

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

LABORATOIRE PRISME

THÈSE présentée par :

Antoine SIMON

soutenue le : **5 Juillet 2018**

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

Discipline/ Spécialité : **Énergétique**

**Optimisation énergétique de chaînes de
traction hybrides essence et Diesel sous
contrainte de polluants**

Étude et validation expérimentale

Groupe PSA

THÈSE dirigée par :
Yann CHAMAILLARD

Professeur des universités, Université d'Orléans

RAPPORTEURS :
Ahmed EL HAJJAJI

Professeur des universités,
Université de Picardie Jules Verne

Saïd MAMMAR

Professeur des universités, Université d'Evry

JURY :
Alain OUSTALOUP

Professeur des universités, Université de
Bordeaux, Bordeaux INP, Président du jury

Jean-Philippe LAUFFENBURGER

Professeur des universités,
Université de Haute-Alsace

Pierre MICHEL
Dominique NELSON-GRUEL
Alain CHARLET

Docteur, Groupe PSA
Maître de conférences, Université d'Orléans
Maître de conférences, Université d'Orléans

INVITÉ :
Thierry JAINE

Docteur, Groupe PSA

Sommaire

Liste des figures	8
Liste des tableaux.....	12
Introduction générale.....	15
Références personnelles.....	17
<u>Brevet :.....</u>	<u>17</u>
<u>Communications dans des colloques avec actes et comité de lecture :</u>	<u>17</u>
<u>Publication.....</u>	<u>17</u>
Chapitre 1. Le véhicule hybride au cœur des enjeux environnementaux.....	19
<u>Introduction</u>	<u>20</u>
<u>1.1. Contexte législatif en Europe.....</u>	<u>22</u>
1.1.1. Législation sur les émissions de CO ₂	22
1.1.2. Législation sur les émissions polluantes	23
1.1.3. Protocole d'essai NEDC/WLTP.....	24
1.1.4. Protocole d'essai Real Driving Emissions (RDE)	26
<u>1.2. Chaîne de traction hybride</u>	<u>28</u>
1.2.1. Analyse énergétique macroscopique d'un véhicule conventionnel.....	28
1.2.2. Le moteur à combustion interne	30
1.2.2.1. Principe de fonctionnement du moteur à combustion interne.....	31
1.2.2.2. Consommation de carburant.....	34
1.2.2.3. Production de polluants	35
1.2.3. Les systèmes de dépollution	39
1.2.3.1. Traitement des CO et HC	40
1.2.3.2. Traitement des NO _x	42
1.2.3.3. Traitement des particules.....	44
1.2.4. Composants électriques de la chaîne de traction hybride	46
1.2.4.1. Machine électrique.....	46
1.2.4.2. Système de Stockage d'Energie (SSE)	47
1.2.4.3. Convertisseur électrique	48
1.2.5. Modes de roulage d'une chaîne de traction hybride	48
1.2.6. Architectures hybrides	49
1.2.6.1. Hybride série.....	49
1.2.6.2. Hybride parallèle.....	49
1.2.6.3. Hybride série-parallèle	50
1.2.6.4. Architecture Mild-Hybrid PSA	51

1.3.	La supervision de la chaîne de traction hybride.....	52
1.3.1.	Superviseur de la chaîne de traction hybride	52
1.3.2.	Le problème de minimisation de la consommation sous contrainte des polluants.....	55
1.3.3.	Stratégie optimale hors-ligne.....	57
1.3.3.1.	Principe d'optimalité de Bellman	57
1.3.3.2.	Programmation Dynamique	57
1.3.3.3.	Principe du Minimum de Pontryagin (PMP).....	59
1.3.3.4.	Equation d'Hamilton Jacobi Bellman.....	61
1.3.4.	Stratégie en ligne.....	62
1.3.4.1.	Stratégie de balance énergétique (ECMS)	62
1.3.4.2.	Stratégie heuristique.....	63
	Conclusion.....	67

Chapitre 2. Modélisation du véhicule hybride et estimation de la température du système de dépollution 71

	Introduction	72
2.1.	Modèle du véhicule Mild-Hybrid PSA.....	73
2.1.1.	Dynamique longitudinale	73
2.1.2.	Dynamique de SOC	74
2.2.	Modèle d'émissions du moteur thermique	76
2.2.1.	Modèle de consommation de carburant.....	76
2.2.2.	Modélisation des émissions polluantes	77
2.3.	Modèle d'efficacité zéro-dimensionnel de la chaîne de dépollution	79
2.3.1.1.	Modèle d'efficacité du DOC.....	79
2.3.1.2.	Modèle d'efficacité du SCR.....	81
2.4.	Modèle d'efficacité unidimensionnel d'un système de dépollution.....	83
2.4.1.	Modèle thermique du gaz	85
2.4.2.	Modèle thermique de la paroi du catalyseur 3-voies.....	85
2.4.3.	Modèle local de rendement de conversion des polluants	87
2.5.	Estimation temps réel de la température d'un catalyseur 3-voies	88
2.5.1.	Modèle de température en aval du catalyseur 3-voies.....	89
2.5.2.	Identification des paramètres du modèle.....	90
2.5.2.1.	Montage expérimentale	90
2.5.2.2.	Particle Swarm Optimization	91
2.5.2.3.	Identification des paramètres de conversion	93
2.5.2.4.	Identification des paramètres d'échanges thermiques	95
2.5.3.	Estimation de la température interne du catalyseur	97
2.5.3.1.	Filtre de Kalman : explication.....	98
2.5.3.2.	Modèle à 3 noeuds	99

2.5.3.3.	Filtre de Kalman étendu discret.....	100
2.5.4.	Résultats	101
2.5.4.1.	Identification des incertitudes de mesure	101
2.5.4.2.	Identification des incertitudes du modèle	102
2.5.4.3.	Variation de la richesse en amont du catalyseur.....	104
2.5.4.4.	Chauffe du catalyseur sur un essai de validation	106
2.5.4.5.	Variation de point de fonctionnement avec un catalyseur chaud.....	107
<u>Conclusion.....</u>		<u>110</u>
Chapitre 3. Prise en compte des polluants dans la gestion d'énergie des véhicules hybrides		113
<u>Introduction</u>		<u>114</u>
3.1.	<u>Influence du critère de supervision sur le compromis consommation-NO_x.....</u>	<u>115</u>
3.1.1.	Définition des critères.....	115
3.1.2.	Choix de l'algorithme de calcul de la commande optimale.....	118
3.1.3.	Calibration des paramètres de la programmation dynamique.....	121
3.1.4.	Limites de cette approche	123
3.1.5.	Résultats de la simulation des critères	124
3.1.5.1.	Compromis entre consommation et émissions de NO _x	124
3.1.5.2.	Comparaison des stratégies minimisant les émissions de NO _x ($\alpha=1$).....	126
3.1.6.	Application des stratégies au banc haute-dynamique.....	128
3.1.6.1.	Conditions expérimentales.....	128
3.1.6.2.	Résultats des essais expérimentaux.....	129
3.2.	<u>Stratégie temps réel en ligne permettant un compromis consommation-polluants....</u>	<u>132</u>
3.2.1.	Le critère de supervision ECPMS.....	133
3.2.1.1.	Architecture HEV essence.....	133
3.2.1.2.	Définition du critère.....	134
3.2.1.3.	Régulation d'état de charge en ligne	135
3.2.1.4.	Influence du paramètre de pondération des polluants	136
3.2.1.5.	Influence de la température du catalyseur.....	137
3.2.2.	Validation expérimentale	138
3.2.2.1.	Banc haute dynamique EB2	138
3.2.2.2.	Résultats.....	141
<u>Conclusion.....</u>		<u>145</u>
Conclusion générale et perspectives		149
Bibliographie		153

Liste des figures

Figure 1 : Evolution de la température moyenne en surface entre 1986-2005 (à gauche) et 2081-2100 (à droite) selon les travaux du GIEC [2].....	20
Figure 2 : Nombre de morts par pays attribué à la pollution de l'air ambiant en 2012 selon les travaux de l'OMS [3].....	20
Figure 3: Evolution des émissions de CO ₂ et des objectifs réglementaires par pays pour l'automobile [5]	22
Figure 4 : Cycles de conduite NEDC, FTP-75 et JC08 utilisés pour l'homologation des véhicules respectivement en Europe, aux Etats-Unis et au Japon.	24
Figure 5 : Banc à rouleaux utilisés pour mesurer les émissions (Source : Groupe PSA).....	25
Figure 6 : Comparaison des accélérations et des vitesses visités durant les cycles NEDC, FTP-75, JC08 et WLTC	25
Figure 7 : Cycle de conduite harmonisé WLTC	26
Figure 8 : Véhicule équipé d'un système portable de mesure d'émissions (PEMS) (Source : Transport & Environment)	27
Figure 9 : Exemple de fenêtre de consommation à suivre sur un essai RDE [15].....	27
Figure 10 : Cycle 4 temps d'un moteur à allumage commandé [17]	31
Figure 11 : Architecture du moteur EB2, issue de [18]	32
Figure 12 : Architecture du moteur Diesel DV6 (issue de [19])	33
Figure 13 : Compromis NO _x / particules obtenu sur le moteur DV6 à faible charge.....	34
Figure 14 : Cartographies de consommation spécifique efficace (CSE) des moteurs EB2 et DV6 (normalisées par rapport au moteur DV6)	35
Figure 15 : Cartographies des émissions de CO spécifiques efficaces (COSE) des moteurs EB2 et DV6 (normalisées par rapport au moteur DV6).....	36
Figure 16 : Comparaison des émissions de HC spécifiques efficaces (HCSE) des moteurs EB2 et DV6 (normalisées par rapport au moteur DV6).....	37
Figure 17 : Comparaison des émissions spécifiques efficaces de NO _x (NO _x SE) des moteurs EB2 et DV6 (normalisées par rapport au moteur DV6).....	38
Figure 18 : Cartographie des émissions de particules spécifiques efficaces (PMSE) du moteur DV6 (valeurs normalisées).....	39
Figure 19 : Schéma d'un catalyseur d'oxydation [22].....	41
Figure 20 : Efficacité de conversion des CO et HC en fonction de la température du DOC	41
Figure 21 : Variation de l'efficacité de conversion pour chacun des polluants en fonction de la richesse	42
Figure 22 : Architecture d'un système de dépollution SCR	43
Figure 23 : Fonctionnement des parois filtrantes dans un filtre à particules.....	45
Figure 24 : Vue de coupe d'une machine synchrone à rotor bobiné, et à aimants permanents [28]	47
Figure 25 : Schéma d'une architecture hybride série	49
Figure 26 : Schéma d'une architecture hybride parallèle	49
Figure 27 : Implantations possibles de la machine électrique sur la chaîne de traction conventionnelle	50
Figure 28 : Schéma d'une architecture hybride série ou parallèle.....	50
Figure 29 : Schéma d'une architecture hybride série et parallèle, également appelé hybride à dérivation de puissance.....	51
Figure 30 : Schéma de l'architecture Mild-Hybrid PSA.....	51

Figure 31 : Exemple d'intégration d'un superviseur dans le contrôle d'une chaîne de traction hybride parallèle	52
Figure 32 : Evolution de la fenêtre de commande U (en gris) selon le couple consigne ($\omega_{VIL} = 1500 \text{ tr/min}$).....	53
Figure 33 : Exemple de compromis entre consommation de carburant et émission polluante	56
Figure 34 : Exemple de matrice de commande optimale obtenue avec la programmation dynamique sur le cycle WLTC (au-dessus : vue globale, en dessous : zoom sur les 200 dernières secondes du cycle).....	58
Figure 35 : Exemple de matrice de coût optimal obtenue avec la programmation dynamique.....	59
Figure 36 : Exemple de variation de l'état de charge finale en fonction de λSOC sur un cycle NEDC (à gauche : vue globale, à droite : zoom près de l'objectif de SOC final)	60
Figure 37 : Calcul du co-état issu de la programmation dynamique à l'aide de l'équation d'Hamilton-Jacobi-Bellman, et comparaison avec sa moyenne et le co-état issue du Principe du Minimum de Pontryagin	61
Figure 38 : Trajectoires d'état issues de la programmation dynamique et du Principe du Minimum de Pontryagin	62
Figure 39 : Variation de la consommation du moteur Diesel en fonction de sa puissance effective	64
Figure 40 : Exemple du gain en carburant atteignable sur un véhicule Mild-Hybrid Diesel.....	65
Figure 41 : Cartographie normalisée du rendement de la machine électrique.....	75
Figure 42 : Cartographie de la consommation normalisée du moteur DV6 à partir de mesures expérimentales.....	76
Figure 43 : Validation du modèle de consommation sur un essai au banc haute-dynamique où le moteur DV6 est soumis à une partie du cycle WLTC	77
Figure 44 : Cartographie normalisée du débit massique de NO_x du moteur DV6 à partir de mesures expérimentales	78
Figure 45 : Validation du modèle de NO_x sur la partie urbaine du cycle WLTC.....	78
Figure 46 : Apports de la température et du débit à l'échappement sur le ratio NO_2/NO_x (valeurs normalisées)	79
Figure 47 : Validation du modèle d'efficacité du DOC à l'aide du modèle métier PSA	81
Figure 48 : Influences de la température de SCR, du ratio NO_2/NO_x et du débit d'échappement sur le rendement de la SCR (valeurs normalisées)	82
Figure 49 : Validation du modèle d'efficacité de la SCR comparé au modèle haute-fidélité.....	83
Figure 50 : Efficacité de conversion du catalyseur 3-voies selon trois polluants et en fonction de sa température interne et du débit à l'échappement.....	84
Figure 51 : Comparaison des débits de polluants mesurés aux fonctions polynomiales à 2000 tr/min	86
Figure 52 : Influence de si sur la part d'efficacité de conversion dépendant de T_{cat}	88
Figure 53 : Photos du montage nécessaire à la mesure de la température interne du catalyseur 3-voies.....	89
Figure 54 : Schéma du principe de fonctionnement de l'estimateur de température interne du catalyseur 3-voies	89
Figure 55 : Schéma du montage expérimental sur le catalyseur 3-voies	91
Figure 56 : Résultat de l'algorithme PSO dans la recherche du minimum de la fonction d'Ackley	92
Figure 57 : Identification des paramètres $K_i, react$ en l'absence de l'équation (88) dans le modèle thermique du catalyseur.....	93
Figure 58 : Evolution de la température interne du catalyseur durant sa phase de chauffe.....	93

Figure 59 : Identification du modèle de conversion à l'aide d'un essai de chauffe du catalyseur 3-voies.....	94
Figure 60 : Evolution des richesses en amont et en aval du catalyseur lors de l'essai de chauffe du catalyseur	95
Figure 61 : Comparaison du modèle thermique identifié aux températures mesurées à l'aide d'un essai sur un point de fonctionnement constant	96
Figure 62 : Validation des paramètres du modèle sur un essai sur plusieurs points de fonctionnement du moteur thermique	97
Figure 63 : Variance d'Allan en fonction de la période d'analyse, obtenue lors de la mesure au repos d'un thermocouple.....	102
Figure 64 : Diagramme de Bode du système à $x = Lcat6$ selon plusieurs échelons de T_{pre}	102
Figure 65 : Influence des éléments de la diagonale de Wd (valeurs 100) sur les estimations	103
Figure 66 : Résultat de l'ajout d'un élément positif (valeur 100) dans Wd entre T_{post} et $T_{cat, 1/3}$	104
Figure 67 : Comparaison entre le modèle et l'estimateur lors d'une variation de richesse en amont du catalyseur	105
Figure 68 : Comparaison de l'estimateur et du modèle lors de la chauffe du catalyseur, le modèle de T_{post} étant identifié sur un point de fonctionnement différent (surestimé)	106
Figure 69 : Comparaison du modèle et de l'estimateur lors de la chauffe du catalyseur, le modèle de T_{post} est volontairement sous-estimé.....	107
Figure 70 : Comparaison de l'estimateur et du modèle seul lors de la variation du point de fonctionnement du moteur thermique	108
Figure 71 : Validation du modèle 0D simplifié du système de dépollution et comparaison avec le modèle sans simplification.....	118
Figure 72 : Influence du niveau de discrétisation du SOC sur le coût et le temps de calcul	121
Figure 73 : Influence du niveau de discrétisation de $TDOC$ sur le coût et le temps de calcul ($\Delta SOC = 0.025\%$).....	122
Figure 74 : Influence du niveau de discrétisation de $TSCR$ sur le coût ($\Delta SOC = 0.025\%$ et $\Delta TDOC = 2^\circ C$)	122
Figure 75 : Comparaison de l'évolution des états avec et sans interpolation sur les vecteurs d'états discrétisés	123
Figure 76 : Impact de l'interpolation de $TSCR$ sur le vecteur d'état discrétisé.....	124
Figure 77 : Compromis entre consommation et émissions de NO_x du véhicule.....	125
Figure 78 : Compromis entre consommation et émissions de NO_x à la source.....	125
Figure 79 : Cumuls de la consommation et des émissions comparés aux cumuls de la stratégie (S_1).....	126
Figure 80 : Comparaison des points de fonctionnements des stratégies (S_1) et (S_3) lors des 150 premières secondes du cycle WLTC.....	127
Figure 81 : Evolution du SOC et des températures de DOC et de SCR sur le cycle WLTC	127
Figure 82 : Photographie du banc haute-dynamique du laboratoire PRISME accouplé au moteur DV6.....	128
Figure 83 : Suivi de la consigne de couple et de régime sur le banc haute dynamique couplé au moteur DV6 (à l'image : stratégie (S_1) avec $\alpha=0$ sur la partie routière du cycle WLTC).	129
Figure 84 : Compromis entre la consommation et les NO_x en aval de la SCR obtenu à l'aide du banc haute-dynamique et de la simulation de la ligne d'échappement avec le modèle métier PSA	130
Figure 85 : Compromis entre la consommation et les NO_x obtenus au banc haute-dynamique.	130

Figure 86 : Cumuls de la consommation et des émissions de NO _x comparés à la stratégie (S1), issus des essais expérimentaux pour $\alpha=1$.	131
Figure 87 : Evolution des températures et de l'efficacité de la chaîne de dépollution issue du modèle métier	132
Figure 88 : Cartographies des débits de carburant et de polluants obtenues sur le banc moteur EB2	133
Figure 89 : Influence du paramètre s sur l'Hamiltonien de la stratégie ECPMS ($C0\ cons = 30Nm$ et $\alpha = 0$)	135
Figure 90 : Influence du paramètre α sur l'Hamiltonien de la stratégie ECPMS ($C0\ cons = 30Nm$ et $T3WCC = 700^{\circ}C$)	136
Figure 91 : Influence des pondérations α et s sur la commande optimale ($C0\ cons = 30Nm$ et $T3WCC = 700^{\circ}C$)	137
Figure 92 : Influence de $T3WCC$ sur l'Hamiltonien de la stratégie ECPMS ($C0\ cons = 30Nm$ et $\alpha = 1$)	137
Figure 93 : Influence de la température de catalyseur et de la pondération électrique sur la commande optimale ($C0\ cons = 30Nm$ et $\alpha = 1$)	138
Figure 94 : Photo et schéma de fonctionnement du banc haute-dynamique EB2 (HD-EB2)	139
Figure 95 : Essai de répétabilité du banc HD-EB2	140
Figure 96 : Evolution de la vitesse du véhicule et des couples selon α lors de la phase de chauffe du catalyseur 3-voies	141
Figure 97 : Evolution de la vitesse du véhicule et des états sur la phase urbaine du cycle WLTC selon α	142
Figure 98 : Cumuls des émissions de CO, HC et NO _x , et de la richesse en aval du système de post-traitement selon α	142
Figure 99 : Schéma montrant le phénomène de mouillage sur la pipe d'admission d'un moteur à injection indirecte essence	143

Liste des tableaux

Table 1 : Evolution des normes Euro selon les motorisations	23
Table 2 : Bilan énergétique d'un véhicule parcourant un cycle WLTC (valeurs normalisées sur l'énergie dépensée par le véhicule sur le cycle WLTC complet).....	29
Table 3 : Systèmes de dépollution appliqués aux moteurs essence et Diesel.....	40
Table 4 : Modes de roulage réalisable par l'architecture Mild-Hybrid PSA, et impact sur les couples et sur la variable de commande	53
Table 5 : Résultats de l'identification du modèle de conversion lors de la phase de chauffe du catalyseur	94
Table 6 : Erreurs quadratiques entre le modèle et la mesure sur les quatre points de comparaison.....	96
Table 7 : Comparaison des erreurs quadratiques entre le modèle thermique et l'estimateur sur l'essai de variations de richesse.....	105
Table 8 : Comparaison du modèle et de l'estimation lors de la phase de chauffe du catalyseur	107
Table 9 : Comparaison des erreurs quadratiques entre le modèle et l'estimateur sur l'essai de variation de couple moteur.....	108
Table 10 : Définition des valeurs de normalisations des polluants selon la norme Euro 6	135
Table 11 : Résultats de la stratégie ECPMS appliqué au banc par rapport à une stratégie optimisant la consommation ($\alpha=0$).....	143

Introduction générale

L'automobile a toujours été partie prenante d'enjeux sociaux considérables. Son offre de mobilité, associant vitesse de déplacement élevée, autonomie considérable et desserte fine, a permis d'accroître considérablement les échanges. A présent, la communauté scientifique a démontré que certaines espèces chimiques produites par les activités humaines dont l'automobile ont un impact majeur sur notre environnement et notre santé. Pour l'automobile, ces espèces sont issues principalement de la combustion de carburant qui est la source d'énergie pour mouvoir le véhicule. Si le carburant est d'origine fossile, les atomes de carbone issus du sous-sol sont à présent émis sous forme de CO_2 dans l'atmosphère. L'augmentation de la concentration de CO_2 provoque alors un effet de serre et le réchauffement de la planète. En plus de cela, la combustion de carburant dans le moteur à combustion interne génère des espèces chimiques pouvant être dangereuses pour la santé de l'homme. Le législateur met alors en place des mesures visant à limiter la production de ces espèces chimiques devenues indésirables.

La dépense d'énergie fossile du véhicule peut être réduite selon trois axes. Le premier consiste à optimiser l'accélération du véhicule pour minimiser sa dépense énergétique. On parle d'éco-conduite quand cette optimisation permet de réaliser un trajet sans pertes de temps par rapport au trajet original. Le deuxième axe vise à revoir la conception et la fabrication du véhicule avec pour objectif de minimiser sa masse et les forces s'opposant à son mouvement. Pour cela, des matériaux plus performants sont généralement utilisés afin de réduire la masse du moteur et/ou du véhicule et les pertes par frottements des pneumatiques et des roulements. Un travail sur la carrosserie du véhicule peut également diminuer les pertes aérodynamiques. Enfin, le troisième axe de développement a pour but d'optimiser l'architecture et le contrôle de la chaîne de traction afin de diminuer la quantité de carburant fossile nécessaire au mouvement du véhicule. Ce dernier axe de travail offre de nombreuses possibilités. Il est possible de modifier la source d'énergie du véhicule en remplaçant les carburants fossiles par des carburants d'origines biologiques. Le moteur à combustion interne peut également être remplacé par une machine électrique. L'énergie électrique est alors stockée à l'aide d'une batterie électrochimique ou obtenue par le biais de l'hydrogène et d'une pile à combustibles. Toutes ces solutions semblent intéressantes pour les émissions de CO_2 du réservoir à la roue, mais un bilan carbone du puit à la roue est nécessaire pour valider ces options. Une autre possibilité consiste à adjoindre au moteur thermique une deuxième source d'énergie réversible. Cela permet de récupérer la fraction d'énergie perdue durant certaines phases de roulage et d'adapter la charge du moteur à combustion interne. On parle alors d'hybridation du moteur thermique. L'utilisation de l'énergie électrique est généralement préférée dans l'industrie automobile car elle permet d'assurer un niveau d'efficacité intéressant tout en limitant le coût du stockage de l'énergie électrique. Enfin, l'utilisation de méthodes de contrôle des systèmes plus performantes peut optimiser le positionnement des actionneurs du moteur à combustion interne et diminuer ses émissions. Le travail mené a été réalisé suivant le troisième axe de développement et vise à minimiser l'empreinte environnementale de l'être humain par l'utilisation d'une hybridation électrique du véhicule. Ce manuscrit de thèse traite donc de l'apport lié à la prise en compte des émissions polluantes réelles du moteur à combustion interne et de la chaîne de dépollution du véhicule dans la supervision d'une chaîne de traction hybride électrique.

Le premier chapitre de ce manuscrit explique le contexte autour duquel la chaîne de traction hybride peut répondre aux enjeux environnementaux. Pour cela, la réglementation Européenne limitant les émissions polluantes et contraignant les émissions de CO_2 est détaillée. A travers une

analyse énergétique macroscopique, l'intérêt de la chaîne de traction hybride est démontré et son fonctionnement est expliqué. Le fonctionnement du moteur à combustion interne et des systèmes de dépollution qui permettent de limiter ses émissions montrent que la chaîne de traction hybride peut apporter des gains supplémentaires, mais que de nombreuses conditions doivent être respectées pour cela. Entre autres, il est montré que la température du système de dépollution est un élément clé de son efficacité et nécessite d'être considéré dans la supervision de la chaîne de traction hybride. Le problème d'optimisation de la consommation de carburant et d'émissions polluantes auquel devra répondre la stratégie de supervision est alors posé, et les différentes méthodes permettant d'y répondre sont présentées.

Le second chapitre de cette thèse a pour objectif de modéliser le véhicule hybride et sa chaîne de traction afin de répondre au problème d'optimisation précédemment énoncé. La modélisation de la dynamique longitudinale du véhicule permet de déduire la puissance des convertisseurs d'énergies, la consommation de carburant et l'évolution de l'état de charge de la batterie. Les émissions polluantes produites par le moteur thermique sont également modélisées à partir de données expérimentales. Cette thèse traitant en particulier de l'intégration des systèmes de dépollution dans le problème d'optimisation, deux approches ont été utilisées pour modéliser leur efficacité. La première approche proposée, zéro-dimensionnel, est adaptée pour des faibles puissances de calcul et permet de modéliser plusieurs systèmes de dépollution et leurs interactions. La deuxième approche proposée, unidimensionnel, permet de mieux approcher le gradient thermique du système qui peut influencer son efficacité. Cette modélisation est pertinente lorsque l'on considère un véhicule hybride car le système peut être localement refroidit durant certaine phase de fonctionnement. Pour améliorer la précision du modèle dans un cas pratique, un estimateur de température utilisant une mesure de température facilement industrialisable est proposé. Ces deux modèles ont été validés par des données expérimentales.

Le troisième et dernier chapitre de ce manuscrit utilise les modèles développés précédemment pour calculer des stratégies de supervision selon plusieurs contextes, niveaux d'informations à disposition et types de moteur à combustion interne. La première partie de ce chapitre montre l'utilité des méthodes dites « hors-ligne » dans l'étude et la validation de choix stratégique. On y étudie l'influence du critère de supervision sur le compromis consommation- NO_x d'un véhicule hybride Diesel équipé de sa chaîne de réduction de NO_x . La comparaison de plusieurs critères dans un scénario futur donné permet de juger l'intérêt de stratégie plus complexe à mettre en place. Les résultats de simulation de chaque critère sont alors appliqués au banc moteur afin d'en déduire la consommation et les émissions polluantes. La deuxième partie de ce chapitre propose une stratégie embarquée, fonctionnant en temps réel, permettant de manager un compromis consommation-polluants pour un véhicule hybride équipé d'un moteur essence. A l'aide d'une variable de pondération des polluants par rapport à la consommation, il est possible de respecter une limite d'émissions polluantes tout en minimisant la consommation de carburant. Cette stratégie permet de simplifier le travail de calibration de la stratégie de supervision afin de respecter la réglementation. Cette stratégie est appliquée sur un banc moteur haute-dynamique reproduisant le fonctionnement d'un véhicule hybride sur un moteur thermique et son système de dépollution. Le compromis consommation-polluants est alors validé expérimentalement.

Références personnelles

Brevet :

- Procédé de commande d'un moteur thermique, Dossier N° 2017P01433 FR / EBX, Demande N° 1852003 déposée à l'INPI le 08/03/2018.

Communications dans des colloques avec actes et comité de lecture :

- A. Simon, D. Nelson-Gruel, A. Charlet, T. Jaïne, C. Nouillant, Y. Chamaillard, "Optimal supervisory control of a Diesel HEV taking into account both DOC and SCR efficiencies", 2018 IFAC Symposium on Control in Transportation Systems (CTS), Savona, Italy, 2018, pp. 1-6.
- A. Simon, P. Michel, D. Nelson-Gruel, Y. Chamaillard and C. Nouillant, "Gasoline-HEV Equivalent Consumption and Pollutant Minimization Strategy", 2015 IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference (VPPC), Montreal, QC, 2015, pp. 1-6.
- A. Simon, D. Nelson-Gruel, S. Onori, A. Charlet, T. Jaïne, G. Colin, C. Nouillant, Y. Chamaillard, "An Observer Looks at the Temperature in the 3WCC", 2019 IFAC International Symposium on Advances in Automotive Control (AAC), Orléans, France, 2019, pp. 1-6. (article en cours de soumission)

Publication

- A. Simon, D. Nelson-Gruel, A. Charlet, T. Jaïne, C. Nouillant, Y. Chamaillard, "Comparison of Optimal Energy and NOx Emission Management Strategies for a Diesel HEV with DOC and SCR : Simulation and Experimental Validation", Control Engineering Practice. (article en cours de soumission)

Chapitre 1. Le véhicule hybride au cœur des enjeux environnementaux

Introduction

Dans leur premier rapport en 1990 [1], le Groupe d'experts Intergouvernemental sur l'Evolution du Climat (GIEC) a mis en avant l'impact des émissions de gaz à effet de serre tel que le dioxyde de carbone (CO_2) sur le réchauffement climatique. L'augmentation de la température globale de la Terre est critique puisqu'elle cause des phénomènes environnementaux destructeurs. Parmi elles, on retiendra la montée du niveau de la mer, l'extension des étendues désertiques et l'apparition de phénomènes météorologiques plus violents.

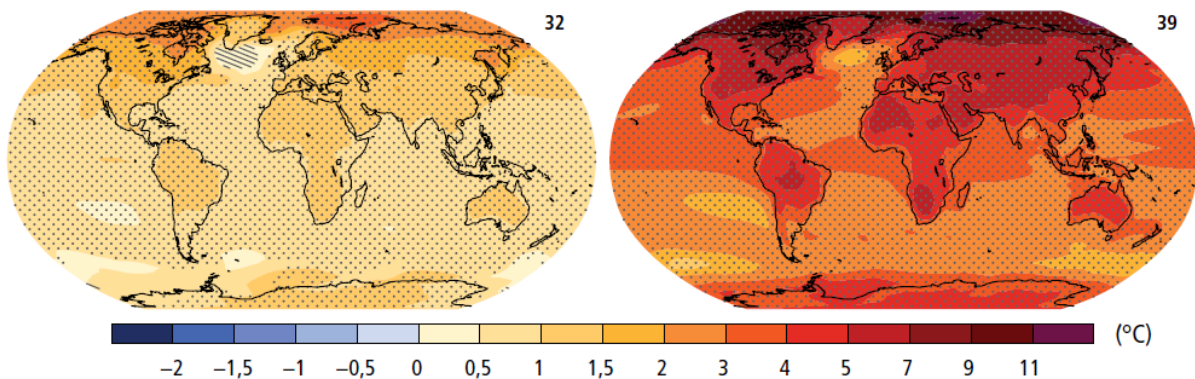


Figure 1 : Evolution de la température moyenne en surface entre 1986-2005 (à gauche) et 2081-2100 (à droite) selon les travaux du GIEC [2]

A la suite de ce premier rapport du GIEC, le protocole de Kyoto a été signé en 1997 entre 184 pays. Il inclut un objectif commun qui est la réduction des émissions de gaz à effet de serre pour chacun des pays signataires. Malgré l'application de cet accord, les rapports suivants du GIEC [2] ont toujours montrés une hausse des émissions de gaz à effet de serre, et des scénarios d'augmentation de la température globale toujours plus alarmiste (figure 1). En conséquence, les accords de Paris en 2015 ont visés à accentuer l'effort de diminution des émissions afin de limiter le plus possible l'augmentation de la température.

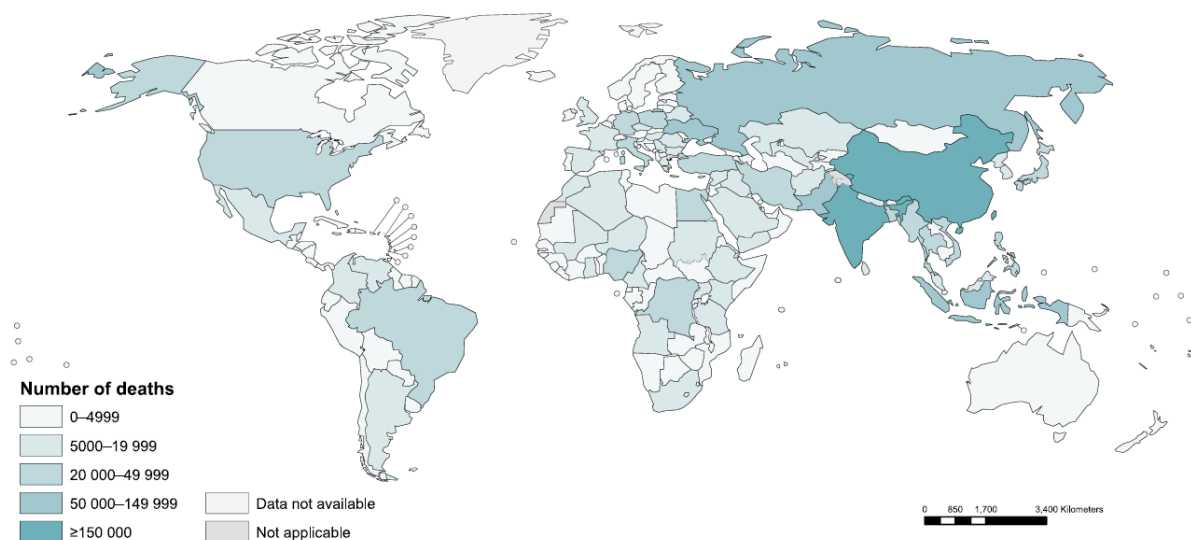
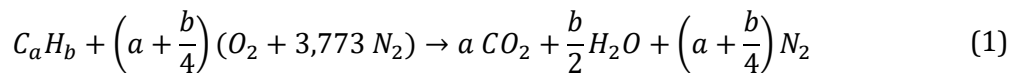


Figure 2 : Nombre de morts par pays attribué à la pollution de l'air ambiant en 2012 selon les travaux de l'OMS [3]

Les activités humaines n'ont pas pour unique impact le réchauffement climatique. D'après l'Organisation Mondiale de la Santé (OMS), une mort sur neuf est imputée à une mauvaise qualité

de l'air extérieur [3]. Cela représente près de 3 millions de décès prématurés par an soit plusieurs centaines de milliers de personnes en Europe (figure 2). En plus d'être un problème de santé publique, la qualité de l'air a également un impact significatif sur notre environnement, notamment à travers les pluies acides et la présence d'ozone dans la troposphère. Par conséquent, de nombreux pays dont les pays membres de l'Union Européenne avec le programme Clean Air For Europe (CAFE), ont adopté des législations visant à limiter le rejet de polluants. Ces réglementations touchent aussi bien l'agriculture, la production d'énergie, que les biens de consommation courants.

L'automobile est l'un des acteurs de l'augmentation des émissions de CO₂ et de polluants depuis la révolution industrielle. En effet, elle a adoptée dès le début de son histoire le pétrole comme source d'énergie pour le moteur thermique car ce carburant dispose d'une densité d'énergie élevée, qu'il est facilement transportable et est disponible en quantité. Cependant, l'équation de la combustion complète d'un hydrocarbure (1), montre que dans des conditions parfaites, une mole d'hydrocarbure C_aH_b génère a mole de dioxyde de carbone. Les émissions de CO₂ peuvent être ramenées à une problématique énergétique puisqu'elles sont proportionnelles à la consommation de carburant. En plus de cela, les conditions dans lesquels la combustion se produit ne permettent pas de respecter les coefficients a et b de l'équation (1) au niveau local.



En conséquence, des réactions chimiques indésirables s'établissent et sont responsables de la production d'espèces chimiques polluantes telles que les oxydes d'azotes (NO_x), le monoxyde de carbone (CO) et les particules. Les émissions issues de l'automobile sont d'autant plus à considérer que le nombre de véhicule en circulation dans le monde est en constante augmentation. Sur ces dix dernières années, le nombre de véhicules en circulation dans le monde est passé de 900 millions à près d'1,3 milliards [4].

Considérant tous ces éléments, les législateurs de nombreux pays ont adopté des règlements visant à limiter les émissions de CO₂ et de polluants des automobiles. La première partie de ce chapitre explique les règlements appliqués en Europe et les procédures d'essais pour vérifier leurs applications. Les limites d'émissions étant de plus en plus basses, les automobiles doivent évoluer afin de respecter les règlements en vigueur. La deuxième partie de ce chapitre met en avant les leviers permettant d'améliorer l'efficacité énergétique d'une automobile à travers une étude énergétique macroscopique d'un véhicule. On montre alors l'intérêt de l'hybridation, c'est-à-dire l'ajout d'un convertisseur d'énergie réversible sur la chaîne de traction du véhicule. Le fonctionnement de la chaîne de traction hybride est alors expliqué afin de comprendre les tenants et aboutissants de cette évolution technologique. L'hybridation de la chaîne de traction apporte un degré de liberté supplémentaire pour produire la puissance tractant le véhicule. Par conséquent, il est nécessaire de concevoir un algorithme supervisant ce degré de liberté. La troisième et dernière partie de ce chapitre montre les fonctions assurées par cet algorithme appelé superviseur. Malgré les gains énergétiques importants apportés par la chaîne de traction hybride, le problème des émissions polluantes demeure. La problématique de la thèse visant à minimiser la consommation de carburant tout en respectant la contrainte d'émissions polluantes est alors posée. Les méthodes utilisées dans la littérature et traitant uniquement du problème de la minimisation de la consommation sont expliqués. Elles permettent de mettre en avant la démarche scientifique de la thèse.

1.1. Contexte législatif en Europe

La plupart des pays développés ont une réglementation qui traite différemment les émissions de CO₂ des émissions polluantes. Les émissions de CO₂ sont pénalisées financièrement à partir d'un seuil donné. Les émissions polluantes doivent être inférieures à un seuil donné sans quoi le véhicule n'est pas homologué et donc interdit à la circulation. Les limites d'émissions et leurs conditions de mesures varient d'un pays à l'autre. La réglementation Européenne est en passe de devenir la plus sévère et de nombreux pays s'inspirent de celle-ci pour définir leur propre réglementation. Par conséquent, ce manuscrit se concentre sur les législations mis en place dans l'Union Européenne.

1.1.1. Législation sur les émissions de CO₂

Depuis les années 2000 et le protocole de Kyoto, on constate une baisse importante des émissions moyennes de CO₂ par automobile dans de nombreux pays. La figure 3, issue du dernier rapport de l'ICCT (International Council on Clean Transportation) [5] montre une réduction de l'ordre de 30% en Europe, 20% en Chine, 23% aux Etats-Unis de ces émissions par rapport au début des années 2000. Les objectifs d'émissions (en pointillés) montrent que des niveaux inférieurs à 100 gCO₂/km soit une consommation de carburant inférieure à 4L/100km sont attendus en Europe pour 2021 et en Amérique du Nord pour 2025. En parallèle, des contributeurs d'émissions importants tels que la Chine et l'Inde ont indiqués une volonté de faire passer leurs seuils d'émission de CO₂ en dessous de 120 gCO₂/km d'ici 2020 et 2022.

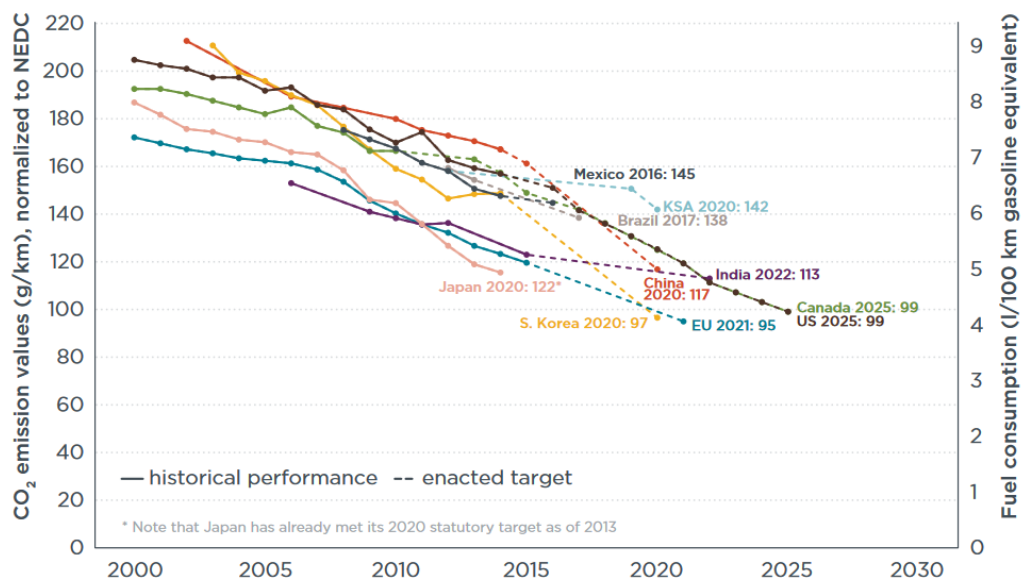


Figure 3: Evolution des émissions de CO₂ et des objectifs réglementaires par pays pour l'automobile [5]

Pour l'Amérique du Nord, la réduction de la consommation est un objectif instauré depuis 1975, suite au premier choc pétrolier, avec la norme Corporate Average Fuel Economy. En Europe, les règlements [6] puis [7] ont introduit récemment une méthode similaire à la norme américaine. Ce type de réglementation consiste à mesurer les émissions moyennes des véhicules vendus par un constructeur automobile sur une année. Des bonus sont introduits pour les véhicules bénéficiant d'innovation technologique tels que le véhicule électrique, hybride, ou encore à travers des éco-innovations comme l'indicateur de changement de vitesse. Si la moyenne des émissions du constructeur dépasse l'objectif fixé, il est alors financièrement pénalisé selon le nombre total de véhicule vendue et l'écart entre l'objectif et la moyenne. A partir de 2019 en Europe, la pénalité

sera de l'ordre de 95€ pour chaque gCO₂/km dépassé par véhicule neuf vendu dans l'année. Respecter cet objectif d'émissions de CO₂ est donc un enjeu important pour les constructeurs automobiles.

1.1.2. Législation sur les émissions polluantes

En parallèle de la diminution des émissions de CO₂, des politiques visant à limiter la pollution automobile dans le monde sont apparues aux débuts des années 90 aux Etats-Unis et au Japon. Au même moment, l'Europe met en place la norme Euro, limitant les émissions de certaines espèces chimiques tel que le monoxyde de carbone (CO), les hydrocarbures imbrulés (HC), les oxydes d'azotes (NO_x) et les particules. Depuis 1992, les normes Euro sont revues à la baisse tous les 4 ans environ. A l'heure actuelle, les limites d'émissions polluantes sont définies selon la technologie de moteur présente sur le véhicule testé (tableau 1).

Moteur à allumage par compression (Diesel)							
Norme Euro	1	2	3	4	5a	5b	6b/6c/6d
Année d'introduction	1992	1996	2000	2005	2009	2011	2014
CO (mg/km)	2720	1000	640	500	500	500	500
HC+NO _x (mg/km)	970	700 ^a 900 ^b	560	300	230	230	170
NO _x (mg/km)	-	-	500	250	180	180	80
Masse de particules (mg/km)	140	80 ^a 100 ^b	50	25	5	4.5	4.5
Nombre de particules (#/km)	-	-	-	-	-	6.0E+11	6.0E+11

Moteur à allumage commandé (essence)								
Norme Euro	1	2	3	4	5a	5b	6b	6c/6d
Année d'introduction	1992	1996	2000	2005	2009	2011	2014	2017
CO (mg/km)	2720	2200	2300	1000	1000	1000	1000	1000
HC (mg/km)	-	-	200	100	100 ^c	100 ^c	100 ^c	100 ^c
HC+NO _x (mg/km)	970	500	-	-	-	-	-	-
NO _x (mg/km)	-	-	150	80	60	60	60	60
Masse de particules (mg/km)	-	-	-	-	5 ^b	4.5 ^b	4.5 ^b	4.5 ^b
Nombre de particules (#/km)	-	-	-	-	-	-	6.0E+12 ^b	6.0E+11 ^b

a : Injection indirecte c : et NMHC = 68 mg/km (Hydrocarbures non méthaniques)

b : injection directe

Table 1 : Evolution des normes Euro selon les motorisations

On peut voir dans ce tableau que depuis son apparition, la norme Euro a abaissé de manière significative les émissions de la plupart des polluants. La réglementation s'est focalisée ces dernières années sur la diminution des NO_x et des particules en masse puis en nombre sur les véhicules Diesel. Depuis la norme Euro 6b, les émissions de particules des moteurs essence à injection directe sont également réglementées. Les normes essence et Diesel tendent à se rapprocher au fur et à mesure des années. A terme, le législateur vise à uniformiser les limites afin d'avoir une norme unique quel que soit la technologie de moteur thermique utilisée. Le législateur

ne contrôle pas uniquement le véhicule à l'état neuf pendant la phase d'homologation. Une conformité de service pour le véhicule est requise jusqu'à 5 ans ou 100 000 km. Pour les systèmes de dépollution des gaz d'échappement, cette conformité de service est allongée jusqu'à 160 000 km. Enfin, les systèmes de diagnostic, prévenant d'une défaillance qui pourrait entraîner davantage d'émissions, doivent s'activer en dessous de seuils d'émissions donnés. Les évolutions actuelles de la norme Euro ne visent pas uniquement à diminuer les seuils d'émissions mais à modifier le protocole d'essai mesurant la concentration des émissions du véhicule.

1.1.3. Protocole d'essai NEDC/WLTP

Pour mesurer les émissions d'un véhicule, un protocole d'essai a été défini en Europe à partir de 1970 à travers les règlements [8] et [9], où le véhicule doit effectuer le cycle de conduite NEDC (New European Driving Cycle) (figure 4). Ce cycle est composé d'une partie urbaine répétant 4 fois le cycle UDC (Urban Driving Cycle) et d'une partie extra-urbaine EUDC (Extra-Urban Driving Cycle) ajoutée en 1990.

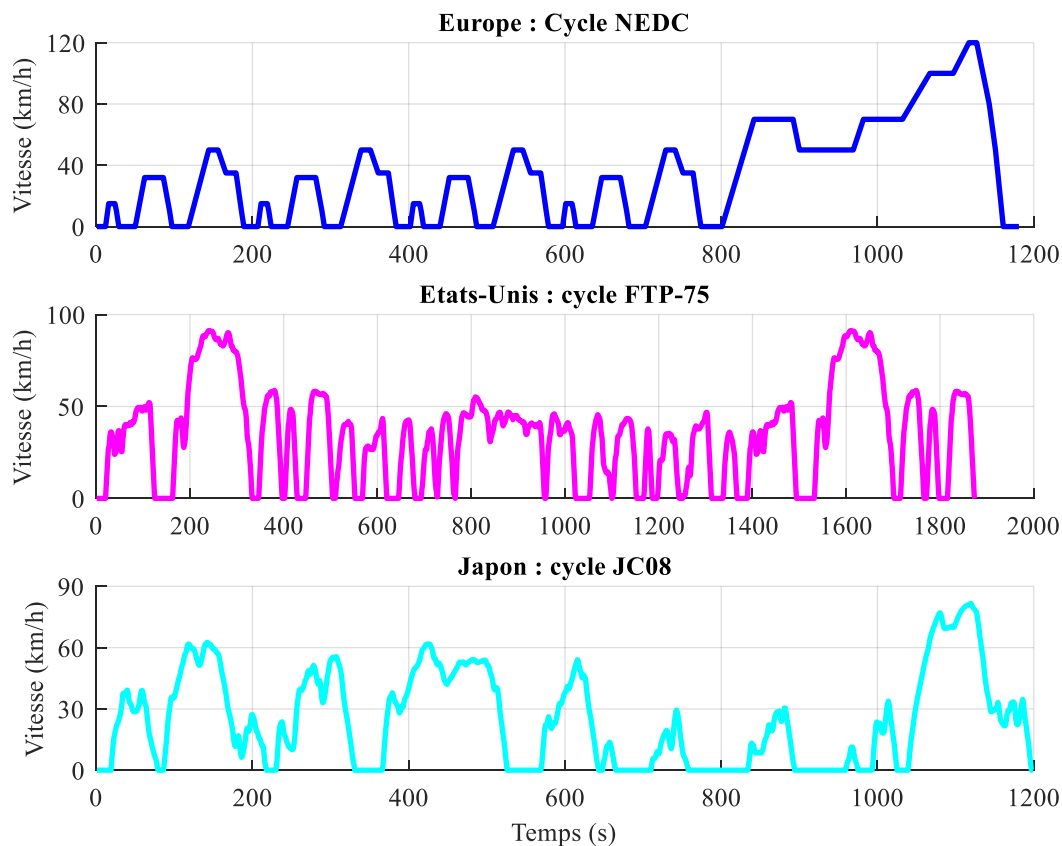


Figure 4 : Cycles de conduite NEDC, FTP-75 et JC08 utilisés pour l'homologation des véhicules respectivement en Europe, aux Etats-Unis et au Japon.

Les appareils de mesures utilisés pour ce test nécessitent de faire rouler le véhicule sur un banc à rouleaux semblables à celui de la figure 5. Ce banc à rouleaux reproduit les conditions de roulage du véhicule dans un environnement où la température et l'humidité ambiantes, la rugosité de la route et les changements de rapport de boîte sont contrôlés. Préalablement, le véhicule est stocké à température ambiante afin de reproduire un démarrage à froid du véhicule. Durant l'essai, les gaz d'échappement sont stockés dans un sac étanche. Une fois l'essai terminé, la concentration de des espèces réglementées (tableau 1) et de CO₂ présentes dans le sac sont mesurées puis les émissions émises par le véhicule durant l'essai en sont déduites [10].



Figure 5 : Banc à rouleaux utilisés pour mesurer les émissions (Source : Groupe PSA)

Ce protocole permet de mesurer rigoureusement et de manière répétable les émissions des véhicules. La Chine, l'Inde et de nombreux autres pays ont adoptés ce cycle de conduite. Selon une procédure d'essai similaire, le Japon homologue les véhicules de son marché avec le cycle JC-08 (Japanese Cycle) (figure 4) depuis 2008 en remplacement du cycle « 10-15 mode ». Les Etats-Unis ont adoptés le FTP-75 (Federal Test Procedure) (figure 4) complété par un cycle en condition extra-urbaine HWFET (HighWay Fuel Economy Test) depuis 1978. En 2006, deux tests supplémentaires représentant une conduite agressive (US06) et l'utilisation de la climatisation (SC03) ont été ajoutés aux protocoles d'essais pour calculer les émissions du véhicule dans des conditions plus représentatives.

Contrairement aux cycles utilisés au Japon et aux Etats-Unis, le cycle NEDC n'a quasiment pas évolué depuis 1990. Il est critiqué pour son manque de représentativité par rapport aux conditions réels de circulation [11] et pourrait sous-estimer les émissions des véhicules. Pour cause, le cycle NEDC comprend des accélérations constantes selon des vitesses variables alors que les cycles FTP-75 et JC08 testent des conditions de circulations variés à l'aide de couples vitesse/accélération différents (figure 6). De plus, les cycles JC08 et FTP-75 accélèrent jusqu'à 1.5 m/s^2 , pendant que le cycle NEDC se cantonne à des accélérations inférieures à 1 m/s^2 .

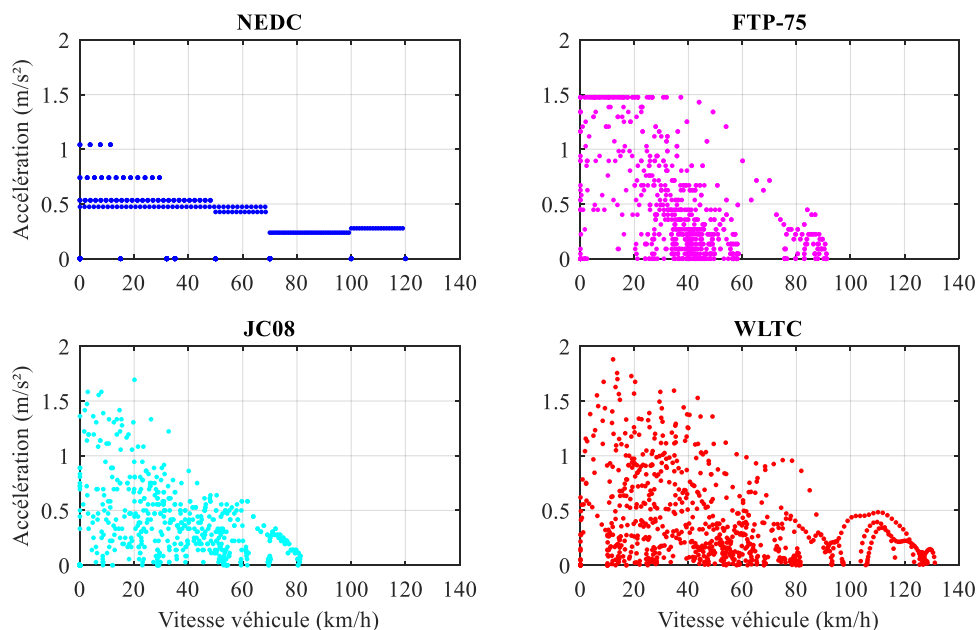


Figure 6 : Comparaison des accélérations et des vitesses visités durant les cycles NEDC, FTP-75, JC08 et WLTC

Comme les protocoles d'homologation des véhicules sont semblables d'un pays à l'autre, le forum mondial pour l'harmonisation des règlements concernant les véhicules (Working Party 29), encadré par les Nations Unis, a réalisé un protocole de mesure de consommation des automobiles applicable sur les cinq continents. Ce groupe de travail a créé le Worldwide harmonized Light vehicle Test Protocol (WLTP) dont le Worldwide harmonized Light vehicle Test Cycle (WLTC) (figure 7). Ce tracé est issu des données de roulage de véhicules dans de multiples pays. Le cycle WLTC permet de tester le véhicule sous des accélérations plus sévères et à des vitesses nettement plus variées que le cycle NEDC (figure 6). Les changements de rapport de boîte de vitesse sont à présent moins contraints et la plage de température de 5°C à 40°C. De plus, il est dorénavant possible d'activer durant l'essai des accessoires impactant la consommation tels que la climatisation ou le chauffage. Ce nouveau protocole est utilisé depuis Septembre 2017 pour mesurer les émissions des véhicules vendues en Europe comme l'indique le règlement UE 333/2014 [7]. Même si le cycle WLTC permet de traiter des conditions de circulation plus variées que le cycle NEDC, l'approche de ce protocole est trop contraignante pour reproduire tous les cas de vie du véhicule. Le groupe PSA a alors développé depuis 2015 un protocole de test avec l'organisme de contrôle indépendant Veritas afin de fournir à ses clients des données de consommation des véhicules en condition réelle de circulation [12]. Ce protocole évoluera à l'avenir afin d'y inclure les polluants. L'Union Européenne a, quant à elle, développé le protocole Real Driving Emissions (RDE) afin de vérifier le fonctionnement du véhicule en condition réelle.

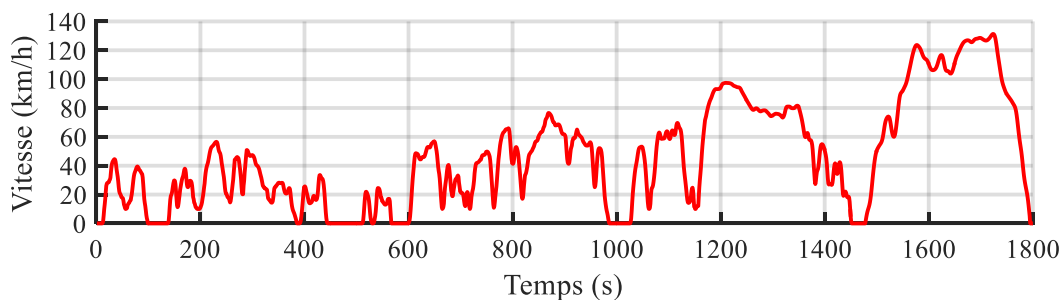


Figure 7 : Cycle de conduite harmonisé WLTC

1.1.4. Protocole d'essai Real Driving Emissions (RDE)

Malgré la réglementation Euro et notamment la baisse significative des seuils d'émissions de NO_x , la commission européenne s'est inquiétée des « hauts niveaux persistants des concentrations de NO_2 dans l'air ambiant » (extrait de [13]). De plus, depuis 2015, une fraude sur les émissions au niveau mondial, expliqué dans [14], a montré les limites du protocole d'essai actuel. Malgré les progrès apportés par le cycle WLTC en termes de représentativité, ce nouveau cycle ne permet pas de détecter systématiquement ce type de fraude car l'essai se déroule sur un banc à rouleaux dans des conditions répétables. Le législateur européen a donc décidé d'accélérer son programme (démarré en 2011) visant à développer une procédure d'essai des émissions en conditions de conduites réelles et aléatoires, appelée Real Driving Emissions (RDE).

Cette procédure d'essai est complémentaire au protocole WLTP pour homologuer un véhicule en Europe depuis Septembre 2017. Ce protocole, détaillé dans les règlements [13] et [15], consiste à tester le véhicule sur route ouverte, dans des conditions réelles de circulation. Durant l'essai, les émissions polluantes sont mesurées à l'aide d'un système portable de mesure d'émissions (Portable Emissions Measurement System (PEMS)) (figure 8).



Figure 8 : Véhicule équipé d'un système portable de mesure d'émissions (PEMS) (Source : Transport & Environment)

Même si l'essai se déroule dans la circulation réelle, un certain nombre de conditions doit être respecté pour obtenir un trajet « RDE » valide. Le trajet complet doit durer entre 1h30 et 2h. Trois classes de vitesse sont considérées :

- urbaine : lorsque la vitesse du véhicule est inférieure à 60 km/h ;
- extra-urbaine : entre 60 km/h et 90 km/h ;
- autoroute : au-dessus de 90 km/h.

La vitesse du véhicule est limitée à 160 km/h et le véhicule ne peut dépasser 145 km/h que sur 3% de la durée du trajet. Chaque classe de vitesse doit être parcourue sur au moins 16 km. La distance parcourue par le véhicule doit contenir entre 29% et 44% de classe de vitesse urbaine, et entre 23% et 43% de classe de vitesse extra-urbaine et autoroute. La partie urbaine de l'essai doit respecter quelques contraintes supplémentaires telles que :

- une vitesse moyenne entre 15 km/h et 40 km/h ;
- le véhicule doit être arrêté entre 6% et 30% du temps ;
- le trajet doit comprendre plusieurs périodes d'arrêt de 10 secondes ou plus.

La partie autoroute doit voir le véhicule circuler à plus de 100 km/h pendant au moins 5 minutes. Les accélérations du véhicule sont encadrées. Ainsi, au moins 150 secondes d'accélérations à $0,1 \text{ m/s}^2$ sont requises pour chaque classe de vitesse. Comme le montre la figure 9, une fenêtre de consommation de carburant, image de l'accélération du véhicule, en fonction de sa vitesse est définie pour chaque véhicule. Pour valider un essai RDE, la moitié du temps de l'essai doit se faire dans cette fenêtre d'accélération.

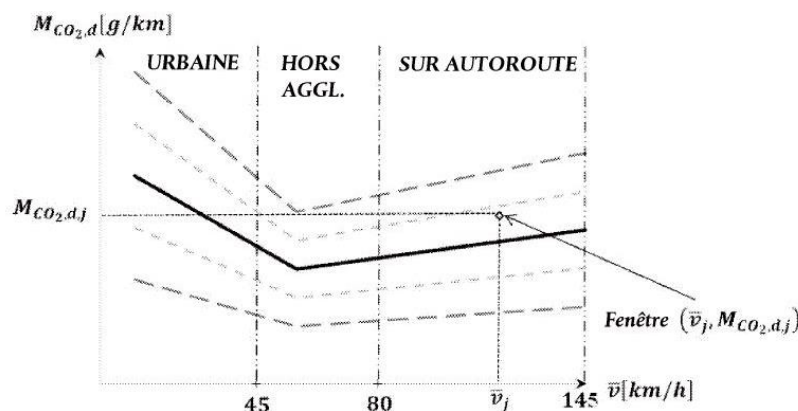


Figure 9 : Exemple de fenêtre de consommation à suivre sur un essai RDE [15]

Les conditions d'essais sont nettement plus étendues que le protocole WLTC puisque la température de l'essai peut s'étendre de -7°C à 35 °C, et l'altitude peut aller jusqu'à 1300 mètres. Il est possible d'utiliser la climatisation ou le chauffage et les autres accessoires présents dans le véhicule.

Pour pouvoir passer la norme RDE, les émissions polluantes du véhicule doivent passer en dessous de la limite $NTE_{polluant}$ données par :

$$NTE_{polluant} = CF_{polluant} \times EURO_{X,polluant}, \quad (2)$$

avec :

- $EURO_{X,polluant}$: seuil d'émission appliqué à un polluant pour la norme $EURO_X$,
- $CF_{polluant}$: coefficient de pondération appliqué à la norme.

En conséquence, la baisse du seuil d'émissions de la norme Euro découlera par une baisse de la limite d'émission imposée par le protocole RDE. Depuis Septembre 2017, l'homologation d'un véhicule en Europe doit comporter un essai RDE respectant la limite NTE_{NO_x} , en plus de l'essai WLTC respectant la norme Euro 6d. A l'heure actuelle, les émissions de NO_x du véhicule durant l'essai RDE sont limitées à la norme Euro 6d pondérée par un coefficient CF_{NO_x} de 2,1. La valeur de NTE_{NO_x} à respecter durant l'essai RDE est donc de 168 mg/km pour les véhicules Diesel et 126 mg/km pour les véhicules essence. Le coefficient CF_{NO_x} sera abaissé à 1,5 en 2020 ce qui amènera NTE_{NO_x} à 120 mg/km pour les véhicules Diesel et 90 mg/km pour les véhicules essence. Deux autres textes, appelés actes 3 et 4 de la norme RDE, sont toujours en discussion. L'acte 3 a pour objectifs d'inclure les émissions dégagées lorsque le véhicule subit un démarrage à froid et un seuil sur le nombre de particules émis. L'acte 4 devrait laisser la possibilité à des organismes tiers de tester le véhicule afin de prévenir d'éventuelles dérives. Il devrait également introduire des essais de surveillance au cours de la vie du véhicule.

1.2. Chaîne de traction hybride

La première partie de ce chapitre a montré que les émissions de CO_2 d'un véhicule devront être inférieures à 95 g CO_2 /km d'ici à 2020. Comme le montre l'équation (1), les émissions de CO_2 et la consommation de carburant sont quasi-proportionnelles. Par conséquent, la diminution des émissions de CO_2 implique une amélioration de l'efficacité énergétique du véhicule. Pour identifier les leviers permettant cette amélioration, on propose d'effectuer un bilan énergétique d'un véhicule équipé d'un moteur thermique. Les principes de fonctionnement d'un véhicule hybride seront ensuite exposés.

