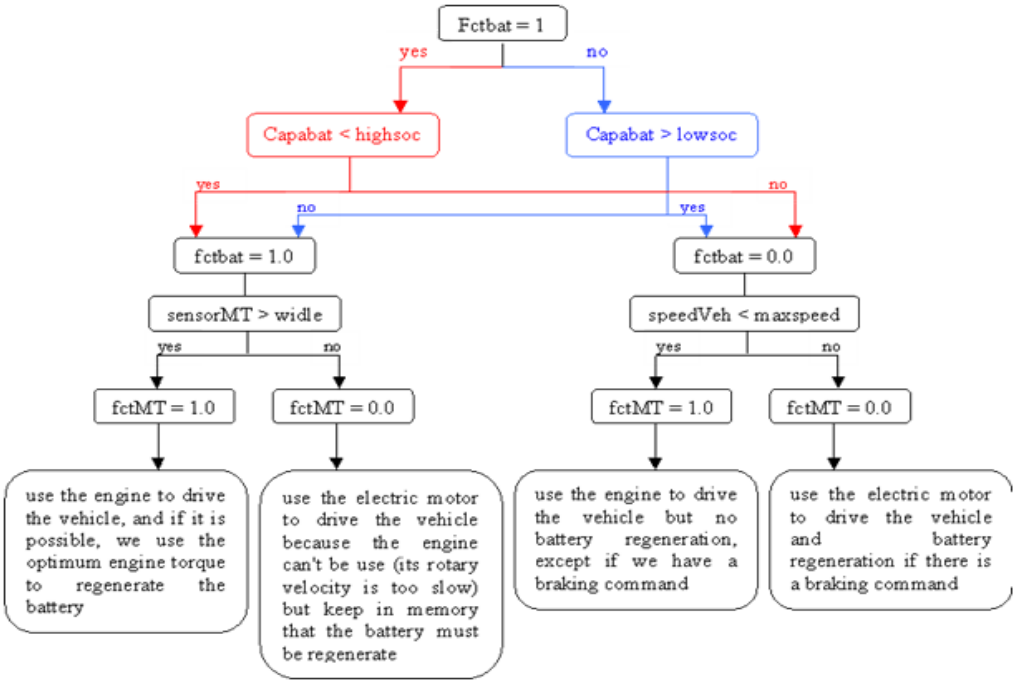


Figure 165 : Stratégie de contrôle du véhicule hybride parallèle (source AMESim)

Deux stratégies de contrôles différentes de véhicules µ-hybrid et mild-hybrid ont été réalisées. Elles doivent respecter les contraintes suivantes :

µ-hybrid :

_ Aucune propulsion permise de la part d'un moteur électrique,
_ Mise à l'arrêt du moteur thermique lorsque celui-ci a une vitesse nulle.

On peut comparer un véhicule µ-hybrid équipé d'un Stop&Start à un véhicule thermique classique, pour lequel on couperait le moteur à chaque fois que l'on est à l'arrêt au lieu de le faire tourner au ralenti.

Le véhicule Mild-Hybrid est lui plus proche du full-hybrid, avec cependant des différences importantes telles que l'absence de propulsion en pur électrique et l'apport de puissance par le moteur électrique lors du fonctionnement en hybride. En effet, dans le cas de la propulsion full-hybrid, le mode hybride permet uniquement de récupérer une partie de l'énergie du moteur thermique pour recharger les batteries.

Mild-hybrid :

_ La propulsion électrique ne fonctionne jamais seule,
_ Aide au véhicule thermique (une partie de la puissance de propulsion fournie par le moteur électrique en complément du moteur thermique) afin que celui-ci fonctionne sur un point de rendement optimal,
_ Rechargement des batteries par le moteur thermique lorsque leur état de charge est trop faible (en dessous d'un état de charge limite fixé par l'utilisateur) ou par récupération d'énergie au freinage.

Dans le cas du véhicule Mild-hybrid, il a fallu à la fois modifier la stratégie de contrôle des moteurs et la commande de la boite de vitesse. Cela a permis de réaliser un véhicule Mild-hybrid permettant de faire du ''Downspeeding'', c'est-à-dire que l'on force le moteur thermique à fonctionner à une vitesse moins importante afin de baisser sa consommation, et le défaut de

puissance pour évoluer sur le parcours choisi est fourni par le moteur électrique. Ce downspeeding a été réalisé en ajoutant une commande très simple à la boite de vitesse lorsque l'on veut se servir de l'aide du moteur électrique par rapport à la commande originale précisée dans le bloc de mission d'IFP-Drive. En effet, lorsque les conditions sont favorables (véhicule en marche et possibilité de décharger la batterie) la boite de vitesse est forcée de passer un ou deux rapports supplémentaires afin de réduire la vitesse du MCI nécessaire à l'atteinte de la vitesse souhaitée pour le véhicule (cf Figure 166).

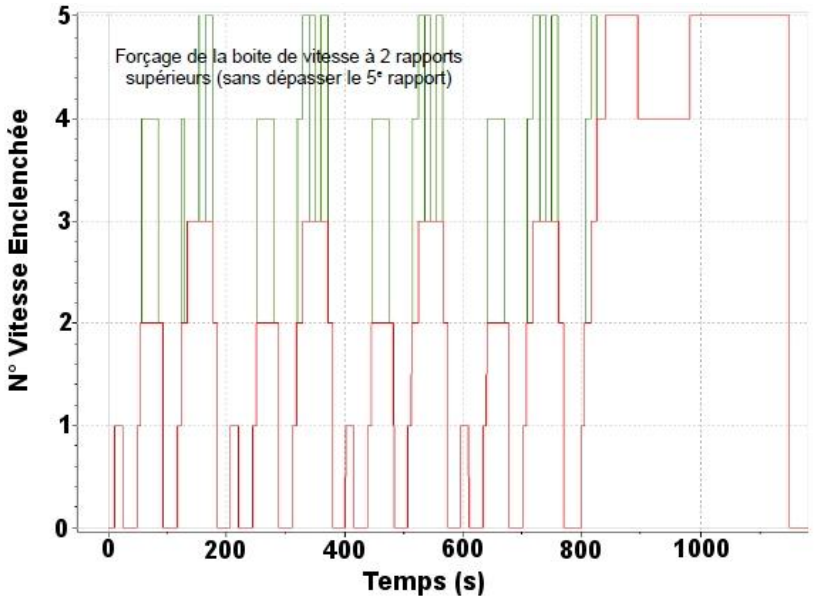


Figure 166 : Exploitation de la boite de vitesse (5 rapports) sur le cycle NEDC dans le cas du véhicule Mild-hybrid (en vert) et de la commande de boite d'origine (en rouge)

Il en résulte naturellement un abaissement de la vitesse de rotation du moteur thermique (Figure 167) :

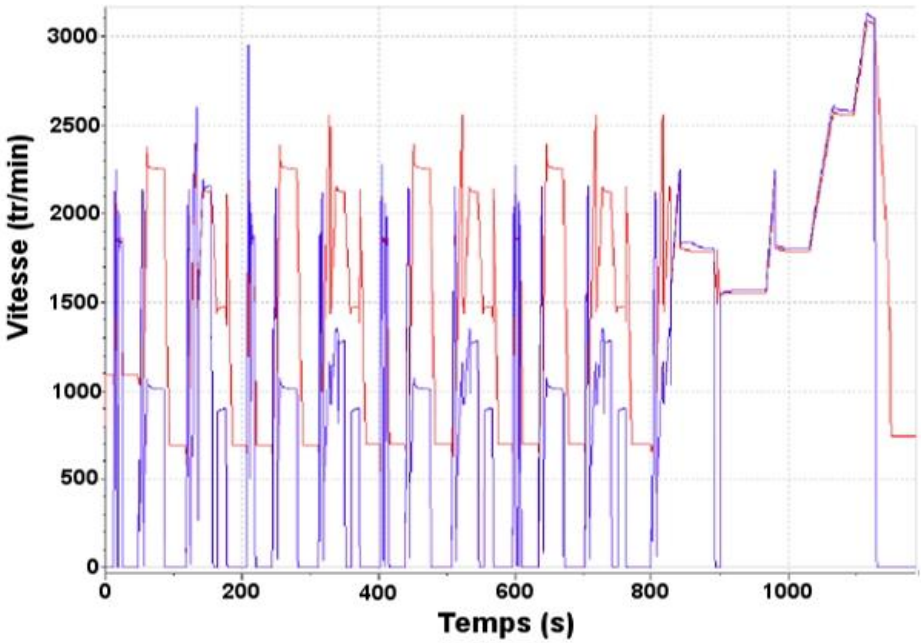


Figure 167 : Comparaison des vitesses de rotation du moteur lors du parcours d'un cycle NEDC pour un véhicule thermique classique (en rouge) et le véhicule Mild-hybrid modélisé (en bleu)

Cependant, la puissance demandée au système de propulsion ne change pas étant donné que le véhicule doit suivre un parcours précis. Le couple nécessaire pour obtenir cette puissance augmente alors fortement et ne peut plus être fourni par le moteur à combustion interne seul. C'est là que le moteur électrique intervient. On force le MCI à fonctionner au couple permettant le meilleur rendement, qui est très proche du couple maximal possible à la vitesse de rotation donnée. La puissance fournie par le moteur thermique est alors réduite, et le défaut de puissance est fourni par le moteur électrique. Cette stratégie permet de réduire la consommation car :
_ Le MCI fonctionne à un meilleur rendement,
_ La puissance à fournir et donc l'énergie nécessaire pour l'obtenir sont moins importantes,
_ Les pertes par frottements sont moins importantes du fait de la réduction de la vitesse.

Les rendements des véhicules conventionnels et mild-hybrides sont présentés en Figure 168.

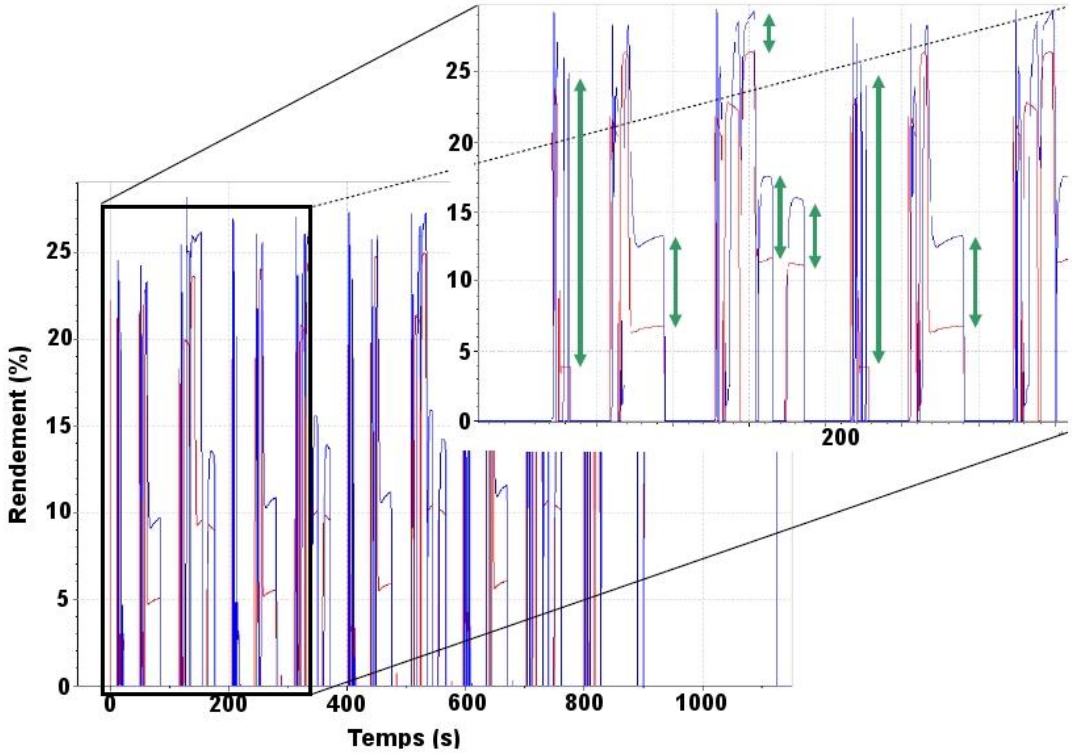


Figure 168 : Rendement du MCI d'un véhicule classique (rouge) comparé à un mild-hybrid (bleu) sur un cycle NEDC

Enfin, la stratégie full-hybrid est déjà disponible dans les modèles AMESim originaux. C'est celle qui exploite le plus la partie électrique du système de propulsion, et qui permet de fonctionner avec des rendements souvent largement supérieurs à un véhicule classique. Le concept full-hybrid fonctionne de la manière suivante. L'état de charge de la batterie est contenu entre deux valeurs seuils. Lorsque la charge de la batterie est inférieure à la valeur limite inférieure choisie, on force le rechargement des batteries. Pour cela, on se sert du moteur à combustion interne en le faisant fonctionner à un couple plus important, tout en gardant la vitesse de rotation nécessaire au parcours du cycle. Il fournit alors plus de puissance dont seulement une partie est utilisée pour entraîner le véhicule, le reste étant renvoyé au moteur/alternateur. Etant donné que l'on demande au véhicule de fournir une puissance plus importante lors de ce fonctionnement, sa consommation instantanée est plus importante. Mais, comme l'électricité produite est réutilisée ensuite pour le mode électrique pur (donc une consommation de carburant instantanée nulle) et que l'on fonctionne à un meilleur rendement en visant le couple de meilleur rendement, le rendement global du véhicule hybride est supérieur à celui du véhicule classique. Par contre, lorsque la charge de la batterie est supérieure à la valeur limite maximale, on se retrouve dans l'impossibilité de la recharger. Si la propulsion électrique suffit à assurer la propulsion du véhicule, alors c'est ce mode qui est activé. Si, au contraire, la puissance demandée ne peut pas être obtenue par la propulsion électrique, alors le moteur thermique fonctionne seul, et s'ensuit un

fonctionnement identique à celui d'un véhicule classique. Les rendements des deux véhicules (conventionnel et full-hybride) sont présentés en Figure 169.

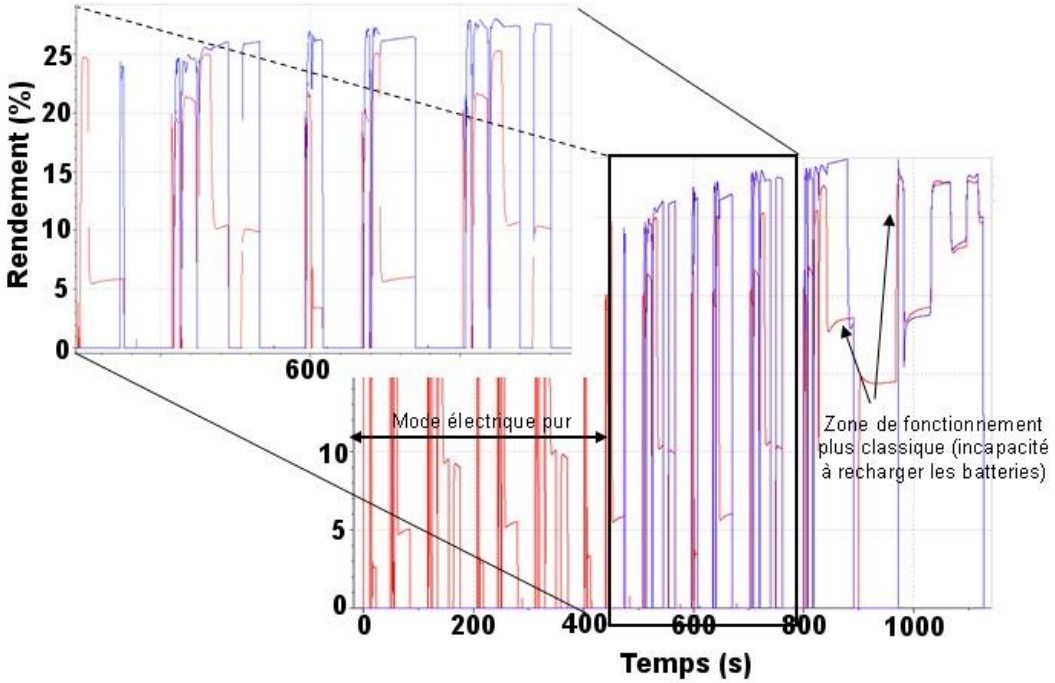


Figure 169 : Rendement du MCI d'un véhicule classique (rouge) comparé à un Full-hybrid (bleu) sur un cycle NEDC

3.3.2 Comparaison des points de fonctionnement du moteur

Comme expliqué dans l'analyse bibliographique, un moteur à combustion interne possède une courbe de couple optimal qui correspond au couple permettant d'obtenir le meilleur rendement du moteur en fonction de sa vitesse de rotation. La Figure 170 compare les points de fonctionnement d'un véhicule conventionnel sur un cycle NEDC avec cette courbe optimale.

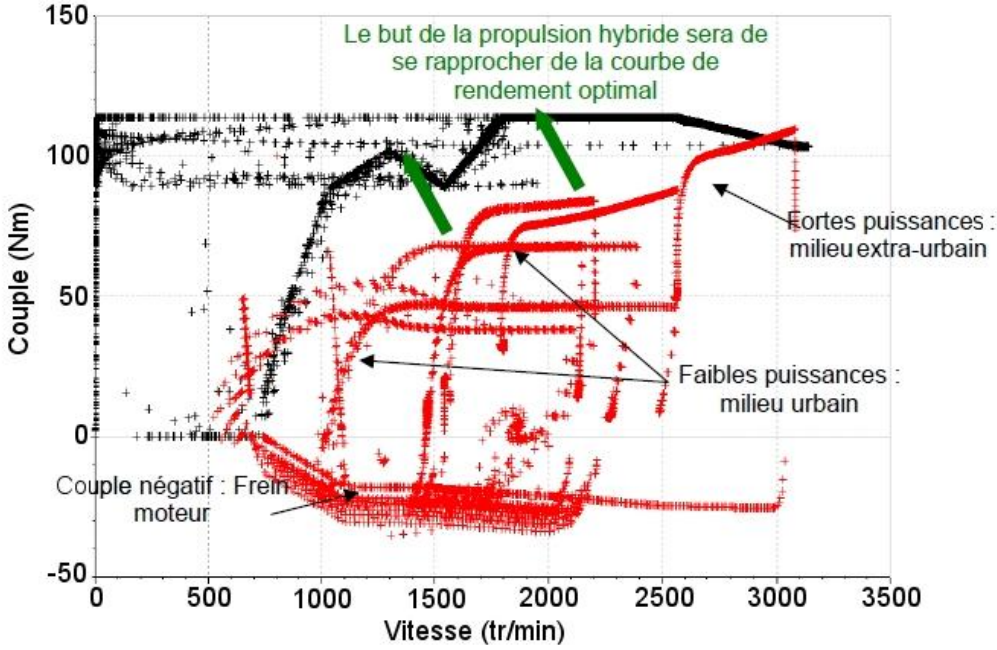


Figure 170 : Points de fonctionnement (couple/vitesse) d'un véhicule essence classique (rouge) comparé à sa courbe de meilleur rendement (noire)

On observe, sur la figure précédente, que le MCI utilisé dans un véhicule conventionnel a des points de fonctionnement très éloignés de la courbe optimale.

L'utilité d'une structure hybride est de pouvoir faire fonctionner le moteur à combustion interne au plus proche de sa courbe de meilleur rendement grâce au moteur électrique (fonctionnant en moteur ou en alternateur).

Dans le cas du GMP Mild-Hybrid modélisé, on fait marcher autant que possible le moteur à faible vitesse. Sans l'apport du moteur électrique, le couple à fournir par le MCI pour fournir la puissance demandée serait supérieur au couple maximal permis. On en profite alors pour le faire fonctionner au niveau de la courbe optimale, et on utilise le moteur électrique pour fournir le couple manquant. Ceci n'est effectué que lorsque l'on peut (quand le SOC est au dessus de sa valeur minimale limite) ou doit (quand le SOC est au dessus de sa valeur maximale autorisée) décharger la batterie. Au contraire, lorsque l'on doit recharger la batterie, on fait fonctionner le moteur thermique à une charge plus importante proche de la courbe optimale et le surplus de puissance est renvoyé à la batterie par le biais du moteur électrique, qui fonctionne alors comme un alternateur. Les points de fonctionnement du véhicule Mild-hybride sur un cycle NEDC sont comparés à la courbe optimale de fonctionnement en Figure 171.

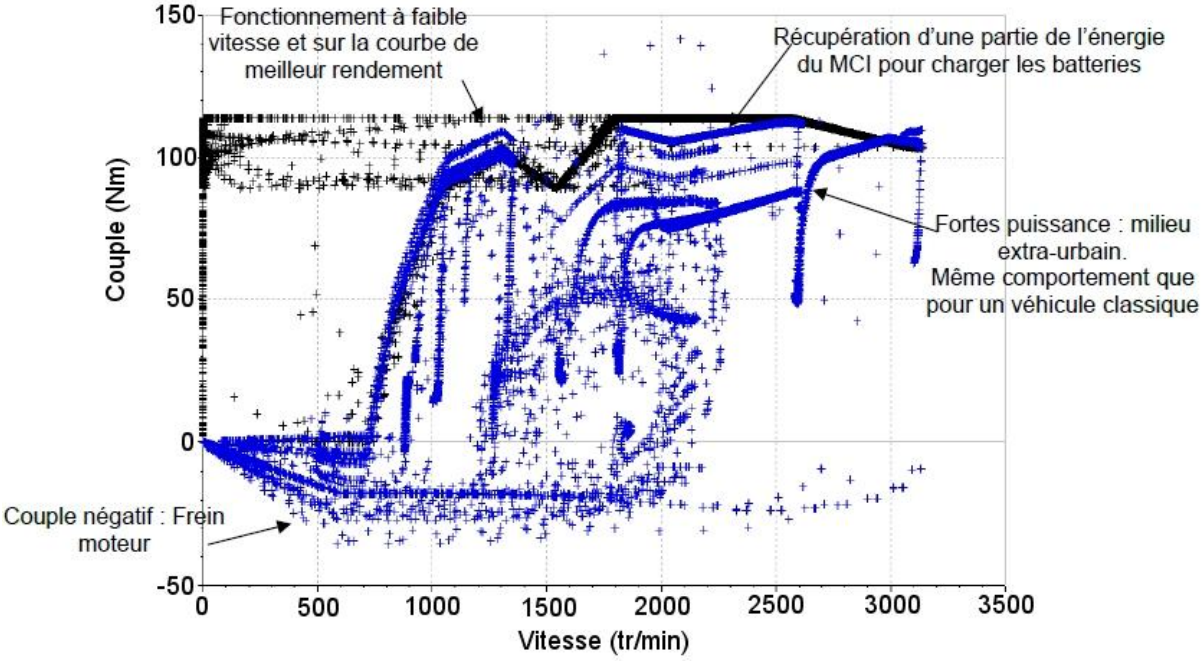


Figure 171 : Points de fonctionnement (couple/vitesse) du MCI du véhicule Mild-Hybrid (bleu) comparé à sa courbe de meilleur rendement (noire)

La propulsion full-hybrid est celle qui permet d'utiliser le moteur à combustion interne au mieux. Les points de fonctionnements à faible vitesse et faible couple, pour lesquels le rendement du moteur est généralement très faible, sont évités la plupart du temps par l'utilisation du mode électrique pur. Le moteur à combustion interne est surtout utilisé pour la propulsion lorsque la partie électrique ne suffit plus (roulage extra-urbain) et lorsque l'on recharge les batteries en utilisant le moteur électrique en alternateur. Dans ce dernier cas, on peut alors utiliser le MCI au plus proche de sa courbe de meilleur rendement, en choisissant astucieusement la quantité d'énergie qui est envoyée vers les batteries. Les points de fonctionnement du véhicule full-hybride sur un cycle NEDC sont comparés avec la courbe optimale de fonctionnement en Figure 172.

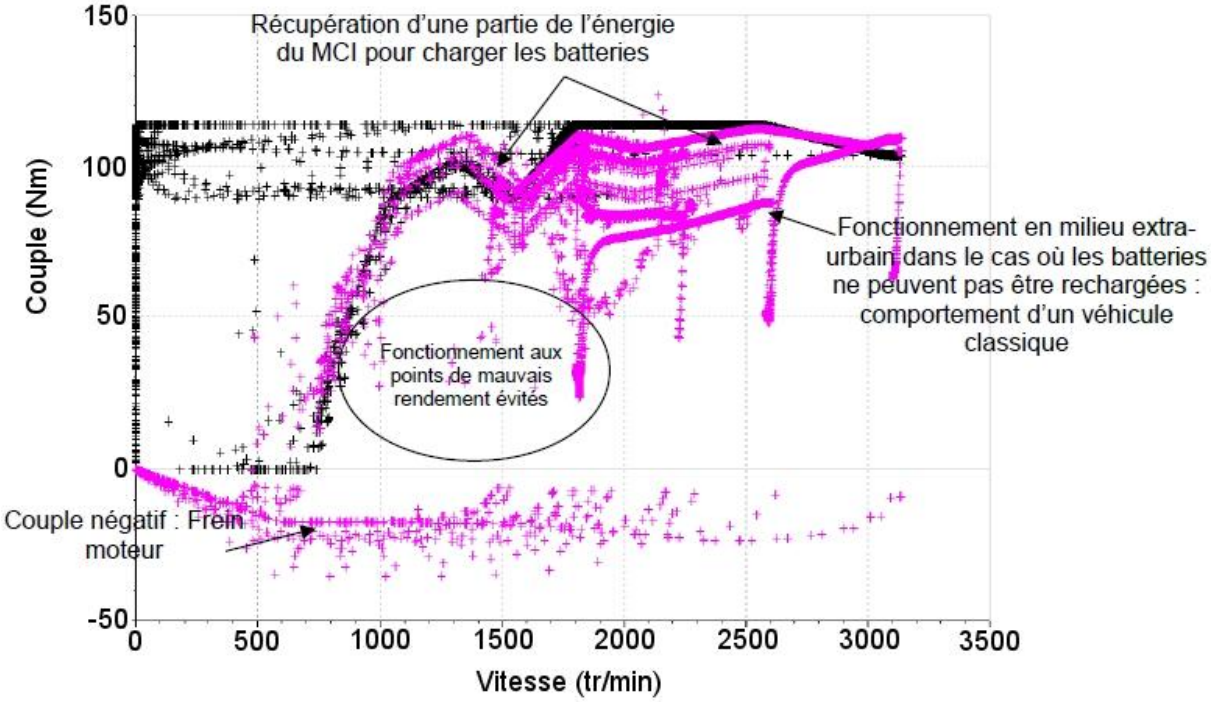


Figure 172 : Points de fonctionnement (couple/vitesse) du MCI du véhicule Full-Hybrid (rose) comparé à sa courbe de meilleur rendement (noire)

Il apparaît alors que le système full-hybrid est le plus efficace en milieu urbain par rapport à un véhicule essence classique, en particulier grâce au mode électrique pur et à la capacité de fonctionner à un rendement optimal en récupérant le trop-plein de puissance pour recharger les batteries. Dans le cas d'un roulage sur route et sur autoroute, il est impossible de fonctionner tout le temps avec le meilleur rendement à cause des limites de charge des batteries, et le véhicule se comporte alors presque comme un véhicule thermique classique.

3.3.3 Comparaison des performances

Une fois les différents systèmes de commandes hybrides implémentés dans le simulateur, et leur bon fonctionnement observé, il est maintenant possible d'évaluer les économies en consommation que chacune de ces solutions entraîne. Pour cela, une simulation du parcours de dix cycles NEDC a été réalisée (effectuer la simulation sur un important nombre de cycle permet de limiter l'erreur de consommation due à l'écart entre les états de charge initial et final des batteries). Afin de montrer uniquement l'intérêt de chacune des stratégies de contrôle étudiées vis-à-vis de la consommation du véhicule, toutes ces simulations ont été réalisées avec les mêmes éléments (paramètres moteur, châssis, boite de vitesse, …). Par exemple, aucun ''Downsizing'' du moteur à combustion interne, qui aurait pu lui aussi avoir un effet sur la consommation du véhicule, n'a été effectué, ou encore aucune masse n'a été ajoutée au châssis véhicule, du fait de l'installation d'une propulsion électrique qui dans la réalité est aussi lourde qu'encombrante. Les consommations lors du parcours de 10 cycles NEDC consécutifs pour l'ensemble des véhicules étudiés sont présentées en Figure 173.

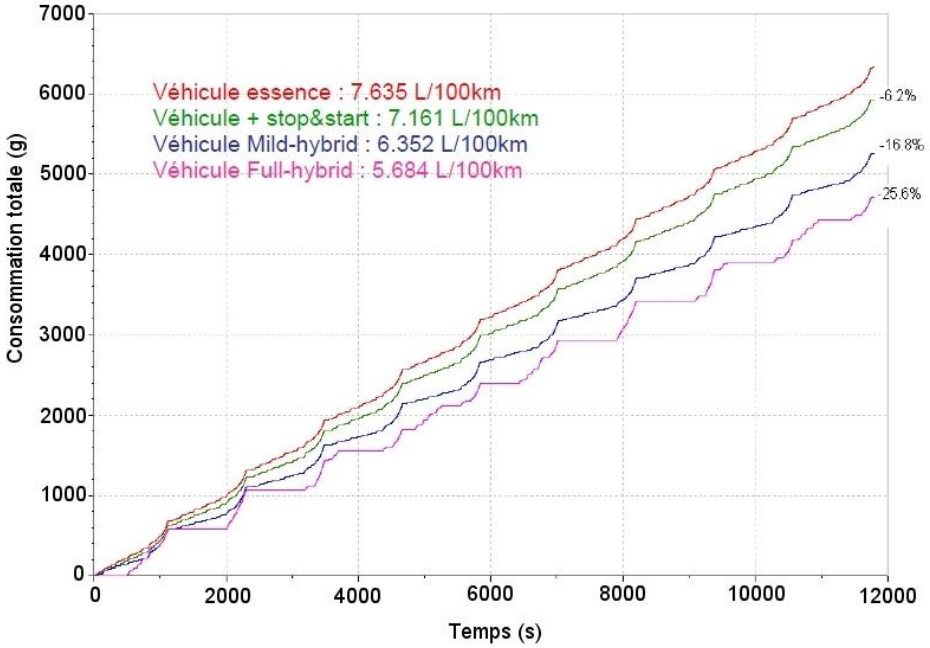


Figure 173 : Consommation (en g) d'un véhicule fonctionnant suivant diverses stratégies et économies réalisées

Il apparaît alors que les économies en carburant permises par les différentes solutions sont non négligeables, et on comprend mieux pourquoi elles sont actuellement développées :
_ La simulation nous indique que le seul fait d'arrêter le moteur thermique lorsque le véhicule est immobilisé (ce qui se produit de nombreuses fois lors d'un roulage en ville et sur le cycle NEDC) permet une réduction de consommation de l'ordre de 6%.
_ L'utilisation du ''Downspeeding'' et l'aide d'un moteur électrique sont elles aussi très bénéfiques, et un concept Mild-hybrid de ce type permettrait de réaliser des économies de l'ordre de 17%.
_ La capacité de faire fonctionner au maximum le véhicule en mode électrique pur en milieu urbain permet de réaliser encore des économies supplémentaires et ainsi économiser jusqu'à ¼ du carburant nécessaire auparavant.

Il faut cependant garder à l'esprit deux choses. D'une part, ces simulations n'ont pas été validées par l'expérience et une surévaluation ou sous-évaluation de la consommation de chacune des solutions est possible. D'autre part, bien que le cycle NEDC soit utilisé par les organismes de certification, on peut toujours mettre en doute sa correspondance exacte avec le comportement routier moyen des consommateurs.

3.3.4 Effet sur la montée en température du moteur à combustion interne

L'utilisation de systèmes de propulsion hybride présente des avantages certains en termes de consommation, non seulement à cause d'une meilleure utilisation du moteur à combustion interne mais aussi car il est possible de le stopper complètement dans certaines conditions (notamment à l'arrêt). Cependant, ces bonnes performances peuvent être compensées en partie par un effet néfaste de ces stratégies de contrôle sur la montée en température du moteur. En effet, on l'a vu dans les chapitres précédents, un moteur à combustion interne a un fonctionnement qui peut être fortement dégradé lorsqu'il n'est pas à température optimale, à cause de frottements plus importants et de problèmes pour obtenir une bonne combustion à chaque cycle. Or, ces nouvelles utilisations du moteur à combustion interne peuvent amener à un ralentissement de la montée en température du moteur et risquent donc d'augmenter la zone de mauvais fonctionnement du moteur après un départ à froid. Les montées en températures du MCI pour les différents véhicules lors d'un cycle NEDC après un départ à froid sont présentées en Figure 174.

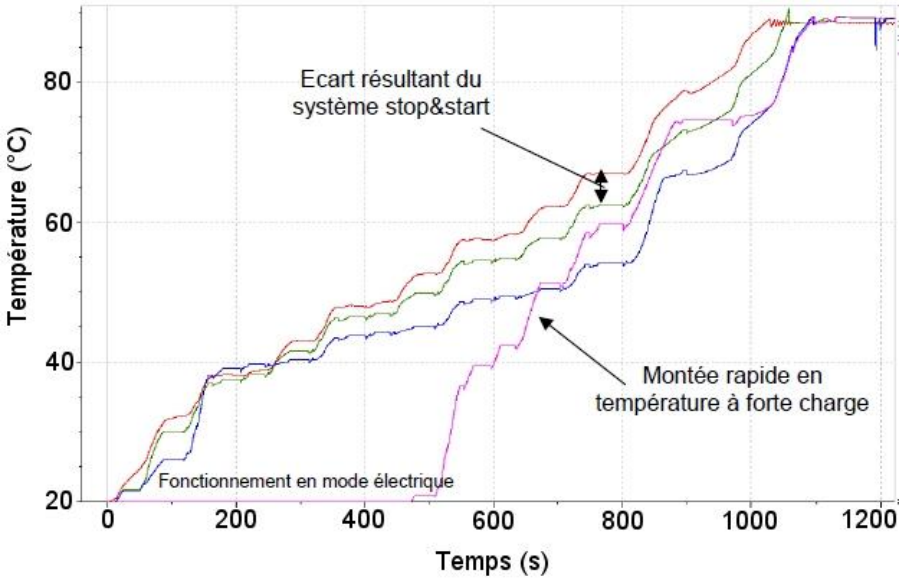


Figure 174 : Montée en température du MCI sur un cycle NEDC après un départ à froid : comparaison entre les différentes stratégies

En utilisant le couplage entre les modèles IFP-Drive et Thermo-hydraulique (voir chapitre précédent) pour chacun des systèmes de propulsion étudiés, nous pouvons maintenant analyser les courbes de montée en température pour chacune des solutions. On observe alors que la durée sur laquelle se fait la montée en température pour un système hybride est plus longue que pour un véhicule classique, mais qu'en définitive l'écart n'est pas très important. Ceci s'explique par différentes raisons :

Pour ce qui est de la montée en température des systèmes hybrides Mild- et Full-, on observe qu'elle se fait avec une pente importante (parfois bien supérieure à la montée en température d'une motorisation classique), qui compense les phases de non utilisation du MCI, où la température reste constante. On retrouve le fait qu'un travail à bon rendement mais à forte charge (donc nécessitant une puissance plus importante), induit une plus forte production d'énergie thermique par le moteur, entraînant donc un flux thermique plus important s'échappant de la chambre de combustion, et ensuite transmis au liquide de refroidissement et à l'ensemble de la matière constituant le moteur.

Les comportements thermiques des véhicules micro- et mild-hybride sont analysés de manière plus précise dans les prochains paragraphes.

3.3.4.1 Micro-hybrid

Le comportement thermique du véhicule micro-hybride est étudié en premier. Celui-ci est intéressant car ce véhicule a un fonctionnement très proche du véhicule conventionnel, avec comme unique changement de nombreux arrêts du moteur thermique lorsque le véhicule est immobilisé. Deux simulations des véhicules conventionnel et micro-hybride sont effectuées avec le modèle de transfert thermique à 2 nœuds. Les simulations sont réalisées encore une fois après un départ à 20°C ainsi qu'avec un moteur chaud, pour étudier les spécificités de la montée en température du MCI pour ces deux véhicules. Les résultats de température sont présentés en Figure 175.

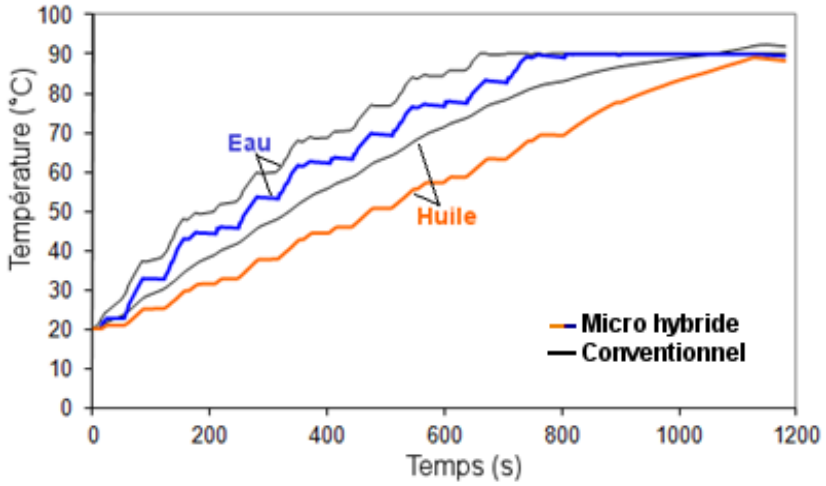


Figure 175 : Températures d'eau et d'huile pour un cycle NEDC. Comparaison avec un véhicule conventionnel (en noir)

Il apparaît que le fonctionnement micro-hybride ralentit la montée en température du moteur thermique. Les arrêts fréquents du moteur entraînent notamment de légers refroidissements, mais cela n'explique pas tous les écarts. C'est essentiellement l'absence de fonctionnement au régime ralenti du moteur (800 tr/min, couple effectif nul) par rapport au véhicule conventionnel qui prive le véhicule micro-hybride d'un apport thermique non négligeable lors de ces phases. En particulier, la température d'huile est la plus impactée par ce type de fonctionnement et les écarts entre températures d'eau et d'huile pour le véhicule micro-hybride sont en moyenne 2 fois plus importants que dans le cas du véhicule conventionnel. L'évolution des couples de frottement du véhicule micro-hybride sont comparés avec ceux du véhicule conventionnel en Figure 176.