1.2.1. Analyse énergétique macroscopique d'un véhicule conventionnel

Pour effectuer cette analyse, un modèle simplifié de la dynamique longitudinale d'une automobile, visible dans [16], est utilisé. Ce modèle lie l'accélération $\left(\frac{dv_{veh}(t)}{dt}\right)$ et la masse (m_{veh}) du véhicule aux forces de traction (F_{trac}) et de résistance à son mouvement (F_{res}) :

$$m_{veh} \frac{dv_{veh}(t)}{dt} = F_{trac}(t) - F_{res}(t). \quad (3)$$

La force représentant la résistance aux mouvements est composée de la résistance au roulement (F_{roul}) et de la résistance aérodynamique (F_{aero}) :

$$F_{res}(t) = F_{roul}(t) + F_{aero}(t). \quad (4)$$

La force représentant la résistance au roulement, conséquence du contact entre le pneu et la route, est une fonction affine de la vitesse du véhicule (v_{veh}) (5) alors que la force de résistance aérodynamique, causée par la friction de l'air sur le véhicule est une fonction parabolique de la vitesse véhicule (6):

$$F_{roul}(t) = f_0 + f_1 v_{veh}(t), \quad (5)$$

$$F_{aero}(t) = f_2 v_{veh}(t)^2 = \frac{1}{2} \rho_{air} S_{veh} C_x v_{veh}(t)^2, \quad (6)$$

avec :

- ρ_{air} : masse volumique de l'air en kg/m^3 ,
- S_{veh} : surface frontale du véhicule en m^2 ,
- C_x : coefficient de traînée.

Les paramètres f_0 , f_1 et f_2 sont identifiés à l'aide d'un essai où le véhicule décélère en roue libre sur une route plate. Lors de cet essai, la vitesse et la masse du véhicule sont connues, et la force de traction est nulle. On peut alors déduire les paramètres de F_{res} en comparant l'évolution de la vitesse mesurée à celle obtenue via le modèle ci-dessus.

Une fois le modèle du véhicule identifié, on peut calculer la force de traction F_{trac} à partir de la trajectoire de vitesse du véhicule. C'est la force nécessaire pour mouvoir le véhicule aux vitesses exigées par le cycle. Lorsque F_{trac} est positive, le véhicule est tracté. Si F_{trac} est négative, le véhicule est freiné. On peut alors déterminer la consommation énergétique du véhicule sur le cycle dans le cas de la traction et du freinage. Les résultats du tableau 2 proviennent d'un bilan énergétique pour un véhicule de type SUV de près de 2 tonnes. Ce bilan a été effectué sur le cycle WLTC. Pour évaluer l'influence du cycle sur le bilan énergétique, nous avons également calculé un bilan énergétique sur chaque phase du cycle.

			Phases du cycle WLTC				
			Complet	Urbain	Extra-urbain	Route	Autoroute
Consommations énergétiques (Wh/km)	Traction	Inertie	54	72.9	69.3	47.7	43.6
		Pertes par roulement	21.1	17.6	21.8	18.4	24.3
		Pertes aérodynamiques	24.9	4.4	11.4	17	47.1
		Energie dépensée	100	94.9	102.5	83.1	115
	Freinage	Inertie	-54	-72.8	-69.4	-47.8	-43.6
		Pertes par roulement	20.4	18.7	16.9	22.3	21.6
		Pertes aérodynamiques	23.5	4.3	9.1	22.5	40
		Energie dissipée	-10.1	-49.8	-43.4	-3	18
	Part récupérable de l'énergie dépensée (%)		10.1	52.5	42.3	3.6	/

Table 2 : Bilan énergétique d'un véhicule parcourant un cycle WLTC (valeurs normalisées sur l'énergie dépensée par le véhicule sur le cycle WLTC complet)

L'énergie dépensée par le véhicule correspond à la somme des énergies pour vaincre l'inertie et les pertes lors des phases de traction. On remarque ainsi que la part d'énergie dépensée pour vaincre l'inertie, et donc le poids du véhicule, est majoritaire dans la plupart des cas et tend à augmenter en milieu urbain à cause des nombreuses variations de vitesse. Pour un véhicule urbain, il faut alors privilégier une diminution de la masse du véhicule pour diminuer sa consommation énergétique. Les pertes aérodynamiques sont prépondérantes sur autoroute et sont dues à la vitesse élevée du véhicule. Dans ce cas de figure, la masse du véhicule à tracter représente une dépense énergétique aussi importante que l'énergie utilisée pour vaincre les pertes aérodynamiques. La diminution de la dépense énergétique d'un véhicule circulant principalement sur l'autoroute passera également par un travail important sur son aérodynamique.

Lors des phases de freinage, les pertes aérodynamiques et de roulement freinent également le véhicule et provoquent une dépense énergétique supplémentaire. Par conséquent, l'énergie dissipée est la somme des énergies liées à l'inertie et aux pertes. On constate qu'une part importante de l'énergie est perdue lors des phases de freinage du véhicule. En effet, cette énergie est dissipée sous forme de chaleur à travers les disques de frein. Plus le cycle tend vers un milieu urbain, plus la part d'énergie dissipée au freinage est importante. Ainsi, la moitié de l'énergie dépensée est perdue en milieu urbain. Cette énergie pourrait être récupérée (au moins en partie) et réutilisée par la suite pour tracter le véhicule. Malheureusement, l'énergie mécanique n'est pas récupérable sous forme de carburant. Par conséquent, il est nécessaire d'introduire une autre source d'énergie, si possible réversible.

Le véhicule hybride est défini dans le règlement [8] comme comprenant au moins deux convertisseurs d'énergie différents et deux systèmes de stockage d'énergie embarqué pour assurer sa propulsion. Pour un véhicule conventionnel propulsé par un moteur thermique, plusieurs hybridations sont possibles. L'énergie peut être stockée à l'aide d'un couple machine électrique et batterie (hybridation électrique), sous forme d'énergie cinétique à l'aide d'un volant d'inertie, où en stockant de l'air dans un réservoir. Mais la technologie qui s'impose dans le milieu automobile et qui sera utilisé durant cette thèse est l'hybridation électrique. Un véhicule hybride électrique sera donc constitué de :

- un moteur à combustion interne,
- un système de dépollution,
- une machine électrique
- une batterie,
- un ensemble de système permettant la transmission de puissance et le couplage de ces différents éléments.

Les paragraphes suivants détaillent le fonctionnement de chacun de ses éléments, les architectures possibles de la chaîne de traction hybride et les leviers de fonctionnement qu'elle propose.

1.2.2. Le moteur à combustion interne

Pour répondre à la demande énergétique inhérente au mouvement d'un véhicule, un moteur à combustion interne convertit une énergie chimique, le pétrole, en une énergie mécanique. Deux technologies de moteurs sont présentes en majorité dans la plupart des automobiles actuelles : le moteur à allumage commandé exploitant une combustion à base d'essence, et le moteur à

allumage par compression dont le carburant est le Diesel. Cette partie explique les points communs et les différences entre ces deux motorisations.

1.2.2.1.Principe de fonctionnement du moteur à combustion interne

Pour convertir l'énergie chimique du pétrole en une énergie mécanique, le moteur à combustion interne passe par une phase de combustion où une réaction chimique composé d'air et de carburant produit une énergie thermique. Pour effectuer ces deux conversions successives, la plupart des moteurs à combustion interne utilisés dans l'automobile sont basés sur un cycle de fonctionnement à 4 temps (figure 10).

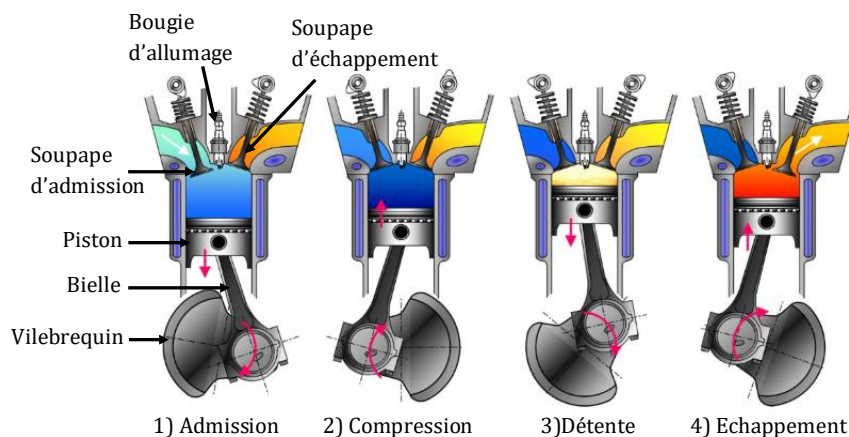


Figure 10 : Cycle 4 temps d'un moteur à allumage commandé [17]

La phase d'admission consiste à ouvrir la soupape d'admission et aspirer le mélange air-carburant (pour une injection indirecte) ou un mélange d'air frais et de gaz brûlés (pour le moteur à allumage par compression) par la descente du piston du Point Mort Haut (PMH) au Point Mort Bas (PMB). Au terme de la phase d'admission, la soupape d'admission se ferme et la phase de compression commence. La montée du piston vers le PMH fait que le volume de la chambre de combustion diminue et la pression et la température à l'intérieur de celle-ci augmente. Au terme de la phase de compression près du PMH, la bougie d'allumage produit l'énergie nécessaire pour initier la combustion du mélange air-carburant (pour un moteur à allumage commandé) ou l'injection d'une quantité de gasoil vaporisée dans un mélange de gaz à une température élevée va initier la combustion (pour le moteur à allumage par compression). Durant la phase de détente, le piston convertit l'énergie thermique dégagée par la combustion en une énergie mécanique de translation. Le rôle de la bielle et du vilebrequin est alors de transformer cette énergie mécanique de translation en une énergie mécanique de rotation permettant d'être transmise aux roues motrices du véhicule. Une fois le piston arrivé au PMB au terme de la phase de détente, la phase d'échappement consiste à extraire les gaz brûlés de la chambre de combustion. Pour cela, la remontée du piston vers le PMH pousse les gaz brûlés à travers la soupape d'échappement ouverte.

Dans le cadre des travaux de cette thèse, deux moteurs thermiques sont utilisés. Le premier est un moteur à allumage commandé exploitant comme carburant de l'essence. Le deuxième est un moteur à allumage par compression utilisant du Diesel.

1.2.2.1.1. Particularité du moteur à allumage commandé (essence EB2)

Le moteur à allumage commandé utilisé dans cette thèse est un moteur EB2 du groupe PSA. Equipée de 3 cylindres pour 1.2 litres de cylindrée, ce moteur essence est équipé d'une injection indirecte, c'est-à-dire que le carburant est injecté en amont de la soupape d'admission (figure 11) et un mélange air-essence entre dans la chambre de combustion.

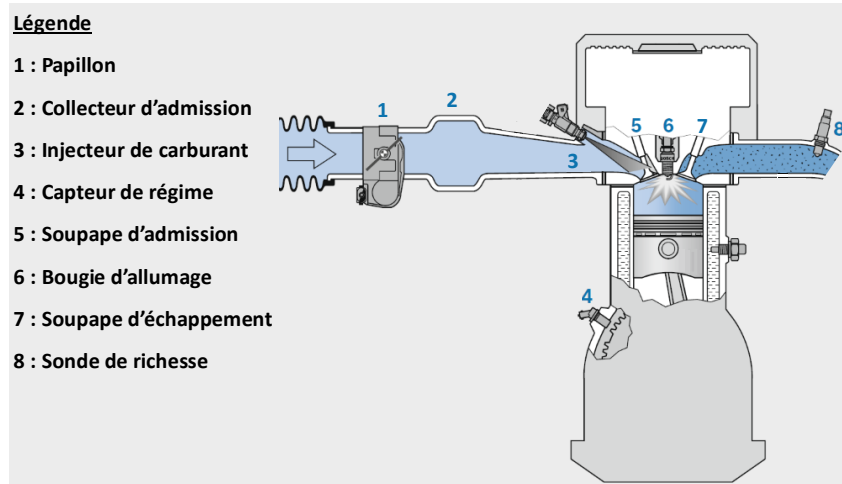


Figure 11 : Architecture du moteur EB2, issue de [18]

Ce mélange est stœchiométrique afin de se rapprocher de l'équation (1) et de permettre l'utilisation de système de post-traitement des gaz d'échappements. La richesse (R) permet alors de contrôler si la stœchiométrie du mélange est respectée :

$$R = \frac{(m_{carb}/m_{air})_{réel}}{(m_{carb}/m_{air})_{stoechiométrique}}, \quad (7)$$

avec :

- m_{carb} : la masse de carburant dans le cylindre en kg,
- m_{air} : la masse d'air dans le cylindre en kg.

Si le mélange est stœchiométrique, alors $R = 1$. En revanche, une richesse inférieure à 1 indique un mélange pauvre, alors qu'une richesse supérieure à 1 est un mélange riche par rapport à la stœchiométrie. Pour respecter la stœchiométrie et répondre à la demande de puissance du conducteur, la masse d'air dans la chambre de combustion est contrôlée à l'aide d'un papillon ce qui influe sur la pression du collecteur d'admission. Puis la quantité de carburant est ajustée en conséquence selon la pression dans le collecteur d'admission et le niveau de richesse mesurée en aval de la chambre de combustion. L'injection indirecte et la phase de compression permettent d'obtenir un mélange globalement homogène. Le moteur EB2 est également équipée d'une distribution variable ou Variable Valve Timing (VVT) permettant de faire varier l'angle d'ouverture de la soupape d'admission, et l'angle de fermeture de la soupape d'échappement. Ce levier permet de conserver une partie des gaz brûlés dans la chambre de combustion afin de diminuer les NO_x pour les faibles demandes de puissance. La distribution variable permet aussi d'améliorer le remplissage à forte charge, c'est-à-dire admettre plus de mélange air-carburant lors des fortes demandes de puissances en bénéficiant de phénomènes acoustiques.

1.2.2.1.2. Particularité du moteur à allumage par compression (Diesel DV6)

Le moteur à allumage par compression utilisée dans ce manuscrit est le moteur DV6 du groupe PSA où 1.6 litres de cylindrée sont répartis sur 4 cylindres. Le moteur à allumage par compression a pour objectif d'augmenter le rendement théorique du moteur, à l'aide d'un rapport volumétrique (ou taux de compression) plus élevé. Cependant, les conditions thermodynamiques ne sont pas réunies pour assurer une auto-inflammation et une combustion satisfaisantes de l'essence. Par conséquent, le carburant Diesel, dont la température d'auto-inflammation est réduite (350°C contre 500°C pour l'essence [19]), est utilisé pour cette motorisation. Ce moteur possède une injection directe c'est-à-dire que le carburant est directement injecté dans la chambre de combustion (figure 12) durant la phase de compression et de détente.

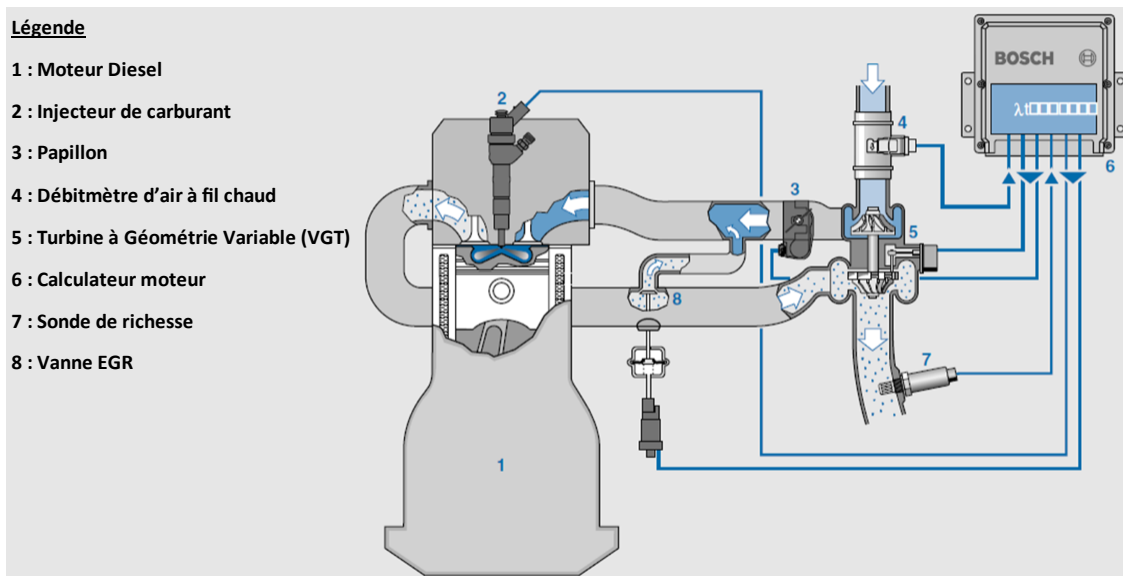


Figure 12 : Architecture du moteur Diesel DV6 (issue de [19])

Contrairement au moteur essence, le mélange air-carburant du moteur Diesel est alors hétérogène. Le carburant est injecté selon plusieurs injections. Les pré-injections ont pour objectif de démarrer la combustion en pré-mélange et peuvent permettre de limiter le bruit de combustion caractéristique du moteur Diesel. L'injection principale permet de fournir la puissance demandée durant la combustion de diffusion. Les post-injections ont généralement pour objectif d'améliorer le post-traitement des gaz d'échappement. Le phasage des injections, à l'image du phasage de l'allumage du moteur essence, est calibré pour obtenir une efficacité maximale. La masse d'air frais dans la chambre de combustion dépend de la position du papillon alors que la quantité de gaz brûlés dépend de la position de la vanne de recirculation des gaz brûlés, EGR (Exhaust Gaz Recirculation). La suralimentation, à travers la position des aubes de la turbine à géométrie variable (VGT), permet d'augmenter la masse et les proportions du mélange d'air frais et de gaz brûlés envoyée dans la chambre de combustion afin de faire évoluer la puissance du moteur. Contrairement au moteur à allumage commandé, le moteur à allumage par compression fait varier la richesse en fonction de la puissance demandée par le conducteur. La richesse est globalement pauvre à faible charge et tend vers une richesse stœchiométrique en forte charge. Ainsi, une demande de puissance plus élevée implique une masse de carburant plus importante.

Du fait de la présence de la vanne EGR, la recirculation des gaz brûlés est accentuée sur ce moteur DV6 comparé au moteur EB2. Ces gaz permettent de réduire la température maximale dans la chambre de combustion et par conséquent la production de NO_x mais augmente la production de particules (figure 13).

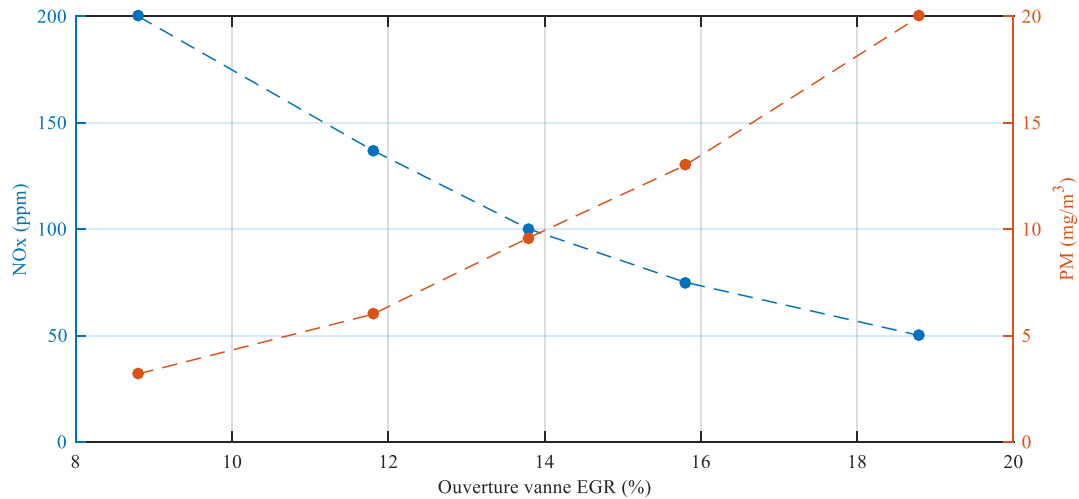


Figure 13 : Compromis NO_x / particules obtenu sur le moteur DV6 à faible charge

1.2.2.2. Consommation de carburant

Quel que soit la technologie moteur utilisée, il est nécessaire d'alimenter le moteur par une énergie chimique qui est ici du carburant et de le convertir en une énergie mécanique. En suivant ce raisonnement, il est judicieux de comparer les moteurs en calculant pour chacun sa Consommation Spécifique Efficace (CSE) (en g/kWh) pour un couple et un régime donné :

$$CSE = \frac{\dot{m}_{carb} \cdot 3.6 \cdot 10^9}{C_{MTH} \cdot \omega_{MTH} \cdot \frac{2\pi}{60}}, \quad (8)$$

avec :

- $\dot{m}_{carb}$: le débit de carburant en kg/s ,
- C_{MTH} : le couple efficace à l'arbre du moteur en Nm ,
- ω_{MTH} : le régime du moteur en tr/min .

Les cartographies de CSE des moteurs EB2 et DV6 (figure 14) sont obtenus à l'issue de la phase de calibration du moteur en mesurant la consommation du moteur sur une multitude de point de fonctionnement (régime et couple) stabilisé. On y observe que malgré des cylindrées différentes et des types d'allumage différents les deux moteurs ont un écart de CSE maximale inférieur à 10%. La plus grosse différence entre ces deux motorisations apparaît dans la localisation de la zone de rendement optimale. La zone de rendement énergétique optimale du moteur EB2 est localisée près du couple maximal alors que celle du moteur DV6 est plus large et positionnée sur des charges nettement plus faibles. Ceci explique la plus faible consommation du moteur Diesel puisque le moteur d'un véhicule conventionnel intervient rarement dans les zones de fort couple.

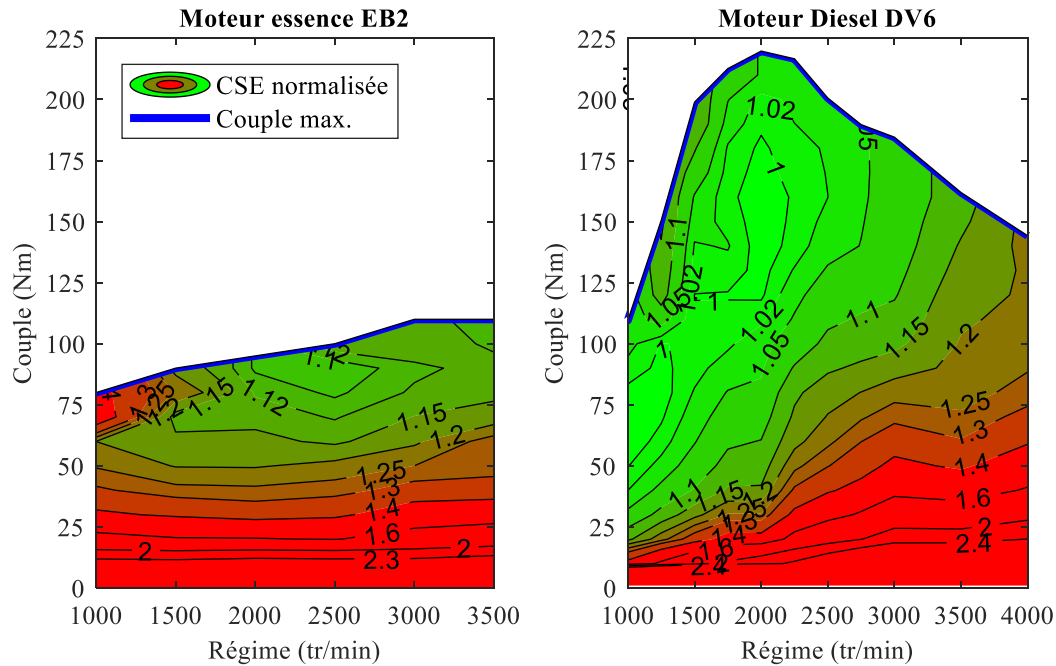


Figure 14 : Cartographies de consommation spécifique efficace (CSE) des moteurs EB2 et DV6 (normalisées par rapport au moteur DV6)

1.2.2.3. Production de polluants

D'après l'équation de la combustion (1) et dans des conditions optimales, seule du dioxyde de carbone, de l'eau et de l'azote sont issus de la combustion de l'hydrocarbure. Cependant, les combustions intervenant dans le moteur thermique ne sont pas parfaites, et d'autres produits de la combustion sont générés. Comme l'explique [20], la génération des polluants est liée à des phénomènes chimiques et thermiques interdépendants. Les polluants ne sont pas créés uniquement durant la combustion mais également durant la phase de détente. De nombreux éléments participent à la génération des polluants, du dessin de la chambre de combustion aux actionneurs qui permettent d'introduire, de brûler, et d'extraire les réactifs et les produits de la chambre. Chacun de ces éléments aura un impact sur la richesse du mélange introduit, et sur les richesses locales dans la chambre de combustion. De nombreuses espèces chimiques sont présentes à l'issue de la combustion. Parmi elles, on donne les conditions de formations des polluants visés par la norme Euro.

De la même manière que pour la consommation de carburant, la production de polluants est comparée entre les moteurs DV6 et EB2 selon les émissions spécifiques efficaces. A l'aide de l'analyse énergétique macroscopique du paragraphe 1.2.1, il est possible de déduire la Production Spécifique Efficace Moyenne Règlementaire (PSEMR) :

$$PSEMR = \frac{EURO_{6d,polluant}}{E_{WLTC}}, \quad (9)$$

avec :

- $PSEMR$: la Production Spécifique Efficace Moyenne Règlementaire en g/kWh,
- $EURO_{6d,polluant}$: la valeur de la norme Euro 6d pour un polluant donné en mg/km,
- E_{WLTC} : la consommation énergétique kilométrique du véhicule sur le cycle WLTC en Wh/km.

En prenant l'hypothèse que la production de polluants est statique et selon le point de fonctionnement visité, un véhicule n'exploitant que des points de fonctionnement où la production de polluants est inférieure à la *PSEMR* respecte la réglementation. Cette formule est appliquée au véhicule utilisé dans l'analyse énergétique (paragraphe 1.2.1) et permet de distinguer sur les cartographies des paragraphes suivants les points de fonctionnements intéressants pour respecter la réglementation.

1.2.2.3.1. Monoxyde de carbone (CO)

Le monoxyde de carbone apparaît lorsque la richesse locale est trop élevée et est le résultat d'une réaction où les atomes d'oxygène ne sont pas suffisamment présents. Par conséquent, lors de la combustion et donc à haute température, l'atome de carbone ne parvient à s'associer qu'avec un seul atome d'oxygène au lieu des deux nécessaires pour devenir du dioxyde de carbone.

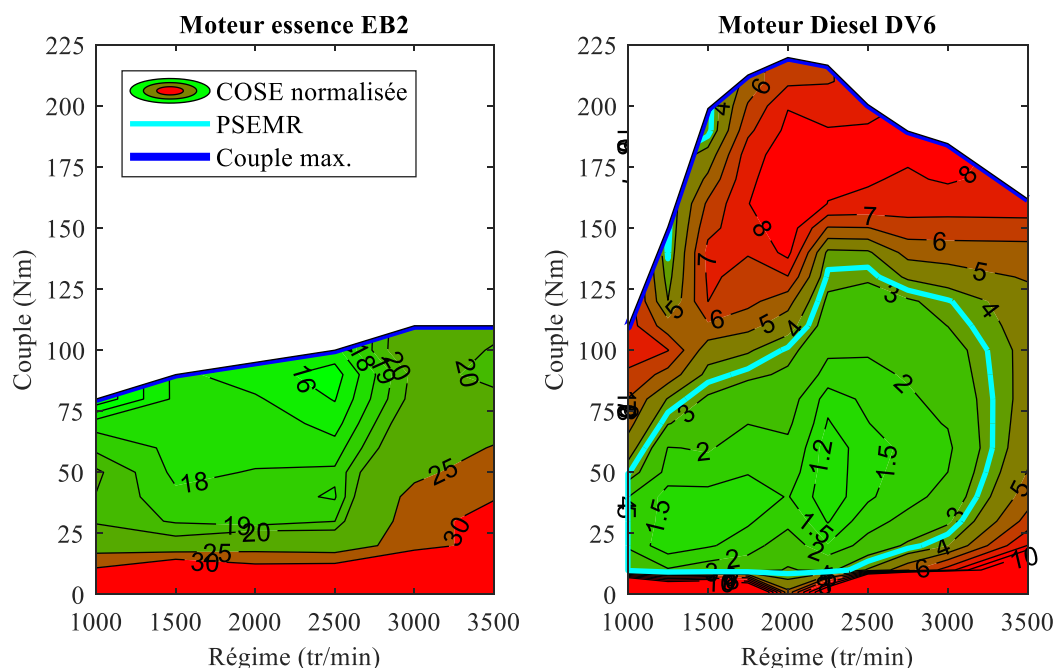


Figure 15 : Cartographies des émissions de CO spécifiques efficaces (COSE) des moteurs EB2 et DV6 (normalisées par rapport au moteur DV6)

En comparant les émissions spécifiques efficaces de CO (COSE) de chaque moteur (figure 15), on constate que la nature pauvre du mélange utilisée dans le moteur Diesel fait que ses COSE sont nettement plus basses que celle du moteur essence. La COSE minimum du moteur Diesel est 16 fois inférieure à celle du moteur essence. A iso-puissance, les tendances de production sont similaires entre les deux motorisations. Les points où la puissance du moteur DV6 est supérieure à celui du moteur EB2 montrent une augmentation de la production. Cependant, ces valeurs sont toujours 2 fois inférieures au meilleur point du moteur essence. Enfin, le moteur essence ne peut pas respecter la réglementation car tous ses points de fonctionnement ont une production supérieure à la PSEMR. Quant au moteur Diesel, il offre une large plage de fonctionnement où la production est inférieure à la PSEMR. Le respect de la norme est donc possible sous conditions des points de fonctionnement visités durant le cycle WLTC.

1.2.2.3.2. Hydrocarbures (HC)

Les hydrocarbures présents dans les gaz d'échappement sont la résultante du carburant imbrulé. Ces molécules parviennent à se placer dans des interstices de la chambre de combustion où la

flamme ne peut intervenir. Les émissions d'HC sont également dues à l'encrassement du moteur. En effet, les combustions successives sur les parois de la chambre de combustion laissent des dépôts de mélange plus ou moins brûlés, qui peuvent émettre quelques molécules d'hydrocarbures. Des résidus d'huile peuvent être présents malgré les segments du piston. Cette huile piège des hydrocarbures avant la combustion et les relâche durant la phase de détente. Enfin, des HC peuvent apparaître lorsque la combustion n'est pas complète, c'est-à-dire lorsque la flamme ne s'est pas suffisamment développée pour brûler tout le mélange air/carburant.

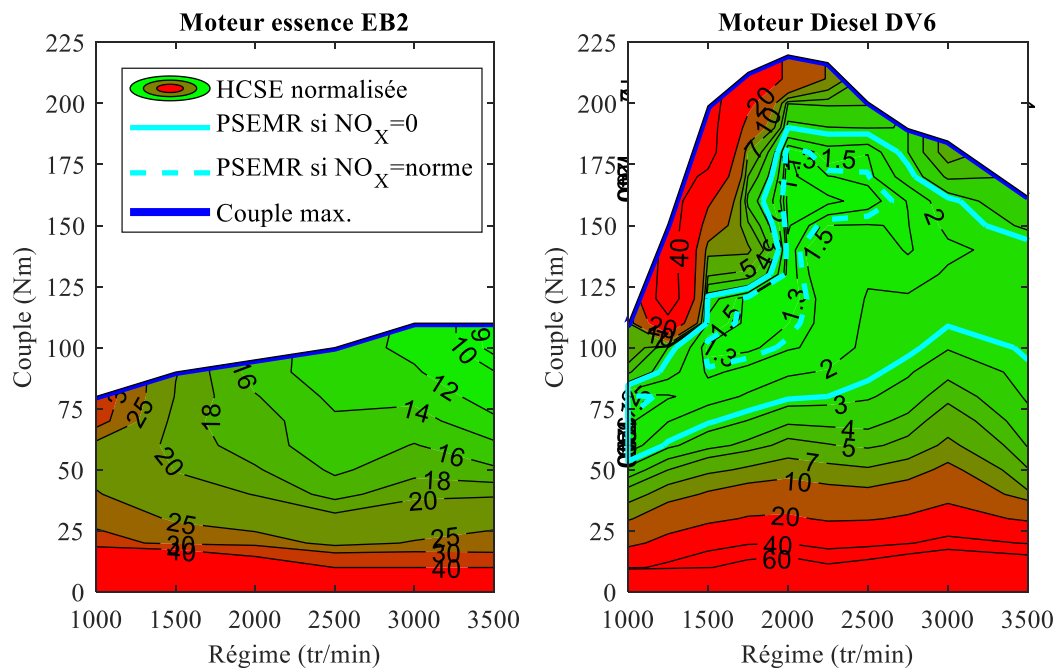


Figure 16 : Comparaison des émissions de HC spécifiques efficaces (HCSE) des moteurs EB2 et DV6 (normalisées par rapport au moteur DV6)

Le mélange pauvre bénéficie au moteur Diesel dans la production de HC. En effet, les émissions spécifiques efficaces de HC (HCSE) sont globalement très faibles et dans la zone de meilleur CSE pour le moteur Diesel. Le moteur essence produit au minimum 9 fois plus de HC (figure 16). En comparant les motorisations à iso-puissance, on constate que le moteur Diesel a une tendance de production nettement plus faible, en particulier à faible régime. Les HCSE du moteur essence est de plus en plus faible au fur et à mesure que la puissance issue du moteur est accrue. Le moteur Diesel a des HCSE globalement très faibles exceptées à très faible charge et à couple maximal jusqu'à 2000 tr/min. Comme pour les CO, le moteur essence dépasse la PSEMR exigée par la norme Euro 6d. Le moteur Diesel bénéficie d'une zone de production inférieure à la PSEMR. Cependant, les NO_x restent à considérer puisque les émissions de HC et de NO_x sont additionnées dans la norme Euro 6d. On voit alors que la zone de production intéressante diminue lorsque les NO_x sont considérés.

1.2.2.3.3. Oxydes d'azotes (NO_x)

Les oxydes d'azotes (NO_x) sont composés de NO (monoxyde d'azote) et de NO₂ (dioxyde d'azote). Ils sont la conséquence du pic de température durant la combustion et d'une richesse locale pauvre. Les atomes d'azote et d'oxygène présents se combinent pour former des NO_x. Durant la phase de détente, la chute de température dans la chambre de combustion gèle la réaction, et ces polluants restent présents dans les gaz d'échappement.

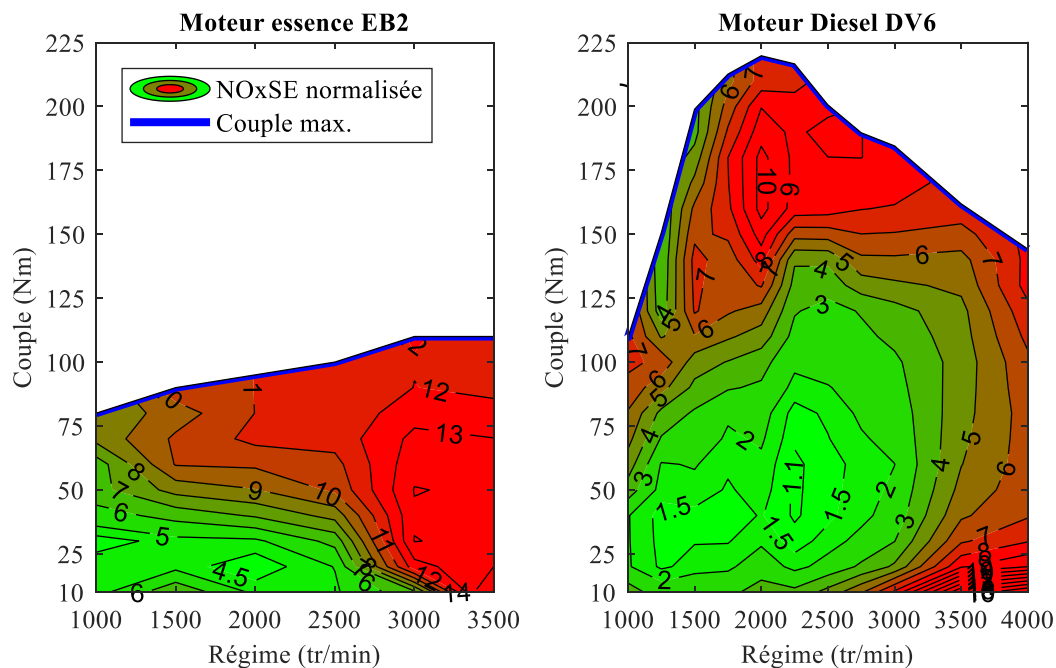


Figure 17 : Comparaison des émissions spécifiques efficaces de NO_x (NO_xSE) des moteurs EB2 et DV6 (normalisées par rapport au moteur DV6)

Les émissions spécifiques efficaces de NO_x (NO_xSE) sont globalement plus élevées pour le moteur essence que sur le moteur Diesel malgré le mélange pauvre de ce dernier (figure 17). Avec les VVT, le moteur essence est tout de même capable d'abaisser ces émissions à faible charge. La vanne EGR du moteur Diesel permet d'abaisser les NO_xSE sur la plage de fonctionnement du moteur EB2. A iso-puissance, la production du moteur Diesel est alors nettement inférieure au moteur essence. Concernant le respect de la norme Euro 6d, aucun des deux moteurs ne possèdent de points de fonctionnement dont la production est inférieure à la PSEMR.

1.2.2.3.4. Particules

Les particules se forment dans le jet de carburant près de la flamme. Par conséquent, elles sont présentes dans les motorisations à injection directe. Lors de la combustion de la première couche de mélange, la chaleur dégagée par cette combustion décompose le carburant de la deuxième couche. Cette décomposition contient des chaînes carbonées et d'hydrocarbure qui sont plus difficile à brûler et qui peuvent apparaître à l'échappement.

Le moteur EB2 utilisant un mélange homogène, sa production de particules est trop faible pour ne pas être règlementée. Pour ce qui est du moteur DV6, les émissions spécifiques efficace de particules (PMSE) sont plus élevées au-delà de 2500 tr/min et lorsque le couple est proche du couple maximum en dessous de 2000 tr/min. Les variations de production sont très importantes (de 1 à 250). La production de particules est inférieure à la PSEMR (particules en masse) sur les points de rendement élevé du moteur Diesel. Cependant, il est nécessaire de considérer deux éléments. Le premier est que la production exprimée ici est sur un point de fonctionnement statique ce qui n'est pas forcément représentatif des conditions d'utilisation du moteur. Le deuxième est que les particules en nombre ne sont pas étudiées ici car le laboratoire PRISME ne possède pas le moyen de mesure permettant de contrôler cette production.

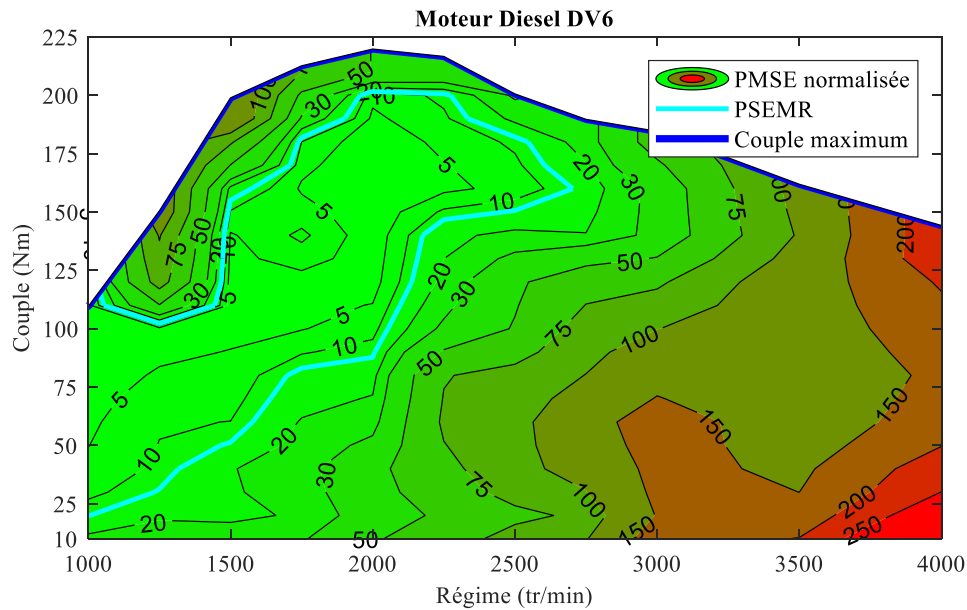


Figure 18 : Cartographie des émissions de particules spécifiques efficaces (PMSE) du moteur DV6 (valeurs normalisées)

Pour conclure, la CSE et les émissions spécifiques efficaces du moteur Diesel sont globalement très inférieures à celles du moteur essence. De plus, le moteur Diesel propose des plages de fonctionnement où il est possible de respecter la réglementation sur certains polluants, ce qui n'est pas le cas du moteur essence. L'hybridation offrant la possibilité de choisir le point de fonctionnement du moteur, il paraît alors nettement plus intéressant d'hybrider un moteur Diesel qu'un moteur essence. Mais en attendant l'hybridation des chaînes de traction, les constructeurs automobiles ont dû au préalable assurer le passage des normes Euro des véhicules conventionnels. Pour cela, ils ont introduit des systèmes de dépollution pour traiter les gaz d'échappements.

1.2.3. Les systèmes de dépollution

Même si des évolutions techniques apportées ces dernières décennies permettent d'obtenir une combustion plus propre, les niveaux d'émissions à la source, c'est-à-dire en sortie du moteur à combustion interne sont nettement supérieures aux niveaux d'émissions requis pour que le véhicule puisse être homologué. Par conséquent, un ou plusieurs systèmes de dépollution (aussi appelés systèmes de post-traitement) sont installés dans la tubulure d'échappement. Ces systèmes provoquent des réactions chimiques contrôlées permettant de réduire la quantité de polluants rejetée dans l'atmosphère. Pour juger de l'intérêt d'un système de dépollution, on calcule son efficacité à convertir les espèces chimiques. L'efficacité de conversion d'un polluant i (η_i) est définie par :

$$\eta_i = 1 - \frac{\dot{m}_{i,aval}}{\dot{m}_{i,amont}}, \quad (10)$$

avec :

- $\dot{m}_{i,amont}$: le débit du polluant i en amont du système de post-traitement en kg/s,
- $\dot{m}_{i,aval}$: le débit du polluant i en aval du système de post-traitement en kg/s.

Les propriétés chimiques et/ou thermiques sont variables selon le moteur (essence ou Diesel) utilisés. En conséquence, des chaînes de dépollution spécifiques ont été développées pour traiter les polluants et les éléments les constituants peuvent être rangés dans le tableau suivant :

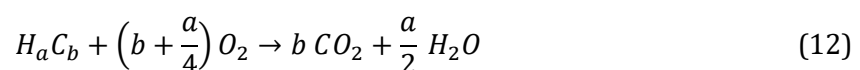
Polluant	Système de dépollution	
	Essence	Diesel
CO et HC	Catalyseur 3-voies (3WCC)	Catalyseur d'oxydation (DOC)
NO _x		Piège à NO _x (PAN) Réduction catalytique sélective (SCR)
Particules	Filtre à particules essence (GPF)	Filtre à particules Diesel (DPF)

Table 3 : Systèmes de dépollution appliqués aux moteurs essence et Diesel

Le placement des systèmes de dépollution dans la tubulure d'échappement est dépendant des besoins en terme de chaleur afin d'assurer la conversion des polluants, du volume disponible et de la tenue mécanique de ces systèmes. Pour le moteur essence, le catalyseur 3-voies est en général placé au plus près du collecteur d'échappement (en aval de la turbine du turbocompresseur s'il y en a un) alors que le filtre à particules essence est placé en aval de celui-ci. Pour le moteur Diesel, le catalyseur d'oxydation est placé de la même manière que le catalyseur 3-voies. Il est suivi en général suivi d'un système de traitement des NO_x et des particules qui peuvent être inversés selon les technologies utilisées.

1.2.3.1. Traitement des CO et HC

Le traitement des CO et des HC s'opère de manière similaire pour un moteur Diesel ou un moteur essence. En effet, un monolithe catalytique est le siège de réactions chimiques oxydant ces émissions [21] :



La figure 19 permet de mieux comprendre le fonctionnement du catalyseur d'oxydation, identique au catalyseur 3-voies oxydant les CO et HC. Le gaz d'échappement traverse de multiples canaux carrés d'un monolithe en céramique, aussi appelé substrat. Une couche d'alumine Al_2O_3 , appelé washcoat, est déposée à l'intérieur de chacun de ces canaux. La porosité du washcoat et la présence de palladium (Pd) et de platine (Pt) dans ce dernier permettent de réaliser les réactions (11), (12) et (14) au contact du gaz.

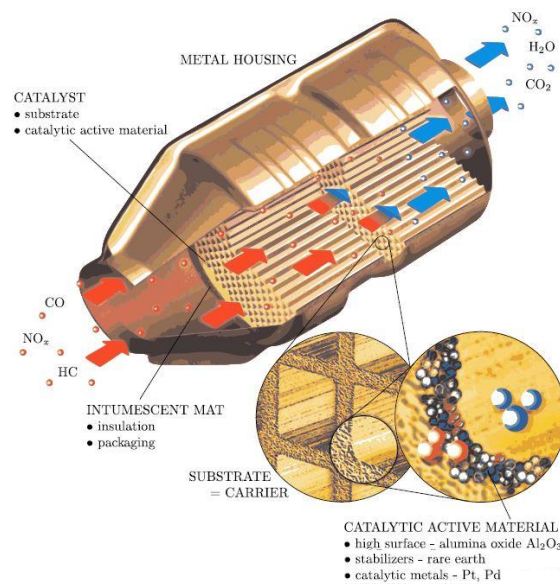


Figure 19 : Schéma d'un catalyseur d'oxydation [22]

1.2.3.1.1. Particularité catalyseur d'oxydation (DOC) du moteur Diesel

Le moteur Diesel fonctionne généralement en mélange pauvre. Par conséquent, la production de CO et de HC est relativement faible. Cependant, un mélange avec une richesse proche de la stœchiométrie (en forte charge) ou un moteur froid peut entraîner des émissions importantes de CO et de HC. Le catalyseur d'oxydation, ou Diesel Oxidation Catalyst (DOC) permet alors d'oxyder les CO, HC présents dans le gaz d'échappement à l'aide des réactions chimiques (11) et (12).

L'effectivité des réactions chimiques, et donc l'efficacité de conversion des CO et HC est fonction de la température du monolithe comme le montre la figure 20. Sa température est donc très dépendante de la chaleur présente dans les gaz d'échappement. Comme on peut le voir, ce système est très efficace dès 220°C et la position du DOC juste après la turbine du moteur limite sa phase à froid. Si cette phase s'avère problématique, il est possible d'ajouter des zéolites dans le washcoat du DOC afin d'adsorber les HC à froid et de les relâcher à chaud lorsque le catalyseur d'oxydation est efficace. Les émissions faibles de CO et HC à la source couplées à l'efficacité de ce système font que ces émissions ne sont pas, en général, une problématique pour le passage de la réglementation Euro.

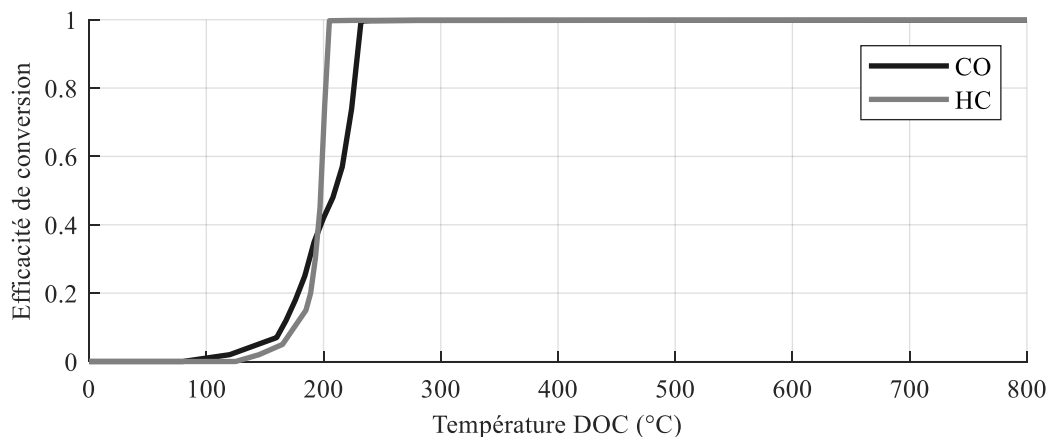


Figure 20 : Efficacité de conversion des CO et HC en fonction de la température du DOC

1.2.3.1.2. Particularité du catalyseur 3-voies du moteur essence

Pour traiter les polluants CO et HC générés par le moteur essence EB2, un catalyseur 3-voies, aussi appelé 3-Way Catalytic Converter (3WCC), est disposé dans la tubulure d'échappement du moteur essence. Le principe de fonctionnement du catalyseur 3-voies est quasiment identique à celui du catalyseur d'oxydation Diesel puisque les réactions (11) et (12) s'appliquent et l'efficacité du système est dépendante de sa température. Cependant, le gaz d'échappement du moteur essence est proche de la stœchiométrie et la présence d'atomes d'oxygène dans le catalyseur est limitée pour provoquer ces réactions chimiques. En conséquence, l'efficacité de conversion des CO et HC diminue fortement lorsque la richesse du gaz d'échappement dépasse la stœchiométrie (figure 21). Cependant, à la différence du catalyseur d'oxydation, le catalyseur 3-voies peut également traiter les NO_x à l'aide d'un mélange stœchiométrique.

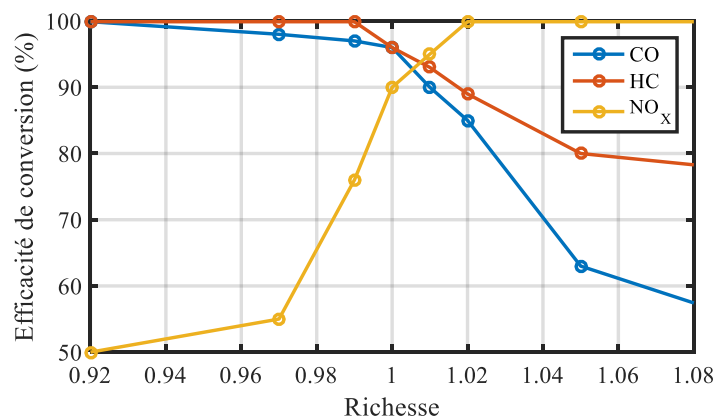


Figure 21 : Variation de l'efficacité de conversion pour chacun des polluants en fonction de la richesse

1.2.3.2. Traitement des NO_x

1.2.3.2.1. Une fonction intégrée dans le catalyseur 3-voies du moteur essence

Le catalyseur 3-voies traite, comme son nom l'indique, les trois polluants règlementés du moteur essence à injection indirecte. En effet, un mélange légèrement riche et la présence de Rhodium (Rh) dans le pain catalytique favorisent la réduction des NO_x [22] :



Le mélange d'un moteur essence étant proche de la stœchiométrie, son système de dépollution profite d'un excellent rendement de conversion sur les CO, HC et les NO_x (figure 21). Cependant, le contrôle de la richesse est critique puisque le rendement de conversion d'au moins un polluant chute au-delà de 2% de la richesse stœchiométrique cible. Pour diminuer ce risque, le washcoat inclus souvent de l'oxyde de cérium (CeO₂). Il permet de stocker de l'oxygène lorsque le mélange est pauvre, et de libérer de l'oxygène lorsque le mélange est riche. Ce dispositif permet alors de rester sur la bonne plage de rendement de conversion du catalyseur malgré les défauts de la régulation de richesse du moteur.

1.2.3.2.2. Un second système de dépollution pour le moteur Diesel

La combustion Diesel produit une quantité importante de NO_x car son mélange est globalement pauvre et un pic de température élevé se produit durant la combustion. Cependant, le moteur Diesel ne peut profiter de la réaction (13) pour réduire les NO_x puisque son gaz d'échappement est généralement pauvre. Par ailleurs, une réaction d'oxydation agit sur les NO dans le catalyseur d'oxydation mais ne permet pas de diminuer les NO_x :



Pour respecter la réglementation sur les émissions de NO_x , il est donc nécessaire d'introduire un second système de post-traitement dans la chaîne de dépollution Diesel. Deux solutions existent dans l'industrie automobile pour réduire les NO_x , le piège à NO_x et la réduction catalytique sélective.

Le piège à NO_x , qui est aussi appelé Lean NO_x Trap (LNT), est composé d'un monolithe catalytique semblable à celui utilisé pour le catalyseur d'oxydation. Ce monolithe adsorbe les NO_x lors du fonctionnement en mélange pauvre du moteur Diesel à l'aide de matériaux appartenant à la famille des terres rares ou des métaux alcalins [21]. Toutes les 60 à 90 secondes, le moteur fonctionne avec un mélange riche pendant quelques secondes. Les NO_x adsorbés durant la phase pauvre sont alors traités à l'aide des métaux précieux tel que le platine, le palladium et le rhodium. Ce système de dépollution fonctionne sur une fenêtre étroite de température allant de 200°C à 450°C et peut atteindre une efficacité de conversion de 90%. Il a l'avantage d'être relativement compacte mais l'inconvénient d'entraîner une augmentation de la consommation causée par l'apparition de phases riches. Enfin, la présence de nombreux métaux précieux et de terres rares augmente le coût d'un tel système.

Contrairement au piège à NO_x , la réduction catalytique sélective, ou Selective Catalytic Reduction (SCR), permet de réduire chimiquement et de manière continue les NO_x durant un fonctionnement en mélange pauvre du moteur Diesel.

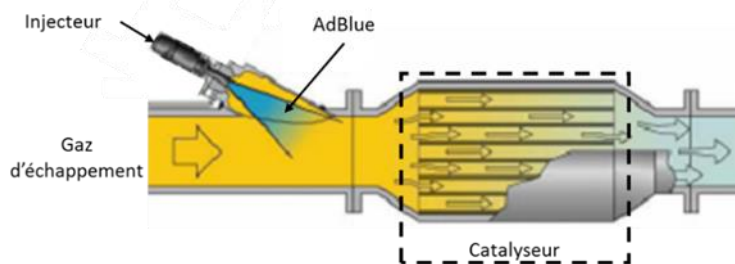
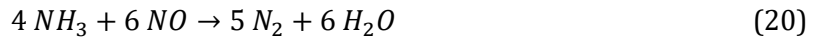
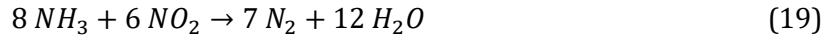
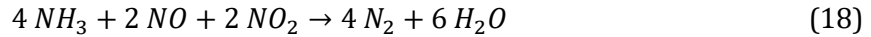
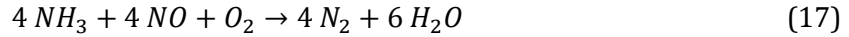


Figure 22 : Architecture d'un système de dépollution SCR

L'ammoniac est nécessaire pour réaliser les réactions de réduction. Afin de répondre aux contraintes du milieu automobile, l'AdBlue composé à 33% d'urée $((\text{NH}_2)_2\text{CO})$ est utilisée. Comme le montre la figure 22, cette solution est injectée dans le gaz d'échappement où l'urée y est dissociée en ammoniac :



Les réactions de pyrolyse (15) et d'hydrolyse (16) ont lieu à 120°C et 180°C respectivement. L'ammoniac est ensuite adsorbé dans le monolithe du catalyseur, composé de fer ou de cuivre, et de zéolites. Le catalyseur est alors le siège de multiples réactions de réduction des NO_x dont :



La réaction (17) est la réaction principale appelée « Standard-SCR », et est accompagnée de la réaction rapide (18) appelé « Fast-SCR ». Lorsque le ratio NO₂/NO_x est supérieur à 50%, la réaction (19), surnommé « NO₂-SCR » est majoritaire. Enfin, lorsque tout l'oxygène présent dans le catalyseur est consommé, la réaction (20) agit lentement sur la réduction des NO_x. D'autres réactions plus lentes et négligées ici sont détaillées dans [23].

Comme on peut le voir à travers les réactions de réduction de NO_x, il faut consommer entre 0.66 et 1.33 mole de NH₃ pour réduire une mole de NO_x. L'injection d'AdBlue doit être scrupuleusement contrôlée afin de minimiser les NO_x tout en n'injectant pas de réducteur en excès sous peine de rejeter de l'ammoniac dans l'atmosphère. La connaissance des émissions de NO_x du moteur au préalable et d'un capteur de NO_x en aval de la SCR permet de réguler correctement l'injection d'Adblue [24]. Des problématiques thermiques sont à considérer puisqu'au-delà de 420°C, l'oxydation de l'ammoniac en NO limite fortement l'efficacité de la SCR. Pour des températures inférieures à 170°C, du nitrate d'ammonium est généré à la surface du catalyseur et peu à terme le boucher.

1.2.3.3. Traitement des particules

Les particules produites par le moteur Diesel sont règlementées depuis Euro 1. Auparavant, ce polluant était traité partiellement par le catalyseur d'oxydation. Cependant, son seuil d'émission a nécessité le développement d'une solution de dépollution plus efficace : le filtre à particules Diesel, ou Diesel Particulate Filter (DPF). Mais la problématique des particules ne touche pas que les moteurs Diesel, puisque l'objectif de diminuer la consommation des moteurs essence a conduit à l'arrivée de l'injection directe. Les particules émises par ce moteur sont limitées en masse depuis la norme Euro 5 et en nombre depuis Euro 6. Pour respecter cette réglementation, un filtre à particules essence, aussi appelé Gasoline Particulate Filter (GPF) est nécessaire. Le principe de fonctionnement de ces deux systèmes de dépollution est détaillé et les spécificités de chacun sont également introduites.

1.2.3.3.1. Principe de fonctionnement d'un filtre à particules

Ce dispositif, qu'il soit appliqué pour un moteur essence ou Diesel, fonctionne selon deux phases. La première phase consiste à piéger les particules dans un monolithe de céramique via un filtrage. Pour cela, les canaux utilisés sur les monolithes des systèmes de dépollution précédents sont bouchés alternativement comme cela est montré dans la figure 23. Comme cette paroi est poreuse, la pression à l'échappement provoqué par le moteur pousse le gaz d'échappement à passer à travers la paroi du monolithe. Les particules sont alors piégées au sein de cette paroi. Le remplissage du filtre peut être mesuré indirectement à l'aide de la différence de pression entre l'amont et l'aval du filtre.

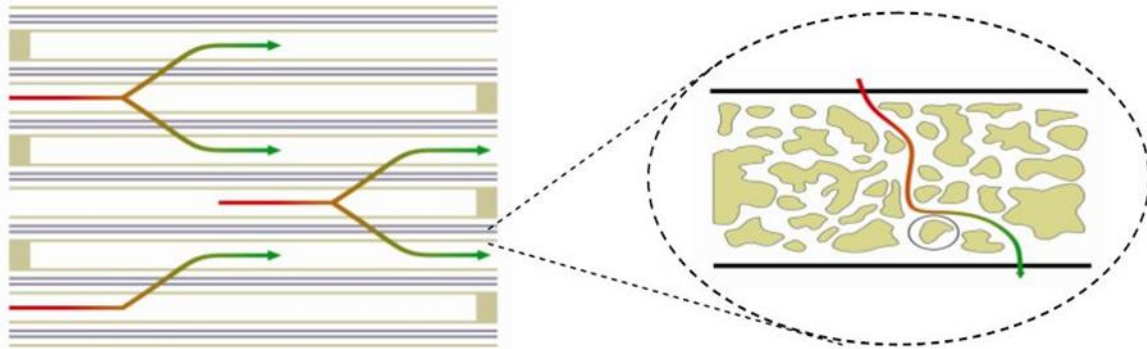


Figure 23 : Fonctionnement des parois filtrantes dans un filtre à particules

A partir d'un seuil de remplissage, la phase de régénération est nécessaire afin d'éviter que le filtre ne se bouche ou que sa régénération ne provoque un dégagement thermique trop important. Cette phase consiste oxyder les particules à l'aide de l'oxygène et du dioxyde d'azote présent dans les gaz d'échappement :



L'activation des réactions (21) à (24) nécessitent d'atteindre une température supérieure à 550°C et plusieurs méthodes permettent d'y parvenir en fonction de la motorisation.

1.2.3.3.2. La régénération d'un DPF

Pour atteindre un tel niveau de température sur une chaîne de dépollution Diesel, une injection de carburant supplémentaire est faite peu après la combustion. Cette post-injection permet de générer des gaz chauds à l'aide des réactions du DOC et permettent au DPF de lancer sa régénération. En plus de la post-injection, deux méthodes sont en général utilisées dans l'industrie automobile pour assurer la bonne régénération du DPF [25]. La première reprend le principe du LNT, avec le dépôt d'un washcoat imprégné de platine et de rhodium sur les parois du filtre permettant d'initier l'oxydation. On parle alors de Catalysed-DPF (C-DPF) ou de filtre à particules catalysé. La deuxième méthode consiste à utiliser un additif dans le gazole, d'où le nom Fuel Born Catalyst (FBC). Cet additif à base de Cérium ou de fer est adsorbé par les particules durant la combustion. Il permet d'abaisser la température d'oxydation des suies à 450°C. Avec une régénération plus rapide, le coût en carburant d'une régénération est donc plus faible.

1.2.3.3.3. La régénération d'un GPF

Comme le montre [26], différentes technologies de GPF existent. La première consiste à disposer d'un monolithe pour le filtrage des particules en plus du monolithe du catalyseur 3-voies existant. La seconde consiste à intégrer les fonctions de filtre à particules et de catalyseur 3 voies sur un seul monolithe. Le monolithe en question est un filtre en cordiélite ou en carbure de silicium, et un washcoat semblable à celui utilisé pour le catalyseur 3-voies. Comme les gaz d'échappements sont généralement plus chauds pour un moteur essence que pour un moteur Diesel, il est alors plus facile d'activer la régénération du GPF. La température des gaz peut être augmentée à l'aide d'une post-injection ou bien en diminuant l'avance à l'allumage. Enfin, la régénération est

également favorisé par un mélange légèrement pauvre afin d'augmenter l'oxygène présent dans le GPF [27].

Pour n'importe quel filtre à particules, une conduite prolongée en milieu urbain ne permet pas d'atteindre le seuil de température malgré les dispositifs favorisant la régénération. En conséquence, la régénération d'une quantité trop importante de particules peut endommager considérablement le système à cause de la chaleur dégagée par les réactions d'oxydation.

Pour conclure ce paragraphe sur les systèmes de dépollution, on comprend que le moteur EB2 émet plus de polluants à la source, mais qu'il profite d'un système de dépollution lui permettant de convertir les trois polluants normés. Le moteur DV6 bénéficie d'émissions à la source plus faible que le moteur EB2, mais la présence de trois systèmes de dépollution génère un coût plus élevé. L'implantation et le contrôle de tous ces systèmes est également une problématique non négligeable. Enfin, on remarque que l'efficacité de chaque système de dépollution est dépendante de la température de son pain catalytique. Hors, la température du pain catalytique est faible au début d'un essai WLTC ou RDE, et est dépendante de la chaleur apportée par les gaz d'échappement du moteur. La gestion de la température de ce système est donc un élément important à considérer sur le véhicule hybride pour assurer le respect de la réglementation.

1.2.4. Composants électriques de la chaîne de traction hybride

Les éléments composant la partie thermique de la chaîne de traction hybride étant détaillé, il est à présent nécessaire de comprendre le fonctionnement de la partie électrique. Trois composants majeurs sont nécessaires à l'électrification de la chaîne de traction. La machine électrique, qui convertit l'énergie électrique en énergie mécanique et inversement. Cette machine est alimentée par un système de stockage d'énergie (SSE). Ce SSE est également capable de stocker l'énergie générée par la machine électrique. Enfin, un convertisseur électrique est disposé entre le SSE et la machine afin d'adapter le signal électrique pour chaque composant.

1.2.4.1. Machine électrique

La machine électrique convertit l'énergie mécanique en énergie électrique et vice-versa. Elle est composée d'un rotor et d'un stator générant chacun un champ magnétique. L'interaction de ces champs respecte des phénomènes électromagnétiques exprimée par la loi de Faraday et la loi de Lorentz. De cette manière, la machine électrique peut convertir l'énergie cinétique du véhicule transmise par la chaîne de traction en une énergie électrique. A l'inverse, le véhicule peut être tracté par la machine électrique lorsqu'elle est alimentée en courant.

Les machines à courant alternatifs permettent de générer un couple électromagnétique en alternant directement le sens du courant. Cependant, il est nécessaire de contrôler la distribution du courant à l'aide d'une électronique de puissance. Les machines synchrones sont préférées pour leur bon rendement énergétique. Deux architectures de machines synchrones, visibles sur la figure 24, se distinguent dans l'automobile.

La machine synchrone à aimants permanents (MSAP) est la machine généralement utilisée pour les véhicules hybrides dont la partie électrique est de faible puissance. Elle profite de rapports couple/masse et puissance/masse élevés et d'un bon rendement à faible vitesse. Cependant, son rendement baisse drastiquement au-delà d'un seuil de vitesse car seule l'alimentation au stator peut influencer sur le couple électromagnétique. Enfin, la présence de terres rares (proportionnelle à la puissance de la machine) dans ses aimants augmente sensiblement son coût.

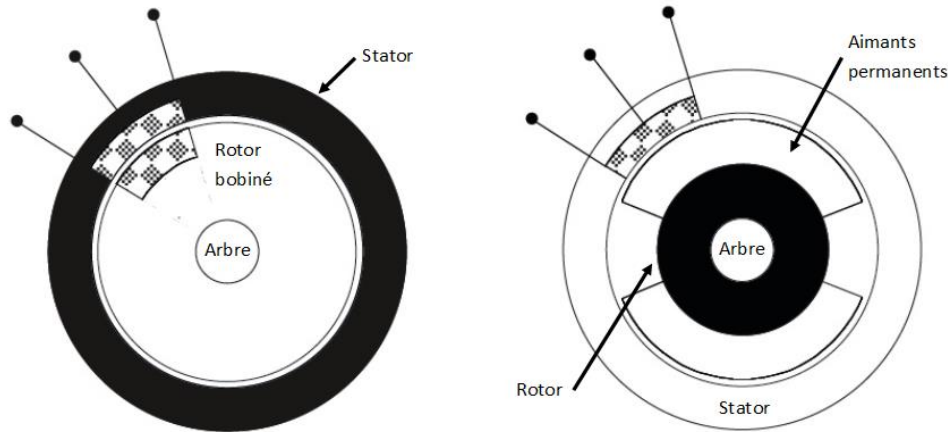
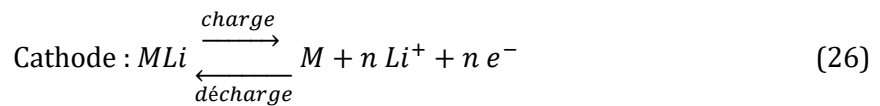
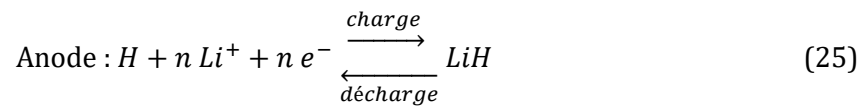


Figure 24 : Vue de coupe d'une machine synchrone à rotor bobiné, et à aimants permanents [28]

Pour les hybrides possédant une partie électrique à forte puissance, la machine synchrone à rotor bobiné (MSRB) est préférable. Elle n'est pas composée d'aimants (et donc des terres rares) pour générer le champ magnétique du rotor ce qui diminue son rapport coût/puissance. Cependant, son rotor bobiné l'oblige à disposer d'un système d'alimentation par balais pouvant apporter une maintenance supplémentaire. L'alternance du sens du courant se fait par l'électronique de puissance. La vitesse atteinte par cette machine est donc plus élevée que la MSAP puisque l'alimentation du rotor est contrôlée en plus de celle au stator. On peut alors obtenir des rendements intéressants à haute vitesse.

1.2.4.2. Système de Stockage d'Énergie (SSE)

Le SSE doit d'une part stocker l'énergie apportée par la machine électrique mais aussi répondre à la demande de puissance de cette dernière. Pour cela, le SSE est composé de plusieurs modules étant eux-mêmes composés de plusieurs cellules. L'utilisation de modules est préférée afin d'assurer une surveillance plus fine du système et de faciliter le montage. Ainsi, l'énergie électrique provenant de la machine électrique ou d'une source extérieure (Plug-in Hybrid) est stockée dans chacune des cellules du SSE. Le SSE est généralement composé de cellules électrochimiques, plus communément appelé batteries. Lors du passage d'un courant entre les deux bornes de la batterie, une demi-réaction chimique se produit sur chaque électrode. Cela peut être une réaction d'oxydo-réduction ou bien un transport de cation lithium [29]:



Ainsi, lors d'une décharge, le passage d'un nombre n d'électrons e^- de la cathode à l'anode provoque le transport de n cations Li^+ de l'hôte métallique M à l'hôte composé d'un matériau actif H . En fonction des matériaux actifs et de l'architecture de la cellule (prismatique, cylindrique ou poche) les propriétés du transport électrochimique évoluent.

1.2.4.3. Convertisseur électrique

Cet élément est placé entre la machine électrique et la batterie. En effet, la machine électrique et la batterie ont dans la plupart des cas des caractéristiques électriques différentes. Le convertisseur va par exemple convertir un signal continu monophasé issu de la batterie en un signal triphasé et alternatif pour alimenter la machine électrique. Dans un même temps, le convertisseur intervient sur l'amplitude et la fréquence des signaux pour commander la machine électrique. L'électronique de puissance utilise la commutation pour assurer ces fonctions et limiter les pertes. Par conséquent, les signaux sont hachés aux amplitudes et fréquences désirées. Les composants utilisés pour la commutation sont des semi-conducteurs de type IGBT (Insulated Gate Bipolar Transistor), diode et MOSFET (Metal Oxide Semiconductor Field Effect Transistor) pour le haut niveau de tension, de courant et de fréquence de commutation qu'ils sont capables d'accepter.

1.2.5. Modes de roulage d'une chaîne de traction hybride

L'électrification de la chaîne de traction ajoute un degré de liberté dans le contrôle du véhicule puisqu'il est dorénavant possible de répondre à la demande de puissance du conducteur via la machine électrique et/ou le moteur thermique. Par conséquent, plusieurs modes de roulage existent afin d'optimiser l'exploitation de la chaîne de traction d'un point de vue énergétique. En fonction de l'architecture hybride, le véhicule pourra accéder à plusieurs ou à tous les modes suivants :

- Thermique seul : seul le moteur thermique tracte le véhicule. Ce mode est à l'identique d'un véhicule conventionnel. La machine électrique ne fournit aucune puissance.

- Electrique seul (Zero Emission Vehicle (ZEV)) : la machine électrique tracte le véhicule en mode moteur. Par conséquent, la batterie se décharge en délivrant de l'énergie électrique à la machine. Le moteur thermique est éteint et donc ne produit pas d'émissions.

- Récupération d'énergie au freinage : comme indiqué dans le tableau 2, une part importante de l'énergie cinétique du véhicule conventionnel est dissipée dans les freins. Le véhicule hybride permet d'utiliser la machine électrique en mode génératrice pour récupérer une partie de cette énergie cinétique afin de la transformer en énergie électrique stockée dans le SSE. Le moteur thermique reste éteint durant ce mode.

- Recharge de la batterie par le moteur thermique : la puissance délivrée par le moteur thermique est supérieure à la puissance requise pour mouvoir le véhicule. Le surplus de puissance est envoyé vers la machine électrique en mode génératrice, ce qui permet de recharger la batterie.

- Assistance électrique : comme son nom l'indique, la machine électrique en mode moteur vient assister le moteur thermique en fournissant une partie de la puissance demandée par le conducteur.

- Stop & Start : ce mode intervient lors du démarrage du moteur. La machine électrique est utilisée à la place du démarreur pour amener le moteur thermique à son régime de démarrage. Le moteur thermique peut alors effectuer ses premières combustions.

Pour réaliser ces différents modes de roulages, plusieurs architectures hybrides sont possibles.

1.2.6. Architectures hybrides

Le couplage entre la partie électrique et thermique du véhicule hybride peut se faire de différentes manières et de fait, un nombre important d'architecture hybride est possible.

1.2.6.1. Hybride série

Le principe de l'architecture hybride série consiste à propulser le véhicule à l'aide d'une machine électrique. Comme le montre la figure 25, le moteur thermique n'est pas directement connecté aux roues du véhicule mais à une deuxième machine électrique afin d'alimenter la batterie en énergie électrique.

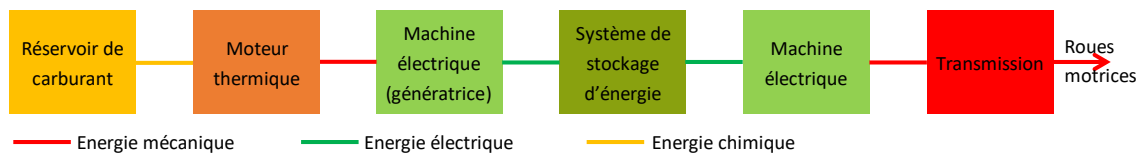


Figure 25 : Schéma d'une architecture hybride série

Cette architecture nécessite une machine électrique dimensionnée pour propulser le véhicule à lui seul. Le moteur thermique est utilisé comme un groupe électrogène, sur son point de rendement optimal pour recharger la batterie par le biais de la deuxième machine électrique qui ne fonctionne ici qu'en mode génératrice. Cette architecture est intéressante lorsque la batterie peut être rechargée via une prise extérieure et que l'ensemble du trajet est effectué sans démarrer le moteur thermique. Cependant, si la partie thermique s'allume pour recharger la batterie, la cascade des rendements rend cette architecture nettement moins profitable.

1.2.6.2. Hybride parallèle

L'architecture hybride parallèle couple mécaniquement une machine électrique à l'arbre moteur (figure 26). Par conséquent, leurs régimes sont dépendants, mais leurs couples restent indépendants et sont additionnés. Contrairement à l'hybride série, l'hybride parallèle ne nécessite pas de dimensionner un convertisseur pouvant assurer à lui seul le déplacement du véhicule. Par conséquent, la puissance de chaque convertisseur peut être réduite de telle manière que la somme des puissances des convertisseurs convienne à la demande de puissance du conducteur. Ainsi, une chaîne de traction conventionnelle peut être remplacée par une architecture hybride intégrant un moteur thermique de taille réduite accompagné d'une machine électrique permettant d'offrir un niveau de puissance comparable et une efficacité accrue.

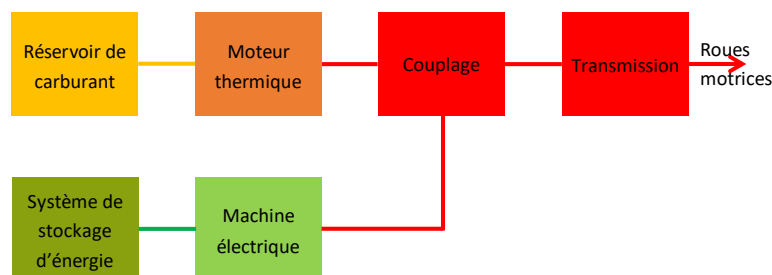


Figure 26 : Schéma d'une architecture hybride parallèle

Le niveau d'hybridation permet de juger du niveau de puissance de la partie électrique en calculant le ratio entre la puissance maximale délivrée par la machine électrique et la puissance maximale du moteur thermique. Pour un ratio inférieur à 10%, on parle de micro-hybrid, car la puissance électrique permet de tracter le véhicule qu'à de faibles vitesses. Entre 10% et 30%, on parle de

mild-hybrid car une partie des accélérations peuvent être effectuée en tout électrique. Enfin, le niveau d'hybridation full-hybrid indique que la machine peut répondre à la plupart des demandes de puissances du conducteur. Plus le niveau d'hybridation est élevé, plus les modes de roulage impliquant la machine électrique pourront être utilisés.

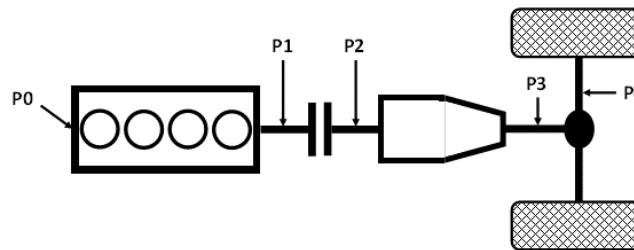


Figure 27 : Implantations possibles de la machine électrique sur la chaîne de traction conventionnelle

Il est également plus simple d'intégrer ce type d'architecture à un véhicule conventionnel car la machine électrique peut être d'une puissance réduite et être suffisamment compacte pour être intégrée sans modifier l'architecture du véhicule. En plus de pouvoir exploiter des machines électriques possédant des puissances variées, l'hybridation parallèle offre la possibilité d'implanter la machine électrique à de nombreux endroits de la chaîne de traction (figure 27) comme en façade à l'emplacement P0 ou à la roue à l'emplacement P4. Il est également possible de combiner plusieurs machines ou encore de placer une machine sur un autre train du véhicule.

1.2.6.3. Hybride série-parallèle

Cette architecture est née du constat que les architectures hybrides série et parallèle sont complémentaires. Activer l'une ou l'autre de ces architectures au bon moment permet de maximiser le rendement de la chaîne de traction. Mais des inconvénients comme le coût et l'intégration sont toujours présents. Deux types d'architectures série-parallèle existent :

-hybride série ou parallèle : la figure 28 montre que cette architecture exploite un ou plusieurs commutateurs tel qu'un embrayage pour pouvoir activer la branche série ou la branche parallèle de l'hybridation.

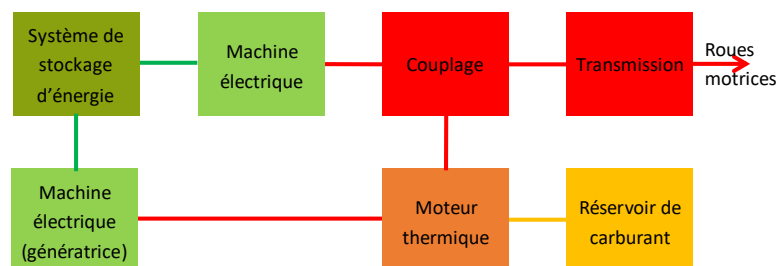


Figure 28 : Schéma d'une architecture hybride série ou parallèle

La partie hybride série peut être utilisée pour les faibles demandes de puissance, alors que la partie hybride parallèle peut répondre aux fortes demandes de puissances. Ce type d'hybride nécessite un pilotage fin des deux commutateurs afin de ne pas provoquer de pertes de puissances lors du passage d'un hybride série à un hybride parallèle et inversement.

-hybride série et parallèle aussi appelée hybride par dérivation de puissance : cette architecture permet de passer d'une architecture série à une architecture parallèle et même d'utiliser partiellement les deux architectures en même temps, d'où le terme de dérivation de puissance. Pour se faire, deux machines électriques sont connectées à un train épicycloïdal et

contrôle à l'aide de leurs régimes l'architecture souhaitée. Cette architecture permet de faire varier la dérivation de puissance sans provoquer d'interruption de puissance aux roues motrices.

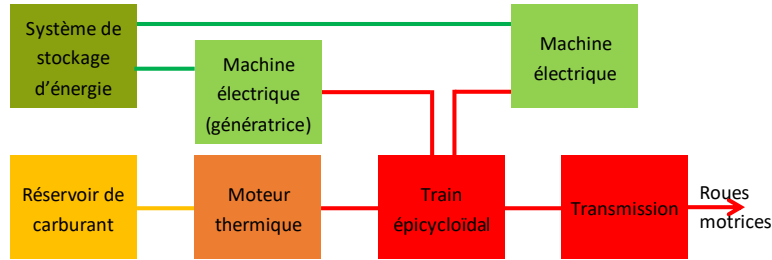


Figure 29 : Schéma d'une architecture hybride série et parallèle, également appelé hybride à dérivation de puissance

1.2.6.4. Architecture Mild-Hybrid PSA

L'architecture hybride étudiée durant cette thèse est de type parallèle (figure 26) double arbre avec un niveau d'hybridation dit moyen (Mild-Hybrid). Contrairement à l'hybride parallèle simple arbre qui connecte directement les deux convertisseurs, l'hybride parallèle double arbre dispose d'un engrenage entre la machine électrique et le moteur thermique. Pour obtenir cette architecture, une machine électrique est couplée à l'arbre moteur à l'emplacement P0 (figure 27) par l'intermédiaire d'une courroie (figure 30).

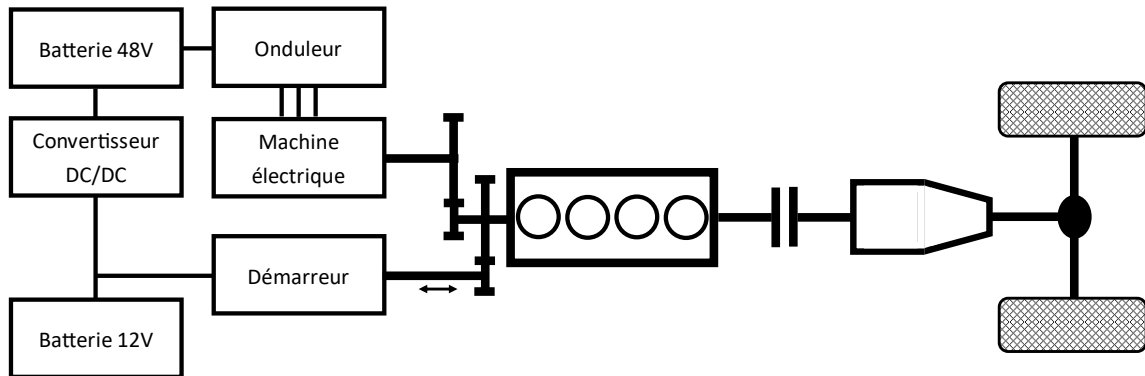


Figure 30 : Schéma de l'architecture Mild-Hybrid PSA

Les propriétés de l'architecture respectent les équations suivantes :

$$C_{VIL} = C_{MTH} + R_{HY} C_{MEL}, \quad (27)$$

$$\omega_{VIL} = \omega_{MTH} = \frac{\omega_{MEL}}{R_{HY}}, \quad (28)$$

avec :

- C_{VIL} : le couple produit au vilebrequin en Nm,
- C_{MTH} : le couple issu du moteur thermique en Nm,
- R_{HY} : le rapport de la courroie situé entre les convertisseurs,
- C_{MEL} : le couple issu de la machine électrique en Nm,
- ω_{VIL} : le régime au vilebrequin en tr/min,
- ω_{MTH} : le régime à l'arbre du moteur thermique en tr/min,
- ω_{MEL} : le régime à l'arbre de la machine électrique en tr/min.

Les limites de fonctionnement de l'architecture sont dépendantes des limites de chaque convertisseur :

$$C_{MTH} \in [0, C_{MTH_{max}}], \quad (29)$$

$$C_{MEL} \in [C_{MEL_{min}}, C_{MEL_{max}}], \quad (30)$$

$$\omega_{MTH} > \omega_{MTH_{min}}. \quad (31)$$

Malgré la faible puissance de la machine (10 kW) et la faible capacité de sa batterie lithium-ion (10 Ah), il est possible de réaliser tous les modes de roulages détaillés dans le paragraphe 1.2.5 pour un coût modeste comparé à n'importe quelle autre architecture. Cette architecture a pour avantage d'être très facilement implantable puisqu'elle remplace l'alternateur du moteur. De plus, elle permet de réaliser tous les modes hybrides, y compris les modes de récupération d'énergie au freinage et tout électrique qui promettent des gains énergétiques importants. Enfin, le client peut apprécier des phases de roulage silencieuses et sans émissions.

1.3. La supervision de la chaîne de traction hybride

L'électrification de la chaîne de traction permet de récupérer et réutiliser une part de l'énergie perdue au freinage et dès lors, promet des gains énergétiques. Pour autant, il est nécessaire de mettre en place un superviseur afin d'exploiter au mieux les modes de roulage mis à disposition par le véhicule hybride. De nombreux travaux ont été menés sur la supervision d'un véhicule avec un objectif d'optimisation énergétique [16][30][31][32].

Pour illustrer ces travaux, on définit dans un premier temps le superviseur afin de placer le domaine d'investigation de la thèse. On définit ensuite la variable de contrôle pour l'architecture Mild-Hybrid PSA, qui permet de contrôler le degré de liberté apporté par l'hybridation. Le problème d'optimisation intégrant la consommation et les polluants est alors défini. Les approches proposées dans la littérature pour résoudre ce problème sont présentées. Enfin, la problématique de la thèse est introduite puis la démarche scientifique de la thèse est expliquée.

1.3.1. Superviseur de la chaîne de traction hybride

Comme on peut le voir dans le paragraphe 1.2.5, l'hybridation de la chaîne de traction permet d'accéder à un nombre important de modes de roulage. Il est alors nécessaire d'ajouter un élément de contrôle supplémentaire permettant de choisir le mode de roulage à partir de l'interprétation de la volonté du conducteur et en amont du contrôle des convertisseurs d'énergies (figure 31). Cet élément, appelé superviseur, décide du point de fonctionnement consigne qui sera envoyé à chaque contrôleur de convertisseur d'énergie pour respecter la demande du conducteur.

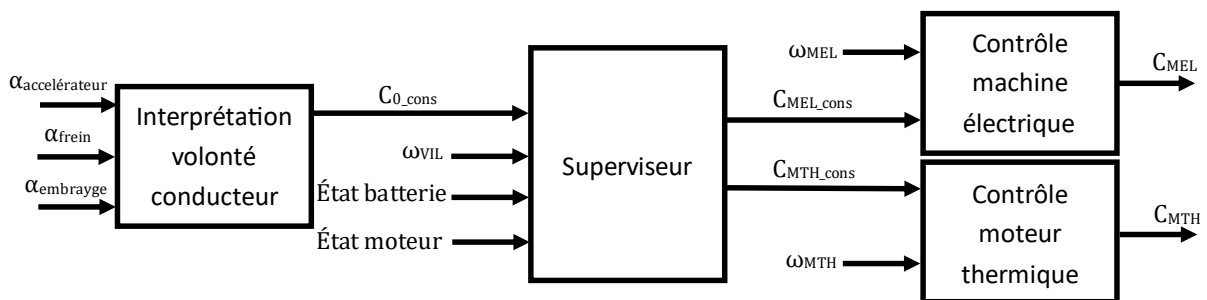


Figure 31 : Exemple d'intégration d'un superviseur dans le contrôle d'une chaîne de traction hybride parallèle

En plus de répondre à la demande du conducteur, le superviseur doit s'assurer de respecter les contraintes de fonctionnement des convertisseurs et de leurs organes associés. Enfin, il laisse la possibilité d'optimiser le fonctionnement de la chaîne de traction hybride vers un objectif donné.

Dans le cas de l'architecture Mild-Hybrid PSA présentée dans le paragraphe 1.2.6.4, il est possible de définir une variable de commande u permettant de contrôler la répartition de couple entre la machine électrique et le moteur thermique. Il est au préalable nécessaire de connaître la demande de couple du conducteur. Cette demande doit être positive et les contraintes de fonctionnement (29) à (31) doivent être respectées :

$$u = \frac{R_{HY} C_{MEL_cons}}{C_{0_cons}} = \frac{R_{HY} C_{MEL_cons}}{R_{HY} C_{MEL_cons} + C_{MTH_cons}}, \quad (32)$$

avec :

- u : la variable de commande,
- C_{0_cons} : la demande de couple du conducteur en Nm,
- C_{MEL_cons} : le couple consigne de la machine électrique en Nm,
- C_{MTH_cons} : le couple consigne du moteur thermique en Nm.

À travers la répartition du couple u , on accède alors à chacun des modes de roulage présenté dans le tableau 4 pour un couple demandé positif dans l'univers de commande U .

Modes de roulage	C_{MTH}	C_{MEL}	u
Thermique seul	>0	$=0$	$=0$
Electrique seul (ZEV)	$=0$	>0	$=1$
Recharge de la batterie par le moteur thermique	>0	<0	<0
Assistance électrique	>0	>0	$0 < u < 1$
Stop & Start (si $\omega_{MTH} \leq \omega_{MTH_{min}}$)	≥ 0	>0	/
Récupération d'énergie au freinage (si $C_{VIL} < 0$ ou $C_{0_cons} < 0$)	$=0$	<0	/

Table 4 : Modes de roulage réalisable par l'architecture Mild-Hybrid PSA, et impact sur les couples et sur la variable de commande

Les contraintes de couple des convertisseurs ont un impact sur l'univers de commande U (figure 32) et doivent être considérées dans la stratégie de supervision. On y observe que la fenêtre de commande ne comprend pas le mode de roulage ZEV à partir d'un seuil de couple consigne. De plus, l'univers U est nettement limité par le couple de consigne à cause du niveau de puissance faible de la partie électrique.

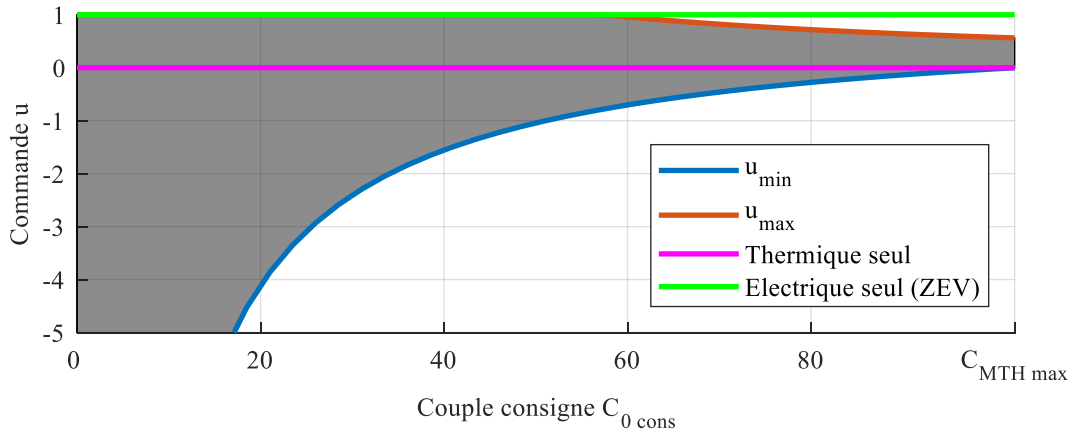


Figure 32 : Evolution de la fenêtre de commande U (en gris) selon le couple consigne ($\omega_{VIL} = 1500 \text{ tr/min}$)

Le levier de commande apporté par la répartition du couple u est donc considérable. En effet, il influe sur le point de fonctionnement de la machine électrique et donc sur la consommation électrique de la chaîne de traction. De plus, ce levier détermine le point de fonctionnement du moteur thermique ce qui a un impact majeur sur la consommation de carburant du véhicule, sur ses émissions de polluants, et sur l'efficacité des systèmes de post-traitement. La supervision est donc un élément clé pour s'assurer de gains réels en consommation et en émissions polluantes du véhicule hybride.

Pour assurer que la supervision de la chaîne de traction apporte les résultats attendus, un problème de commande optimale visant à minimiser une fonction doit être résolu :

$$u^*(t) = \underset{u \in U}{\operatorname{argmin}} f, \quad (33)$$

avec :

- u^* : la commande optimale du superviseur,
- f : la fonction coût à minimiser,
- t : le temps en s, $t \in [t_0, t_f]$.

Ce type de problème est courant dans les mathématiques, mais la résolution de ce problème de commande optimale pour un véhicule hybride est complexe à réaliser. En effet, la fonction coût (f) doit comporter la consommation du véhicule et les polluants qu'elle rejette. Mais surtout, ce problème comporte de très nombreuses contraintes telles que le respect de la demande conducteur et des limites de fonctionnements des organes de la chaîne de traction.

Deux approches peuvent permettre de répondre au problème (33), l'approche déterministe et l'approche stochastique. L'approche stochastique, expliqué dans [33], pourrait être intéressante si on considère un horizon infini, mais cette approche n'est pas l'objectif de cette thèse. Ici, on s'intéressera uniquement aux méthodes dites déterministes détaillées dans [34] et qui se bornent à un horizon fini. Parmi ces méthodes, on distingue deux méthodes de résolution :

- Les méthodes hors-ligne, qui se basent sur la connaissance de l'horizon fini ;
- Les méthodes en ligne, qui ne disposent pas d'information sur l'horizon.

Alors que les méthodes hors-ligne garantissent une solution optimale, elles sont difficilement applicables car la connaissance du futur y est nécessaire. Les méthodes en ligne ne disposant pas de cette connaissance, elles sont en général sous-optimales mais peuvent s'approcher de la solution optimale dans certaines conditions.

Pour expliquer plus en détail ces méthodes, le problème d'optimisation de la consommation et des polluants traité dans cette thèse est explicité par la suite. Puis, les méthodes de résolution hors-ligne et en ligne sont expliquées. Un exemple d'application sur un cas particulier du problème d'optimisation, permettant de minimiser la consommation, est utilisé pour expliciter ses méthodes de résolution.

1.3.2. Le problème de minimisation de la consommation sous contrainte des polluants

Tout problème d'optimisation nécessite de définir un coût à minimiser ou maximiser. Dans le cadre de cette thèse, on définit dans un premier temps le coût instantané L_{carb} correspondant au débit de carburant $\dot{m}_{carb}$:

$$L_{carb}(u(t), t) = \dot{m}_{carb}(u(t), t). \quad (34)$$

Le carburant n'est pas la seule énergie en jeu dans le véhicule hybride puisque le SSE permet de stocker de l'énergie. La quantité d'énergie stockée est l'image de l'état de charge aussi appelé State of Charge (SOC). Sa dynamique est définie selon :

$$\dot{SOC}(t) = f_{SOC}(SOC(t), u(t), t). \quad (35)$$

L'état de charge ajoute de nombreuses contraintes dans le problème d'optimisation. En effet, il est nécessaire d'ajouter des contraintes d'état initial à t_0 et final à t_f pour assurer une comparaison d'un point de vue énergétique entre les stratégies :

$$SOC(t_0) = SOC_0, \quad (36)$$

$$\phi(SOC(t_f), t_f) = \begin{cases} \infty & \text{si } SOC(t_f) \neq SOC_f, \\ 0 & \text{sinon,} \end{cases} \quad (37)$$

avec :

- ϕ : la pénalité sur le respect de la contrainte d'état final en kg.

En plus de la minimisation de la consommation de carburant du véhicule, il est nécessaire d'intégrer les polluants émis par le véhicule pour respecter la réglementation. Le coût instantané L_{pol} est alors défini selon :

$$L_{pol}(u(t), T_{depol}(t), t) = \dot{m}_{pol}(u(t), t) \left(1 - \eta_{depol}(T_{depol}(t), u(t))\right), \quad (38)$$

avec :

- $\dot{m}_{pol}$: le débit de polluants à la source en kg/s,
- η_{depol} : l'efficacité du système de dépollution,
- T_{depol} : la température interne du système de dépollution en °C.

On comprend qu'il est nécessaire de considérer la variation de température du système de dépollution dans le problème :

$$\dot{T}_{depol}(t) = f_{depol}(T_{depol}(t), u(t), t). \quad (39)$$

où la température du système au début du cycle est $T_{depol,0}$:

$$T_{depol}(t_0) = T_{depol,0}. \quad (40)$$

On peut remarquer que la réglementation sur les polluants revient à poser une contrainte supplémentaire au problème d'optimisation, puisqu'il faut s'assurer que le véhicule produit moins de polluants que la norme. En revanche, la réglementation sur les émissions de gaz à effet de serre vise à minimiser le plus possible ces émissions. L'objectif est donc de produire une stratégie de supervision visant à minimiser la consommation en respectant une contrainte sur la quantité de polluants produite. Hors, l'ajout d'une deuxième contrainte qui dépend d'un état et d'une

production instantanée n'est pas aisé. On propose alors d'utiliser un terme pondérant la consommation contre les polluants dans le terme de coût global J .

$$J(t) = \phi(SOC(t_f), t_f) + \int_{t_0}^{t_f} (1 - \alpha) L_{carb}(u(t), t) + \alpha L_{pol}(u(t), T_{depol}(t), t) dt, \quad (41)$$

avec :

- α : le terme de pondération des polluants par rapport à la consommation.

Le terme L_{pol} inclut les polluants produits par le véhicule hybride. Après le calcul de stratégies avec différents coefficients de pondération α , on obtiendra un compromis consommation/polluants semblable à la figure 33. On peut alors poser la contrainte sur les émissions polluantes et trouver la valeur de α permettant de respecter la contrainte sur les polluants tout en minimisant la consommation.

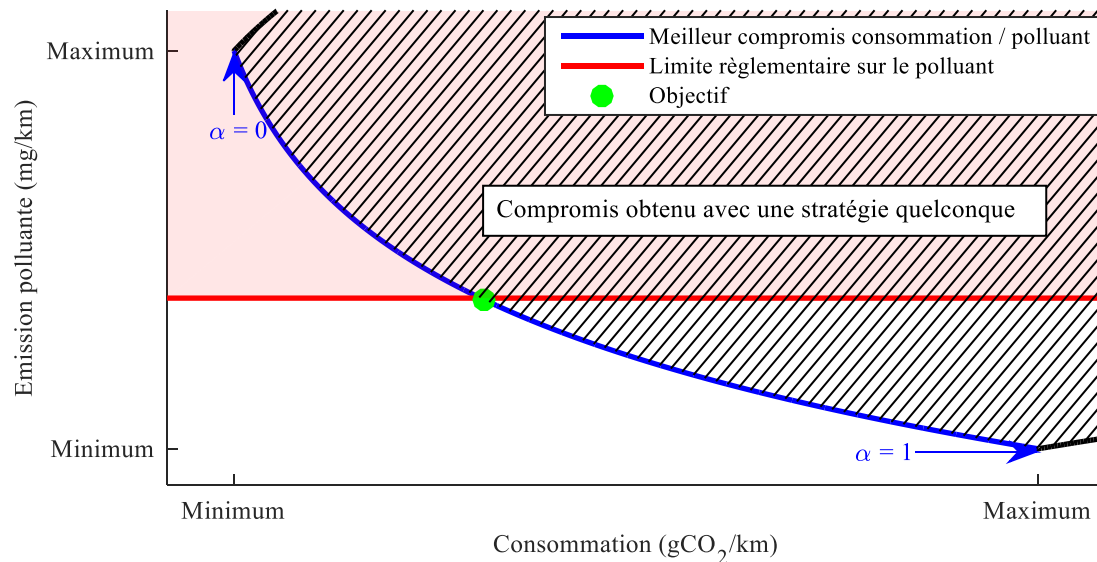


Figure 33 : Exemple de compromis entre consommation de carburant et émission polluante

Au final, le problème d'optimisation $\mathbf{P}$ traité dans la thèse consiste à trouver la commande optimale u^* tel que :

$$u^*(t) = \underset{u \in U}{\operatorname{argmin}} J(SOC(t), T_{depol}(t), u(t), t), \quad (42)$$

qui nécessite d'inclure le modèle sur l'état de charge de la batterie (35), le modèle sur la température du système de dépollution (39) et leurs contraintes initiales respectives (36) et (40).

L'explication des méthodes déterministes s'appuie sur la résolution du problème d'optimisation pour le cas particulier où $\alpha=0$, appelé $\mathbf{P}(\alpha = 0)$. La minimisation de la consommation en carburant du véhicule hybride est déjà traitée dans la littérature et permet de comprendre les enjeux de la thèse.

1.3.3. Stratégie optimale hors-ligne

Dans un premier temps, les méthodes dites hors-ligne et qui permettent de résoudre systématiquement le problème d'optimisation sont expliquées. La particularité de ces méthodes est qu'elles nécessitent la connaissance a priori du cycle de conduite. Puisque la minimisation de la consommation est assurée par les méthodes hors-ligne, elles pourront être utilisées dans un contexte de pré-dimensionnement où l'on souhaite connaître la consommation minimum atteignable pour une chaîne de traction hybride donnée dans un scénario donné. Il est aussi possible de juger de l'optimalité d'une stratégie quelconque en la comparant à la stratégie optimale hors-ligne.

1.3.3.1.Principe d'optimalité de Bellman

Le principe d'optimalité de Bellman [35] a été présenté en 1954 par Richard Bellman et repose sur l'idée que :

« Une suite de commandes optimales est telle que, quels que soient l'état et l'instant considéré sur une trajectoire optimale, les commandes ultérieures constituent pour le problème ayant cet état et cet instant comme éléments initiaux une suite de commandes optimales. »

En d'autres termes, la sous-trajectoire d'une trajectoire de commande optimale est également optimale. Un exemple simple permet de comprendre ce principe. Le trajet le plus court entre Paris et Rennes passe par le Mans. On imagine bien que la route la plus courte entre Le Mans et Rennes est la même, que l'on parte de Paris ou du Mans.

1.3.3.2.Programmation Dynamique

A partir du principe d'optimalité de Bellman, on peut obtenir un algorithme récursif qui est appelé programmation dynamique. Il répond au problème d'optimisation $P(\alpha = \mathbf{0})$ en calculant le coût optimal d'une trajectoire à t_f puis à $t_f - \Delta t$, $t_f - 2\Delta t$ et ceux jusqu'à t_0 :

$$\Gamma^*(SOC(t), t) = \min_{u \in U} \left(L_{carb}(u(t), t) \Delta t + \phi(SOC(t_f), t_f) + \Gamma^*(SOC(t + \Delta t), t + \Delta t) \right), \quad (43)$$

Et

$$u^*(SOC(t), t) = \operatorname{argmin}_{u \in U} \left(L_{carb}(u(t), t) \Delta t + \phi(SOC(t_f), t_f) + \Gamma^*(SOC(t + \Delta t), t + \Delta t) \right) \quad (44)$$

avec

$$\Gamma^*(SOC(t_f), t_f) = \phi(SOC(t_f), t_f). \quad (45)$$

Pour cela, il est nécessaire de discrétiser temporellement le problème. On considère alors la variation d'état :

$$SOC(t + \Delta t) \approx SOC(t) + f_{soc}(SOC(t), u(t)) \Delta t, \quad (46)$$

avec :

- Δt : le pas de temps en s.

Comme le montre le dernier terme de l'équation (43), il est nécessaire de considérer l'évolution de SOC pour toutes les commandes. Afin de limiter le nombre de trajectoire d'état considéré, on discrétise également l'état considéré selon U_{SOC} avec un pas d'état ΔSOC :

$$U_{SOC} = [SOC_{min}, SOC_{min} + \Delta SOC, \dots, SOC_{max} - \Delta SOC, SOC_{max}]. \quad (47)$$

L'état $SOC(t + \Delta t)$ causé par l'application de la commande $u(t)$ est interpolé sur U_{SOC} afin d'obtenir la valeur $\Gamma^*(SOC(t + \Delta t), t + \Delta t)$. Cette opération nécessite d'utiliser un pas d'état ΔSOC suffisamment petit pour ne pas trop approximer la variation d'état et ajouter de l'erreur à la commande optimale. Cette méthode est appliquée pour toutes les valeurs de U_{SOC} de t_f à t_0 . On obtient alors deux matrices fonctions de l'état SOC et du temps, une matrice de commande optimale u^* (figure 34) et une matrice de coût optimal Γ^* (figure 35).

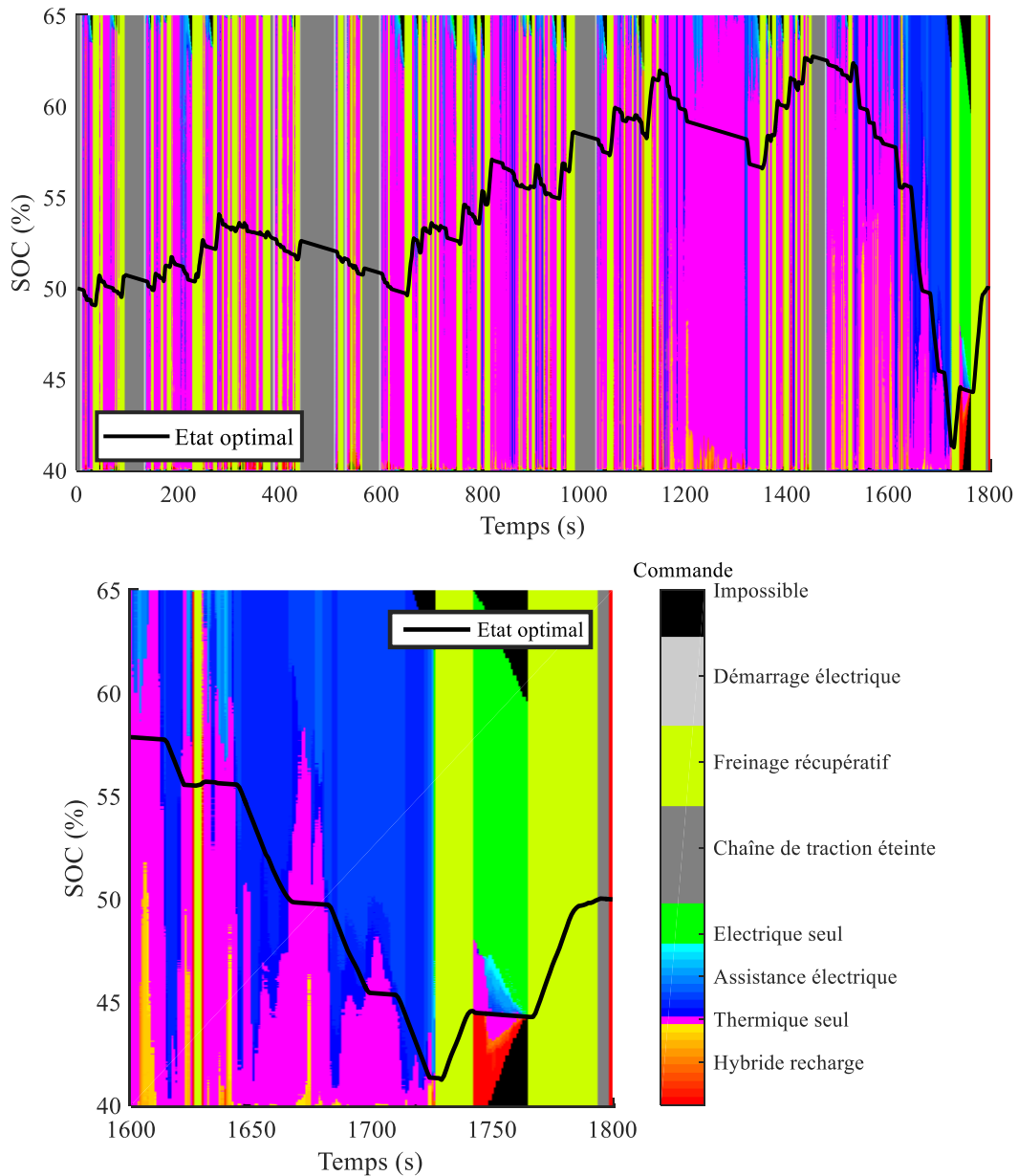


Figure 34 : Exemple de matrice de commande optimale obtenue avec la programmation dynamique sur le cycle WLTC (au-dessus : vue globale, en dessous : zoom sur les 200 dernières secondes du cycle)

Pour appliquer cette commande optimale, il faut appliquer la commande correspondant au point du cycle et de SOC initiale désirée. L'état de charge résultant de l'application de la commande est interpolée sur U_{SOC} et permet de déduire la nouvelle commande optimale sur ce nouvel état de charge au pas de temps suivant. Peu importe le point de départ sur la matrice résultat, la succession de commande optimale amènera à répondre au problème d'optimisation $P(\alpha = 0)$ depuis ce point de départ.

Cette méthode appliqué au problème d'optimisation $P(\alpha > 0)$ nécessite de considérer l'état supplémentaire T_{depol} . Le calcul de la solution optimale est alors démultiplié selon la taille du vecteur d'état discrétisé $U_{T_{depol}}$. Les matrices résultats obtenues sont alors fonctions des états SOC, T_{depol} , et de t .

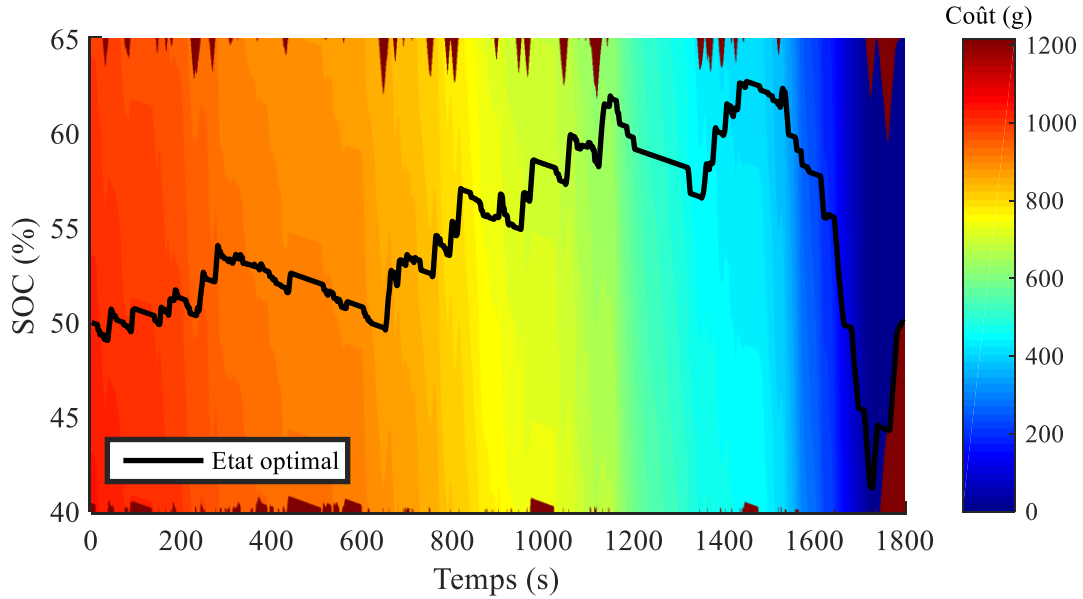


Figure 35 : Exemple de matrice de coût optimal obtenue avec la programmation dynamique

1.3.3.3.Principe du Minimum de Pontryagin (PMP)

Le Principe du Minimum de Pontryagin (PMP) démontre, dans [36], qu'il est possible de transformer le problème semblable à $P(\alpha = 0)$ par la résolution d'un système d'équations différentielles contraintes aux deux bouts et qui comprend également une minimisation à chaque instant. Dans un premier temps, il faut définir un Hamiltonien (H) comme une fonction dépendant du coût L_{carb} et d'une variation d'état pondérée par un Lagrangien (λ_{SOC}), aussi appelé co-état :

$$H(SOC(t), u(t), t) = L_{carb}(u(t), t) + \lambda_{SOC}(t) f_{SOC}(SOC(t), u(t)), \quad (48)$$

avec :

- H : l'Hamiltonien en kg,
- λ_{SOC} : le co-état liant la variation de SOC à un coût carburant en kg.

Ce principe transforme ensuite le problème $P(\alpha = 0)$ en un problème dual et pose des conditions d'optimalités :

$$\begin{cases} \dot{SOC}(t) = f_{SOC}(SOC(t), u(t), t), \\ \dot{\lambda}_{SOC}(t) = -\frac{\partial H(SOC(t), u(t), t)}{\partial SOC}, \\ SOC(t_0) = SOC_0, \quad \lambda_{SOC}(t_f) = \frac{\partial \phi(SOC(t_f), t_f)}{\partial SOC(t_f)}, \\ u^*(t) = \underset{u \in U}{\operatorname{argmin}} H(SOC(t), u(t), t). \end{cases} \quad (49)$$

La contrainte sur la valeur finale du co-état $\lambda_{SOC}(t_f)$ peut être ramenée à une contrainte sur l'état final $SOC(t_f) = SOC_f$. Pour résoudre ce système d'équations différentielles, une simplification a été apportée à ce problème par le biais du modèle de SOC. En effet, [16] montre que les variations des paramètres du modèle d'état de charge varient très peu selon l'état de charge. Par conséquent, $\dot{\lambda}_{SOC}(t) = 0$ et $\lambda_{SOC}(t)$ est constant sur tout le cycle. Sachant que la contrainte initiale sur l'état de charge est imposée, le problème revient alors à trouver la valeur de λ_{SOC} permettant de respecter la contrainte sur l'état final du SOC par une méthode de tir. Comme le montre la figure 36, la variation de λ_{SOC} par rapport à l'état final du SOC est positive ou nulle. Il est alors possible de trouver la valeur correcte λ_{SOC} par dichotomie.

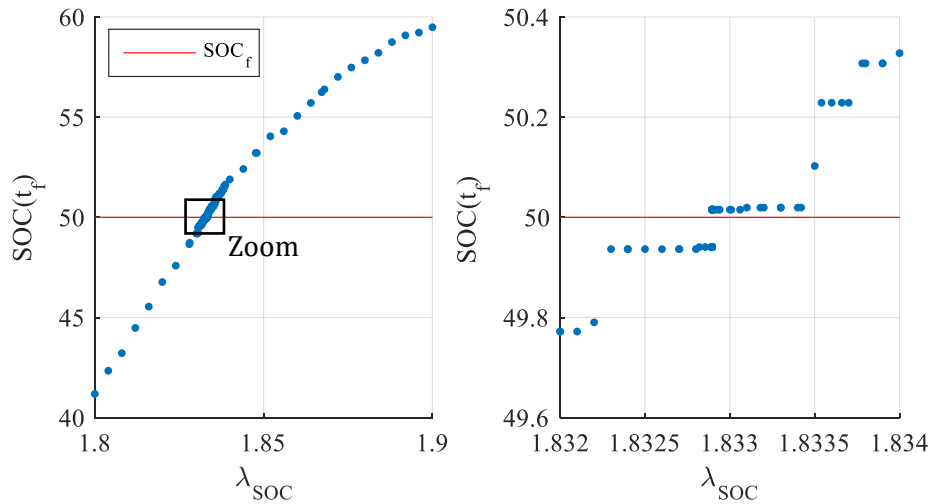


Figure 36 : Exemple de variation de l'état de charge finale en fonction de λ_{SOC} sur un cycle NEDC (à gauche : vue globale, à droite : zoom près de l'objectif de SOC final)

La première limite de cette méthode est dû la présence de singularité dans le contrôle causé par le nombre finie de commande testé comme cela est montré dans [37]. Cette singularité dans le contrôle provoque des discontinuités (figure 36).

La seconde limite de cette approche apparaît lorsque des contraintes sur les états sont posées. Dans notre cas, il sera nécessaire d'ajouter des contraintes sur l'état de charge minimal et maximal de la batterie afin d'éviter son endommagement et de limiter son vieillissement. [38] propose deux méthodes pour intégrer ces contraintes supplémentaires. Ils montrent que la solution est plus difficile à trouver puisque $\dot{\lambda}_{SOC}$ n'est plus nul et qu'un coefficient associé à la pénalité de non-respect des contraintes a besoin d'être identifié au préalable.

Comme on peut le voir, la programmation dynamique et le principe du minimum de Pontryagin apportent chacun leur lot de difficultés d'implémentation. Pour autant, on peut démontrer que ces 2 méthodes amènent à la même solution pour résoudre le problème d'optimisation $P(\alpha = 0)$.

1.3.3.4. Equation d'Hamilton Jacobi Bellman

Il est possible de démontrer le lien entre Programmation Dynamique et Principe de Minimum de Pontryagin. Pour cela, on applique à (4343) un développement de Taylor du 1er ordre, on obtient :

$$\Gamma(SOC(t), t) = \min_{u \in U} \left(\Gamma(SOC(t), t) + \frac{\partial \Gamma(SOC(t), t)}{\partial t} \Delta t + \frac{\partial \Gamma(SOC(t), t)}{\partial SOC} f_{SOC}(SOC(t), u(t)) \Delta t + L_{carb}(SOC(t), u(t), t) \Delta t \right). \quad (50)$$

Hors, Γ et $\frac{\partial \Gamma(SOC(t), t)}{\partial t}$ ne dépendent pas de la commande (u). Ainsi, lorsque $\Delta t \rightarrow 0$, on peut obtenir une équation liant la variation temporelle de Γ à la variation de Γ par rapport à l'état SOC :

$$-\frac{\partial \Gamma(SOC(t), t)}{\partial t} = \min_{u \in U} \left(\frac{\partial \Gamma(SOC(t), t)}{\partial SOC} f_{SOC}(SOC(t), u(t)) + L_{carb}(SOC(t), u(t), t) \right). \quad (51)$$

Cette équation est l'équation d'Hamilton-Jacobi-Bellman. Elle montre que le problème $P(\alpha = 0)$ résolu à l'aide de la Programmation Dynamique, peut être également résolu par la minimisation d'une fonction incluant la dynamique du système SOC et le coût L_{carb} . Le principe du Minimum de Pontryagin propose cette approche où :

$$\lambda_{SOC}(t) = \frac{\partial \Gamma(SOC(t), t)}{\partial SOC}. \quad (52)$$

En calculant le co-état issu de la programmation dynamique, on obtient une moyenne très proche du co-état obtenu à l'aide du Principe du Minimum de Pontryagin (figure 37). On remarque à la fin du cycle des variations importantes du co-état causées par la contrainte d'état de charge.

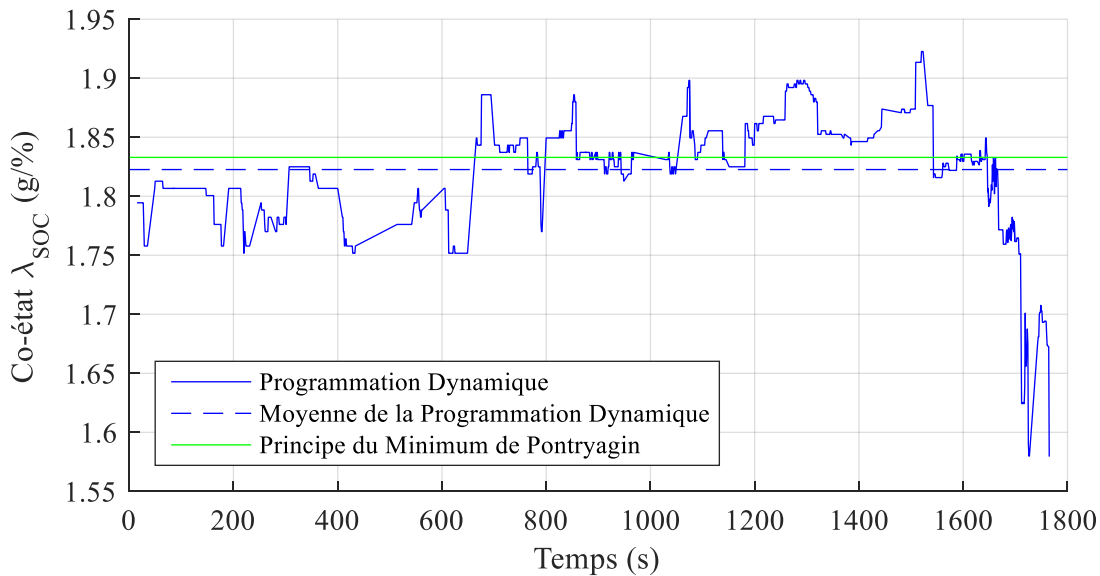


Figure 37 : Calcul du co-état issu de la programmation dynamique à l'aide de l'équation d'Hamilton-Jacobi-Bellman, et comparaison avec sa moyenne et le co-état issue du Principe du Minimum de Pontryagin

En plus du co-état, on peut voir que les commandes et les variations d'états issues de chaque méthode permettent de confirmer également l'équation d'Hamilton-Jacobi-Bellman. En effet, les deux commandes sont identiques 97% du temps, par conséquent, les trajectoires d'états sont très proches comme le montre la figure 38.

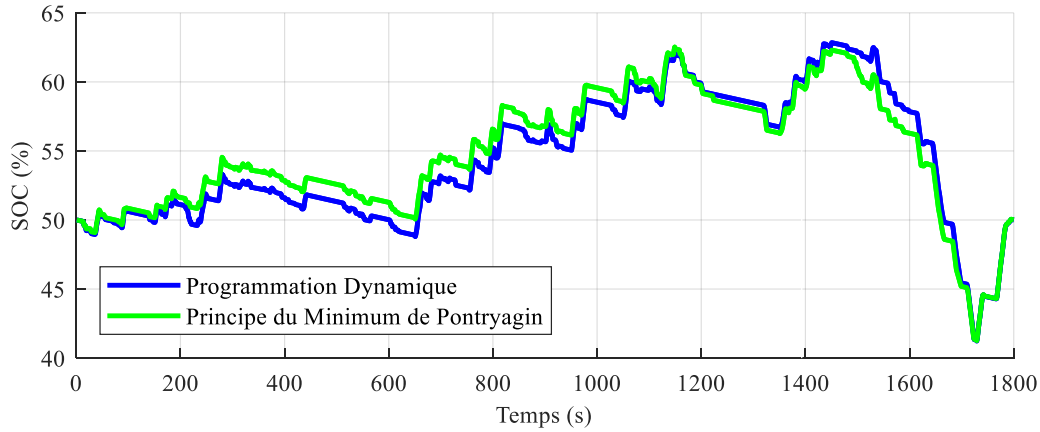


Figure 38 : Trajectoires d'état issues de la programmation dynamique et du Principe du Minimum de Pontryagin

1.3.4. Stratégie en ligne

Les stratégies présentées dans la partie précédente assurent l'optimalité mais nécessite de connaître le scénario futur. Hors, les conditions de circulation d'une automobile sur un trajet sont difficiles à prévoir. Par conséquent, de nombreux travaux ont été effectués sur les stratégies de gestion d'énergie en ligne. L'optimalité d'une stratégie en ligne n'est pas garantie mais il est possible de s'en approcher à l'aide d'hypothèses pertinentes sur l'utilisation du véhicule. De plus, le niveau d'optimalité peut être calculé par une comparaison avec une commande optimale a posteriori. Malgré leur probable sous optimalité, les stratégies en ligne pour superviser la chaîne de traction hybride doivent répondre à deux contraintes. La première est de baser la stratégie sur des informations disponibles dans le véhicule comme la demande de puissance du conducteur, la vitesse ou autres. La deuxième est de nécessiter d'une faible puissance de calcul et de s'exécuter en temps réel. On démontrera dans cette partie qu'une approche énergétique basée sur le PMP permet de s'approcher théoriquement d'une stratégie optimale. L'approche heuristique (à base de règles), qui est l'approche historique pour les stratégies de supervision, est ensuite présentée et ses limites sont expliquées.

1.3.4.1. Stratégie de balance énergétique (ECMS)

La stratégie de balance énergétique, aussi appelé ECMS pour Equivalent Consumption Minimization Strategy, a été proposée par [39]. Cette approche consiste à minimiser à chaque instant un Hamiltonien (H_{ECMS}) établi sous la forme d'une balance énergétique, et où de multiples valeurs de commande u sont testées :

$$H_{ECMS}(SOC(t), u(t), s(t), t) = P_{TH}(u(t), t) + s(t)P_{EL}(SOC(t), u(t), t), \quad (53)$$

et

$$P_{TH}(u(t), t) = \dot{m}_{carb}(u(t), t) PCI, \quad (54)$$

$$P_{EL}(SOC(t), u(t), t) = U_{OCV}(SOC(t), u(t), t) I_{bat}(SOC(t), u(t), t), \quad (55)$$

avec :

- P_{TH} : la puissance issue du moteur thermique en W,
- s : le coefficient d'équivalence électrique/thermique,
- PCI : le pouvoir calorifique inférieur du carburant en J/kg,
- P_{EL} : la puissance dégagée par la partie électrique en W,
- U_{OCV} : la tension à vide du SSE en V,
- I_{bat} : le courant issue du SSE en A.

Il a été montré par la suite dans [40] et [41] que cette stratégie est directement connectée au Principe du Minimum de Pontryagin. Ainsi, le coefficient d'équivalence (s) correspond au Lagrangien (λ_{SOC}) utilisé dans le paragraphe 1.3.3.3. Il est multiplié par un coefficient dépendant de la batterie et du carburant utilisé :

$$s(t) = \lambda_{SOC}(t) \frac{PCI}{Q_{bat} U_{OCV}(SOC(t), u(t))}, \quad (56)$$

avec :

- Q_{bat} : la capacité maximale de la batterie en Ah.

Le fait que λ_{SOC} et s soient liés rend possible la déduction de la commande optimale avec l'ECMS. Si l'hypothèse sur s est bonne dès le début du cycle, alors on obtient une commande optimale. Dans le cas où la connaissance de s au préalable n'est pas possible, il est possible de calculer s à partir d'un écart entre l'état de charge actuel et l'état de charge désiré comme cela est proposé dans [42]. [43] propose une méthode adaptative où le coefficient d'équivalence est mis à jour régulièrement à partir de ses valeurs passées et d'une correction sur l'erreur d'état de charge. D'autres méthodes utilisent les conditions de circulation du véhicule pour calculer s . Ainsi [44] impose un coefficient d'équivalence selon la condition de circulation identifiée. [45] prédit les conditions de circulation futures et adapte le coefficient d'équivalence à partir de cette prédiction. Enfin, [46] exploite les informations issus du GPS pour anticiper l'élévation de la route et les obstacles. La valeur de s est alors adaptée pour profiter au mieux de ces conditions.

1.3.4.2.Stratégie heuristique

La stratégie heuristique présentée dans cette partie est issue des travaux du groupe PSA et est appliquée à une chaîne de traction hybride parallèle. Contrairement aux approches mathématiques des stratégies hors-ligne, cette stratégie heuristique utilise une approche énergétique. A travers l'approche Willansienne, il est démontré que la recharge de la batterie à l'aide du moteur thermique n'est pas source de gain énergétique. On définit alors un critère de marche/arrêt du moteur thermique. Enfin, un ensemble de règle est défini afin de réguler l'état de charge du SSE.

1.3.4.2.1. L'optimisation du point de fonctionnement du moteur thermique

Afin de minimiser la consommation, il apparaît intéressant de toujours placer le point de fonctionnement du moteur dans zone de consommation spécifique minimale. La chaîne de traction hybride parallèle permet cela car elle découple le point de fonctionnement du moteur thermique de la puissance demandée par le conducteur pour tracter le véhicule. Si la puissance fournie par le moteur thermique est supérieure à celle demandée par le conducteur, le surplus de puissance peut être récupéré par la machine électrique et stocké dans la batterie.

Pourtant cette stratégie ne prend pas en compte les rendements de la partie électrique de la chaîne de traction hybride. Par conséquent, il est nécessaire de tirer une puissance supplémentaire du moteur thermique pour rester dans la zone de consommation spécifique optimale si on utilise la machine électrique pour recharger la batterie. D'après l'approche de Willans, détaillée dans [16], le débit carburant et la puissance du moteur thermique sont proportionnels. Cette affirmation est vérifiable à l'aide d'essais réalisés où la consommation en carburant a été mesurée sur des points de fonctionnement stabilisés du moteur Diesel (figure 39).

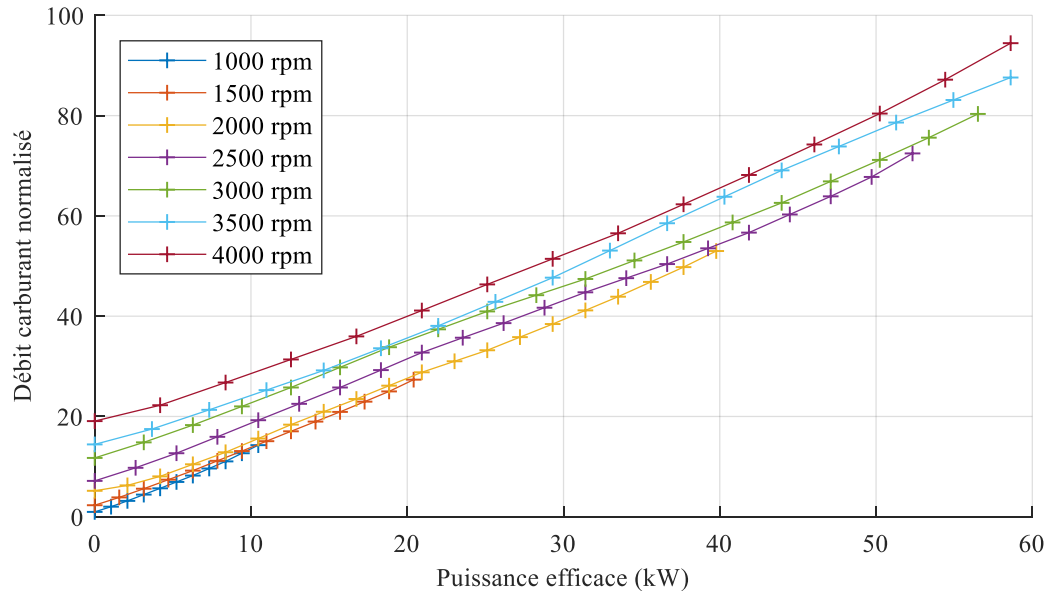


Figure 39 : Variation de la consommation du moteur Diesel en fonction de sa puissance effective

On peut alors définir la consommation spécifique de Willans CSE_W comme le coefficient directeur de la consommation par rapport à la puissance :

$$CSE_W \left[\frac{g}{kW \cdot h} \right] = 3600 \frac{\Delta \text{Consommation} \left[\frac{g}{s} \right]}{\Delta \text{Puissance} [kW]} \quad (57)$$

Dans le cas du moteur Diesel étudié, on obtient une consommation spécifique de Willans moyennée sur les régimes de 200 g/kWh.