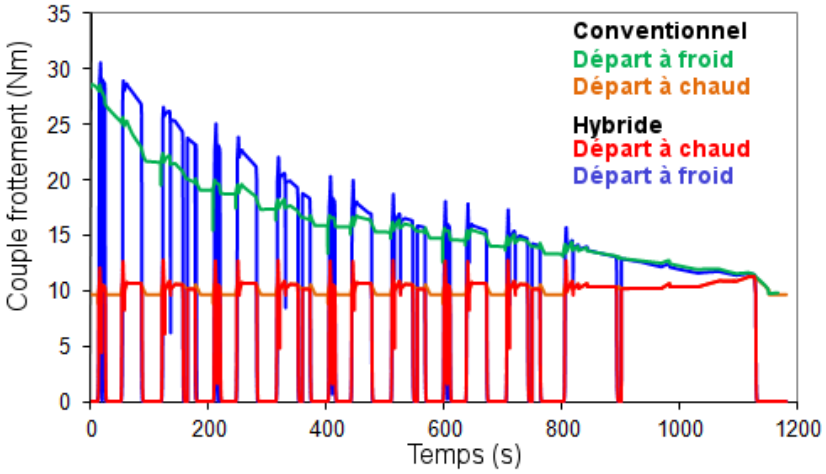


Figure 176 : Couple de frottement du véhicule micro-hybride. Comparaison entre départ à chaud et départ à froid. Comparaison avec le véhicule conventionnel

Cette dernière figure montre une augmentation du couple de frottement après un départ à froid pour le véhicule micro-hybride, par rapport au véhicule conventionnel. On rappelle que, lors de son fonctionnement, le moteur à combustion interne tourne à la même vitesse et fournit le même couple effectif pour les deux véhicules. Donc cette différence entre les couples de frottement ne s'explique bien que par les variations de température d'huile entre les deux choix de motorisation. Il ne faut cependant pas oublier que lors des phases d'arrêt du véhicule, le moteur employé dans le véhicule micro-hybride ne tourne plus et donc sur la totalité du cycle, l'énergie dépensée en pertes par frottements est tout de même plus importante que dans le cas du véhicule conventionnel. La comparaison des rendements instantanés des deux véhicules sur un cycle NEDC est présentée en Figure 177.

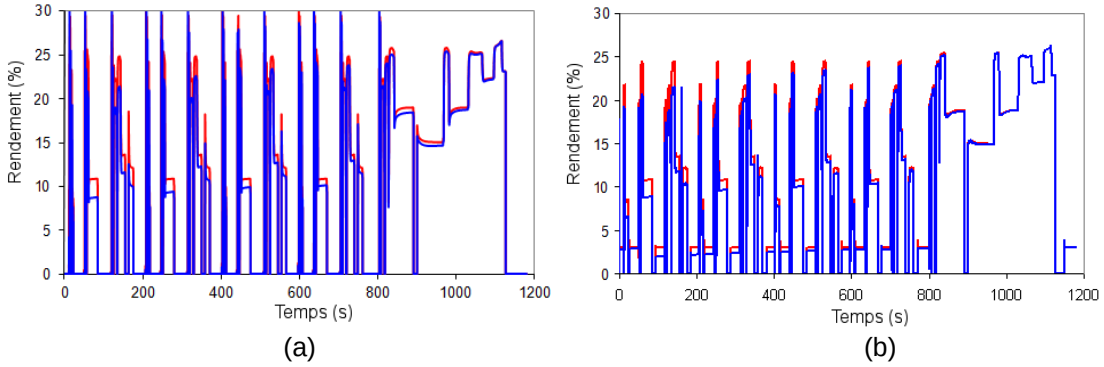


Figure 177 : Rendement du véhicule micro-hybride (a). Comparaison entre départ à chaud (rouge) et départ à froid (bleu). Comparaison avec le véhicule conventionnel (b)

On observe, dans le cas du véhicule micro-hybride, des pics plus élevés sur les courbes de rendement. Ceci est dû au redémarrage du moteur thermique après chaque arrêt du véhicule. Le moteur, repartant avec une vitesse nulle, doit alors fournir un couple plus important que pour le véhicule conventionnel fonctionnant au ralenti lors de l'arrêt du véhicule. Pendant un très court instant (quelques dixièmes de secondes), la simulation numérique donne un rendement très élevé pour ces redémarrages, d'où l'apparition de ces pics. Cependant, leur impact sur la consommation est négligeable, et ils n'ont pas beaucoup d'intérêt dans notre étude.

Si on écarte maintenant ces pics au redémarrage, la comparaison des rendements donne l'impression d'un léger désavantage de ce type de motorisation hybride simplifiée. Les écarts entre les courbes de départ à froid et à chaud sont légèrement plus importants pour ce véhicule. Les consommations des deux véhicules après départ à froid et à chaud sont présentées sur la Figure 178 et rappelées en Tableau 21.

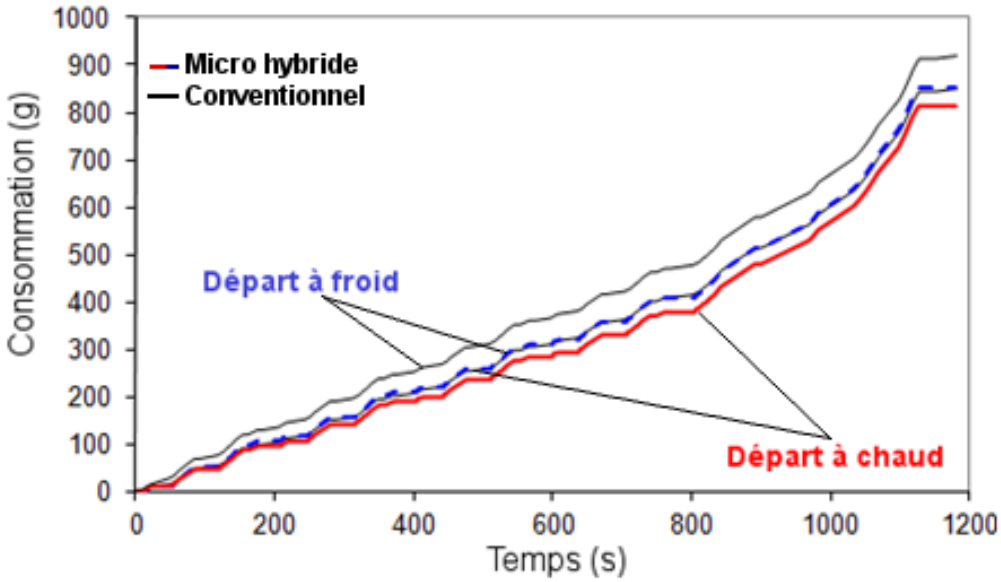


Figure 178 : Consommation du véhicule micro-hybride. Comparaison entre départ à chaud et départ à froid. Comparaison avec le véhicule conventionnel (en noir)

microhybride	Départ à froid	90°C
consommation	850,61 g	815,14 g
Ecart	4,35 %	0,00 %

conventionnel	Départ à froid	90°C
consommation	920,39	851,75
Ecart	8,06 %	0,00 %

comparaison véhicules	7,58 %	4,30 %

Tableau 21 : Récapitulatif de la consommation des deux véhicules après un cycle NEDC : calcul des surconsommations

En observant ces deux derniers tableau et courbe, une tendance opposée apparaît. Non seulement le concept micro-hybride arrêtant le moteur dès qu'il devient inutile permet d'économiser une quantité non négligeable de carburant (de 4 à 5% lorsque le moteur est chaud), mais la surconsommation de ce type de véhicule du fait d'un démarrage à 20°C est aussi moins importante. Celle-ci est d'environ 8% pour le véhicule conventionnel, et est de seulement 4,4% pour le micro-hybride. Ainsi, l'avantage de cette nouvelle motorisation serait encore plus visible, lors d'un départ à froid. L'économie d'énergie pour cette évolution technique monte à 7,6 % sur ces simulations avec un gain supplémentaire de 3 % par rapport au véhicule conventionnel dans ces conditions thermiques initiales.

Il faut trouver une explication à ce comportement aussi bénéfique de ce type de motorisation hybride face à la période de chauffe du moteur thermique, alors même que les résultats de température, frottement et rendement semblent montrer un désavantage pour le véhicule hybride. L'explication réside dans une ré-analyse des rendements du moteur thermique. C'est le moteur utilisé dans le véhicule conventionnel qui est en cause. En effet, les écarts entre les rendements observés en Figure 177 sont faibles dans l'absolu. Mais on n'a pas analysé plus précisément ce qui se passe lors des phases d'arrêt du véhicule, notamment lors du fonctionnement au ralenti pour le véhicule conventionnel. Pour cela, la Figure 179 présente les écarts entre les courbes de rendement après un départ à froid et à chaud pour le véhicule conventionnel (calculés par l'équation 186)

$$\text{Ecart}_{\text{Froid / Chaud}}(\%) = 100 . \frac{(\text{Rendement}_{\text{Chaud}} - \text{Rendement}_{\text{Froid}})}{\text{Rendement}_{\text{Chaud}}} \qquad (186)$$

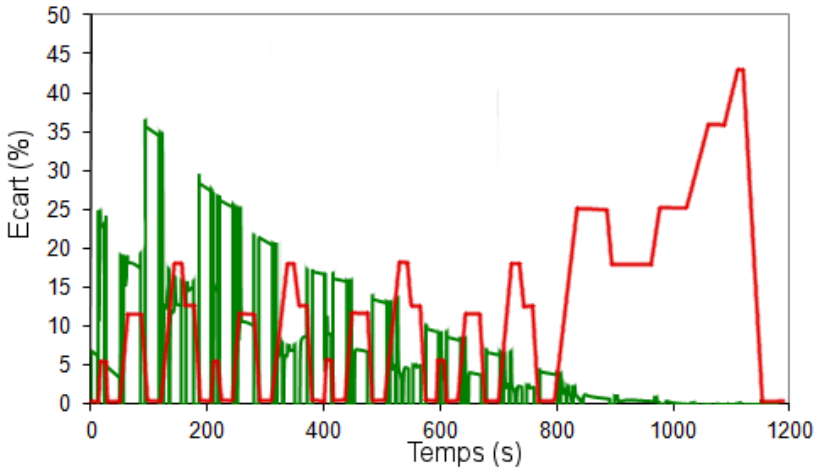


Figure 179 : Ecart entre le rendement à chaud et après un départ à froid pour le véhicule conventionnel. Désavantage du fonctionnement au ralenti. Rappel du cycle NEDC

On s'aperçoit alors que les périodes les plus néfastes pour la surconsommation du véhicule conventionnel sont justement ces périodes de fonctionnement au ralenti, avec véhicule à l'arrêt. Ceci explique pourquoi la surconsommation du véhicule micro-hybride après un départ à froid est moins importante, car l'arrêt du moteur thermique empêche ces utilisations à régime ralenti.

L'étude du comportement d'un véhicule micro-hybride démarrant à température ambiante a donc mis en évidence un second avantage intéressant de tous les véhicules hybrides (l'arrêt du moteur thermique lorsque le véhicule est immobilisé se retrouve pour tous les types d'hybrides) par rapport au véhicule conventionnel lors de cette phase de surconsommation.

3.3.4.2 Mild-hybrid

Le véhicule mild-hybride conserve le principe d'arrêt du moteur thermique, lorsque le véhicule est à l'arrêt, du véhicule micro-hybride, ainsi que le principe de recharge de la batterie et de fonctionnement du moteur thermique à son meilleur rendement (couple important) du véhicule full-hybride. Comme pour les études précédentes, deux simulations sont réalisées après un départ à froid et avec un moteur chaud (utilisation du modèle de transferts thermiques à 2 nœuds). Du fait du taux d'hybridation moyen utilisé pour ce véhicule, une comparaison est réalisée, pour cette étude, avec les deux véhicules conventionnel et hybride. Les résultats de températures sont présentés en Figure 180.

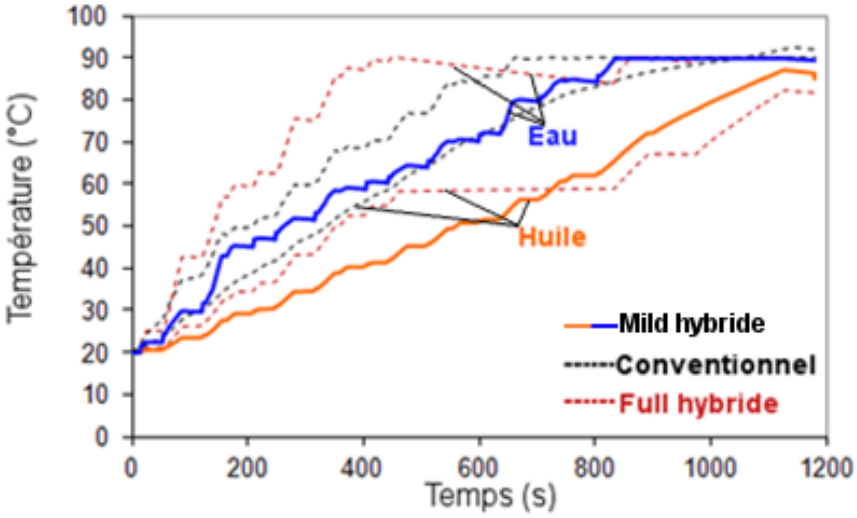


Figure 180 : Températures d'eau et d'huile pour un cycle NEDC. Comparaison avec un véhicule conventionnel et un véhicule full-hybride

De la même manière que pour le véhicule micro-hybride, on observe que ce type de véhicule met plus de temps pour chauffer le MCI que les véhicules conventionnels et full-hybride. Cela vient encore une fois des nombreux arrêts du MCI. Contrairement au véhicule full-hybride, le fonctionnement à fort couple du moteur thermique (permettant de réchauffer plus rapidement le moteur, comme observé en Partie 3.1.2) n'est utilisé que pendant un temps limité. Ceci est dû au fait que ce véhicule fonctionne avec une plage de batterie faible, limitant le temps de charge à quelques secondes. Par exemple une recharge est visible de 150s à 200s après le départ, avec une montée plus rapide de l'eau de refroidissement.

En comparaison avec le véhicule full-hybride, le mild-hybride est tout de même avantagé par le fait qu'il ne fonctionne jamais en électrique pur, ce qui permet une montée en température d'huile plus importante en deuxième partie du cycle.

Finalement, la montée en température du MCI dans le véhicule mild-hybride entraine plus de pertes par frottements lors de la première moitié du cycle que dans le cas des deux véhicules conventionnels et full-hybride, mais on arrive tout de même à atteindre une chauffe totale en fin

de cycle (et même légèrement plus tôt qu'avec le véhicule full-hybride).

Ces observations sont confirmées sur les Figure 181 et Figure 182 avec la comparaison des couples de frottements le long du cycle NEDC des trois véhicules (séparés sur 2 figures pour plus de lisibilité).

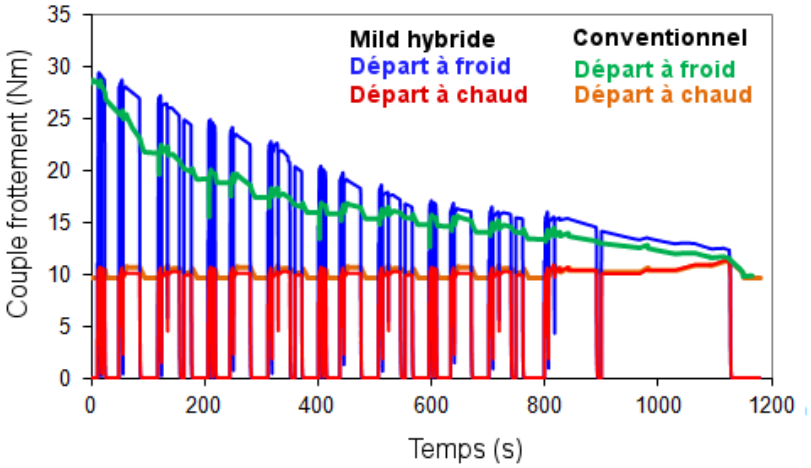


Figure 181 : Couple de frottement du véhicule mild-hybride. Comparaison entre départ à chaud et départ à froid. Comparaison avec le véhicule conventionnel

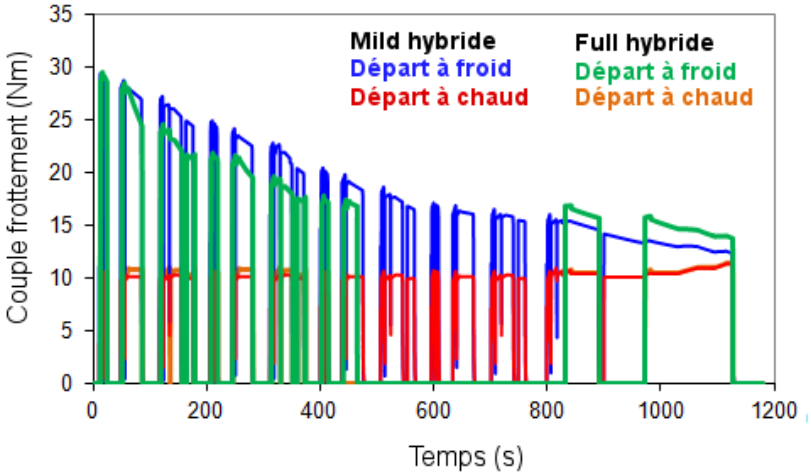
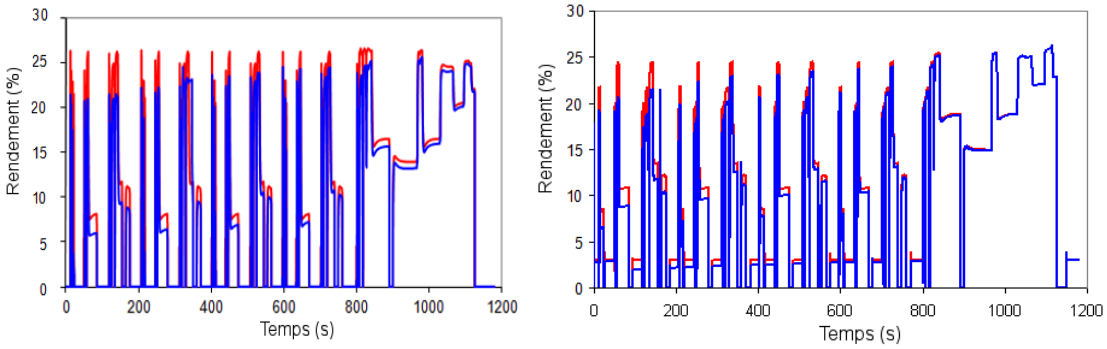


Figure 182 : Couple de frottement du véhicule mild-hybride. Comparaison entre départ à chaud et départ à froid. Comparaison avec le véhicule full hybride

Dans tous les cas, on constate que les pertes par frottements restent plus importantes dans le cas du véhicule mild-hybride lors des premières minutes après le départ à froid, un peu de la même manière que pour le véhicule micro-hybride (comme présenté en Figure 176 de la Partie 3.3.4.1). Au niveau du rendement mécanique, il paraît donc normal que ce type de véhicule soit légèrement pénalisé tout au long de la période de chauffe du moteur à combustion interne. L'impact de l'évolution de ces pertes sur le rendement du moteur thermique est présenté en Figure 183.



(a) (b)

Figure 183 : Rendement du véhicule mild-hybride (a) et comparaison avec le véhicule conventionnel (b). Comparaison entre départ à chaud (rouge) et départ à froid (bleu)

Ainsi, le rendement du véhicule mild-hybride a un comportement similaire au véhicule micro-hybride et full-hybride tout au long de la période de chauffe du moteur à combustion interne, à savoir une évolution moins rapide que dans le cas du moteur conventionnel. Les écarts entre rendement du moteur après départ à froid et à chaud sont légèrement plus importants, notamment en fin de cycle. Les consommations du véhicule mild-hybride après un départ à froid et à chaud sont comparées à celles des véhicules conventionnels et full-hybride en Figure 184.

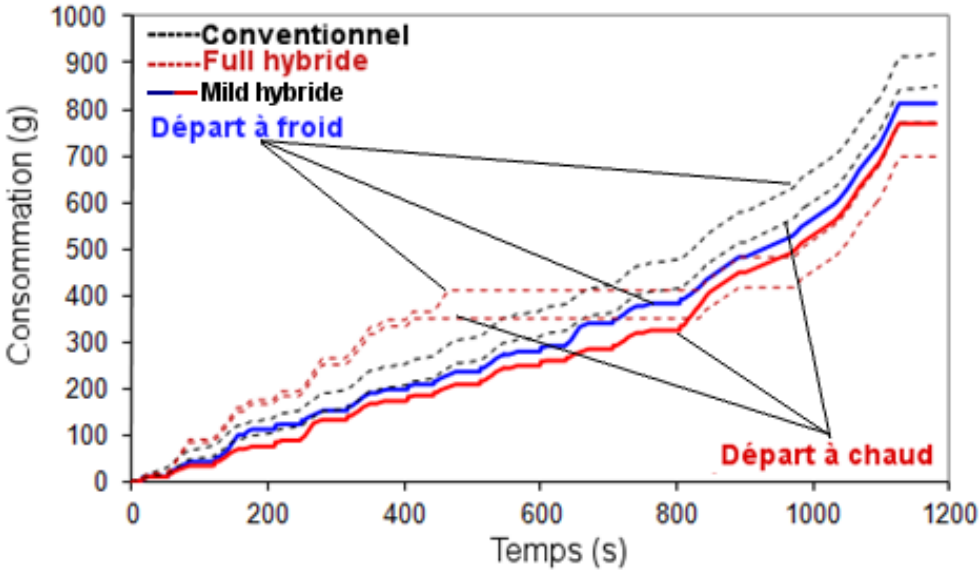


Figure 184 : Consommation du véhicule mild-hybride. Comparaison entre départ à chaud et départ à froid. Comparaison avec les véhicules conventionnel et full-hybride

On retrouve alors un comportement similaire à celui déjà observée en partie 3.3.4.1 pour le véhicule micro-hybride, lorsque l'on étudie la consommation de ce véhicule. En effet, malgré ces écarts plus importants de rendement du fait de la difficulté à monter rapidement sa température d'huile, on remarque que la surconsommation du véhicule du fait du départ à froid est finalement plus faible que prévue, notamment lorsqu'on compare cette surconsommation à celles subies par le véhicule conventionnel et le véhicule full-hybride.

Il ne faut pas oublier que cette consommation doit être corrigée avec la prise en compte de l'état de charge de la batterie. Celui-ci est présenté en Figure 185.

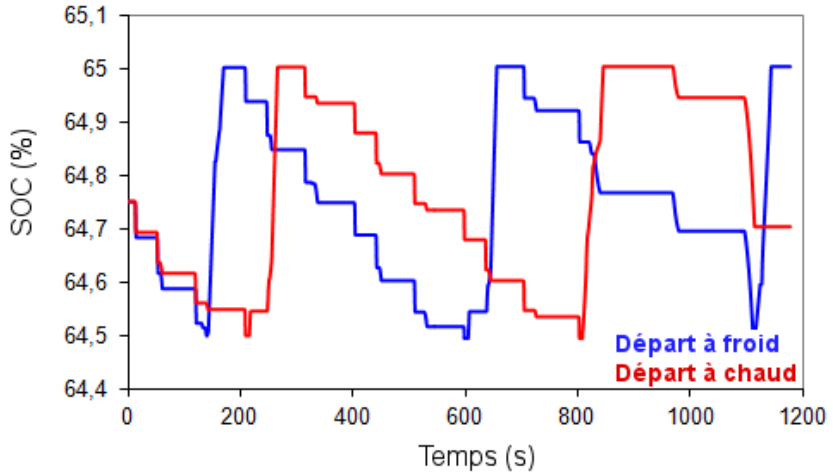


Figure 185 : Etat de charge de la batterie pour le véhicule mild-hybride. Comparaison entre départ à chaud et départ à froid.

Le véhicule mild-hybride étudié fonctionne sur une plage de SOC plus faible que le véhicule full-hybride (SOC de 64.5% à 65% pour le mild-hybride, 60% à 65% pour le full-hybrid). L'effet de la prise en compte de l'état de charge a donc moins d'impact sur la consommation finale du véhicule, pour ce véhicule au taux d'hybridation plus faible.

On constate cependant l'effet du démarrage à froid du moteur thermique sur l'évolution de l'état de charge de la batterie lors du parcours du cycle NEDC. Le démarrage à froid a obligé le véhicule mild-hybride à demander à sa propulsion électrique de produire plus d'énergie pour compenser le surplus de frottements dans le MCI. Ainsi, les recharges de la batterie se font plus tôt (après 150s contre 200s à chaud pour la première charge, après 600s contre 800s à chaud pour la deuxième charge). Finalement, la batterie subit une charge supplémentaire dans le cas du départ à froid, ce qui aboutit donc à un état de charge plus important en fin de cycle.

L'écart de consommation corrigée entre les départs à froid et à chaud est présenté en Figure 186

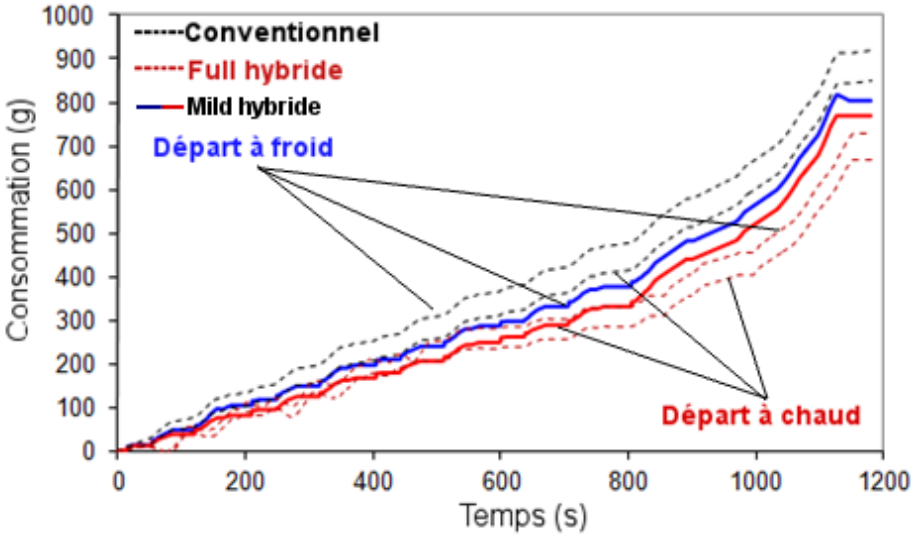


Figure 186 : Consommation corrigée du véhicule mild-hybride. Comparaison entre départ à chaud et départ à froid. Comparaison avec les véhicules conventionnels et full hybride

On constate que cet écart est encore moins élevé en fin de cycle NEDC que ce qui avait déjà été observé en Figure 184. La moindre surconsommation du véhicule mild-hybride est donc confirmée sur cette figure, avec un écart final de seulement 4,2 % contre environ 8 % pour les 2 autres véhicules. Il faut tout de même expliquer cet effet très positif du fonctionnement mild-

hybride, en comparaison de ceux étudiés jusqu'à présent, notamment le véhicule conventionnel et le full-hybride.

En ce qui concerne le véhicule conventionnel, l'explication avait déjà été trouvée en Partie 3.3.4.1 lors de la comparaison avec le véhicule micro-hybride. Les fonctionnements à régime ralenti lors des phases d'arrêt du véhicule pénalisent le véhicule conventionnel et expliquent parfaitement cet écart en fin de cycle, observable en Tableau 22.

mildhybride	Départ à froid	90°C
consommation	811,8 g	767,5 g
SOC	65,0 %	64,7 %
consommation corrigée	791,1 g	759,1 g
Ecart	4,21 %	0,0 %

conventionnel	Départ à froid	90°C
consommation	920,4 g	851,8 g
Ecart	8,1 %	0,0 %

comparaison véhicules	14,1 %	10,9 %

Tableau 22 : Récapitulatif de la consommation des véhicules mild-hybride et conventionnels après un cycle NEDC, calcul des surconsommations

La comparaison entre véhicules mild-hybride et full-hybride est plus difficilement explicable, en particulier si on compare les courbes de rendement à froid et à chaud pour les deux véhicules en utilisant l'équation 186. Les courbes obtenues sont présentées en Figure 187.

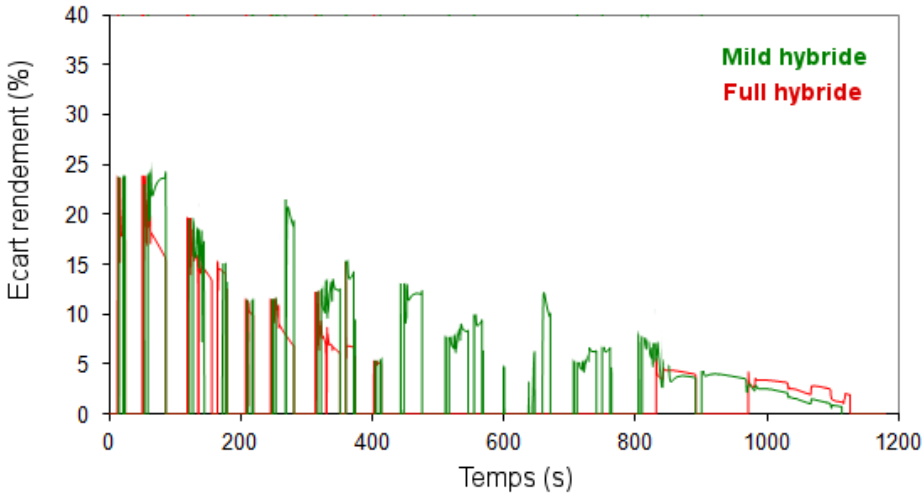


Figure 187 : Ecart entre rendement à froid et à chaud pour les véhicules mild-hybride et full-hybride.

Ces résultats tendent à exprimer un avantage du véhicule full-hybride sur le véhicule mild-hybride vis-à-vis de l'évolution du rendement du moteur thermique en fonction de sa température. Ce n'est pourtant pas le cas lorsque l'on observe les courbes de consommation (Figure 186).

Il est probable que l'écart entre véhicules hybrides (Mild et Full) soit moins important qu'observé.

Notamment à cause de la longueur des phases de décharge et de recharge de la batterie du véhicule full-hybride, qui peuvent masquer certains avantages ou désavantages. Le cycle NEDC serait alors trop court pour comparer de manière assez précise les deux véhicules hybrides. Il faudrait par exemple tester ces véhicules sur des cycles plus longs.

3.4 Etudes paramétriques et prospectives

Ce chapitre a pour but de donner quelques exemples d'utilisation du modèle développé. Les effets de nouvelles stratégies ou mêmes systèmes (avec de nouveaux matériels permettant d'influer sur la chauffe du moteur thermique) sont testés.

Ce chapitre présente cinq exemples simples :

Tout d'abord une étude du comportement du véhicule full-hybride en fonction de la saison (température extérieure variable) est menée.

Ensuite, les conséquences de modifications de stratégies de fonctionnement et de matériel sont étudiées. L'effet des variations de la plage d'état de charge (définition des SOC mini et maxi entre lesquels fonctionne la batterie) est étudié. Ensuite, une stratégie modifiée est testée. Cette étude a fait l'objet de deux publications [170-171]. Elle consiste à faire fonctionner le moteur thermique en continu lors de la première recharge de la batterie (au premier démarrage, et donc avec les températures les plus faibles), y compris lorsque le véhicule est arrêté. L'énergie produite par le moteur est alors redirigée vers les batteries par le biais du moteur électrique.

Le quatrième test porte sur une étude de la possible récupération des pertes du moteur électrique pour réchauffer l'huile de lubrification du moteur thermique, afin d'être moins pénalisé lors du démarrage de ce dernier.

Enfin, une solution consistant à chauffer l'huile par une résistance électrique grâce à l'énergie stockée dans la batterie est présentée.

3.4.1 Etude de l'influence de la température extérieure sur le comportement thermique d'un GMP hybride

Les simulations évoquées jusqu'à présent ont toutes été faites avec une température ambiante égale à 20°C. Cependant, cette température n'est pas représentative des conditions météorologiques qu'un véhicule hybride peut rencontrer au cours de sa vie. Que ce soit lors d'hivers rigoureux, pour lesquels la température descend bien en dessous de 0°C (en particulier dans les pays nordiques), ou lors d'étés caniculaires avec des températures dépassant 40°C (pays du Sud), le comportement thermique du véhicule hybride est sans doute différent des simulations réalisées jusqu'à présent.

Ainsi, quatre niveaux de température ambiante ont été choisis pour la simulation du véhicule hybride. La température de 20°C déjà utilisée est représentative du fonctionnement en climat tempéré lors des saisons printanières et automnales. Une température de 0°C est utilisée pour simuler les conditions hivernales. Les températures extrêmes de -20°C et 40°C ont été choisies pour symboliser les conditions les plus froides ou les plus chaudes pouvant être rencontrées. Le parcours de plusieurs cycles NEDC a été ensuite testé. L'effet de la température ambiante sur la montée en température de chaque élément est étudié, ainsi que la consommation du véhicule. Ces simulations sont réalisées pour chacun des véhicules conventionnel et hybride parallèle afin d'en comparer les comportements.

3.4.1.1 Moteur thermique

Tout d'abord, il est intéressant d'étudier l'impact de la température ambiante sur la période de chauffe du moteur thermique. L'évolution des températures d'eau et d'huile pour les 4 températures et les deux véhicules est représentée en Figure 188 et Figure 189.

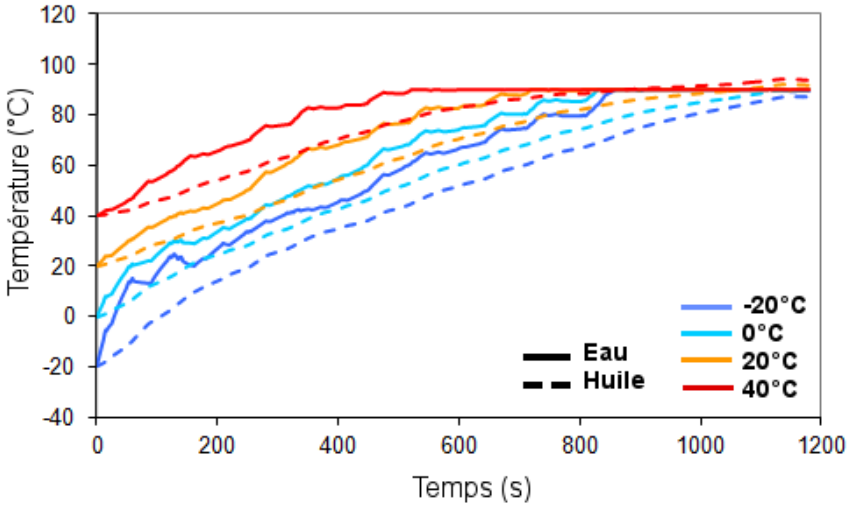


Figure 188 : Températures d'eau et d'huile après un départ à froid pour différentes températures ambiantes, dans le cas d'un véhicule conventionnel

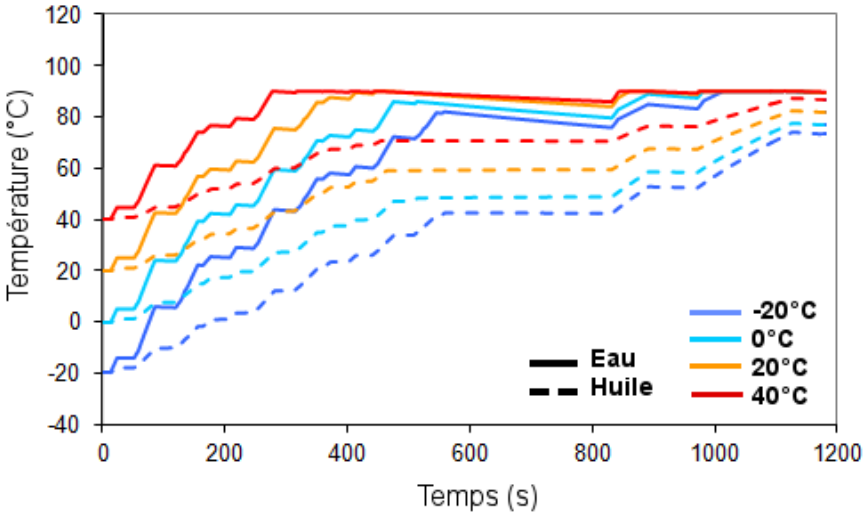


Figure 189 : Températures d'eau et d'huile après un départ à froid pour différentes températures ambiantes, dans le cas d'un véhicule full-hybride parallèle

De manière assez surprenante, la température ambiante n'a pas d'impact important sur la vitesse de montée en température des deux fluides. Pour les deux véhicules, l'avance ou le retard de la fin de la période de chauffe du moteur à combustion interne sont uniquement expliqués par les écarts de température initiale. On constate de la même manière que fonctionner à température plus faible n'accentue que très peu l'effet de refroidissement du moteur thermique lorsqu'il est arrêté. Dans tous les cas, la température maximale de l'eau est atteinte en fin de cycle NEDC. La montée en température de l'huile est complète en fin de cycle NEDC pour le véhicule conventionnel, l'écart de température entre les différentes simulations se réduisant assez rapidement. Elle est cependant légèrement retardée dans le cas du véhicule hybride. Les pertes par frottements et notamment leur augmentation à faible température devraient avoir plus d'importance pour le véhicule hybride. Cette affirmation est confirmée par les résultats de simulation présentés en Figure 190 et Figure 191.