On peut en déduire que la recharge de la batterie à l'aide du moteur thermique ne peut pas aboutir à un gain énergétique en carburant car un supplément de puissance entraîne un supplément de consommation de carburant. Ce type de recharge ne devra être utilisé que dans l'objectif d'éviter un état de charge indésirable pour la batterie. En conséquence, la recharge de la batterie à l'aide du mode freinage récupératif est à privilégier.

1.3.4.2.2. Le gain intrinsèque

L'optimisation du point de fonctionnement du moteur thermique ne montre pas de gain intéressant. Il reste à traiter le cas où on veut utiliser la machine électrique au lieu du moteur thermique pour produire le couple demandé par le conducteur. Afin de prendre en compte les pertes liées à l'utilisation de la machine électrique, il a été proposé dans [47] de calculer le gain G suivant :

$$G[\%] = 100 \frac{\dot{m}_{carb}(u(t), t) - \dot{m}_{carb,EL}(u(t), t)}{\dot{m}_{carb}(u(t), t)}, \quad (58)$$

et

$$\dot{m}_{carb,EL}(SOC(t), u(t), t) = \frac{CSE_W}{3,6 \cdot 10^6} (P_{EL}(u(t), t) + P_{pertes,decharge} + P_{pertes,charge}), \quad (59)$$

avec :

- $P_{pertes,decharge}$: les pertes liées à la décharge de la batterie en W,
- $P_{pertes,charge}$: les pertes liées à la recharge de la batterie en W.

Ce gain consiste à calculer la différence de coût en carburant entre une puissance réalisée par le moteur thermique et une puissance réalisée par la machine électrique. Le coût énergétique de la machine électrique inclut les pertes liées à la décharge et la recharge de la batterie vers le niveau initial. Pour mettre en avant l'économie de carburant réalisée, le débit carburant est également placé au dénominateur. En calculant le gain sur tous les points de fonctionnements du moteur thermique, on obtient la figure 40. Un gain positif indique une économie en carburant et de fait, on en déduit une Zone de Traction Electrique Pur (ZTEP). Dans cette zone, il est énergétiquement intéressant d'éteindre le moteur thermique et d'utiliser la machine électrique pour tracter le véhicule. Le mauvais rendement du moteur thermique en faible charge est mis en avant ici, puisque plus le couple demandé est faible, plus le gain apporté par la traction électrique est élevé.

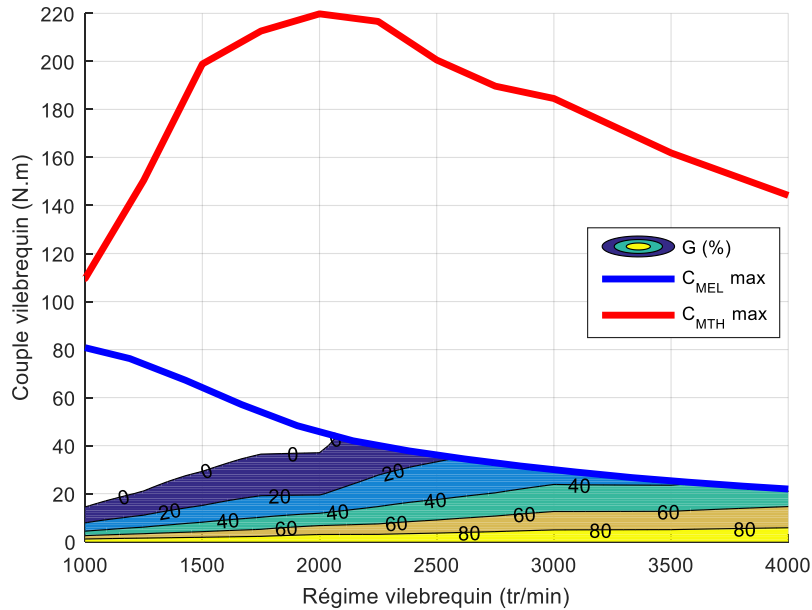


Figure 40 : Exemple du gain en carburant atteignable sur un véhicule Mild-Hybrid Diesel

1.3.4.2.3. La régulation d'état de charge

Le gain calculé dans la partie précédente ne prend pas en compte l'état de charge de la batterie. Par conséquent, si le conducteur restait dans la zone de gain positif, la batterie se déchargerait jusqu'à épuisement. Une stratégie de régulation de l'état de charge, appelée Minibat et détaillée dans [48][49][50], comprend les principes suivants.

Un état de charge cible est défini et ce dernier varie en fonction de la vitesse du véhicule. En effet, une vitesse non-nulle implique une énergie cinétique récupérable, donc l'état de charge cible peut être abaissé pour profiter du roulage en électrique. Derrière cette idée, on considère que l'énergie récupérée lors de la décélération est une énergie gratuite et qu'il est forcément plus rentable de la dépenser pour propulser le véhicule que pour réguler l'état de charge. Lorsqu'une limite basse d'état de charge est atteinte et que la vitesse du véhicule est positive, une phase de recharge par le moteur thermique est imposée afin de pouvoir profiter d'un roulage électrique durant une éventuelle phase d'embouteillage. Enfin, lorsque le moteur thermique est allumé, l'état de charge est régulé en assistant électriquement le moteur thermique ou en utilisant le moteur thermique pour recharger la batterie.

Cette approche pragmatique est intéressante pour la minimisation de la consommation. En revanche, l'ajout de la contrainte sur les polluants est complexe. Au premier abord, il est possible d'ajouter un débit de polluants pondéré au débit de carburant dans le calcul du gain G . Cependant, cette approche ne prend pas en compte l'efficacité future du système de dépollution. L'ajout d'un régulateur de température du système de dépollution pourrait alors se heurter à la régulation d'état de charge, et l'arbitrage entre ces deux régulateurs ne serait probablement pas optimal.

Conclusion

Ce premier chapitre a montré que la consommation de carburant des automobiles, et de facto les émissions de CO_2 qu'elles produisent sont de plus en plus pénalisées afin de limiter le réchauffement climatique. En parallèle, les seuils d'émissions polluantes sont de plus en plus faibles afin de diminuer leur impact sanitaire. Ces évolutions législatives sont accompagnées de changements importants concernant le protocole de mesure des émissions avec pour objectif d'être plus représentatif de l'utilisation moyenne d'un véhicule. Devant ces nouvelles contraintes réglementaires, l'automobile possède différents leviers technologiques permettant de répondre à cette évolution. On remarque alors que la chaîne de traction peut bénéficier de la récupération de l'énergie dissipée durant le freinage du véhicule. Pour cela, un convertisseur d'énergie réversible additionnel est nécessaire. Malgré le gain énergétique apporté par l'hybridation de la chaîne de traction, il est montré que le moteur thermique émet toujours des polluants dont la quantité nécessite l'utilisation de systèmes de dépollution. Cependant, l'efficacité du système de dépollution est fonction de sa température, et cette dernière varie selon l'enthalpie des gaz d'échappement générée par le moteur à combustion interne.

Une problématique importante sur la stratégie de supervision apparaît puisque la chaîne de traction hybride peut comporter des phases prolongées où le moteur thermique est inactif afin d'améliorer le rendement énergétique global. Cependant, ces phases peuvent avoir pour conséquence d'abaisser l'efficacité des systèmes de dépollution et donc d'augmenter les émissions polluantes du véhicule. Pour répondre à ce problème stratégique, le problème d'optimisation, incluant la minimisation de la consommation de carburant et la contrainte sur les émissions polluantes, est présenté. Des outils permettant de calculer la commande optimale d'un superviseur ayant pour seul objectif la minimisation de la consommation ont déjà été présentés dans la littérature. Les méthodes utilisées pour ce problème peuvent être appliquées au problème étendu incluant consommation et polluants.

Cependant, ces outils d'optimisation sont tributaires des modèles utilisés pour calculer la stratégie optimale. En conséquence, le deuxième chapitre de cette thèse vise dans un premier temps à modéliser la chaîne de traction hybride Mild-Hybrid PSA. Les émissions de NO_x étant une problématique du véhicule Diesel, un modèle plus détaillé que celui proposé dans la littérature et applicable au calcul de la commande optimale est développé. Ce modèle comprend un modèle de NO_x à la source validé par des données expérimentales. Il comprend également un modèle de réduction des NO_x prenant en compte l'efficacité de la SCR et sa dépendance à celle du DOC. Dans un second temps, un estimateur de la température interne du catalyseur 3-voies est proposé. Il permet de reconstruire les états de température interne du système de dépollution, et donc son efficacité, à partir d'une mesure externe. Pour cela, il s'appuie sur une modélisation unidimensionnelle du catalyseur 3-voies identifiée à partir de données expérimentales. Un filtre de Kalman étendu est alors utilisé pour corriger le modèle à l'aide de la mesure extérieure. Cette information est indispensable pour appliquer une stratégie de supervision incluant un système de dépollution.

La dernière partie de cette thèse vise à intégrer les polluants dans la stratégie de gestion d'énergie d'un véhicule hybride. Dans un premier temps, une méthode permettant de juger l'intérêt de stratégies considérant plus ou moins la chaîne de dépollution est proposée. Il consiste à calculer la commande optimale selon un objectif de minimisation de la consommation et d'émissions de NO_x d'un véhicule hybride Diesel. Le modèle d'émission de NO_x présenté dans le deuxième chapitre est alors utilisé et inclus, selon la stratégie étudiée, les émissions à la source, en aval du DOC, ou en aval de la SCR. De multiples améliorations ont été apportées dans le calcul de la

commande optimale par rapport à la littérature afin de considérer au mieux les systèmes de dépollution permettant de réduire les NO_x. De plus, les niveaux de discrétisation mis en place dans l'algorithme de programmation dynamique ont été améliorés par rapport aux précédentes études sur le sujet. Par la suite, les commandes issues des stratégies sont appliquées au banc haute-dynamique afin de valider les compromis obtenus par simulation. Dans un second temps, la stratégie de gestion d'énergie embarquée d'une chaîne de traction hybride essence doit être améliorée afin d'inclure les émissions en aval du catalyseur 3-voies. A partir des travaux issue de [51], une stratégie en ligne en temps réel est proposée. Elle minimise à chaque instant un critère comprenant la consommation et/ou les émissions polluantes selon les différentes commandes de supervision possibles. Alors que les stratégies heuristiques peuvent être complexes à calibrer, la stratégie présentée à l'avantage de nécessiter la calibration que de deux paramètres. En effet, les rendements énergétiques et l'efficacité du catalyseur 3-voies sont directement inclus dans le critère. Cette stratégie est validée expérimentalement au banc haute-dynamique et montre qu'elle propose naturellement une stratégie de chauffe du système de dépollution permettant de réduire les émissions polluantes.

Chapitre 2. Modélisation du véhicule hybride et estimation de la température du système de dépollution

Introduction

Le premier chapitre de ce manuscrit a montré que l'hybridation d'une chaîne de traction permet d'ajouter un degré de liberté sur la charge du moteur thermique par le biais de la puissance générée par la partie électrique. Dès lors, ce levier supplémentaire peut être utile dans la résolution du problème d'homologation d'un véhicule et plus globalement de minimisation de la consommation de carburant et d'émission polluantes. Ce problème peut être transformé en un problème de commande optimale et être résolu généralement suivant deux axes. Soit l'on considère que les conditions de roulage futures sont connues, soit l'on considère que seule la demande actuelle du conducteur est connue. Dans le premier cas des méthodes dites « hors-ligne » peuvent être utilisées comme dans [52]. Ces méthodes ont l'avantage d'offrir un résultat dont l'optimalité est prouvée. En effet, l'ensemble des possibilités est testé et le chemin minimisant au mieux notre critère est choisi. L'inconvénient de ces méthodes est bien sûr le temps de calcul puisqu'avant de faire le choix du « meilleur » chemin il faut avoir calculé la valeur de notre critère sur l'ensemble des chemins possible. Par conséquent, les modèles utilisés dans ces méthodes doivent être de dimension réduite pour être exploitable. Dans le deuxième cas, on parle de méthodes « en ligne » [53]. Dans ce cas, la résolution du problème de commande optimale doit impérativement se faire en temps réel et aucun événement futur n'est connu. L'inconvénient de ces méthodes est la non-optimalité quasi-certaine de la solution. Quel que soit la méthode de résolution, le problème d'optimisation nécessite la création et l'utilisation d'un modèle du système à commander. Ces modèles intervenant dans la résolution du problème d'optimisation, une erreur de modélisation peut donc entraîner une sous-optimalité par rapport au système réel. Il faut donc s'assurer que les modèles utilisés dans ce manuscrit soient suffisamment précis, représentatifs et adaptés pour calculer une commande optimale sur un système plus complexe. La problématique traitée dans ce manuscrit concerne la minimisation conjointe de la consommation de carburant et des émissions polluantes pour une chaîne de traction hybridée. Il convient donc de construire un modèle permettant de connaître à chaque instant les grandeurs images de la consommation de carburant et de la quantité de gaz polluants émis par le véhicule.

Ce chapitre traite donc dans un premier temps de la réalisation d'un modèle de véhicule Mild-Hybrid PSA permettant de résoudre le problème d'optimisation avec la méthode « hors-ligne ». Il inclut la dynamique longitudinale du véhicule et la variation de l'état de charge de la batterie. Un modèle de la consommation et des émissions polluantes à la source est également proposé puis validé à l'aide de données expérimentales. La chaîne de dépollution est un élément majeur à considérer pour respecter la réglementation, par ailleurs sa constitution peut légèrement différer selon qu'elle soit couplée à un moteur essence ou Diesel. En conséquence, un modèle d'efficacité de la chaîne de dépollution zéro-dimensionnel et applicable aux méthodes hors-ligne est étudié. Cette modélisation est appliquée à la chaîne de dépollution Diesel et est validée à l'aide d'un modèle métier PSA.

Les méthodes en ligne pouvant inclure des modèles plus complexes, un modèle unidimensionnel de la température d'un système de dépollution est présenté. Appliqué au catalyseur 3-voies, cette approche permet de déduire une efficacité globale du système à partir de toutes les efficacités locales. Par conséquent, une efficacité représentative peut être déduite malgré une chauffe hétérogène du système. Au final, ces deux modèles démontrent que l'efficacité dans la conversion des polluants de la chaîne de dépollution est directement liée à la température de cette dernière, T_{depol} . Hors, la mesure de cette température dans un cas « en ligne » est complexe et coûteuse à mettre en place, puisqu'il est nécessaire d'insérer un thermocouple dans le monolithe catalytique composé de canaux très fin. En conséquence, un capteur virtuel facile à industrialiser, moins

couteux et assurant un niveau de précision acceptable pour le superviseur a été développé. Dans ce chapitre, l'exemple de l'estimation de la température du catalyseur essence a été développé. Dans un premier temps, le modèle thermique unidimensionnel du catalyseur est étendu et ses paramètres sont identifiés à l'aide de données expérimentales. Puis, un filtre de Kalman étendu est utilisé pour réaliser l'estimation des températures internes du catalyseur. Pour terminer, les résultats des données de l'estimateur sont comparés à des données expérimentales à travers des cas de vie représentatifs de l'utilisation d'un catalyseur 3-voies.

2.1. Modèle du véhicule Mild-Hybrid PSA

Le modèle détaillé dans cette partie possède trois entrées : la trajectoire de vitesse du véhicule, le rapport de boîte de vitesse et la commande de supervision (u) ; et trois sorties : le couple des deux convertisseurs et la dynamique d'état de charge de la batterie (SOC). Sous certaines hypothèses, ce modèle est inversible et offre donc la possibilité de calculer l'évolution de la vitesse du véhicule à partir des couples des convertisseurs précédemment calculés. Ce type de modélisation assure que les commandes calculées permettront de respecter le scénario de trajet initialement défini.

2.1.1. Dynamique longitudinale

Le modèle de dynamique longitudinale reprend les équations du chapitre 1 modélisant les forces appliquées au véhicule et de la chaîne de traction issu de [54]. Sous hypothèse d'une absence de glissement entre la roue et la route et en considérant que la vitesse du véhicule (v_{veh}) est imposée, on peut utiliser l'équation suivante pour calculer le régime de la roue, ω_{roue} en tr/min :

$$\omega_{roue}(t) = \frac{60 v_{veh}(t)}{2 \pi R_{roue}}, \quad (60)$$

avec :

- v_{veh} : la vitesse du véhicule en m/s,
- R_{BV} : le rapport de boîte de vitesse,
- R_{pont} : le rapport de pont,
- R_{roue} : le rayon de la roue en m.

Le rapport de boîte de vitesse (R_{BV}) est imposé et le rapport de pont (R_{pont}) est connu. On peut alors utiliser l'équation suivante pour déduire le régime au vilebrequin, ω_{VIL} en tr/min :

$$\omega_{VIL}(t) = \omega_{MTH}(t) = \frac{\omega_{roue}(t)}{R_{BV}(t) R_{pont}}, \quad (61)$$

avec :

- ω_{MTH} : le régime du moteur thermique en tr/min.

Le changement de rapport de boîte de vitesse est considéré instantané, par conséquent, le régime du moteur thermique et du vilebrequin sont égaux. En respectant l'architecture Mild-Hybrid PSA détaillé dans 1.2.6.4, le régime à l'arbre de la machine électrique, ω_{MEL} en tr/min, est également déduit du régime moteur et du rapport de démultiplication entre les deux convertisseurs (R_{HY}) :

$$\omega_{MEL}(t) = \omega_{MTH}(t) R_{HY}. \quad (62)$$

Le couple à la roue, C_{roue} en Nm, permettant de suivre la vitesse du véhicule imposée par le cycle est déduite de l'équation (3) à partir de F_{trac} :

$$C_{roue}(t) = F_{trac}(t) R_{roue}. \quad (63)$$

Le couple au vilebrequin, C_{VIL} en Nm, que la chaîne de traction devra produire est fonction de la commande de supervision (u) donné par l'équation suivante :

$$C_{VIL}(u(t), t) = \frac{C_{roue}(t) R_{BV}(t) R_{pont}}{\eta_{BV} \eta_{pont}} + C_{P\ HY}(t) + C_{P\ MTH}(u(t), t), \quad (64)$$

avec :

- η_{BV} : le rendement de la boîte de vitesse,
- η_{pont} : le rendement du pont,
- $C_{P\ HY}$: les pertes en Nm dues au couplage entre la machine électrique et le moteur à combustion interne définies selon la fonction suivante :

$$C_{P\ HY}(t) = f_{P\ HY}(\omega_{VIL}(t)), \quad (65)$$

- $C_{P\ MTH}$: les pertes par pompage du moteur thermique (en Nm) qui dépendent de la commande de supervision et respectent l'équation suivante :

$$C_{P\ MTH}(u(t), t) = \begin{cases} f_{P\ MTH}(\omega_{VIL}(t)) & \text{si } C_{MTH}(u(t)) = 0 \\ 0 & \text{sinon.} \end{cases} \quad (66)$$

La chaîne de traction hybride répond au couple demandé à l'aide de la machine électrique et du moteur thermique, selon la commande donnée par le superviseur :

$$C_{MTH}(u(t), t) = (1 - u(t)) C_{VIL}(u(t), t), \quad (67)$$

$$C_{MEL}(u(t), t) = u(t) \frac{C_{VIL}(u(t), t)}{R_{HY}}. \quad (68)$$

Parmi les contraintes de fonctionnement de la chaîne de traction, il faut savoir que le couple effectif maximum du moteur thermique est fonction de son régime (figure 42):

$$C_{MTH} \in [0, f_{MTHmax}(\omega_{MTH}(t))]. \quad (69)$$

Le couple de la machine électrique est également borné selon son régime (figure 41) :

$$C_{MEL} \in [f_{MELmin}(\omega_{MEL}(t)), f_{MELmax}(\omega_{MEL}(t))]. \quad (70)$$

2.1.2. Dynamique de SOC

A partir du couple et du régime de la machine électrique, il est possible de déduire la dynamique de SOC du Système de Stockage d'Energie (SSE). Dans un premier temps, il faut déduire de la puissance mécanique demandée à la machine une puissance électrique, P_{MEL} en W :

$$P_{MEL}(u(t), t) = C_{MEL}(u(t), t) \omega_{MEL}(t) \frac{\pi}{30}. \quad (71)$$

Les pertes de la machine électrique $P_{P\ MEL}$ (en W) sont déduites de son rendement, η_{MEL} , visible sur la figure 41. Ces dernières varient selon le point de fonctionnement de la machine :

$$P_{P\ MEL}(u(t), \omega_{MEL}(t), t) = |P_{MEL}(u(t), t)| \left(1 - \eta_{MEL}(C_{MEL}(u(t), t), \omega_{MEL}(t)) \right). \quad (72)$$

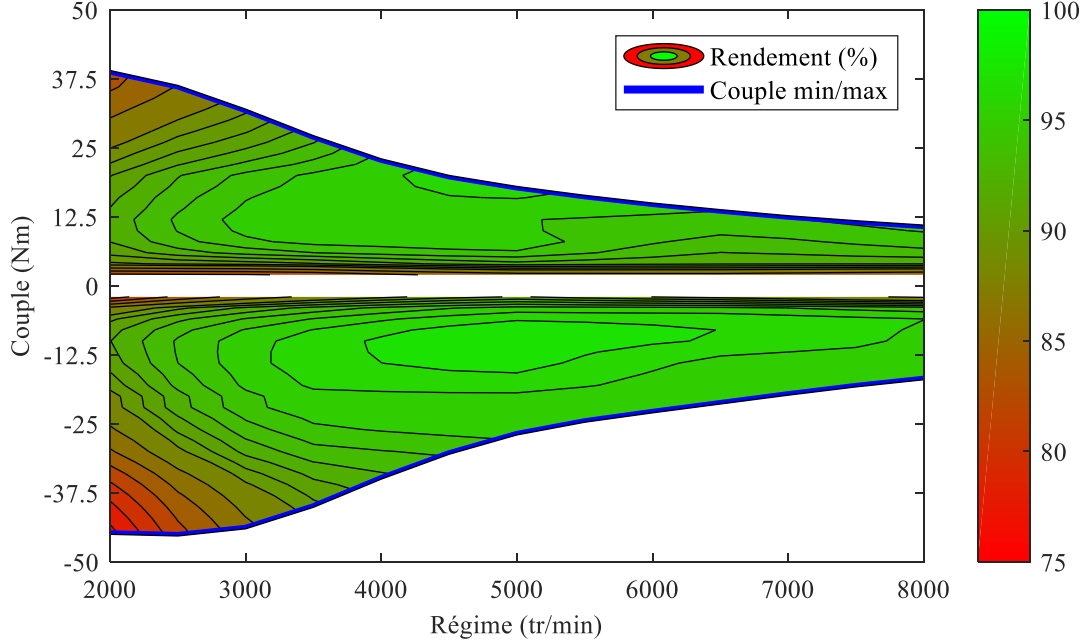


Figure 41 : Cartographie normalisée du rendement de la machine électrique

Les pertes associées au convertisseur électrique sont incluses dans η_{MEL} . On peut également ajouter la consommation des auxiliaires. La puissance fournie par le SSE, ici une batterie lithium-ion, est la somme des puissances précédemment décrites :

$$P_{BAT}(u(t), \omega_{MEL}(t), t) = P_{MEL}(u(t), t) + P_{P\ MEL}(u(t), \omega_{MEL}(t), t) + P_{AUX}, \quad (73)$$

avec :

- P_{BAT} : la puissance fournie par le SSE en W,
- P_{AUX} : la consommation des auxiliaires en W.

Dès lors, il est nécessaire d'utiliser un modèle de la batterie afin de calculer la tension et le courant à ses bornes. Pour cela, on utilise un modèle statique de la tension de la batterie, basée sur l'étude [16] :

$$U_{BAT}(u(t), SOC(t), t) = \frac{U_{OCV}(SOC(t))}{2} + \sqrt{\frac{U_{OCV}(SOC(t))^2}{4} - P_{BAT}(u(t), t) R_{BAT}(SOC(t))}. \quad (74)$$

avec :

- U_{BAT} : la tension aux bornes du SSE en V,
- U_{OCV} : la tension à vide de la batterie en V,
- R_{BAT} : la résistance interne de la batterie en Ω .

Pour cela, les variations de la tension à vide (U_{OCV}) et de la résistance interne de la batterie (R_{BAT}) par rapport au SOC sont connues.

Le courant aux bornes de la batterie, I_{BAT} en A, est alors déduit :

$$I_{BAT}(SOC(t), u(t), t) = \frac{-P_{BAT}(u(t), t)}{U_{BAT}(SOC(t), u(t), t)}. \quad (75)$$

Enfin, on calcule la variation d'état de charge de la batterie, $\dot{SOC}$:

$$\dot{SOC}(SOC(t), u(t), t) = \frac{I_{BAT}(SOC(t), u(t), t)}{Q_{BAT}}, \quad (76)$$

avec :

- Q_{BAT} : la capacité maximale de la batterie en Ah.

2.2. Modèle d'émissions du moteur thermique

Pour un cycle de conduite donné, le point de fonctionnement du moteur thermique est donc dépendant d'une part du rapport de boîte de vitesse qui influe sur le régime vilebrequin et d'autre part de la commande du superviseur (u) qui influe sur le couple du moteur thermique. Ces deux leviers permettent donc d'influer sur les émissions à la source du moteur thermique. Pour connaître les émissions de CO_2 du véhicule, un modèle de consommation en carburant du moteur thermique est proposé. Un modèle des émissions polluantes à la source est également proposé afin de pouvoir considérer la réglementation sur les émissions polluantes dans le problème. Ces deux modèles sont appliqués au moteur DV6 pour prédire sa consommation et ses émissions de NO_x à la source en vue de les intégrer dans un superviseur.

2.2.1. Modèle de consommation de carburant

La consommation de carburant d'un moteur thermique est la résultante du contrôle des actionneurs qui le compose puisqu'ils agissent sur les réactifs de la combustion que sont l'air et le carburant mais également sur les pertes du moteur. Il est donc nécessaire de définir le contrôle du moteur puis de mesurer le débit de carburant ($\dot{m}_{carb}$) sur un point de fonctionnement à un couple et à un régime donné. Durant la mesure, les régulations du contrôle moteur ne varient que très peu et on parle alors d'un point de fonctionnement quasi-statique. En appliquant cette méthodologie sur tous les points de fonctionnement atteignables du moteur thermique, on obtient la cartographie de débit de carburant du moteur (figure 42).

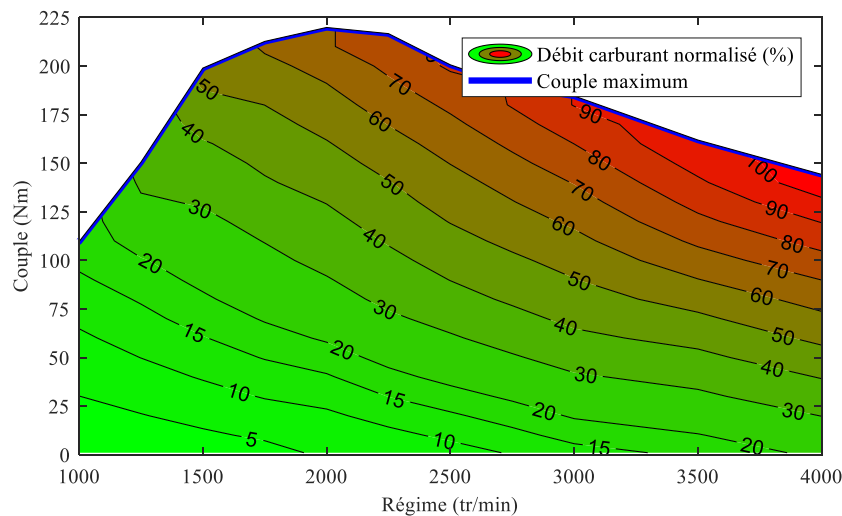


Figure 42 : Cartographie de la consommation normalisée du moteur DV6 à partir de mesures expérimentales

Cette cartographie est utilisée comme modèle de consommation du moteur thermique :

$$\dot{m}_{carb}(u(t), t) = f_{carb}(C_{MTH}(u(t), t), \omega_{MTH}(t)). \quad (77)$$

Ce modèle est validé par un essai au banc moteur où le débit de carburant modélisé est comparé à celui mesuré au banc moteur. Les résultats obtenus sont illustrés dans la figure 43 et valident l'approche utilisée avec un écart maximum constaté de 5%.

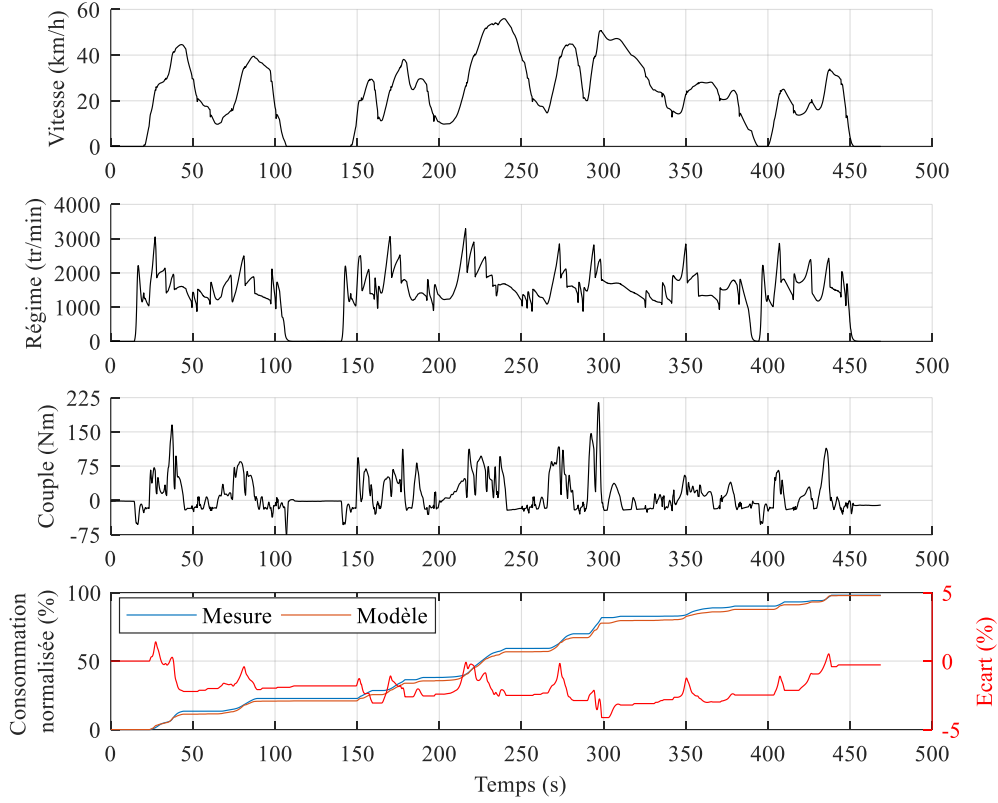


Figure 43 : Validation du modèle de consommation sur un essai au banc haute-dynamique où le moteur DV6 est soumis à une partie du cycle WLTC

2.2.2. Modélisation des émissions polluantes

Malgré l'augmentation de l'efficacité énergétique apportée par l'hybridation, le problème des émissions polluantes est toujours posé puisque le moteur thermique y est toujours exploité. Hors, l'intégration des polluants dans le terme L_{pol} du problème d'optimisation $\mathbf{P}$ nécessite de modéliser dans un premier temps sa production à la source. Les émissions polluantes sont modélisées en utilisant une méthodologie identique à celle utilisée pour la modélisation de la consommation de carburant. Pour illustrer cette méthodologie, les émissions de NO_x produites par le moteur DV6, représentant un enjeu important pour respecter la norme RDE sont mesurées sur une multitude de points de fonctionnement. Ces mesures sont réalisées à l'aide d'un capteur utilisé dans l'industrie automobile et utilisant une réaction électrochimique pour déterminer la concentration de NO_x [55]. Au final, cette méthode permet d'obtenir une cartographie du débit de NO_x (figure 44). L'approche quasi-statique permet alors d'obtenir le débit de NO_x ($\dot{m}_{\text{NO}_x}$) en interpolant la cartographie selon le point de fonctionnement du moteur thermique :

$$\dot{m}_{\text{NO}_x}(u(t), t) = f_{\text{NO}_x}(C_{MTH}(u(t), t), \omega_{MTH}(t)) \quad (78)$$

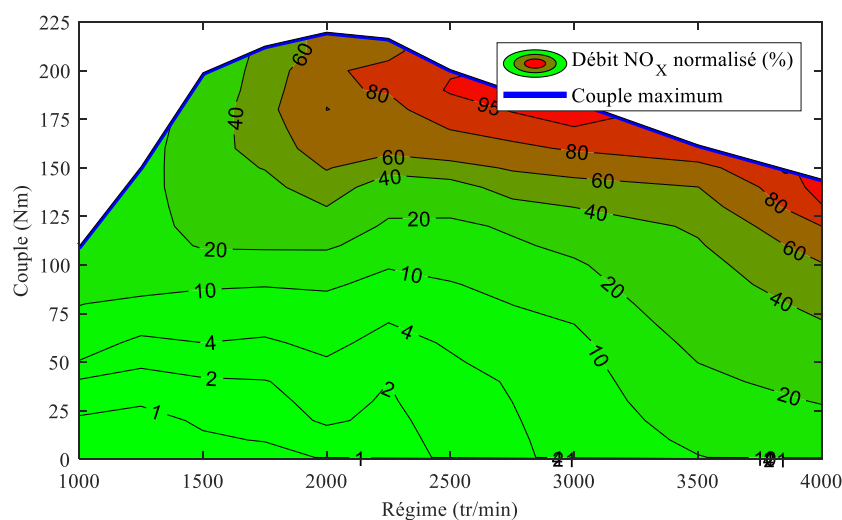


Figure 44 : Cartographie normalisée du débit massique de NO_x du moteur DV6 à partir de mesures expérimentales

La validation de ce modèle est effectuée en mesurant les émissions de NO_x du moteur lors de son usage sur le cycle WLTC. Puis, cette mesure est comparée au modèle de NO_x interpolé selon les points de fonctionnement visités durant cet essai. Un tel modèle permet de correctement estimer la masse de NO_x produite par le moteur sur la majorité des points de fonctionnement visités durant cet essai (figure 45). Cependant, lors de fortes variations de couple comme celles visibles à 30 et 300 secondes, le modèle de NO_x surestime les émissions. Cette surestimation est provoquée par la non-prise en compte des dynamiques d'EGR et de VGT du moteur DV6 dans le modèle.

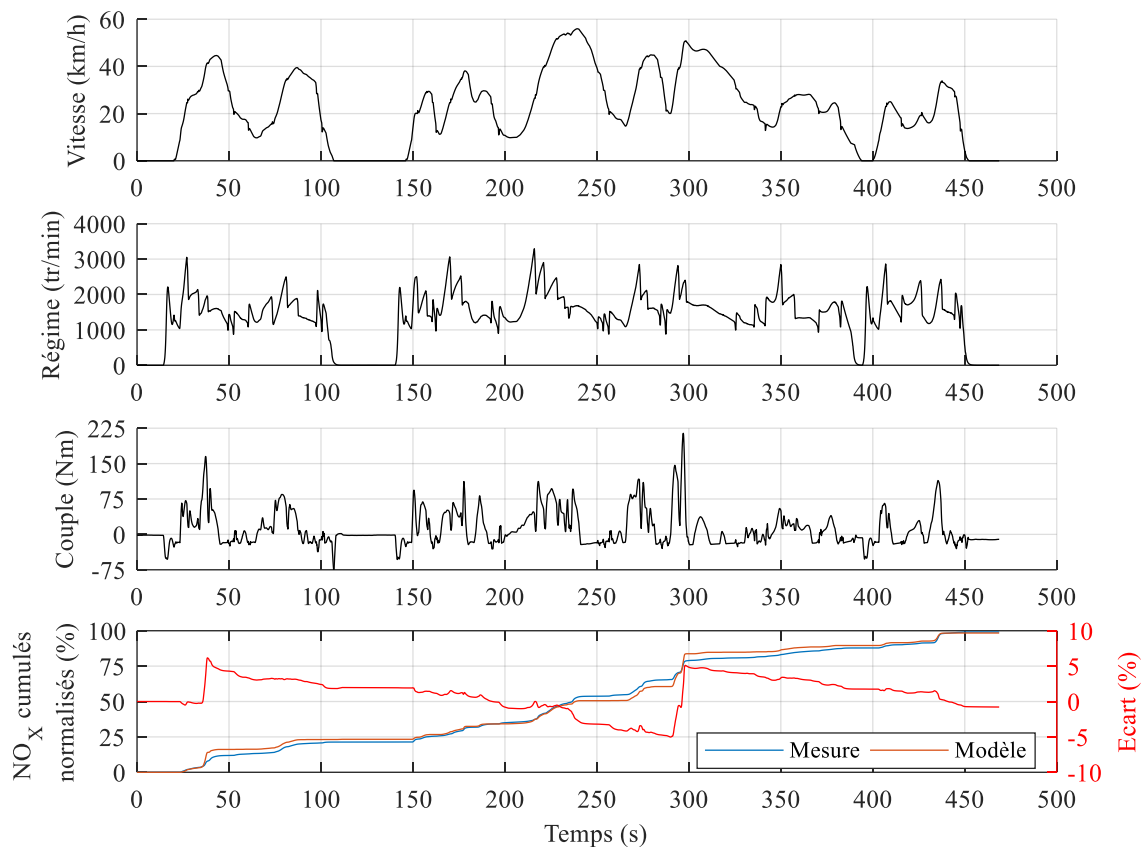


Figure 45 : Validation du modèle de NO_x sur la partie urbaine du cycle WLTC

2.3. Modèle d'efficacité zéro-dimensionnel de la chaîne de dépollution

Le respect des réglementations est fortement lié à l'efficacité de la chaîne de dépollution. Dès lors, il est impératif de l'intégrer dans le problème d'optimisation puisqu'elle pourrait avoir un impact sur la production de polluants à la source et la consommation de carburant. La modélisation zéro-dimensionnel de l'efficacité de la chaîne de dépollution permet de limiter le nombre d'état du modèle tout en conservant sa représentativité sur l'efficacité du système. Cette approche est illustrée dans cette partie à l'aide de la chaîne de dépollution Diesel. L'objectif est de proposer un modèle permettant de déduire les émissions de NO_x à l'issue de la chaîne de dépollution. Cette chaîne est composée d'un DOC, d'une SCR et d'un DPF en série, ce qui représente une configuration classique pour un moteur Euro 6a. Comme il est possible de le voir à travers les réactions (21) et (24), le DPF réagit avec les NO_x présent dans l'échappement mais ne réduit pas leurs quantités. Par conséquent, le modèle d'efficacité pour diminuer les NO_x se restreint au DOC et à la SCR. Le DOC joue un rôle important dans la réduction des NO_x , puisque le ratio NO_2/NO_x contrôlé par le DOC à travers la réaction (14) est significatif dans les réactions de réduction du SCR (15) à (20).

2.3.1.1. Modèle d'efficacité du DOC

Le DOC permet de convertir les HC et CO en H_2O et CO_2 . Il permet également de transformer des NO, fortement majoritaire dans les émissions de NO_x du moteur Diesel [22], en NO_2 et influence donc les réactions de la SCR. L'influence du DOC sur le ratio NO_2/NO_x est définie selon :

$$\eta_{\text{NO}_2/\text{NO}_x}(u(t), t) = \eta_{\text{DOC},T}(T_{\text{DOC}}(t)) \eta_{\text{DOC},tr}(\dot{m}_{exh}(u(t), t)), \quad (79)$$

avec :

- $\eta_{\text{NO}_2/\text{NO}_x}$: le ratio NO_2/NO_x issue du DOC,
- $\eta_{\text{DOC},T}$: l'influence de la température interne du DOC sur le ratio NO_2/NO_x ,
- T_{DOC} : la température interne du DOC en $^\circ\text{C}$,
- $\eta_{\text{DOC},tr}$: l'influence du temps de résidence du gaz dans le DOC sur le ratio NO_2/NO_x ,
- $\dot{m}_{exh}$: le débit massique de gaz d'échappement en kg/s.

Les fonctions $\eta_{\text{DOC},T}$ et $\eta_{\text{DOC},tr}$ sont issues des données de l'échappementier (figure 46).

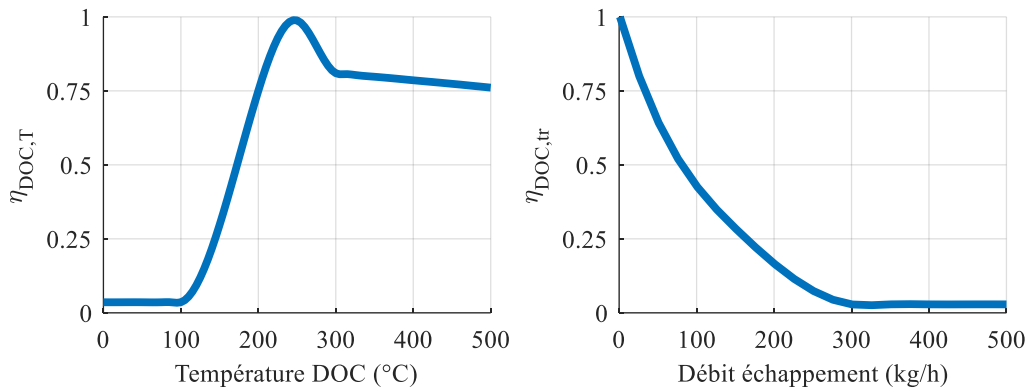


Figure 46 : Apports de la température et du débit à l'échappement sur le ratio NO_2/NO_x (valeurs normalisées)

Alors que $\dot{m}_{exh}$ est obtenu expérimentalement au banc moteur en mesurant le débit d'air sur les points de fonctionnement quasi-statique du moteur DV6, un modèle de la dynamique de T_{DOC} est nécessaire pour correctement estimer le ratio NO_2/NO_x .

Pour modéliser la dynamique de température, l'approche 1D est admise comme étant suffisante à cause de la forme cylindrique du catalyseur et de ses nombreux canaux parallèles [56]. Cependant, les algorithmes utilisés pour le calcul de la commande optimale ne permettent pas d'utiliser de tels modèles puisqu'il faudrait considérer un nombre d'états correspondant au nombre de nœud du modèle 1D. De plus, ce type d'algorithme ne permet pas non plus d'utiliser un modèle considérant des retards sur l'entrée ou sur l'état. Par conséquent, un modèle 0D est défini avec pour objectif de représenter au mieux la dynamique du système. Ce modèle prend pour hypothèse que le catalyseur d'oxydation est un échangeur thermique parfait. Par conséquent, la température du gaz d'échappement en aval du DOC est égale à la température du DOC. La dynamique de la température du catalyseur d'oxydation ($\dot{T}_{DOC}$) est alors définie par l'équation suivante :

$$\dot{T}_{DOC}(u(t), T_{DOC}, t) = \frac{\dot{m}_{exh}(u(t), t) C_{exh} (T_{exh}(u(t), t) - T_{DOC}(t))}{m_{DOC} C_{DOC}}, \quad (80)$$

avec :

- C_{exh} : la capacité calorifique massique du gaz d'échappement en J/kg/°C,
- T_{exh} : la température des gaz d'échappement en aval de la turbine en °C,
- m_{DOC} : la masse du catalyseur d'oxydation en kg,
- C_{DOC} : la capacité calorifique massique du catalyseur d'oxydation en J/kg/°C.

Ce modèle est également utilisé dans [57] pour une problématique similaire à celle étudiée ici mais pour une chaîne de traction conventionnelle. Le fonctionnement du moteur thermique se faisant majoritairement en mélange pauvre, l'apport de chaleur causé par la conversion des CO et HC au sein du catalyseur d'oxydation ne sont pas considérés. De plus, le DOC est placé à une distance très proche de la turbine du moteur DV6. De fait, les pertes aux parois du DOC sont négligées par rapport aux échanges thermiques causés par l'enthalpie du moteur.

Ce modèle est identifié par la méthode des moindres carrées à l'aide du modèle de température utilisé par le service dépollution de PSA. Ce dernier a été identifié au préalable à l'aide d'essais expérimentaux. Les émissions de NO en aval du DOC entre le modèle 0D et le modèle métier sur le cycle WLTC sont alors comparées (figure 47). On peut y voir que malgré les écarts dans le modèle de température interne du DOC, les émissions de NO en aval du DOC sont bien reproduites par le modèle 0D.

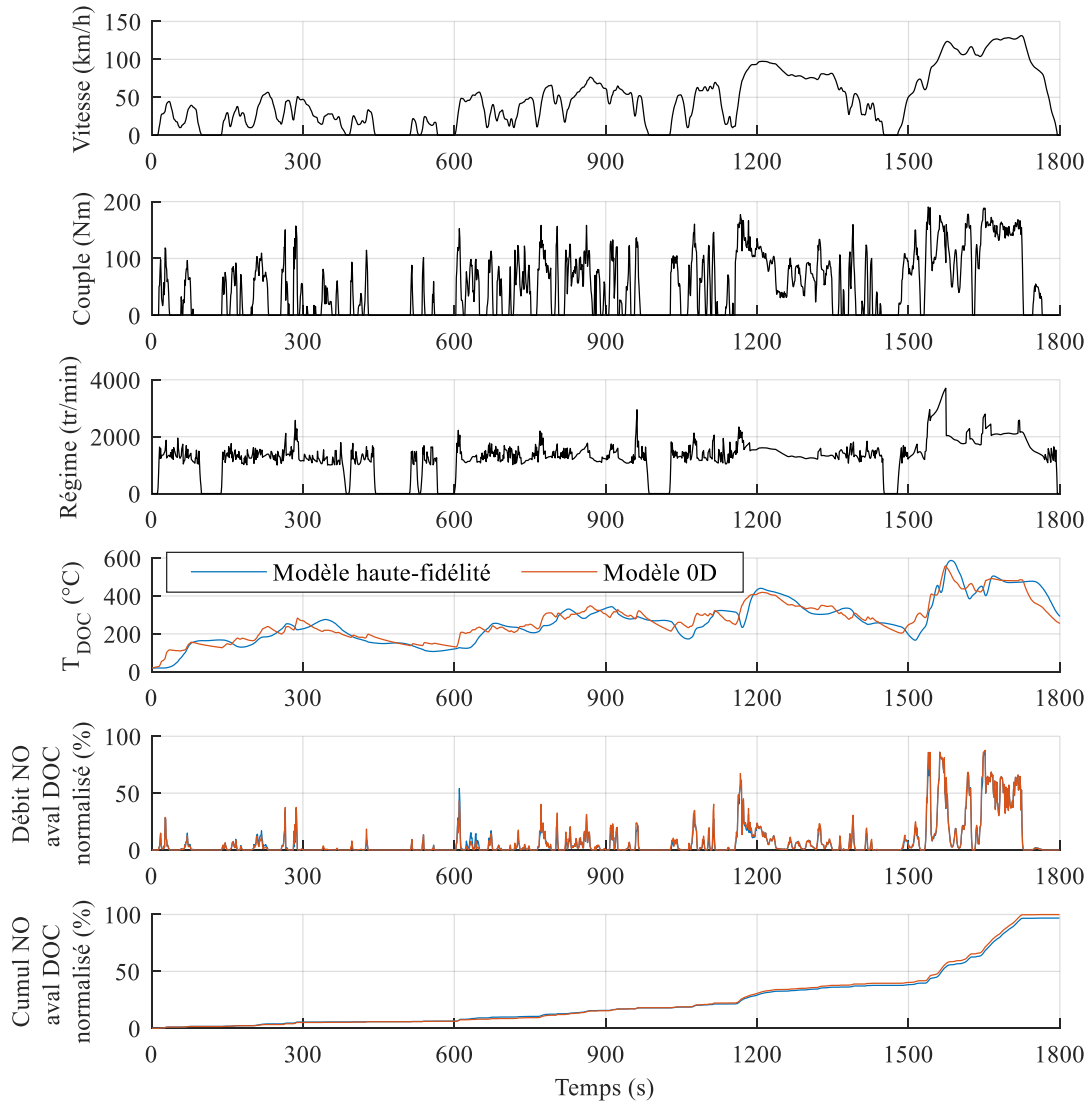


Figure 47 : Validation du modèle d'efficacité du DOC à l'aide du modèle métier PSA

2.3.1.2. Modèle d'efficacité du SCR

Maintenant que le ratio NO_2/NO_x en amont de la SCR est modélisé, il est nécessaire de modéliser l'efficacité de la SCR. Cette efficacité est dépendante du ratio NO_2/NO_x défini précédemment mais aussi de la température du catalyseur de SCR et du temps de résidence du polluant dans le catalyseur. On obtient le rendement de conversion des NO_x (η_{NO_x}) en utilisant l'équation suivante :

$$\begin{aligned} \eta_{\text{NO}_x}(T_{\text{SCR}}(t), T_{\text{DOC}}(t), u(t), t) \\ = \eta_{\text{SCR}, T, \text{NO}_2/\text{NO}_x}(T_{\text{SCR}}(t), \eta_{\text{SCR}, \text{NO}_2/\text{NO}_x}(T_{\text{DOC}}(t), u(t), t)) \eta_{\text{SCR}, tr}(\dot{m}_{\text{exh}}(u(t), t)), \end{aligned} \quad (81)$$

avec :

- $\eta_{\text{SCR}, T, \text{NO}_2/\text{NO}_x}$: l'influence de la température interne de la SCR et du ratio NO_2/NO_x en entrée de la SCR,
- T_{SCR} : la température interne de la SCR en °C,
- $\eta_{\text{SCR}, tr}$: l'influence du temps de résidence des gaz d'échappement dans la SCR.

Les cartographies permettant d'obtenir ces rendements sont observables figure 48. On peut y remarquer que l'influence du ratio NO_2/NO_x est importante même lorsque la température de la SCR a dépassé les 200°C . Un cas de figure envisageable pour un véhicule hybride est d'avoir des gaz frais refroidissant le DOC et faisant chuter le ratio NO_2/NO_x en amont de la SCR tout comme le rendement de la SCR.

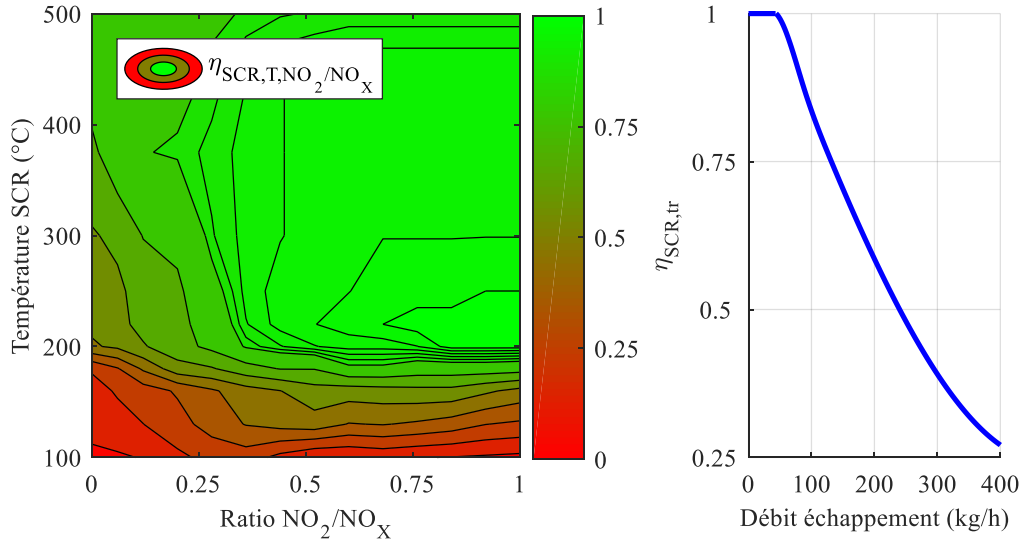


Figure 48 : Influences de la température de SCR, du ratio NO_2/NO_x et du débit d'échappement sur le rendement de la SCR (valeurs normalisées)

Comme ce modèle d'efficacité nécessite de connaître la température de la SCR (T_{SCR}), on modélise cette dernière avec la même approche que pour le DOC. En effet, les mêmes contraintes concernant la complexité du modèle s'appliquent ici. On prend pour hypothèse que le catalyseur utilisé par la SCR est un échangeur parfait. En revanche, on ajoute un terme permettant de considérer les pertes par convection. En effet, la SCR n'est pas placée dans le compartiment moteur mais sous le plancher du véhicule. En conséquence, un flux d'air important vient refroidir les parois externes du catalyseur de la SCR. On obtient le modèle suivant, proche de celui utilisé dans [57] :

$$\dot{T}_{\text{SCR}}(T_{\text{SCR}}(t), T_{\text{DOC}}(t), u(t), t) = \frac{\dot{m}_{\text{exh}}(u(t), t) C_{\text{exh}}(T_{\text{DOC}}(t) - T_{\text{SCR}}(t)) - h_{\text{out}} S_{\text{out}}(T_{\text{SCR}}(t) - T_{\text{amb}})}{m_{\text{SCR}} C_{\text{SCR}}}, \quad (82)$$

avec :

- h_{out} : le coefficient de convection externe en $\text{W}/^\circ\text{C}/\text{m}^2$,
- S_{out} : la surface extérieure de la SCR en m^2 ,
- T_{amb} : la température ambiante en $^\circ\text{C}$,
- m_{SCR} : la masse de la SCR en kg,
- C_{SCR} : la capacité calorifique massique de la SCR en $\text{J}/\text{kg}/^\circ\text{C}$.

Les paramètres h_{out} et C_{SCR} de ce modèle sont identifiés par la méthode des moindres carrés par comparaison avec le modèle haute-fidélité de PSA. Sa validation est réalisée sur un cycle WLTC. Les résultats de la comparaison entre le débit de NO_x obtenu via le modèle ci-dessous et le débit de NO_x issu du modèle haute-fidélité sont visibles sur la figure 49.

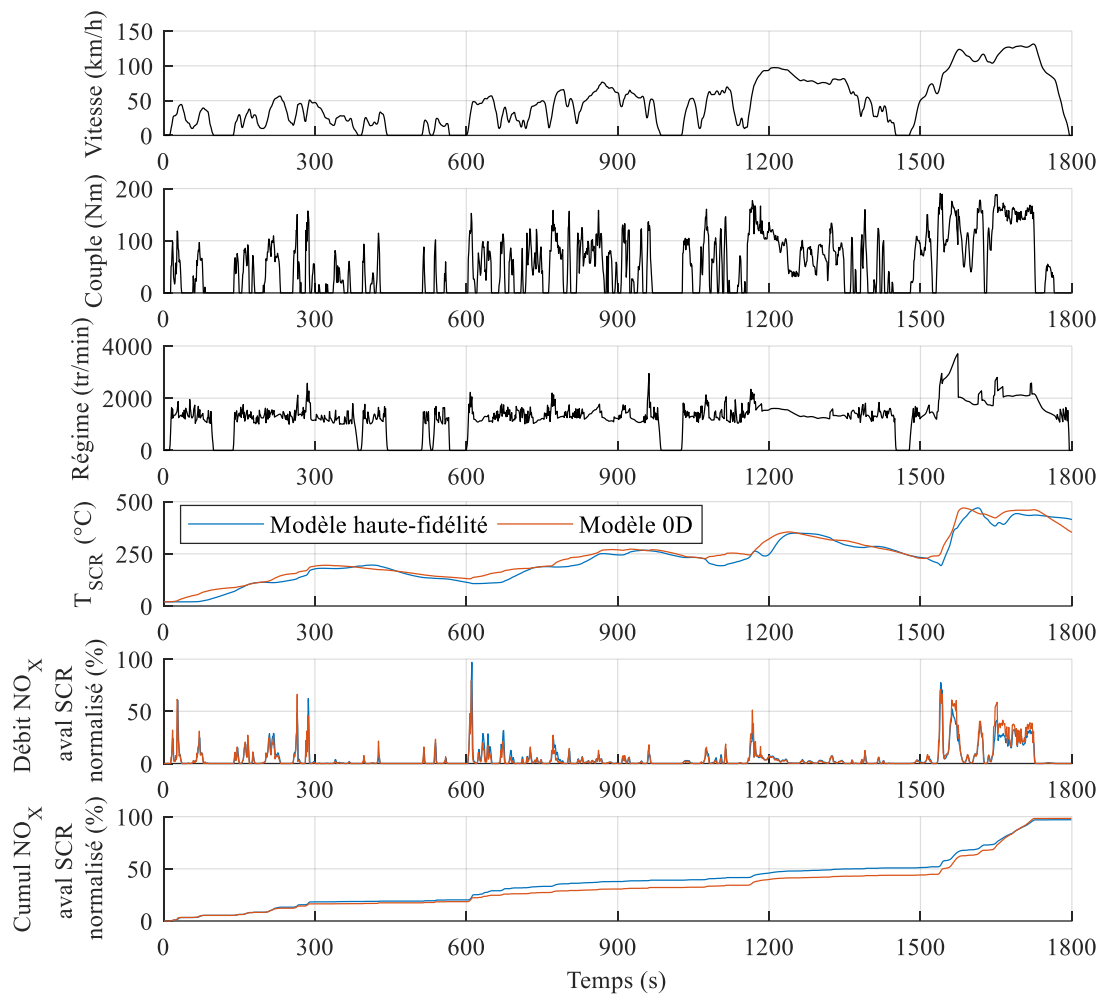


Figure 49 : Validation du modèle d'efficacité de la SCR comparé au modèle haute-fidélité

Cette modélisation doit permet de répondre au besoin particulier des méthodes de résolution « hors-ligne » du problème d'optimisation. Par conséquent, l'approche zéro-dimensionnel et l'absence de retard sur l'entrée du système, imposées par la méthode de résolution, empêche un tel modèle de reproduire certaines dynamiques de température du modèle haute-fidélité. Cependant, cette modélisation est tout de même capable de reproduire une tendance de fonctionnement suffisante à la déduction d'un débit de NO_x en aval de la SCR proche du modèle haute-fidélité.

2.4. Modèle d'efficacité unidimensionnel d'un système de dépollution

Le catalyseur 3-voies voit son efficacité dépendre de 3 paramètres : la richesse du gaz d'échappement (figure 21), la température du pain catalytique et le débit du gaz d'échappement traversant le système. La corrélation entre l'efficacité du catalyseur 3-voies, la température du pain catalytique et le débit de gaz d'échappement est illustrée figure 50. L'expérience consiste à appliquer l'équation (10) à l'aide des mesures d'émissions de CO, HC et NO_x en amont et en aval du système et selon des points de fonctionnements quasi-statiques caractérisée par une richesse stœchiométrique. Sur les trois données d'entrée nécessaires à la déduction de l'efficacité du catalyseur essence, la richesse et le débit des gaz d'échappements sont à disposition dans le

calculateur du moteur thermique à travers la sonde de richesse en amont du catalyseur et le débitmètre d'air d'admission. Seule reste à déterminer la température du monolithe. La solution la plus onéreuse et la moins simple consiste à insérer dans le monolithe un capteur de température pouvant supporter la température élevée des gaz d'échappement.

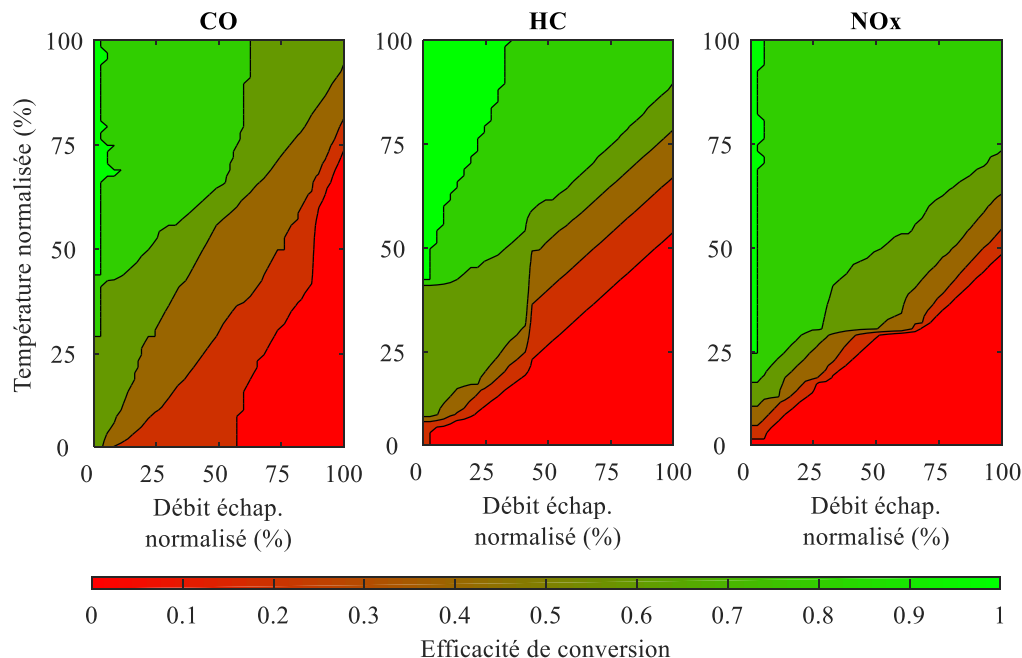


Figure 50 : Efficacité de conversion du catalyseur 3-voies selon trois polluants et en fonction de sa température interne et du débit à l'échappement

Pour éviter l'ajout d'un tel capteur, de nombreux modèles permettant de prédire la température interne d'un monolithe de catalyseur 3-voies sont présents dans la littérature. Les premiers modèles à destination de l'automobile étaient orientés contrôle [58][59] et coïncident avec l'apparition des catalyseurs sur les véhicules de série lors des premières normes Euro. Ces modèles ont l'avantage de requérir peu de puissance de calcul et sont intégrables dans un calculateur moteur mais manquent de précision à cause de l'approche 0D utilisée. [60] propose un modèle 1D réduit avec un retard à l'entrée qui permet d'améliorer la précision du modèle dans la phase de chauffe du catalyseur 3-voies mais en écartant une approche physique. La modélisation physique complète du catalyseur 3-voies a été proposée dans [61], et comprend une modélisation complète des réactions exothermiques dues à la conversion des émissions polluantes en y incluant les cinétiques chimiques. Ces réactions ne sont pas négligeables puisqu'elles peuvent faire augmenter de plusieurs centaines de degrés la température du pain catalytique. Cependant, l'ajout de ces réactions est complexe puisqu'elles sont dépendantes de la conversion des polluants et donc de la température du catalyseur. Le modèle décrit dans [62] permet de conserver une approche physique à l'aide d'un modèle 1D simplifié en considérant la réaction exothermique due à la conversion des gaz d'échappement comme étant une fonction du débit de ce gaz. Une approche similaire dans [63] permet de considérer la conversion de 3 polluants (CO, HC et NO_x) indépendamment afin de pouvoir considérer l'influence de la richesse et du point de fonctionnement du moteur sur la conversion des polluants.