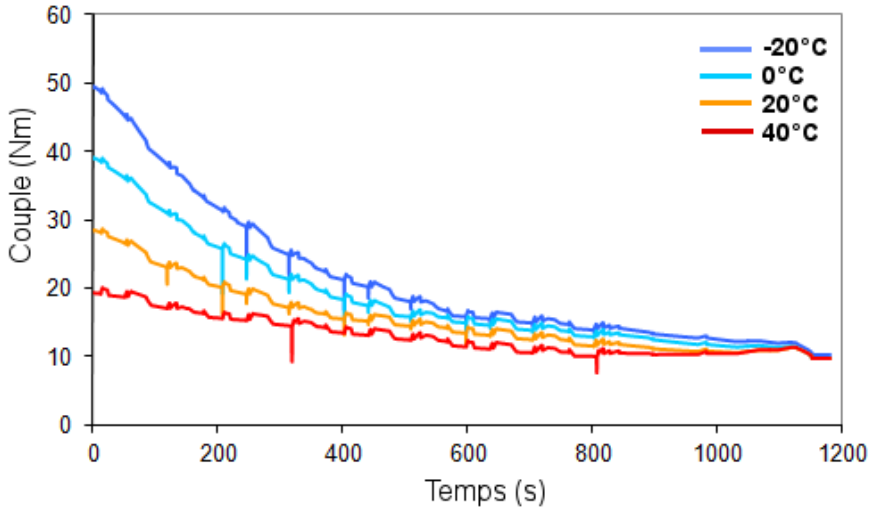


Figure 190 : Couple de frottement du MCI dans un véhicule conventionnel après un départ à froid pour différentes températures ambiantes sur un cycle NEDC

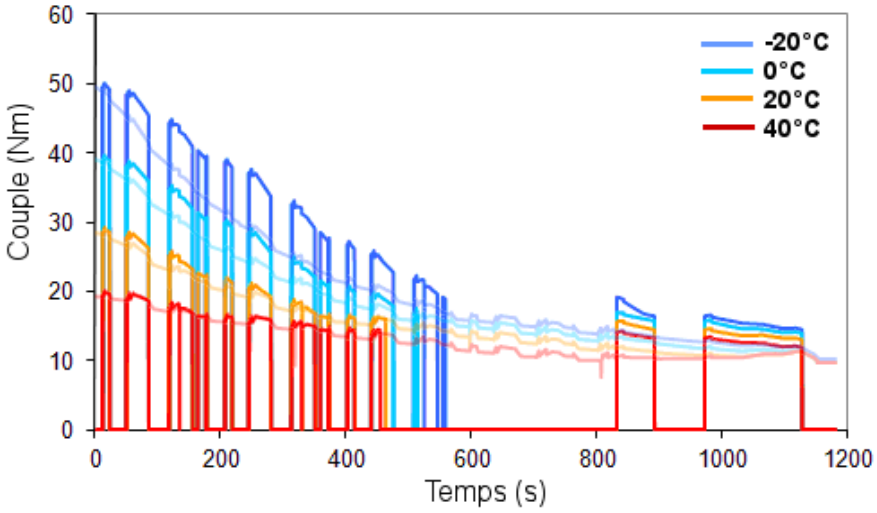


Figure 191 : Couple de frottement du MCI installé dans un véhicule full-hybride parallèle après un départ à froid pour différentes températures ambiantes sur un cycle NEDC (comparaison avec le véhicule conventionnel rappelé en transparence)

La Figure 190 montre l'évolution des pertes par frottements pour les quatre températures ambiantes étudiées. La réduction rapide de l'écart de température d'huile entre chaque simulation est retrouvée ici, avec une différence entre les couples de frottements pour les deux températures extrêmes déjà descendue à environ 10 Nm après seulement 400 secondes, alors qu'il est de plus de 30 Nm initialement. On compare ce comportement à celui du couple de frottement du véhicule hybride sur le même cycle (donc avec des vitesses de rotation du MCI identiques) en Figure 191.

On observe sur cette dernière figure le retard que prend le MCI dans le véhicule hybride pour réchauffer l'huile de lubrification, ce qui entraîne des couples de frottements plus importants, en particulier pour la plus faible température. Le GMP hybride devrait donc être plus désavantagé à très faible température lors de la période de chauffe du moteur. Ces suppositions sont confirmées en comparant les consommations des deux véhicules en fin du premier cycle NEDC, en Figure 192 et Figure 193. L'état de charge de la batterie du véhicule hybride est représenté en Figure 194.

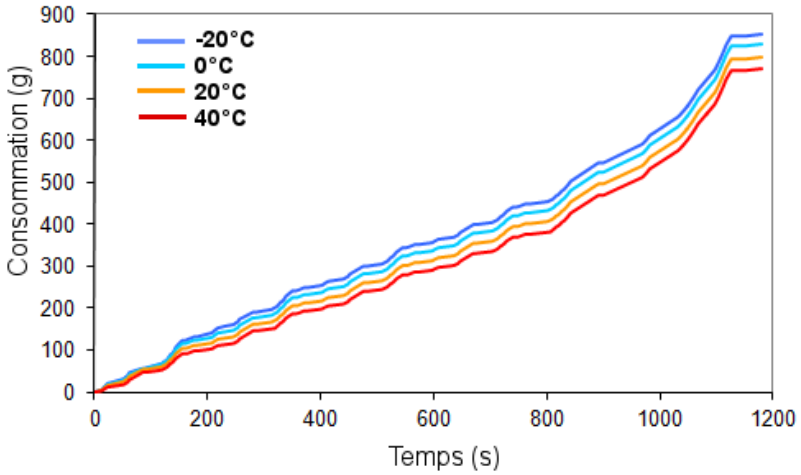


Figure 192 : Consommation sur un cycle NEDC après un départ à froid pour différentes températures ambiantes, dans le cas d'un véhicule conventionnel

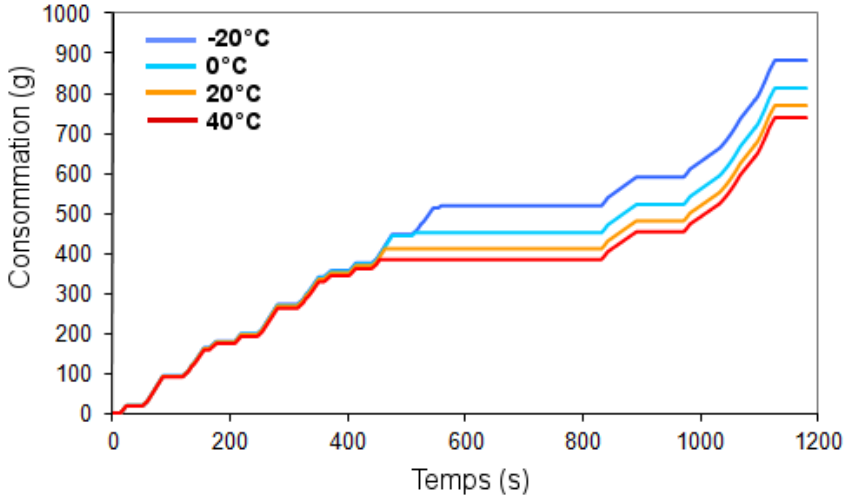


Figure 193 : Consommation sur un cycle NEDC après un départ à froid pour différentes températures ambiantes, dans le cas d'un véhicule full-hybride parallèle

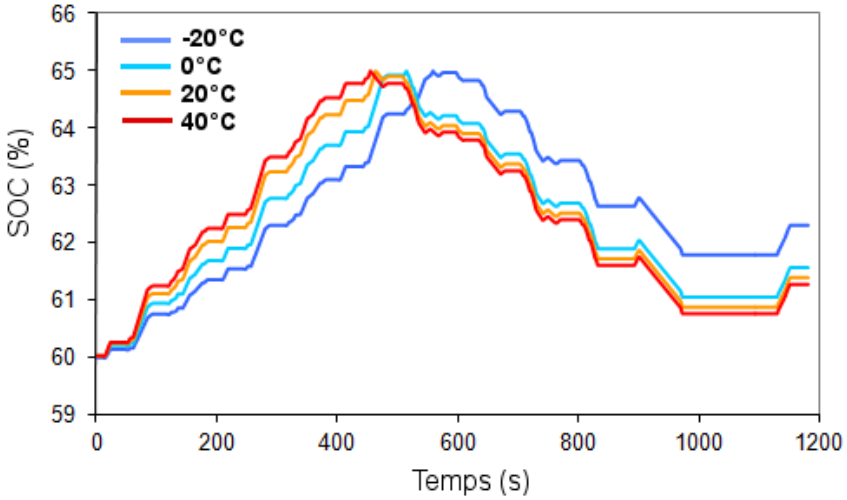


Figure 194 : Etat de charge de la batterie dans le cas d'un véhicule full-hybride parallèle, avec un MCI soumis à différentes températures ambiantes (cycle NEDC)

Alors que les écarts de consommation finale d'une température ambiante à l'autre sont assez réguliers pour le véhicule conventionnel, avec le véhicule hybride ils paraissent augmenter quand la température diminue. L'observation de l'état de charge explique en partie ces écarts grandissants, l'état de charge pour les faibles températures étant le plus grand, impliquant donc une quantité d'énergie économisée dans les batteries plus importante, et pouvant encore être réutilisée. Pour observer cela, la consommation corrigée est présentée en Figure 195.

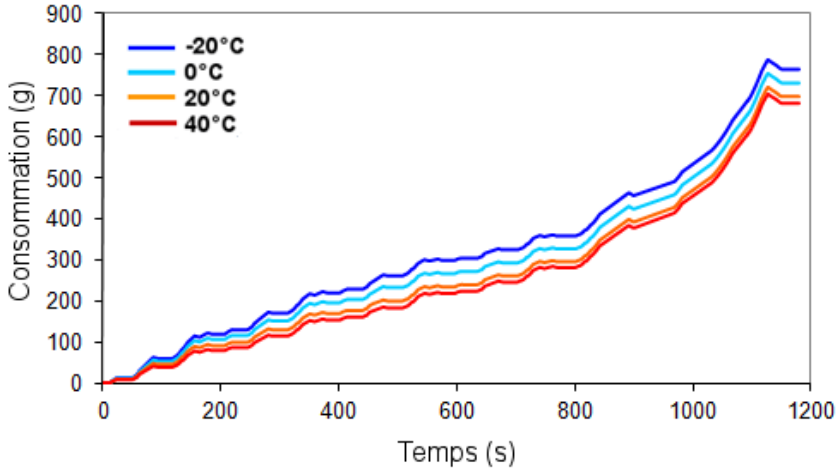


Figure 195 : Consommation corrigée après un départ à froid pour différentes températures ambiantes, dans le cas d'un véhicule full-hybride parallèle

Tout d'abord, les performances du véhicule conventionnel sont étudiées, en analysant la Figure 192 et le Tableau 23. La simulation a été prolongée sur trois cycles NEDC consécutifs pour ce dernier tableau.

Véhicule conventionnel				
1 cycle	**-20°C**	**0°C**	**20°C**	**40°C**
Conso	988,7 g	953,9 g	913,5 g	881,5 g

2 cycles	**-20°C**	**0°C**	**20°C**	**40°C**
Conso. totale	1840,5 g	1805,5 g	1765,2 g	1733,1 g
Conso. 2e cycle seul	851,8 g	851,6 g	851,7 g	851,7 g

3 cycles	**-20°C**	**0°C**	**20°C**	**40°C**
Conso. totale	2692,2 g	2657,2 g	2616,9 g	2584,8 g
Conso 3e cycle seul	851,7 g	851,7 g	851,7 g	851,7 g

Tableau 23 : Consommation après trois cycles NEDC du véhicule conventionnel, pour différentes températures ambiantes

On observe, pour le véhicule conventionnel, les effets de la température ambiante lors de la période de réchauffement du moteur à combustion interne, avec une surconsommation très importante à -20°C par rapport au départ à 40°C. Cependant, on remarque aussi que la température ambiante n'a plus aucun effet sur la consommation du véhicule conventionnel une fois que le moteur thermique a atteint sa température optimale, avec des consommations sur les 2e et 3e cycles strictement égales, quelle que soit la température ambiante choisie. On peut donc évaluer la surconsommation du véhicule conventionnel après un départ à froid pour quatre

différentes températures ambiantes. Le Tableau 24 présente ces surconsommations relatives en fin d'un seul cycle NEDC, pour lequel l'ensemble du réchauffement du moteur thermique est réalisé.

Surconsommation départ à froid	-20°C	0°C	20°C	40°C
Ecart	16,1 %	12,0 %	7,2 %	3,5 %

Tableau 24 : Surconsommation à la fin d'un cycle NEDC du véhicule conventionnel après un départ à froid, pour différentes températures ambiantes

Au premier abord, le comportement thermique du véhicule hybride, pour ces différentes conditions ambiantes, semble assez similaire une fois que l'on a corrigé sur le Tableau 25 la consommation en prenant en compte l'état de charge (SOC).

Véhicule hybride				
1 cycle	-20°C	0°C	20°C	40°C
Conso.	868,5 g	802,2 g	758,1 g	733,1 g
SOC	62,5 %	61,7 %	61,4 %	61,2 %
Conso. corrigée	766,1 g	731,5 g	698,7 g	682,5 g

2 cycles	-20°C	0°C	20°C	40°C
Conso. totale	1570,7 g	1502,3 g	1452,1 g	1433,4 g
SOC	63,9 %	62,9 %	62,3 %	62,2 %
Conso. corrigée totale	1410,5 g	1381,0 g	1356,3 g	1341,1 g
Conso. corrigée 2e cycle seul	**644,4 g**	649,5 g	657,6 g	658,6 g

3 cycles	-20°C	0°C	20°C	40°C
Conso. totale	2230,5 g	2193,9 g	2156,1 g	2126,6 g
SOC	64,7 %	64,0 %	63,5 %	63,1 %
Conso. corrigée totale	2036,7 g	2027,9 g	2011,7 g	1999,0 g
Conso. corrigée 3e cycle seul	**626,2 g**	646,9 g	655,4 g	657,9 g

Tableau 25 : Consommation après 3 cycles NEDC du véhicule hybride parallèle pour différentes températures ambiantes

On peut noter que les surconsommations dues au départ à froid se font sentir presque seulement lors du premier cycle. On calcule une nouvelle fois la surconsommation relative du véhicule hybride, en comparant la consommation dans le premier cycle à celle obtenue dans le 3e cycle. Les résultats sont présentés sur le Tableau 26.

Surconsommation départ à froid	-20°C	0°C	20°C	40°C
Ecart	22,3 %	13,1 %	6,6 %	3,7 %

Tableau 26 : Surconsommation du véhicule hybride parallèle en fin du premier cycle NEDC après un départ à froid et pour différentes températures ambiantes

_ Etude du premier cycle (chauffe du MCI) :
On observe, après correction par prise en compte de l'énergie stockée dans la batterie, que le véhicule hybride est tout de même plus pénalisé que le véhicule conventionnel (Tableau 24), à très faibles températures, sur le premier cycle, où le moteur thermique se réchauffe (22,3 % contre 16,1% à -20°C ; 13,1% contre 12,0 % à 0°C).

_ Etude des deuxième et troisième cycles (MCI à température optimale)
Un comportement unique apparaît tout de même, si on regarde sur le Tableau 25 les consommations corrigées pour les cycles 2 et 3, pour lesquels le moteur thermique est déjà totalement réchauffé. Non seulement les consommations sont légèrement différentes d'une température à l'autre (de quelques grammes), mais la consommation la plus faible est systématiquement atteinte pour la température la plus faible (en rouge sur le Tableau 25). En effet, la consommation (corrigée) est de 626 g à -20°C, contre environ 656 g à 20°C et 40°C, soit un écart relatif de 4,6 %, donc non négligeable et ne pouvant pas être expliqué par les approximations réalisées lors du calcul de la consommation corrigée (cf. Partie 3.1.2.2.b). Ce comportement ne peut pas être lié au refroidissement légèrement plus rapide du moteur à combustion interne pour les plus faibles températures ambiantes lors des phases d'arrêt du véhicule ou lors de la conduite en mode électrique, vu que son rendement devrait alors être plus faible. C'est du côté de la propulsion électrique que la réponse peut être trouvée. Ceci fait l'objet du paragraphe suivant.

3.4.1.2 Propulsion électrique

En effet, comme vu en Partie 1.3.2.4, les différents éléments de la propulsion électrique ont des performances qui évoluent aussi avec la température. Or, on observe très vite que les pertes thermiques générées par la batterie et par le moteur électrique sont trop faibles pour les réchauffer lorsque la température ambiante est basse, leurs rendements étant très bons (supérieurs à 90% en moyenne). Les résultats de simulation pour le moteur électrique et pour la batterie sont présentés respectivement en Figure 196 (températures du nœud des parties chaudes) et Figure 197.

.

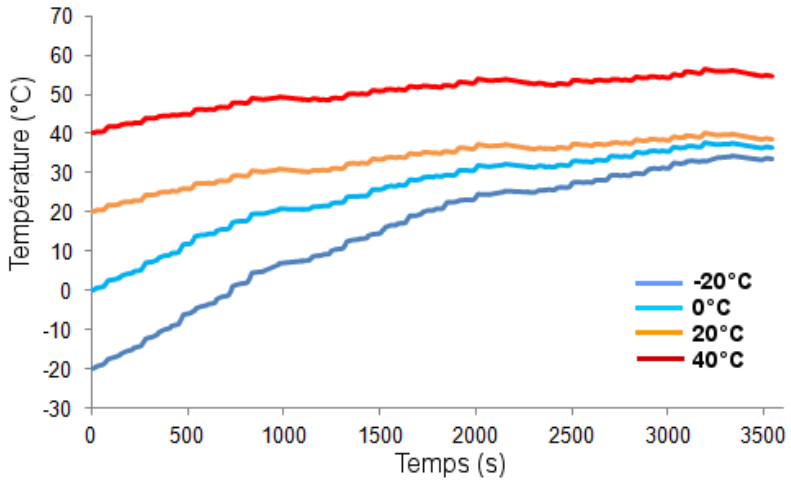


Figure 196 : Températures de la batterie lors de trois cycles NEDC consécutifs, pour différentes températures ambiantes

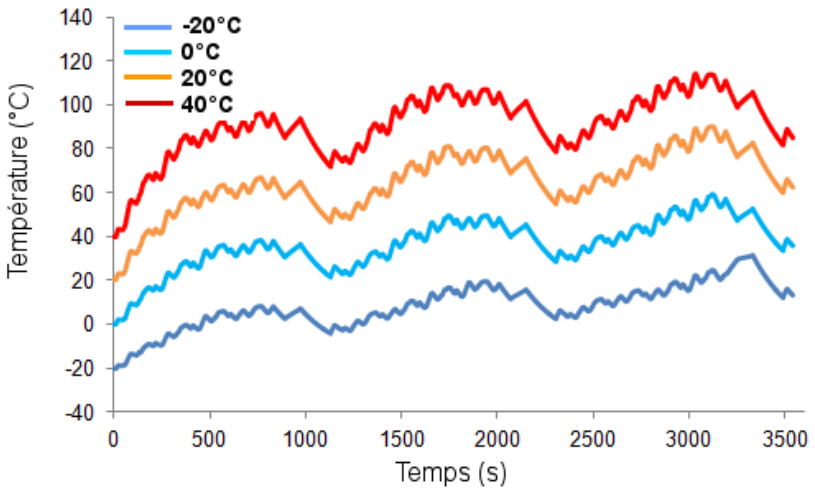


Figure 197 : Températures du moteur électrique (nœud des parties chaudes) lors de trois cycles NEDC consécutifs, pour différentes températures ambiantes

En ce qui concerne les performances de la batterie, nous avions vu en partie 3.2.2 qu'un fonctionnement à 0°C ou 50°C n'avait que peu d'effet sur la consommation finale du véhicule hybride. Or, si l'on considère les résultats de simulation pour la batterie représentés en Figure 197, on observe que les températures de batterie simulées se resserrent rapidement. Les écarts sur le troisième cycle sont trop faibles pour observer ces performances inhabituelles mises à jour par le Tableau 25.

On comprend, à partir de ces résultats de simulation, que c'est plus précisément au niveau des températures du moteur électrique que les écarts de performances s'expliquent. En effet, sur les trois cycles NEDC, ces températures simulées conservent un écart quasi-constant d'une température ambiante test à une autre. De fait, alors que pour une température caniculaire la température du moteur électrique atteint 90, voire 100 °C, elle a du mal à approcher des valeurs positives pour une température de très grand froid. Pour confirmer ce bénéfice de performance à faible température, le rendement du moteur électrique sur trois cycles NEDC est mis en évidence en Figure 198.

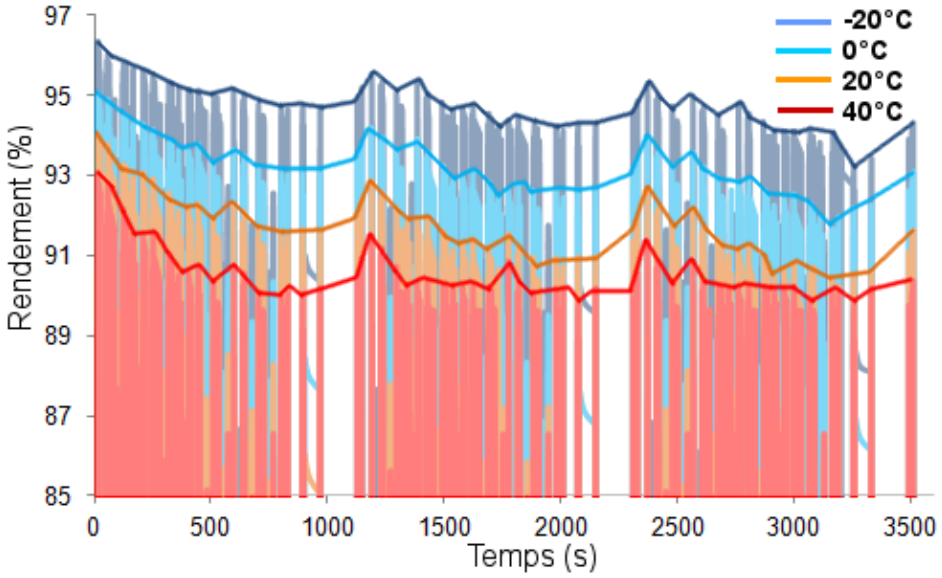


Figure 198 : Rendement de la propulsion électrique (Moteur électrique et batterie) lors de trois cycles NEDC consécutifs, pour différentes températures ambiantes

On observe pour les quatre cas tests une décroissance du rendement avec le temps lorsque le moteur électrique se réchauffe. Cependant, les écarts d'une simulation à l'autre semblent relativement constants. Ainsi, lors de ce parcours, la propulsion électrique la plus froide permet de conserver un excellent rendement, supérieur de 3 à 4 points à celui du cas le plus chaud.

Comme il avait été vu en Partie 2.2.1.2, l'écart de consommation pour des moteurs électriques à température constante de 20°C et 90°C sur un cycle NEDC est d'environ 4%. Ici, les écarts de température obtenus d'une simulation à l'autre sont du même ordre de grandeur. L'écart de consommation sur le 3e cycle est d'ailleurs de 4,8% entre les deux simulations de températures ambiantes extrêmes.

3.4.1.3 Conclusion

Finalement, on compare les consommations du véhicule hybride aux performances du véhicule conventionnel pour ces différentes températures saisonnières. Les résultats sont rassemblés dans le Tableau 27.

Comparaison				
1 cycle	**-20°C**	**0°C**	**20°C**	**40°C**
Baisse de consommation	22,5 %	23,3 %	23,5 %	22,6 %

3 cycles	**-20°C**	**0°C**	**20°C**	**40°C**
Baisse de consommation	24,4 %	23,7 %	23,1 %	22,7 %

Tableau 27 : Comparaison des consommations après le premier et le troisième cycle des deux véhicules

Ce dernier tableau permet de confirmer le léger avantage du fonctionnement du véhicule hybride à faible température lorsque la phase de chauffe du moteur à combustion interne est achevée (ici avec l'étude du 3e cycle seul).

On peut cependant se poser la question de la validité de tels résultats. En effet, les validations proposées en Partie 2.2.1 pour la simulation du moteur électrique ont été réalisées pour des températures positives et élevées. Cette fois, les températures obtenues sont beaucoup plus faibles. Une recherche expérimentale complémentaire serait nécessaire afin de vérifier ces résultats.

3.4.2 Etude de l'impact de la plage d'état de charge de la batterie

3.4.2.1 Etude thermique

Comme il a été expliqué précédemment, la stratégie de fonctionnement actuellement utilisée par le véhicule hybride modélisé est dépendante de la plage d'état de charge de la batterie choisie par l'utilisateur. Lors du démarrage du véhicule, le calculateur teste la batterie. Si le SOC de la batterie est supérieur à la valeur minimale admise, alors la priorité est donnée à la décharge de la batterie (usage du mode électrique, par exemple). Une fois que la batterie est suffisamment déchargée (valeur minimale atteinte), la priorité passe à la recharge (mode hybride avec fonctionnement à haut couple pour le MCI, afin de recharger la batterie tout en assurant la propulsion du véhicule), jusqu'à atteindre la valeur maximale de l'état de charge permise. Ces deux séquences se succèdent au fil du temps. Agir sur la plage de SOC, en la diminuant ou en l'augmentant, est donc le changement de stratégie le plus basique qui peut être réalisé sur ce véhicule. Par conséquent, c'est un cas d'étude tout à fait intéressant et rapide à mettre en œuvre pour tester les capacités du modèle, dans un but de recherche de nouvelles stratégies plus

performantes, tenant notamment compte du comportement thermique du véhicule. Un des arguments de vente actuel de plusieurs véhicules hybrides sur le marché est leur autonomie en mode électrique. Cette étude cherche à mettre en évidence les évolutions des performances du véhicule en fonction de cette autonomie.

La plage de SOC utilisée dans les simulations précédentes se situe entre 60% et 65% de la capacité totale de la batterie. Elle permet une autonomie en tout électrique de plusieurs kilomètres en milieu urbain. Le comportement thermique du véhicule hybride sur un cycle NEDC pour cette plage d'état de charge a déjà été traité en Partie 3.1.2. Cette étude est répétée pour d'autres plages. Trois d'entre elles sont plus resserrées (60 – 62.5, 60 – 61, 60 – 60.5) limitant de plus en plus le temps de chaque phase de décharge et de recharge. Le quatrième cas consiste à doubler la plage d'état de charge. Ces cinq variations de la stratégie du véhicule hybride vont permettre d'étudier l'intérêt (ou l'inconvénient) de l'augmentation de l'autonomie électrique du véhicule full-hybride parallèle. Les simulations sont effectuées avec le modèle de transfert thermique à 2 nœuds pour le moteur à combustion interne. Les températures d'eau et d'huile du moteur à combustion interne sont présentées en Figure 199.

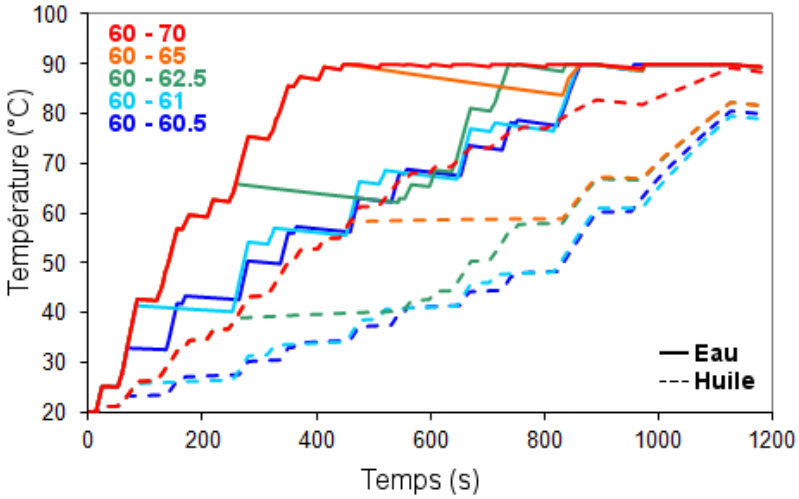


Figure 199 : Températures du moteur thermique (modèle 2 nœuds) lors du parcours d'un cycle NEDC, pour plusieurs plages d'état de charge

On constate, en analysant l'évolution des températures, que le choix de la plage de SOC a une influence finalement peu importante sur la montée en température du moteur à combustion interne. En effet, bien que les courbes relatives aux plages de SOC les plus resserrées semblent prendre du retard sur celles où l'autonomie électrique est la plus grande, ceci s'explique par le fait que le MCI s'arrête plus souvent pour ces plages plus restreintes de SOC. Cependant, en fin de cycle NEDC, les moteurs de l'ensemble des véhicules ont atteint leur état thermique quasi-optimal. Le seul moteur ayant monté à une température supérieure (plus rapidement pour l'eau, et plus haut en fin de cycle pour l'huile) est celui avec la plage la plus importante (60-70). Cela vient du fait que le mode électrique n'est jamais enclenché.

Les Figure 200 et Figure 201 permettent d'observer les évolutions des températures du moteur électrique et de la batterie.

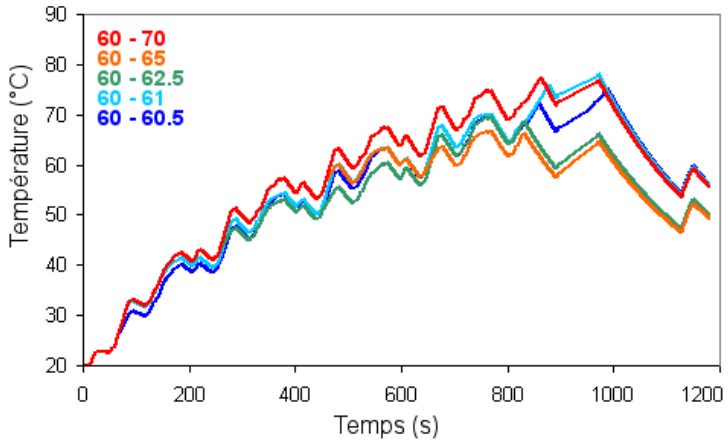


Figure 200 : Température du moteur électrique (nœud des parties chaudes) lors du parcours du cycle NEDC, pour plusieurs plages d'état de charge

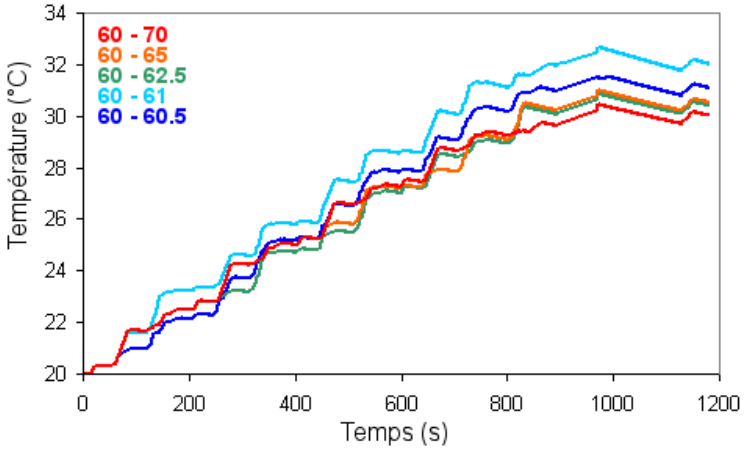


Figure 201 : Température de la batterie lors du parcours du cycle NEDC, pour plusieurs plages de SOC

Une analyse rapide montre que l'utilisation de plages de SOC différentes n'apporte pas de changements importants aux comportements thermiques des éléments électriques. On peut noter que la phase de recharge de la batterie entraîne plus de pertes thermiques pour le moteur électrique (fonctionnant alors en générateur) que sa phase de décharge, ce qui explique certains des écarts observables sur la Figure 200. Les évolutions différentes des températures du moteur thermique ont un impact sur les pertes par frottements qui peuvent être observées en Figure 202. De même, l'évolution du rendement du moteur thermique est détaillée en Figure 203.

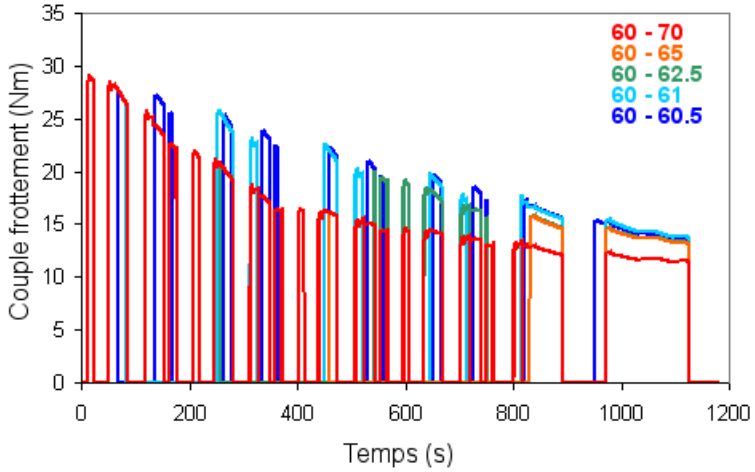


Figure 202 : Couple de frottement du MCI lors du parcours du cycle NEDC, pour plusieurs plages d'état de charge

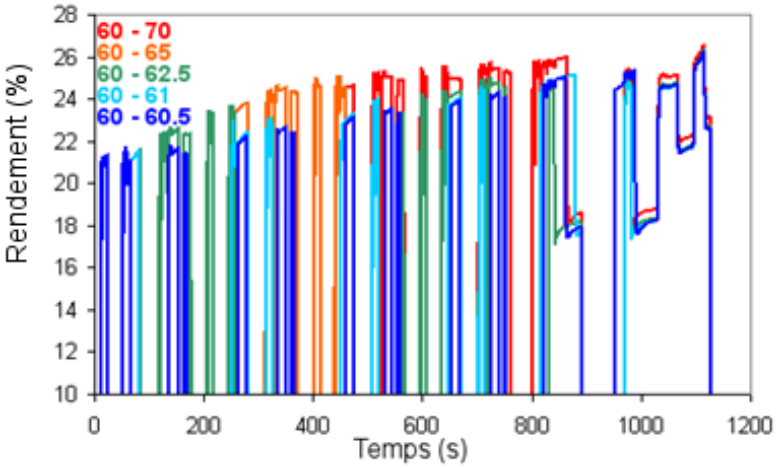


Figure 203 : Rendement du MCI lors du parcours du cycle NEDC, pour plusieurs plages d'état de charge

On note une évolution plus rapide pour les moteurs chauffant le plus rapidement (60 – 65, 60 – 70) lors des premières minutes du cycle, mais l'ensemble des courbes se rejoignent en fin de cycle exceptée la plage 60 – 70. Cela confirme les premières conclusipns obtenues après l'analyse des courbes de températures (Figure 199).

Le rendement du moteur à combustion interne évolue de la même manière. A la vue de ces courbes, on pourrait penser que l'utilisation plus longue du moteur à combustion interne avec une plage de SOC plus importante est un avantage pour chauffer le moteur. Cependant, il ne faut pas oublier que ces véhicules dépensent aussi plus d'énergie lors du début du cycle, avec de longues phases de recharge de la batterie.

On s'intéresse donc maintenant aux consommations et à l'état de charge du véhicule hybride pour ces différentes plages d'utilisation de la batterie. Ceux-ci sont présentés en Figure 204.

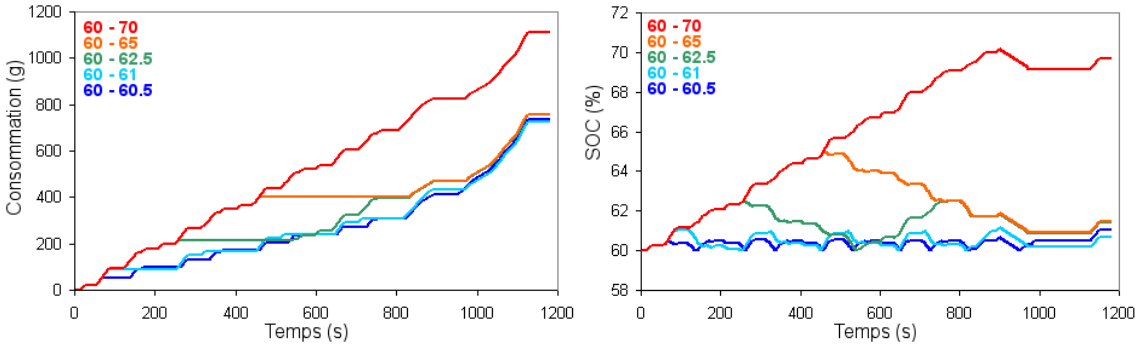


Figure 204 : Consommation du MCI et état de charge de la batterie lors du parcours du cycle NEDC pour plusieurs plages de SOC

Lorsque l'on regarde ces courbes de consommation et d'état de charge, on voit qu'encore une fois la seule courbe qui est largement éloignée des autres en fin de cycle est celle de la plage allant de 60% à 70%. La consommation finale du moteur thermique y est largement supérieure (plusieurs centaines de grammes), mais cette surconsommation apparente est probablement compensée par le fait que son état de charge est lui aussi beaucoup plus important en fin de cycle. La consommation corrigée calculée à partir de ces données est présentée en Figure 205.

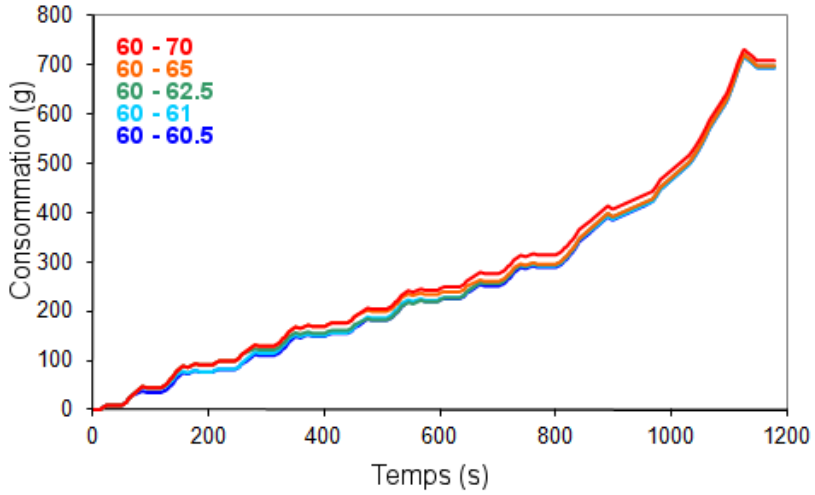


Figure 205 : Consommation corrigée lors du parcours du cycle NEDC pour plusieurs plages d'état de charge

Finalement, en traçant les courbes de consommation corrigée, on peut confirmer que l'utilisation de différentes plages d'état de charge n'a que peu de conséquences sur la consommation énergétique du moteur à combustion interne. En effet, l'écart maximal de consommation corrigée en fin de cycle pour les véhicules avec des plages allant de 60-60,5 à 60-70 est d'environ 2%.