Contrairement aux véhicules équipés d'un moteur thermique, le véhicule hybride peut rencontrer des phases où le moteur thermique est éteint. Par conséquent, le système de dépollution peut être partiellement voire complètement refroidi durant cette phase. L'efficacité du système est alors fortement dégradée lors du démarrage du moteur ce qui peut augmenter les émissions polluantes

du véhicule. Par conséquent, un superviseur en ligne pourrait profiter d'une modélisation unidimensionnelle de la température du système de dépollution. Le point de départ du modèle proposé ici combine les travaux de [62] et [63] et conserve une approche 1D qui permet de répondre au besoin spécifique du véhicule hybride. Des phénomènes supplémentaires sont considérés dans le modèle ci-dessous tel que l'influence du débit du gaz d'échappement sur la conversion des polluants ou encore la variation spatiale du débit de polluants à l'intérieur du catalyseur. Ils permettent d'améliorer la précision du modèle lorsqu'un gradient de température important apparaît comme durant la phase de chauffe du catalyseur ou durant son refroidissement lorsque le moteur thermique n'est pas utilisé par la chaîne de traction hybride. Pour obtenir un tel modèle, une balance énergétique entre le gaz d'échappement et la paroi du catalyseur est utilisée. Puis l'apport de chaleur liée à la conversion des polluants est détaillé.

2.4.1. Modèle thermique du gaz

La variation de la température du gaz d'échappement, T_g en fonction du temps t et de l'espace x à l'intérieur du catalyseur est définie selon l'équation (83). Ce modèle considère dans son premier terme l'inertie thermique du gaz d'échappement. Le second terme modélise l'échange thermique dû à la conductivité thermique du gaz. L'échange d'enthalpie est exprimé à travers le troisième terme. Enfin, le dernier terme de cette équation considère le principal échange thermique du système de dépollution qu'est la convection entre le gaz d'échappement et la paroi du catalyseur.

$$\varepsilon \rho_g C_{p,g} \frac{\partial T_g(x,t)}{\partial t} = \varepsilon \lambda_g \frac{\partial^2 T_g(x,t)}{\partial x^2} - \frac{\dot{m}_{exh}(t)}{A_{cs}} C_{p,g} \frac{\partial T_g(x,t)}{\partial x} + h_{int,cat} A_{geo} (T_{cat}(x,t) - T_g(x,t)), \quad (83)$$

$$T_g(x = 0, t) = T_{pre}(t), \quad (84)$$

avec :

- ε : le ratio de volume vide du catalyseur,
- ρ_g : la masse volumique du gaz d'échappement en kg/m³,
- $C_{p,g}$: la capacité thermique massique du gaz d'échappement en J/°C /kg,
- λ_g : le coefficient de conduction thermique du gaz d'échappement en W/°C /m,
- A_{cs} : la section du catalyseur en m²,
- $h_{int,cat}$: le coefficient de convection entre le gaz d'échappement et la paroi interne du catalyseur en W/°C/m²,
- A_{geo} : la surface volumique d'échange gaz/paroi à l'intérieur du catalyseur en m²/m³,
- T_{pre} : la température du gaz d'échappement en amont du catalyseur en °C.

2.4.2. Modèle thermique de la paroi du catalyseur 3-voies

La variation de la température de la paroi du catalyseur (T_{cat}) obtenue avec l'équation (85) considère l'inertie thermique du catalyseur dans son premier terme. Comme pour le gaz d'échappement, la conduction thermique du catalyseur est présente dans ce modèle à travers le second terme. Un échange thermique avec l'environnement ambiant est considéré à l'aide du troisième terme.

$$\begin{aligned}
\rho_{cat} (1 - \varepsilon) C_{cat} \frac{\partial T_{cat}(x, t)}{\partial t} \\
= (1 - \varepsilon) \lambda_{cat} \frac{\partial^2 T_{cat}(x, t)}{\partial x^2} - \frac{A_{out}}{V_{cat}} h_{ext,cat} (T_{cat}(x, t) - T_{amb}) \\
- h_{int,cat} A_{geo} (T_{cat}(x, t) - T_g(x, t)) + Q_{cat,conversion}(x, t),
\end{aligned} \quad (85)$$

avec :

- ρ_{cat} : la masse volumique du pain catalytique en kg/m³,
- C_{cat} : la capacité thermique massique du monolithe catalytique en J/°C/kg,
- λ_{cat} : le coefficient de conduction thermique du catalyseur en W/°C/m,
- $h_{ext,cat}$: le coefficient de convection thermique externe en W/°C/m²,
- A_{out} : la surface extérieure du catalyseur en m²,
- V_{cat} : le volume du pain catalytique en m³.

Le dernier terme de ce modèle, $Q_{cat,conversion}$, représente la chaleur dégagée par les réactions exothermiques issues des réactions chimiques de la conversion des polluants (11) à (13) :

$$Q_{cat,conversion}(x, t) = \sum_{i=[CO, HC, NO_x]} \dot{m}_i(x, t) \frac{K_{i,react}}{V_{cat}} \eta_{i,conv}(x, t), \quad (86)$$

avec :

- $\dot{m}_i$: le débit du polluants i en kg/s,
- $K_{i,react}$: le coefficient de réaction exothermique dû à la conversion du polluant i en J/kg,
- $\eta_{i,conv}$: le rendement de conversion du polluant i .

Ce terme est la somme de la chaleur dégagée par la conversion de chacun des trois polluants. Le débit de polluants à l'entrée est défini selon $\dot{m}_{i,pre}$:

$$\dot{m}_i(x = 0, t) = \dot{m}_{i,pre}(\omega_{MTH}(t), \dot{m}_{exh}(t)). \quad (87)$$

Des fonctions polynomiales du second ordre permettent de lier les mesures de débit à l'échappement et de régime aux débits de polluants et ceux pour chaque régime (figure 51).

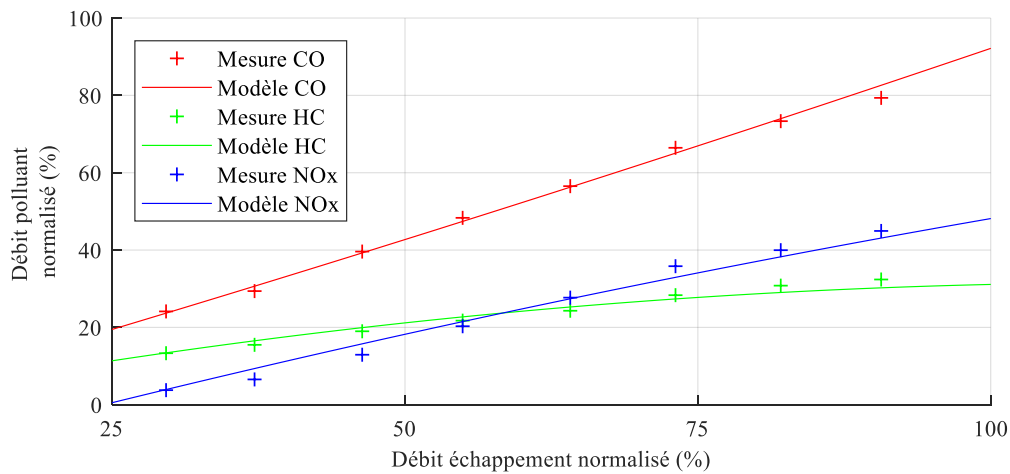


Figure 51 : Comparaison des débits de polluants mesurés aux fonctions polynomiales à 2000 tr/min

Pour ne pas surestimer la chaleur apportée par la conversion des polluants, le débit de polluants diminue au fur et à mesure de sa conversion dans le catalyseur :

$$\frac{\partial \dot{m}_i(x, t)}{\partial x} = -\dot{m}_i(x - dx, t) \frac{\eta_{i,conv}(x - dx, t)}{L_{cat}}, \quad (88)$$

avec :

- L_{cat} : la longueur du catalyseur en m.

2.4.3. Modèle local de rendement de conversion des polluants

Le rendement de conversion utilisé pour déterminer la température locale du catalyseur est compris entre 0 et 1 et décrit selon l'équation (89). Son premier terme, composé d'un ratio de débit, décrit l'influence du débit de gaz d'échappement dans le catalyseur sur l'efficacité du système de dépollution. La suite de cette équation décrit l'influence de la température de la paroi du catalyseur sur la conversion des polluants.

$$\eta_{i,conv}(x, t) = \frac{\dot{m}_{exh,max}}{\dot{m}_{exh}(t)} \frac{\eta_{i,conv,max}}{2} \left(1 + \tanh \left(s_i (T_{cat}(x, t) - T_{i,LO}) \right) \right), \quad (89)$$

avec :

- $\dot{m}_{exh,max}$: le débit maximum du moteur thermique en kg/s,
- $\eta_{i,conv,max}$: le rendement de conversion maximum du polluant i ,
- s_i : la variation d'efficacité par rapport à la température du catalyseur en $^{\circ}\text{C}^{-1}$,
- $T_{i,LO}$: la température de « light-off » où le catalyseur atteint la moitié de son efficacité maximale en $^{\circ}\text{C}$.

Le ratio de débit de gaz d'échappement permet de considérer le temps de résidence du gaz d'échappement dans le catalyseur. Plus le débit de gaz d'échappement est faible, plus le temps de résidence est élevé, et plus les réactions chimiques de conversion ont le temps de se réaliser lors du passage du gaz d'échappement. On émet l'hypothèse que le système de dépollution a été dimensionné pour obtenir un rendement de conversion par rapport au débit de 1 lorsque le débit de gaz d'échappement est au maximum ($\dot{m}_{exh} = \dot{m}_{exh,max}$). En conséquence, même si le catalyseur n'a pas atteint $\eta_{i,conv,max}$, un débit de gaz d'échappement faible peut tout de même permettre de s'approcher d'un rendement de conversion de 1.

La variation du rendement de conversion par rapport à la température du catalyseur reprend les travaux de [61] et [63]. Les deux variables s_i et $T_{i,LO}$ permettent de modéliser la transition de l'efficacité de conversion nulle à $\eta_{i,conv,max}$ (figure 52).

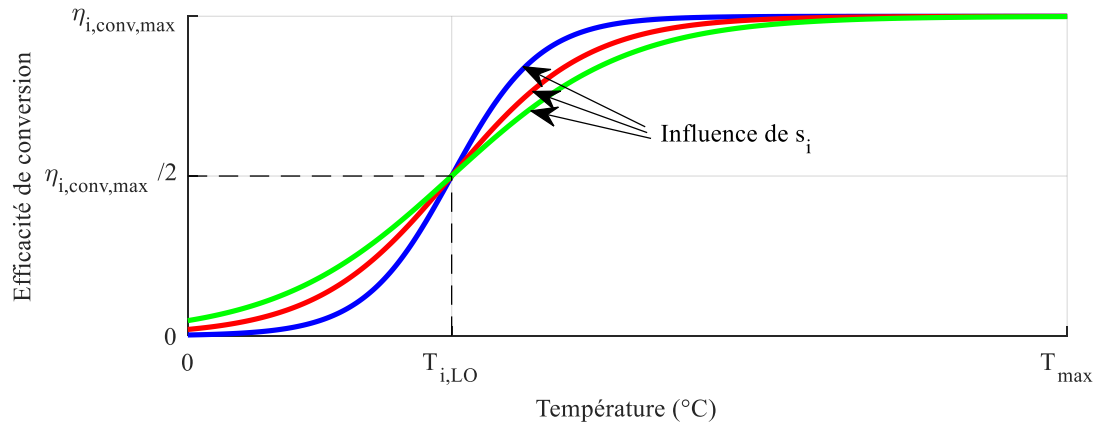


Figure 52 : Influence de s_i sur la part d'efficacité de conversion dépendant de T_{cat}

Ce modèle thermique montre à travers sa formulation qu'il est difficile d'obtenir une bonne prédiction de la température du catalyseur 3-voies, et de n'importe quels systèmes de dépollution étant le siège de réaction exothermique. Si l'on reprend l'équation de la variation de température du catalyseur (85), on constate qu'elle est dépendante de la chaleur apporté par la conversion des polluants (86). Hors, ce terme est lui-même influencé par la température du catalyseur à travers l'efficacité de conversion équation (89). Par conséquent, si la température du catalyseur est surestimée, $Q_{cat,conversion}$ est surestimée, et elle entraînera une surestimation encore plus élevée de la température du catalyseur. Il est donc possible mais complexe d'assurer une prédiction correcte de la température du catalyseur 3-voies puisque la moindre erreur de modélisation entraîne des surestimations (ou sous-estimations) à la chaîne. Pour limiter cette réaction en chaîne et améliorer la précision du modèle thermique de ce système de dépollution, il est proposé de comparer la valeur de température obtenue par le modèle à une mesure de température. La formulation proposée par un estimateur permet alors de corriger et limiter les éventuelles erreurs de modélisation.

2.5. Estimation temps réel de la température d'un catalyseur 3-voies

L'interdépendance entre la température de la paroi et la conversion des émissions de polluants mise en évidence par les équations du modèle du catalyseur 3-voies (85), (86) et (89) souligne la difficulté à prédire sa température interne avec précision. De plus, cette approche ne prend pas en compte une évolution du système tel qu'une défaillance, un vieillissement. Un estimateur utilisant ce modèle couplé à une mesure de la température interne a été proposé dans [64] pour pallier ce problème. La mesure de la température interne du catalyseur 3-voies est possible grâce à l'insertion d'un thermocouple dans l'un des canaux du système de dépollution (figure 53). Cependant, ce montage expérimental est invasif, fragile, complexe et coûteux à mettre en place. Par conséquent, ce type de montage n'est pas envisageable dans un milieu industriel.

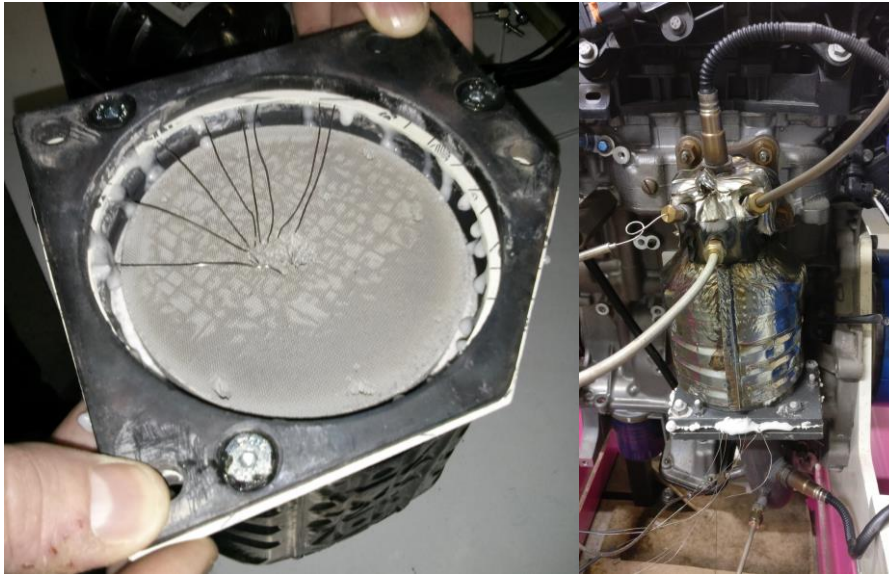


Figure 53 : Photos du montage nécessaire à la mesure de la température interne du catalyseur 3-voies.

Pour répondre à cette problématique, un estimateur de la température interne du catalyseur, basé sur une mesure de température en aval du système est proposé. Cet estimateur s'appuie sur le modèle thermique du catalyseur 3-voies précédemment présenté. De plus, un modèle de la température du gaz d'échappement traité en aval du catalyseur 3-voies est nécessaire pour effectuer une comparaison avec la mesure en ce même point (figure 54). L'identification des paramètres des modèles est réalisée et validée à partir de données expérimentales. A partir de ces modèles, la représentation d'état de ce système est déduite et nous permet d'appliquer un filtre de Kalman étendu. La calibration des paramètres de ce filtre nous permet alors d'obtenir un estimateur de la température interne du catalyseur.

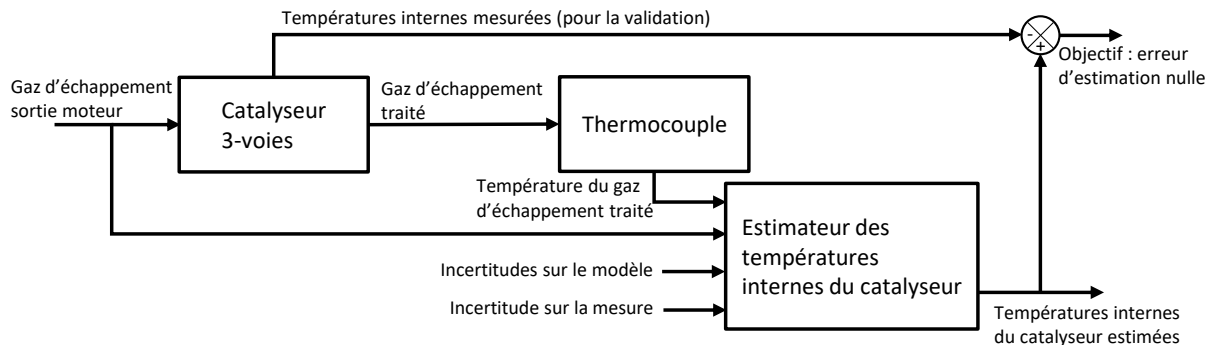


Figure 54 : Schéma du principe de fonctionnement de l'estimateur de température interne du catalyseur 3-voies

2.5.1. Modèle de température en aval du catalyseur 3-voies

Afin de compléter le modèle et lier ce dernier à la mesure de température des gaz d'échappement en aval du catalyseur, un thermocouple est placé en aval du système de dépollution (T_{post}). Puis un modèle représentant les échanges thermiques entre le dernier nœud du modèle thermique ($x = L_{cat}$) du catalyseur et T_{post} est développé. Pour cela, le tube reliant ces deux éléments est considéré comme un échangeur parfait :

$$\begin{aligned}
m_{post} C_{post} \frac{\partial T_{post}(t)}{\partial t} &= h_{int,post} S_{int,post} (T_g(x = L_{cat}, t) - T_{post}(t)) \\
&\quad - h_{ext,post} S_{ext,post} (T_{post}(t) - T_{amb}),
\end{aligned} \tag{90}$$

avec :

- m_{post} : la masse du tube en kg,
- C_{post} : la capacité thermique massique du tube en J/°C/kg,
- $h_{int,post}$: le coefficient d'échange thermique entre le gaz à la sortie du catalyseur et la paroi du tube en W/°C/m²,
- $S_{int,post}$: la surface interne du tube en m²,
- $h_{ext,post}$: le coefficient d'échange thermique entre le tube et l'air ambiant en W/°C/m²,
- $S_{ext,post}$: la surface externe du tube en m².

Le premier terme de l'équation permet de représenter l'inertie thermique du tube. Deux échanges thermiques sont représentés, respectivement entre le gaz et la paroi du tube, puis entre le tube et l'air ambiant.

2.5.2. Identification des paramètres du modèle

Les paramètres des équations (83) à (90) nécessitent d'être identifiés. En premier lieu, les paramètres inhérents au gaz sont connus à travers la littérature [20]. Les données géométriques du catalyseur 3-voies et de la tubulure entre le catalyseur et le capteur de température en aval du catalyseur sont connues au préalable. En conséquence, seuls restent à identifier les 19 paramètres caractérisant les échanges thermiques et la conversion des polluants.

2.5.2.1. Montage expérimentale

L'identification de ces paramètres repose sur des données expérimentales obtenues sur un banc d'essais. Ce banc d'essais est constitué d'un moteur EB2 et d'une génératrice permettant de réguler le régime du moteur thermique en le freinant. Par conséquent, le démarrage du moteur s'effectue à l'aide d'un démarreur automobile classique. Pour identifier les paramètres des modèles, deux baies d'analyses de gaz et deux thermocouples sont placés en amont et en aval du système de dépollution afin de mesurer la concentration des polluants CO, HC et NO_x et la température du gaz d'échappement en ces deux points (figure 55). De multiples thermocouples sont insérés dans le catalyseur (figure 53) afin d'obtenir un profil complet de température sur la longueur du catalyseur.

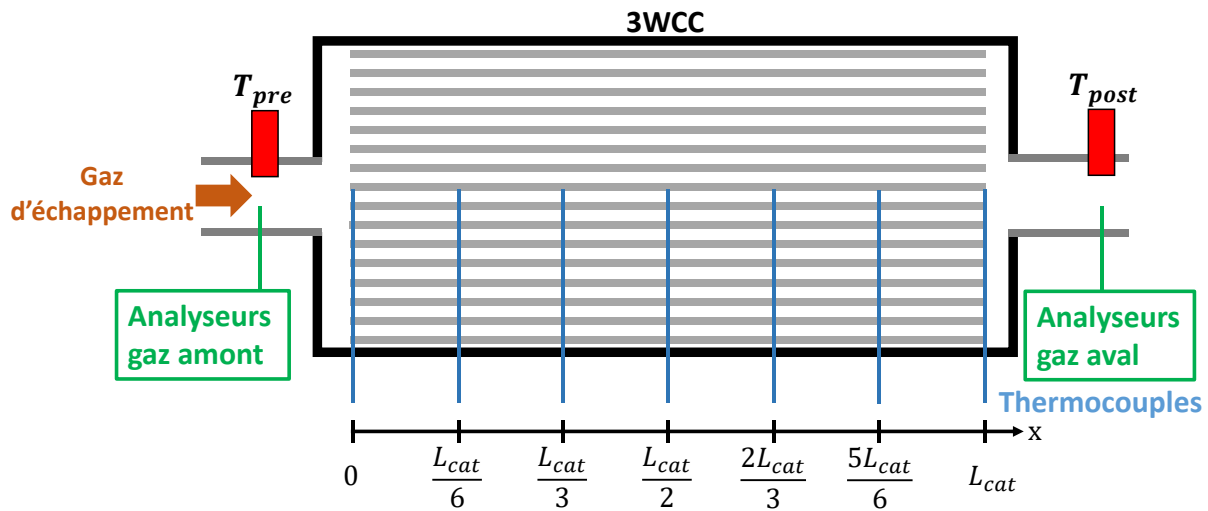


Figure 55 : Schéma du montage expérimental sur le catalyseur 3-voies

Les modèles présentés plus haut comportent de nombreux paramètres à identifier. Afin d'améliorer les résultats d'identification, la procédure est partitionnée en deux phases. En premier lieu, les paramètres de l'équation (89) sont identifiés. Ils sont ensuite utilisés pour la deuxième phase où le reste du modèle est identifié à l'aide d'un algorithme d'optimisation.

2.5.2.2. Particle Swarm Optimization

L'étape d'identification consiste à trouver les valeurs de l'ensemble des paramètres du modèle permettant de minimiser l'erreur quadratique entre les sorties du modèle et les mesures des capteurs relevés durant une série d'essais expérimentaux. Le nombre de paramètres à identifier étant important, il devient complexe d'identifier le bon ensemble de paramètres. Pour assurer au mieux la correcte et rapide identification des paramètres, un algorithme d'optimisation appelé Particle Swarm Optimization (PSO), introduit dans [65] et adapté dans [66] est utilisé. Cet algorithme lie les approches stochastique, cognitive et génétique. En les combinant, l'algorithme PSO peut permettre de trouver le minimum global d'une fonction coût tout en évitant d'identifier les minimums locaux (figure 56). En effet, l'algorithme se rapproche des meilleures positions tout en continuant à tester aléatoirement des positions autour d'elles. Un terme d'inertie est utilisé afin d'éviter une convergence trop rapide vers une valeur donnée et ainsi assurer que le problème d'optimisation ne stagne autour d'un minimum local.

Un exemple est ici détaillé afin d'illustrer le fonctionnement de cet algorithme. On souhaite trouver la valeur de χ (la valeur du paramètre à identifier) permettant d'atteindre le minimum de la fonction d'Ackley (permettant de minimiser l'erreur quadratique modèle-mesure). Pour simplifier, l'exemple utilisé ici est de dimension 1, puisqu'on recherche un seul paramètre. A la première génération ($k = 1$) de l'algorithme, une position (valeur) aléatoire est donnée à chaque particule i . Le critère à minimiser est alors calculé pour chacune de ces particules. La prochaine valeur qui sera testée par l'algorithme est définie selon :

$$v_i^{k+1} = \phi^k v_i^k + \alpha_1 (\gamma_{1,i} (P_i - \chi_i^k)) + \alpha_2 (\gamma_{2,i} (G - \chi_i^k)), \quad (91)$$

$$\chi_i^{k+1} = \chi_i^k + v_i^{k+1}, \quad (92)$$

avec :

- χ_i^k : la position (la valeur du paramètre) de la particule i de la génération k ,
- v : déplacement de la particule,
- ϕ : l'inertie de la particule,
- P_i : la meilleure position de la particule i ,
- G : la meilleure position toutes particules confondues,
- $\gamma_{[1,2],i}$: la valeur aléatoire comprise entre 0 et 1,
- α_1 : l'attraction vers la meilleure position de la particule,
- α_2 : l'attraction vers la meilleure position globale

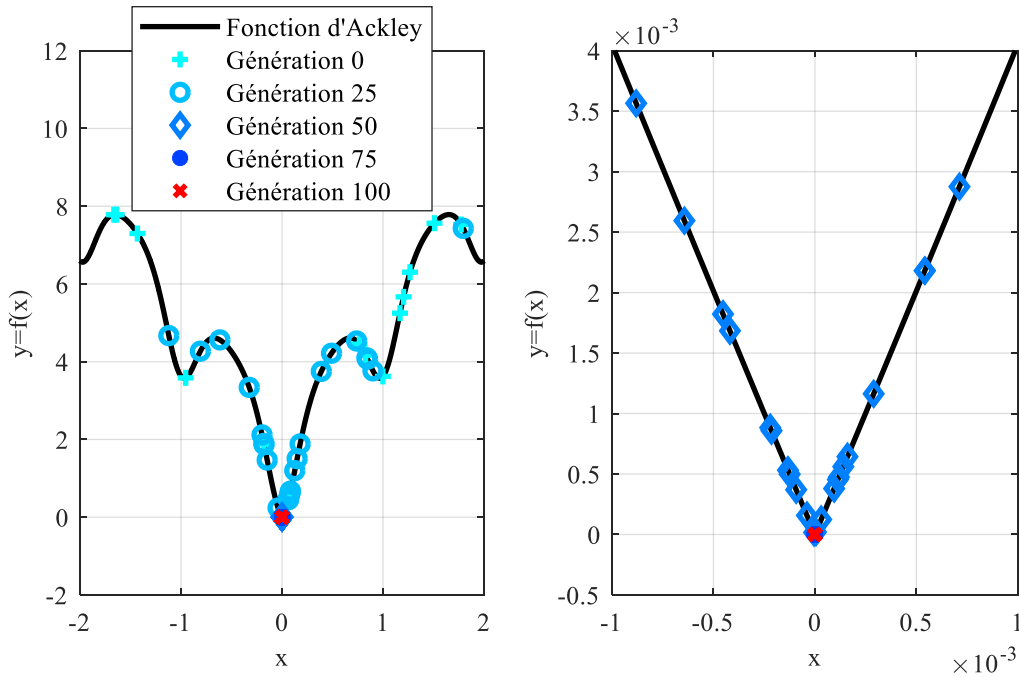


Figure 56 : Résultat de l'algorithme PSO dans la recherche du minimum de la fonction d'Ackley

Cette méthode permet également de mettre en avant d'éventuels problèmes de modélisation. Par exemple, lors de la conception du modèle thermique du catalyseur, le modèle de conversion ne comportait pas l'équation (88). L'hypothèse était alors de considérer un iso-débit de polluants dans le catalyseur peu importe les conversions qui pouvaient intervenir. Hors, lors de la première identification du modèle, l'absence de cette équation entraînait une baisse quasi-systématique des coefficients de réactions exothermiques ($K_{i,react}$) au fur et à mesure des nœuds du modèle (figure 57) pour diminuer $Q_{cat,conversion}$ et ne pas surévaluer T_{cat} . Pour pallier ce problème, l'équation (88) a été ajoutée au modèle.

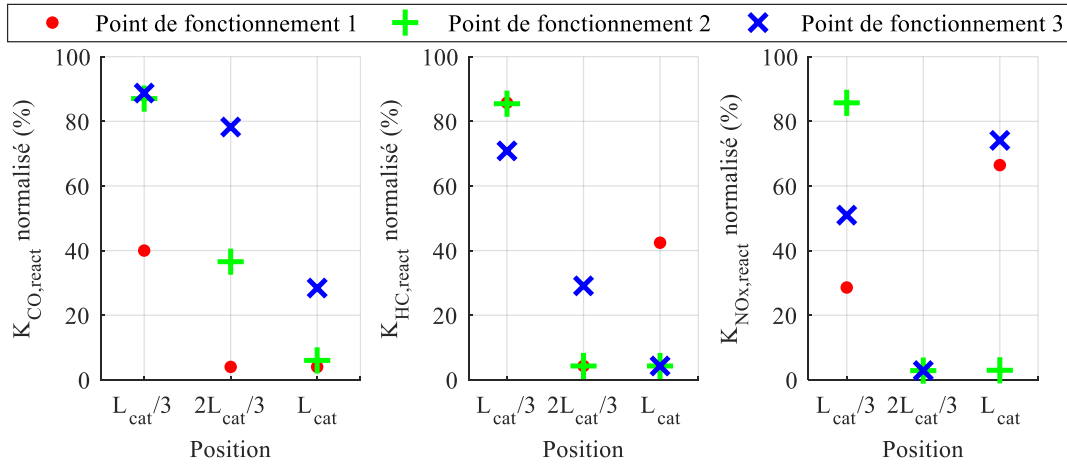


Figure 57 : Identification des paramètres $K_{i,react}$ en l'absence de l'équation (88) dans le modèle thermique du catalyseur

2.5.2.3. Identification des paramètres de conversion

L'identification des paramètres de conversion $\eta_{i,conv,max}$, s_i et $T_{i,LO}$ s'appuie sur un essai de chauffe du catalyseur. La température du catalyseur est initialisée à 25°C et le moteur est éteint. Puis, le moteur thermique est démarré à l'aide de son démarreur et régulé à un couple et un régime constant. Avec le montage expérimental présenté dans 2.5.2.1, il nous est possible d'observer l'évolution du profil de température interne dans le catalyseur (figure 58), ainsi que l'évolution de la conversion globale du système à l'aide des deux baies d'analyses de gaz. Cet essai montre que le gradient de température entre l'entrée et la sortie du catalyseur est extrêmement important lors de la phase de chauffe avec des écarts de l'ordre de 400 K. La variation locale de l'efficacité de conversion est donc élevée sur cette phase.

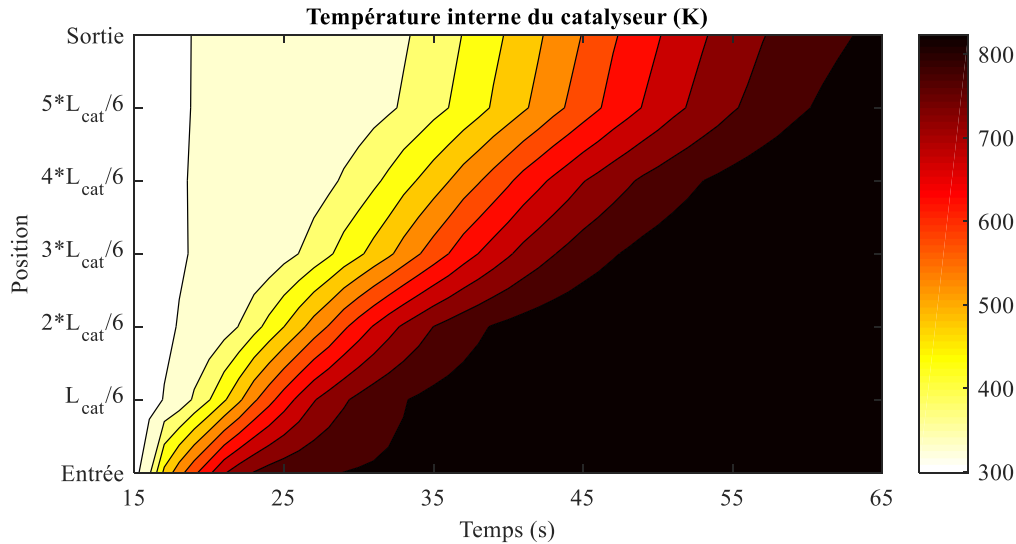


Figure 58 : Evolution de la température interne du catalyseur durant sa phase de chauffe

Le profil de température interne et les polluants en amont du catalyseur sont alors utilisés comme entrée du modèle de conversion du catalyseur. Les polluants en aval du système vont dépendre de chaque conversion locale d'après (88) et des paramètres à identifier dans l'équation (89). L'algorithme de PSO compare alors les polluants en aval issus du modèle à ceux issus de la baie d'analyse de gaz afin d'identifier le bon ensemble de paramètres de conversion pour chaque polluant.

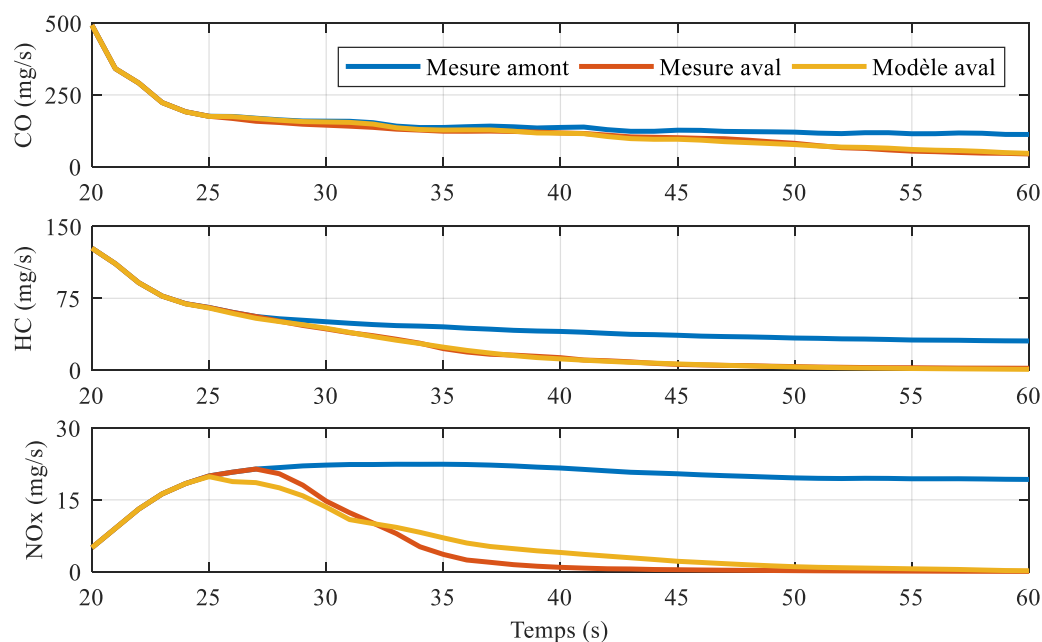


Figure 59 : Identification du modèle de conversion à l'aide d'un essai de chauffe du catalyseur 3-voies

Au terme du processus d'identification et comme le montre la figure 59 et le tableau 5, le modèle de conversion pour les CO et les HC sont globalement bien identifiés. Cependant, on constate que le modèle de conversion de NO_x a une erreur de prédiction plus importante que les autres polluants.

Identification du modèle de conversion (mg/s)			
	CO	HC	NO _x
Erreurs quadratiques (mg/s)	5.64	0.82	1.79
Valeur normalisé par la mesure en amont (%)	5.22	2.79	9.37

Table 5 : Résultats de l'identification du modèle de conversion lors de la phase de chauffe du catalyseur

Pour expliquer cet écart sur les NO_x , on peut observer les niveaux de richesse en amont et en aval du catalyseur (figure 60). Il est difficile de réguler la richesse en particulier lors des premières combustions du moteur. Les importantes variations de richesse qui apparaissent sur la première moitié de l'essai sont causées par les instabilités de combustion. En effet, malgré une température d'eau du moteur à 90°C, la température de la chambre de combustion est froide. Pour autant, la richesse en aval du catalyseur, représentative de la richesse interne du catalyseur montre que son milieu est légèrement riche sur la plage de temps entre 20 et 40 secondes de l'essai. Un milieu riche dans le catalyseur peut alors nettement favoriser la conversion des NO_x . Le modèle de conversion, prenant l'hypothèse d'un mélange stœchiométrique, n'arrive alors pas à approcher ce rendement de conversion à cette température.

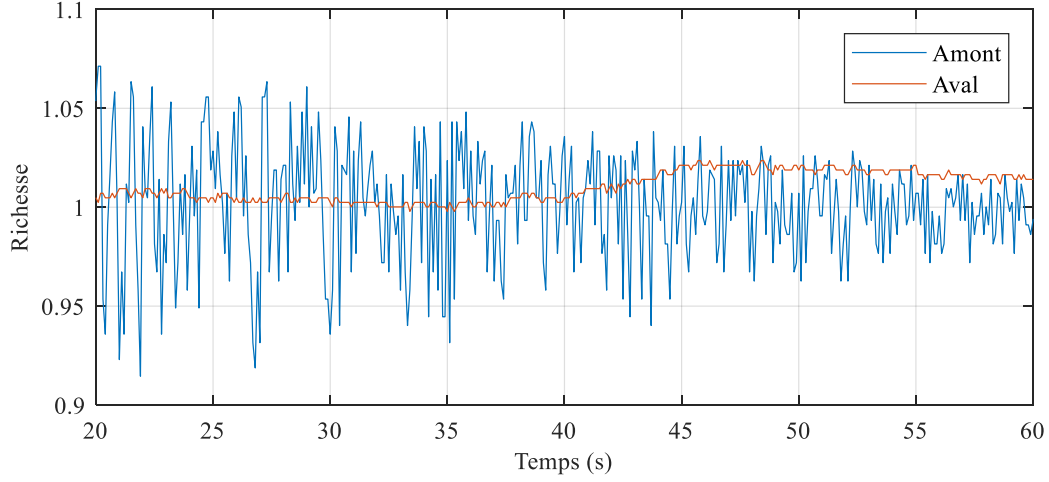


Figure 60 : Evolution des richesses en amont et en aval du catalyseur lors de l'essai de chauffe du catalyseur

Par ailleurs, on observe que le gaz d'échappement en aval du catalyseur est proche de la stœchiométrie jusqu'à 45 secondes où il devient légèrement riche. Ce phénomène est dû au stockage d'oxygène rendu possible par la présence de cérium dans le catalyseur. Comme l'indique [67], ce composé permet, à partir d'un seuil de température du catalyseur, de stocker de l'oxygène en milieu pauvre et de le relâcher dans un milieu riche. Les éventuels défauts de régulation de richesse sont alors gommés par ce composé afin d'assurer la bonne conversion du catalyseur.

2.5.2.4. Identification des paramètres d'échanges thermiques

Maintenant que les 3 paramètres de la conversion de chaque polluant sont identifiés, ils restent à identifier les paramètres du catalyseur $\rho_{cat}C_{cat}$, λ_{cat} , $h_{ext,cat}$, $h_{int,cat}$, $K_{i,react}$ et du modèle en aval de ce dernier $m_{post}C_{post}$, $h_{int,post}$ et $h_{ext,post}$. Pour augmenter la précision du modèle, le catalyseur est divisé en 3 zones de longueur égale et un ensemble de paramètres est défini pour chacune de ces zones. L'erreur quadratique (ε_x) entre le modèle (calculé pour un ensemble de paramètres donné) et la mesure, est calculée sur quatre points (x), dont trois points dans le catalyseur :

$$\varepsilon_x(t) = T_{x,mod}(t) - T_{x,mes}(t), \quad (93)$$

$$\text{et } x = \left[\frac{L_{cat}}{3}, \frac{2L_{cat}}{3}, L_{cat}, T_{post} \right],$$

avec :

- $T_{x,mod}$: la température issue du modèle au point x en °C,
- $T_{x,mes}$: la température issue de la mesure au point x en °C.

L'algorithme PSO utilise comme critère (J_{PSO}) la somme des erreurs quadratiques calculé sur l'essai de t_0 à t_f :

$$J_{PSO} = \sum_{x=\left[\frac{L_{cat}}{3}, \frac{2L_{cat}}{3}, L_{cat}, T_{post}\right]} \left(\frac{dt}{t_f - t_0} \sum_{t=t_0}^{t_f} \varepsilon_x(t)^2 \right) \quad (94)$$

Il permet d'identifier un ensemble de paramètres permettant de s'approcher des mesures aux quatre emplacements du système (figure 61) selon les écarts détaillés dans le tableau 6.

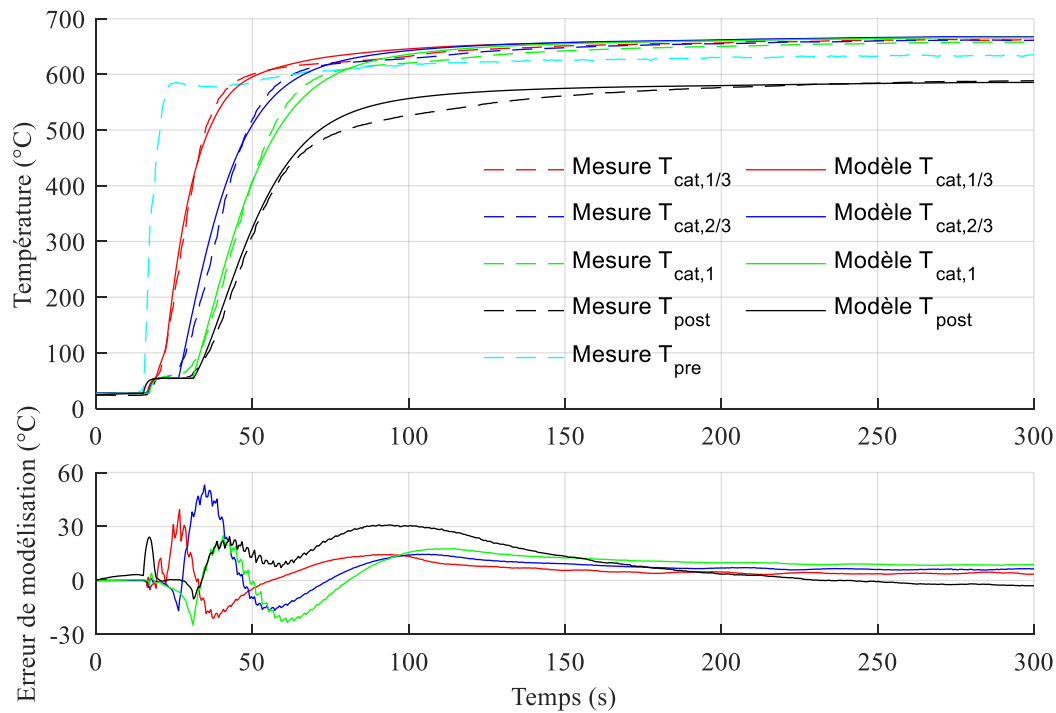


Figure 61 : Comparaison du modèle thermique identifié aux températures mesurées à l'aide d'un essai sur un point de fonctionnement constant

Les écarts constatés sur le modèle sont globalement acceptables au vu de la variation importante de température subit durant la phase de chauffe. L'écart le plus important constaté sur le modèle de T_{post} s'explique par le fait qu'un modèle zéro-dimensionnel est considéré entre le catalyseur et la mesure en aval.

Erreurs quadratiques du modèle (°C)				
	$T_{cat, \frac{L_{cat}}{3}}$	$T_{cat, \frac{2 L_{cat}}{3}}$	$T_{cat, L_{cat}}$	T_{post}
Identification	8.1	11.8	11.6	14.5
Validation	14.7	15.8	12.7	24.2

Table 6 : Erreurs quadratiques entre le modèle et la mesure sur les quatre points de comparaison

Le modèle identifié est ensuite comparé à un essai de chauffe effectué sur un point de fonctionnement différent et complété par quelques variations de couple. On remarque que la phase de stabilisation de la phase de chauffe n'est pas correctement validée. Pour les trois mesures de température dans le catalyseur $T_{cat,x}$, une erreur statique d'une trentaine de degrés est causée par le modèle de conversion des polluants et plus précisément par l'approximation faite sur l'impact du débit. Une formulation permettant de représenter la figure 46 pourrait être envisagée pour pallier ce problème. Pour T_{post} , un écart allant jusqu'à 70°C est constaté à 120 secondes de l'essai. En plus de l'explication donnée pour l'identification, cet écart peut être expliqué par le fait que le modèle a été identifié sur un seul point de fonctionnement alors que le paramètre de convection interne $h_{int,post}$ est dépendant du débit [68]. L'adaptation de certains paramètres selon le point de fonctionnement apparaît comme étant nécessaire pour bien approcher la phase de chauffe de T_{post} .

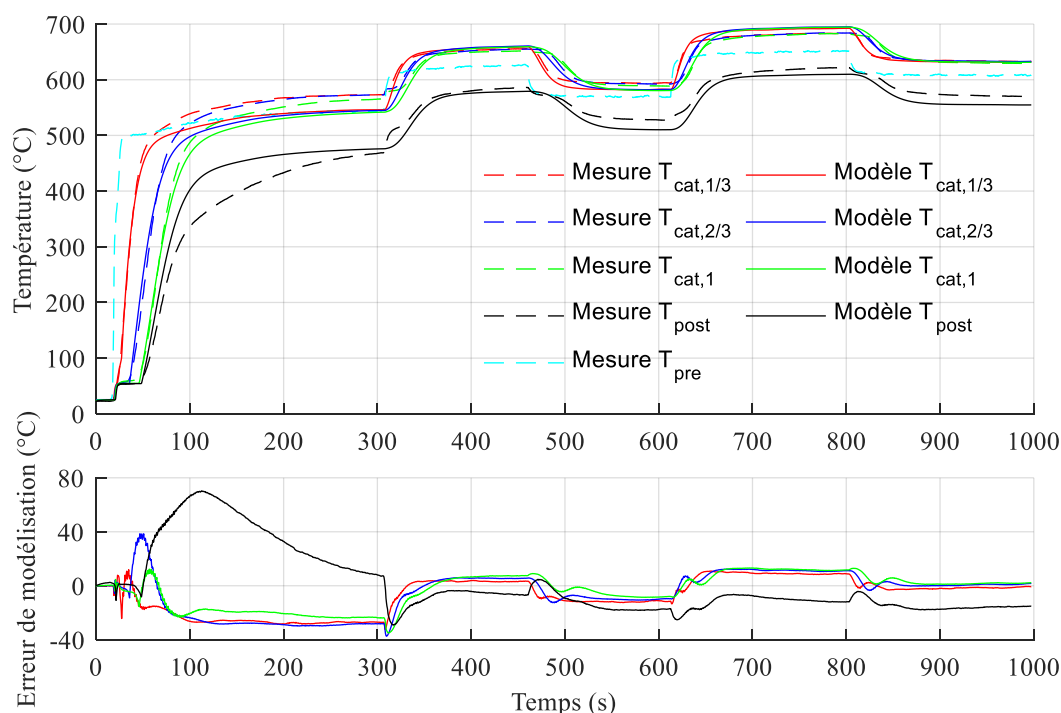


Figure 62 : Validation des paramètres du modèle sur un essai sur plusieurs points de fonctionnement du moteur thermique

En dehors de la phase de chauffe, l'essai de validation et le tableau 6 montre que le modèle est correctement identifié dans son ensemble avec des erreurs quadratiques inférieures à 15°C pour le catalyseur et 25°C pour T_{post} . Ce niveau de précision est suffisant pour déduire l'efficacité du catalyseur 3-voies.

2.5.3. Estimation de la température interne du catalyseur

Le modèle thermique étant identifié, il est d'ores et déjà possible de l'utiliser en boucle ouverte pour prédire le rendement de conversion du catalyseur. Cette information peut s'avérer utile puisqu'elle intervient dans le problème d'optimisation **P**. Cependant, ce modèle n'est pas exploitable en temps réel, ce qui est indispensable pour une application embarquée dans un véhicule. Il est possible de diminuer le temps de calcul de ce modèle tout en améliorant sa précision en réduisant le niveau de discrétisation spatiale et en utilisant des outils d'estimation et de filtrage. Le filtre de Kalman est le filtrage optimal le plus répandu dans l'industrie. Il permet de combiner un modèle et une ou plusieurs mesures ainsi que leurs incertitudes respectives afin d'obtenir l'estimation de l'état d'un système linéaire ou non-linéaire. L'objectif de cette partie est d'expliquer dans un premier temps le fonctionnement du filtre de Kalman. Le modèle thermique est alors mis sous la forme d'une représentation d'état. La non-linéarité de ce modèle est avérée et le filtre de Kalman étendu est alors adopté pour estimer la température interne du catalyseur. Enfin, une comparaison entre les sorties du modèle, l'estimateur et des données expérimentales est effectuée.

2.5.3.1. Filtre de Kalman : explication

Le filtre de Kalman permet d'estimer l'état d'un système. Il s'appuie sur un modèle du système, de mesures, et des incertitudes associées à ces deux éléments. Dans un premier temps, ce filtre a été décrit pour un système linéaire et dans un cas discret [69]. [70] permet de mieux comprendre l'origine, le fonctionnement et les variantes de ce filtre.

Pour commencer, un système linéaire est défini selon :

$$\begin{cases} \dot{\theta}(t) = A \theta(t) + B u(t) + M w, \\ y(t) = C \theta(t) + D u(t) + v, \end{cases} \quad (95)$$

avec :

- θ : l'état du système,
- y : la mesure du système,
- u : l'entrée du système,
- w : le bruit d'entrée,
- v : le bruit de mesure.

Les variables w et v sont considérées comme des bruits blancs gaussiens. Pour simplifier cette explication, le système étudié dans ce paragraphe est stationnaire, et donc les matrices A, B, C, D, M sont indépendantes du temps. Le filtre de Kalman permet d'ajuster la valeur de l'état estimé $\hat{\theta}$ à l'aide du modèle et d'une correction liée à la mesure pondérée par K_f :

$$\dot{\hat{\theta}}(t) = A \hat{\theta}(t) + B u(t) + K_f(t) y(t), \quad (96)$$

L'objectif du filtre de Kalman est de minimiser l'espérance du carré de l'erreur d'estimation. Ce qui revient à minimiser la covariance de cette erreur (P). La démonstration, visible dans [71], montre que cette minimisation implique que :

$$K_f(t) = P(t) C^T V^{-1}, \quad (97)$$

avec :

- V : la matrice de covariance de v .

La covariance de l'erreur d'estimation varie selon l'équation différentielle de Riccati :

$$\dot{P}(t) = A P(t) + P(t) A^T - P(t) C^T V^{-1} C P(t) + M W M^T, \quad (98)$$

avec :

- W : la matrice de covariance de w .

Cette expression montre l'influence des bruits v et w sur la pondération K_f de la mesure par rapport au modèle du filtre $A_f \hat{\theta} + B_f u$. Dans le cadre d'un estimateur, V et W représentent la confiance placée respectivement dans la mesure et dans le modèle. Lorsque la confiance dans la mesure est élevée par rapport au modèle, le filtre de Kalman permet de limiter les imprécisions du modèle en ajoutant l'influence de la mesure dans l'estimation. On parle alors de reconstruction d'état. Le filtre de Kalman est utilisé avec cet objectif dans ce chapitre.

2.5.3.2. Modèle à 3 noeuds

Dans l'objectif de pouvoir implanter cet estimateur sur un calculateur embarqué au banc moteur, le modèle thermique du catalyseur est discrétisé spatialement sur 3 noeuds ($x = [\frac{1}{3}, \frac{2}{3}, 1] L_{cat}$ correspond au noeud $N = [1, 2, 3]$) à l'aide de la méthode d'Euler explicite. Dès lors, on obtient les fonctions non-linéaires suivantes :

$$\dot{T}_{g,1/3} = f_1(T_{pre}, T_{g,1/3}, T_{g,2/3}, T_{cat,1/3}, \dot{m}_{exh}, \omega_{MTH}), \quad (99)$$

$$\dot{T}_{cat,1/3} = f_2(T_{g,1/3}, T_{cat,1/3}, T_{cat,2/3}, T_{amb}, \dot{m}_{exh}, \omega_{MTH}), \quad (100)$$

$$\dot{T}_{g,2/3} = f_3(T_{g,1/3}, T_{g,2/3}, T_{g,3/3}, T_{cat,2/3}, \dot{m}_{exh}, \omega_{MTH}), \quad (101)$$

$$\dot{T}_{cat,2/3} = f_4(T_{g,2/3}, T_{cat,1/3}, T_{cat,2/3}, T_{cat,3/3}, T_{amb}, \dot{m}_{exh}, \omega_{MTH}), \quad (102)$$

$$\dot{T}_{g,3/3} = f_5(T_{g,2/3}, T_{g,3/3}, T_{post}, T_{cat,3/3}, \dot{m}_{exh}, \omega_{MTH}), \quad (103)$$

$$\dot{T}_{cat,3/3} = f_6(T_{g,3/3}, T_{cat,1/3}, T_{cat,2/3}, T_{cat,3/3}, T_{amb}, \dot{m}_{exh}, \omega_{MTH}), \quad (104)$$

$$\dot{T}_{post} = f_7(T_{post}, T_{g,3/3}, T_{amb}). \quad (105)$$

Cet ensemble d'équations est combiné pour développer une représentation d'état du système :

$$\begin{cases} \dot{\Theta}(t) = f(\Theta, U, t), \\ Y(t) = [0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 1] \cdot \Theta, \end{cases} \quad (106)$$

avec :

- $\Theta = [T_{g,1/3}, T_{cat,1/3}, T_{g,2/3}, T_{cat,2/3}, T_{g,3/3}, T_{cat,3/3}, T_{post}]$,
- $U = [\dot{m}_{exh}, T_{pre}, T_{amb}]$,
- $Y = T_{post}$.

La discrétisation temporelle de ce modèle, selon un pas de temps dt et la méthode d'Euler explicite, permet alors d'exprimer le système discret selon k :

$$\begin{cases} \Theta_{k+1} = \Theta_k + f(\Theta_k, U_k) dt + W_d, \\ Y_k = C_d \cdot \Theta_k + V_d, \end{cases} \quad (107)$$

avec :

- $C_d = [0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 1]$,
- W_d : les incertitudes du modèle,
- V_d : l'incertitude de la mesure.

Les deux incertitudes sont des bruits blancs centrés. Comme le système d'équations (99) à (105) est non-linéaire, la représentation d'état du système discret correspond alors à :

$$\begin{cases} \Theta_{k+1} = A_k \Theta_k + B_k U_k + W_d, \\ Y_k = C_d \cdot \Theta_k + V_d. \end{cases} \quad (108)$$

La matrice A_k est issue de la jacobienne de la fonction f par rapport aux états selon un point de fonctionnement (états, entrées) donné :

$$A_k = \left[\begin{array}{ccc} \frac{\partial f_1}{\partial \theta_1} & \dots & \frac{\partial f_1}{\partial \theta_7} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ \frac{\partial f_7}{\partial \theta_1} & \dots & \frac{\partial f_7}{\partial \theta_7} \end{array} \right]_{\overline{\theta_k}, \overline{U_k}} \quad (109)$$

Pour simplifier le calcul de la jacobienne, le terme de conversion (89), présent dans les fonctions f_2 , f_4 , et f_6 , voit la tangente hyperbolique approximée selon un développement de Taylor au premier ordre. La matrice B_k est quant à elle obtenue par la jacobienne de f par rapport aux entrées et dépend également du point de fonctionnement :

$$B_k = \left[\begin{array}{ccc} \frac{\partial f_1}{\partial u_1} & \dots & \frac{\partial f_1}{\partial u_3} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ \frac{\partial f_7}{\partial u_1} & \dots & \frac{\partial f_7}{\partial u_3} \end{array} \right]_{\overline{\theta_k}, \overline{U_k}} \quad (110)$$

La non-linéarité du système discret nécessite alors d'appliquer la formulation étendue et discrète du filtre de Kalman.

2.5.3.3. Filtre de Kalman étendu discret

Le filtre de Kalman étendu est détaillé pour un cas discret dans [72]. Il repose sur la linéarisation de A_k selon le point de fonctionnement et permet d'utiliser une formulation très proche du filtre de Kalman classique. En revanche, la minimisation de la covariance de l'erreur d'estimation ne peut plus être garantie à cause des erreurs apportées par cette linéarisation. Comme pour le filtre de Kalman classique, le filtre de Kalman étendu et discret comprend deux phases, une phase de prédiction et une phase d'estimation. La phase de prédiction consiste à appliquer le modèle à partir de l'état estimé au pas précédent $\hat{\theta}_{est,k}$ pour obtenir les états prédits $\hat{\theta}_{pred,k+1}$. La covariance de l'erreur de prédiction $P_{pred,k+1}$ est également issue d'informations de l'estimation précédente:

$$\hat{\theta}_{pred,k+1} = \hat{\theta}_{est,k} + f(\hat{\theta}_{est,k}, U_k) dt, \quad (111)$$

$$P_{pred,k+1} = A_k P_{est,k} A_k^T + I W_d I^T, \quad (112)$$

avec I correspondant à la matrice identité. Pour calculer la covariance de la prédiction, il est nécessaire de calculer la matrice jacobienne du système par rapport aux états A_k , sur un point de fonctionnement $(\overline{\hat{\theta}_{est,k}}, \overline{U_k})$ donné :

$$A_k = \left[\begin{array}{ccc} \frac{\partial f_1}{\partial \theta_1} & \dots & \frac{\partial f_1}{\partial \theta_7} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ \frac{\partial f_7}{\partial \theta_1} & \dots & \frac{\partial f_7}{\partial \theta_7} \end{array} \right]_{\overline{\hat{\theta}_{est,k}}, \overline{U_k}} \quad (113)$$

Une fois la prédiction effectuée, la phase d'estimation tâche dans un premier temps de calculer le gain de Kalman qui apportera une correction entre le modèle et la mesure. Ce dernier est issu de la covariance de la phase de prédiction $P_{pred,k+1}$ et de l'incertitude sur la mesure V_d :

$$K_{k+1} = P_{pred,k+1} C_d^T (C_d P_{pred,k+1} C_d^T + V_d)^{-1} \quad (114)$$

Ce gain de Kalman permet de calculer la covariance de l'estimation utilisée par la prédiction à l'itération suivante :

$$P_{est,k+1} = (I - K_{k+1} C_d) P_{pred,k+1} \quad (115)$$

Enfin, l'estimation est obtenue par l'addition des états prédits et de l'erreur entre le modèle et la mesure pondérée par le gain de Kalman :

$$\hat{\Theta}_{est,k+1} = \hat{\Theta}_{pred,k+1} + K_{k+1} (Y_{k+1} - C_d \hat{\Theta}_{pred,k+1}) \quad (116)$$

Le filtre de Kalman permet de répondre à la problématique de connaître la température interne du catalyseur. En effet, cet outil permet de fusionner les températures issues du modèle à la mesure en aval du catalyseur. Le niveau de confiance élevé dans la mesure permet alors de corriger les éventuelles erreurs de modélisation.

2.5.4. Résultats

Le filtre de Kalman étendu présenté dans le paragraphe précédent est simulé. Des données d'essais issues du même montage que celui présenté dans la partie 2.5.2.1 permet d'utiliser les capteurs présents pour alimenter les entrées U_k et la mesure Y_{k+1} . De plus, les thermocouples montés à l'intérieur du catalyseur permettent de mesurer les erreurs d'estimation et de prédiction. Il est nécessaire d'identifier dans un premier temps les paramètres de l'estimateur que sont V_d et W_d . Ensuite, l'estimateur est testé en faisant varier les entrées du système. Cette méthode permet de mettre en avant les intérêts de l'estimateur par rapport au modèle.

2.5.4.1. Identification des incertitudes de mesure

La variance V_d de la mesure est déduite de l'étude de la variance d'Allan [73][74] du signal du capteur de thermocouple. Cette méthode est classiquement utilisée pour obtenir les sources d'erreurs des systèmes oscillants [75][76] et de correctement configurer les estimateurs associés à ces systèmes. Dans le cadre de cette étude, cette méthode est appliquée à un thermocouple au repos. Malgré cet état de repos, de très faibles variations de mesure sont constatées, ce qui induit un bruit de mesure du capteur. La variance d'Allan permet de quantifier ce phénomène en fonction d'une fréquence d'analyse donnée (figure 63).

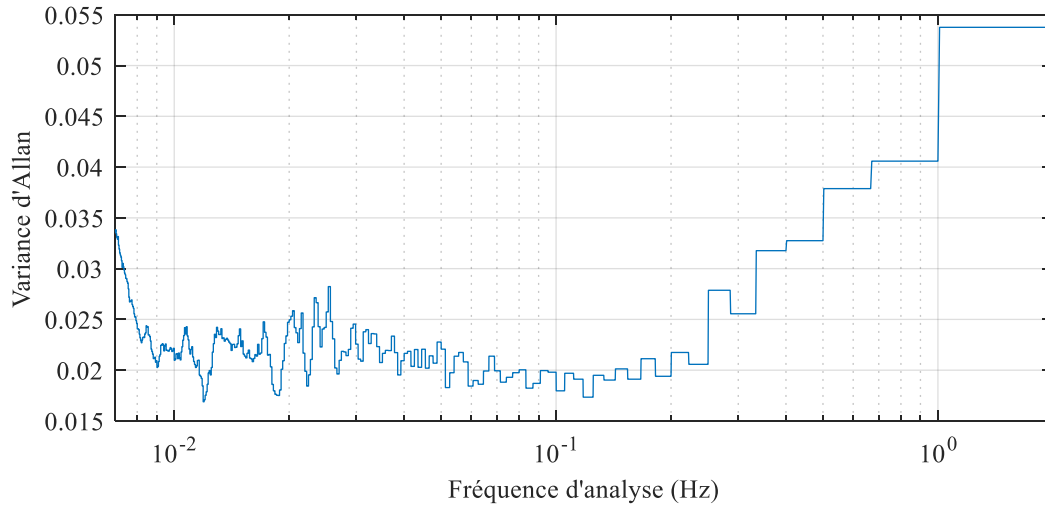


Figure 63 : Variance d'Allan en fonction de la période d'analyse, obtenue lors de la mesure au repos d'un thermocouple

La fréquence d'analyse qui permet de déterminer la variance d'Allan à appliquer à l'estimateur correspond à la fréquence de coupure du catalyseur. Pour cela, les réponses du catalyseur à $x = \frac{L_{cat}}{6}$ selon différents échelons de T_{pre} sont analysés.

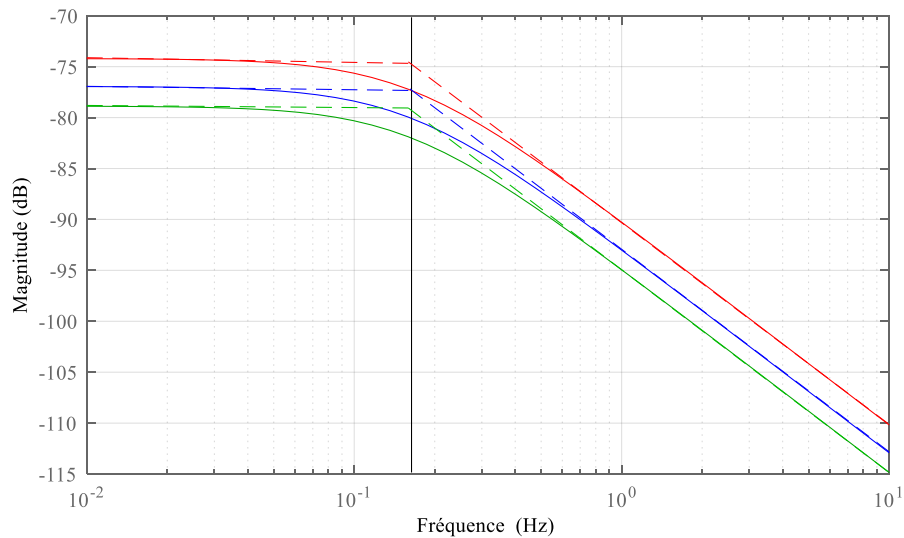


Figure 64 : Diagramme de Bode du système à $x = \frac{L_{cat}}{6}$ selon plusieurs échelons de T_{pre}

Un système du 1^{er} ordre est identifié sur chacun des essais, et le diagramme de Bode de la figure 64 montre que la fréquence de coupure du système est de 0.16 Hz d'un essai à l'autre. En conséquence, la variance d'Allan correspondant à cette fréquence de coupure est 0.02. Elle est alors appliquée à l'estimateur à travers V_d .