Du point de vue thermique, il semblerait que les plages d'état de charge les plus élevées donnent une consommation légèrement plus forte en début de cycle, ce qui s'explique par le fait que le moteur thermique est plus utilisé en début de cycle pour ces stratégies, du fait d'un temps de charge plus long. Cependant, plus tard dans le cycle, les modes électriques s'activent, et finalement le moteur thermique est utilisé pendant des temps quasi-identiques sur l'ensemble du cycle NEDC pour toutes les plages d'état de charge. Il est donc normal que les courbes se rapprochent les unes des autres en fin de cycle.

3.4.2.2 Discussion sur le calcul de consommation corrigée

A la vue des derniers résultats de consommation corrigée, il semblerait que la définition de la plage de charge de la batterie ne soit pas très importante. Cependant, il ne faut pas oublier que certains choix avaient été faits lors du calcul de consommation corrigée en Partie 3.1.2.2.b, notamment vis-à-vis des rendements des deux propulsions. La consommation corrigée présentée en Figure 205 peut être considérée comme une correction pessimiste, avec une minimisation du potentiel d'économie de carburant que représente l'énergie contenue dans la batterie. Elle avait été réalisée en considérant que, suite à l'arrêt complet du véhicule (réinitialisation de la commande de gestion des deux propulsions), celui-ci démarrait dans les conditions thermiques les plus élevées. Un second calcul avait alors été réalisé (Tableau 15), pour lequel il est supposé que les deux motorisations redémarraient à température ambiante, maximisant ainsi le potentiel de l'énergie encore stockée dans la batterie. La consommation réelle du véhicule se situe entre ces deux extrêmes. Ce calcul est de nouveau réalisé avec les résultats de consommation et d'état de charge obtenus lors de l'étude de l'effet de la plage d'état de charge. Les résultats de cette seconde consommation corrigée sont présentés en Figure 206.

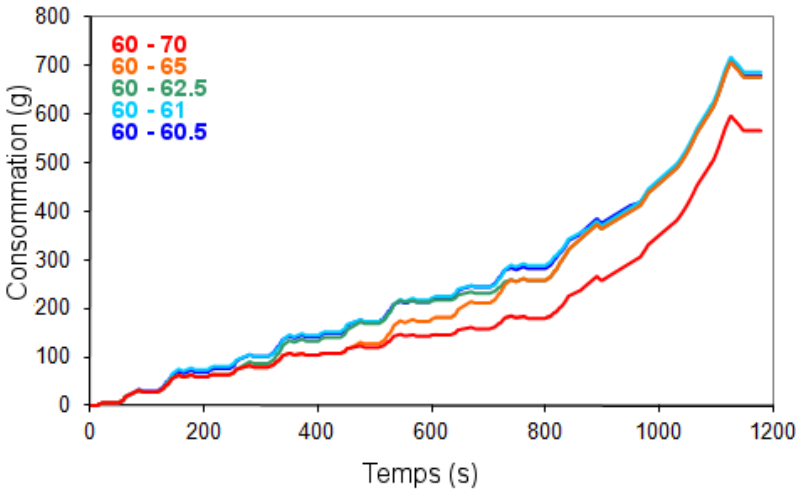


Figure 206 : Nouveau calcul de la consommation corrigée pour les différentes plages d'état de charge, en considérant un redémarrage à froid du véhicule

Un nouveau comportement thermique apparaît alors concernant l'évolution de la consommation globale du véhicule au cours du temps. Selon ce calcul de consommation corrigée, augmenter l'autonomie électrique peut résulter en une consommation réduite du véhicule, si le trajet est court. En effet, supposer ici que le redémarrage du véhicule se fera à température ambiante signifie que le moteur électrique fonctionnera à un meilleur rendement, mais aussi que le moteur thermique aurait dépensé plus d'énergie s'il avait dû recharger la batterie à l'état de charge présent. Cependant, ce phénomène est particulièrement marqué lorsque l'état de charge de la batterie est très important, et se réduit lorsque celui-ci est faible. Cela entraîne alors un phénomène cyclique au fur et à mesure des charges et décharges, comme observé en Figure 206 pour la plage 60 – 65 (consommation évoluant plus faiblement lors des premières 500 secondes, pendant lesquelles la batterie se recharge, puis plus rapidement jusqu'à la fin du cycle, lors de la décharge de la batterie). Ainsi, suivant l'instant ou le véhicule s'arrête, la consommation globale du véhicule peut varier.

Il ne faut pas oublier que la consommation finale réelle de cette architecture hybride, utilisée plusieurs fois dans ces mêmes conditions routières et de température ambiante, se situe entre les deux calculs de consommation corrigée extrêmes présentés en Figure 205 et Figure 206.

3.4.3 Pas d'arrêt du MCI pendant la première charge de la batterie pour une architecture full-hybride parallèle

Nous avions vu dans les parties précédentes que le fait de fonctionner au régime ralenti pour le véhicule conventionnel est un facteur très pénalisant lors de la période de chauffe de son moteur à combustion interne. Au contraire, les arrêts de ce même moteur dans les véhicules hybrides (quel que soit le taux d'hybridation) lorsque le véhicule est immobilisé (bouchons, feux tricolores, etc…) entraînent un allongement de la durée de mise en température du moteur.

L'objectif de cette partie est de déterminer, à l'aide de la simulation, l'intérêt qu'il y aurait à utiliser un fonctionnement évitant ces deux écueils à la fois, l'idée étant de ne pas arrêter le moteur thermique et d'éviter le fonctionnement au ralenti. Ainsi, lors de la première recharge de la batterie, le moteur thermique est utilisé à couple et vitesse constants (1350 tr/min et 90 Nm), ce qui correspond à son point de meilleur rendement. La totalité de l'énergie produite lors de cette phase est alors entièrement redirigée vers la batterie et stockée, pour être ensuite réutilisée ultérieurement.

Dans la continuité du paragraphe précédent, cette stratégie est testée pour deux plages d'état de charge différentes (60-65 et 60-70) dans le but d'observer son effet, suivant la durée nécessaire à recharger la batterie. Les simulations sont réalisées avec le véhicule full-hybride parallèle utilisant le modèle de transfert thermique à 2 nœuds lors du parcours de plusieurs cycles ECE-15. Ce

cycle particulier a été choisi plutôt que le NEDC (dont il représente la partie urbaine) afin que la partie extra-urbaine de ce dernier ne perturbe pas les résultats, du fait des fonctionnements différents du véhicule hybride suivant la vitesse du véhicule. Il a en effet été observé au cours de la recherche que la partie extra-urbaine du cycle NEDC, pour laquelle la vitesse du véhicule est trop importante pour qu'il fonctionne en mode électrique, perturbait l'analyse des résultats.

Les résultats obtenus pour cette nouvelle stratégie de fonctionnement empêchant les arrêts du MCI lors de la première charge sont comparés à ceux obtenus avec la stratégie originelle. Les températures pour les deux plages d'état de charge sont présentées en Figure 207 et Figure 208.

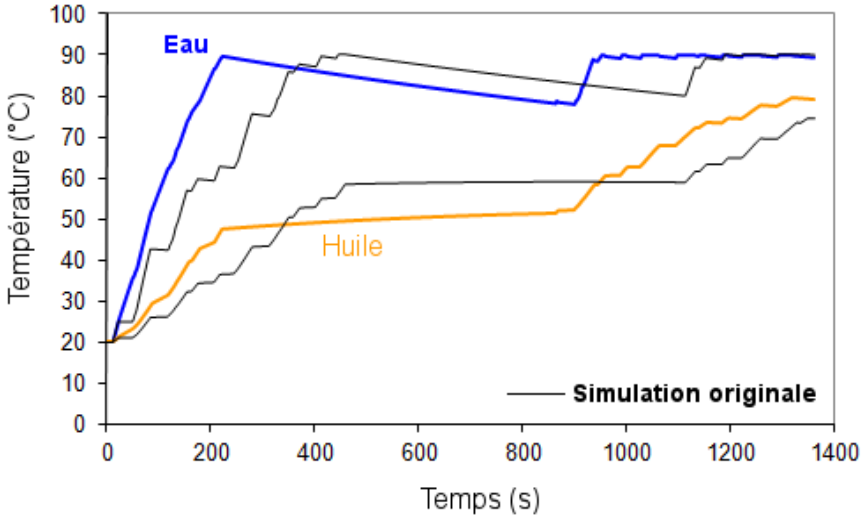


Figure 207 : Températures d'eau et huile lors du parcours de 7 cycles ECE-15 par le véhicule hybride parallèle (plage de SOC 60-65). Comparaison entre la nouvelle stratégie interdisant l'arrêt lors de la première charge (en couleur) et l'ancienne (noir)

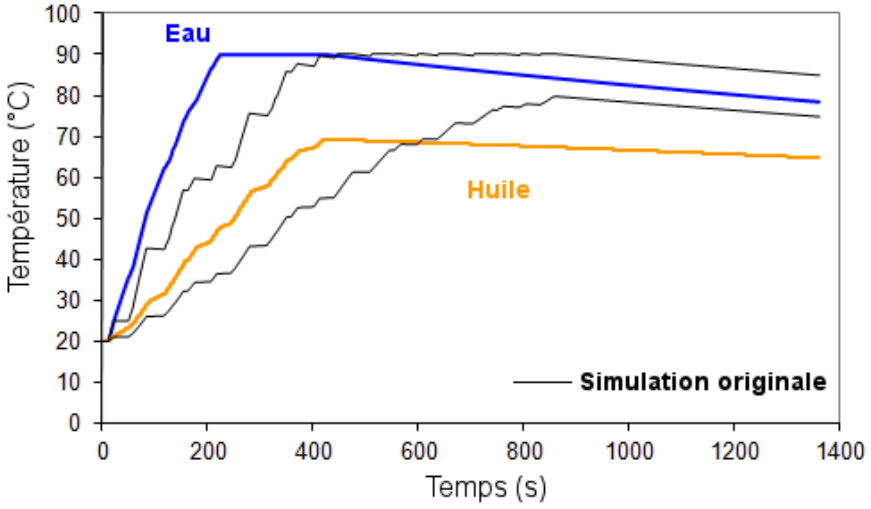


Figure 208 : Températures d'eau et huile lors du parcours de 7 cycles ECE-15 par le véhicule hybride parallèle (plage de SOC 60-70). Comparaison entre la nouvelle stratégie interdisant l'arrêt lors de la première charge (en couleur) et l'ancienne (noir)

On constate que la nouvelle stratégie de contrôle a l'effet attendu sur les températures d'eau et d'huile, avec des augmentations bien plus rapides pour ces deux fluides. Cependant, les écarts avec la stratégie originelle restent finalement assez limités (10 à 15 degrés lors de la première charge). On constate également que ce type de fonctionnement raccourcit la durée de la charge de la batterie. Le véhicule hybride entre donc plus rapidement en mode électrique stoppant la montée en température du MCI.

Pour le véhicule fonctionnant avec une plage d'état de charge allant de 60 à 65%, cette dernière

observation est particulièrement visible. La température obtenue en fin de charge est haute par rapport à l'ancienne stratégie, avec environ 15°C supplémentaires lors du passage en mode électrique après environ 200 secondes. Cependant, la charge complète étant atteinte très tôt, la température d'huile à la fin de cette phase est fianlement inférieure à celle obtenue précédemment (50°C pour la nouvelle stratégie, contre 60°C pour l'ancienne). De plus, le mode électrique étant activé plus tôt du fait de la recharge plus rapide pour la nouvelle stratégie, le moteur thermique redémarre aussi plus tôt pour la recharge suivante de la batterie. Les courbes d'état de charge sont donc aussi fortement décalées du fait de ce nouveau fonctionnement. Dans le cas du véhicule fonctionnant avec une plage de SOC allant de 60% à 70%, les températures atteintes en fin de charge sont plus importantes, avec une chauffe du moteur thermique quasiment terminée lors du passage en mode électrique après environ 450 secondes.

Comme il a déjà été vu plusieurs fois déjà dans les précédents paragraphes, augmenter la vitesse de la montée en température de l'huile permet de limiter les pertes par frottements, ce qui a donc un effet positif sur le rendement instantané du moteur. Il faut maintenant évaluer les apports qu'entraîne l'application de la nouvelle stratégie sur ce rendement. Le rendement pour les deux plages de SOC utilisées est présenté en Figure 209 et Figure 210.

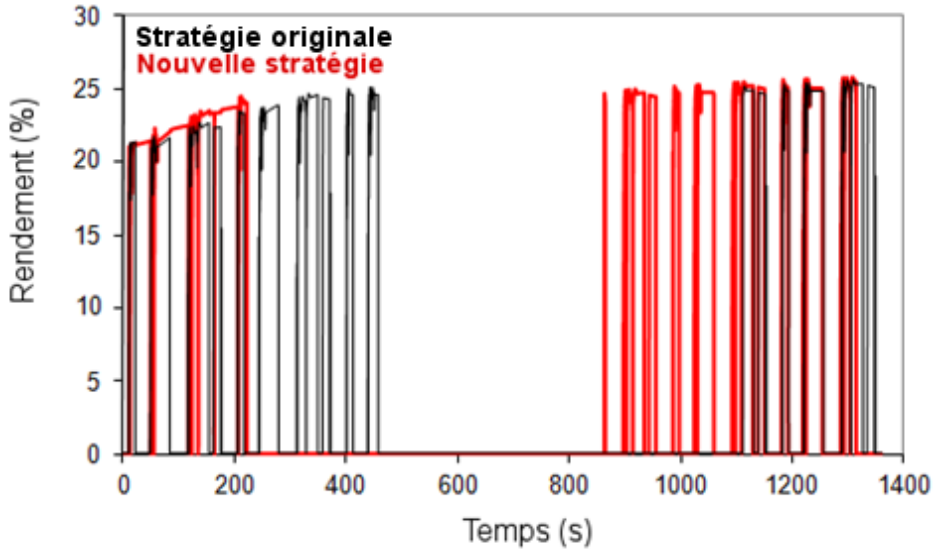


Figure 209 : Rendement du MCI lors du parcours de 7 cycles ECE-15 par le véhicule hybride parallèle (plage de SOC 60-65)

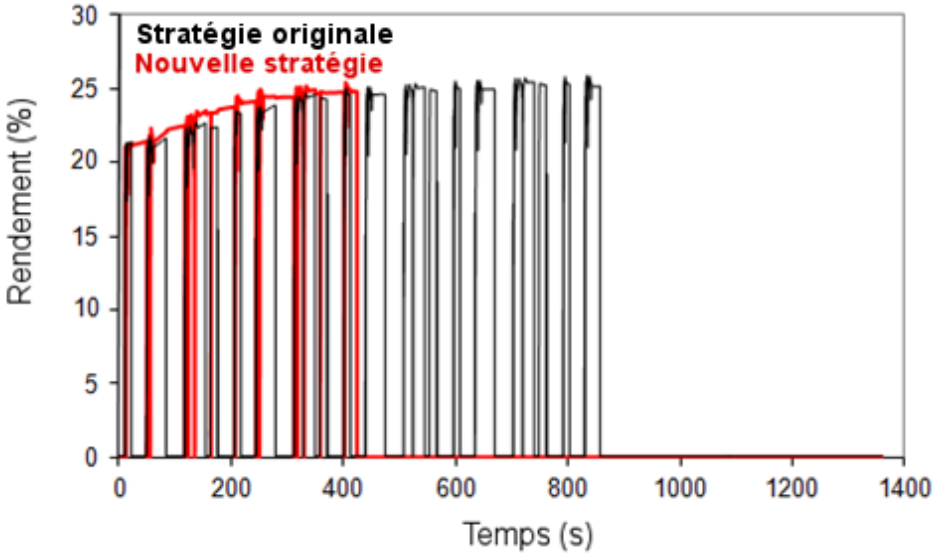


Figure 210 : Rendement du MCI lors du parcours de 7 cycles ECE-15 par le véhicule hybride parallèle (plage de SOC 60-70)

On constate un gain non négligeable sur le rendement du moteur thermique du fait de la nouvelle stratégie empêchant les arrêts du moteur à combustion interne. Le gain de rendement est cependant plus faible qu'espéré, avec un gain en fonction du temps situé entre 1 et 2 points. De plus, ce gain est obtenu sur une durée finalement assez limitée, 200 secondes pour la plage 60-65 et 400 secondes pour la plage 60 - 70. Lors du redémarrage du moteur en fin de mode tout électrique, les valeurs de rendement obtenues pour les deux stratégies sont similaires.

L'évolution du rendement est donc positive, mais sûrement plus faible que ce que l'on pouvait espérer avec un gain visible mais assez limité. Il reste à observer cet effet sur la consommation globale du véhicule. Ceci est tout d'abord réalisé avec les tracés des consommations en Figure 211 et Figure 212. Afin d'observer les bénéfices de la nouvelle stratégie, les simulations ont été prolongées jusqu'à ce que 14 cycles ECE-15 soient accomplis.

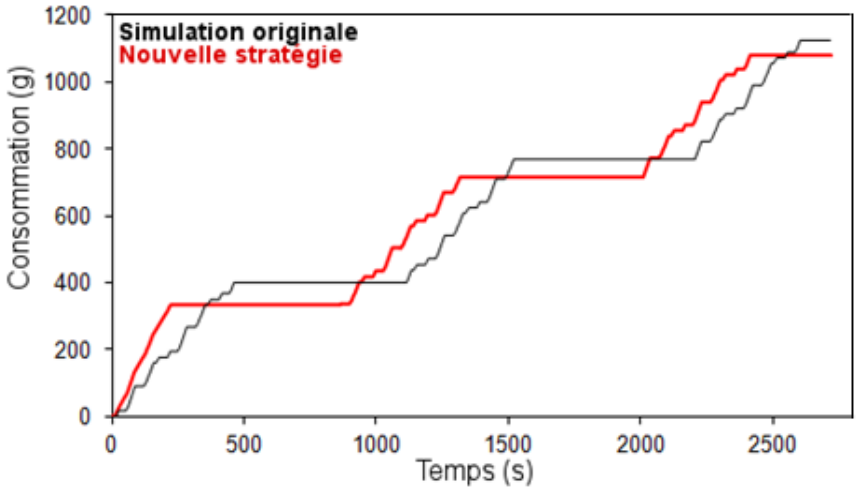


Figure 211 : Consommation du MCI lors du parcours de 14 cycles ECE-15 par le véhicule hybride parallèle (plage de SOC 60-65)

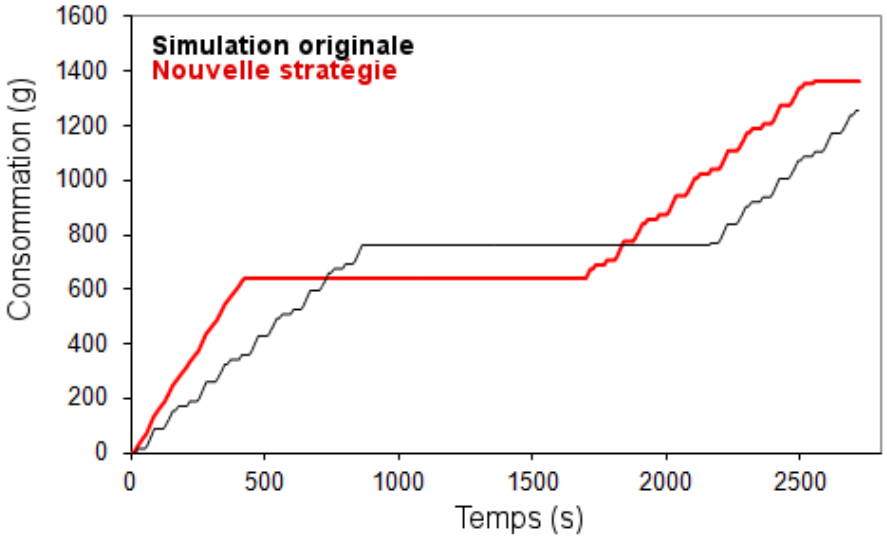


Figure 212 : Consommation du MCI lors du parcours de 14 cycles ECE-15 par le véhicule hybride parallèle (plage de SOC 60-70)

Comme prévu, la nouvelle stratégie utilisant plus le moteur thermique, la consommation évolue plus rapidement lors de la première charge. Ensuite, au gré des charges et des décharges successives, les consommations obtenues entre les deux stratégies se croisent. L'utilisation d'une plage de SOC plus importante éloigne les croisements les uns des autres. En observant uniquement la consommation du moteur thermique, il semblerait donc que les bénéfices (ou désavantages) dus à la nouvelle stratégie dépendent du temps pendant lequel on arrête le

véhicule (sur la durée totale du voyage). Du fait de la nouvelle stratégie, plus d'énergie est utilisée en début de fonctionnement du véhicule, et les véritables gains de consommation ne devraient pas apparaître dès le démarrage,t mais plutôt dans les quelques minutes qui le suivent.

De la même manière, les états de charges de la batterie sont étudiés lors du parcours de 14 cycles ECE-15, et présentés en Figure 213 et Figure 214.

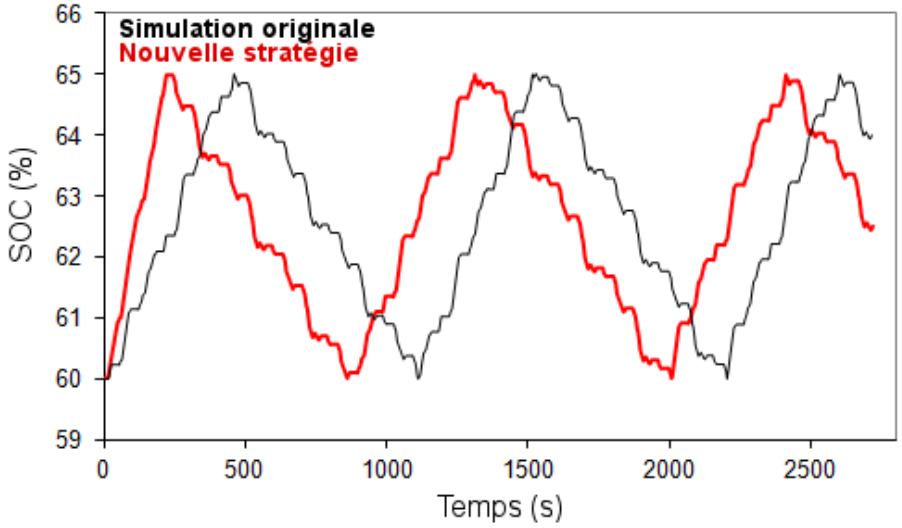


Figure 213 : Etat de charge de la batterie lors du parcours de 14 cycles ECE-15 par le véhicule hybride parallèle (plage de SOC 60-65)

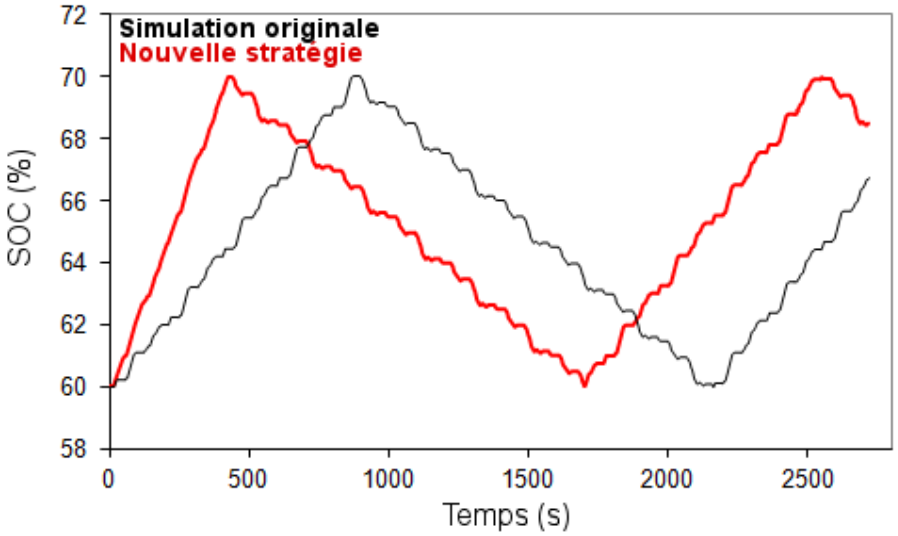
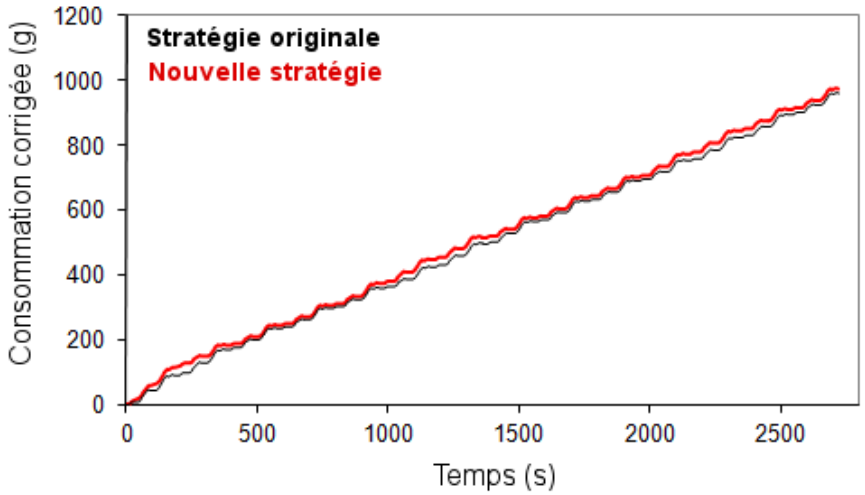


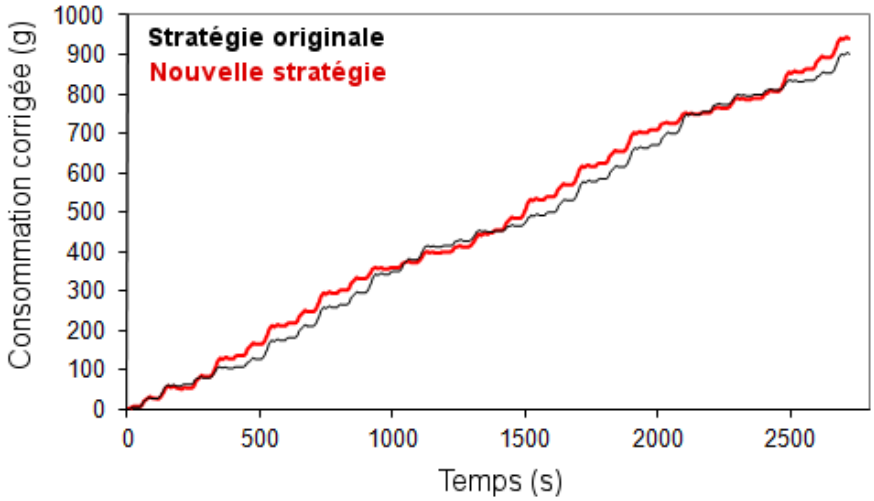
Figure 214 : Etat de charge de la batterie lors du parcours de 14 cycles ECE-15 par le véhicule hybride parallèle (plage de SOC 60-70)

Comme observé sur les courbes de températures, rendement et consommation, l'état de charge de la batterie subit un décalage du fait de la première charge plus rapide. Cela a aussi un impact sur la consommation globale du véhicule. En effet, les courbes de consommation des Figure 211 et Figure 212 semblent montrer des consommations plus faibles pour la nouvelle stratégie, lorsqu'on les compare à une stratégie plus classique durant les phases de fonctionnement électrique (paliers de consommation constante). Cependant, cette sous-consommation est en partie contrebalancée par les écarts de SOC. Ce dernier est à ce moment plus faible pour la nouvelle stratégie que celui obtenu avec l'originale. L'écart, situé dans les deux cas autour des 2% d'état de charge, représente un équivalent de consommation non négligeable (environ égal à 65g de carburant après un calcul rapide).

Finalement, les écarts de consommations corrigées, calculés par les deux méthodes présentées en Parties 3.1.2.2.b et 3.4.2.2 (redémarrage à chaud ou à froid du véhicule lors de sa prochaine utilisation) sont présentés en Figure 214 à Figure 218.



(a)



(b)

Figure 215 : Consommation corrigée du véhicule hybride parallèle lors du parcours de 14 cycles ECE-15 (plage de SOC 60-65). (a : redémarrage à chaud, b : redémarrage à froid)

Il apparaît que les écarts sont bien plus faibles après correction. On se concentre tout d'abord sur le cas du véhicule utilisant la plage de SOC allant de 60% à 65% de la capacité totale de la batterie. Les résultats divergent fortement en fonction de la correction choisie pour la consommation. Si l'on considère, comme en Figure 215.a, que la prochaine utilisation du véhicule se fera avec des motorisations encore à leurs températures maximales, on observe alors que la nouvelle stratégie est totalement inefficace et induit une consommation plus élevée. L'énergie dépensée en début de cycle est trop importante, et les gains en termes de rendement du MCI, du fait de la montée plus rapide de sa température, n'arrivent pas à la compenser. Si l'on considère que le véhicule redémarre à température ambiante (Figure 215.b), alors on retrouve une surconsommation due au fonctionnement sans arrêt du moteur lors des premières secondes de marche du véhicule. Ce désavantage revient régulièrement au gré des successions de charges et de décharges de la batterie, avec une évolution cyclique des courbes de consommation corrigée. Cependant, on observe bien une consommation corrigée moins importante pour la nouvelle stratégie (par exemple entre 1050 et 1400 secondes, ou entre 2100 et 2500 secondes après le départ).

La Figure 216 est un zoom de la consommation corrigée pour ces deux zones.

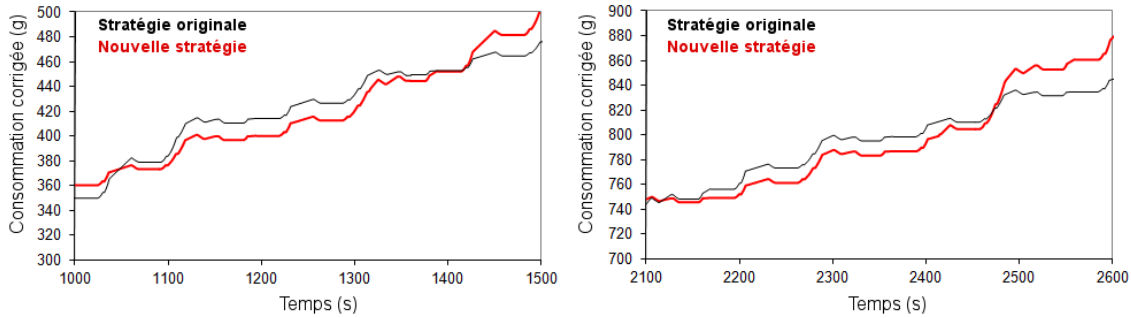
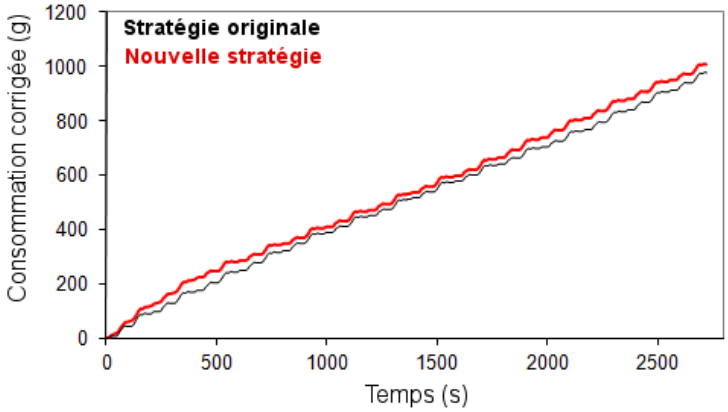
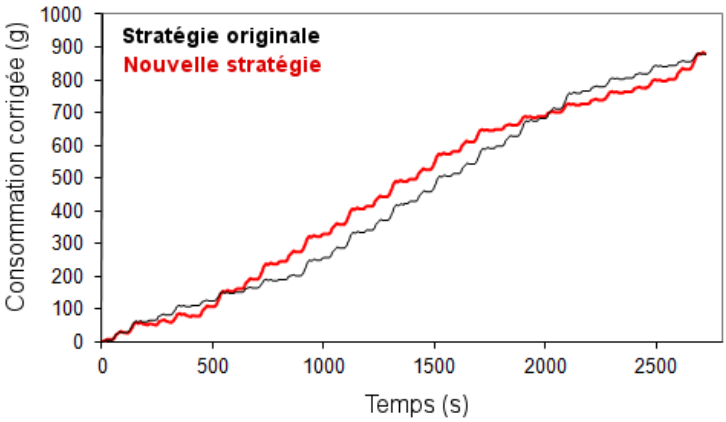


Figure 216 : Zoom de la Figure 215.b sur l'avantage donné à la nouvelle stratégie pour la consommation corrigée du véhicule hybride parallèle (plage de SOC 60-65) entre 1050 et 1400 secondes et entre 2100 et 2500 secondes après le départ

Le gain de consommation dans la première zone positive (1050 à 1400 secondes) représente une économie de 2 à 3%. Dans la seconde zone, cette économie relative est devenue inférieure à 1,2% (mêmes écarts absolus, mais avec une consommation totale ayant atteint une valeur bien plus élevée). La nouvelle stratégie permet donc de réaliser des économies de carburant, mais celles-ci sont assez limitées, car effectives après de longues minutes seulement. Pire, hors de ces zones pour lesquelles la consommation corrigée est inférieure avec la nouvelle stratégie (si jamais il s'avérait que l'on arrêtait effectivement le véhicule complètement à ce moment), on remarque une surconsommation importante. Par exemple, elle s'élève à 28% si on immobilise le véhicule au bout de 500 secondes. Ces surconsommations proviennent du fait que la nouvelle stratégie utilise plus d'énergie en début de cycle. On s'intéresse maintenant à l'utilisation de l'autre plage de SOC. Les courbes de consommations corrigées pour les deux stratégies sont présentées en Figure 217, en faisant à nouveau une distinction entre les deux méthodes de calcul de la consommation corrigée.



(a)



(b)

Figure 217 : Consommation corrigée du véhicule hybride parallèle lors du parcours de 14 cycles ECE-15 (plage de SOC 60-70). (a : redémarrage à chaud, b : redémarrage à froid)

Le même comportement est observé pour la plage de SOC la plus grande (60 – 70). Si on considère un redémarrage à chaud du véhicule, on remarque une deuxième fois une surconsommation du fait de la nouvelle stratégie (Figure 217.a). D'autre part, on trouve des résultats similaires à la plage 60-65 pour le second calcul de consommation corrigée (Figure 217.b), mais avec des amplitudes plus importantes et avec un cycle de durée plus long. Les économies de carburant sont plus conséquentes si on se situe dans la première zone positive, ici de 100 à 500 secondes après le départ, la consommation pour la nouvelle stratégie pouvant être réduite jusqu'à 20%. On est ici avantagé par le fait que les écarts absolus sont assez importants tout en maintenant encore une consommation totale faible, car on se situe quelques secondes seulement après le départ. Dans la seconde zone positive, de 2000 à 2700 secondes après le départ, les écarts relatifs sont moins grands, avec une économie limitée à 3 à 4%. L'utilisation d'une autre plage de charge influe donc à la fois sur les économies de carburant permises par la nouvelle stratégie, mais aussi sur la durée pendant laquelle ce gain est effectif. Dans le cas de la plage 60 – 70, il est nécessaire d'attendre moins longtemps avant l'apparition des premiers gains de consommation. Cependant, en dehors de ces zones de plus faible consommation, on note, entre 600 secondes et 2000 secondes après le départ, une très forte surconsommation, de l'ordre plusieurs dizaines de % (35% à 900 secondes par exemple). Arrêter le véhicule totalement dans ces zones est donc particulièrement pénalisant.

La Figure 218 est encore une fois un zoom sur la zone de plus faible consommation :

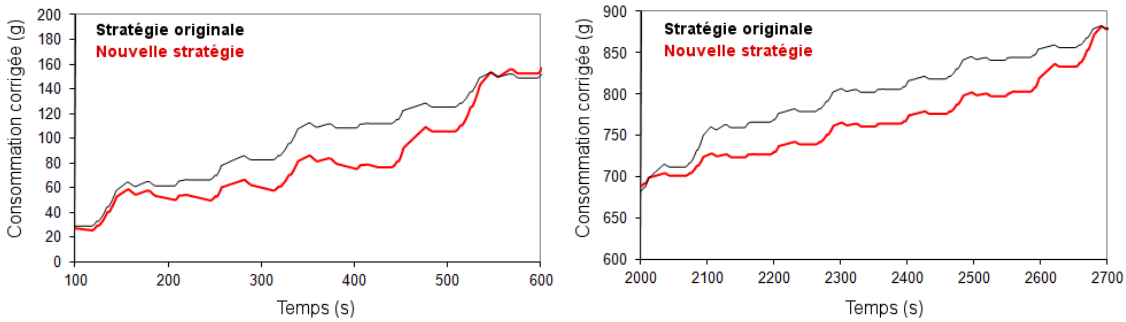


Figure 218 : Zoom sur l'avantage donné à la nouvelle stratégie sur la consommation corrigée du véhicule hybride parallèle (plage de SOC 60-70) entre 800 et 1700 secondes après le départ

Il semblerait donc que cette nouvelle stratégie ait prouvé son potentiel, (d'après la simulation) tout en ayant montré certains inconvénients. Le principal est évidemment que cette stratégie n'est pas applicable directement, en tout cas pas en tant que stratégie "rule-based" avec des règles fixées, du fait de la contrainte de temps de trajet nécessaire avant de bénéficier des apports de la stratégie, ainsi que de la nécessité d'attendre un refroidissement complet des deux motorisations afin d'en tirer un maximum de bénéfices. A moins de pouvoir disposer d'une nouvelle stratégie qui s'adapte au temps de trajet du véhicule, les risques d'entraîner des effets inverses (surconsommation importante) en arrêtant le véhicule hors des zones permettant les économies de carburant sont trop importants pour la stratégie actuelle.