2.5.4.2. Identification des incertitudes du modèle

Dès lors, il est possible d'identifier la matrice W_d permettant d'obtenir une bonne estimation en calculant l'erreur quadratique entre les mesures et les états estimés. Comme la confiance dans la mesure est élevée et qu'elle permet de corriger les erreurs du modèle, les valeurs de W_d sont supérieures à celle de V_d .

Pour montrer la plus-value de l'estimateur par rapport au modèle thermique, un essai de variation de richesse en amont du catalyseur est effectué. Cette perturbation a pour effet de modifier les débits de polluants à la source, la conversion des polluants et par conséquent la température interne du catalyseur. Cependant, le modèle ne considère pas de pareilles variations puisque les entrées du modèle n'incluent pas la richesse.

Pour comprendre l'influence de W_d sur les estimations, la diagonale de la matrice W_d est activée à l'aide d'éléments positifs (ici 100). Imposer des valeurs positives uniquement sur la diagonale de la matrice W_d ne permet pas d'obtenir une estimation satisfaisante (figure 65). En effet, le gain de Kalman K est de l'ordre de 0.3 pour $T_{cat,3/3}$, alors qu'il n'est que 0.017 sur $T_{cat,1/3}$. En conséquence, l'influence de la correction de T_{post} est visible sur $T_{cat,3/3}$, mais s'estompe au fur et à mesure que l'on se rapproche de $T_{cat,1/3}$. Cette faible correction pour les états proches de l'entrée du catalyseur s'explique par le fait que la matrice A_k possède de nombreux éléments nuls sur son triangle supérieur qui impacte la covariance de l'erreur sur la phase de prédiction et le calcul du gain de Kalman en ces points.

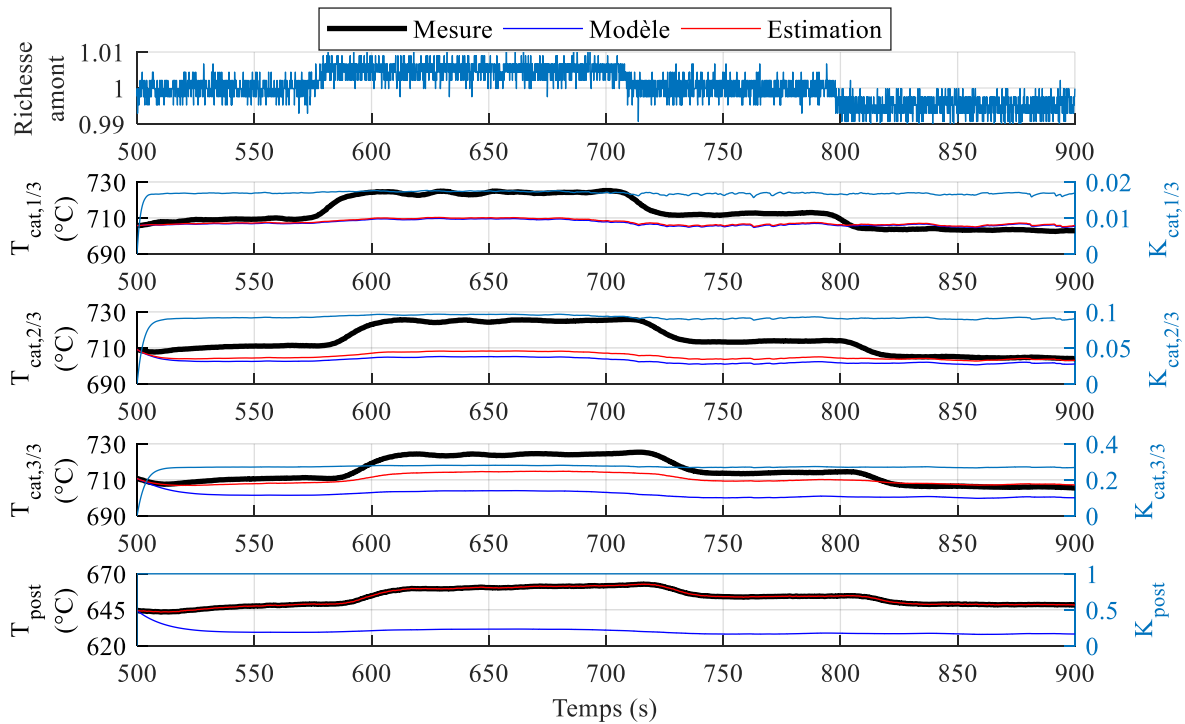


Figure 65 : Influence des éléments de la diagonale de W_d (valeurs 100) sur les estimations

La correction de T_{post} peut influencer sur tous les états T_{cat} estimés si un élément positif est ajouté entre T_{post} et $T_{cat,1/3}$ sur la dernière colonne de W_d . Cette colonne correspond à la covariance de T_{post} par rapport aux autres états. Cet ajout permet de nettement augmenter la valeur de $K_{cat,1/3}$ ce qui a pour effet d'améliorer l'estimation des états T_{cat} (figure 66). En effet, même si les valeurs de $K_{cat,2/3}$ et $K_{cat,3/3}$ sont très peu impactées par l'augmentation de $K_{cat,1/3}$, le fait de corriger $T_{cat,1/3}$ impacte également les états suivants puisqu'ils sont liés par le modèle thermique.

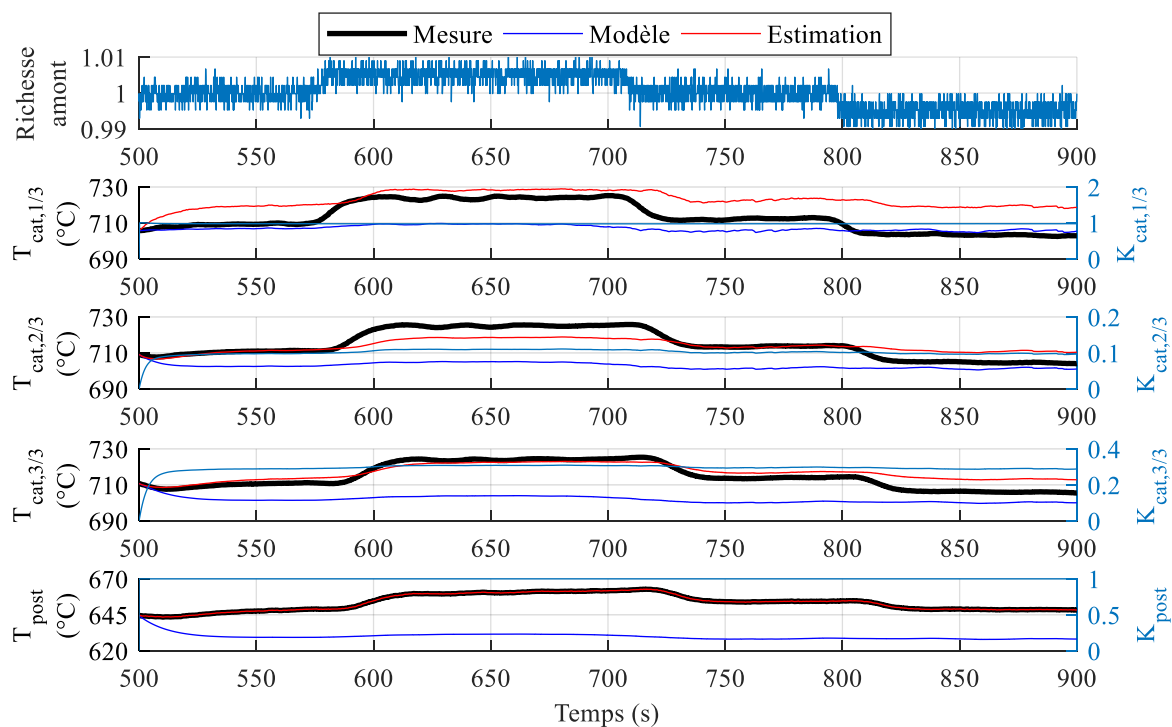


Figure 66 : Résultat de l'ajout d'un élément positif (valeur 100) dans W_d entre T_{post} et $T_{cat,1/3}$

La matrice W_d comporte 49 éléments et le modèle thermique ainsi que les éléments ci-dessus montrent que de nombreuses relations sont présentes entre les états. En conséquence, la calibration de la matrice W_d semble longue et complexe. Pour remédier à cela, la fonction d'optimisation « fmincon » de Matlab est appliquée pour identifier la matrice W_d adéquate. Son objectif est de minimiser l'erreur d'estimation sur les 3 états T_{cat} calculée sur l'essai de variation de richesse présenté dans ce paragraphe. Cette calibration de W_d est appliquée pour tous les résultats suivants ce paragraphe.

2.5.4.3. Variation de la richesse en amont du catalyseur

A travers la mesure de température en aval du système de post-traitement, l'estimateur est capable de considérer l'influence de perturbations qui ne sont pas décrites dans le modèle. L'écart entre l'estimation et la mesure est plus faible que l'écart entre le modèle et la mesure sur chaque état du catalyseur considérés (figure 67).

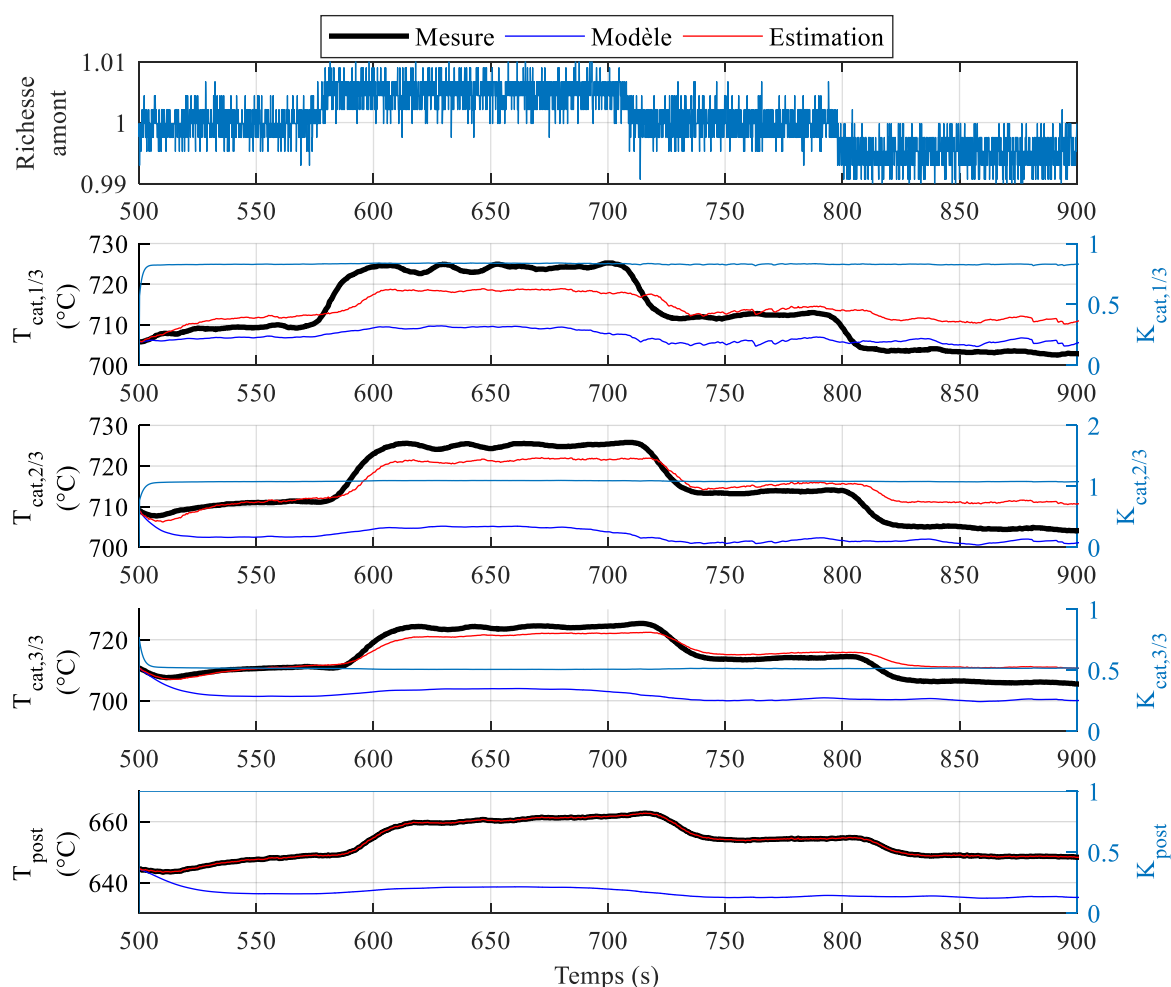


Figure 67 : Comparaison entre le modèle et l'estimateur lors d'une variation de richesse en amont du catalyseur

Comme indiqué dans le tableau 7, l'estimateur permet de réduire de 40 à 80% l'erreur quadratique du modèle par rapport à la mesure des températures internes du catalyseur. Cette nette amélioration est réalisée sans ajouter de modèle supplémentaire sur l'influence de la variation de richesse sur la conversion des polluants et donc sur la température interne du catalyseur.

Erreurs quadratiques sur l'essai de variations de richesse (°C)				
	$T_{cat, \frac{L_{cat}}{3}}$	$T_{cat, \frac{2L_{cat}}{3}}$	$T_{cat, L_{cat}}$	T_{post}
Modèle	9.11	13.50	14.19	17.58
Estimateur	5.38	3.87	2.87	≈ 0

Table 7 : Comparaison des erreurs quadratiques entre le modèle thermique et l'estimateur sur l'essai de variations de richesse

2.5.4.4. Chauffage du catalyseur sur un essai de validation

Comme cela est expliqué dans la partie 1.2.3, la phase de chauffe du catalyseur est un levier important lorsqu'on considère les polluants dans la stratégie de supervision. Dès lors, il est nécessaire de correctement estimer la température du catalyseur durant cette phase. Pour vérifier cela, un essai est réalisé où le catalyseur est chauffé sur un point de fonctionnement moins chargé que celui utilisé pour identifier le modèle thermique. En conséquence, la chauffe du catalyseur est plus lente. L'estimateur avec un modèle thermique identifié dans ces conditions ne permet pas de s'approcher de la mesure car le signe de l'erreur pour T_{post} est différent du signe de l'erreur des autres états (figure 68). La correction apportée par l'estimateur est alors contre-productive.

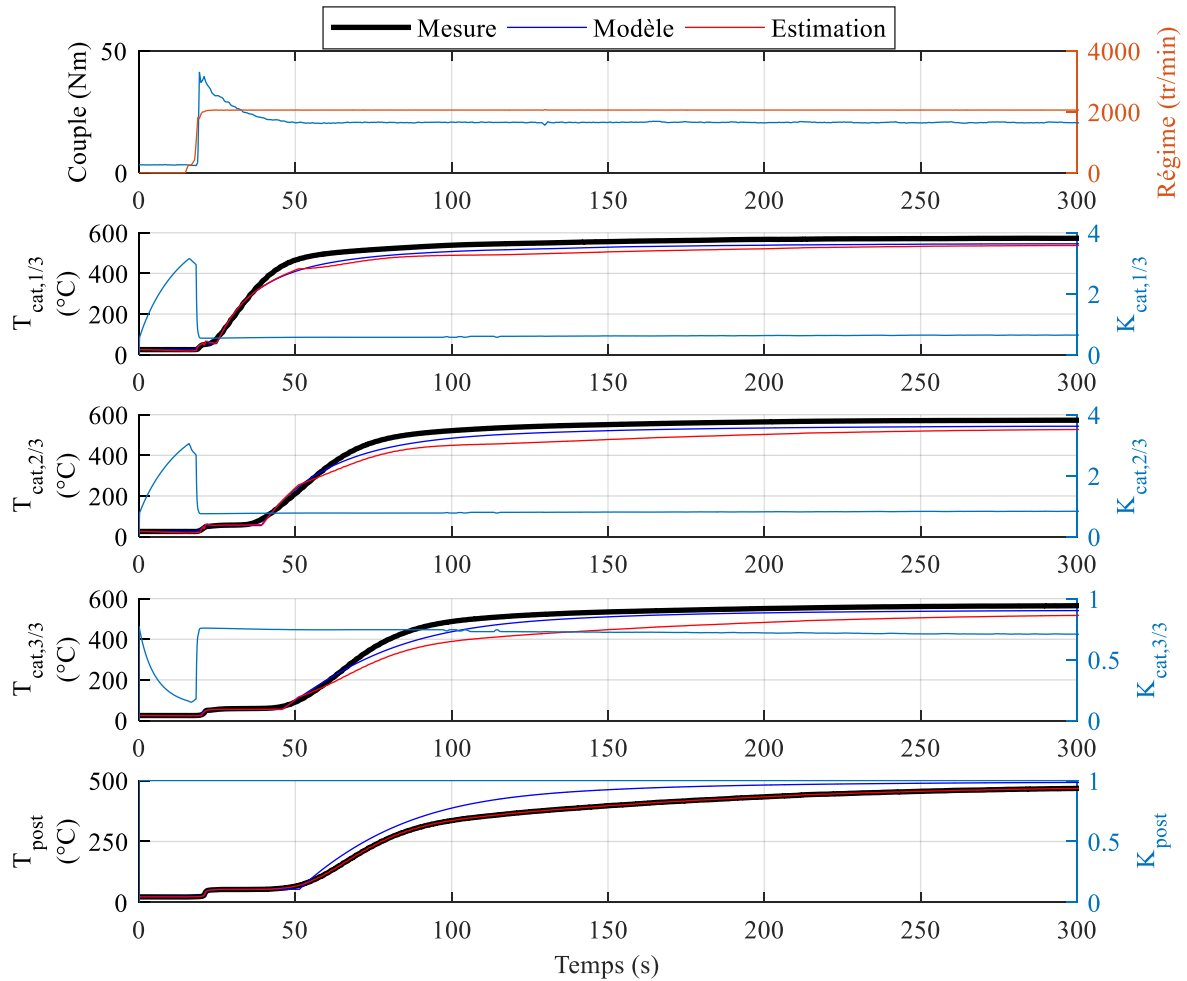


Figure 68 : Comparaison de l'estimateur et du modèle lors de la chauffe du catalyseur, le modèle de T_{post} étant identifié sur un point de fonctionnement différent (surestimé)

Pour résoudre ce problème, il est nécessaire de considérer sur le modèle de T_{post} que la convection interne est fonction du débit d'échappement et donc du point de fonctionnement du moteur thermique. En diminuant cette convection interne et donc en sous-estimant T_{post} , il est possible d'obtenir une estimation satisfaisante (figure 69). En effet, le signe de l'erreur de T_{post} est le même que pour les autres états par rapport à leurs mesures respectives. En conséquence, la correction apportée par l'estimateur permet de s'approcher des mesures.

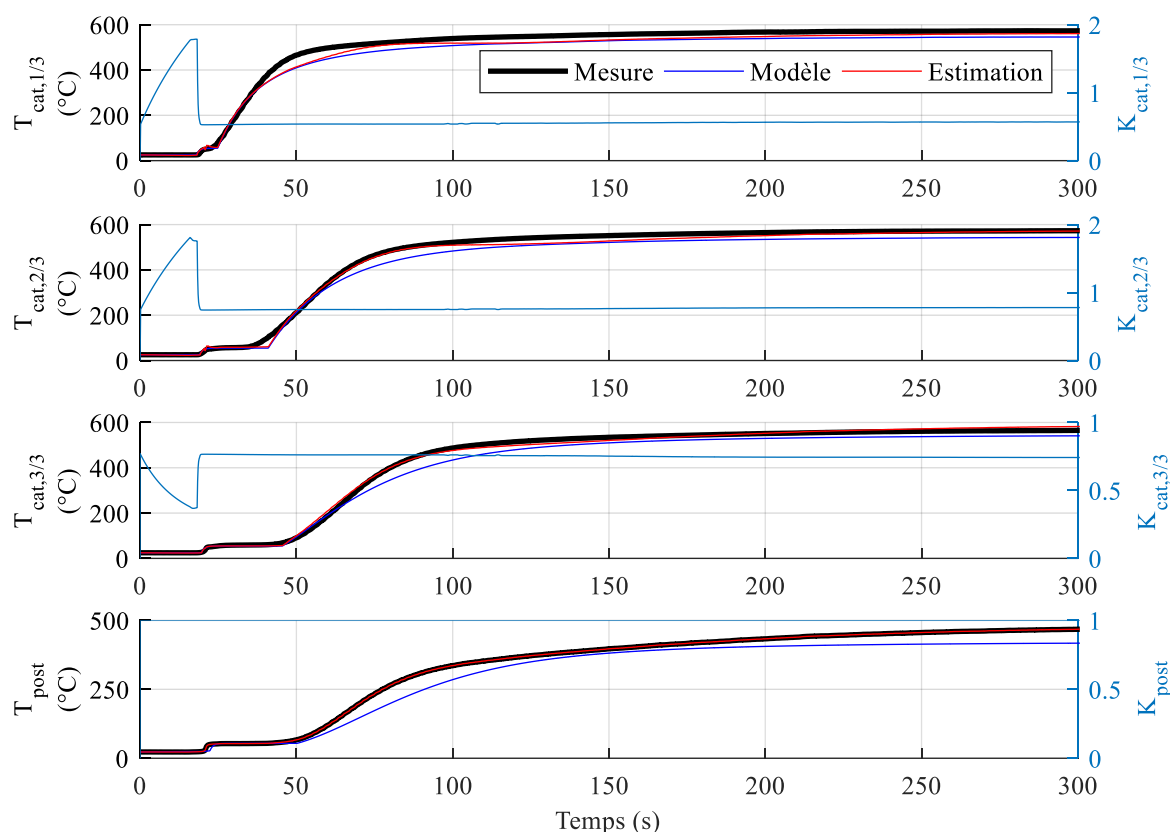


Figure 69 : Comparaison du modèle et de l'estimateur lors de la chauffe du catalyseur, le modèle de T_{post} est volontairement sous-estimé

Dans ces conditions, la tableau 8 montre qu'il est possible de réduire de 34% à 64% l'erreur quadratique par rapport aux mesures internes du catalyseur. Les niveaux d'erreurs pour l'estimateur sont plus élevés pour cet essai que pour la variation de richesse car les variations de température interne sont nettement plus élevées.

Erreurs quadratiques sur l'essai de chauffe du catalyseur (°C)				
	$T_{cat, \frac{L_{cat}}{3}}$	$T_{cat, \frac{2 L_{cat}}{3}}$	$T_{cat, L_{cat}}$	T_{post}
Modèle	29.58	30.09	27.78	41.95
Estimateur	19.42	10.62	13.94	≈ 0

Table 8 : Comparaison du modèle et de l'estimation lors de la phase de chauffe du catalyseur

2.5.4.5. Variation de point de fonctionnement avec un catalyseur chaud

Pour valider le fonctionnement de l'estimateur en dehors de sa phase de chauffe, un essai comportant plusieurs variations de couple à un régime constant de 2000 tr/min est utilisé. Dans ces conditions, une variation de 25 N.m. peut faire varier la température interne du catalyseur d'une centaine de degrés (figure 70). Ce cas de vie est particulièrement présent pour un véhicule hybride puisque le couple du moteur thermique est indépendant de la demande de puissance du conducteur.

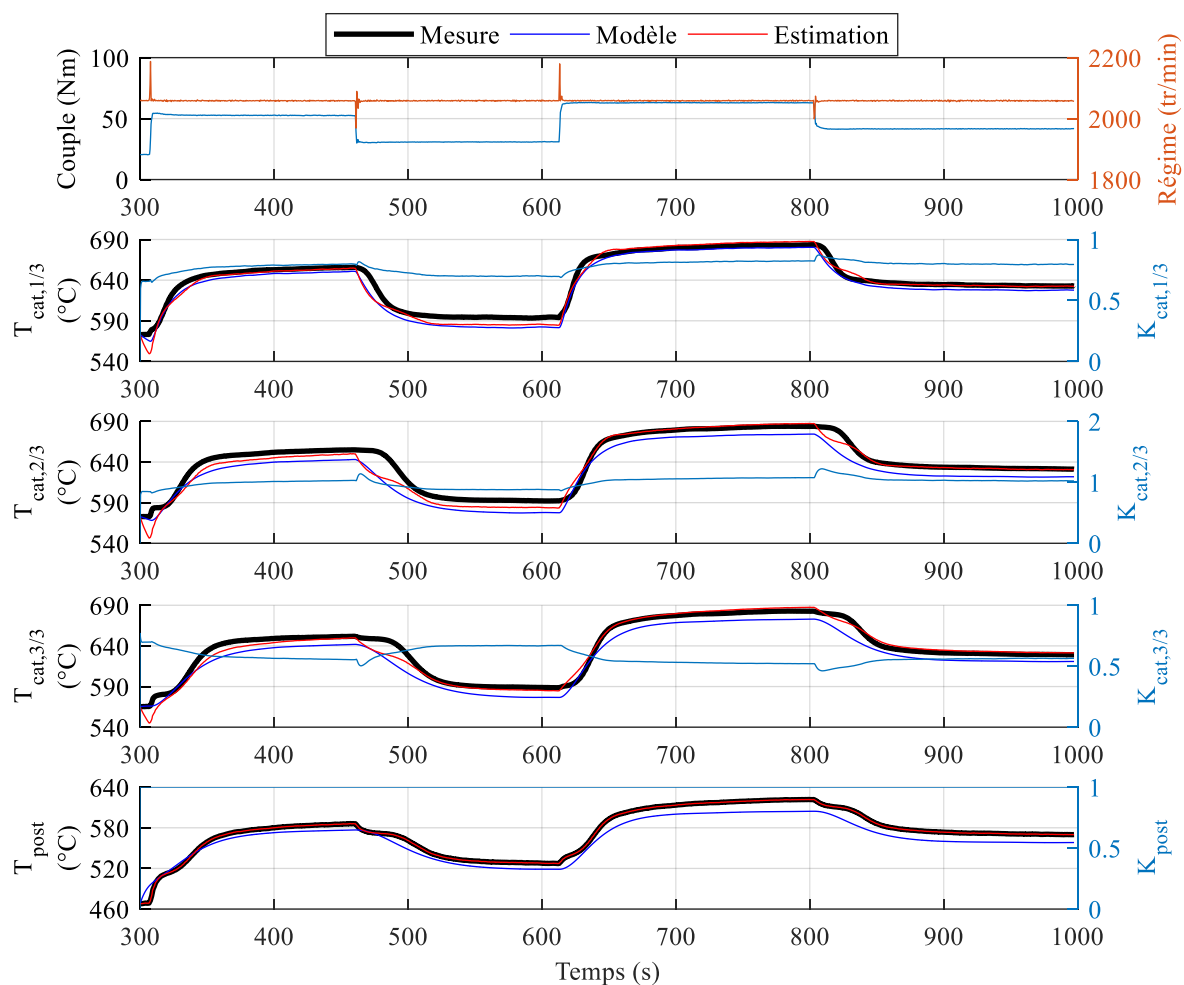


Figure 70 : Comparaison de l'estimateur et du modèle seul lors de la variation du point de fonctionnement du moteur thermique

L'estimateur permet de mieux approcher la mesure et en particulier les phases de transition de couple (figure 70). Cependant, le retard sur l'entrée visible sur les états à 460 et 800 secondes n'est pas suffisamment corrigé par l'estimateur. Ce problème pourrait-être corrigé en ajoutant une mesure complémentaire qui soit plus à l'image de la variation de température du catalyseur comme la paroi extérieure du catalyseur. La deuxième solution consisterait à intégrer un retard sur l'entrée dans le modèle thermique qui serait fonction du débit à l'échappement comme le précise [22].

Erreurs quadratiques sur l'essai de variation de couple moteur (°C)				
	$T_{cat, \frac{L_{cat}}{3}}$	$T_{cat, \frac{2L_{cat}}{3}}$	$T_{cat, L_{cat}}$	T_{post}
Modèle	7.56	13.22	11.38	12.01
Estimateur	6.12	8.13	5.83	≈0

Table 9 : Comparaison des erreurs quadratiques entre le modèle et l'estimateur sur l'essai de variation de couple moteur

Sur cet essai, l'estimateur a permis de réduire l'écart du modèle par rapport à la mesure de 20% à 48% selon les états. Comme pour l'ensemble des applications montrées dans cette partie, l'estimateur permet de s'approcher de la mesure de température interne du catalyseur, des phénomènes de conversion des polluants et des réactions exothermiques. Pour cela, il intègre des phénomènes supplémentaires à l'aide de la mesure en aval du système de post-traitement, sans nécessiter de modélisation et avec une faible calibration. Cette approche permet soit d'obtenir une connaissance plus précise de la température interne du catalyseur soit d'utiliser des modèles plus simple à mettre au point et nécessitant moins de temps à calibrer. Cette approche est particulièrement efficace lors de la phase de chauffe puisque la variation d'efficacité de conversion est importante (figure 52). En conséquence, une meilleure précision dans l'estimation de température du catalyseur est primordiale pour mieux superviser la chaîne de traction sur cette phase délicate.

Conclusion

L'objectif de minimisation conjointe de la consommation et des émissions polluantes et la connaissance a priori du cycle permettent de calculer la supervision optimale d'un HEV. À partir de ce cycle et de l'architecture du véhicule, un modèle de sa dynamique longitudinale nous permet de définir les conditions de fonctionnement de la chaîne de traction hybride. La dynamique de l'état de charge et un modèle du débit de carburant (obtenu expérimentalement) nous permet de déduire la dépense énergétique du véhicule pour un cycle et une commande de supervision donnée. Pour ce qui est des émissions polluantes, un modèle statique des émissions de NO_x à la source est établi à partir de données expérimentales du moteur DV6. Les modèles de consommation et d'émissions à la source sont validés à l'aide d'un essai sur la phase urbaine du WLTC.

L'efficacité des systèmes de dépollution est d'abord modélisée à l'aide d'un modèle zéro-dimensionnel de la chaîne de dépollution. Cette approche est appliquée à la chaîne de dépollution Diesel qui voit une SCR réduire chimiquement les NO_x . Son efficacité est principalement dépendante de la température interne de son monolithe catalytique. En plus de cela, le DOC, placé en amont de la SCR, influe sur le ratio NO_2/NO_x en entrée de la SCR. Ce ratio permet de favoriser ou dégrader certaines réactions chimiques de la SCR et est à considérer dans l'efficacité de ce système. Par conséquent, un modèle de l'efficacité du DOC et de la SCR qui inclut également un modèle de variation de leurs températures est proposé. Ce modèle est validé à l'aide d'un modèle métier PSA reposant sur des données expérimentales. Au final, on obtient un modèle à trois états comprenant l'état de charge de la batterie et la température des deux systèmes de dépollution qui permet de répondre au problème d'optimisation d'un HEV Diesel à l'aide de méthodes hors-ligne.

Pour appliquer une stratégie en ligne, il est nécessaire de connaître la température du système de post-traitement afin d'en déduire son efficacité et d'adapter la stratégie de supervision en conséquence. Contrairement aux méthodes hors-ligne, le modèle thermique du système de dépollution n'est pas limité en nombre d'état dans les méthodes en ligne. Un modèle unidimensionnel de la température du catalyseur 3-voies est alors proposé pour mieux considérer les refroidissements locaux causés par le mode de roulage électrique de chaîne de traction hybride essence. Un tel modèle montre l'interdépendance entre l'efficacité de conversion et la température interne du système. Un moyen de mesure de température permet de limiter les erreurs de modélisation apportées, entre autres, par cette interdépendance. Hors, la température du système de post-traitement est difficilement accessible et nécessite un montage non-industrialisable. Pour répondre à cette problématique, un estimateur de température composé du modèle thermique du système de dépollution, d'un filtre de Kalman étendu, et d'une mesure de température de gaz en aval du système de post-traitement est proposé. Le modèle thermique unidimensionnel du catalyseur proposé a été identifié à l'aide de données expérimentales. Le filtre de Kalman étendu a été paramétré afin d'obtenir une reconstruction des températures internes du catalyseur à partir du modèle et de la mesure. Cet estimateur permet d'estimer correctement le profil de température interne du catalyseur malgré des perturbations sur les entrées du système comme la variation de richesse où un changement de point de fonctionnement. L'efficacité globale du catalyseur déduite de plusieurs efficacités locales peut permettre d'améliorer la supervision du véhicule hybride.

Chapitre 3. Prise en compte des polluants dans la gestion d'énergie des véhicules hybrides

Introduction

De nombreux travaux relatent de la supervision d'une chaîne de traction avec pour objectif de minimiser sa consommation. Cependant, les normes Euro et le protocole RDE, présentés dans 1.1, montrent que les émissions polluantes sont de plus en plus limitées. Il paraît alors intéressant d'intégrer cette contrainte dans le superviseur comme cela est montré dans 1.3.2. De nombreux travaux relatent de cette évolution du superviseur selon différentes méthodes, contextes et techniques. La première approche consiste à minimiser la consommation et les émissions polluantes à la source selon des modèles d'émissions statiques. A l'aide de la programmation dynamique, [52] calcule la stratégie de supervision optimale d'un HEV Diesel et diminue les émissions de NO_x de 15% pour une pénalité de consommation de 6%. En appliquant la même méthode, [77] démontre l'influence de la puissance de la machine électrique sur les émissions de NO_x à la source. Cette étude montre l'intérêt de la commande optimale pour le dimensionnement de l'architecture hybride. Pour les stratégies en ligne, avec une approche similaire à l'approche heuristique PSA (§ 1.3.4.2), [53] simule des gains importants sur les émissions polluantes d'un HEV essence pour une faible pénalité de consommation. [78] confirme ces résultats à l'aide d'un ECMS étendu aux polluants à la source pour un HEV Diesel parcourant plusieurs cycles d'homologation. Pour aller plus loin, la communauté a ajouté dans la stratégie de supervision des dynamiques pouvant influencer sur les émissions. Comme cela est démontré dans les précédents chapitres de la thèse, la température de la chaîne de dépollution a une influence importante sur son efficacité, et donc sur les émissions de polluants. Par conséquent, de nombreux travaux ajoutent cette dynamique thermique au problème d'optimisation avec pour objectif de trouver un meilleur compromis consommation-polluants. Ainsi, [79] utilise la programmation dynamique sur un HEV essence où la dynamique de température du catalyseur 3-voies est considérée. Il démontre qu'une diminution d'émissions de HC de 28% est possible pour une pénalité de consommation de 0.5% par rapport à une stratégie optimisant la consommation. Une tendance semblable est constatée dans [80] sur un HEV Diesel où la stratégie de supervision est calculée avec le Principe du Minimum de Pontryagin en incluant la dynamique de température de la SCR. En considérant cette même dynamique mais en déterminant la stratégie avec l'algorithme de programmation dynamique, [81] montre que l'augmentation du volume de la SCR n'entraîne qu'une diminution des émissions de NO_x , sans influencer la consommation de carburant. Pour juger de l'intérêt de l'ajout de multiples dynamiques, [82] compare des stratégies optimales pour un HEV essence obtenues en considérant les dynamiques d'état de charge, de température du moteur, et de température du catalyseur 3-voies. Par rapport à une stratégie considérant les émissions à la source, une diminution de CO d'environ 10% est possible à iso-consommation si l'état de charge et la température du catalyseur sont considérés. Cette diminution atteint 20% si les trois dynamiques sont appliquées dans la stratégie. Tous ces résultats de simulation montrent des gains d'émissions importants. Quelques essais expérimentaux tendent à montrer que cette tendance est fondée. Ainsi, [83] définit deux stratégies heuristiques, optimisant la consommation ou les polluants, à partir des résultats de simulation de la commande optimale. Une réduction des émissions est constatée lors des essais expérimentaux comparant les deux stratégies. De la même manière, [42] applique au banc moteur une stratégie optimale hors-ligne et obtient une réduction des émissions de HC importante.

A partir de ces nombreux travaux, des axes de progrès sont étudiés durant cette thèse pour améliorer la supervision du véhicule hybride à l'aide des approches hors-ligne et en ligne. D'une part, on constate dans le chapitre 2 précédent que pour la chaîne de traction hybride Diesel, le DOC a une influence sur l'efficacité de la SCR et donc sur la réduction des émissions de NO_x . De

3.1. Influence du critère de supervision sur le compromis consommation-NO_x

plus, aucun essai expérimental n'a démontré l'efficacité des stratégies optimales pour un HEV Diesel. Par conséquent, il apparaît intéressant d'étudier si la considération des deux systèmes de dépollution dans la stratégie apporte un meilleur compromis consommation-NO_x. Pour démontrer cette idée, plusieurs stratégies considérant les émissions de NO_x à la source et plus ou moins de systèmes de post-traitement sont calculées à l'aide de l'algorithme de programmation dynamique. Ces stratégies sont ensuite appliquées au banc moteur haute-dynamique afin de mesurer des compromis consommation-NO_x à la source réels. Enfin, un modèle métier PSA est utilisé pour déterminer les émissions du véhicule et les compromis qui en découlent. Par ailleurs, cette thèse s'inscrit dans la poursuite des travaux de [83], où une stratégie de supervision heuristique embarquée minimisant la consommation ou les polluants d'un HEV essence équipée d'un catalyseur 3-voies a été validée expérimentalement. Pour compléter ces travaux, il est souhaitable de proposer une stratégie permettant d'ajuster le niveau d'émissions tout en minimisant la consommation de carburant (figure 33). En conséquence, une stratégie temps réel permettant de se placer sur le compromis consommation-polluants à l'aide d'un paramètre est proposée. Cette stratégie, embarquée dans un calculateur moteur, est appliquée sur un banc d'essai simulant le fonctionnement d'un véhicule hybride sur un moteur EB2 et un catalyseur 3-voies afin de réaliser sa validation expérimentale.

3.1. Influence du critère de supervision sur le compromis consommation-NO_x

Une des problématiques de la supervision implique de correctement définir les données d'entrée utiles pour la supervision. En effet, l'ajout d'une donnée d'entrée se traduit généralement par l'installation d'un capteur supplémentaire qui implique un coût supplémentaire pour le véhicule. Mais comment s'assurer qu'un capteur supplémentaire apporte un gain de consommation et/ou de polluants à travers la supervision ? Le calcul de la commande optimale pour plusieurs critères de supervision permet de répondre à cette question. Maintenant que le modèle du véhicule Mild-Hybrid Diesel, de sa consommation et de ses émissions de NO_x est défini, il nous est possible de comparer des superviseurs utilisant des critères de supervision différents où plus ou moins d'informations (ou de capteurs) seront disponibles pour calculer la commande de supervision. Après avoir défini les critères de supervision qui sont étudiés dans ce chapitre, le choix de l'algorithme de programmation dynamique pour calculer la commande optimale est justifié. Puis la mise en place de cet algorithme pour chacun des critères de supervision est expliquée. Les limites inhérentes à cette approche sont montrées. Enfin, les critères de supervision sont comparés sur un cycle WLTC et sont appliqués au banc haute-dynamique pour vérifier la validité des résultats de simulation.

3.1.1. Définition des critères

Le modèle du HEV Diesel étant défini dans la partie 2.1, il nous est possible de préciser le problème d'optimisation auquel les stratégies de supervision qui seront étudiées dans ce sous-chapitre devront répondre. En plus des contraintes inhérentes à la gestion de l'état de charge de la batterie, d'autres dynamiques, celles des systèmes de post-traitement, apparaissent dans le problème d'optimisation. En effet, afin de considérer les polluants en aval des systèmes de dépollution, il faut ajouter le rendement η_{NO_x} . Ce dernier est dépendant de la température du DOC et de la SCR. On obtient alors le problème d'optimisation P_1 suivant :

$$u^*(t) = \underset{u \in U}{\operatorname{argmin}} \left(\phi(SOC(t_f), t_f) + \int_{t_0}^{t_f} (1 - \alpha) \dot{m}_{carb}(u(t), t) + \alpha \dot{m}_{NO_x}(u(t), t) \left(1 - \eta_{NO_x}(T_{SCR}(t), T_{DOC}(t), u(t), t) \right) dt \right), \quad (117)$$

incluant les dynamiques de SOC ($\dot{SOC}$), de température du DOC ($\dot{T}_{DOC}$) et de température de la SCR ($\dot{T}_{SCR}$) définies respectivement par les équations (76), (80) et (82). Ces états sont initialisés selon :

$$SOC(t_0) = SOC_0 = 0.5, \quad (118)$$

$$T_{DOC}(t_0) = T_{amb} = 20^\circ C, \quad (119)$$

$$T_{SCR}(t_0) = T_{amb} = 20^\circ C, \quad (120)$$

et sont limités de la manière suivante :

$$SOC(t) \in [0.3, 0.7], \quad (121)$$

$$T_{DOC}(t) \in [T_{amb}, 700], \quad (122)$$

$$T_{SCR}(t) \in [T_{amb}, 700]. \quad (123)$$

Contrairement à l'état de charge de la batterie, qui voit son état contraint au début et à la fin du cycle, la température des systèmes de post-traitement est fixée au début du cycle à la température ambiante et laissée libre pour le reste du cycle. Cette contrainte permet de considérer le démarrage à froid du véhicule qui est l'une des phases les plus critiques pour les émissions polluantes car l'efficacité de la chaîne de dépollution y est faible. On peut alors comparer et définir la meilleure supervision pour ce cas de vie. Les critères de supervision qui seront comparés dans la suite de cette partie sont définis en fonction du niveau d'information à leur disposition et des hypothèses faites sur le fonctionnement des systèmes de dépollution.

La première stratégie, appelée (S_1), est la plus simple à mettre en place car elle considère uniquement la consommation de carburant et les émissions à la source. Pour calculer la commande optimale de ce critère, seule la dynamique de SOC est à considérer :

$$(S_1) : u^*(t) = \underset{u \in U}{\operatorname{argmin}} \left(\phi(SOC(t_f), t_f) + \int_{t_0}^{t_f} (1 - \alpha) \dot{m}_{carb}(u(t), t) + \alpha \dot{m}_{NO_x}(u(t), t) dt. \quad (124)$$

La stratégie (S_2) veut minimiser la consommation et les NO en aval du DOC afin de maximiser le ratio NO_2/NO_x . Comme on peut le voir à travers la figure 48, l'efficacité de la SCR est augmentée lorsque ce ratio est élevé. La minimisation à la source des NO_x est donc accompagnée d'une efficacité accrue de la SCR. Cette stratégie a l'avantage de ne considérer que deux états, SOC et T_{DOC} :

$$\begin{aligned}
(\mathcal{S}_2) : u^*(t) \\
= \underset{\substack{u \in U \\ t_f}}{\operatorname{argmin}} \phi(SOC(t_f), t_f) \\
+ \int_{t_0}^{t_f} (1 - \alpha) \dot{m}_{carb}(u(t), t) + \alpha \dot{m}_{NO_x}(u(t), t) \left(1 - \eta_{\frac{NO_2}{NO_x}}(T_{DOC}(t), u(t), t) \right) dt.
\end{aligned} \tag{125}$$

La stratégie $(\mathcal{S}_3)$ est identique au problème d'optimisation mais nécessite donc de calculer la commande optimale en considérant trois états : SOC, T_{DOC} et T_{SCR} :

$$\begin{aligned}
(\mathcal{S}_3) : u^*(t) = \underset{\substack{u \in U \\ t_f}}{\operatorname{argmin}} \phi(SOC(t_f), t_f) \\
+ \int_{t_0}^{t_f} (1 - \alpha) \dot{m}_{carb}(u(t), t) \\
+ \alpha \dot{m}_{NO_x}(u(t), t) \left(1 - \eta_{NO_x}(T_{SCR}(t), T_{DOC}(t), u(t), t) \right) dt.
\end{aligned} \tag{126}$$

La stratégie $(\mathcal{S}_4)$ vise à considérer l'efficacité de la SCR à travers sa dynamique de température tout en conservant une stratégie à deux états. Une hypothèse sur la température des gaz d'échappement et le ratio NO_2/NO_x à l'entrée de la SCR est alors posée. On considère ici que la température du DOC est égale à la température à l'échappement :

$$\begin{aligned}
(\mathcal{S}_4) : u^*(t) = \underset{\substack{u \in U \\ t_f}}{\operatorname{argmin}} \phi(SOC(t_f), t_f) \\
+ \int_{t_0}^{t_f} (1 - \alpha) \dot{m}_{carb}(u(t), t) \\
+ \alpha \dot{m}_{NO_x}(u(t), t) \left(1 - \eta_{NO_x,exh}(t) \right) dt.
\end{aligned} \tag{127}$$

avec

$$\begin{aligned}
\eta_{NO_x,exh}(t) = \eta_{SCR,T,NO_2/NO_x}(T_{SCR}'(t), \eta_{SCR,NO_2/NO_x}(T_{exh}(u(t), t), u(t), t)) \\
\eta_{SCR,tr}(\dot{m}_{exh}(u(t), t)),
\end{aligned} \tag{128}$$

et

$$T_{SCR}'(t) = f_{SCR}(T_{SCR}(t), T_{DOC}(t) = T_{exh}(u(t), t), u(t), t). \tag{129}$$

Pour cette stratégie, les paramètres du modèle de température SCR simplifié ont été identifiés de la même manière que le modèle présenté dans la partie 2.3.1.2. Ce modèle et le nouveau calcul du ratio NO_2/NO_x apporte une erreur limitée sur la quantité de NO_x prédite en aval de la SCR (figure 71).

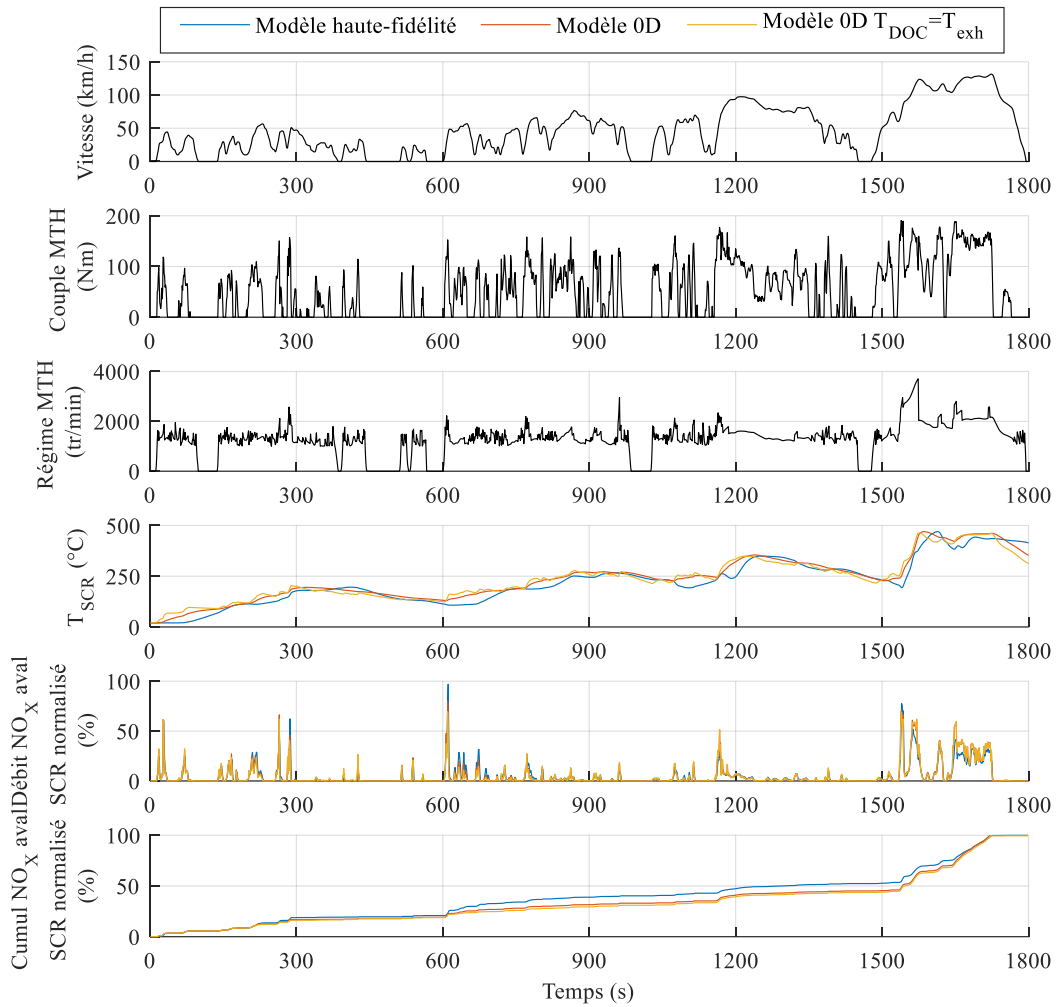


Figure 71 : Validation du modèle 0D simplifié du système de dépollution et comparaison avec le modèle sans simplification

3.1.2. Choix de l'algorithme de calcul de la commande optimale

Comme cela est visible dans le paragraphe 1.3.3, deux méthodes se distinguent pour calculer la commande optimale dans un cas hors-ligne : le Principe du Minimum de Pontryagin (PMP) et la programmation dynamique issue du Principe de Bellman. Pour résoudre cette problématique avec le PMP, le problème d'optimisation P_1 est ramené au problème suivant P_1' :

$$u^*(t) = \underset{u \in U}{\operatorname{argmin}} H(SOC(t), T_{DOC}(t), T_{SCR}(t), u(t), t), \quad (130)$$

avec

$$H(t) = (1 - \alpha) \dot{m}_{carb}(u(t), t) + \alpha \dot{m}_{NOx}(u(t), t) \left(1 - \eta_{NOx}(T_{SCR}(t), T_{DOC}(t), u(t), t) \right) + \lambda_{SOC}(t) \dot{SOC}(t) + \lambda_{T_{DOC}}(t) \dot{T}_{DOC}(t) + \lambda_{T_{SCR}}(t) \dot{T}_{SCR}(t). \quad (131)$$

La pondération de la dynamique de SOC varie selon :

$$\dot{\lambda}_{SOC}(t) = -\frac{\partial H(t)}{\partial SOC}, \quad (132)$$

et doit permettre de respecter la contrainte d'état final :

$$\lambda_{SOC}(t_f) = \frac{\partial \phi(SOC(t_f), t_f)}{\partial SOC(t_f)}. \quad (133)$$

La pondération des dynamiques de température des systèmes de dépollution est définie selon :

$$\dot{\lambda}_{T_{DOC}}(t) = -\frac{\partial H(t)}{\partial T_{DOC}}, \quad (134)$$

et

$$\dot{\lambda}_{T_{SCR}}(t) = -\frac{\partial H(t)}{\partial T_{SCR}}. \quad (135)$$

La température de ces systèmes de dépollution est laissée libre à l'issue du cycle à l'aide des pondérations :

$$\lambda_{T_{DOC}}(t_f) = 0, \quad (136)$$

et

$$\lambda_{T_{SCR}}(t_f) = 0. \quad (137)$$

Cette approche comporte plusieurs défauts. Le premier vient du fait qu'il faut intégrer les contraintes sur le SOC. Comme l'indique [84], ces contraintes sont plus difficiles à intégrer lorsque la batterie est d'une faible capacité, ce qui est le cas de notre architecture hybride. Les travaux de ce chapitre ont été entamés avant la parution de [38], qui a récemment comparé deux méthodes permettant d'intégrer ces contraintes dans le PMP. Il est cependant nécessaire de calibrer la pénalité à appliquer lors du non-respect de la contrainte, afin d'éviter un problème d'optimisation trop raide. [85] met également en avant la difficulté pour trouver la solution d'un tel problème. Le deuxième défaut de cette approche est liée au calcul de $\dot{\lambda}_{T_{DOC}}$ et $\dot{\lambda}_{T_{SCR}}$. En effet, il est nécessaire de proposer des équations dérivables des cartographies représentant l'efficacité des systèmes de dépollution η_{NO_x} . Hors, cette méthode provoquera nécessairement une perte d'optimalité dans la solution.

Devant ces problèmes, la programmation dynamique a été utilisée pour résoudre le problème P_1 . Cette méthode permet d'éviter les problèmes cités plus haut mais comporte une difficulté concernant la discrétisation du problème. En effet, la multiplication du nombre d'état et donc du nombre de trajectoire d'état possible nécessite d'optimiser fortement l'algorithme de programmation dynamique pour atteindre des temps de calcul acceptables. En première approche, l'algorithme de programmation dynamique utilisé pour résoudre le problème P_1 avec le superviseur (S_3) s'apparente à l'algorithme 1.

On peut voir à travers cette algorithme que chaque état considéré ajoute une dimension dans les matrices résultats Γ^* et u^* et une boucle « pour » dans la phase calcul de la commande optimale. Cet ajout implique alors un temps de calcul et un espace de stockage nettement plus élevé puisque le nombre de trajectoire exploré est multiplié par la longueur du vecteur additionnel. La discrétisation de chaque vecteur est donc à étudier.

Initialisation

Définition du vecteur t_d de t_0 à t_f discrétisé tous les Δt , de longueur l_t

Définition du vecteur SOC_d de SOC_{min} à SOC_{max} discrétisé tous les ΔSOC , de longueur l_{SOC}

Définition de SOC_0 et SOC_f appartenant à SOC_d

Définition du vecteur $T_{DOC,d}$ de $T_{DOC,min}$ à $T_{DOC,max}$ discrétisé tous les ΔT_{DOC} , de longueur $l_{T_{DOC}}$

Définition de $T_{DOC,0}$ appartenant à $T_{DOC,d}$

Définition du vecteur $T_{SCR,d}$ de $T_{SCR,min}$ à $T_{SCR,max}$ discrétisé tous les ΔT_{SCR} , de longueur $l_{T_{SCR}}$

Définition de $T_{SCR,0}$ appartenant à $T_{SCR,d}$

Définition du vecteur u_d de u_{min} à u_{max} discrétisé tous les Δu de longueur l_u

Création des matrices coût Γ^* et commande u^* de dimensions $l_t \cdot l_{SOC} \cdot l_{T_{DOC}} \cdot l_{T_{SCR}}$

Initialisation de Γ^* à 0 puis initialisation de $\Gamma^*(t_f, SOC_d < SOC_f, T_{DOC,d}, T_{SCR,d})$ à ∞

Calcul de la commande optimale

Pour t de $t_f - \Delta t$ à t_0 tous les $-\Delta t$

Pour $SOC \in SOC_d$

Pour $T_{DOC} \in T_{DOC,d}$

Pour $T_{SCR} \in T_{SCR,d}$

Calcul de SOC_i en interpolant $SOC + f_{SOC}(SOC, u, t)\Delta t$ sur SOC_d

Calcul de $T_{DOC,i}$ en interpolant $T_{DOC} + f_{DOC}(T_{DOC}, u, t)\Delta t$ sur $T_{DOC,d}$

Calcul de $T_{SCR,i}$ en interpolant $T_{SCR} + f_{SCR}(T_{SCR}, T_{DOC}, u, t)\Delta t$ sur $T_{SCR,d}$

$$\Gamma^*(t, SOC, T_{DOC}, T_{SCR}) = \min_{u \in u_d} \left(\begin{array}{c} (1 - \alpha) \dot{m}_{carb}(u, t) \\ + \alpha \dot{m}_{NO_x}(u, t) (1 - \eta_{NO_x}(u, t, T_{DOC}, T_{SCR})) \\ + \Gamma^*(t + \Delta t, SOC_i, T_{DOC,i}, T_{SCR,i}) \end{array} \right)$$

$$u^*(t, SOC, T_{DOC}, T_{SCR}) = \operatorname{argmin}_{u \in u_d} \Gamma^*(t, SOC, T_{DOC}, T_{SCR})$$

Application de la commande optimale

Initialisation des états $SOC(t = t_0) = SOC_0$, $T_{DOC}(t = t_0) = T_{DOC,0}$ et $T_{SCR}(t = t_0) = T_{SCR,0}$

Pour t de t_0 à t_f tous les Δt

Application de la commande $u(t) = u^*(t, SOC(t), T_{DOC}(t), T_{SCR}(t))$ sur le modèle véhicule

Calcul de la variation de SOC , T_{DOC} et T_{SCR}

Calcul de la consommation et des émissions instantanées

$$\Gamma_{FW}(t) = (1 - \alpha) \dot{m}_{carb}(u, t) + \alpha \dot{m}_{NO_x}(u, t) (1 - \eta_{NO_x}(u, t, T_{DOC}, T_{SCR}))$$

Calcul des cumuls de consommation, d'émissions et de coût Γ_{FW} sur le cycle

Algorithme 1 : Algorithme de la programmation dynamique où 3 états sont considérés

3.1.3. Calibration des paramètres de la programmation dynamique

Comme il est montré dans 1.3.3.2 et dans l'algorithme 1, le calcul de la commande optimale avec la programmation dynamique est fait en interpolant la variation de chaque état sur un vecteur d'état discrétisé. Par conséquent, la discrétisation de cet état doit être suffisamment fine pour permettre de représenter correctement la dynamique de l'état. Mais cette finesse est limitée par la capacité mémoire et la puissance de calcul à disposition. Par conséquent, une étude de sensibilité est effectuée pour chacun des états considérés en commençant par le SOC, puis T_{DOC} et enfin T_{SCR} . Pour définir le niveau de discrétisation nécessaire, la commande optimale est calculée selon un niveau de discrétisation donné puis le coût total ($\Gamma_{FW}(\Delta SOC)$) obtenu lors de l'application de la commande sur un système ne comprenant pas ces approximations (boucle forward) est déduite. Il est comparé au coût obtenu avec la discrétisation la plus fine possible ($\Gamma_{FW}(\Delta SOC_{min})$). Pour le SOC, on obtient l'erreur due à la discrétisation $\varepsilon_{dis,SOC}$:

$$\varepsilon_{dis,SOC} = \frac{\Gamma_{FW}(\Delta SOC) - \Gamma_{FW}(\Delta SOC_{min})}{\Gamma_{FW}(\Delta SOC_{min})}, \quad (138)$$

avec :

- $\Gamma_{FW}(\Delta SOC)$: coût total obtenu dans la boucle forward pour un niveau de discrétisation donné,
- $\Gamma_{FW}(\Delta SOC_{min})$: coût total obtenu dans la boucle forward pour le niveau de discrétisation minimum.

Le calcul de cette erreur selon plusieurs niveaux de discrétisation appliqué à une programmation dynamique à 1 état ($\mathcal{S}_1$) permet de voir l'influence de la discrétisation de SOC sur le coût et le temps de calcul (figure 72). On peut remarquer que la programmation dynamique à un état est réalisable en temps réel (car Δt est de 1 seconde) pour une erreur sur le coût inférieure à 0.25% et avec ΔSOC supérieur à 5.10^{-4} %.

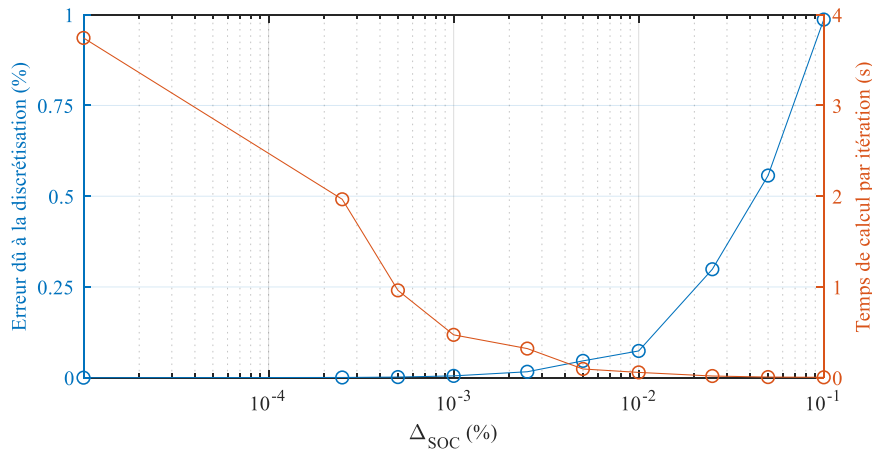


Figure 72 : Influence du niveau de discrétisation du SOC sur le coût et le temps de calcul

Comme deux états supplémentaires seront considérés dans la programmation dynamique à 3 états, un pas de SOC plus élevé est préférable. Par conséquent, la discrétisation $\Delta SOC = 0.025\%$ est adoptée, et on applique la même méthode sur la programmation dynamique à deux états en calculant la stratégie ($\mathcal{S}_2$) pour choisir ΔT_{DOC} (figure 73).

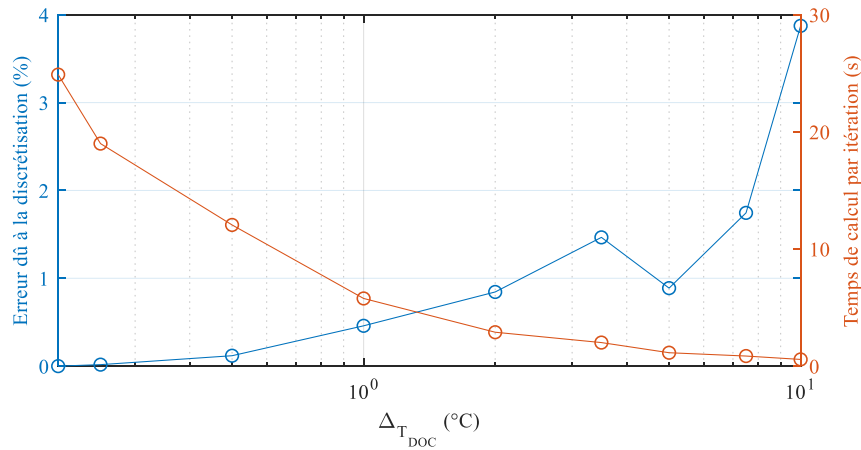


Figure 73 : Influence du niveau de discrétisation de T_{DOC} sur le coût et le temps de calcul ($\Delta SOC = 0.025\%$)

On peut voir que la dérivée de l'erreur sur ΔT_{DOC} n'est pas toujours positive. Cela est causé par l'interpolation de la variation d'état sur $T_{DOC,d}$. Certaines valeurs de ΔT_{DOC} permettent de conserver, malgré l'interpolation, des dynamiques de T_{DOC} plus optimales que d'autres. La valeur $\Delta T_{DOC} = 2^\circ\text{C}$ a été choisie car elle permet d'obtenir une erreur inférieure à 1% tout en limitant le temps de calcul à moins de 3 secondes par itération.

Le choix de $\Delta T_{SCR} = 2^\circ\text{C}$ n'est pas issue d'un compromis précision/temps de calcul comme pour les états précédents. En effet, des limitations matérielles n'ont pas permis de tester des discrétisations inférieures à 2°C pour calculer la stratégie (S_3). De plus, un niveau de discrétisation plus élevé que 2°C a toujours montré une erreur sur le coût nettement supérieure (figure 74). Enfin, ce niveau de discrétisation nécessite tout de même près de 5 minutes de calcul par itération ce qui limite son application.

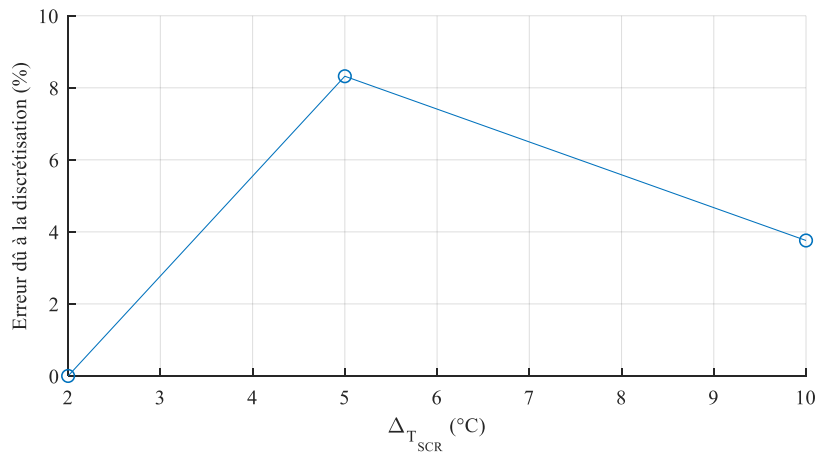


Figure 74 : Influence du niveau de discrétisation de T_{SCR} sur le coût ($\Delta SOC = 0.025\%$ et $\Delta T_{DOC} = 2^\circ\text{C}$)

Pour obtenir les temps de calcul présentés dans les figures 72 et 73, les boucles « pour » sur les états de l'algorithme 1 sont remplacées par des opérations sur des matrices. Cette méthode permet de réduire le temps de calcul mais est limitée par la capacité de la RAM à stocker les matrices. En effet, pour la programmation dynamique à 3 états, le poids de ces matrices est supérieur à la RAM de l'ordinateur, ce qui nécessite de les stocker sur le disque dur. Pour accélérer le calcul malgré des temps d'accès plus élevés, le calcul parallèle sur plusieurs cœurs du processeur est mis en place. Il est alors nécessaire d'utiliser les fonctions HDF5 (Hierarchical Data Format version 5 [86]), qui servent également aux traitements des matrices issues du « Big Data ».