3.4.4 Etude de l'impact de la récupération de l'énergie thermique du moteur électrique

En cours de thèse, l'idée d'utiliser l'énergie thermique des pertes du moteur électrique pour réchauffer le moteur thermique a été évoquée. En effet, il a été vu en Partie 1.3.2.4 qu'à l'inverse du moteur thermique, le moteur électrique fonctionne avec de meilleurs rendements lorsqu'il est froid. Trouver un moyen permettant à la fois de réduire la température de cet élément tout en augmentant plus rapidement la température du moteur à combustion interne devrait donc théoriquement réduire la consommation globale de ce véhicule.

Cette partie n'a pas pour but de concevoir le matériel nécessaire à ce transfert thermique du moteur électrique au moteur thermique, mais uniquement à analyser les apports éventuels quantifiables que pourrait avoir un tel système. Une situation extrême (pouvant même être

considérée comme impossible) est simulée : il est considéré que l'ensemble des pertes thermiques du moteur électrique sont transférées au moteur à combustion interne, avec donc un moteur électrique qui reste à température constante.

Le modèle de transferts thermiques du MCI utilisé est celui à 2 nœuds. Le parcours d'un cycle NEDC avec un véhicule full-hybride démarrant à état de charge de batterie maximum est réalisé. Celui-ci permet une grande phase de fonctionnement en électrique pur lors de la première partie du cycle, et donc un transfert thermique maximal. Les évolutions de température pour l'huile de lubrification issues du modèle modifié sont comparées avec le modèle d'hybride précédent (sans transfert d'un moteur à l'autre) en Figure 219.

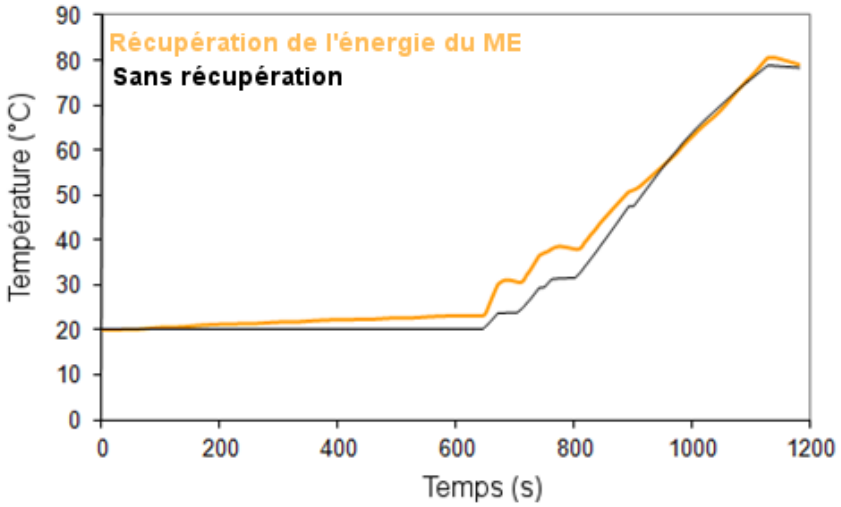


Figure 219 : Températures d'huile lors du parcours d'un cycle NEDC par le véhicule hybride parallèle, avec transfert des pertes du ME vers le MCI

On constate que l'apport de l'ensemble des pertes thermiques du moteur électrique lors des 600 premières secondes, grâce au fonctionnement électrique, ne permet qu'une légère augmentation de la température de l'huile du MCI. Elle apparaît bien dérisoire pour réduire la consommation du véhicule. Pour le confirmer, les Figure 220 et Figure 221 présentent une comparaison des consommations et états de charge obtenus pour les deux tests différents.

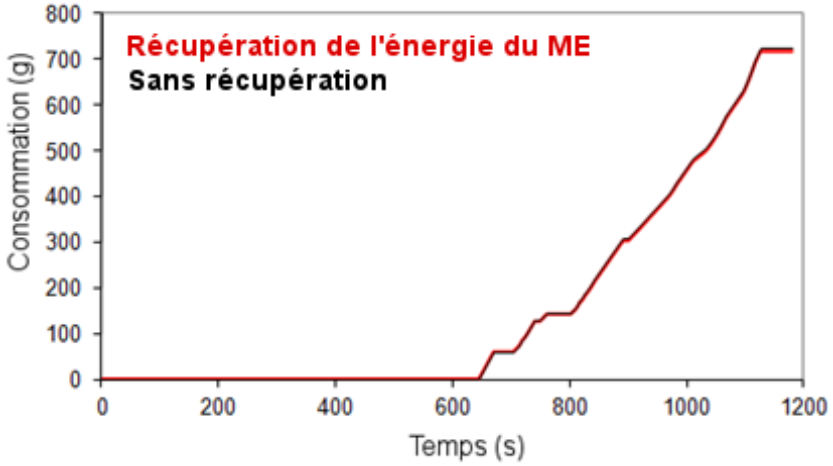


Figure 220 : Consommation du MCI lors du parcours d'un cycle NEDC par le véhicule hybride parallèle, avec transfert des pertes du ME vers le MCI

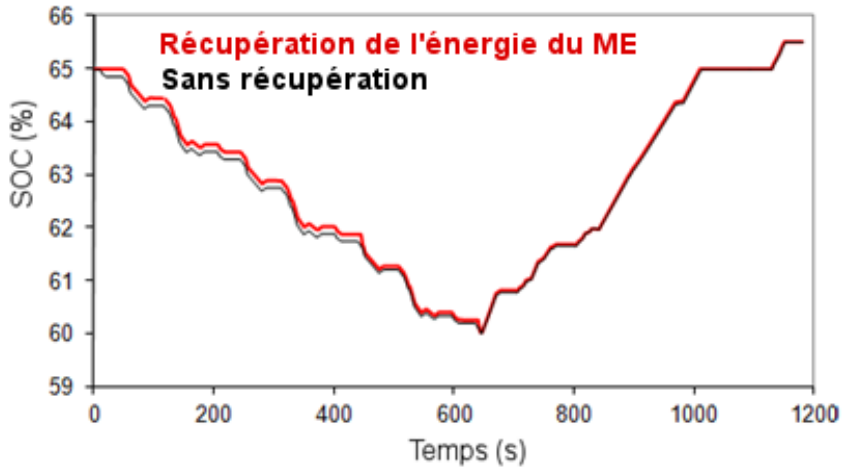


Figure 221 : Etat de charge de la batterie lors du parcours d'un cycle NEDC par le véhicule hybride parallèle, avec transfert des pertes du ME vers le MCI

La consommation du moteur à combustion interne est à peine modifiée avec une baisse de moins de 1% (6g économisés, pour une consommation totale de 723g). Quant à l'état de charge de la batterie, celui-ci diminue légèrement plus lentement, car le moteur électrique conserve une température plus faible dans la nouvelle simulation. Mais cet avantage est totalement annulé du fait des aléas du trajet. En définitive, les états de charge finaux pour les deux simulations sont quasiment identiques.

Ainsi, les effets de la récupération de l'ensemble de l'énergie des pertes du moteur électrique par le moteur thermique a un effet négligeable sur les performances de ce dernier. Il s'avère donc, au vu de ces résultats, qu'un dispositif permettant ce transfert n'apporterait qu'un gain éventuel très limité. En effet, les pertes du moteur électrique sont largement inférieures aux pertes par frottements qui permettent normalement de réchauffer l'huile du moteur à combustion interne. Celles-ci sont comparées en Figure 222.

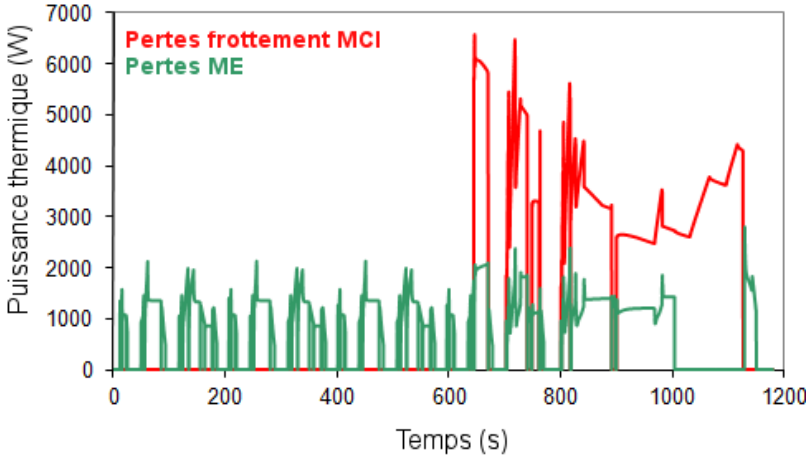


Figure 222 : Comparaison entre les pertes du moteur électrique et celles du moteur thermique lors du cycle NEDC

Les pertes par frottement étant, de plus, largement inférieures aux pertes aux parois dans le moteur thermique, on comprend mieux l'incapacité des pertes électriques à réchauffer efficacement le moteur thermique. Elles sont suffisantes pour la montée en température du moteur électrique, notamment pour les parties les plus chaudes présentées en Partie 2.2.1.4, mais cela représentait une masse beaucoup moins importante que l'ensemble du moteur à combustion interne, expliquant cette montée en température rapide.

Cet exemple permet d'illustrer le type d'étude théorique pouvant être réalisée grâce à ce modèle avant toute mise en œuvre d'un prototype.

3.4.5 Etude de l'impact d'un réchauffeur d'huile par résistance électrique

Cette étude vise à tester l'efficacité théorique de l'installation d'un réchauffeur électrique de l'huile de lubrification. Ce réchauffeur consiste en une résistance électrique dont l'énergie provient directement de la batterie. Le but est de chauffer rapidement l'huile, afin de ne pas avoir de surconsommation du moteur thermique du fait d'un couple de frottement plus élevé avec une huile froide. Etant donné que l'on va s'intéresser de près à la température d'huile, le modèle le plus détaillé, dans lequel les deux circuits de refroidissement et de lubrification sont modélisés, est utilisé. Celui-ci est donc modifié, avec une nouvelle source de chaleur transmise directement au carter d'huile. Ce dernier a été également isolé, afin de ne chauffer que l'huile de lubrification par ce nouveau système, et de ne pas avoir de déperdition de chaleur au travers du bloc moteur. Le transfert thermique initialement présent entre ces deux éléments a donc été retiré. Le réchauffeur d'huile est représenté schématiquement sur la figure suivante :

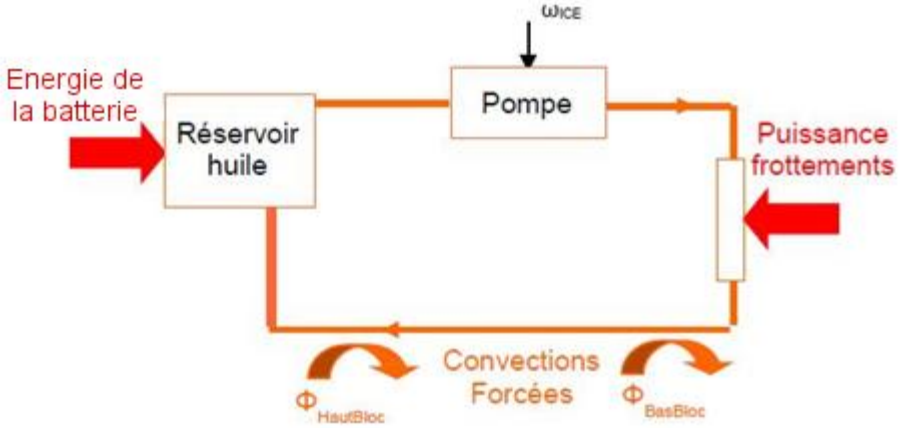


Figure 223 : Schéma du nouveau circuit d'huile avec modélisation d'un réchauffeur d'huile par résistance électrique

L'efficacité de cette solution est étudiée ici. Plusieurs cas sont présentés. Le premier consiste à réchauffer l'huile du moteur thermique avant même le démarrage du MCI. Le but est alors de ne jamais faire fonctionner le moteur à combustion interne à température ambiante, et ainsi de s'épargner de nombreuses pertes supplémentaires par frottements. Cependant, il n'est pas forcément possible d'utiliser l'énergie de la batterie si son état de charge au démarrage du véhicule est trop faible. Un deuxième cas de figure est testé, dans lequel le véhicule démarre à état de charge minimal, entraînant donc une utilisation immédiate du moteur thermique.

Les simulations sont réalisées encore une fois sur plusieurs cycles ECE-15 répétés, pour que l'analyse des résultats ne soit pas discutable du fait des différences de fonctionnement du véhicule hybride en cas de roulage extra-urbain.

3.4.5.1 Réchauffage de l'huile avant le démarrage du moteur à combustion interne

Dans cette première étude, le véhicule parcourt 14 cycles ECE-15 avec un état de charge initial maximal. Ainsi, le réchauffeur d'huile fonctionne au cours du mode électrique pendant toute la première partie du cycle. Une fois que la batterie a atteint son niveau minimal admissible (60%), le moteur thermique démarre pour la première fois. Le réchauffeur électrique est activé dès le début du cycle, et s'arrête une fois que la température d'huile a atteint une température suffisamment haute (80°C). Le moteur ne démarre donc pas à température ambiante, mais à une température bien plus élevée, ce qui permet alors de ne pas subir les désagréments d'un départ à froid.

Les résultats de simulation du véhicule hybride équipé d'un réchauffeur d'huile sont comparés aux résultats du véhicule hybride originel. Une première comparaison des températures d'huile est réalisée en Figure 224.

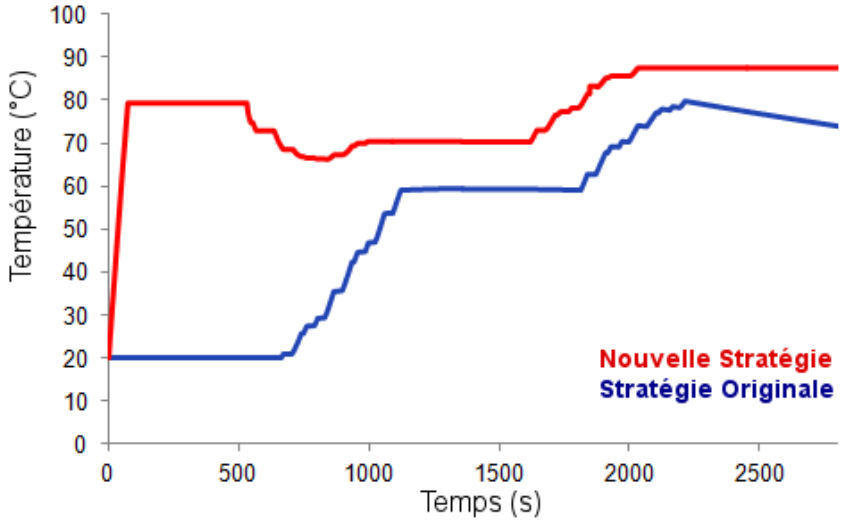


Figure 224 : Température d'huile du MCI avec utilisation d'un réchauffeur électrique sur 14 cycles ECE-15. Comparaison avec le véhicule hybride originel

On constate sur cette dernière figure que le réchauffeur d'huile effectue pleinement sa mission en réchauffant rapidement l'huile de lubrification, grâce à sa grande puissance. En une centaine de secondes, sa température atteint déjà 80°C. Le réchauffeur d'huile se désactive alors. Le carter d'huile étant parfaitement isolé, la température d'huile reste constante. Après 500 secondes, le moteur thermique démarre. L'huile circule alors dans le circuit du moteur à combustion interne, qui reste à température ambiante jusqu'à ce moment. La température d'huile chute ensuite de plusieurs degrés, à cause des transferts thermiques avec les parties métalliques du MCI encore froides. Elle reste cependant à un niveau supérieur à 65°C. Le couple de frottement induit par cette température confirme l'avantage de ce nouveau matériel. Il est présenté en Figure 225.

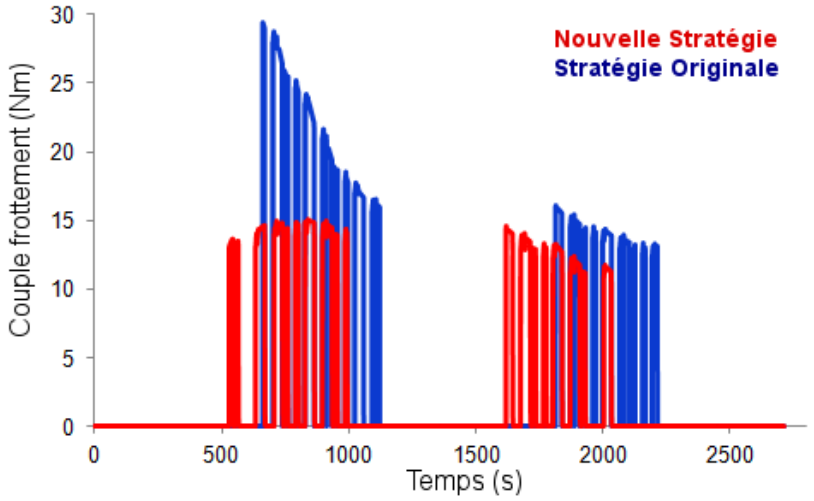


Figure 225 : Couple de frottement du MCI, avec utilisation d'un réchauffeur électrique sur 14 cycles ECE-15. Comparaison avec le véhicule hybride originel

La comparaison des couples de frottements permet d'apprécier les apports de ce nouveau matériel. Le couple du moteur à combustion interne qui subit un départ à froid (en bleu) est deux fois plus élevé au moment du démarrage du moteur que celui qui a reçu les bénéfices du réchauffeur. La consommation du véhicule devrait donc être plus faible que celle du véhicule hybride originel. Les courbes de rendements sont présentées en Figure 226.

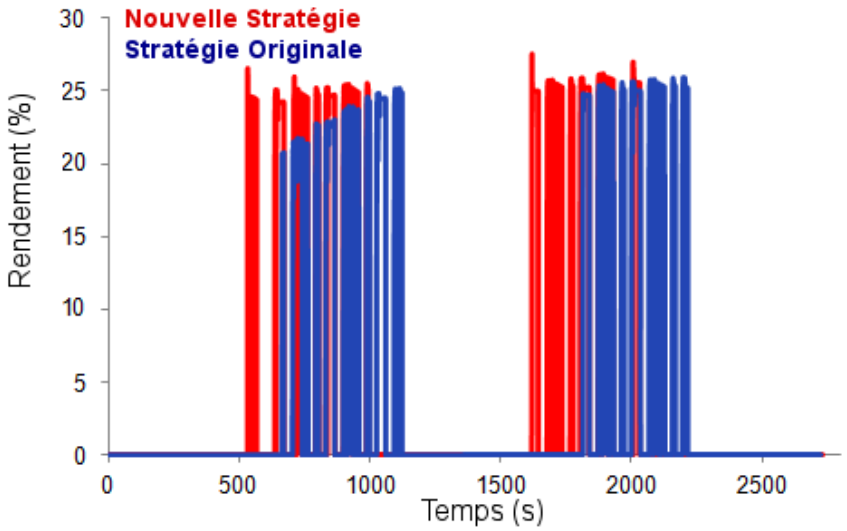


Figure 226 : Rendement du MCI, avec utilisation d'un réchauffeur électrique sur 14 cycles ECE-15. Comparaison avec le véhicule hybride originel

Ces résultats confirment les meilleures performances du moteur équipé d'un tel réchauffeur.

Cependant, une dernière remarque que l'on peut faire, au vu de ces résultats, est que la puissance demandée par le réchauffeur d'huile est loin d'être négligeable, et l'utilisation de ce système entraîne une décharge plus rapide de la batterie. Bien que, pour les deux véhicules présentés ici, l'état de charge initial était au même niveau (SOC_{max}=65%), on s'aperçoit que le véhicule fonctionnant avec un réchauffeur électrique a déchargé la batterie environ 100 secondes plus tôt que le véhicule hybride ne disposant pas de ce système. L'énergie dépensée par ce système pourrait compenser plus ou moins les économies que ce dernier permettrait en évitant le démarrage à froid du moteur.

Toutes ces observations sont confirmées à la vision des courbes de consommation du MCI et d'état de charge de la batterie (Figure 227).

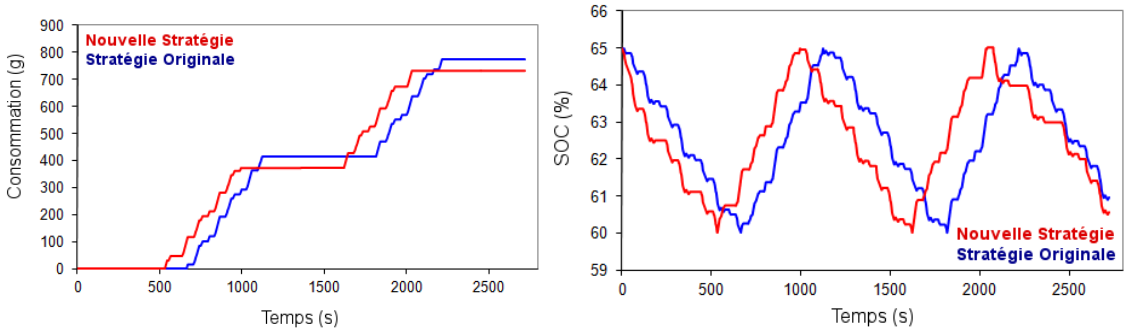
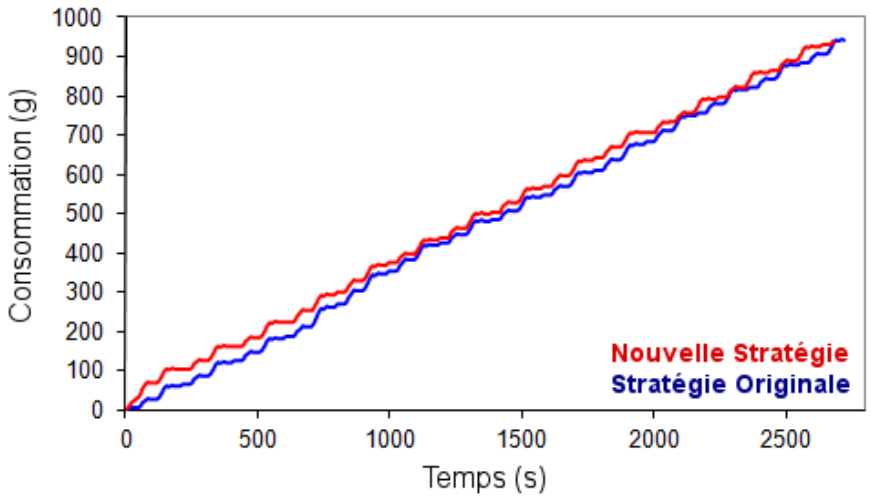


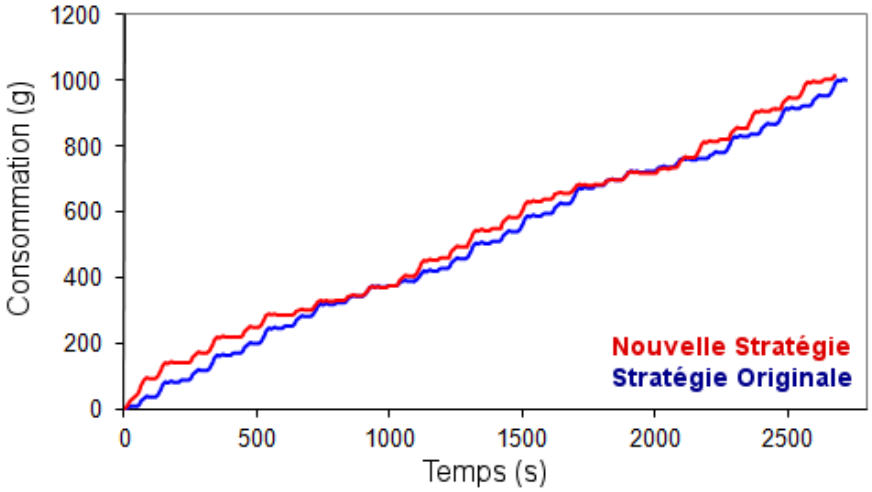
Figure 227 : Consommation du MCI et état de charge de la batterie avec utilisation d'un réchauffeur électrique sur 14 cycles ECE-15. Comparaison avec le véhicule hybride originel

De la même manière que pour l'étude de la stratégie empêchant les arrêts du moteur à combustion interne (cf. Partie 3.4.3), on constate que la consommation du moteur à combustion interne passe par différents croisements lorsqu'on la compare à celle du véhicule hybride initial. Du fait d'un démarrage se produisant plus tôt, la consommation pour le nouveau matériel est plus importante lors des phases de fonctionnement du MCI (500 à 1000 secondes et 1600 à 2000 secondes après le départ). Elle devient plus faible lors des phases électriques pures.

La consommation globale du véhicule résulte donc d'un équilibre entre l'énergie dépensée pour réchauffer l'huile et les gains effectifs sur la consommation que permet le départ à température plus élevée du moteur. Comme nous l'avions vu en Partie 3.4.3, il s'agit encore une fois d'un cas de dépense d'énergie supplémentaire en début de fonctionnement qui ne donne des bénéfices que bien plus tard lors du parcours. Les courbes de consommations corrigées sont présentées en Figure 228.



(a)



(b)

Figure 228 : Consommation corrigée du véhicule hybride avec utilisation d'un réchauffeur électrique sur 14 cycles ECE-15. Comparaison avec le véhicule hybride originel (a : redémarrage à chaud, b : redémarrage à froid)

Un comportement similaire à celui de la Partie 3.4.3 est d'ailleurs observé. Pour le premier calcul de consommation corrigée (Figure 228.a), l'utilisation du réchauffeur électrique ne donne que des inconvénients, avec une surconsommation du véhicule utilisant ce système. Pour le second calcul, on observe aussi une surconsommation presque sur l'ensemble des 14 cycles ECE-15, avec toutefois une forte dépendance du moment où le véhicule est finalement stoppé (contact coupé).

Ainsi, dans le cas de l'utilisation du réchauffeur d'huile pendant le roulage électrique, la consommation corrigée avec la nouvelle stratégie ne donne aucune économie de carburant. Au contraire, la consommation du véhicule augmente. Les gains effectifs sur le rendement du MCI obtenus grâce à une huile plus chaude dès le démarrage du moteur sont donc largement compensés par l'énergie dépensée pour parvenir à cette température.

Le système de réchauffeur électrique fonctionnant avant le démarrage du MCI a donc des résultats finalement peu intéressants dans l'optique de la réduction de la consommation.

3.4.5.2 Réchauffage de l'huile après le démarrage du moteur à combustion interne

Cette fois, le véhicule démarre avec un état de charge minimal. Les températures d'huiles sont une nouvelle fois étudiées et représentées en Figure 229.

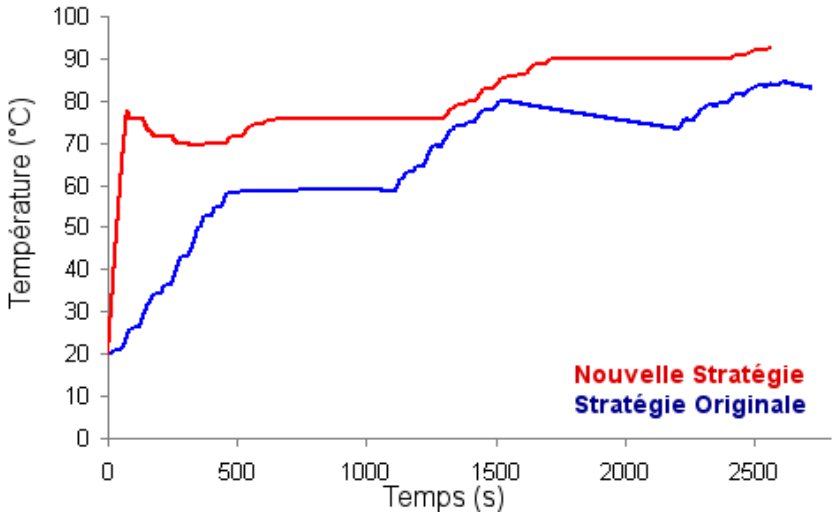


Figure 229 : Température d'huile du MCI avec utilisation d'un réchauffeur électrique sur 14 cycles ECE-15. Départ avec un état de charge minimal

Le moteur à combustion interne est utilisé dès le début du trajet pour recharger la batterie. Le système de réchauffeur d'huile est employé lui aussi dès le départ. Encore une fois, la température d'huile augmente rapidement. Cependant, l'énergie utilisée pour réchauffer l'huile est ici issue du réchauffeur, mais aussi directement générée par le moteur à combustion interne. Cette fois, l'action du réchauffeur électrique ralentit la montée en charge de la batterie, et le mode électrique est donc activé plus tard dans le cycle routier (après 600 secondes, contre 500 secondes pour l'hybride original). Enfin on constate que l'isolation totale du carter d'huile permet d'éviter un refroidissement de ce lubrifiant lors des phases électriques.

Les évolutions du couple de frottement et du rendement du MCI induites par ces températures sont présentées en Figure 230 et Figure 231.

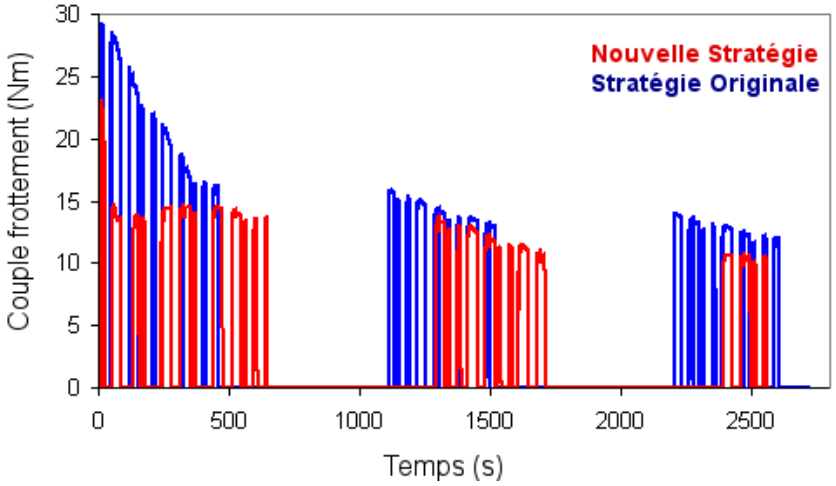


Figure 230 : Couple de frottement du MCI avec utilisation d'un réchauffeur électrique sur 14 cycles ECE-15. Départ avec un état de charge minimal

L'effet de l'utilisation du système de réchauffeur électrique est similaire à celui observé précédemment en Partie 3.4.5.1. La seule différence observable est un fonctionnement à couple de frottement important pendant quelques secondes après le départ du moteur, l'huile n'ayant pas encore eu le temps de chauffer.

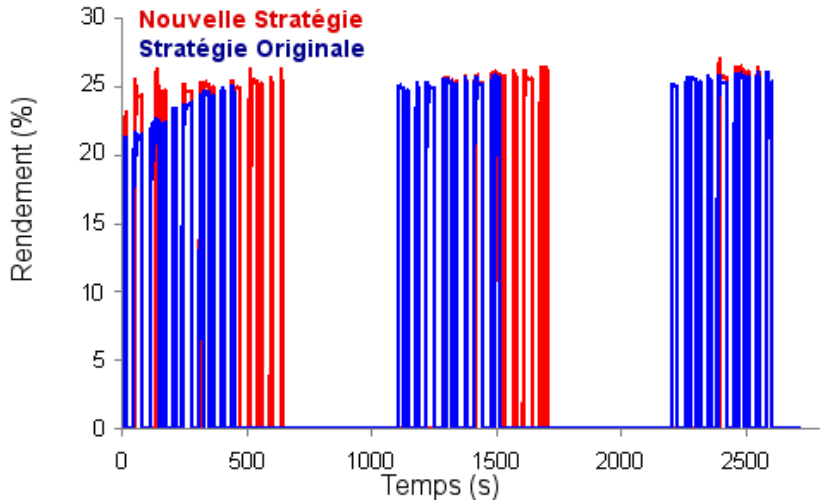
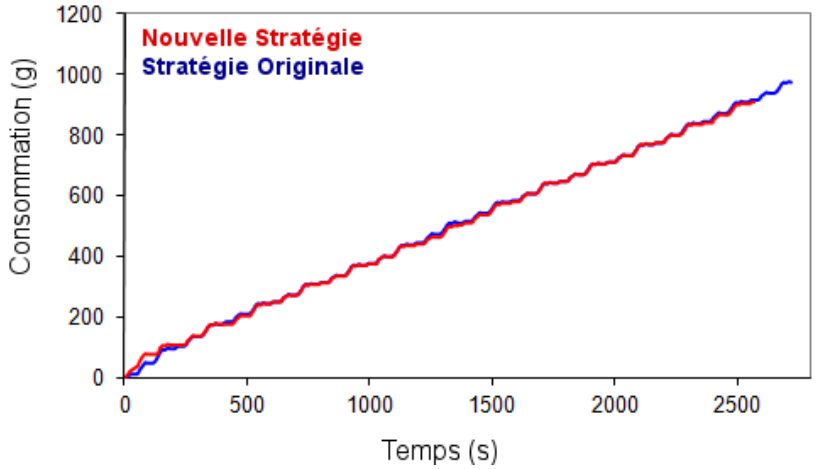
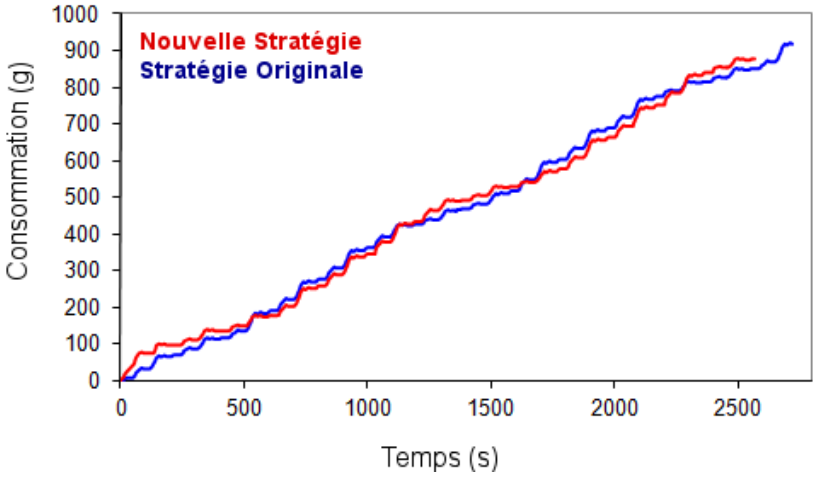


Figure 231 : Rendement du MCI avec utilisation d'un réchauffeur électrique sur 14 cycles ECE-15. Départ avec un état de charge minimal

L'effet sur le rendement du moteur thermique est visible dès son départ. Cependant, comme l'ont montré les études précédentes, ces rendements plus importants sont compensés en partie par l'énergie perdue dans le réchauffeur. Finalement, les consommations corrigées sont présentées en Figure 232 et Figure 233.



(a)



(b)

Figure 232 : Consommation corrigée du véhicule avec utilisation d'un réchauffeur électrique sur 14 cycles ECE-15. Départ à l'état de charge minimal (a : redémarrage à chaud, b : redémarrage à froid)

Comme il a été vu en Figure 228, les économies réelles ou surconsommations issues de l'utilisation du réchauffeur dépendent de l'instant auquel on arrête le véhicule totalement, ainsi que des conditions thermiques du véhicule hybride lors de sa réutilisation. Encore une fois, c'est en considérant que le véhicule redémarre à température ambiante que les meilleures économies de carburant son obtenues (Figure 232.b). On observe sur ces courbes que, contrairement aux résultats de la Partie 3.4.5.1, les économies d'énergie se produisant suivant le moment du voyage auquel on se trouve sont plus importantes que prévues. Evidemment, elles n'apparaissent pas directement lors du départ du véhicule, mais tout de même assez tôt (après 500 secondes). La surconsommation ayant lieu dans les autres parties du voyage est aussi moins importante que précédemment (Figure 228).

Les zooms sur la courbe de consommation corrigée représentés en Figure 233 permettent de mieux apprécier les apports de ce nouveau matériel.

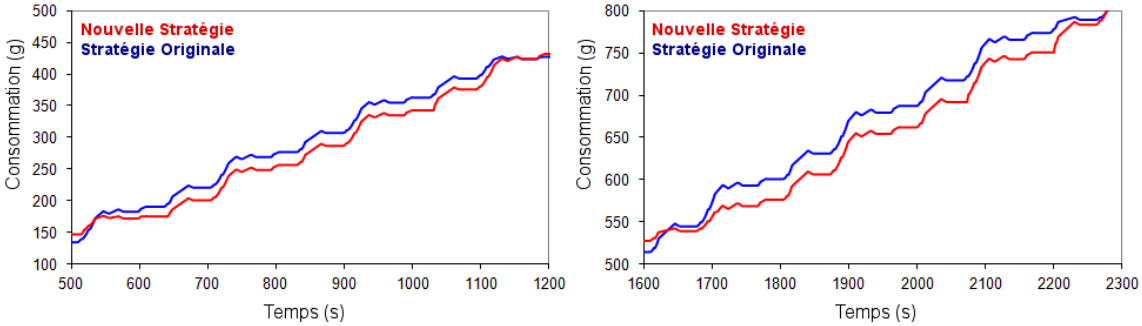


Figure 233 : Zoom sur la courbe de consommation corrigée (Figure 232.b) du véhicule avec utilisation d'un réchauffeur électrique sur 14 cycles ECE-15. Zoom de 500 secondes à 1200 secondes et de 1600 à 2300 secondes après le départ

La première zone positive est mise à jour dans cette simulation de 200 à 500 secondes après le départ, avec des économies de carburant allant jusqu'à 6% (valeurs prises à 400 secondes) de la consommation totale. La seconde zone se produit de 1200 secondes à 1650 secondes environ après le départ, avec encore une fois des économies de l'ordre de 5 à 6 %. La surconsommation qui a lieu si l'on arrête le véhicule hors de ces zones est plus faible, sauf en tout début de fonctionnement, pour lequel le système pâtit en grande partie de l'énergie dépensée dans le réchauffeur (30 à 40% de surconsommation dans les 100 premières secondes). Elle n'est que de quelques pour-cents de 600 secondes à 1200 secondes (3% de surconsommation à 800 secondes), et elle est encore plus faible au-delà de 1600 secondes (1,5% après 2000 secondes).

En comparant les résultats des deux simulations réalisées avec le réchauffeur d'huile (Figure 228 et Figure 232), il apparaît qu'il est plus rentable de démarrer le réchauffeur uniquement au moment du départ du moteur à combustion interne, afin de pouvoir bénéficier de véritables économies d'énergies.

Ce deuxième exemple permet de démontrer théoriquement les bienfaits de ce type d'installation. Sa mise en œuvre risque cependant d'être compliquée à réaliser, pour des gains qui ne semblent pas systématiques.

Conclusion chapitre 3

Dans les deux premières parties du chapitre, l'étude par simulation des transferts thermiques et leur impact sur la consommation globale du véhicule a été réalisée séparément pour le MCI et pour les organes électriques (moteur électrique et batteries). Elle a permis dans un premier temps de valider « qualitativement » le modèle thermique du MCI, par comparaison avec des études expérimentales issues de la bibliographie et des mesures effectuées sur banc d'essais moteurs du laboratoire (en termes de vitesse de montée en température, d'évolution du gradient de température,…). Elle a aussi décrit des spécificités du comportement thermique du MCI dans une architecture hybride. Par exemple, la simulation a permis de mettre en évidence que de nombreux arrêts du MCI (lors d'un fonctionnement en mode électrique exclusivement) ont peu d'impact sur sa montée en température. Elle a aussi montré que l'utilisation du MCI à charge plus élevée (rendue possible par l'hybridation) est favorable à sa montée en température, et permet donc de réduire encore la consommation de carburant.

Concernant les organes électriques, leurs performances respectives évoluent de manière bien moins marquée après le départ à froid que celles du MCI. Cependant, il a été montré que l'impact de l'état thermique des éléments électriques sur la consommation finale du véhicule est notable, et doit donc être pris en compte. Ceci a été déduit de la comparaison des consommations sur cycle NEDC pour différentes températures fixes ou variables de ces éléments. Notamment, le fait que le moteur électrique fonctionne avec un meilleur rendement lorsqu'il est plus froid indique qu'il est raisonnable de l'utiliser de manière plus importante lors des premières minutes de fonctionnement du GMP.

L'étude des transferts thermiques a ensuite été étendue à différents types d'architectures hybrides. Du fait du nombre trop important de solutions existant déjà sur le marché, seuls quelque cas de taux d'hybridation différents ont été présentés. Tout d'abord, une propulsion de type « micro-hybride » a mis en évidence les bienfaits de l'arrêt du MCI, la surconsommation finale résultant du départ à froid étant significativement plus faible pour ce véhicule (de l'ordre de 4%, contre 8 à 10% pour un véhicule conventionnel). Ensuite, une architecture de type « mild-hybride » parallèle a été testée. Elle engendre, elle aussi, une surconsommation finale après départ à froid plus faible. Cela a montré que l'utilisation nouvelle du MCI grâce à son hybridation peut permettre de réduire les effets néfastes du départ à froid sur la consommation du véhicule.

Finalement, quelques études paramétriques et prospectives ont été réalisées :

- Tout d'abord, une analyse des performances du véhicule hybride parallèle a été faite pour différents niveaux de température ambiante. Il a été conclu que la température ambiante a un effet important lors de la phase de chauffe du véhicule, avec une surconsommation qui augmente lorsque la température ambiante diminue. Par contre, une fois que le MCI atteint sa température nominale de fonctionnement, une température ambiante plus basse conduit à une légère baisse de la consommation du fait d'un rendement supérieur du moteur électrique.
- Des modifications de stratégies ont ensuite été testées. Tout d'abord, l'effet de la réduction ou de l'augmentation de l'autonomie en tout électrique du véhicule hybride a été étudié. Si aucune conclusion sur les évolutions de températures et de consommation n'a pu être tirée de cette étude, il est tout de même apparu que l'augmentation de cette autonomie peut être néfaste à la consommation du véhicule, surtout pour les trajets les plus courts. Une autre stratégie testée consiste à ne pas arrêter le moteur thermique lors des premières minutes de fonctionnement (même si le véhicule est immobilisé) afin d'en accélérer la montée en température. Il est alors apparu que les gains obtenus par ce type de stratégie sont limités, et que le fait de dépenser plus d'énergie en début de fonctionnement pour en tirer des bénéfices plus tard dans le parcours peut être néfaste, suivant la durée du parcours.
- Enfin, ce sont des modifications de matériels qui ont été testées avec, d'une part, l'étude d'une possible récupération des déperditions thermiques du moteur électrique pour réchauffer le moteur thermique, et d'autre part, l'intégration d'une résistance électrique dans

le carter d'huile pour la réchauffer rapidement au démarrage du véhicule. Dans le premier cas, il a été mis en évidence que les pertes du moteur électrique sont beaucoup trop faibles pour avoir un impact significatif sur la montée en température du MCI : l'intérêt de la récupération de cette énergie est donc quasi-nulle. Dans le deuxième cas, l'utilisation de la résistance électrique peut être parfois intéressante, en fonction de la durée du trajet.

De manière plus générale, le modèle a montré l'importance de la prise en compte de l'état thermique des différents organes du GMP ; la connaissance de l'état thermique des différents organes et une gestion améliorée des transferts thermiques constituent un moyen de réduire sensiblement la consommation de carburant.

Bilan et perspectives

Dans un contexte général de réduction des émissions de CO_2 et de la consommation de carburant des véhicules automobiles, le travail qui a été présenté dans ce mémoire a eu pour but de modéliser et d'étudier l'impact des transferts thermiques au sein des différents organes d'un groupe motopropulseur hybride thermique – électrique. On résume ci-après les principales conclusions du travail et on propose différentes perspectives.

Développement d'un modèle 0D de véhicule hybride prenant en compte les transferts thermiques

Le développement de modèles nodaux de transferts thermiques au sein des trois organes principaux (moteur thermique, moteur électrique, batterie) dans un environnement de simulation de type 0D de véhicule hybride a permis l'étude de son fonctionnement, en fonction de l'état thermique des différents éléments (états initiaux et instantanés au cours d'un cycle de conduite). Les modèles nodaux ont rendu possible la simulation de la montée en température de différentes parties d'un même élément, et l'on a ainsi pu apprécier et analyser les différences pouvant se produire en fonction de leurs températures. Les pertes, quand à elles, ont été prises en compte à l'aide de cartographies, dépendantes des conditions de fonctionnement de chaque élément (couple/vitesse/température pour les moteurs, tension/intensité/température pour la batterie). L'association des modèles nodaux avec ces cartographies de pertes a conduit à un bon compromis entre précision et temps de calcul (quelques minutes à quelques heures au maximum, contre plusieurs jours pour le modèle phénoménologique détaillé) pour un cycle de conduite complet.

Analyse du comportement thermique de véhicules hybrides

Dans un premier temps, le modèle du MCI a été validé par une comparaison entre des essais effectués au laboratoire et des données expérimentales issues de la bibliographie. L'étude de la montée en température des différents éléments du véhicule hybride a pu alors être réalisée, et a ainsi permis d'identifier plusieurs comportements spécifiques du fonctionnement du moteur à combustion interne dans une architecture hybride, ainsi que certaines particularités liées à la propulsion électrique. Il a notamment été constaté que le fonctionnement en mode hybride améliore les performances du véhicule lorsqu'il est encore froid, du fait du fonctionnement à fort couple du MCI, qui limite les effets néfastes d'un démarrage à froid. Quant aux organes électriques, il a été montré que leurs états thermiques respectifs ont un impact notable sur la consommation du véhicule.

Par la suite, le modèle a été utilisé pour étudier l'impact du taux d'hybridation, toujours du point de vue des transferts thermiques. La simulation d'un véhicule micro-hybride (ici, un véhicule équipé d'un système « stop & start ») a notamment permis une meilleure analyse de l'effet du fonctionnement à l'arrêt du MCI lorsque le véhicule est immobile. Quant à la simulation d'un véhicule de type « mild-hybride », elle a montré que le fonctionnement du MCI à vitesse plus réduite est également avantageux en termes de surconsommation après un départ à froid. L'étude du taux d'hybridation n'a pas été exhaustive, si bien que d'autres architectures et stratégies de gestion de l'énergie pourraient être simulées, pour différentes conditions (type de cycle, niveau de température ambiante, …).

Aussi, le modèle développé dans cette thèse a montré l'importance de la prise en compte de l'état thermique des différents organes du GMP ; la connaissance de l'état thermique de chaque organe et une gestion améliorée des transferts thermiques constituent un moyen de réduire sensiblement la consommation de carburant.

La modélisation et l'étude des transferts thermiques pourraient par ailleurs être approfondies en décrivant les transferts thermiques ayant lieu entre les organes. Le manque d'informations (ou plutôt la trop grande diversité de solutions techniques différentes), le manque d'études bibliographiques traitant cet aspect, et le manque de moyens d'essais disponibles actuellement au laboratoire ont empêché d'aborder ce sujet. Cependant, la mise en place très prochaine d'un banc véhicule au sein de l'équipe TSM du laboratoire permettra d'aborder ce problème.

Finalement, pour finaliser l'étude par simulation des transferts thermiques d'un véhicule hybride thermique – électrique, il serait intéressant de décrire plus finement les organes périphériques servant au refroidissement des moteurs (thermique et électrique(s)) et des batteries, à savoir les différents échangeurs thermiques (refroidisseur d'air de suralimentation ou refroidisseur à eau (water CAC) pour la suralimentation éventuelle, refroidisseur d'huile de lubrification, échangeurs air/eau pour les liquides de refroidissement du moteur électrique et de la batterie, échangeurs en face avant du véhicule, pompes et différents circuits de fluide,…). En effet, la gestion thermique d'un GMP hybride étant très complexe, différentes architectures de refroidissement sont possibles, avec certainement des impacts variables sur la consommation du véhicule.

Etudes paramétriques et prospectives

L'intégration de divers modèles thermiques dans une simulation de véhicule hybride a permis de créer un outil de test numérique pouvant être utilisé pour étudier l'intérêt de nouveaux systèmes ou stratégies de gestion d'un GMP hybride. Dans ce mémoire, quatre études ont pu être proposées :

- L'étude du comportement d'un véhicule en fonction des conditions climatiques :

Dans cette thèse, les parcours d'un même véhicule hybride sur un cycle NEDC après un départ à température ambiante ont été simulés pour différentes conditions de températures extérieures. Il a alors été vu que, d'une température extrême à l'autre, les performances de chaque propulsion étaient impactées différemment. Il est maintenant possible de prévoir les performances d'un véhicule, qu'il soit utilisé près de l'équateur ou bien dans des conditions nordiques. Le modèle peut être affiné, notamment en prenant en compte les plages de températures limites de fonctionnement de la batterie (moins efficace, voire non utilisable à très faible température, et devant être refroidie si elle est trop chaude) et du moteur électrique, ou encore en intégrant la nécessité de chauffage de l'habitacle.

- L'application de nouvelles stratégies :

La définition de la stratégie de gestion de l'énergie du véhicule hybride est primordiale afin de tirer profit au maximum des avantages de l'architecture thermique-électrique. Il est maintenant possible d'effectuer des recherches afin d'adapter cette stratégie de fonctionnement aux différentes évolutions thermiques des éléments composant la propulsion hybride. Un exemple a été présenté ici, pour lequel on accélérait la montée en température du moteur thermique en évitant de l'arrêter lors de la première recharge de la batterie. Il est apparu que ce type de fonctionnement, demandant la production de plus d'énergie par le moteur thermique lors des premières minutes de fonctionnement, pour bénéficier d'avantages sur la consommation plusieurs minutes plus tard, n'était pas très efficace, notamment en entraînant des économies de carburant très limitées et dépendantes du moment de fin de parcours du véhicule. Le cas du véhicule « mild-hybride » indique que les capacités d'un fonctionnement à vitesse de rotation plus faible est bénéfique pour limiter la surconsommation du véhicule. Exploiter cette caractéristique dans le véhicule hybride est une autre piste d'amélioration du fonctionnement du véhicule lors de la période de chauffe, qui pourrait être étudiée prochainement.

- La prospection de nouvelles associations entre les deux propulsions :

Bien que les échanges thermiques d'un élément à l'autre (par exemple entre les deux moteurs) n'aient pas encore été étudiés avec assez de résultats concluants, l'idée de récupérer l'énergie

issue des pertes thermiques du moteur électrique pour réchauffer le moteur thermique semblait intéressante. Il a cependant été montré que, quel que soit le matériel nécessaire pour réaliser ces transferts thermiques, le gain en performance est tout à fait négligeable. Cependant, cette étude peut aussi être poursuivie. Il peut, par exemple, être intéressant de réchauffer la batterie grâce à l'énergie perdue par le moteur thermique pour améliorer son rendement. D'autres recherches sur ce type d'associations entre éléments de la propulsion hybride peuvent être poursuivies à la suite de cette thèse.

- L'installation de nouveau matériel :

Enfin, l'emploi de nouveaux matériels peut être simulé. L'analyse numérique des performances de ces ajouts donnent des indications sur leurs possibles futurs développements en série à l'avenir. Ici, l'utilisation d'un réchauffeur électrique a montré ses capacités à réduire en partie la surconsommation du moteur thermique, avec toutefois la nécessité de connaître parfaitement le temps nécessaire pour effectuer les différents parcours pour lequel le véhicule est utilisé (cela montre encore une fois le désavantage des systèmes dépensant plus d'énergie en début de fonctionnement dans l'espoir de tirer des bénéfices plus tard dans le cycle).

Une étude essentiellement numérique

L'étude présentée dans ce mémoire a été essentiellement numérique. L'avantage principal de la simulation est de fournir rapidement une quantité importante de résultats. Néanmoins, le manque de données expérimentales a souvent été source de frustration, et a limité certains développements.

Même si l'ensemble des résultats ont été validés, au moins qualitativement, par comparaison avec la littérature, pouvoir les observer sur un système réel aurait très certainement rendu plus crédibles encore certaines hypothèses mises en avant dans ce travail.

L'équipe TSM du laboratoire se dotant de nouveaux moyens d'essais, certaines études pourront à l'avenir être complétées par des campagnes de mesures :

- Les bancs d'essais moteurs dynamiques rendront possible l'étude du MCI en fonctionnement dynamique, notamment sur un cycle de conduite.
- Le banc véhicule permettra d'étudier l'ensemble du GMP, notamment des organes électriques (moteur électrique et batteries), ce qui n'était pas possible jusqu'à présent.

Le modèle développé dans ce mémoire pourra donc être enrichi de ces mesures, et d'autres développements seront alors envisagés.

NOMENCLATURE

A_i	aire de l'échange thermique de l'élément i (m^2)
$\vec{B}$	champ magnétique (Tesla)
c_{dim}	dimension caractéristique de l'écoulement (m)
C_i	capacité thermique massique de l'élément i ($J.kg^{-1}.K^{-1}$)
$C_{batterie}$	capacité totale de la batterie (Ah)
Conso	consommation du MCI (en g)
Cp_i	capacité thermique massique du fluide i à pression constante ($J.kg^{-1}.K^{-1}$)
CSP	consommation spécifique
Cv_i	capacité thermique massique du fluide i à volume constant ($J.kg^{-1}.K^{-1}$)
CVT	transmission variable continue
ε	émissivité (sans unité, compris entre 0 et 1)
ε_i	coefficient de vérité (égal à 0 ou 1)
E_e	force électromotrice de la batterie (V)
f	frequence (Hz)
g	accélération de pesanteur ($m.s^{-2}$)
GMP	groupe motopropulseur
Gr	nombre de Grashof
G	énergie de Gibbs (J)
h_i	coefficient de convection du fluide i ($W.m^{-2}.K^{-1}$)
H/h	enthalpie (J)/enthalpie massique (J/kg)
I	intensité (A)
λ_i	conductivité thermique de l'élément i ($W.m^{-1}.K^{-1}$)*
λ	rapport air/carburant
l	longueur (m)
ME	moteur électrique
m_i	masse de l'élément i (kg)
μ_i	viscosité dynamique du fluide i ($kg.m^{-1}.s^{-1}$)
ν_i	viscosité cinématique du fluide i ($m^2.s^{-1}$)
MCI	Moteur à Combustion Interne
N	vitesse de rotation du MCI (tr/min)
Nu	nombre de Nusselt
η_i	rendement de l'élément i (%)
NEDC	New European Driving Cycle
P	pression (bar)
PCI	pouvoir calorifique inférieur du carburant (kJ/kg)
P_i	puissance consommée ou délivrée par l'objet i (W)
PME	pression moyenne effective (bar)
PMF	pression moyenne de frottement (bar)
PMI	pression moyenne indiquée (bar)
Pr	nombre de Prandtl
Φ_{losses}	pertes thermiques provenant de la chambre de combustion (W)
$\Phi_{X\rightarrow Y}$	pertes thermiques entre les éléments X et Y (W)
Q_m	débit massique ($kg.s^{-1}$)
Q_i	source de chaleur (W)
r	constante des gaz parfaits
R_{ij}	Résistance thermique entre 2 nœuds i et j (K/W)
Re	nombre de Reynolds
R_s/ R_r	Résistance électrique du stator et du rotor du moteur électrique (Ω)
ρ_i	densité de l'élément i ($kg.m^{-3}$)
S_i	Surface de l'élément i (m^2)
S/s	entropie (J/K)/entropie massique (J/K.kg)
SOC	Etat de charge (state of charge), (%)
σ	constante de Stefan-Boltzmann ($5{,}6703.10^{-8}$ $W.m^{-2}.K^{-4}$)
t	temps (s)
T_i	température de l'élément i (K)
θ	position angulaire (° ou rad)
τ	couple (Nm)

U	tension (V)
u	énergie interne massique (J/kg)
v	vitesse d'écoulement ($m.s^{-1}$)
V_i	volume de l'élément i (cm^3)
ω_i	vitesse de rotation de l'élément i (rad/s)
W	travail (J)

Liste des références

[1] “CO_2 Emissions From Fuel Combustion”, IEA Statistics, International Energy Agency, 2011
[2] “Énergie et climat, Chiffres clés, édition 2009“, ADEME, 2009
[3] “Véhicules particuliers vendus en France Consommations conventionnelles de carburant et émissions de CO2, Edition 2011“, ADEME, 2011
[4] D. Diaz-Sanchez, M. Penichet-Garcia, A. Saxon, "Diesel exhaust particles directly induce activated mast cells to degranulate and increase histamine levels and symptom severity", Journal of Allergy and Clinical Immunology, Vol. 106, p. 1140-1146, 2000
[5] A. Rabl, J. V. Spadaro, "Health costs of automobile pollution", Revue Française d’Allergologie et d’Immunologie Clinique, Vol. 40, p. 55-59, 2000
[6] “World Oil Outlook 2011“, Organization of the Petroleum Exporting Countries, 2011
[7] “WLTC methodology”, DHC group under GRPE/WLTP informal group, WLTP-DHC-06-03e, 2011
[8] L. Guzzella, C. Onder, "Introduction to Modeling and Control of Internal Combustion Engine Systems", Springer, 2009
[9] C. Haupt, D. Bücherl, A. Engstle, H.-G. Herzog, G. Wachtmeister, “Energy Management in Hybrid Vehicles Considering Thermal Interactions”, IEEE paper, 2007
[10] Y. L. Zhou, “Modelling and Simulation of Hybrid Electric Vehicles”, Thesis, University of Victoria, 2005
[11] L. U. Gökdere, K. Benlyazid, C. W. Brice, R. A. Dougal, E. Santi, “A virtual prototype for a hybrid electric vehicle”, Mechatronics journal, Science direct, 2000
[12] J. Beretta, “Motorisation hybride thermique-électrique“, Techniques de l’ingénieur
[13] R. D. Senger, “Validation of ADVISOR as a Simulation Tool for a Series Hybrid Electric Vehicle Using the Virginia Tech Future Car Lumina”, Thesis, Virginia Polytechnic Institute and State University, 1997
[14] G. Lang, F. Kitanoski, C. Kussmann, “Prinicipal Aspects and Simulation of a Hybrid Demonstrator Vehicle’s Cooling System”, SAE paper 2007-01-3483, 2007
[15] J. D. Trapy, P. Damiral, “An investigation of Lubricating System Warm-up for the Improvement of Cold Start Efficiency and Emissions of S.I. Automotive Engines”, SAE paper 902089, 1989
[16] L. Jarrier, J. C. Champoussin, R. Yu, D. Gentille, “Warm-up of a D.I. Diesel Engine: Experiment and Modelling”, SAE paper 2000-01-0299, 2000
[17] K. Kunze, S. Wolff, I. Lade, J. Tonhauser, “A Systematic Analysis of CO2-Reduction by an Optimized Heat Supply during Vehicle Warm-up”, SAE paper 2006-01-1450, 2006
[18] J. Kaplan, J. Heywood, “Modelling the Spark Ignition Engine Warm-Up Process to Predict Component Temperatures and Hydrocarbon Emissions”, SAE paper 910302, 1991
[19] P. Shayler, D. Leong, M. Murphy, “Contributions to Engine Friction During Cold, Low Speed Running and the Dependence on Oil Viscosity”, SAE paper 2005-01-1654, 2005
[20] L. Jarrier, P. Gyan, J. C. Champoussin, “Thermo-Hydraulic Oil Loop Modeling for I.C.E. Warm-Up Investigation”, SAE paper 2002-01-2197, 2002
[21] G. Andrews, J. Harris, A. Ounzain, ”SI Engine Warm-Up: Water and Lubricating Oil Temperature Influences”, SAE paper 892103, 1989
[22] M. Al-Hasan, “Evaluation of Fuel Consumption and exhaust Emissions During Engine Warm-up”, American Journal of Applied Sciences, Vol. 4, Issue 3, pp 106-111, 2007
[23] C. Samhaber, A. Wimmer, E. Loibner, “Modeling of Engine Warm-Up with Integration of Vehicle and Engine Cycle Simulation”, SAE paper 2001-01-1697, 2001
[24] H. Liu, N. Henein, W. Bryzik, “Simulation of Diesel Engines Cold-Start”, SAE paper 2003-01-0080, 2003
[25] A. Sorrell, C. Stone, “Spark Ignition Engine, Performance During Warm-Up”, SAE paper 890567, 1989
[26] J. C. Champoussin, C. Charmantray, R. Yu, “Coupling Nodal and Multi-Zone Combustion Models to Describe Thermal Diesel Engine Behavior”, SAE paper 2008-01-0845, 2008
[27] M. Metghalchi, J. C. Keck, “Burning velocity of mixtures of air with methanol, iso-octane and indolene at high temperature and pressure”, Combustion of Flame, Vol.48, p. 191-210, 1982
[28] F. Pirotais, J. Bellettre, G. De Pelsemaeker, G. Guyonvarch, O. Le Corre, M. Tazerout, “A Diesel Engine Thermal Transient Simulation : Coupling Between a Combustion Model and a Thermal Model “, SAE paper 2003-01-0224, 2003
[29] C. Rakopoulos, E. Giakoumis, “Second-law analyses applied to internal combustion engines operation”, Progress in Energy and Combustion Science, Vol. 32, pp. 2-47, 2006
[30] R. Marzy, J. Hager, C. Doppelbauer, ”Optimization of Vehicle Warm-up Using Simulation

Tools", SAE paper 2001-01-1705, 2001
[31] A. Boretti, F. Lodi, H. Watson, M. Brear, R. Dingli, S. Jin, G. Voice, F. Will, "Experimental and Numerical Analysis of Engine Gas Exchange, Combustion and Heat Transfer during Warm-Up" SAE paper 2008-01-1653, 2008
[32] G. Andrews, A. Ounzain, H. Li, M. Bell, J. Tate, K. Ropkins, "The Use of a Water/Lube Oil Heat Exchanger and Enhanced Cooling Water Heating to Increase Water and Lube Oil Heating Rates in Passenger Cars for Reduced Fuel Consumption and CO_2 Emissions During Cold Start", SAE paper 2007-01-2067, 2007
[33] J. Wagner, M. Ghone, D. Dawson, E. Marotta, "Coolant Flow Control Strategies for Automotive Thermal Management Systems", SAE paper 2002-01-0713, 2002
[34] Y. Kido, K. Tsuji, T. Abe, J. Ichikara, "A Study of Vehicle Energy Analysis During Warming Up Process using VHDL-AMS Multi-Domain Simulation", Power Electronics Conference (IPEC), Fisita F2010-C-041, 2010
[35] N. Ap, N. Golm, "Thermal Balance Between the Engine Oil and the Engine Coolant of Turbo Diesel Engines", SAE paper 970939, 1997
[36] M. Franchetta, K. Suen, P. Williams, T. Bancroft, "Investigation onto Natural Convection in an Underhood Model Under Heat Soak Condition", SAE paper 2005-01-1384, 2005
[37] G. Descombes, M. Feidt, F. Maroteaux, "Study of the interaction between mechanical energy and heat exchanges applied to IC engines", Applied Thermal Engineering, Vol.23, Issue 16, pp. 2061-2078, 2003
[38] R. Guilherme, S. Oliveira, "Engine Oil Temperature Estimation as an Example of a Virtual Sensor Application", SAE paper 2007-01-2531, 2007
[39] M. Ueno, S. Akazaki, Y. Yasui, Y. Iwaki, "A Quick Warm-Up System During Engine Start-Up Period Using Adaptative Control of Intake Air and Ignition Timing", SAE paper 2000-01-0551, 2000
[40] T. Kirchner, G. Eigenberger, "Optimization of the cold-start behaviour of automotive catalysts using an electrically heated pre-catalyst", Chemical Engineering Science, vol. 51, Issue 10, pp. 2409-2418, 1996
[41] T. Wang, Y. Zhang, Z. Peng, G. Shu, "A review of researches on thermal exhaust heat recovery with rankine cycle", Renewable and Sustainable Energy Reviews Journal, Science direct, 2011
[42] B. Luptowski, O. Arici, J. Johnson, G. Parker, "Development of the Enhanced Vehicle and Engine Cooling System Simulation and Application to Active Cooling Control", SAE paper 2005-01-0697, 2005
[43] W. Frank, "A novel exhaust heat recovery system to reduce fuel consumption", World Automotive Congress, Fisita F2010-A-073, 2010
[44] V. Gheorghiu, "CO_2 Emissions Reduction by Means of Enhanced Thermal Conversion Efficiency of ICE Cycles", SAE paper 2009-24-0081, 2009
[45] J. B. Heywood, "Internal Combustion Engine Fundamentals", McGraw-Hill Inc., 1985
[46] W. W. Pulkrabek, "Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine", Prentice-Hall, Upper Saddle River, New Jersey, 1997
[47] A. Alexandre, L. Tomaselli, "Modélisation thermique des moteurs : Modélisation de la combustion", Techniques de l'ingénieur, BM 2 902, 2007
[48] P. Guibert, "Modélisation du cycle moteur, approche zérodimensionnelle", Techniques de l'ingénieur, BM 2 510, 2005
[49] P. Guibert, "Modélisation du cycle moteur, Moteurs à allumage commandé", Techniques de l'ingénieur, BM 2 511, 2005
[50] P. Higelin, Jaine T., "Modélisation du cycle moteur, moteur à allumage par compression", Techniques de l'ingénieur, BM 2 516, 2007
[51] J. C. Guibet, "Les carburants et la combustion", Techniques de l'ingénieur, BM 2 520, 2000
[52] A. Haupais, "Combustion dans les moteurs Diesel", Techniques de l'ingénieur, B 2 700, 1992
[53] L. Le Moyne, "Injection d'essence dans les moteurs d'automobile", Techniques de l'ingénieur, BM 2 550, 2009
[54] J. L. Froment, "Moteurs Diesel : injection et chambre de combustion", Techniques de l'ingénieur, BM 2 585, 1999
[55] J. Nowakowski, K. Brzozowski, "Mathematical Model for Simulation of a Working Cycle of Compression-Ignition Engine Based on Experimental Measurements", World Automotive Congress, Fisita F2010-C-145, 2010
[56] G. Chiatti, O. Chiavola, F. Palmieri, "Phenomenological Multi-Step Modeling of Diesel Injection and Combustion", SAE paper 2009-24-0007, 2009

[57] G. Woschni, “A Universally Applicable Equation for the Instantneous Heat Transfer Coefficient in the Internal Combustion Engine“, SAE paper 670931, 1967
[58] S. Bohac, D. Baker, D. Assanis, “A Global Model for Steady State and Transient S.I. Engine Heat Transfer Studies”, SAE paper 960073, 1996
[59] A. Alexandre, L. Tomaselli, ”Analyse des transferts énergétiques dans les moteurs automobiles”, Techniques de l'ingénieur, BM 2 900, 2004
[60] A. Alexandre, L. Tomaselli, ”Modélisation thermique des moteurs : Outils numériques généraux”, Techniques de l'ingénieur, BM 2 901, 2006
[61] A. Alexandre, L. Tomaselli, “Modélisation thermique des moteurs : Simulations numériques”, Techniques de l’ingénieur, BM 2903, 2007
[62] M. Lebrun, R. Meillier, L. B. Patron, S. Samuel, “Polymorphic Modeling Applied to Vehicle Thermal Management“, SAE paper 2000-01-0293, 2000
[63] P. Shayler, S. Christian, T. Ma, “A Model for the Investigation of Temperature Heat Flow and Friction Characteristics During Engine Warm-Up”, SAE paper 931153, 1993
[64] B. Luptowski, D. Adekeye, T. Straten, “Coupled Engine/Cooling System Simulation and its Application to Engine Warm-up”, SAE paper 2005-01-2037, 2005
[65] C. Rakopoulos, G. Kosmadakis, E. Pariotis, ”Critical evaluation of current heat transfer models used in CFD in-cylinder engine simulations and establishment of a comprehensive wall-function formulation”, Applied Energy, Vol. 87, Issue 5, pp. 1612-1630, 2010
[66] I. K. Yoo, K. Simpson, M. Bell, S. Majkowski, “An Engine Coolant Temperature Model and Application for Cooling System Diagnosis”, SAE paper 2000-01-0939, 2000
[67] Y. Aoki, M. Emi, S. Kimura, K. Shimano, Y. Enomoto, “An Experimental Study on Heat Transfer Coefficient of all Combustion Chamber Wall Surfaces in a Naturally Aspirated D.I. Diesel Engine”, World Automotive Congress, Fisita F2010-A-151
[68] J. Demuynck, M. De Paepe, R. Sierens, S. Verhelst, “Heat Transfer Measurements Inside a Gas Fuelled Spark Ignited Engine for Model Validation“, World Automotive Congress, Fisita F2010-A-062, 2010
[69] O. Sidorov, V. Merzilkin, S. Cheranev, H. Koegler, “Improved Distribution of Temperature inside Semitransparent Heat-Insulating Coatings of Combustion Chamber”, SAE paper 2009-24-0003, 2009
[70] J. Galindo, J.M. Lujan, J.R. Serrano, V. Dolz, S. Guilain, “Description of a heat transfer model suitable to calculate transient processes of turbocharged diesel engines with one-dimensional gas-dynamic codes”, Applied Thermal Engineering, Vol. 26, Issue 1, pp. 66-76, 2006
[71] J. A. Kaplan, “Modeling the spark ignition engine warm up process to predict component temperatures”, Master of Science, Massachussetts Institute of Technology, 1990
[72] L. Jarrier, D. Gentile, “Simulation du Comportement Thermique Transitoire d’un Moteur à Combustion Interne et à Allumage Commandé“, Vol. 36, Issue 7, pp. 520-533, 1997
[73] J.-P. Roumégoux “Un modèle semi-empirique de la surconsommation instantanée de carburant lors du démarrage à froid“, Laboratoire des Transports et Environnement de l'INRETS, 2000
[74] A. Torregrosa, B. Degraeuwe, P. Olmeda, M. Reyes, “A concise wall temperature model for DI Diesel engines”, Applied Thermal Engineering, Vol. 26, Issues 11-12, pp. 1320-1327, 2006
[75] C. D. Rakopoulos, E. G. Giakoumis, D. C. Rakopoulos, “Cylinder wall temperature effects on the transient performance of a turbocharged Diesel engine”, Energy Conversion & Management, Vol. 45, Issue 17, pp. 2627-2638, 2003
[76] Y. Liu, R. D. Reitz, “Modeling of heat conduction within chamber walls for multidimensional internal combustion engine simulations”, International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 41, n° 6-7, pp. 859-869, 1998
[77] M. I. Karamangil, O. Kaynakli, A. Surmen, “Parametric investigation of cylinder and jacket side convective heat transfer coefficients of gasoline engines”, Energy Conversion & Management, Vol. 47, Issue 6, pp. 800-816, 2005
[78] A. Mohammadi, M. Rashidi, M. Yaghoubi, “Analysis of local convective heat transfer in a spark ignition engine”, International Communications in Heat and Mass Transfer, Vol. 35, Issue 2, pp. 215-224, 2007
[79] P. Brejaud, P. Higelin, A. Charlet, G. Colin and Y. Chamaillard, “Convective Heat Transfer in a Pneumatic Hybrid Engine”, Oil Gas Science and Technology – Rev. IFP Energies nouvelles 66 (6) 1035-1051, 2011
[80] P. Shayler, A. Allen, D. Leong, I. Pegg, A. Brown, J-C. Dumenil, “Characterising Lubricating Oil Viscosity to Describe Effects on Engine Friction”, SAE paper, 2007-01-1984, 2007
[81] P. Shayler, D. Leong, M. Murphy, “Contributions to Engine Friction During Cold, Low Speed

Running and the Dependence on Oil Viscosity", SAE paper 2005-01-1654, 2005
[82] D. Knezevic, V. Savic, "Mathematical Modeling of Changing of Dynamic Viscosity, as a Function of Temperature and Pressure, of Mineral Oils for Hydraulic Systems", FACTA Universitatis, Mechanical Engineering, Vol 4, 2006
[83] H. Olsson, K.J. Astrom, C. Canudas de Wit, M. Gafvert, P. Lischinsky, "Friction Models and Friction Compensation", Vol. 4(3), 1997
[84] G. A. Livanos, N. P. Kyrtatos, "Friction model of a marine diesel engine piston assembly", Tribology international, Vol. 40, Issue 10-12, pp. 1441-1453, 2007
[85] S. E. Quiñones-Cisneros, E. H. Stenby, C. K. Zéberg-Mikkelsen, "The friction theory for viscosity modeling : extension to crude oil systems", Chemical Engineering Science, Vol. 56, Issue 24, pp. 7007-7015, 2001
[86] T. A. Stolarski, Q. Zhou, "Temperature-friction characreristics of used lubricant from two-stroke cross-head marine diesel engines", Wear, Vol.252, Issues 3-4, pp.300-305, 2001
[87] O. I. Okoro, "Dynamic and thermal modeling of induction machine with non-linear effects", mémoire de thèse, Kassel university, 2002
[88] R. Saidur "A review on electrical motors energy use and energy savings", Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 14, Issue 3, pp. 877-898, 2010
[89] P. Turnbull, J. Kuo, R. Schultz, B. Turner, "Thermal Analysis of an electric machine for a hybrid vehicle", SAE paper 2004-01-0565, 2004
[90] R. Cipín, J. Běloušek, "Influence of a skin effect in the squirrel cage on a speed-torque characteristics of the induction motor", Fakulta elektrotechniky a komunikačnich technolo technologií VUT v Brně, 2009
[91] G. Kylander, "Thermal modelling of small cage induction motors", mémoire de these, School of Electrical and Computer Engineering Chalmers University of Technology Göteborg, Sweden, 1995
[92] E. Fuchs, M. Masoum, "Power Quality in Power Systems and Electrical Machines", 2008
[93] R. H. Staunton, C. W. Ayers, L. D. Marlino, J. N. Chiasson, T. A. Burress, "Evaluation of 2004 Toyota Prius Hybrid Electric Drive System", U.S. Department of Energy FreedomCAR and Vehicle Technologies, 2006
[94] L. Song, Z. Li, J. Gao, Q. Zeng, F. Wang, "Thermal effect on water cooling induction motor's performance used for HEV", Vehicle Power and Propulsion Conference, pp. 1-4, IEEE paper, 2008
[95] L. Song, Z. Li, J. Gao, Q. Zeng, F. Wang, "3D Thermal Analysis of Water Cooling Induction Motor used for HEV", Electrical Machines and Systems, pp. 534-537, IEEE paper, 2008
[96] H. Rehman, "Incorporating the Thermal Effects and Flux Setting in the Vehicular Drive System", Vehicle Power and Propulsion Conference, pp. 1013-1016, IEEE paper, 2009
[97] N. Zhao, Z. Q. Zhu, W. Liu, "Rotor Eddy Current Loss Calculation and Thermal Analysis of Permanent Magnet Motor and Generator", Magnetics, Vol. 47, Issue 10, pp. 4199-4202, IEEE paper, 2011
[98] A. A. Jimoh, "Stray Load Losses in Induction Machines", Mémoire de Thèse, McMaster University, 1986
[99] K. Ko, S. Jang, J. Choi, S. Lee, S. Han, Y. Lee, "A Core Loss Calculation based on Magnetic Field Analysis considering the Time Harmonics of High-Speed Permanent Magnet Machine according to Driving Method", Electrical Machines and Systems, pp. 1143-1146, IEEE paper, 2010
[100] N. Christofides, B. Adkins, "Determination of load losses and torques in squirrel-cage induction motors", Electrical Engineers, Vol. 113, Issue 12, pp. 1995-2005, IEEE paper, 1966
[101] K. Yamazaki, Y. Seto, "Iron Loss Analysis of Interior Permanent-Magnet Synchronous Motors - Variation of Main Loss Factors Due to Driving Condition", Industry Applications, Vol. 42, Issue 4, pp. 1045-1052, IEEE paper, 2006
[102] K. Yamazaki, A. Abe, "Loss Analysis of Interior Permanent Magnet Motors Considering Carrier Harmonics and Magnet Eddy Currents Using 3-D FEM", Electric Machines & Drives Conference, Vol. 2, pp. 904-909, IEEE paper, 2007
[103] K. Yamazaki, Y. Fukushima, M. Sato, "Loss Analysis of Permanent-Magnet Motors With Concentrated Windings - Variation of Magnet Eddy-Current Loss Due to Stator and Rotor Shapes", Industry Applications Society Annual Meeting, pp. 1-8, IEEE paper, 2009
[104] A. Bousbaine, W. F. Low, M. McCormick, "Novel approach to the measurement of iron and stray load losses in induction motors", Electric Power Application, Vol. 143, Issue 1, pp. 78-86, IEEE paper, 1996
[105] B. Stumberger, B. Hribernik, V. Gorican, "Flux distortion and iron losses in flux-weakened permanent magnet synchronous motor", Journal of magnetism and magnetic materials, Vol. 215-