Elles permettent de sauvegarder et d'appeler les morceaux de matrice utiles pour le calcul de la commande optimale. Grâce à cette méthode, la discrétisation des états est affinée et le nombre d'état est augmenté comparés aux autres publications utilisant la programmation dynamique pour résoudre ce problème d'optimisation.

3.1.4. Limites de cette approche

Malgré ces niveaux de discrétisation, les limites de cette approche ont été constatées. Pour mettre cela en avant, nous avons repris l'algorithme 1 montré plus haut, et ajouté une phase supplémentaire dans la phase d'application de la commande optimale. Ici, la commande optimale calculée dans l'algorithme 1 est appliquée mais la variation d'état obtenue par cette commande est interpolée sur le vecteur d'état discrétisé. Cette méthode permet de mettre en avant les dynamiques thermiques qui ne sont pas considérées durant le calcul de la commande optimale à cause de l'interpolation de la variation d'état sur le vecteur d'état discrétisé (figure 75).

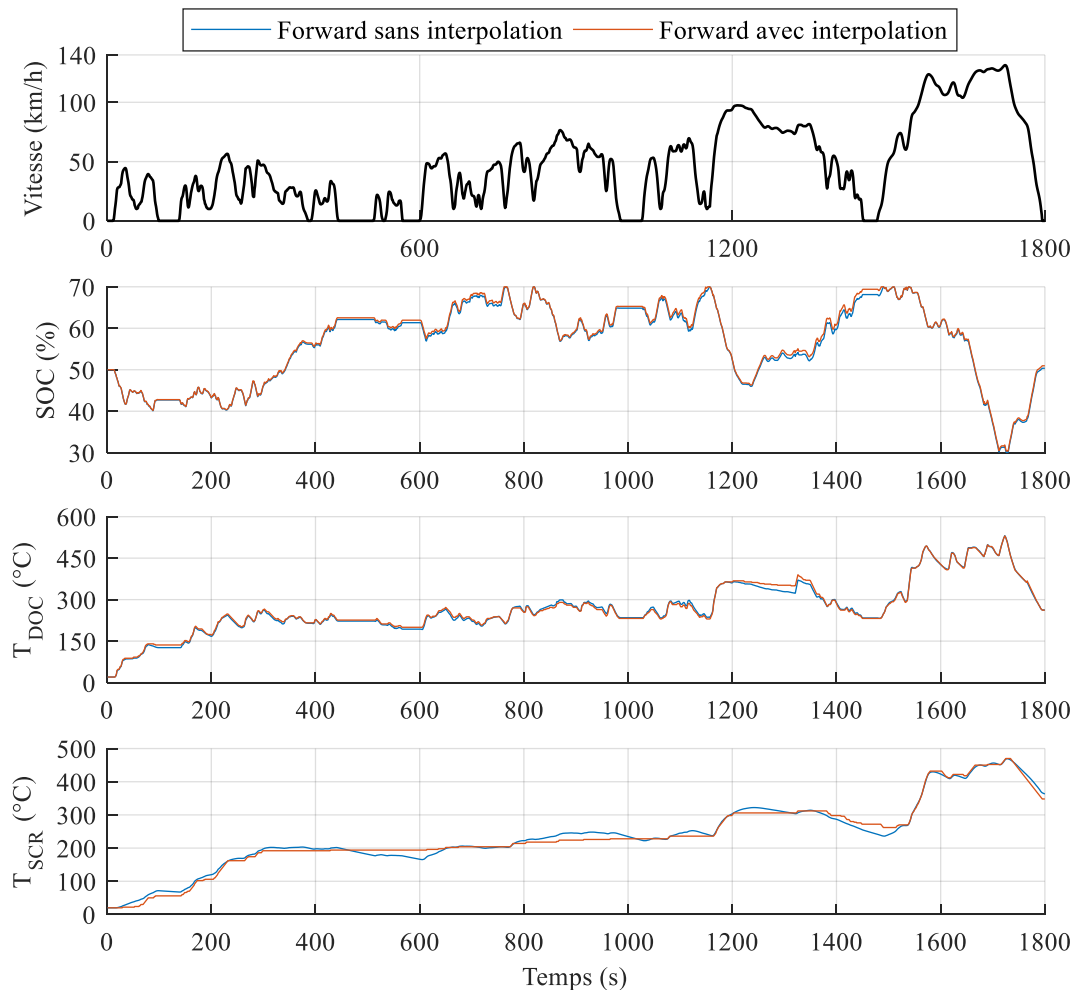


Figure 75 : Comparaison de l'évolution des états avec et sans interpolation sur les vecteurs d'états discrétisés

On observe sur cette figure que les dynamiques de SOC et T_{DOC} sont bien représentées malgré la discrétisation. En revanche, de nombreuses variations de T_{SCR} ne sont pas prises en compte. De tels écarts sur la température SCR amène une différence notable sur son efficacité (figure 76). Entre 400 et 600 secondes, une faible variation de température causée par de nombreuses phases de roulage électrique et l'arrêt du véhicule n'est pas prise en compte, et un écart important sur

l'efficacité du système de dépollution apparaît. Pour prendre en compte cette dynamique, il serait nécessaire d'avoir une valeur de ΔT_{SCR} inférieure à $0,3^\circ\text{C}$.

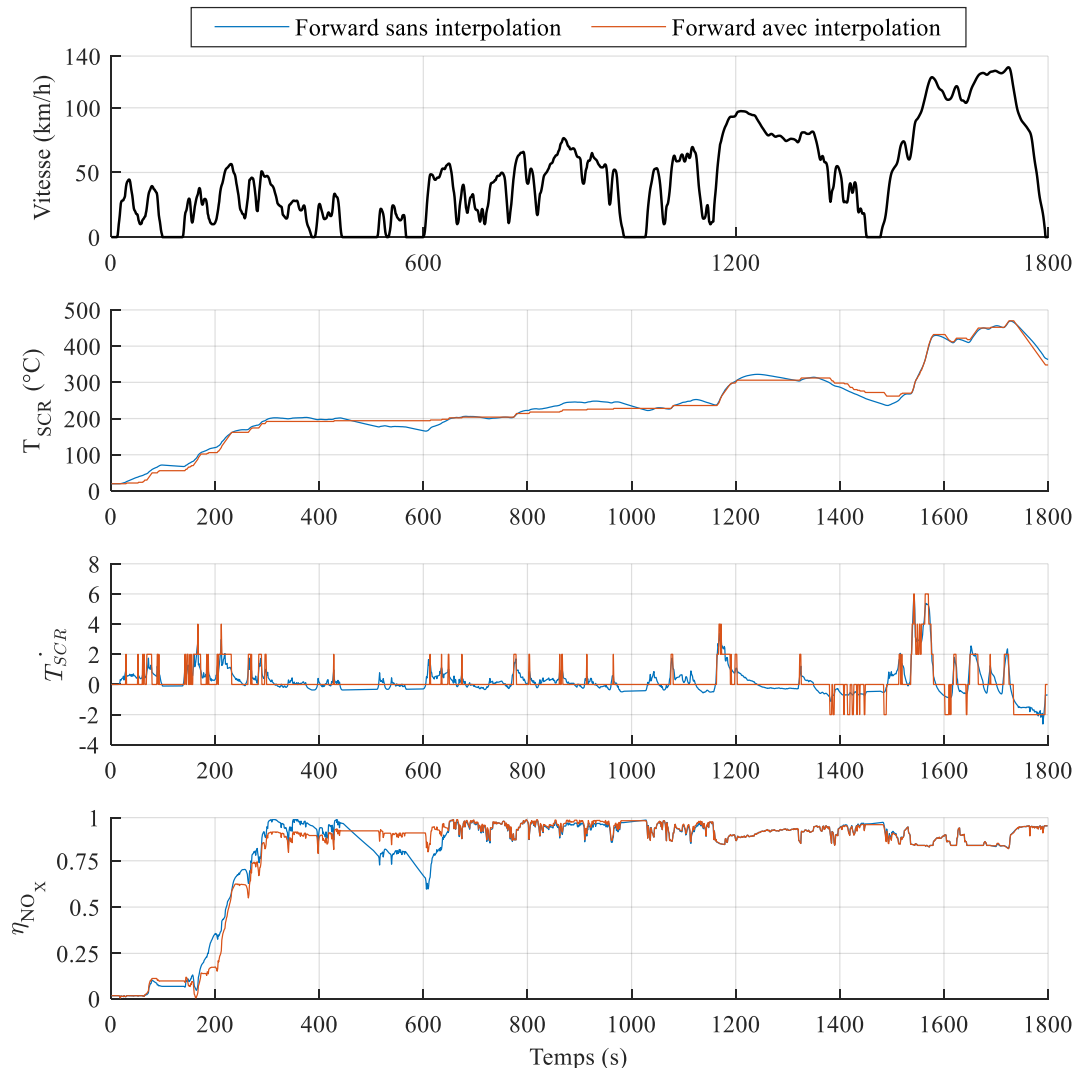


Figure 76 : Impact de l'interpolation de T_{SCR} sur le vecteur d'état discrétisé

3.1.5. Résultats de la simulation des critères

Comme expliquée plus haut, la phase de calcul de la commande optimale est dépendante de la stratégie calculée. La phase d'application de chaque stratégie s'effectue sur le même modèle complet du véhicule, à partir des sous-modèles présentés dans les parties 2.1 à 2.3. La variation de chaque état n'est donc pas interpolée sur un vecteur d'état discrétisé. Par conséquent, ces simulations sont utilisées pour comparer les stratégies entre elles. Le temps de calcul étant important pour calculer la stratégie ($\mathcal{S}_3$), le champ de cette étude est limité au cycle WLTC.

3.1.5.1. Compromis entre consommation et émissions de NO_x

La figure 77 met en avant les compromis entre la consommation et les émissions de NO_x en aval de la SCR obtenus selon chaque critère de supervision et pour différentes valeurs de α . On peut voir que chaque stratégie propose un compromis permettant de réduire de 30% les émissions du véhicule pour une pénalité de consommation d'environ 3%. Malgré la connaissance a priori du cycle, aucune stratégie ne se distingue fortement des autres et ne permet d'obtenir un meilleur

compromis. Seule la stratégie (S_4) obtient un moins bon compromis à cause des hypothèses inhérentes à son calcul. La stratégie (S_3) permet d'atteindre le minimum d'émissions de NO_x, mais l'écart avec les stratégies (S_1) et (S_2) est très faible.

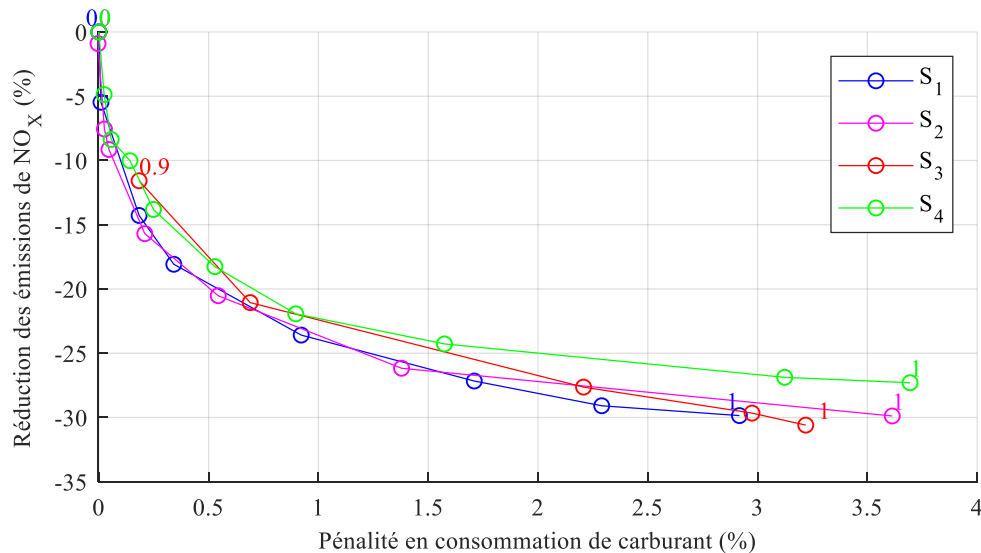


Figure 77 : Compromis entre consommation et émissions de NO_x du véhicule

La figure 78 montre le compromis entre la consommation et les émissions de NO_x à la source de chaque stratégie. Elle permet de voir l'apport d'une stratégie de supervision plus complexe incluant un ou des systèmes de dépollution. On peut voir que la stratégie (S_1) propose effectivement le meilleur compromis à la source, ce qui montre que son problème d'optimisation est bien résolu. Les stratégies (S_2) et (S_3) incluant tout ou partie des systèmes de dépollution émettent plus de polluants à la source, et profitent des systèmes de dépollution pour limiter leurs émissions. Considérer la chaîne de dépollution dans la stratégie permet donc de se concentrer sur la minimisation d'autres émissions à la source, tel que les particules, tout en permettant un compromis consommation-NO_x à la canule intéressant.

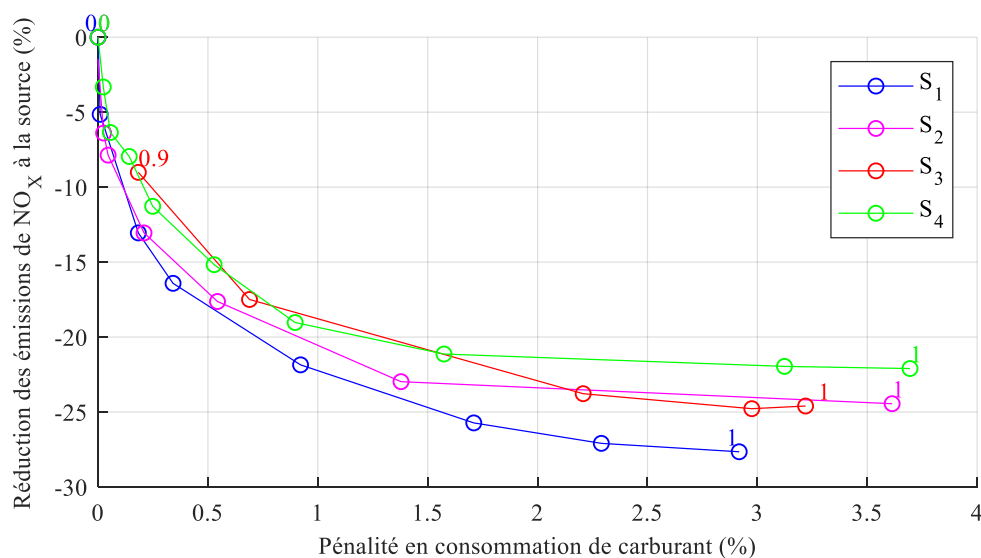


Figure 78 : Compromis entre consommation et émissions de NO_x à la source

Au final, ces simulations montrent que les stratégies (S_1) à (S_3) permettent de répondre correctement au problème P_1 par un compromis consommation- NO_x comparable. La stratégie (S_1) a l'avantage d'obtenir ce compromis sans nécessité de capteur supplémentaire et selon un temps de calcul faible comparée aux autres stratégies. En plus des données d'entrée supplémentaires, les stratégies (S_2) et (S_3) nécessitent un temps de calcul très supérieur mais ajoutent un degré de liberté pour minimiser d'autres polluants à la source.

3.1.5.2. Comparaison des stratégies minimisant les émissions de NO_x ($\alpha=1$)

Pour comprendre les mécanismes permettant aux stratégies de diminuer leurs émissions de NO_x , une étude comparative des stratégies sur le cycle WLTC et pour $\alpha=1$ est effectuée. Lorsque les émissions de NO_x et les contraintes sur le SOC sont considérées, on constate que les stratégies étudiées ont deux approches différentes lors du démarrage à froid. Les stratégies (S_2), (S_3) et (S_4) consomment et émettent nettement moins de polluants que (S_1) lors des 200 premières secondes du cycle (figure 79).

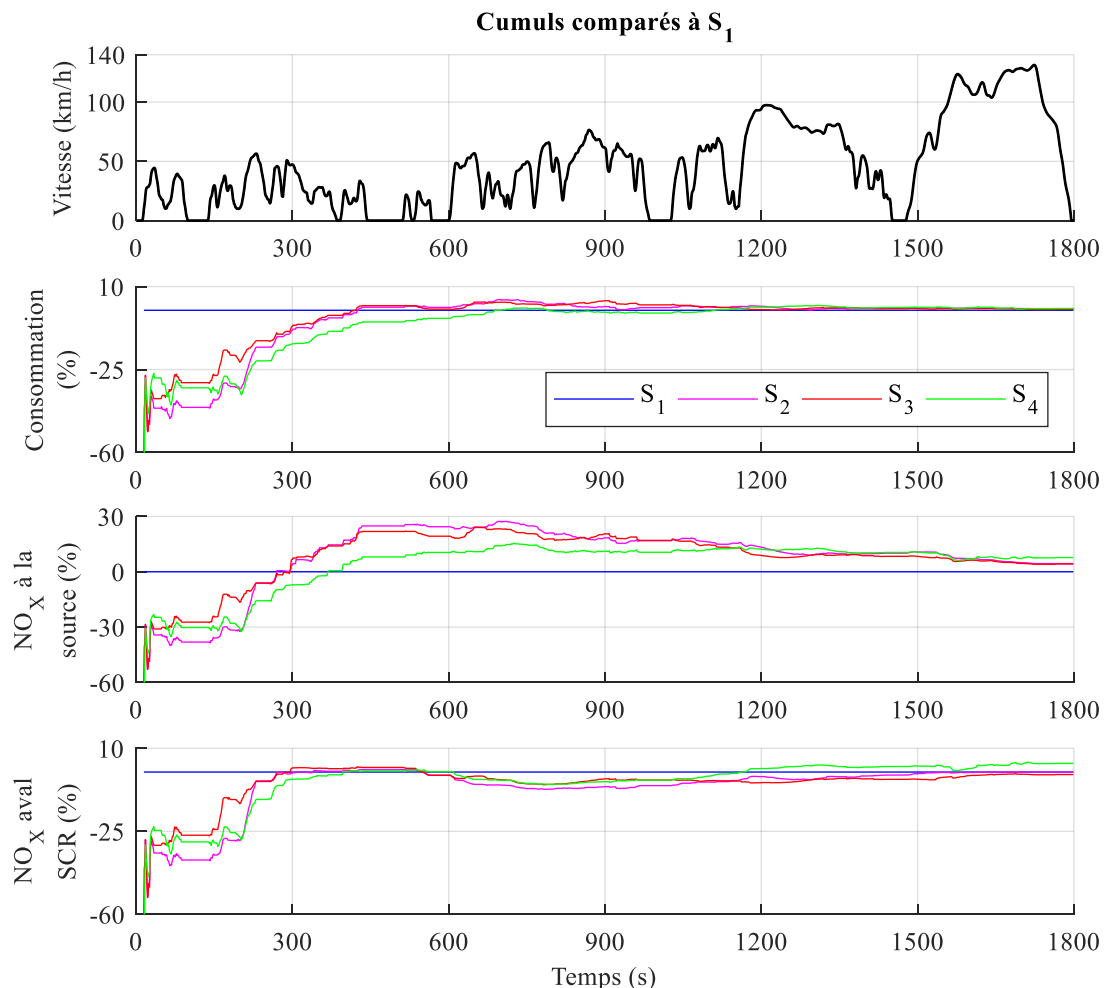


Figure 79 : Cumuls de la consommation et des émissions comparés aux cumuls de la stratégie (S_1)

La stratégie (S_1) consiste à faire fonctionner le moteur thermique dans la zone où les émissions de NO_x spécifique efficace sont les plus basses (figure 80). Les stratégies (S_2), (S_3) et (S_4) préfèrent amorcer le système de dépollution sur des points peu chargés du moteur thermique où le débit de NO_x est minimisé malgré des niveaux de NO_x spécifique efficace plus élevés.

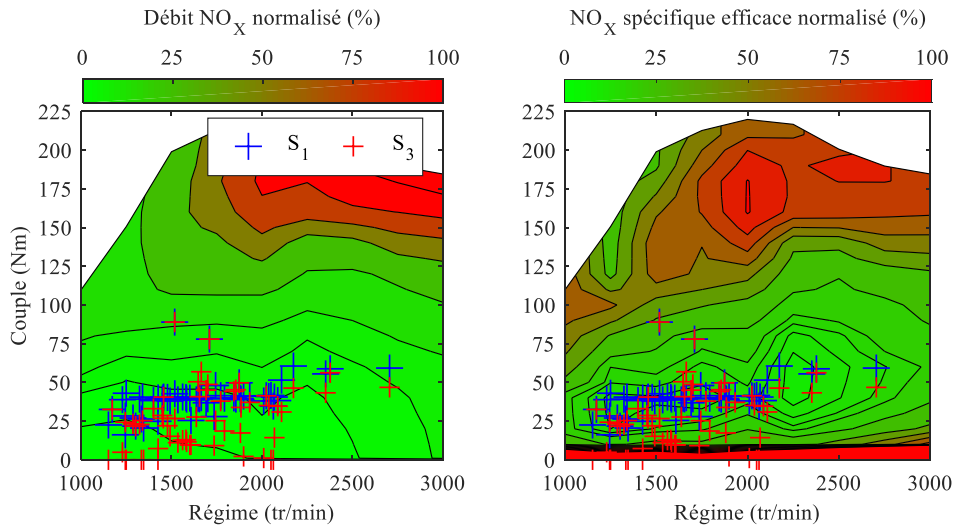


Figure 80 : Comparaison des points de fonctionnements des stratégies (S_1) et (S_3) lors des 150 premières secondes du cycle WLTC

Le délestage du moteur thermique est possible grâce à la machine électrique. Par conséquent, (S_2), (S_3) et (S_4) voient l'état de charge de la batterie diminuer lors de la phase à froid (figure 81). Ce délestage provoque également une phase d'amorçage prolongée des systèmes de dépollution par rapport à la stratégie (S_1). Cependant, (S_3) déleste moins longtemps le moteur thermique que (S_2) et (S_4). La prise en compte de la chaîne de dépollution complète permet donc de limiter la décharge de la batterie lors du démarrage à froid comparé à une prise en compte partielle. Par conséquent, il peut être envisagé de diminuer la capacité de la batterie avec la stratégie (S_3).

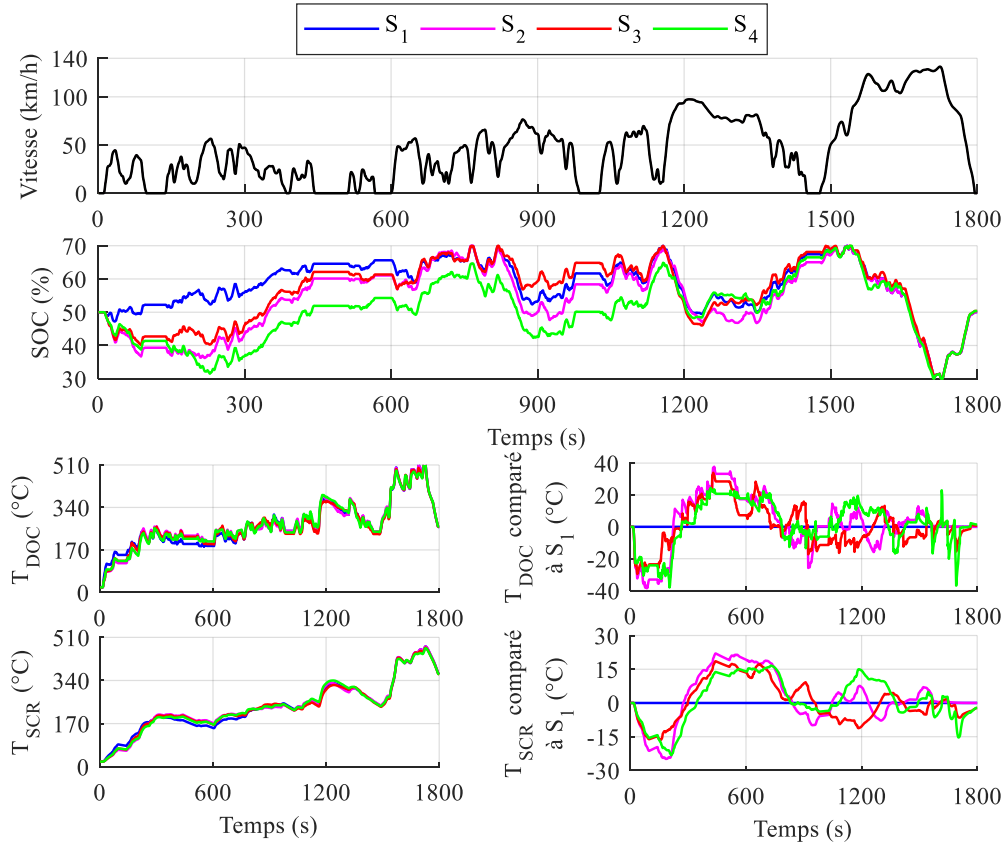


Figure 81 : Evolution du SOC et des températures de DOC et de SCR sur le cycle WLTC

Cette phase d'émissions limitées s'arrête vers 200 secondes lorsque le DOC et la SCR dépassent 170°C et atteignent un niveau d'efficacité élevé. Ces températures coïncident alors avec la température des systèmes de dépollution obtenus via (S_1) (figures 79 et 81). Les stratégies (S_2), (S_3) et (S_4) doivent alors augmenter l'état de charge de la batterie afin de respecter la contrainte finale sur cet état. Cette augmentation de SOC implique une utilisation accrue du moteur thermique et la consommation en carburant de ces stratégies vient rattraper celle de (S_1) à 500 secondes du cycle. Sur cette phase de recharge, les stratégies (S_2), (S_3) et (S_4) émettent alors nettement plus de polluants à la source que (S_1). Mais l'efficacité accrue dont elles bénéficient leurs permettent d'obtenir des émissions de NO_x dans l'environnement semblables à (S_1).

3.1.6. Application des stratégies au banc haute-dynamique

Les modèles exploités dans 3.1.5 négligent de nombreuses dynamiques telles que la dynamique d'air d'admission et la dynamique de température d'eau pour le moteur thermique. De plus, un modèle très simplifié des transferts thermiques dans la ligne d'échappement est utilisé. Par conséquent, une validation expérimentale permet de s'assurer que ces dynamiques négligées n'altèrent pas le compromis consommation/NO_x calculé dans la partie 3.1.5.1.

3.1.6.1. Conditions expérimentales

La commande optimale d'une stratégie pour un α donné, obtenue dans la partie 3.1.5, permet de générer une évolution du couple du moteur thermique. L'évolution du régime sur le cycle est commune à toutes les stratégies puisque le même cycle et la même loi de passage de rapport de boîte de vitesse sont imposés et les équations (60) à (62) s'appliquent. Le principe de cette validation expérimentale consiste à appliquer cette évolution de couple et de régime au moteur thermique, et de mesurer la consommation et les émissions du moteur thermique durant cet exercice. Pour cela, le moteur DV6, à partir duquel les données du problème ont été obtenues, est couplé à une machine électrique de 250 kW (figure 82). Cette machine est capable de réguler le régime du moteur thermique selon la consigne issue du modèle de véhicule.

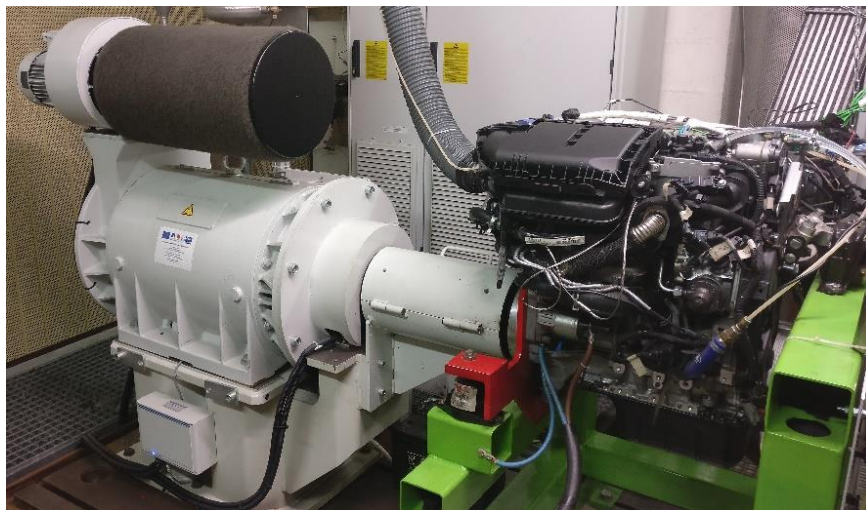


Figure 82 : Photographie du banc haute-dynamique du laboratoire PRISME accouplé au moteur DV6

Le suivi de couple n'est pas assuré par la machine électrique du banc mais par le contrôleur du moteur thermique. Pour cela, on dispose d'une mesure du couple du moteur thermique et d'un régulateur de couple qui agit sur la pédale d'accélérateur, entrée du contrôle des actionneurs du moteur thermique. La consigne de couple issue de la commande optimale est suivie malgré les

variations importantes de cette dernière (figure 83). La régulation de régime du banc permet de suivre la consigne de régime alors que des perturbations importantes sont apportées par la variation de couple du moteur thermique.

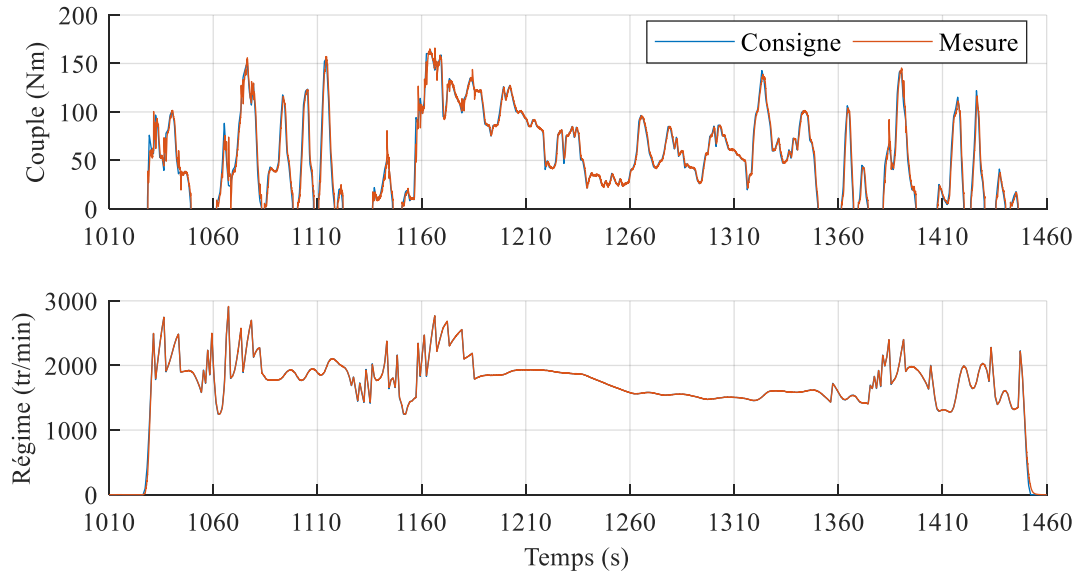


Figure 83 : Suivi de la consigne de couple et de régime sur le banc haute dynamique couplé au moteur DV6 (à l'image : stratégie (S_1) avec $\alpha=0$ sur la partie routière du cycle WLTC).

Pour vérifier les résultats obtenus dans la partie 3.1.5, la mesure utilisée dans 2.2.2 pour obtenir la concentration des NO_x en amont des systèmes de dépollution est adoptée. Pour la consommation de carburant, un moyen de mesure identique à celui utilisé dans 2.2.1 est exploité. Un débitmètre d'air à l'admission est mis en place, et le débit de gaz à l'échappement est considéré comme égal au débit d'air mesuré à l'admission. Enfin un thermocouple est installé en aval de la turbine du moteur afin de mesurer la température des gaz à l'échappement. Les émissions de HC et de CO sont également mesurées à l'aide de baie d'analyses de gaz. Ces mesures permettent d'alimenter le modèle métier utilisé par PSA pour simuler le fonctionnement de la ligne d'échappement comprenant les systèmes de dépollution précédemment étudiés. Cette approche a été adoptée en lieu et place d'une ligne de dépollution réelle afin d'éviter les problématiques de contrôle de l'injection d'urée pour la SCR, telles que celles exprimées dans [24], et qui influent fortement sur l'efficacité de conversion de la SCR. Concernant les conditions d'essai, la température d'eau du moteur est initialisée à 90°C. Le modèle métier PSA de la ligne d'échappement est initialisé à 20°C. Comme chaque essai nécessite de réaliser un cycle WLTC complet de 30 minutes, un nombre limité de stratégie a été appliqué au banc haute-dynamique.

3.1.6.2. Résultats des essais expérimentaux

À l'issue de l'application de la commande optimale au banc haute-dynamique et de la simulation de la ligne d'échappement, le compromis consommation/NO_x est obtenu (figure 84). Comme indiqué dans les simulations et comparé à un cas où la consommation de carburant est minimisée, une diminution conséquente de 15 à 22% des émissions de NO_x en aval de la SCR est réalisable pour une pénalité de carburant de 2 à 3%. Comme cela a été constaté avec la simulation, la connaissance de l'efficacité partielle ou complète des systèmes de post-traitement ne permet pas d'obtenir un meilleur compromis que la stratégie considérant les émissions à la source.

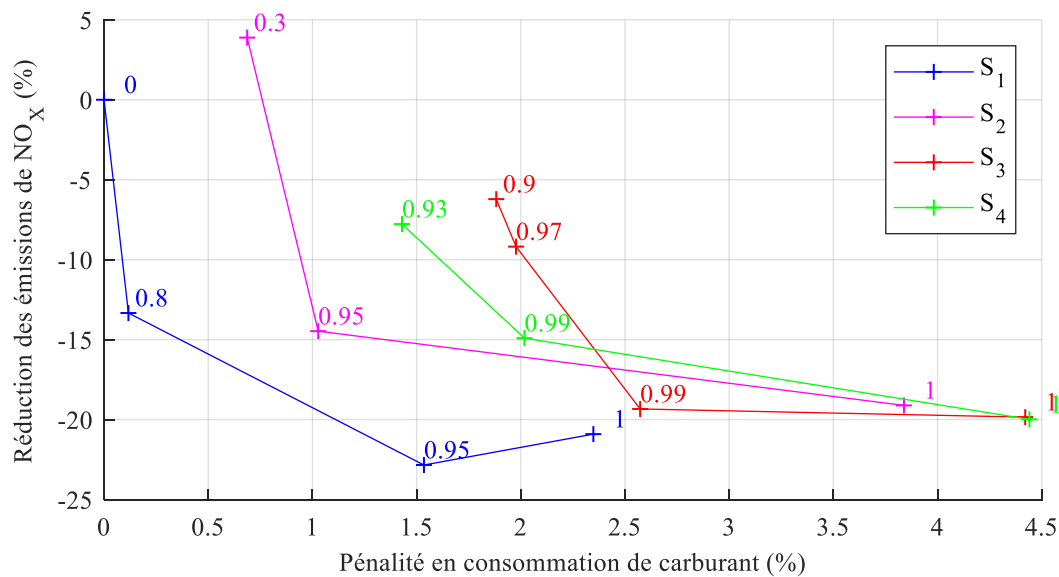


Figure 84 : Compromis entre la consommation et les NO_x en aval de la SCR obtenu à l'aide du banc haute-dynamique et de la simulation de la ligne d'échappement avec le modèle métier PSA

La figure 85 confirme pour $\alpha=1$ que les stratégies autres que (S_1) émettent plus de NO_x à la source (de l'ordre de 5%) pour un résultat très proche en aval des systèmes de dépollution. La stratégie (S_1) permet d'obtenir le meilleur compromis à la source et en aval des systèmes de post-traitement.

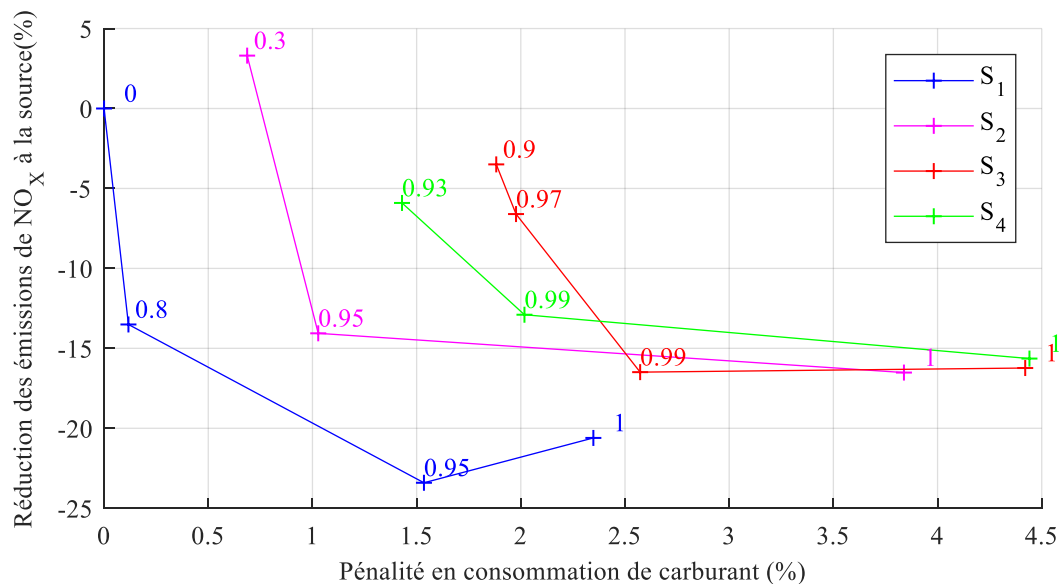


Figure 85 : Compromis entre la consommation et les NO_x obtenus au banc haute-dynamique

Plusieurs éléments montrent des écarts entre la simulation et l'expérience. En premier lieu, on remarque sur la figure 84 que le minimum des émissions de NO_x n'intervient pas à $\alpha=1$ mais à $\alpha=0.95$ pour (S_1). En second lieu, un décalage apparaît entre les stratégies concernant leurs consommations respectives. Ces écarts sont causés d'une part par les erreurs de modélisation, et d'autre part, par les erreurs de mesure qui interviennent à la fois lors de la génération des modèles de consommation et d'émissions de NO_x , mais également durant ces essais. En plus de cela, les dynamiques considérées dans la simulation sont très simplifiées par rapport à l'expérience. En effet, cette dernière considère la chauffe progressive de la ligne d'échappement par une multitude

d'états supplémentaires. Par conséquent, le fait qu'aucune stratégie ne se démarque des autres par un gain supérieur à 5% est encourageant concernant la méthode utilisée pour la simulation.

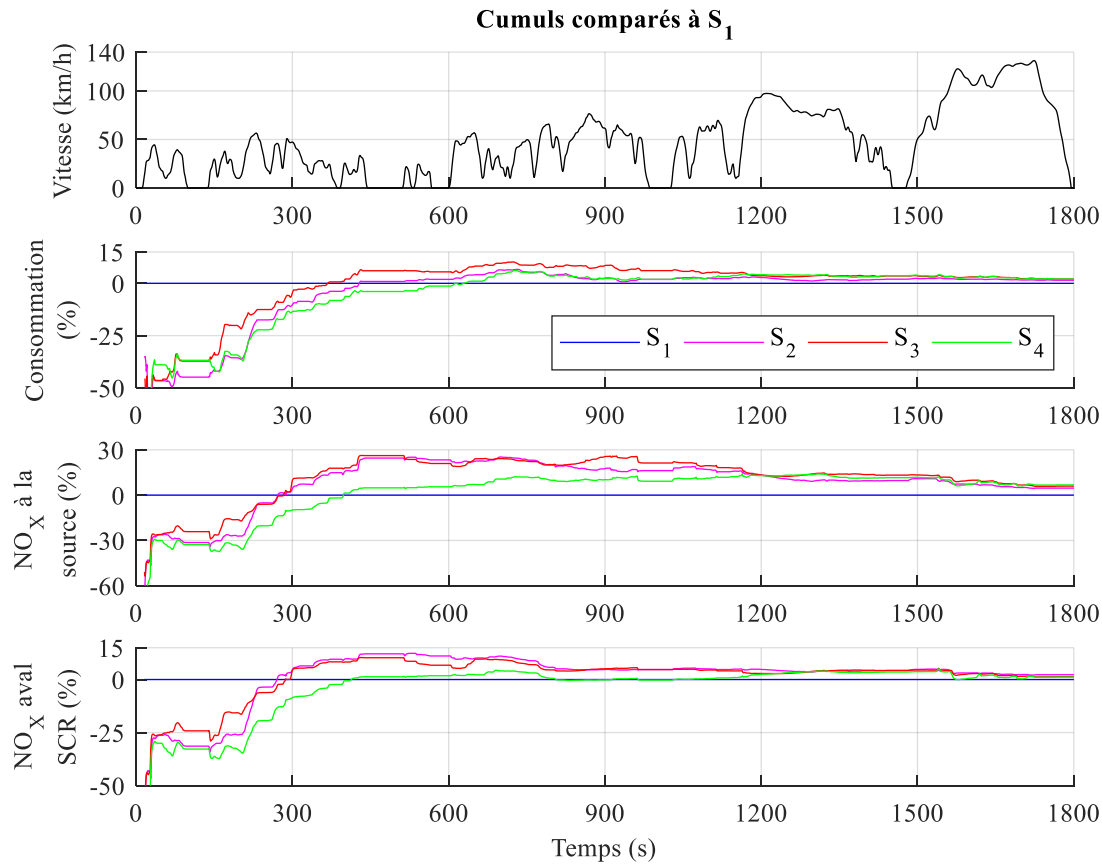


Figure 86 : Cumuls de la consommation et des émissions de NO_x comparés à la stratégie (S_1), issus des essais expérimentaux pour $\alpha=1$.

Malgré toutes les hypothèses de la simulation, on peut voir que la consommation et les émissions de NO_x obtenues par les essais (figure 86) possèdent des tendances très semblables à celles obtenues par simulation (figure 79). Les stratégies (S_2), (S_3) et (S_4) émettent effectivement nettement moins de polluants à la source que (S_1) au début du cycle tout en chauffant plus lentement la chaîne de dépollution (figure 87). Une fois que le ou les systèmes de dépollution atteignent un seuil de température, les stratégies (S_2), (S_3) et (S_4) augmentent la charge du moteur thermique et les émissions à la source. Comme le système de dépollution est déjà efficace, les émissions en aval de la SCR restent contenues.

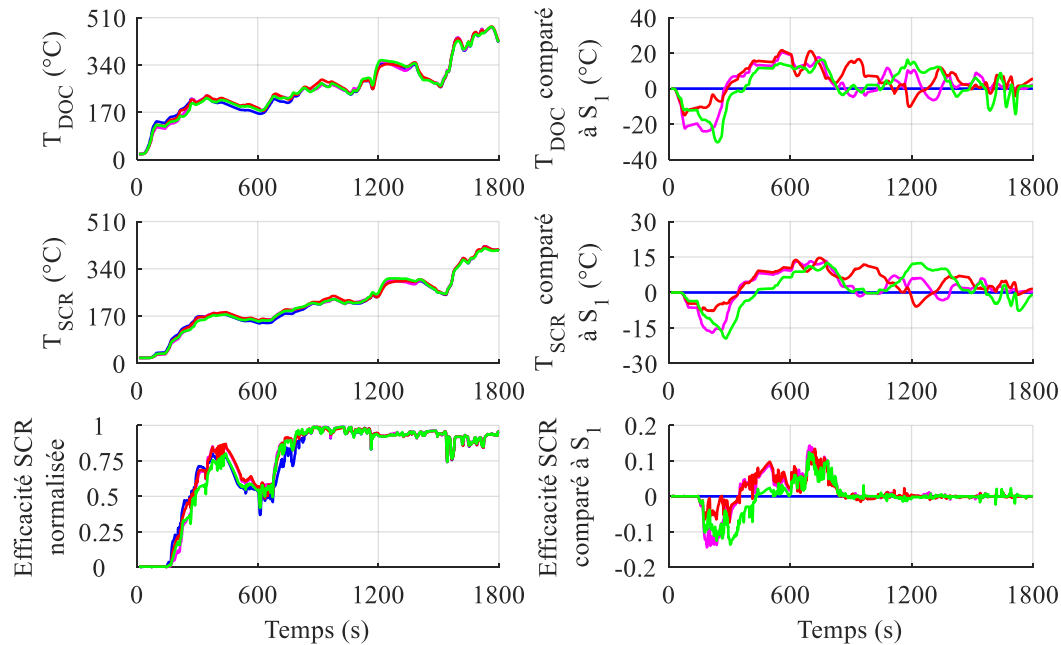


Figure 87 : Evolution des températures et de l'efficacité de la chaîne de dépollution issue du modèle métier

Au final, la validation expérimentale confirme les résultats obtenus par simulation. L'ajout de la dynamique d'au moins un système de dépollution dans la stratégie permet de se concentrer sur la minimisation d'autres polluants à la source pour un compromis consommation- NO_x dans l'environnement comparable. En plus d'une moindre contrainte sur les émissions à la source, prendre en compte plus d'éléments de la chaîne de dépollution dans la stratégie permet de limiter la décharge de la batterie durant la phase de chauffe des systèmes. Malgré les nombreuses hypothèses nécessaires au calcul de la commande optimale, cette approche démontre qu'elle peut permettre de détecter des leviers intéressants pour optimiser la conception et l'exploitation de la chaîne de traction hybride selon les contraintes réglementaires. Cependant, il est nécessaire de proposer une stratégie permettant d'exploiter les leviers démontrés par les travaux sur la commande optimale, pouvant être embarquée dans un véhicule et être calculée en temps réel.

3.2. Stratégie temps réel en ligne permettant un compromis consommation-polluants

La stratégie ECMS présentée dans la partie 1.3.4.1 présente de nombreux avantages pour une application en ligne. En premier lieu, elle dispose d'un critère explicite qui peut être optimal à la condition de la correcte calibration d'un coefficient pondérateur. La connaissance du futur cycle routier n'est pas nécessaire car la minimisation du critère se fait à chaque instant et selon la demande du couple du conducteur. Cette méthode nécessite moins de puissance de calcul que les méthodes hors-ligne et peut être potentiellement embarquée dans un véhicule hybride. Pour comprendre le principe de la stratégie développée dans ce chapitre, une description de la chaîne de traction hybride essence est donnée. Puis, le critère utilisé par la stratégie Equivalent Consumption and Pollutant Minimization Strategy (ECPMS) est décrit. L'influence de chacun des paramètres est montrée à travers la simulation du critère. Enfin, la stratégie ECPMS est implantée au banc haute-dynamique et validée sur ce moyen d'essai.

3.2.1. Le critère de supervision ECPMS

3.2.1.1. Architecture HEV essence

Avant de détailler la stratégie de supervision, il est nécessaire de définir l'architecture de la chaîne de traction utilisée dans cette partie. L'architecture Mild-Hybrid PSA présentée dans la partie 1.2.6.4 est reprise tout comme le moteur électrique et la batterie présentés dans la partie 2.1.2. Le véhicule utilisé dans cette partie de la thèse est une citadine. En conséquence, le moteur thermique utilisé dans ce chapitre est un moteur essence EB2, beaucoup moins puissant que le moteur DV6. Le moteur atmosphérique EB2 est équipé d'une injection indirecte et sa combustion homogène fait que ces émissions de particules ne sont pas soumises aux normes Euro. En conséquence, seules les émissions de CO, HC et NO_x sont à considérer sur cette chaîne de traction. Le mélange air-carburant du moteur essence est proche de la stœchiométrie afin de profiter d'un excellent rendement de conversion du catalyseur 3-voies (figure 21) sur les 3 polluants. Par conséquent, la suite de cette étude considère un fonctionnement du moteur thermique selon une richesse égale à 1. Les émissions et la consommation du moteur EB2 à ce niveau de richesse sont mesurées au banc moteur à l'aide de baies d'analyses de gaz et d'un capteur de débit carburant selon les mêmes conditions que les cartographies obtenues dans 2.2. Cette méthode permet d'obtenir les cartographies des débits de carburant et de polluants visibles figure 88 qui seront des données exploitées par le critère de supervision.

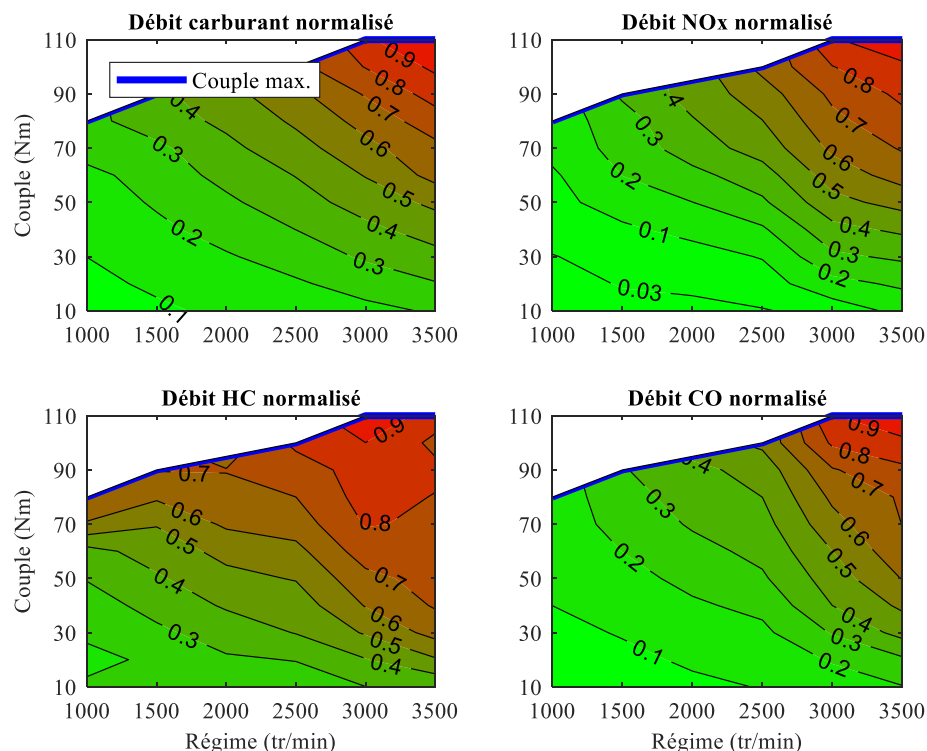


Figure 88 : Cartographies des débits de carburant et de polluants obtenues sur le banc moteur EB2

Malgré la demande énergétique moindre requise par ce véhicule comparé au véhicule du paragraphe 1.2.1, le système de post-traitement est indispensable pour respecter la réglementation. Au-delà de l'hypothèse d'un mélange stœchiométrique, il est nécessaire d'intégrer l'efficacité du catalyseur 3-voies dans la stratégie de supervision à partir des données figure 50. La stratégie de supervision minimisant conjointement la consommation et les émissions

polluantes doit donc intégrer de nombreux débits, rendements et limites afin de prendre la meilleure décision.

3.2.1.2. Définition du critère

Au vu de la complexité du système et des nombreux rendements à considérer, il est utile de profiter de l'approche de la balance énergétique telle que celle utilisée pour la stratégie ECMS présenté dans le paragraphe 1.3.4.1. Cette méthode a l'avantage de considérer toutes les commandes u possibles et d'ajuster la commande de supervision en fonction d'un seul coefficient de pondération pouvant représenter la demande actuelle ou future du conducteur. Pour prendre en compte les polluants dans la stratégie, un critère de supervision étendu appelé ECPMS pour Equivalent Consumption and Pollutants Minimization Strategy est proposé :

$$u^*(t) = \underset{u \in U}{\operatorname{argmin}} H_{ECPMS}(t). \quad (139)$$

Ce critère, basé sur les résultats de [87], utilise toujours l'approche de la balance énergétique avec une pondération selon s :

$$H_{ECPMS}(t) = P_M(u(t), T_{3WCC}(t), t) + s(SOC(t), t) P_{EL}(SOC(t), u(t), t), \quad (140)$$

avec :

- P_M : la puissance mixte en W.

Le terme calculant la puissance électrique délivrée par la batterie (P_{EL}) reprend les formules du paragraphe 2.1.2. En revanche, le terme de puissance thermique (P_{TH}) est remplacé par une puissance mixte (P_M), défini de la manière suivante :

$$P_M(t) = \left(\dot{m}_{carb}(u(t), t) + \alpha \sum_{i=[CO, HC, NO_x]} \dot{m}_{i,3WCC}(u(t), T_{3WCC}(t), t) \right) PCI, \quad (141)$$

avec :

- α : la pondération des polluants dans la stratégie de supervision,
- $\dot{m}_{i,3WCC}$: le débit du polluant i en aval du catalyseur 3-voies en kg/s.

Ainsi, une stratégie minimisant la consommation de la chaîne de traction hybride est effectuée lorsque α est nul. Les polluants sont considérés, en plus de la consommation, selon la valeur positive de α . Le terme PCI représente le Pouvoir Calorifique Inférieur du carburant afin de faire une comparaison entre des puissances sachant que le poids du carburant dans P_M est toujours très majoritaire. Les trois polluants CO, HC et NO_x, réglementés pour le moteur EB2, sont considérés en aval du système de post-traitement :

$$\dot{m}_{i,3WCC}(t) = \frac{\dot{m}_{i,ech}(u(t), t)}{std_i} * \left(1 - \eta_{i,3WCC}(T_{3WCC}(t), u(t), t) \right), \quad (142)$$

avec :

- $\dot{m}_{i,ech}$: le débit du polluant i issu du moteur thermique en kg/s,
- $\eta_{i,3WCC}$: le rendement de conversion du catalyseur pour le polluant i ,
- std_i : le coefficient de normalisation des polluants.

Ce critère considère trois polluants, mais leurs productions ne sont pas du même ordre de grandeur tout comme leurs limitations par la norme Euro. Par conséquent, le terme std_i permet

de normaliser les polluants entre eux. Au vu de la norme Euro 6, les valeurs de std_i sont définies de la manière suivante :

Polluants	Norme Euro 6 (mg/km)	std_i
CO	1000	1
HC	100	10
NO _x	60	16,7

Table 10 : Définition des valeurs de normalisations des polluants selon la norme Euro 6

Au final, ce critère permet donc de considérer la consommation et/ou les polluants en aval du système de polluants et ceux avec un nombre de paramètres limité à α et s . Le comportement de cette stratégie est expliqué par la suite en simulant le critère de supervision pour une demande de puissance fixée.

3.2.1.3. Régulation d'état de charge en ligne

La variable de pondération s est utilisée pour réguler l'état de charge de la batterie. En effet, cette variable permet de pondérer l'utilisation de la partie électrique de la chaîne de traction hybride dans le critère H_{ECPMS} (figure 89) et influe sur son minimum. En conséquence, une valeur faible de s favorise l'utilisation du moteur électrique (u^* tend vers 1) et donc la décharge de la batterie, alors qu'une valeur élevée de ce paramètre permet de recharger la batterie à l'aide du moteur thermique (u^* tend vers u_{min}). Comme la connaissance des conditions de circulation futures n'est pas considérée dans cette stratégie, le paramètre s est défini de prime abord pour réguler l'état de charge de la batterie. Pour cela, la valeur de s est prédéfinie selon la valeur de SOC de telle manière que les limites hautes et basses ne soit pas dépassées. De plus, un régulateur proportionnel intégral est ajouté afin de s'assurer de la bonne régulation à terme de l'état de charge autour d'une valeur de SOC cible.

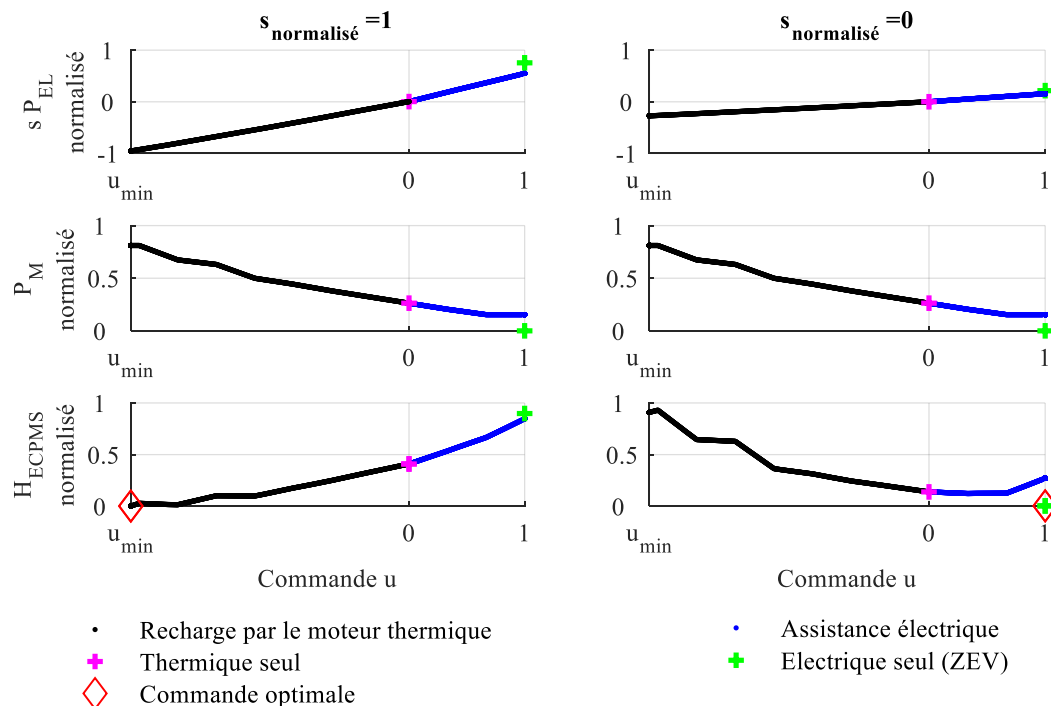


Figure 89 : Influence du paramètre s sur l'Hamiltonien de la stratégie ECPMS ($C_{0\text{ cons}} = 30\text{Nm}$ et $\alpha = 0$).

On peut remarquer un écart important entre la puissance électrique pondérée pour u proche de 1 et $u = 1$ (mode électrique seul) (figure 89). Cet écart vient du fait que la machine électrique doit vaincre les pertes par pompage du moteur thermique lorsque ce dernier n'est plus alimenté en carburant ($P_M(u = 1) = 0$) durant le mode ZEV comme le montre les équations (64) et (66).

3.2.1.4. Influence du paramètre de pondération des polluants

Le paramètre α permet de considérer ou non les polluants dans la stratégie de gestion d'énergie. En considérant un système de post-traitement chaud, on peut voir que la stratégie limite la charge du moteur thermique pour limiter les émissions du véhicule hybride lorsque $\alpha = 1$ (figure 90). Plus s est faible, plus la stratégie s'oriente vers une minimisation des débits, alors qu'une valeur de s plus élevée amène à orienter la stratégie vers l'optimisation de la CSE et/ou des émissions spécifiques efficaces (POLSE).

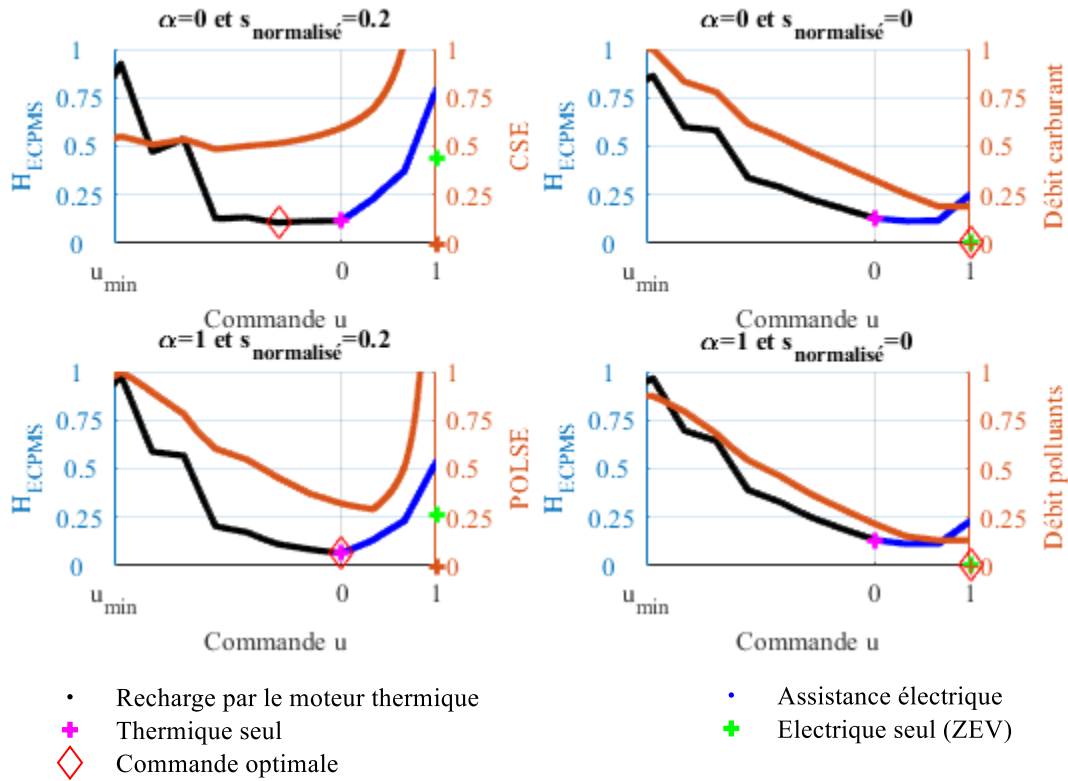


Figure 90 : Influence du paramètre α sur l'Hamiltonien de la stratégie ECPMS ($C_{0\text{ cons}} = 30\text{Nm}$ et $T_{3WCC} = 700^\circ\text{C}$).

Par ailleurs, on peut remarquer que pour $\alpha = 0$ et $s_{\text{normalisé}} = 0.2$, l'Hamiltonien H_{ECPMS} (qui est égal dans cette situation à H_{ECMS}) est proche de son minimum sur une large plage de commande. La régulation d'état de charge peut être très sensible puisqu'une faible variation de s va orienter la dérivée de l'Hamiltonien dans un sens ou dans un autre et définir la commande optimale, comme le montre la figure 91. Cette même figure permet d'observer l'influence des deux pondérations α et s sur la commande optimale. Le principe de régulation de l'état de charge batterie selon la valeur de s peut être conservé quelle que soit la valeur de α . Une augmentation de la valeur de α à iso-valeur de s mène à une diminution de la charge du moteur thermique afin de minimiser les polluants. La recharge de la batterie nécessite une valeur de s de plus en plus élevée selon α puisque les émissions polluantes spécifiques efficaces en aval du catalyseur 3-voies augmentent sensiblement lorsque u tend vers $u_{\min}$ (figure 90).