216, pp. 753-755, 2000
[106] M. Nirei, Y. Tang, T. Mizuno, H. Yamamoto, K. Shibuya, H. Yamada, “Iron loss analysis of moving-coil-type linear DC motor”, Sensors and Actuators A: Physical, Vol. 81 Issues 1-3, pp.305-308, 2000
[107] K. Yamazaki, “Torque and Efficiency Calculation of an Interior Permanent Magnet Motor Considering Harmonic Iron Losses of Both the Stator and Rotor”, Magnetics, Vol. 39, Issue 3, pp. 1460-1463, IEEE paper, 2003
[108] N. Benamrouche, S. Haddad, A. Bousbaine, F.W. Low, “Measurement of iron and stray load losses in induction motors using the temperature-time method”, Measurement, Vol. 20, Issue 2, pp. 91-96, 1997
[109] S. Eriksson, H. Bernhoff, “Loss evaluation and design optimisation for direct driven permanent magnet synchronous generators for wind power”, Applied Energy, Vol. 88, Issue 1, pp. 265-271, 2010
[110] E. Fuchs, M. Masoum, “Power quality in power systems and electrical machines”, pp. 638, ISBN: 978-0-12-369536-9, 2008
[111] S. Sujitjorn, K.-L. Areerak, “Numerical approach to loss minimization in an induction motor”, Applied energy journal, Applied Energy, Vol. 79, Issue 1, pp. 87-96, 2003
[112] G. Henneberger, K. Ben Yahia, M. Schmitz, “Calculation and Identification of a Thermal Equivalent Circuit of a Water Cooled Induction Motor for Electric Vehicle Application”, Electrical Machines and Drives, pp. 6-10, IEEE paper, 1995
[113] J. Fan, C. Zhang, Z. Wang, A. R. Tariq, C. E. Nino, E. G. Strangas, “Design and Thermal Analysis of Traction Motor for Electric Vehicle Based on Driving Duty Cycle”, Electric Field Computation, pp. 1, IEEE paper, 2010
[114] J. Fan, C. Zhang, Z. Wang, Y. Dong, C. E. Nino, A. R. Tariq, E. G. Strangas, “Thermal Analysis of Permanent Magnet Motor for the Electric Vehicle Application Considering Driving Duty Cycle”, Magnetics, Vol. 46, Issue 6, pp. 2493-2496, IEEE paper, 2010
[115] J. Fan, C. Zhang, Z. Wang, E.G. Strangas, “Thermal Analysis of Water Cooled Surface Mount Permanent Magnet Electric Motor Mount Permanent Magnet Electric Motor for Electric Vehicle”, Electrical Machines and Systems, pp. 1024-1028, IEEE paper, 2010
[116] T.A. Jankowski, F.C. Prenger, D.D. Hill, S.R. O’Bryan, K.K. Sheth, “Development and Validation of a Thermal Model for Electric Induction Motors”, Industrial Electronics, Vol. 57, Issue 12, pp. 4043-4054, IEEE paper, 2010
[117] C. A. Cezário, H. P. Silva, “Electric Motor Winding Temperature Prediction Using a Simple Two-Resistance Thermal Circuit”, Electrical Machines, pp. 1-3, IEEE paper, 2008
[118] M. M. Baggu, H. L. Hess, K. Rink, “Thermal Modeling of “Direct Lamination Cooling (DLC)” Induction Motor for Hybrid Electric Vehicle Applications”, Vehicle Power and Propulsion, pp. 468-472, IEEE paper, 2005
[119] S. Mezani, N. Takorabet, and B. Laporte, “A Combined Electromagnetic and Thermal Analysis of Induction Motors”, Magnetics, Vol. 41, Issue 5, pp. 1572-1575, IEEE paper, 2005
[120] J.P. Bastos, M.F.R Cabreira, N. Sadowski, S.R. Arruda, S.L. Nau, “A Thermal Analysis of Induction Motors Using a Weak Coupled Modeling”, Magnetics, Vol. 33, Issue 2, pp. 1714-1717, IEEE paper, 1997
[121] D. Staton, A. Cavagnino, “Convection Heat Transfer and Flow Calculations Suitable for Electric Machines Thermal Models”, Industrial Electronics, Vol. 55, Issue 10, pp. 3509-3516, IEEE paper, 2008
[122] A. Bousbaine, M. McCorrnick, W.F. Low, “In-Situ Determination of Thermal Coefficients for Electrical Machines”, Energy Conversion, Vol. 10, Issue 3, pp. 385-391, IEEE paper, 1995
[123] J.F.Moreno, F. Hidalgo, M.D. Martinez, “Realisation of tests to determine the parameters of the thermal model of an induction machine”, Electric Power Applications, Vol. 148, Issue 5, pp. 393-397, IEEE paper, 2001
[124] Y. Lee, S. Hahn, S. Ken Kauh, “Thermal Analysis of Induction Motor with Forced Cooling Channels”, Magnetics, Vol. 36, Issue 4, pp. 1398-1402, IEEE paper, 2000
[125] S. Vaez-Zadeh, B. Zahedi, “Modeling and analysis of variable speed single phase induction motors with iron loss”, Energy Conversion and Management, Vol. 50, Issue 11, pp. 2747-2753, 2009
[126] B. Pryymak, J. Moreno-Eguilaz, J. Peracaula, “Neural network flux optimization using a model of losses in induction motor drives”, Mathematics and Computers in Simulation, Vol. 71, Issue 4-6, pp. 290-298, 2006
[127] L. Marlino, “Report on Toyota Prius Motor Thermal Management”, FY 2005, US Department of Energy report, 2005

[128] S. Scowby, R. Dobson, M. Kamper, “Thermal modelling of an axial flux permanent magnet machine”, Applied Thermal Engineering, Vol. 24, Issues 2-3, pp. 193-207, 2004
[129] Y. Huai, R. Melnik, P. Thogersen, “Computational analysis of temperature rise phenomena in electric induction motors”, Applied Thermal Energy, Vol. 23, Issue 7, pp. 779-795, 2003
[130] K. Farsane, P. Desevaux, P. Panday, “Experimental study of the cooling of a closed type electric motor”, Applied Thermal Energy, Vol. 20, Issue 14, pp. 1321-1334, 2000
[131] B. Venkataraman, B. Godsey, W. Premerlani, E. Shulman, M. Thakur, R. Midence, “Fundamentals of a Motor Thermal Model and its Applications in Motor Protection”, Protective Relay Engineers, pp. 127-144, IEEE paper, 2005
[132] Z. Kolondzovski, A. Belahcen, A. Arkkio, “Multiphysics thermal design of a high-speed permanent-magnet machine”, Applied Thermal Engineering, Vol. 29, Issue 13, pp. 2693-2700, 2009
[133] J. Romo, M. Adrian, “Prediction of internal temperature in three-phase induction motors with electronic speed control”, Electric Power Systems Research, Vol. 45, Issue 2, pp. 91-99, 1998
[134] J. Bellettre, F. Biais, A. Lallemand, V. Sartre, “Transient State Study of Electric Motor Heating and Phase Change Solid-Liquid Cooling”, Applied Thermal Engineering, Vol. 17, Issue 1, pp. 17-31, 1996
[135] C. Cezario, S. Borges, A. Oloveira, J. C. da Silva, M. Verardi, “Transient Thermal Analysis of an Induction Electric Motor”, 18th International Congress of Mechanical Engineering, 2005
[136] Y. Huai, R. Melnik, P. Thogersen, “Computational analysis of temperature rise phenomena in electric induction motors”, Applied Thermal Engineering, Vol. 23, Issue 7, pp. 779-795, 2002
[137] M. Perrin, I. Cyphelly, M. Dahlen, A. Jossen, E. Lemaire-Potteau, P. Malbranche, A. Ruddel, G. Sarre, D. U. Sauer, G. Semrau, M. I. Soria, B. Willer, “Temperature behaviour : Comparison for nine storage technologies”, Journal of Power Sources, Vol. 154, Issue 2, pp.545-549, 2005
[138] N. Sato, “Thermal behavior analysis of lithium-ion batteries for electric and hybrid vehicles”, Journal of Power Sources, Vol. 99, Issues 1-2, pp. 70-77, 2000
[139] G. Nagasubramanian, ”Comparison of the thermal and electrochemical properties of LiPF6 and LiN(SO2C2F5)2 salts in organic electrolytes”, Journal of Power Sources, Volumes 119-121, pp. 811-814, 2003
[140] Energyzer, “Battery internal Resistance”, Technical bulletin, 2005
[141] S.S. Zhang, K. Xu, T.R. Jow, “Charge and discharge characteristics of a commercial LiCoO2-based 18650 Li-ion battery”, Journal of Power Sources, Vol. 160, Issue 2, pp. 1403-1409, 2006
[142] Y. Ma, M. Thelliez, “Electro-Thermal Modelin of a Lithium-ion Battery System”, SAE paper 2010-01-2204, 2010
[143] K. Onda, T. Araki, K. Fukuda, M. Nakayama, T. Ohshima, “Thermal behavior of small lithium-ion battery during rapid charge and discharge cycles”, Journal of Power sources, Vol. 158, Issue 1, pp. 535-542, 2005
[144] S.C. Chen, C.C. Wan, Y.Y. Wang, “Thermal analysis of lithium-ion batteries”, Journal of Power Sources, Volume 140, Issue 1, pp. 111-124, 2004
[145] K. Smith, C.-Y. Wang, “Power and thermal characterization off a lithium-ion battery pack for a hybrid-electric vehicles”, Journal of Power Sources, Vol. 160, Issue 1, pp. 662-673, 2006
[146] S. Al-Hallaj, J. R. Selman,”Thermal modeling of secondary lithium batteries for electric vehicle/hybrid electric vehicle applications”, Journal of Power Sources, Vol. 110, Isse 2, pp. 341-348, 2002
[147] R. Sabbah, S. Al-Hallaj, R. Kizilel, J. R. Selman, “Active (air-cooled) vs. Passive (phase change material) thermal management of high power lithium-ion packs : Limitation of temperature rise and uniformity of temperature distribution”, Journal of Power Sources, Vol. 182, Issue 2, pp. 630-638, 2008
[148] M. Dubarry, B. Y. Liaw, N. Vuillaule, “From single cell model to battery pack simulation for Li-ion batteries”, Journal of Power Sources, Vol. 186, Issue 2, pp. 500-507, 2008
[149] G. Botte, B. Johnson, R. White, “Influence of Some Design Variables on the Thermal Behavior of a Lithium-Ion Cell”, Journal of The Electrochimical Society, Vol. 146, Issue 3, pp. 914-923, 1999
[150] D. Doughty, P. Butler, R. Jungst, E. Roth, “Lithium battery thermal models”, Journal of Power Sources, Vol. 110, Issue 2, pp. 357-363, 2002
[151] E. Kuhn, C. Forgez, G. Friedrich, ”Modélisation d'accumulateurs Ni-mH en vue d'une application pour véhicule hybride électrique”, Université de Technologie de Compiègne
[152] H.J. Bergveld, W.S. Kruijt, P.H.L. Notten, “Electronic-network modelling of rechargeable NiCd cells and its application to the design of battery management systems”, Journal of Power

Sources, Vol. 77, Issue 2, pp. 143-158, 1998
[153] J. Bernard, V. Sauvant-Moynot, A. Sciaretta, Y. Touzani, “Advances in Electrochemical Models for Predicting the Cycling Performance of Traction Batteries : Experimental Study on Ni-MH and Simulation”, Oil & Gas Science and Technology, Vol. 65, n°1, pp. 55-66, 2009
[154] M. Nakayama, T. Araki, K. Fukuda, K. Onda, “Thermal Behavior of Nickel Metal Hybride Battery During Rapid Charge and Discharge Cycles”, Electrical Engineering in Japan, Vol. 125, Issue 2, pp. 213-220, 2006
[155] P. Xiao, W. Gao, X. Qiu, W. Zhu, J. Sun, L. Chen, “Thermal behaviors of Ni-MH batteries using a novel impedance spectroscopy”, Journal of Power Sources, Vol. 182, Issue 1, pp. 377-382, 2008
[156] M. Venkatraman, J. W. Van Zee, “A model for the silver-zinc battery during high rates of discharge”, Journal of Power Sources, Vol. 166, Issue 2, pp. 537-548, 2007
[157] A. Pesaran, ”Battery thermal models for hybrid vehicle simulations”, Journal of Power Sources, Vol. 110, Issue 2, pp. 377-382, 2002
[158] X. Hu, S. Lin, S. Stanton, W. Lian, ”A Foster Network Thermal Model for HEV/EV Battery Modeling”, Industry Applications, Vol. 47, Issue 4, pp. 1692-1699, IEEE paper, 2011
[159] S. Jayaralan, G. Anderson, S. Kaushik, P. Klaus, “Modeling of Battery Pack Thermal System for a Plug-In Hybrid Electric Vehicle”, SAE paper 2011-01-0666, 2011
[160] X. Lin, H. Perez, J. Siegel, A. Stefanopoulou, “Parameterization and Observability Analysis of Scalable Battery Clusters for Onboard Thermal Management”, IFP Energies nouvelles, RHEVE 2011, 2011
[161] F. Rafik, A. Berthon, A. Crausaz, R. Gallay, H. Gualous, “Frequency, thermal and voltage supercapacitor characterization and modelling”, Journal of Power Sources, Vol. 165, Issue 2, pp. 928-934, 2006
[162] D.H. Lee, B.H. Lee, B.W. Kim, U.S. Kim, Y.-H. Kim, C.B. Shin, “Modelling of the thermal behaviour of an ultracapacitor for a 42-V automotive electrical system”, Journal of Power Sources, Volume 175, Issue 1, pp. 664-668, 2007
[163] T. Katrašnik, F. Trenc, S.R. Oprešnik, “Analysis of Energy Conversion Efficiency in Parallel and Series Hybrid Powertrains”, Vehicular Technology, Vol. 56, Issue 6, pp. 3649-3659, IEEE paper, 2007
[164] T. Katrašnik, “Hybridization of powertrain and downsizing of IC engine – A way to reduce fuel consumption and pollutant emissions – Part 1&2”, Energy Conversion and Management, Vol. 48, Issue 5, pp. 1411-1423, 2007
[165] T. Katrašnik, “Analytical framework for analyzing the energy conversion efficiency of different hybrid electric vehicle topologies”, Energy Conversion and Management, Vol. 50, Issue 8, pp. 1924-1938, 2009
[166] T. Katrašnik, “Analytical method to evaluate fuel consumption of hybrid electric vehicles at balanced energy content of the electric storage devices”, Applied Energy Journal, Vol. 87, Issue 11, pp. 3330-3339, 2010
[167] T. Katrašnik, “Energy conversion phenomena in plug-in hybrid-electric vehicles”, Energy Conversion and Management, Vol. 52, Issue 7, pp. 2637-2650, 2011
[168] T. Banjac, F. Trenc, T. Katrašnik, “Energy conversion efficiency of hybrid electric heavy-duty vehicles operating according to diverse drive cycles”, Energy Conversion and Management, Vol. 50, Issue 12, pp. 2865-2878, 2009
[169] J. Lescot, A. Sciarretta, Y. Chamaillard, A. Charlet, “On the integration of optimal energy management and thermal management of hybrid electric vehicles”, Vehicle Power and Propulsion Conference, pp. 1-6, IEEE paper, 2010
[170] R. Dubouil, J. Hetet, A. Maiboom, "Modelling of the Warm-up of a Spark Ignition Engine: Application to Hybrid Vehicles," SAE Technical Paper 2011-01-1747, 2011
[171] R. Dubouil, J. Hetet, A. Maiboom, “A phenomenological heat transfer model of SI engines – Application to the simulation of a full-hybrid vehicle“ Les Rencontres Scientifiques d'IFP Energies nouvelles - Int. Scient. Conf. on hybrid and electric vehicles – RHEVE 2011 6-7 December 2011
[172] F. Jehlik, “Methodology and Analysis of Determining Plug-in Hybrid Engine Thermal State and Resulting Efficiency”, SAE paper 2009-01-1308, 2009
[173] F. Jehlik, E. Rask, M. Christenson, “Simplified Methodology for Modeling Cold Temperatures Effects on Engine Efficiency for Hybrid and Plug-In Hybrid Vehicles”, SAE paper 2010-01-2213, 2010
[174] N. Shidore, E. Rask, R. Vijayagopal, F. Jehlik, J. Kwon, M. Ehsani, “PHEV Energy Management Strategies at Cold Temperatures with Battery Temperature Rise and Engine Efficiency Improvement Considerations”, SAE paper 2011-01-0872, 2011

[175] L. Juhani, “Fuel Economy and Energy Consumption of Hybrid and Plug-In Hybrid Cars in Nordic Climate Condition”, World Automotive Congress, Fisita F2010-A-049, 2010
[176] A. Loiselle, J. Rostkowski, D. Karman, L. Graham, “The Effect of Driving Conditions and Ambient Temperature on Light Duty Gasoline-electric Hybrid Vehicles“, SAE paper 2010-01-2289, 2010
[177] C. Park, A. Jaura, “Thermal Analysis of Cooling System in Hybrid Electric Vehicles”, SAE paper 2002-01-0710, 2010
[178] X. Sun, Y. Wang, F. Wang, “Thermal Management Technology for Series-Parallel HEV”, Mechatronics and Automation, pp. 213-218, IEEE paper, 2010
[179] K. Bennion, M. Thornton, “Integrated Vehicle Thermal Management for Advanced Vehicle Propulsion Technologies”, SAE paper 2010-01-0836, 2010
[180] B. Gao, K. Svancara, A. Walker, D. Kok et al., "Development of a BISG Micro-Hybrid System," SAE Technical Paper 2009-01-1330, 2009
[181] P. Miller, “Optimised Air Conditioning Control for Hybrid Vehicles”, World Automotive Congress, Fisita F2010-A-053, 2010
[182] J. E. Walters, R. J. Krefta, G. Gallegos-Lopez, G. T. Fattic, “Technology considerations for belt alternator starter systems”, SAE paper 2004-01-0566, 2004
[183] A. Ferrari, E. Morra, E. Spessa, C. Ciaravino, A. Vassallo, “Analysis of energy-efficient management of a light-duty parallel-hybrid diesel powertrain with a belt alternator starter”, SAE paper 2011-24-0080, 2011
[184] S. Abe, M. Murata, ”Development of IMA Motor for 2005 Civic Hybrid”, SAE paper 2006-01-1505, 2006
[185] F. Millo, M. Badami, C. V. Ferraro, G. Lavarino, I. Rolando, “A Comparison Between Different Hybrid Powertrain Solutions for an European Mid-Size Passenger Car”, SAE paper 2010-01-0818, 2010
[186] S. Aoyagi, Y. Hasegawa, T. Yonekura, H. Abe, “Energy efficiency improvement of series hybrid vehicle”, JSAE Review, Vol. 22, Issue 3, pp. 259-264, JSAE20014338, 2001
[187] J. Voelcker, “Chevy Volt sparks a series of plug-in hybrids“, Spectrum, Vol. 48, Issue 2, pp. 16-18, IEEE paper, 2001
[188] T. M. Grewe, B. M. Conlon, A. G. Holmes, “Defining the general motors 2-mode hybrid transmission”, SAE paper 2007-01-0273, 2007
[189] K. Muta, M. Yamazaki, J. Tokieda, "Development of New-Generation Hybrid System THS II - Drastic Improvement of Power Performance and Fuel Economy," SAE Technical Paper 2004-01-0064, 2004
[190] M. Komatsu, T. Takaoka, “Development of Toyota Plug-In Hybrid System”, SAE Paper 2011-01-0874 & 2011-39-7219, 2011
[191] M. Debert, G. Colin, Y. Chamaillard, M. Mensler, A. Ketfi-cherif, L. Guzzella, “Energy Management of a High Efficiency Hybrid Electric Automatic Transmission”, SAE paper 2010-01-1311, 2011
[192] H. Nasiri, A. Radan, A. Ghayebloo, K. Ahi, “Dynamic modeling and simulation of transmotor based series-parallel HEV applied to toyota prius 2004”, Environment and Electrical Engineering, pp. 1-4, IEEE paper, 2004
[193] J. Gao, J. Song, Y. Du, “Mode and Control Strategy of HEV Equipped with EVT”, Vehicle Power and Propulsion, pp. 1822-1825, IEEE paper, 2009
[194] L. Xu, Y. Zhang, X. Wen, ”Multioperational modes of control strategies of dual-mechanical-port machine for hybrid electricle vehicles”, Industry Applications Conference, pp. 1710-1717, IEEE paper, 2007
[195] S. G. Wirasingha, A. Emadi "Classification and Review of Control Strategies for Plug-In Hybrid Electric Vehicles", Vehicular Technology, Vol. 60, Issue 1, pp. 111-122, IEEE paper, 2011
[196] C.-Y. You, W.-Y. Park, G.-M. Jeong, C. Moon, Hyun-Sik Ahn, "A comparative study of fuzzy logic-based control strategies for a parallel mild hev", Control, Automation and Systems, pp. 1042-1046, IEEE paper, 2008
[197] P. Pisu, G. Rizzoni "A comparative study of supervisory control strategies for hybrid electric vehicles", Control Systems Technology, Vol. 15, Issue 3, pp. 506-518, IEEE paper, 2007
[198] A. Kahrobaeian, B. Asaei, R. Amiri "Comparative Investigation of Charge-Sustaining and Fuzzy-Logic Control Strategies in Parallel HEV", Vehicle Power and Propulsion Conference, pp. 1632-1636, IEEE paper, 2009
[199] A. Z. Nejhad, B. Asaei "A fuzzy-genetic algorithm approach for finding a new HEV control strategy idea", Power Electronic & Drive Systems & Technologies Conference, pp. 224-229, IEEE paper, 2010

[200] M. Dorri, A. H. Shamekhi, "Design of an Optimal Control Strategy in a Parallel Hybrid Vehicle in Order to Simultaneously Reduce Fuel Consumption and Emissions", SAE Paper 2011-01-0894, 2011
[201] N. Kim, A. P. Rousseau, "Comparison between Rule-Based and Instantaneous Optimization for a Single-Mode, Power-Split HEV", SAE Paper 2011-01-0873, 2011
[202] Y. Tian, X.Zhang, L. Zhang, X. Zhang, "Intelligent energy management bazsed on driving cycle identification using fuzzy neural network", Computational Intelligence and Design, Vol. 2, pp. 501-504, IEEE paper, 2009
[203] F. Mapelli, M. Mauri, D. Tarsitano, "Energy control strategies comparison for a city car plug-in HEV", Industrial Electronics, pp. 3729-3734, IEEE paper, 2009
[204] A. Piccolo, L. Ippolito, V. z. Gal, Alfredo Vaccaro, "Optimisation of energy flow management in hybrid electric vehicles via genetic algorithms", Advanced Intelligent Mechatronics, Vol. 1, pp. 434-439, IEEE paper, 2001
[205] X. Huang, Y. Tan, X. He, "A torque control strategy with charge buffer for parallel hybrid electric vehicle", Vehicular Technology Conference Fall, pp. 1-5, IEEE paper, 2010
[206] A. Bedir, A. T. Alouani, "A simple power based control strategy for hybrid electric vehicles", Vehicle Power and Propulsion Conference, pp. 803-807, IEEE paper, 2009
[207] X. Liu, Q. Fan, K. Zheng, J. Duan, Y. Wang, "Constant SOC Control of a Series Hybrid Electric Vehicle with Long Driving Range", Information and Automation, pp. 1603-1608, IEEE paper, 2010
[208] Y. Cheng, S. Cui, C.C. Chan, "Control strategies for an electric variable transmission based hev", Vehicle Power and Propulsion Conference, pp. 1296-1300, IEEE paper, 2009
[209] S. Zhao, S. Zhang, P. Xu, M. Li, "Control strategy and simulation analysis of hybrid electric vehicle", Electronic Measurement and Instruments, pp.318-321, IEEE paper, 2007
[210] A. Halvai Niasar, H. Moghbelli, A. Vahedi, "Design methodology of drive train for a series-parallel hybrid electric vehicle (SP - HEV) and its power flow control strategies", Electric Machines and Drives, pp. 1549-1554, IEEE paper, 2005
[211] W. Duani, F. Yan, "Powertrain control strategies overview for HEV", Power and Energy Engineering Conference, pp. 1-5, IEEE paper, 2010
[212] D. Karbowski, J. Kwon, N. Kim, A. Rousseau, "Instaneously Optimized Controller for a Multimode Hybrid Electric Vehicle", SAE paper 2010-01-0816, 2010
[213] V. Marano, P. Tulpule, S. Stockar, S. Onori, G. Rizzoni, "Comparative study of different control strategies for Plug-In Hybrid Electric Vehicles", SAE paper 2009-24-0071 , 2009
[214] A. A. Mukhitdinov, S. K. Ruzimov, S. L. Eshkabilov, "Optimal control strategies for CVT of the HEV during a regenerative process", Electric and Hybrid Vehicles, pp. 1-12, IEEE paper, 2006
[215] X. Li, L. Li, Y. Sun, Z. Hu, J. Deng, "Optimization of Control Strategy, for Engine Start-stop in a Plug-in Series Hybrid Electric Vehicle", SAE paper 2010-01-2214, 2010
[216] Y. Sun, X. Li, J. Deng, Z. Hu, L. Li, "Power Matching and Control Strategy of Plug-in Series Hybrid Electric Car, SAE paper 2010-01-2195, 2010
[217] F. Badin, B. Jeanneret, R. Trigui, F. Harel, "Hybrid Vehicles, should we plug them to the grid or not ?", The 18th International Electric Vehicle Symposium, 2001
[218] S. Tomoaki, M. Masanori, M. Hiroaki, U. Takayuki, "Development of RX-8 Hydrogen RE Dual-Fuel System", Mazda Technical Review, No.24, p.139-143, 2006
[219] P. Thounthong, "Conception d'une source hybride utilisant une pile à combustible et des supercondensateurs", Thèse de doctorat, Institut National Polytechnique de Lorraine, 2005
[220] H. Sun, J. Jing, "Research on the system configuration and energy control strategy for parallel hydraulic hybrid loader", Automation in Construction, Vol. 19, Issue 2, pp. 213-220, 2010
[221] D. Cross, C. Brockbank, "Mechanical Hybrid system comprising a flywheel and CVT for Motorsport & mainstream Automotive applications", SAE paper 2009-01-1312, 2008
[222] W. Banzhaf, P. Nordin, R. Keller, F. Francone, "Genetic Programming – An Introduction", Morgan Kaufmann, San Francisco, CA., 1998

Annexe A1 : Cycles routiers

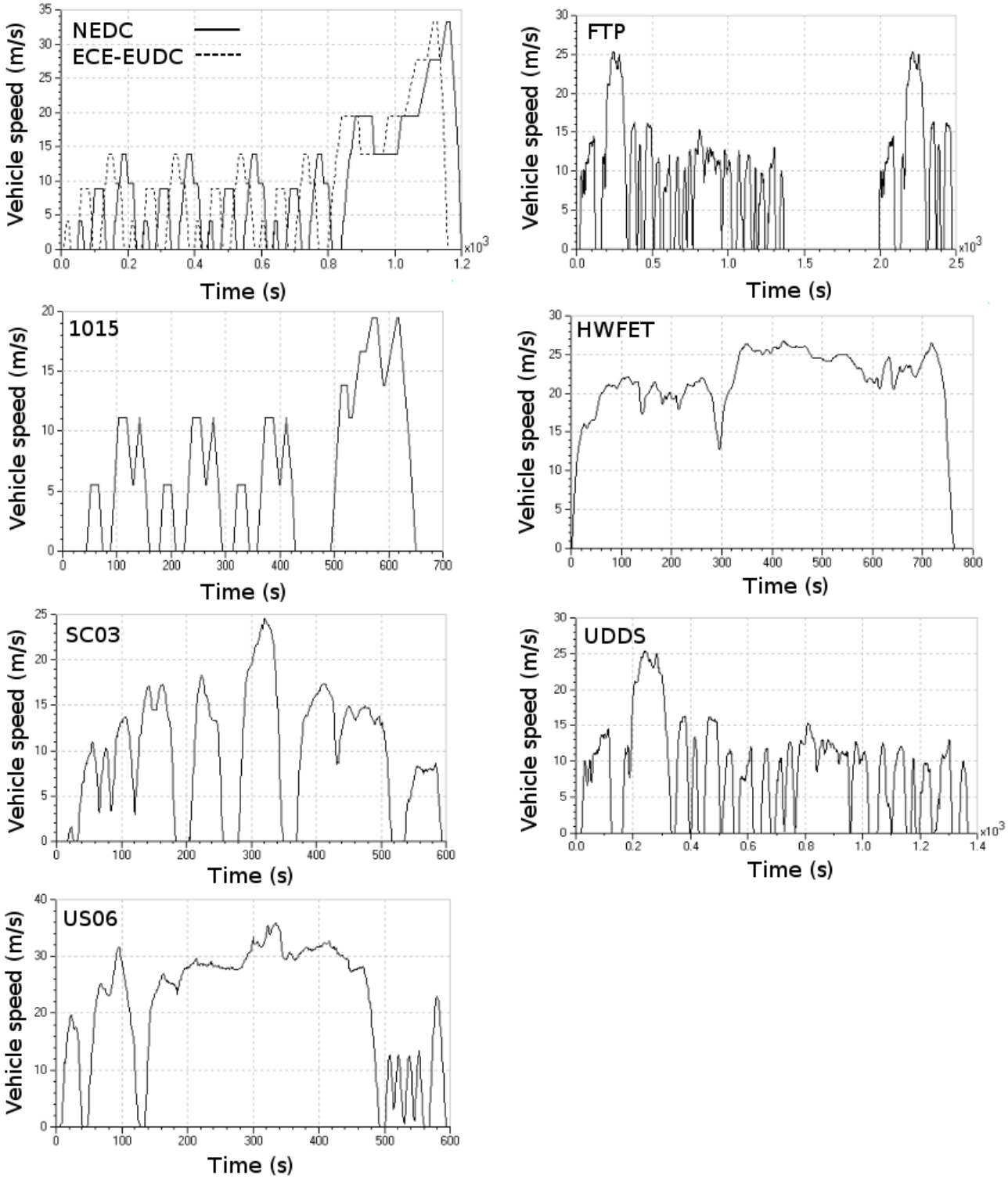


Figure A1.1 : Cycles routiers communs

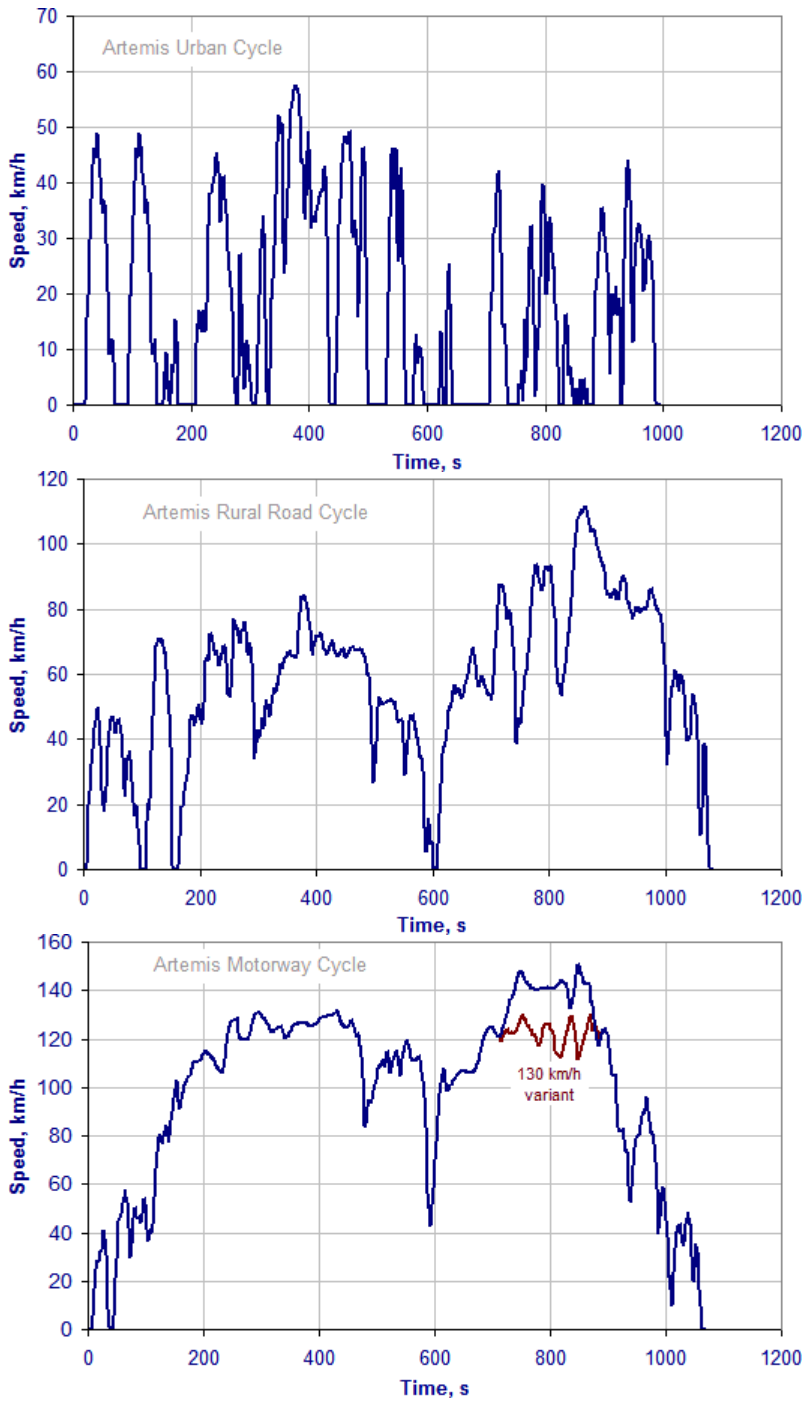


Figure A1.2 : Cycles Artemis

Annexe A2 : Architectures hybrides

L'association de deux types de motorisation différents n'est pas aisée. Pour des raisons de performances, d'encombrement, de poids et à cause de la complexité de l'optimisation du fonctionnement de l'ensemble hybride, il est nécessaire de trouver des compromis entre les objectifs de la propulsion hybride (réduction de la consommation et éventuellement des émissions polluantes) en prenant en compte différentes contraintes matérielles, économiques et de marketing (besoin de confort du consommateur en conduite et en place). Ainsi, il n'existe pas actuellement d'architecture hybride universelle.

Les constructeurs automobiles font la promotion de leurs technologies hybrides de la même manière. Cependant, derrière le mot hybride se cachent des concepts très différents. Cette partie vise à donner une vue d'ensemble des choix plus ou moins complexes, coûteux et "efficaces" que l'on peut trouver dès maintenant ou dans un avenir très proche sur le marché automobile.

A2.1 Propulsion hybride parallèle

A2.1.1 BAS (Belt alternator system) General Motors

La première solution est de connecter directement les deux motorisations par le biais de la courroie de distribution du moteur à combustion interne. Le moteur électrique prend alors la place de l'alternateur. Ce type d'architecture hybride est relativement simple à mettre en œuvre, et est notamment utilisé pour des applications à faible taux d'hybridation, tels que les systèmes stop&start (µ-hybrid). Certains constructeurs, notamment General Motors [182], ont poursuivi le développement de ce concept et ont augmenté la puissance du moteur électrique afin d'assurer une propulsion électrique (mild-hybrid et full-hybrid parallèle) et de permettre la récupération d'énergie.

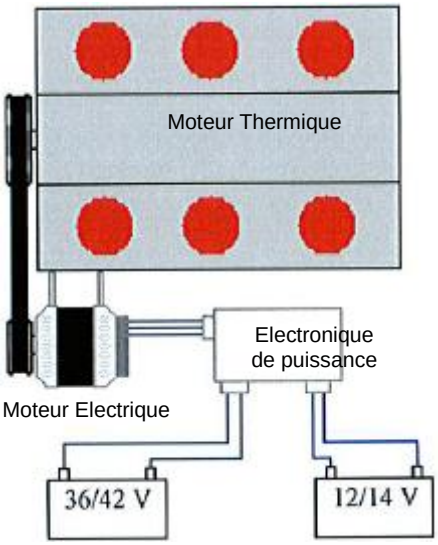


Figure A2.1 : Schéma du système de liaison par courroie de General Motors [182]

L'avantage de ce type d'architecture est la simplicité de sa conception. Cependant, il devient vite limité par des problèmes d'encombrement, notamment à cause du besoin d'augmenter la puissance du moteur électrique.

A2.1.2 IMA (Integrated motor assist) Honda

Honda propose aussi un système d'hybridation à l'architecture relativement simple, en intégrant directement son moteur électrique sur l'arbre moteur du MCI. Le moteur électrique est alors spécialement dimensionné (grand diamètre, faible largeur) afin de pouvoir fournir une puissance

importante tout en limitant l'encombrement du système [184].

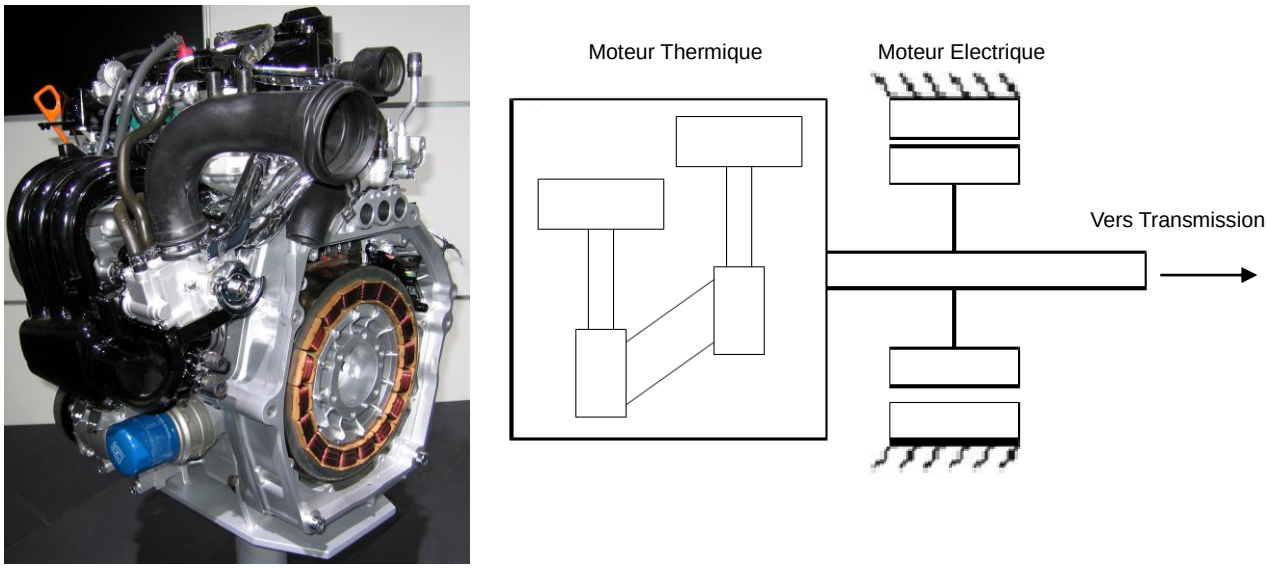


Figure A2.2 : Photo et schéma du système IMA Honda [184]

Les deux systèmes précédents fonctionnent donc avec une liaison directe entre le moteur thermique et électrique. Les vitesses de rotation des deux moteurs sont liées par un rapport constant. Le choix des points de fonctionnement de chaque motorisation est donc limité, et l'on peut arriver à un meilleur rendement de l'ensemble du système par un compromis entre leurs points de meilleur rendement, l'allure du véhicule, ainsi que le rapport de boite de vitesse enclenché. Les gains en consommation de la propulsion hybride sont importants (20 à 30% annoncés par les constructeurs), cependant le découplage des points de fonctionnement de chaque moteur devrait permettre de faire fonctionner la propulsion avec un rendement global plus important encore. C'est ce qui à conduit certains constructeurs au développement d'architectures plus complexes, notamment avec des systèmes de transmissions variables [188-194].

A2.2 Propulsions séries :

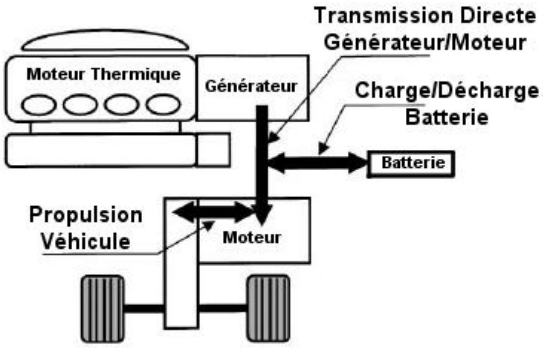


Figure A2.3 : Schéma d'une architecture hybride série [186]

Les propulsions séries sont une autre solution d'hybridation d'un véhicule [186-187]. Leur nom vient du fait que l'énergie permettant de propulser le véhicule suit un unique chemin du moteur jusqu'aux roues. Dans ce type d'architecture, le moteur thermique est relié à un alternateur et sert uniquement de générateur électrique (il ne participe jamais à l'entraînement des roues), contrairement au fonctionnement de l'architecture parallèle présentée précédemment. L'énergie produite est alors transmise à un moteur électrique (seul élément de propulsion du véhicule) ou bien est stockée par un système de stockage (généralement des batteries). Cette énergie électrique est réutilisée ensuite avec un fonctionnement totalement électrique du véhicule. Les

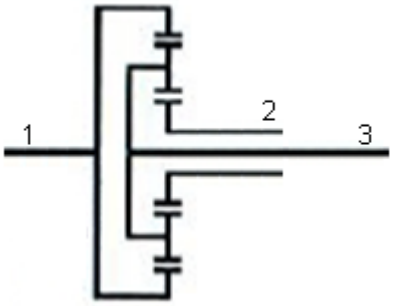
véhicules de type hybride-série peuvent donc être directement comparés à des véhicules électriques dans lesquels on aurait remplacé la connexion au secteur électrique (pour recharger la batterie) par un générateur thermique.

L'intérêt de ce type d'architecture est de permettre une grande manœuvrabilité de fonctionnement pour le moteur thermique, car il n'est plus directement contraint par les conditions de fonctionnement du véhicule (vitesse et couple à fournir dépendants du parcours effectué), tout en réduisant de nombreuses pertes par frottements dans des éléments de transmission mécaniques. Cependant, il ne faut pas oublier que l'alternateur, le moteur électrique et la batterie ne sont pas parfaits, et le rendement de cette "transmission électrique" peut parfois être inférieur à celui d'une transmission mécanique. Ce choix de transmission semble alors avoir un désavantage par rapport à une propulsion de type hybride parallèle. Cependant, les véhicules de type hybride-série possèdent l'avantage d'avoir des moteurs thermiques totalement découplés du comportement dynamique du véhicule. Ainsi, cette architecture utilise le MCI à charge et vitesse constantes, évitant donc les phases dynamiques transitoires de plus faible rendement. Aucune solution n'a été écartée par les constructeurs [182-187], chacun des avantages et inconvénients des deux architectures déjà décrites étant plus ou moins apparents en fonction du type de véhicule conçu. Ce type d'architecture est actuellement étudié et employé pour la propulsion de véhicules allant de la voiture de particulier au bus. Mais elle semble moins représentée sur le marché automobile que les solutions parallèles [182-185] et éventuellement série-parallèle (voir paragraphe suivant) [188-194]. On trouve cependant cette architecture sous un autre nom, lors de son association avec un système de charge par le secteur électrique (Plug-In). Ces véhicules sont alors plutôt désignés comme des véhicules électriques à "autonomie étendue" (range extended). La batterie possède suffisamment d'autonomie pour être utilisée lors de parcours urbains de la vie quotidienne, et est ensuite rechargée la nuit par liaison avec le secteur. Le réservoir d'essence n'est alors utilisé que lors de parcours plus longs, dépassant l'autonomie totale de la batterie. Parmi ces véhicules, on trouve par exemple la Chevrolet Volt, qui bien que vendue sous le nom d'"électrique" est une hybride série [187].

A2.3 Propulsions série-parallèles :

Afin d'avoir plus de liberté dans l'utilisation de chaque élément de la propulsion hybride, plusieurs constructeurs ont développé des méthodes par eCVT (transmission variable continue électrique), leur permettant d'intégrer des systèmes série-parallèles (possibilité de fonctionner suivant les deux principes de propulsions précédents).

Les eCVT fonctionnent avec au moins deux moteurs électriques, associés généralement par le biais de trains épicycloïdaux [188, 190], la vitesse d'un planétaire du train épicycloïdal étant une combinaison barycentrique moyenne des vitesses du second planétaire et des satellites (formule de Willis présenté en figure A2.3).



$$\frac{\omega_1 - \omega_3}{\omega_2 - \omega_3} = (-1) * \frac{Z_2}{Z_1}$$

Formule de Willis

Figure A2.3 : Schéma d'un train épicycloïdal simple [188]

Les vitesses ω_i sont mesurées par rapport au bâti sur l'axe central. Le nombre de dents des deux planétaires Z_1 et Z_2 donnent le rapport de réduction du train épicycloïdal.

Ainsi, la vitesse de sortie de la transmission eCVT (vers les roues) est une combinaison de type barycentrique des vitesses du moteur à combustion interne et des moteurs électriques. Un

premier avantage est de pouvoir faire fonctionner la propulsion électrique seule tout en permettant à l'arbre du moteur thermique de rester fixe et ainsi d'éviter des pertes par frottements et par pompage inutiles. De même, le moteur thermique peut être utilisé lorsque le véhicule est à l'arrêt sans avoir à le déconnecter de l'axe des roues. La transmission eCVT peut fonctionner pour tout point entre ces deux extrêmes [188, 190].

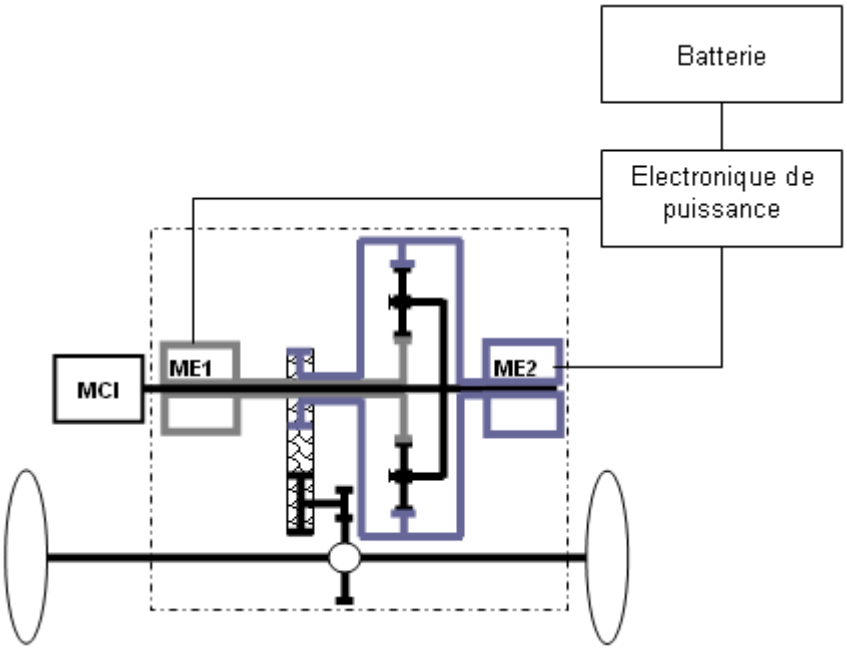


Figure A2.4 : Schéma du système de transmission HSD Toyota [190]

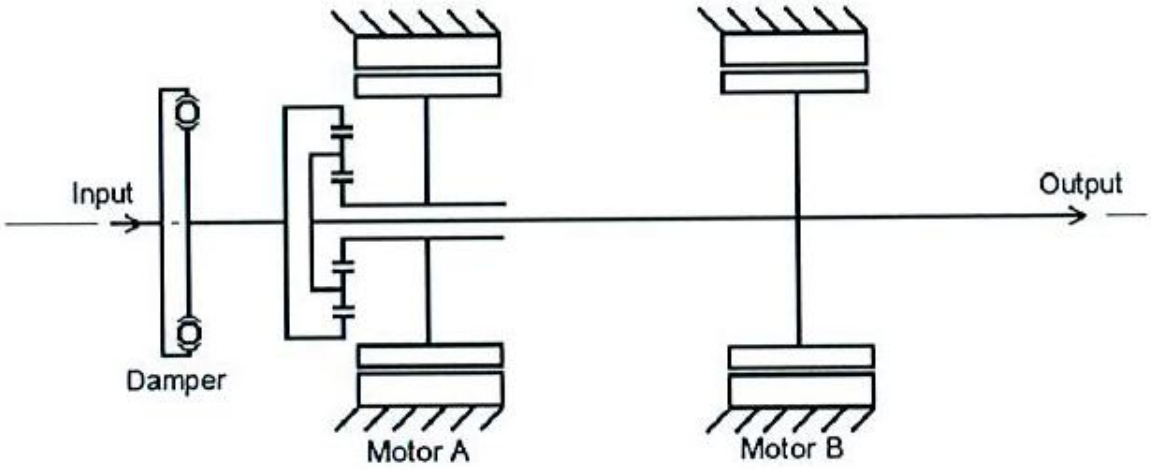


Figure A2.5 : Schéma de système EVT General Motors [188]

Toyota et General Motors proposent notamment des systèmes de transmission eCVT utilisant un train épicycloïdal simple dans une architecture hybride série-parallèle (figure A2.4 et A2.5). Le moteur thermique et les deux moteurs sont liés à chacun des engrenages du train épicycloïdal. La sortie (vers les roues) est directement liée à un moteur électrique (ME2 et Motor B sur les figures précédentes).

En appliquant la formule de Willis au cas de la figure A2.5 on obtient :

$$\omega_{MCI} = -\frac{Z_{MEA}}{Z_{MCI}}(\omega_{MEA} - \omega_{MEB}) + \omega_{MEB} \qquad \text{(A2.1)}$$

K étant le rapport de réduction du train épicycloïdal. Avec un rapport de réduction (planétaire extérieur/planétaire central) de 2:1 on obtient les exemples simples suivants (tableau A2.1).

	MCI (tr/min)	Moteur A (tr/min)	Moteur B (tr/min)
Chauffe moteur (arrêt du véhicule)	1000	-2000	0
Faible accélération	2000	-1000	1000
Vitesse stabilisée	1500	0	1000
Mode électrique	0	1500	500

Tableau A2.1 : Exemple de fonctionnement du système eCVT (General Motors [188])

Les exemples présentés dans le tableau A2.1 (notamment les cas d'accélération et de vitesse de croisière) montrent qu'une même vitesse de sortie peut être obtenue avec diverses vitesses de moteur à combustion interne et électrique, tout en gardant un rapport de réduction constant dans le train épicycloïdal. Dans cette architecture, l'énergie générée par le moteur thermique emploie deux chemins différents. Le moteur A1 peut fournir de l'énergie électrique directement au moteur B sans avoir à transférer d'énergie aux batteries. Ainsi, cette transmission permet, en cas de besoin, de limiter les pertes de transfert électriques (les batteries étant le lieu de pertes par effet Joule et d'ordre chimique). Cette transmission du moteur thermique vers les roues est divisée en une transmission purement mécanique et en une transmission électrique. En fonction des rendements de chaque transmission, de nouvelles occasions d'économie d'énergie sont mises à jour. Les autres modes courants du véhicule hybride (moteur électrique pur et récupération d'énergie au freinage) sont rendus possibles par le biais du moteur B. Le cas de vitesse stabilisée présenté sur le tableau A2.1 correspond au cas où l'alternateur (moteur A) reste fixe. La transmission de la puissance du moteur thermique vers les roues est alors purement mécanique. Ce point de fonctionnement, nommé « point mécanique », doit correspondre au mode de fonctionnement permettant le meilleur rendement de la transmission mécanique du moteur thermique aux roues. Cette configuration eCVT ne comporte qu'un point mécanique. Cette dernière solution de transmission hybride doit permettre de repousser les limites de la propulsion hybride. Cependant, un compromis doit être fait pour le choix de l'élément de réduction (configuration du train épicycloïdal) en fonction des rendements de chaque moteur (thermique et électriques) et des capacités des moteurs électriques (puissance maximale) afin de répondre aux critères de confort de conduite désirés. Cet argument est important dans la vente d'un véhicule.

Le concept eCVT peut être développé, afin de permettre de nouveaux comportements plus économes encore. La figure A2.6 présente un des derniers concepts de General Motors [188] utilisant un ensemble complexe formé par deux moteurs électriques et 3 trains épicycloïdaux successifs. Cette architecture permet, à l'aide de 4 systèmes d'embrayage, de créer un total de trois points mécaniques différents, et ainsi de palier au problème de compromis entre économie et puissance évoqué précédemment.

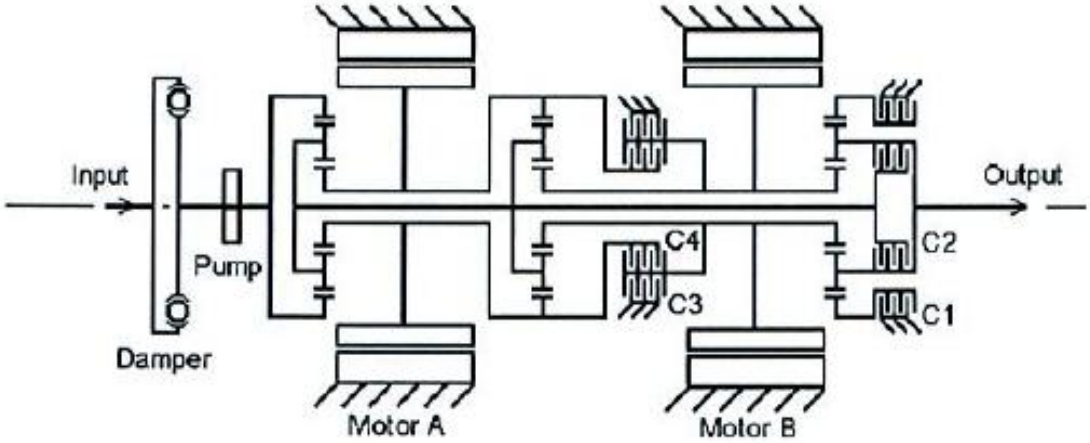


Figure A2.6 : Schéma du système de transmission eCVT 2-mode General Motors [188]

Les architectures hybrides se complexifient régulièrement afin d'obtenir les meilleurs rendements de fonctionnement possibles. Une des difficultés est d'optimiser le fonctionnement de ces architectures multi-modes.

Annexe A3 : Dégradation d'une batterie en fonction de la température

Les performances de la majorité des types de batteries sont dégradées sous l'effet de la variation de la chaleur. A basse température, la puissance en sortie diminue principalement par la baisse de la conductivité électrique de l'électrolyte. A haute température, on observe que la durée de vie de la batterie est fortement diminuée. Les premières causes de dégradation de la batterie sont généralement la dégradation volumique des électrodes, l'augmentation du film surfacique de l'électrode, le changement de sa composition, ainsi que la décomposition de l'électrolyte qui se produit en accompagnement. Les formules chimiques suivantes présentent le processus de dégradation résultant de multiples réactions pour l'exemple d'une batterie Lithium-ion [138] :

$$HCOOCH_3 \rightarrow HCOOLi + alkanes$$
$$HCOOCH_3 \rightarrow CH_3COLi + CO_2 + H_2$$
$$EC \rightarrow (CH_2\,OCO_2\,Li)_2 + CH_2 = CH_2$$
$$ROCO_2\,Li + H_2\,O \rightarrow ROH + CO_2 + Li_2\,CO_3$$
$$H_2\,O \rightarrow LiOH + H_2 \rightarrow Li_2\,O + H_2$$
$$HCOOCH_3 + LiOH \rightarrow HCOOLi + CH_3\,OH$$
$$CH_3\,OH \rightarrow CH_3\,OLi + H_2$$
$$LiPF_6 \rightarrow 3LiF + PF_3$$
$$PF_3 \rightarrow Li_x\,PF_y + LiF$$

Le taux de réaction de dégradation de l'électrode peut être exprimé de la manière suivante pour chacun des mécanismes présentés ci-dessus :

$$K = \frac{I}{n.F} \qquad \text{(A3.1)}$$

K étant la vitesse de réaction de dégradation (en mol/s), I la valeur de l'intensité consommée par la dégradation, n l'ordre de la réaction et F la constante de Faraday.

L'équation d'Arrhenius permet de convertir de manière logarithmique le taux de réaction K comme une fonction linéaire de l'inverse de la température :

$$\ln(K) = \frac{-E_a}{R.T} + \ln(A) \qquad \text{(A3.2)}$$

Ea étant l'énergie d'activation (kJ/mol) et A le facteur de fréquence (A/mol.s). Cette approximation a été obtenue par comparaison avec l'expérience (avec un coefficient de corrélation de 0,987 [138]).

Par identification, les valeurs suivantes ont été obtenues [138] :
E_a = 150,6 kJ/mol
$A_{n=1}$ = 3,643 mol/s
$A_{n=2}$ = 3,500 mol/s
L'énergie d'activation représente la barrière d'énergie potentielle qui doit être atteinte normalement afin que la réaction puisse se produire.

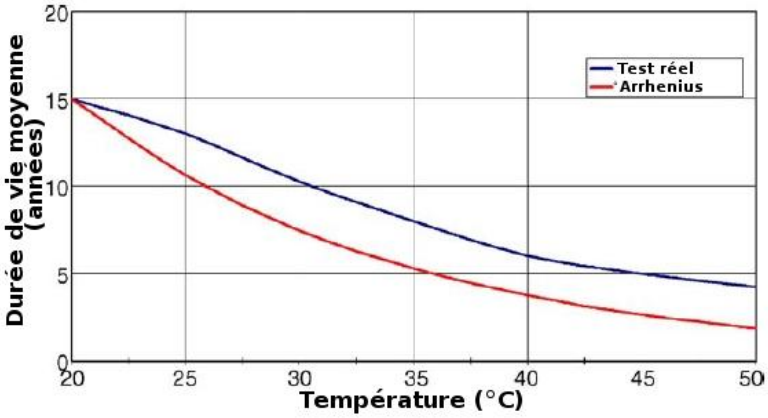


Figure A3.1 : Durée de vie d'une batterie (source EXIDE [137])

Annexe A4 : Application de la logique floue sur un système de propulsion hybride

Cette Annexe présente un exemple d'application d'une méthode par logique floue (fuzzy logic) pour définir une stratégie de contrôle d'un véhicule parallèle mildhybride [196] (travail du moteur électrique en assistance du moteur thermique uniquement). Ici, la logique floue est utilisée pour le calcul de la répartition d'énergie entre le moteur thermique et le moteur électrique (fonctionnant en propulseur ou en alternateur). Il est donc nécessaire de définir d'abord une stratégie rule-base plus classique, permettant de faire un premier choix pour le mode de fonctionnement du véhicule. La stratégie étudiée par You et al. [196] est présentée en figure A3.1.

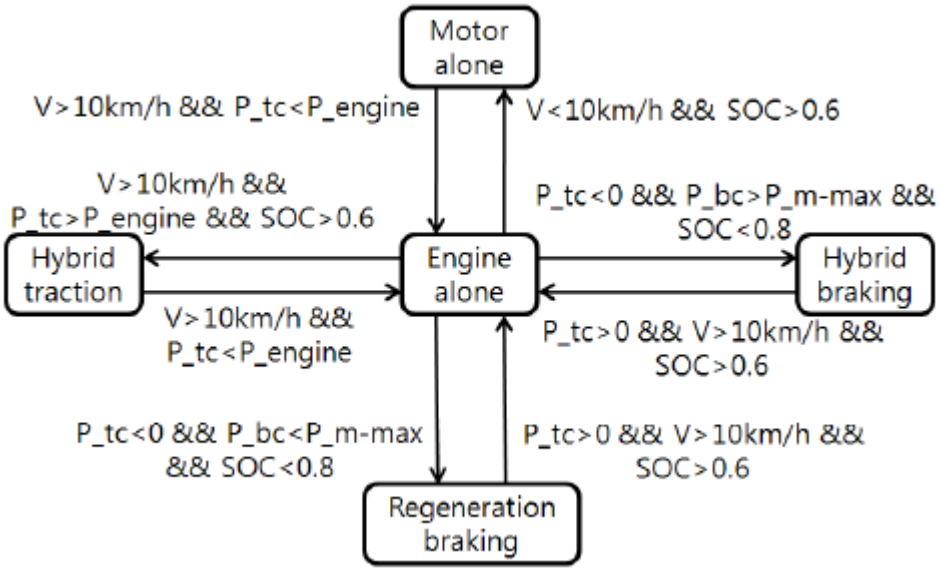


Figure A4.1 : Stratégie de choix de mode de fonctionnement [196]

Seule les phases utilisant le moteur à combustion interne sont ensuite gérées par logique floue (moteur seul, assistance électrique du MCI, régénération d'énergie par l'alternateur).

Description du problème par la logique floue :

Dans cette stratégie, seul le calcul de la puissance devant être fournie par le moteur à combustion interne est effectué par la méthode par logique floue.
Les paramètres d'entrée pour ce calcul sont :
_ La puissance commandée par le conducteur : $P_{commande}$
_ La dérivée de cette puissance de commande : $dP_{commande}$
_ L'état de charge de la batterie : SOC

Le calcul final permet d'obtenir un coefficient k_{MCI} donnant la part de la puissance totale que doit fournir le moteur thermique :

$$P_{MCI} = k_{MCI} . P_{max\,MCI} \qquad (A4.1)$$

La puissance fournie par le moteur électrique en est déduite logiquement :

$$P_{ME} = P_{Commande} - P_{MCI} \qquad (A4.2)$$

L'écriture des états des variables d'entrée en logique floue est présentée en Figure A4.2. On observe sur cette figure que l'écriture de ces variables en logique floue peut permettre à une même variable d'être présente en plusieurs états différents.

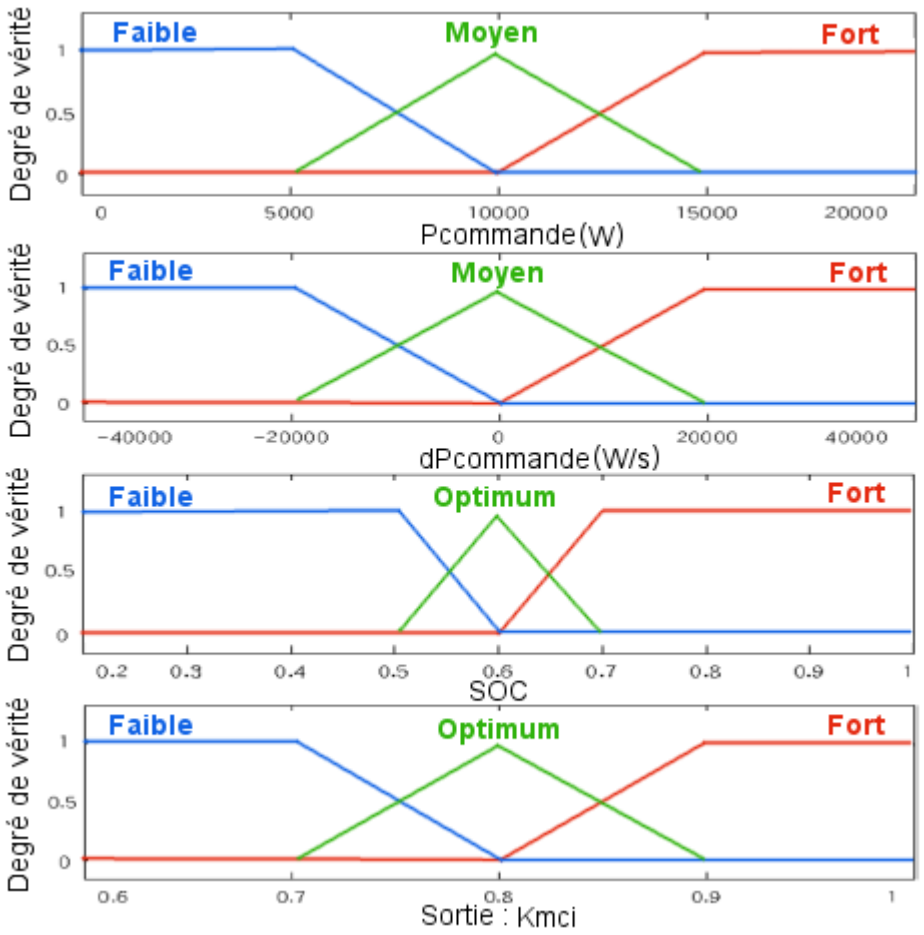


Figure A4.2 : Description de l'état de chaque variable du problème par logique floue (fuzzyfication) [196]

La commande est ensuite écrite sous la forme d'un algorithme utilisant des boucles **si** avec l'utilisation d'opérations simples de comparaison (=, <,>) associées par des liaisons et/ou
Exemple :
Si $P_{commande}$ = Etat X_1 **et** $dP_{commande}$ = Etat Y_1 **et** SOC = Etat Z_1 **alors** k_{MCI} = Etat W_1
Si $P_{commande}$ = Etat X_2 **ou** $dP_{commande}$ = Etat Y_2 **ou** SOC = Etat Z_2 **alors** k_{MCI} = Etat W_2
...

En logique floue les utilisateurs **et** et **ou** peuvent être définis de la manière suivante dans un code plus classique :
_ X **et** Y = min(X, Y)
_ X **ou** Y = max(X, Y)

Il est nécessaire de définir l'ensemble des possibilités dans l'algorithme de commande soit ici avec 3 variables d'entrée et au moins 27 combinaisons possibles (en fonctionnant uniquement avec des utilisateurs **et**):
1. Si $P_{commande}$ = Fort et $dP_{commande}$ = Fort et SOC = Faible alors k_{MCI} = Fort
2. Si $P_{commande}$ = Fort et $dP_{commande}$ = Moyen et SOC = Faible alors k_{MCI} = Fort
3. Si $P_{commande}$ = Fort et $dP_{commande}$ = Faible et SOC = Faible alors k_{MCI} = Fort
…
27. Si $P_{commande}$ = Faible et $dP_{commande}$ = Fort et SOC = Fort alors k_{MCI} = Faible

exemple : si $P_{commande}$ = 15000, $dP_{commande}$ = 20000, SOC = 0,7
_ "Si $P_{commande}$ = Fort et $dP_{commande}$ = Fort et SOC = Faible alors k_{MCI} = Fort" donne k_{MCI} = Fort avec un degré de vérité min(1, 1, 1) = 1

_ "Si $P_{commande}$ = Fort et $dP_{commande}$ = Moyen et SOC = Faible alors k_{MCI} = Fort" donne k_{MCI} = Fort avec un degré de vérité min(1, 0, 1) = 0

Une même variable pouvant être présente sous plusieurs formes différentes, toutes les lignes de commandes sont parcourues à chaque pas de temps. On obtient alors un ensemble de valeurs relatives à chaque état de la variable de sortie k_{MCI} (Faible, Moyen, Fort). Il faut ensuite transformer cet ensemble de commandes floues en une variable de sortie réelle (defuzzyfication). Plusieurs méthodes peuvent être utilisées. Une des plus courantes dans la littérature est celle du centre de gravité (centroïd method). Pour un état donné, tracer la droite ayant la même ordonnée que le degré de vérité associé à cet état permet de former une figure géométrique dont le centre de gravité est la valeur de sortie.

Un exemple est présenté en figure A4.3. Ici, la commande floue donne pour résultat uniquement l'état fort, avec un degré de vérité de 0,75. La droite d'ordonnée 0,75 coupe la courbe représentant l'état "Fort" pour k_{MCI} et forme ainsi un trapèze. Le centre de gravité du trapèze donne la valeur finale de k_{MCI} (ici environ 0,92)

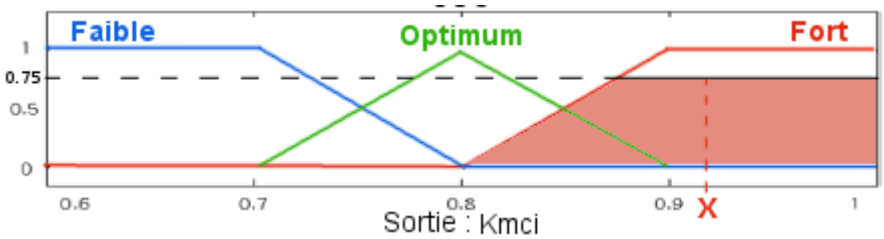


Figure A4.3 : Recherche d'une valeur de sortie par la méthode du centre de gravité

Dans le cas où plusieurs états auraient un degré de vérité non nul, on applique la même méthode pour chaque état. La solution finale est alors obtenue en recherchant le centre de gravité de la somme des figures géométriques ainsi formées. La figure A4.4 présente un exemple pour lequel k_{MCI} est Faible avec un degré de vérité de 0,5, Optimum avec un degré de vérité de 1, et Fort avec un degré de vérité de 0,75.

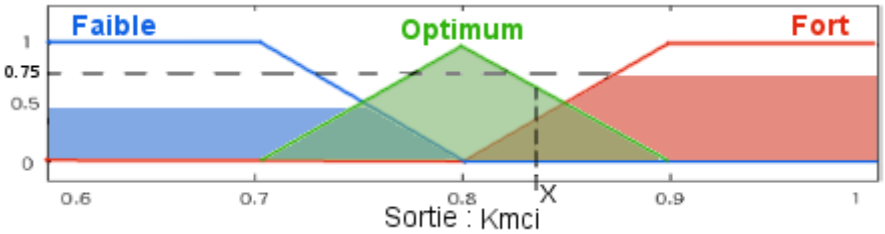


Figure A4.4 : Recherche d'une valeur de sortie par la méthode du centre de gravité

La méthode par logique floue permet alors de décrire toutes les règles de contrôle du véhicule hybride.

Une optimisation de la commande par logique floue peut être réalisée en trouvant les meilleures transformations en logique floue des variables (modification des courbes présentées en figure A4.2). Cependant, cette optimisation ne pourra être faite que pour un certain type de cycles routiers (ce qui constitue le principal désavantage des méthodes par règles fixées) et elle n'est pas forcément la meilleure dans d'autres conditions [201].

Annexe A5 : Algorithmes Génétiques [222]

La recherche d'une solution optimisée à un problème mathématique peut être réalisée à l'aide d'un algorithme génétique. Ce type d'algorithme est basé sur le principe de l'évolution génétique et sur la sélection naturelle.

Une fois que le problème mathématique a été paramétré, (ie. une fois que les différents jeux de variables influant sur le résultat final ont été identifiés), une première population de N solutions est choisie au hasard (ou alors de manière réfléchie, si les ordres de grandeurs de chaque variable permettant la meilleure solution sont anticipés). Ces solutions sont des jeux de variables (dans l'exemple d'optimisation de la Partie 1.4.2.3.b, ils correspondent à des couples (β_1, β_2)) assimilés à des chromosomes (comparaison avec la génétique).

La performance de chaque solution est alors testée grâce à une fonction d'évaluation (aussi appelée fonction d'adaptation). Celle-ci dépend du problème étudié, et vise à sélectionner les meilleurs éléments de la population de variables choisie originellement, permettant de répondre au problème posé. Dans le cas de l'optimisation de la consommation d'un véhicule hybride, la fonction d'adaptation peut être une comparaison entre les consommations finales du véhicule hybride pour chaque élément de la population de départ. Les K éléments de cette population de N membres (K fixé et inférieur à N) sont sélectionnés. Les N-K éléments non sélectionnés sont éliminés (comparaison avec la sélection naturelle : les espèces possédant les moins bons génomes ont disparu et sont remplacées par celles qui sont le mieux adaptées à l'environnement).

Une fois que les K "meilleurs" éléments ont été sélectionnés, plusieurs cas de figure sont possibles afin de reconstituer une population de N éléments, qui sont évalués à leur tour.
_ La survie :
Les éléments ayant été sélectionnés peuvent intégrer la nouvelle population.
_ Le croisement de deux éléments :
La combinaison des "gènes" de deux éléments permet de former de nouveaux éléments. Par exemple, dans l'exemple de la Partie 1.4.2.3.b, deux éléments (β_1^1, β_2^1) et (β_1^2, β_2^2) permettent d'obtenir deux nouveaux éléments par croisement (β_1^2, β_2^1) et (β_1^1, β_2^2)
Dans le cas de problèmes comportant des chromosomes plus complexes, le nombre de recombinaisons possibles augmente de manière exponentielle. Il est alors préférable de se limiter à un échange de gènes par étape entre deux éléments.
_ La mutation :
Il est possible de faire muter certains éléments en modifiant aléatoirement un gène d'un élément préalablement sélectionné. Un élément (β_1, β_2) devient $(\beta_1, \beta_{2\text{bis}})$ où $\beta_{2\text{bis}}$ est choisi aléatoirement.

On recommence alors une étape de sélection (fonction d'adaptation) avec cette nouvelle population. La mutation ou/et le croisement de chromosomes permet d'obtenir une nouvelle diversité d'éléments. Certains ont gardé, voire amélioré, les performances de leurs "parents", d'autres ne sont pas assez adaptés à la sélection suivante. L'enchainement de plusieurs étapes de sélection puis de mutation et/ou croisement permet de générer un ensemble de solutions qui petit à petit se rapprochent de(s) la(es) solution(s) optimisée(s).

Les algorithmes génétiques ne permettent pas de donner une solution exacte, mais uniquement des solutions approchées. Il est donc nécessaire de définir une condition d'arrêt de l'algorithme (nombre d'itérations fixe, par exemple).

La réduction de la consommation de carburant et des émissions de dioxyde de carbone par les transports, notamment automobiles, conduit au développement de groupes motopropulseurs (GMP) plus économes. Parmi les technologies existantes, l'hybridation électrique des moteurs à combustion interne s'est fortement développée ces dernières années. La minimisation de la consommation d'un GMP de type hybride électrique requiert notamment la connaissance de l'impact des différents transferts thermiques y ayant lieu, notamment après un démarrage à température ambiante. Dans ce contexte, la thèse présentée dans ce mémoire a pour objet l'étude par simulation des transferts thermiques au sein des différents organes du GMP (moteur à combustion interne, moteur électrique, batteries). Elle repose tout d'abord sur un examen bibliographique détaillé des différentes architectures hybrides électriques, des transferts thermiques et les modèles associés, et des différentes stratégies de fonctionnement. Le développement d'un modèle zéro-dimensionnel d'un GMP hybride prenant en compte les différents transferts thermiques est ensuite présenté. Les choix des différents modèles de transferts thermiques sont présentés et justifiés, en termes de précision et de temps de calcul. Pas la suite, l'impact des transferts thermiques est étudié grâce au simulateur, notamment en termes de consommation instantanée et cumulée sur différents cycles de conduite. L'impact des transferts thermiques pour différents niveaux d'hybridation est également quantifié. Finalement, plusieurs études paramétriques et prospectives sont réalisées à la fin de ce mémoire, permettant d'envisager des moyens de réduction de la consommation de carburant.

Mots-clés : Groupe motopropulseur hybride électrique, gestion de l'énergie, transferts thermiques, modélisation 0D, réduction de la consommation de carburant

With the aim at reducing the fuel consumption and carbon dioxides emissions from the automotive transport, the electric hybridization of automotive internal combustion engines has been largely developed. However, the knowledge of the influence of thermal transfers seems to be a key point when trying to minimize the fuel consumption, in particular after a cold start. Thus, the aim of this thesis is to study the heat transfers occurring in the various parts of the powertrain (internal combustion engine, electric motor, battery). A bibliographical survey is first presented, describing the various hybrid architectures, the heat transfers and their respective models, and the various operating strategies. The development of a zero-dimensional model of an hybrid powertrain taking into account the various heat transfers is then presented. Main heat transfers models used are justified in terms of accuracy and calculation speed. After that, owing to the simulator, the impact of heat transfers is studied, in particular on instantaneous and cumulative consumption during various driving cycles. The impact of heat transfers as a function of the hybridization level is also studied. Finally, some sensitivity and prospective studies are undertaken at the end of the thesis, showing some means to reduce the fuel consumption.

Keywords: Hybrid powertrain, thermal management, thermal transfers, 0D simulation, fuel consumption reduction