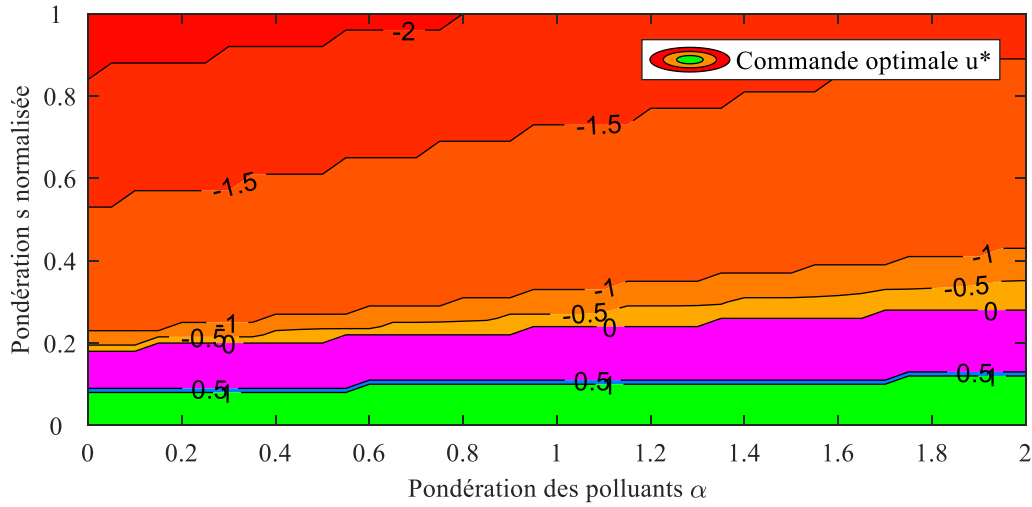


Figure 91 : Influence des pondérations α et s sur la commande optimale ($C_{0\text{ cons}} = 30\text{Nm}$ et $T_{3WCC} = 700^\circ\text{C}$)

3.2.1.5. Influence de la température du catalyseur

Lorsque α est positif, on peut observer que le terme de température du système de dépollution T_{3WCC} a une influence sur P_M et donc sur H_{ECPMS} (figure 92). Par conséquent, la stratégie ECPMS privilégie le mode ZEV à froid et le moteur thermique lorsque le catalyseur est chaud. Par ailleurs, on remarque que la valeur de P_M diminue lorsque le catalyseur est chaud et que sa courbe H_{ECPMS} est semblable à celle de la figure 90 pour $\alpha = 0$. Par conséquent, la supervision ECPMS revient à une stratégie proche de l'ECMS lorsque le catalyseur est efficace.

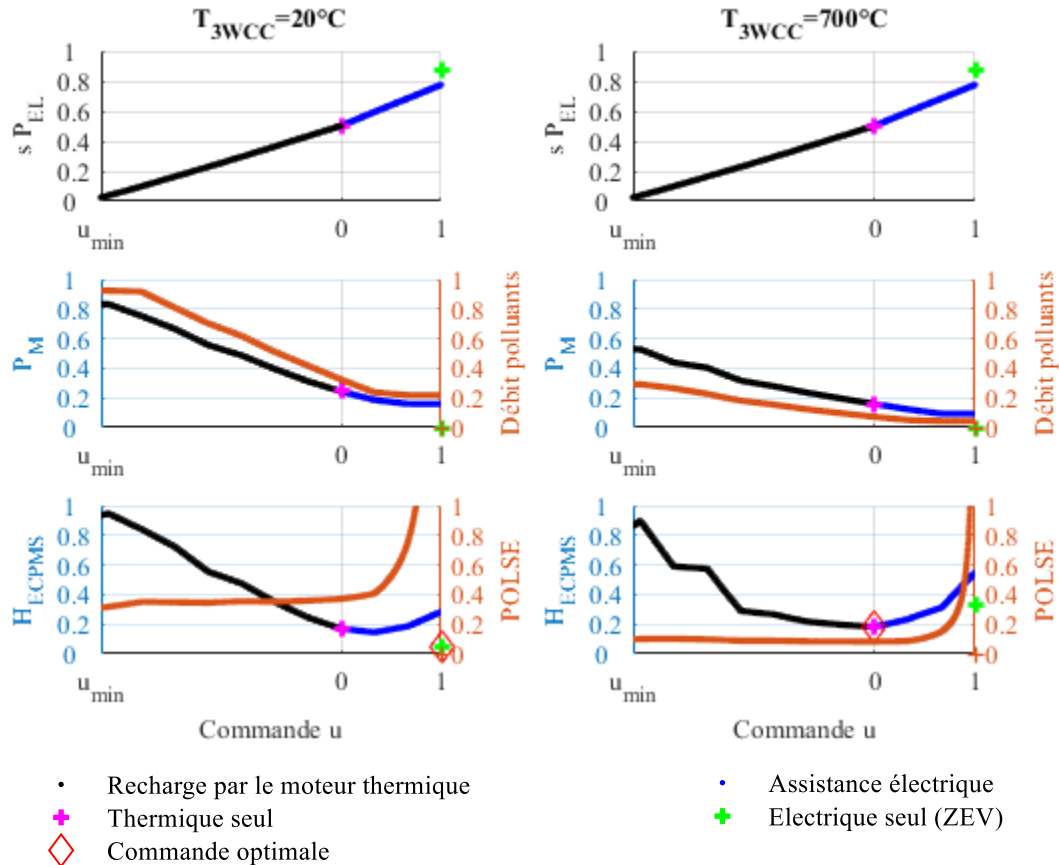


Figure 92 : Influence de T_{3WCC} sur l'Hamiltonien de la stratégie ECPMS ($C_{0\text{ cons}} = 30\text{Nm}$ et $\alpha = 1$).

Cette idée est confirmée par la figure 93 qui montre le résultat de la simulation de la stratégie sur une plage de s et T_{3WCC} . La commande optimale selon s à 700°C est proche de celle visible sur la figure 91 pour $\alpha = 0$. On observe que la stratégie ECPMS privilégie un roulage électrique lorsque le catalyseur est froid et que la pondération s est faible. Au fur et à mesure de la chauffe du catalyseur et à iso-pondération de s , la stratégie tend à charger de plus en plus le moteur thermique.

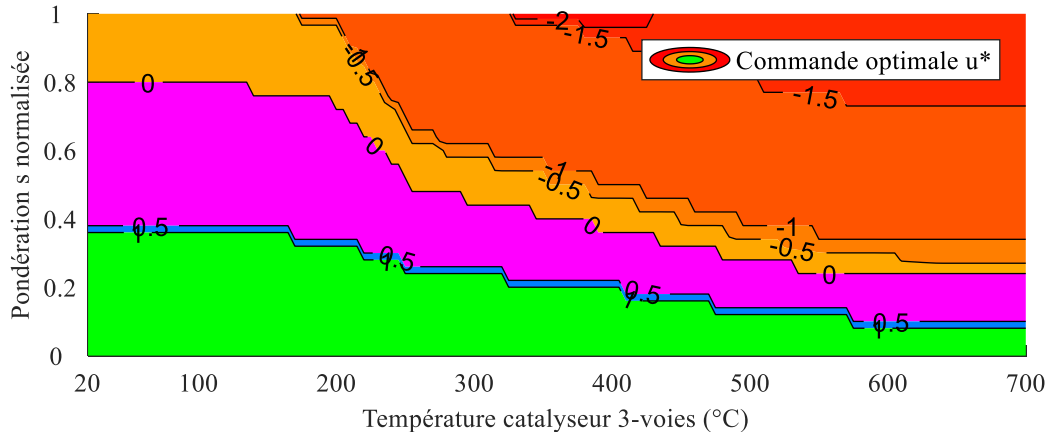


Figure 93 : Influence de la température de catalyseur et de la pondération électrique sur la commande optimale ($C_{0\text{ cons}} = 30\text{Nm}$ et $\alpha = 1$)

Les interdépendances nombreuses entre les systèmes de cette chaîne de traction hybride font que la stratégie ECPMS pourrait diminuer significativement le travail de calibration de la stratégie de supervision comparé à une stratégie heuristique. En effet, seuls deux paramètres, s et α , sont à calibrer dans cette stratégie selon les besoins de régulation d'état de charge de la batterie et selon le compromis consommation/polluants souhaité.

3.2.2. Validation expérimentale

Pour montrer l'intérêt d'une telle stratégie, une validation expérimentale est effectuée. En plus des résultats expérimentaux sur le compromis consommation/polluants, cette expérience permet de mettre en avant les problématiques d'intégrations d'une telle stratégie. Pour comprendre les conditions expérimentales inhérentes à cette validation, le banc haute-dynamique EB2 (HD-EB2) est décrit dans un premier temps, puis les résultats expérimentaux sont exposés.

3.2.2.1. Banc haute dynamique EB2

Un banc moteur est classiquement composé d'une machine électrique fonctionnant en mode génératrice afin de réguler le régime du moteur thermique à un régime constant. Le principe du banc haute-dynamique consiste à étendre l'utilisation de la machine électrique en lui permettant de réguler le moteur malgré de plus fortes perturbations d'une part, et de pouvoir faire varier très rapidement le régime du moteur d'autre part. Pour permettre de valider les stratégies de supervision des véhicules hybrides, un modèle de véhicule (conducteur inclus) est associé au banc haute-dynamique, et un moteur thermique accompagné de son électronique de commande sont installés. Ce moyen d'essai permet alors de reproduire les conditions de fonctionnement d'une chaîne de traction hybride sur un moteur thermique. Le niveau de puissance de la machine électrique du banc permet de réguler le régime du moteur thermique malgré les fortes perturbations de régime et de couple provoqué par le conducteur, la boîte de vitesse, le moteur et la machine électrique.

La figure 94 explique plus en détail le fonctionnement du banc HD-EB2. Le modèle de véhicule paramétré correspond à celui décrit dans le paragraphe 3.2.1.1 et le moteur EB2 est couplé à la machine du banc. La stratégie ECPMS a été implantée dans le superviseur du Hardware Control Unit (HCU).

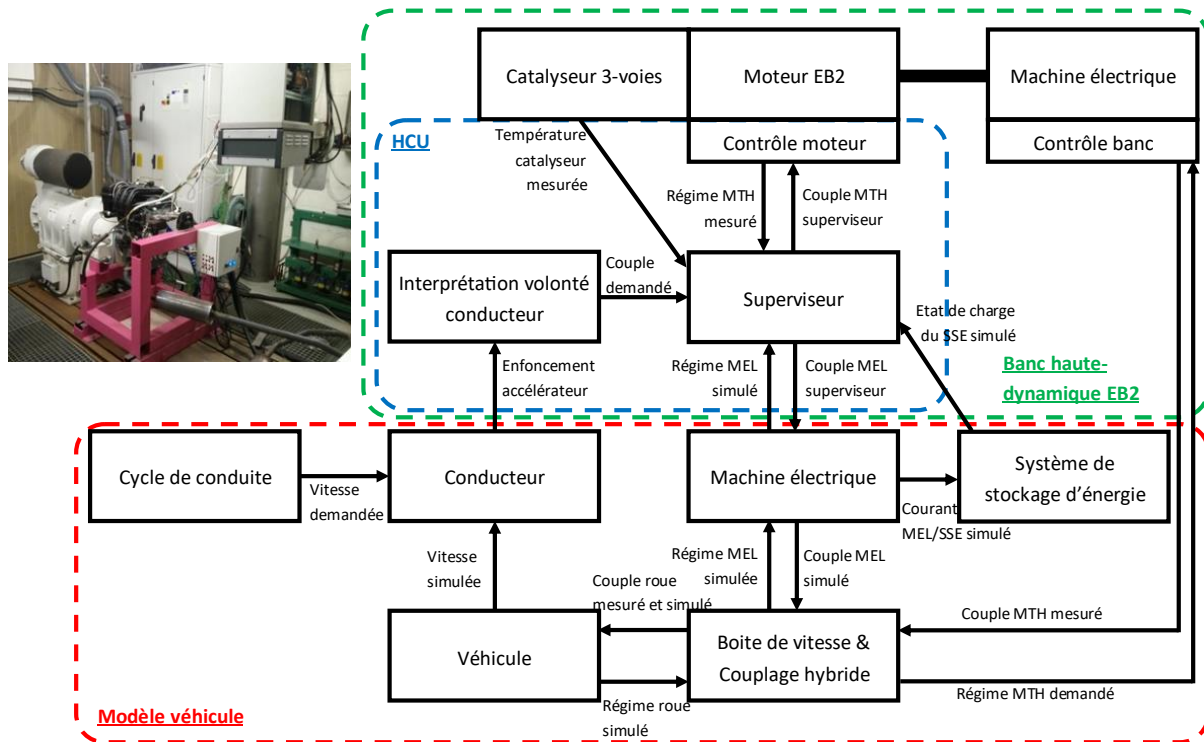


Figure 94 : Photo et schéma de fonctionnement du banc haute-dynamique EB2 (HD-EB2)

Ce moyen d'essai a plusieurs avantages. Tout d'abord, l'utilisation d'un modèle de véhicule permet de configurer un véhicule et son architecture hybride selon les besoins de l'étude. De plus, le banc profite d'un moyen de prototypage rapide permettant de modifier le HCU rapidement et de calibrer ses paramètres même durant un essai. Enfin, il est possible de réaliser des essais avec une excellente répétabilité malgré la complexité du cycle imposé (figure 95).

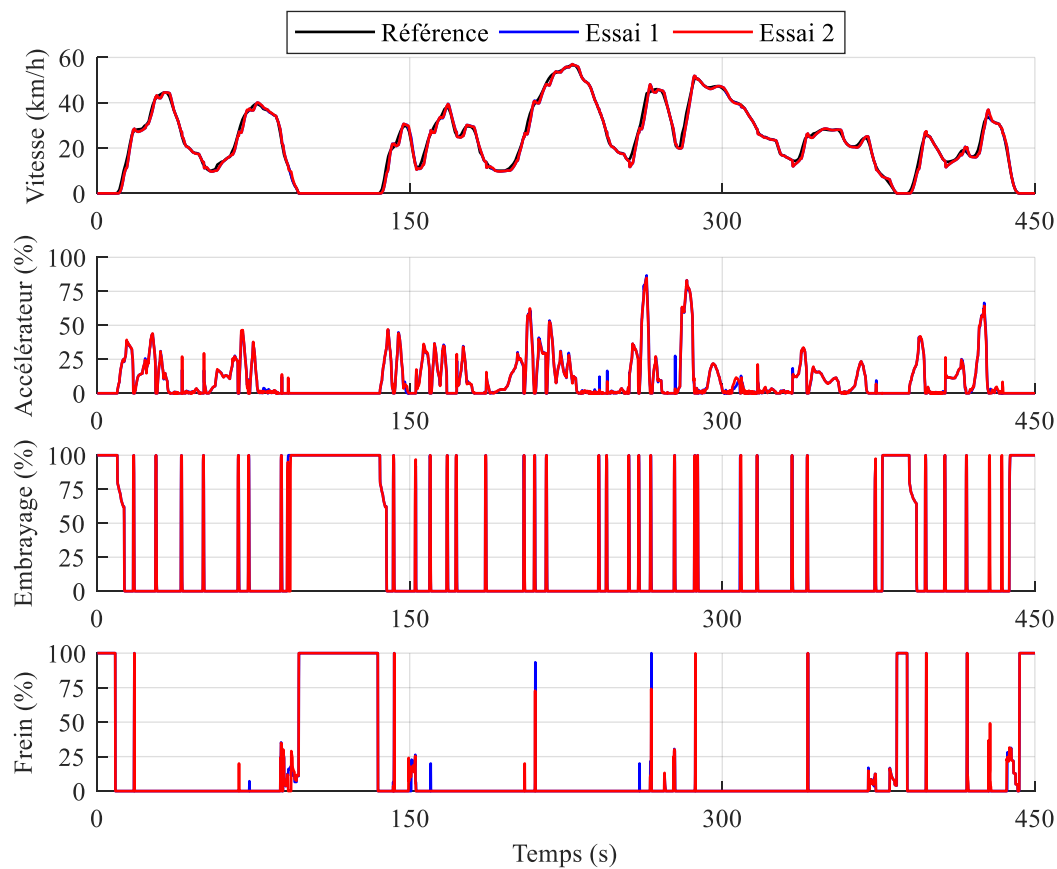


Figure 95 : Essai de répétabilité du banc HD-EB2

Pour juger les performances de chaque stratégie de supervision, des moyens de mesure identiques à ceux utilisés dans la partie 3.2.1.1 permettent l'analyse de la consommation et des émissions polluantes en aval du système de post-traitement. Comme on a pu le voir dans la partie 3.2.1 et dans [63], la supervision du véhicule durant la phase à froid est le principal levier de réduction des émissions de polluants. En conséquence, la validation expérimentale de cette stratégie a été réalisée sur la partie urbaine du cycle de conduite WLTC. Pour reproduire un démarrage à froid, le système de post-traitement est préalablement refroidi à 70°C avant le début de chaque essai. La température du catalyseur 3-voies, donnée d'entrée de la stratégie ECPMS, est obtenue à l'aide d'un thermocouple inséré dans un canal du pain catalytique à 2/3 de la longueur du catalyseur depuis l'entrée selon la procédure de montage détaillé dans 2.5.2.1. La température d'eau du moteur est quant à elle régulée à 90°C tout au long de l'essai. Le démarrage à froid du moteur pour chaque essai n'a pas été réalisé afin de réduire significativement le temps de validation expérimentale. Le système de stockage d'énergie simulé possède un état de charge de 60% au début du cycle pour chacun des essais. Pour finir, le contrôle moteur en place sur le moteur EB2 reste le même quelle que soit la stratégie de supervision. La loi de passage des rapports de boîte de vitesse est identique pour chaque stratégie. Au final, seule la valeur de α varie selon chaque essai et fait varier en conséquence la commande optimale u^* issue de la stratégie ECPMS.

3.2.2.2. Résultats

La considération des polluants à travers la valeur de α a un impact important sur la phase de chauffe du système de dépollution dès le début de cycle. La considération des polluants dans la stratégie de supervision à travers une valeur de α positive amènent à délester fortement le moteur thermique au début du cycle (figure 96). Pour cela, la machine électrique produit le couple nécessaire à la traction du véhicule. Au fur et à mesure du cycle, les stratégies où α est positif tendent à ramener le point de fonctionnement du moteur thermique à celui de la stratégie où $\alpha = 0$. Ce comportement est similaire à celui évoqué dans la partie 3.2.1.5.

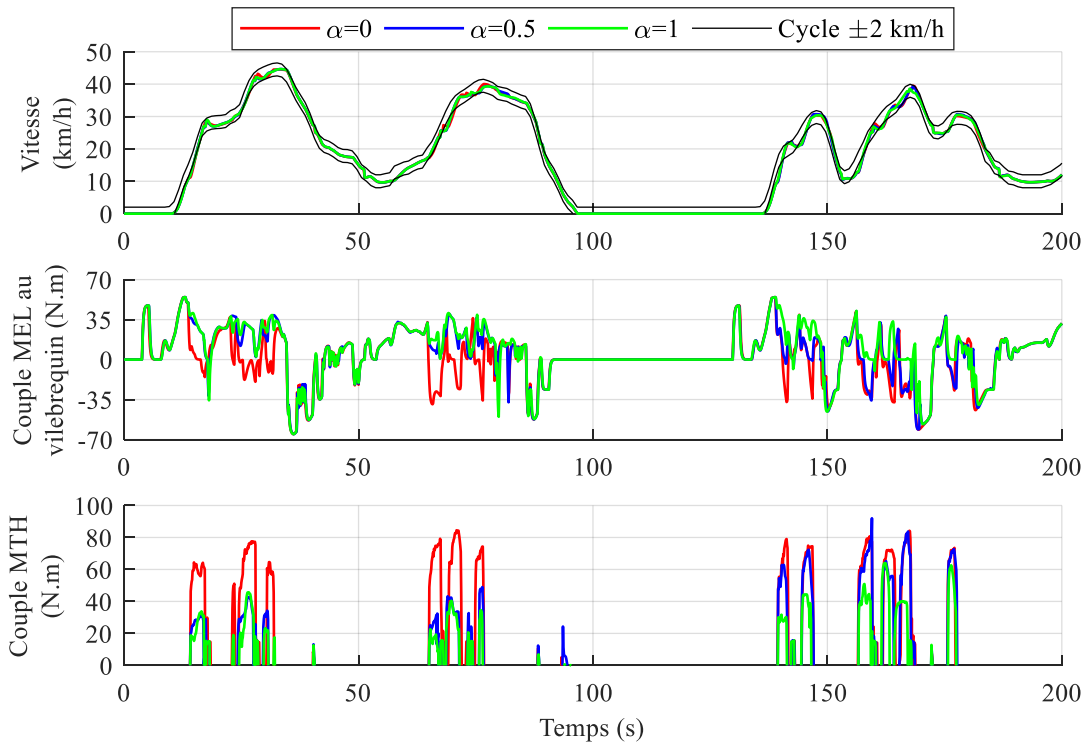


Figure 96 : Evolution de la vitesse du véhicule et des couples selon α lors de la phase de chauffe du catalyseur 3-voies.

La machine électrique étant sollicitée, l'état de charge de la batterie diminue plus fortement sur les 200 premières secondes du cycle (figure 97). Une autre conséquence du délestage du moteur thermique est la chauffe plus lente du système de dépollution lorsque les polluants sont considérés dans la stratégie. La régulation d'état de charge a été calibrée pour obtenir un état de charge à 60% sur un cycle WLTC avec $\alpha = 0$. On remarque à 350 secondes que ce régulateur agit sur le superviseur pour $\alpha = 1$ puisque l'utilisation accrue du moteur thermique augmente l'état de charge de la batterie tout comme la température du catalyseur.

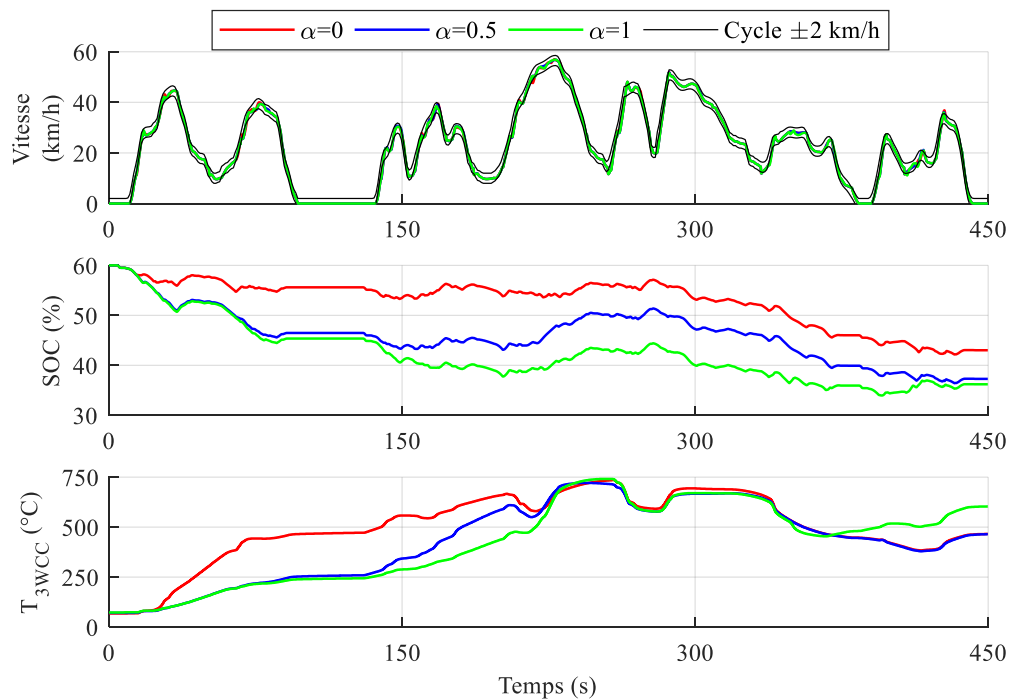


Figure 97 : Evolution de la vitesse du véhicule et des états sur la phase urbaine du cycle WLTC selon α

La figure 98 permet d'analyser les émissions polluantes durant le cycle. On remarque que plus la valeur de α est élevée, plus les émissions durant les premières secondes du cycle sont faibles. Le catalyseur étant très peu efficace avant 50 secondes, on en déduit que les émissions à la source sont largement réduites par le délestage du moteur thermique.

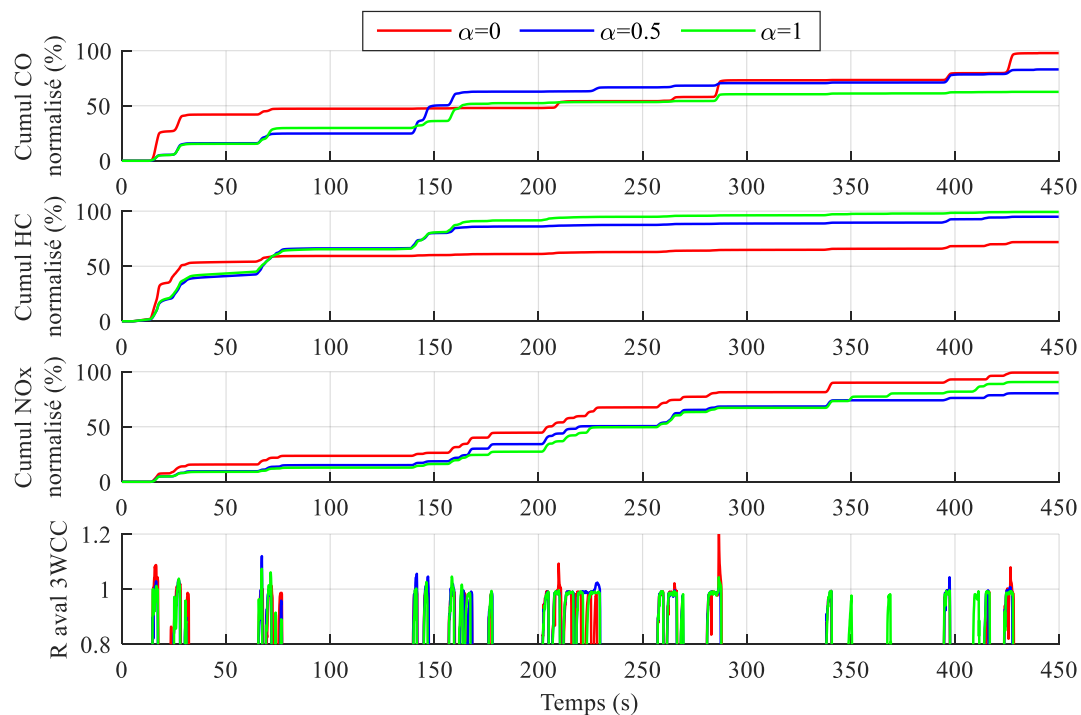


Figure 98 : Cumuls des émissions de CO, HC et NO_x, et de la richesse en aval du système de post-traitement selon α

De nombreux phénomènes sont à considérer afin de mettre en perspectives les résultats et en déduire des axes d'améliorations. Tout d'abord, de brusques augmentations d'émissions de CO sont visibles lorsque la richesse en aval du catalyseur est supérieure à la stœchiométrie. Ce phénomène est présent dans chaque stratégie et touche particulièrement celles considérant les polluants puisque le catalyseur n'est pas encore totalement amorcé lors de ces événements.

De plus, la stratégie où $\alpha=1$ continue d'émettre des NO_x après 350 secondes alors que le catalyseur 3-voies est chaud. Ceci est provoqué par quelques brèves combustions pauvres qui ne sont par conséquent pas totalement traitées par le système de post-traitement.

Pour ce qui est des émissions de HC, on constate que ces dernières sont de plus en plus importantes malgré l'augmentation de α . Ce phénomène est causé par l'évaporation du carburant déposé sur la pipe d'admission juste après la coupure de l'injection du moteur (figure 99). Hors, la phase à froid du catalyseur 3-voies est plus longue pour les stratégies considérant les polluants. Par conséquent, une masse plus importante de HC n'est pas traitée par le catalyseur. Une stratégie d'injection considérant le mouillage de la pipe d'admission ou une injection directe permettrait de réduire significativement ces émissions.

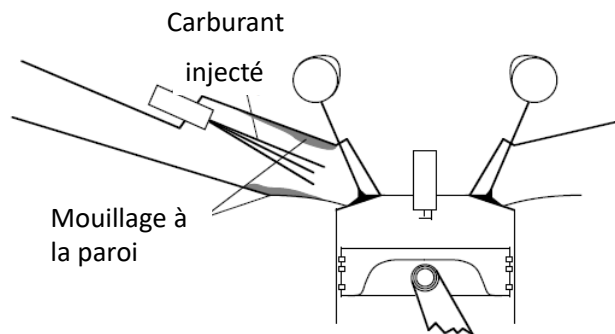


Figure 99 : Schéma montrant le phénomène de mouillage sur la pipe d'admission d'un moteur à injection indirecte essence

Les phénomènes expliqués plus haut impactent en particulier les stratégies considérant les polluants puisque la période où le catalyseur 3-voies est moins efficace est prolongée. Pour autant, le tableau 11 montre qu'un compromis consommation-polluants est accessible selon la valeur de α . Les stratégies avec un α positif permettent de réduire significativement les émissions de CO et de NO_x pour une pénalité de carburant raisonnable. Cette pénalité de carburant inclut une pondération liée à l'écart de SOC. En revanche, l'absence de relation énergétique ne permet pas de pondérer les émissions polluantes de la même manière que la consommation de carburant. Cependant, le catalyseur est amorcé à la fin de l'essai pour chaque stratégie et les polluants supplémentaires émis pour atteindre le correct niveau de SOC seront nettement réduit.

α	Pénalité carburant (%)	Réduction CO (%)	Réduction HC (%)	Réduction NO _x (%)
0.5	7.1	15.2	-31.9%	18.9
1	10.48	35.9	-37.99	8.63

Table 11 : Résultats de la stratégie ECPMS appliqué au banc par rapport à une stratégie optimisant la consommation ($\alpha=0$)

Les résultats de ces essais mettent en avant la principale difficulté pour valider cette stratégie. La régulation de la richesse est un facteur non négligeable puisqu'en premier lieu, il influe fortement sur les émissions à la source du moteur thermique. De plus, la richesse du gaz d'échappement influe sur la conversion des gaz d'échappement dans le catalyseur 3-voies. La régulation de la richesse est mise particulièrement à l'épreuve lorsque le véhicule hybride allume le moteur thermique et le place directement en forte charge pour recharger la batterie sur son point de CSE optimal.

Au regard de ce résultat, un travail supplémentaire sur la régulation de la richesse et la considération du mouillage à la paroi est requis pour valider complètement les niveaux d'émissions polluantes lors de cette phase à froid sur la partie urbaine. Par la suite, un roulage sur le cycle WLTC complet avec une comparaison à iso-état de charge est nécessaire à la validation complète de la stratégie. L'application de la stratégie au banc a été possible grâce à la mesure de la température interne du catalyseur 3-voies pour déduire les efficacités de conversion des polluants. Ce type de mesure étant difficilement applicable dans l'industrie automobile, l'estimateur de température développé dans le chapitre 2 est particulièrement adapté. L'application de cet estimateur pour cette stratégie de supervision est envisagée.

Conclusion

De précédents travaux ont démontré l'intérêt de considérer les systèmes de dépollution dans la stratégie de supervision d'une chaîne de traction hybride afin d'améliorer le compromis consommation-polluants. Cette amélioration est particulièrement bienvenue puisque les émissions de polluants sont de plus en plus limitées et la consommation en carburant est de plus en plus pénalisée. Cependant, une stratégie de supervision plus complexe doit être justifiée par des gains suffisant pour être recevable car elle demande des ressources de calcul accrues et des moyens de mesure supplémentaires.

Par conséquent, la première partie de ce chapitre compare quatre stratégies de supervision optimales appliquées à un véhicule hybride Diesel. Elles considèrent les émissions à la source, en aval du DOC, en aval de la SCR avec et sans considération de l'influence du DOC. Pour calculer la commande optimale dans chacun de ces cas, l'algorithme de programmation dynamique est utilisé. Cet algorithme gère très bien les contraintes du système mais nécessite une calibration qui définit un niveau d'approximation dans le calcul de la commande optimale. Il est démontré que ce niveau d'approximation est problématique au vue de la taille du problème pour certaines stratégies étudiées. Le calcul de la commande optimale sur le cycle WLTC pour chaque stratégie est réalisé, et l'application de celles-ci sur un même système permet de comparer des compromis consommation- NO_x . Les simulations montrent qu'aucune stratégie ne se démarque des autres pour ce compromis et qu'une réduction de 30% des émissions de NO_x peut être atteinte pour une pénalité de consommation de l'ordre de 3%. Cependant, il est montré que l'intérêt des stratégies considérant les systèmes de dépollution est double. Ces dernières peuvent émettre plus de NO_x à la source pour une quantité comparable aux autres stratégies en aval de la SCR. Ce levier sur les émissions à la source peut être utilisé pour diminuer d'autres polluants à la source, comme les particules par exemple. De plus, pour les stratégies considérant les systèmes de dépollution, une connaissance accrue de ces systèmes limite la décharge de la batterie durant la phase à froid, ce qui pourrait permettre de diminuer la capacité du système de stockage d'énergie.

Pour confirmer ces tendances, une validation expérimentale a été mis en place en couplant le moteur Diesel étudié dans ce chapitre à un banc haute-dynamique. Ce dernier permet de reproduire le régime du moteur lors de son exploitation dans un véhicule hybride. Le couple du moteur thermique, déduit de la commande optimale, est appliqué au moteur. La consommation, les émissions de NO_x et l'enthalpie à l'échappement du moteur sont mesurées durant ces essais. Avec ces données expérimentales, le modèle métier PSA de la ligne d'échappement est exécuté et permet de déduire les émissions en aval de la chaîne de dépollution. Les conclusions obtenues par la simulation sont également applicables pour la validation expérimentale. Aussi, les compromis consommation/ NO_x obtenus par cette méthode sont semblables aux simulations avec une réduction des NO_x de 15% à 22% pour une pénalité de consommation de 2% à 3%.

Dans la prolongation de ces travaux, il serait intéressant de calculer la commande optimale pour un chaîne de dépollution plus petite et donc moins coûteuse pour démontrer si des compromis consommation- NO_x comparables à ceux montrés ici sont atteignables. De plus, avec l'arrivée des véhicules autonomes et connectés, l'influence de l'horizon électronique sur la stratégie de supervision pourrait être intéressante à étudier. D'autres méthodes évitant l'approximation de la dynamique d'état tel que le PMP où la commande prédictive serait alors à considérer. L'intégration dans le calcul de la commande optimale de système à retard d'entrée ou de systèmes comportant plus d'état pourrait permettre de trouver une stratégie possédant un meilleur compromis. La problématique de la production de polluants dans les phases transitoires, déjà considéré à la source dans [88] et [89] pour les NO_x et [90] pour les particules, pourrait alors être ajoutée.

Inclure les systèmes de dépollution dans ces travaux pourrait diminuer la consommation d'urée de la SCR ou bien la régénération du DPF et donc limiter la surconsommation causée par ce système.

La deuxième partie de ce chapitre détaille le fonctionnement d'une stratégie de supervision en ligne, exploitable en temps réel et considérant l'efficacité du catalyseur 3-voies d'un véhicule hybride essence. Alors que les stratégies en ligne pour les HEV essence présentes dans la littérature ne permettent que de minimiser la consommation ou les émissions polluantes, la stratégie expliquée dans ce chapitre propose une formulation permettant de considérer un compromis consommation-polluants. L'objectif de cette formulation est de proposer une variable de pondération des polluants afin de répondre à la contrainte réglementaire sur ces émissions tout en minimisant la consommation du véhicule hybride. Baptisé ECPMS pour Equivalent Consumption and Pollutant Minimization Strategy, cette stratégie reprend le principe de l'ECMS et y intègre les émissions polluantes traitées par le catalyseur 3-voies. La mise au point d'une telle stratégie est alors simplifiée puisqu'elle nécessite la calibration de seulement deux paramètres. Un premier paramètre permet de gérer l'état de charge de la batterie. Un deuxième paramètre permet de considérer plus ou moins les polluants dans la stratégie.

Après avoir illustré le comportement de la stratégie selon des cas de vie caractéristiques comme le démarrage à froid ou la décharge de la batterie, une validation expérimentale est effectuée. Pour cela, la stratégie est implantée dans un calculateur de prototypage rapide. Ce dernier contrôle un moteur EB2 disposé sur un banc moteur haute-dynamique pouvant reproduire le comportement d'un véhicule hybride sur l'arbre moteur. Un catalyseur 3-voies est disposé à l'échappement du moteur EB2 et les émissions polluantes issues de celui-ci sont mesurées en parallèle de la consommation de carburant du moteur thermique. La validation expérimentale de cette stratégie est réalisée sur un cycle WLTC et montre un compromis consommation/polluants selon la variable dédié dans la stratégie ECPMS. Ainsi, plus les polluants sont considérés dans la stratégie, plus la chauffe du système de dépollution est lente, et le moteur thermique est délesté par la machine électrique du véhicule hybride. Une fois le catalyseur 3-voies efficace, la stratégie ECPMS revient à une stratégie ECMS optimisant la consommation du véhicule. Parmi les stratégies testées, une d'entre-elles permet de diminuer les CO de 15%, et de 19% les émissions de NO_x pour une pénalité de consommation de 7%. Cependant, il a été observé qu'une stratégie de supervision comportant une phase de chauffe plus lente est complexe à valoriser en termes de polluants. En effet, la régulation de richesse est critique sur cette phase puisque la moindre erreur de régulation entraîne des émissions de polluants non-traitées par le système de dépollution qui peuvent être conséquentes.

Des développements supplémentaires peuvent être apportés à l'ECPMS. Tout d'abord, ce superviseur en ligne est applicable à une chaîne de traction hybride Diesel, puisque les tendances de fonctionnement des deux systèmes sont semblables. La prise en compte d'un horizon pourrait permettre d'améliorer la gestion de l'état de charge de la batterie et de l'efficacité du système de dépollution. De plus, la considération des polluants lors des transitions en couple et en régime n'est pas à négliger, surtout si la richesse en amont du système de post-traitement ne permet pas d'exploiter l'entière efficacité du système de post-traitement. Des approches semblables à celle des modèles de NO_x et particules dans les cas transitoires utilisés pour le moteur Diesel pourraient être adaptées à la problématique de la richesse du moteur essence. En plus de cela, une formulation analytique du problème, semblable à [91], pourrait être envisagée afin de limiter la puissance de calcul à embarquer dans le véhicule. Enfin, les travaux réalisés sur l'estimation de température dans le chapitre 2 pourraient être appliqué à cette stratégie afin de déduire l'efficacité du catalyseur 3-voies sans l'aide d'un capteur intrusif. Mieux, la connaissance de

l'efficacité globale du système issue des efficacités locales pourrait permettre d'affiner la stratégie de chauffe afin de dépenser la quantité de carburant juste nécessaire à la dépollution pour respecter la réglementation.

Conclusion générale et perspectives

Les travaux de cette thèse sont une des réponses à l'évolution réglementaire sur les émissions des automobiles. D'une part, les nouvelles réglementations Euro, en plus de limiter d'avantages les émissions polluantes, sont vérifiées à l'aide de protocoles de test se rapprochant des conditions réelles de circulation. D'autre part, les émissions de CO₂ sont de plus en plus financièrement pénalisées. En conséquence, l'automobile doit évoluer en profondeur pour continuer à être un vecteur de liberté abordable tout en étant respectueux de l'environnement. L'hybridation électrique du moteur à combustion interne est l'une des innovations technologiques envisagées pour répondre à ce besoin. Ses avantages sont multiples puisqu'il propose une réduction de la consommation de carburant (et donc des émissions de CO₂) en convertissant l'énergie cinétique du véhicule en électricité durant le freinage. Il est montré que l'énergie récupérée et réutilisable peut représenter près de 50% de l'énergie dépensée en condition de circulation urbaine ce qui peut amener à des gains de consommation considérables.

Cependant, cette solution technologique doit également considérer les émissions polluantes pour respecter la réglementation. Le véhicule hybride, selon l'architecture adoptée, à l'avantage de pouvoir adapter le point de fonctionnement du moteur à combustion interne pour minimiser sa production de polluants. Cependant, ce degré de liberté n'est pas suffisant pour respecter la réglementation. Des systèmes de dépollution, permettant de convertir une partie de ces polluants sont alors disposés à l'échappement du moteur à combustion interne pour pouvoir respecter les normes limitant les émissions polluantes. De manière générale, l'efficacité d'un système de dépollution à convertir les espèces polluantes et les réactions chimiques qui le caractérisent sont dépendantes de sa température interne. Hors, la chaîne de traction hybride peut être un élément perturbateur à son fonctionnement puisqu'elle le refroidit durant certaines phases de fonctionnement.

Par conséquent, même si la chaîne de traction hybride est intéressante d'un point de vue énergétique, la supervision de ce système, c'est-à-dire l'algorithme choisissant qui du moteur à combustion interne et/ou de la machine électrique répond à la demande de puissance de conducteur, doit impérativement intégrer la contrainte supplémentaire sur les émissions polluantes sous peine de ne pas respecter la réglementation. Selon ces objectifs, un problème d'optimisation incluant la minimisation et le respect de la contrainte sur les émissions polluantes a été posé. De nombreux travaux relatent déjà de la supervision de la chaîne de traction hybride avec pour but de minimiser sa consommation. Des méthodes mathématiques telles que la programmation dynamique et le principe du minimum de Pontryagin ont été utilisées pour calculer la stratégie de supervision optimale, c'est-à-dire assurant mathématiquement la minimisation de l'objectif, avec la connaissance du scénario d'utilisation du véhicule. D'autres méthodes telles que l'ECMS et les approches heuristiques énergétiques permettent de se rapprocher de cette optimalité sans la connaissance des conditions de circulation futures. Cependant, peu de travaux ont été effectués sur l'ajout de la contrainte de polluants, et des systèmes de dépollution permettant de la respecter, à la minimisation de la consommation de carburant.

L'ajout de cette contrainte a nécessité de modéliser le fonctionnement du véhicule hybride et la production de ses émissions. Pour cela, les émissions du moteur à combustion interne sont modélisées à partir de données expérimentales obtenues au banc moteur. Les émissions produites par le véhicule étant également fortement influencée par l'efficacité de la chaîne de dépollution, les systèmes la composant sont modélisés. L'approche zéro-dimensionnelle à l'avantage de

pouvoir modéliser une chaîne de dépollution complète et les interactions qui peuvent se produire entre les systèmes de dépollution à travers un modèle compacte applicable à toutes les méthodes de résolution du problème d'optimisation. Cette méthode est appliquée à la chaîne de dépollution Diesel pour la réduction des NO_x et les interactions entre le catalyseur d'oxydation et la réduction catalytique sélective sont mises en avant. Ce modèle est comparé au modèle métier PSA auparavant validé par des données expérimentales. L'approche unidimensionnelle permet quant à elle de mieux considérer le refroidissement local du système de dépollution mais l'effort de calcul entourant cette approche est plus important. Par conséquent, elle n'est pas adaptée à toutes les méthodes de résolution du problème d'optimisation mais est suffisamment légère pour être embarqué dans un calculateur du véhicule. Pour améliorer la précision de ce modèle lors de son utilisation dans un véhicule, un estimateur d'état basé sur un filtre de Kalman étendu fusionnant le modèle unidimensionnel et une mesure de température en aval du système de dépollution est proposé. Son apport en termes de précision par rapport au modèle a été démontré, et son implantation sur la ligne d'échappement est facilitée par rapport à ce qui a été proposé précédemment dans la littérature.

Ce travail de modélisation est appliqué pour calculer des stratégies de supervision de véhicule hybride. Dans le premier cas traité, la stratégie de supervision optimale est calculée selon différents critères à minimiser. Cette étude permet de juger de l'intérêt ou non de considérer des critères demandant plus de ressources de calcul ou bien d'avantages de capteurs. Ici, le véhicule hybride Diesel et sa chaîne de dépollution des NO_x sont considérés. Les critères étudiés vont de la minimisation des émissions à la source à la minimisation des émissions en aval des deux systèmes de dépollution. Il est montré à travers ce travail les limites et les besoins de l'algorithme de programmation dynamique pour assurer l'optimalité du résultat. De plus, il est démontré à travers les résultats de la simulation et de validations expérimentales qu'une réduction des émissions de NO_x d'au moins 15% est possible en acceptant une augmentation de la consommation de 3% par rapport à une stratégie minimisant uniquement la consommation de carburant. Quant aux stratégies de supervision ayant connaissance de l'efficacité d'un ou plusieurs systèmes de dépollution, elles peuvent émettre plus de polluants à la source et limiter la décharge de la batterie durant la phase de chauffe de la chaîne de dépollution.

Le deuxième cas traité dans cette thèse s'applique à un véhicule hybride essence avec pour objectif de définir une stratégie pouvant être embarquée dans le véhicule et considérant un compromis consommation-polluants. La supervision Equivalent Consumption and Pollutant Minimization Strategy (ECPMS) repose sur les mêmes principes que la stratégie ECMS précédemment développée. Elle étend cette stratégie pour y inclure la gestion des émissions polluantes du véhicule à l'aide d'une variable de pondération des polluants par rapport à la consommation de carburant. Cette stratégie est appliquée sur un banc haute-dynamique capable de reproduire le fonctionnement d'un véhicule hybride sur un moteur à combustion interne essence équipée d'un catalyseur 3-voies. Lorsque les polluants sont pondérés, la stratégie ECPMS minimise les émissions à la source durant la phase de chauffe des systèmes de dépollution et selon l'état de charge de la batterie. Une fois la chaîne de dépollution arrivée à un niveau d'efficacité satisfaisant, la stratégie s'oriente vers la minimisation de carburant. Un compromis consommation-polluants dépendant de la variable de pondération des polluants a été mesuré. Ainsi, pour une pénalité de 7% de consommation de carburant par rapport à une stratégie optimisant uniquement la consommation, des gains de 15% de CO et 18% de NO_x sont obtenues.

En termes de perspectives, le problème d'optimisation posé dans cette thèse pourrait bénéficier d'approches supplémentaires pouvant être complémentaire à ces travaux. En premier lieu, il serait intéressant d'intégrer dans ces travaux des dynamiques supplémentaires dans les modèles

utilisés par les méthodes de résolution présentées dans cette thèse. Ces dynamiques supplémentaires permettraient d'améliorer la modélisation des émissions à la source, mais aussi l'efficacité des systèmes de dépollution. Pour la génération des polluants à la source, il serait possible de considérer la dynamique des actionneurs du moteur à combustion interne, ou bien d'utiliser des modèles simplifiés considérant les transitions de régime et de couple. Pour l'efficacité des systèmes de dépollution, ils peuvent être dépendants de la dynamique de richesse du gaz d'échappement dans le cas du catalyseur 3-voies d'un moteur essence ou bien de la dynamique d'adsorption de l'ammoniac dans le catalyseur de la SCR. Les dynamiques entourant ces phénomènes chimiques pourraient alors être couplées à la dynamique des polluants à la source afin de considérer toutes les dynamiques de génération des polluants du véhicule. Ces modèles étant plus étendus, la recherche de la commande optimale pourrait être plus difficile et donc nécessitera des puissances de calculs plus importantes, mais les compromis consommation-polluants pourraient être améliorés. Une seconde approche consisterait à adapter la demande de puissance du conducteur pour limiter les émissions polluantes de la même manière que l'éco-conduite pour minimiser la consommation sur un trajet donné. De cette manière, la demande de puissance du conducteur est adaptée aux limites du système et l'efficacité de ce dernier est améliorée. Cette approche est d'autant plus intéressante que le véhicule autonome permet d'appliquer plus facilement l'éco-conduite. L'arrivée sur le marché de véhicules de plus en plus autonomes et connectés permet également de bénéficier d'informations sur les conditions de circulations futures. Selon cet horizon, les stratégies embarquées comme la stratégie ECPMS peuvent profiter de ces informations pour s'approcher d'avantages du meilleur compromis consommation-polluants. Les techniques de commande optimales pourraient alors être utilisées sur cet horizon réduit et selon des modèles plus complexes.

Bibliographie

- [1] GIEC (IPCC), "Premier rapport d'évaluation du GIEC," 1990.
- [2] GIEC (IPCC), "Cinquième rapport d'évaluation du GIEC," 2014.
- [3] Organisation Mondiale de la Santé (OMS), "Ambient air pollution : a global assessment of exposure and burden of disease," 2016.
- [4] Organisation Internationale des Constructeurs d'Automobiles (OICA), "World vehicles in use from 2005 to 2015," 2015.
- [5] Z. Yang and A. Bandivadekar, "ICCT 2017 global update : Light-duty vehicle greenhouse gas and fuel economy standards," 2017.
- [6] Parlement Européen et Conseil, *Règlement (CE) n°443/2009*. 2009.
- [7] Parlement Européen et Conseil, *Règlement (UE) n°333/2014*. 2014.
- [8] Parlement Européen et Conseil, *Règlement (CE) n°715/2007*. 2007.
- [9] Commission économique pour l'Europe des Nations Unies, *Règlement (CEE/ONU) n°101*. 2007.
- [10] Nations Unies, *Règlement (CEE/ONU) n°83*. 2011.
- [11] G. Fontaras, N.-G. Zacharof, and B. Ciuffo, "Fuel consumption and CO₂ emissions from passenger cars in Europe - Laboratory versus real-world emissions," *Prog. Energy Combust. Sci.*, vol. 60, pp. 97–131, 2017.
- [12] Groupe PSA, Transport & Environment, France Nature Environnement, and Bureau Véritas, "Real world fuel economy measurements - Technical insights from 400 tests of Peugeot, Citroën and DS cars," 2017.
- [13] Commission européenne, *Règlement (UE) 2016/646*. 2016.
- [14] M. Contag, G. Li, A. Pawlowski, F. Domke, K. Levchenko, T. Holz, and S. Savage, "How They Did It : An Analysis of Emission Defeat Devices in Modern Automobiles," *IEEE Symp. Secur. Priv.*, 2017.
- [15] Commission européenne, *Règlement (UE) 2016/427*. 2017.
- [16] L. Guzzella and A. Sciarretta, *Vehicle Propulsion Systems*, Second Edi. Springer, 2007.
- [17] G. Colin, "Contrôle des systèmes rapides non linéaires - Application au moteur à allumage commandé turbocompressé à distribution variable," Université d'Orléans, 2006.
- [18] K. Reif, *Gasoline Engine Management: Systems and Components*, Springer. 2015.
- [19] K. Reif, *Diesel Engine Management*. Springer, 2014.
- [20] J. B. Heywood, *Internal Combustion Engine Fundamentals*. McGraw-Hill, Inc., 1988.
- [21] A. Pesiridis, *Automotive Exhaust Emissions and Energy Recovery*. Nova Science Publishers, 2014.
- [22] L. Guzzella and C. H. Onder, *Introduction to Modeling and Control of Internal Combustion Engine Systems*. Springer, 2010.
- [23] C. M. Schär, "Control of a Selective Catalytic Reduction Process," Swiss Federal Institute of Technology Zurich, 2003.
- [24] A. Bonfils, "Experimental closed-loop control of SCR aftertreatment systems using NO_x sensors cross-sensitive to NH₃," Ecole Nationale Supérieure des Mines de Paris, 2015.
- [25] E. Obeid, "Catalyseurs conducteurs ioniques pour l'oxydation des suies," Université de Lyon, 2015.
- [26] C. Bischof, T. Boger, N. Gunasekaran, and R. Bhargava, "Advanced Particulate Filter Technologies

for Direct Injection Gasoline Engine Applications,” in *Deer Conference*, 2012.

- [27] W. C. Ruona and M. J. Van Nieuwstadt, “Gasoline Particulate Filter Regeneration and Diagnostics,” 2012.
- [28] F. Badin, *Les véhicules hybrides : des composants au système*. Editions Technip, 2013.
- [29] T.-H. Tran, “Etudes thermiques du stockeur d’énergie électrique automobile,” Université de Valenciennes et du Hainaut-Cambresis, 2014.
- [30] M. Debert, “Stratégies optimales multi-critères, prédictives, temps réel de gestion des flux d’énergies thermique et électrique dans un véhicule hybride,” Université d’Orléans, 2011.
- [31] G. Rousseau, “Véhicule hybride et commande optimale,” Ecole des Mines de Paris, 2008.
- [32] S. Delprat, “Evaluation de stratégies de commande pour véhicules hybride parallèles,” Université de Valenciennes et du Hainaut-Cambresis, 2005.
- [33] F. Bonnans and P. Rouchon, *Commande et optimisation de systèmes dynamiques*. Les éditions de l’école Polytechnique, 2005.
- [34] D. P. Bertsekas, *Dynamic Programming and Optimal Control*. Athena Scientific, 2005.
- [35] R. E. Bellman, “The Theory of Dynamic Programming,” *Bulletin of the American Mathematical Society*, vol. 60, no. 6. pp. 503–515, 1954.
- [36] L. S. Pontryagin, *The mathematical theory of optimal processes*. CRC Press, 1987.
- [37] S. Delprat and T. Hofman, “Hybrid Vehicle Optimal Control: Linear Interpolation and Singular Control,” *2014 IEEE Veh. Power Propuls. Conf.*, no. October, pp. 1–6, 2014.
- [38] J. Han, A. Sciarretta, and N. Petit, “Handling State Constraints in Fast-computing Optimal Control for Hybrid Powertrains,” in *IFAC World Congress*, 2017, pp. 4932–4937.
- [39] G. Paganelli, S. Delprat, T. Guerra, J. Rimaux, and J. Santin, “Paganelli - Equivalent Consumption Minimization Strategy for Parallel Hybrid Powertrains.pdf,” *IEEE Trans. Veh. Technol.*, vol. 4, pp. 2076–2081, 2002.
- [40] S. Delprat, J. Lauber, and T.-M. Guerra, “Control of a Parallel Hybrid Powertrain : Optimal Control,” in *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, 2004.
- [41] L. Serrao, S. Onori, and G. Rizzoni, “ECMS as a realization of Pontryagin’s minimum principle for HEV control,” in *American Control Conference (ACC)*, 2009, 2009.
- [42] A. Chasse, G. Corde, A. Del Mastro, and F. Perez, “Online optimal control of a parallel hybrid with after-treatment constraint integration,” in *Vehicle Power and Propulsion Conference (VPPC)*, *2010 IEEE*, 2010, pp. 99–104.
- [43] S. Onori, L. Serrao, and G. Rizzoni, “Adaptive Equivalent Consumption Minimization Strategy for Hybrid Electric Vehicles,” *Proc. ASME Dyn. Syst. Control Conf.*, vol. 2010, no. 44175, pp. 499–505, 2010.
- [44] B. Gu and G. Rizzoni, “An adaptative algorithm for hybrid electric vehicle energy management based on driving pattern recognition,” in *Proceedings of the 2006 ASME international mechanical engineering congress and exposition*, 2006, pp. 1–10.
- [45] C. Musardo, G. Rizzoni, Y. Guezennec, and B. Staccia, “A-ECMS : An Adaptive Algorithm for Hybrid Electric Vehicle Energy Management,” *Eur. J. Control*, vol. 11, no. 4–5, pp. 509–524, 2005.
- [46] A. Sciarretta, L. Guzzella, and M. Back, “A Real-Time Optimal Control Strategy for Parallel Hybrid Vehicles with On-Board Estimation of the Control Parameters,” *IFAC Proc. Vol.*, vol. 37, no. 22, pp. 489–494, 2004.
- [47] N. Jaljal, “Optimisation énergétique en temps réel par modèles réduits d’une chaîne de traction hybride avec prise en compte des transitoires thermiques,” Université de Poitiers, UFR des

sciences fondamentales et appliquées, 2007.

- [48] N. Dollinger, N. Robart, F. Mercier Calvairac, and M. Migaud, "Method and system for storing an electric charge," WO 2010001075 A3, 2009.
- [49] M. Migaud, N. Dollinger, N. Robart, and F. Mercier Calvairac, "Procédé et dispositif de contrôle d'un stockeur d'énergie pour véhicule hybride," EP 2 113 435 A1, 2009.
- [50] M. Migaud, N. Dollinger, N. Robart, and F. Mercier Calvairac, "Method and device for monitoring a hybrid vehicle power storage system," US 2011/0163724 A1, 2011.
- [51] P. Michel, "Gestion d'énergie d'un véhicule hybride électrique-essence équipé d'un catalyseur par minimisation conjointe consommation-pollution : Etude et validation expérimentale," Université d'Orléans, 2015.
- [52] G.-Q. Ao, J.-X. Qiang, H. Zhong, X.-J. Mao, L. Yang, and B. Zhuo, "Fuel economy and NOx emission potential investigation and trade-off of a hybrid electric vehicle based on dynamic programming," *Proc. Inst. Mech. Eng. Part D J. Automob. Eng.*, vol. 222, no. 10, pp. 1851–1864, 2008.
- [53] V. H. Johnson, K. B. Wipke, and D. J. Rausen, "HEV control strategy for real-time optimization of fuel economy and emissions," *SAE Trans.*, vol. 109, pp. 1677–1690, 2000.
- [54] U. Kiencke and L. Nielsen, *Automotive Control Systems: for Engine, Driveline, and Vehicle*. Springer, 2000.
- [55] S. Akbar, P. Dutta, and C. Lee, "High-Temperature Ceramic Gas Sensors : A Review," *Int. J. Appl. Ceram. Technol.*, vol. 3, no. 4, pp. 302–311, 2006.
- [56] O. Lepreux, "Modélisation et commande de la température pour un catalyseur d'oxydation Diesel," Ecole Nationale Supérieure des Mines de Paris, 2009.
- [57] R. Cloudt and F. Willems, "Integrated Emission Management strategy for cost-optimal engine-aftertreatment operation," *SAE Int.*, vol. 01, no. 1310, 2011.
- [58] E. P. Brandt, Y. Wang, and J. W. Grizzle, "Dynamic Modeling of a Three-Way Catalyst for SI Engine Exhaust Emission Control," in *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 1999, pp. 1–9.
- [59] V. Cioffi, S. Scala, and E. Sepe, "Control oriented modeling of the exhaust gas after-treatment system," in *TC*, 1, V2, 2001.
- [60] D. Bresch-Pietri, T. Leroy, and N. Petit, "Estimation of the distributed temperature of a SI engine catalyst for light-off strategy," in *European Control Conference*, 2013, pp. 1583–1590.
- [61] T. S. Auckenthaler, "Modelling and control of three-way catalytic converters," Swiss Federal Institute of Technology Zurich, 2005.
- [62] S. Sabatini, I. Kil, J. Dekar, T. Hamilton, J. Wuttke, M. A. Smith, M. A. Hoffman, and S. Onori, "A New Semi-Empirical Temperature Model for the Three Way Catalytic Converter," in *Workshop on Engine and Powertrain Control, Simulation and Modeling E-COSM*, 2015.
- [63] P. Michel, A. Charlet, and G. Colin, "Catalytic converter modeling for optimal gasoline-HEV energy management," *IFAC Proc. Vol.*, no. 2011, pp. 6636–6641, 2014.
- [64] T. Utz, C. Fleck, J. Frauhammer, D. Seiler-Thull, and A. Kugi, "Extended Kalman filter and adaptive backstepping for mean temperature control of a three-way catalytic converter," *Int. J. Robust Nonlinear Control*, 2014.
- [65] J. Kennedy and R. Eberhart, "Particle Swarm Optimization," *IEEE Int. Conf. Neural Networks*, pp. 1942–1948, 1995.
- [66] S. Ebbesen, P. Kiwitz, and L. Guzzella, "A generic particle swarm optimization Matlab function," *Am. Control Conf. (ACC)*, 2012, 2012.

- [67] R. Möller, M. Votsmeier, C. Onder, L. Guzzella, and J. Gieshoff, "Is oxygen storage in three-way catalysts an equilibrium controlled process?," *Appl. Catal. B Environ.*, vol. 91, no. 1–2, pp. 30–38, 2009.
- [68] M. J. Moran and H. N. Shapiro, *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*, 5th ed. Wiley, 2006.
- [69] R. E. Kalman, "A New Approach to Linear Filtering and Prediction Problems 1," *J. Fluids Eng.*, vol. 82, no. Series D, pp. 35–45, 1960.
- [70] F. Rotella, "Filtrage optimal," Cours de l'Ecole Nationale d'Ingénieurs de Tarbes.
- [71] D. Alazard, "Introduction au filtrage de Kalman," Cours de l'Institut Supérieur de l'Aéronautique et de l'Espace, 2011.
- [72] G. Welch and G. Bishop, "An Introduction to the Kalman Filter," Cours de l'Université de Caroline du Nord, 2006.
- [73] D. W. Allan, "Should the classical variance be used as a basic measure in standards metrology?," *IEEE Trans. Instrum. Meas.*, vol. IM-36, no. 2, pp. 646–654, 1987.
- [74] J. A. Barnes and D. W. Allan, "Variances Based on Data With Dead Time Between the Measurements," in *Proceedings of the 19th Annual Precise Time and Time Interval (PTTI) Applications and Planning Meeting*, 1987, pp. 227–234.
- [75] A. J. Van Dierendonck, J. B. McGraw, and R. G. Brown, "Relationship between Allan variances and Kalman filter parameters," 1984.
- [76] D. V Land, "The use of the Allan deviation for the identification and measurement of noise and drift in measurement data.," 2014.
- [77] T. Nüesch, M. Wang, C. Voser, and L. Guzzella, "Optimal energy management and sizing for hybrid electric vehicles considering transient emissions," *IFAC Proc. Vol.*, pp. 278–285, 2012.
- [78] T. Nüesch, A. Cerofolini, G. Mancini, N. Cavina, C. Onder, and L. Guzzella, "Equivalent consumption minimization strategy for the control of real driving NO_x emissions of a diesel hybrid electric vehicle," *Energies*, vol. 7, no. 5, pp. 3148–3178, 2014.
- [79] D. Kum, H. Peng, and N. Bucknor, "Modeling and control of hybrid electric vehicles for fuel and emission reduction," in *Dynamic Systems and Control Conference*, 2008, pp. 1–8.
- [80] F. Willems, S. Spronkmans, and J. Kessels, "Integrated Powertrain Control to Meet Low CO₂ Emissions for a Hybrid Distribution Truck With SCR-Denox System," in *Proceedings of the ASME 2011 Dynamic Systems and Control Conference (DSCC2011)*, 2011.
- [81] F. Tschopp, T. Nüesch, M. Wang, and C. Onder, "Optimal Energy and Emission Management of a Diesel Hybrid Electric Vehicle Equipped with a Selective Catalytic Reduction System," *SAE Tech. Pap.*, 2015.
- [82] D. Maamria, F. Chaplais, N. Petit, and A. Sciarretta, "Comparison of several strategies for HEV energy management system including engine and catalyst temperatures," *Am. Control Conf. (ACC)*, 2015, pp. 2948–2955, 2015.
- [83] P. Michel, A. Charlet, G. Colin, Y. Chamaillard, G. Bloch, and C. Nouillant, "Optimizing fuel consumption and pollutant emissions of gasoline-HEV with catalytic converter," *Control Eng. Pract.*, pp. 1–8, 2015.
- [84] L. Serrao, A. Sciarretta, O. Grondin, A. Chasse, Y. Creff, D. Domenico, P. Pognant-Gros, C. Querel, and L. Thibault, "Open Issues in Supervisory Control of Hybrid Electric Vehicles: A Unified Approach using Optimal Control Methods," *Internatinoal Sci. Conf. Hybrid Electr. Veh.*, vol. 68, no. 1, pp. 1–13, 2011.
- [85] D. Maamria, "Méthodes d'optimisation dynamique de systèmes à plusieurs états pour l'efficacité énergétique automobile," Ecole nationale supérieure des Mines de Paris, 2016.

- [86] The HDF Group, "Introduction to HDF5." [Online]. Available: <https://portal.hdfgroup.org/display/HDF5/Introduction+to+HDF5>.
- [87] P. Michel, A. Charlet, G. Colin, Y. Chamaillard, C. Nouillant, and G. Bloch, "3WCC Temperature Integration in a Gasoline-HEV Optimal Energy Management Strategy," *Adv. Mech. Eng.*, vol. 2014, 2014.
- [88] O. Grondin, L. Thibault, and C. Quérel, "Transient torque control of a diesel hybrid powertrain for NO_x limitation," *IFAC Proc. Vol.*, pp. 286–295, 2012.
- [89] O. Grondin, L. Thibault, and C. Quérel, "Energy Management Strategies for Diesel Hybrid Electric Vehicle," *Oil Gas Sci. Technol. – Rev. d'IFP Energies Nouv.*, vol. 70, no. 1, pp. 125–141, 2015.
- [90] T. Nüesch, M. Wang, P. Isenegger, C. H. Onder, R. Steiner, P. Macri-Lassus, and L. Guzzella, "Optimal energy management for a diesel hybrid electric vehicle considering transient PM and quasi-static NO_x emissions," *Control Eng. Pract.*, vol. 29, pp. 266–276, 2014.
- [91] S. Hadj-Said, G. Colin, A. Ketfi-Cherif, and Y. Chamaillard, "Convex Optimization for Energy Management of Parallel Hybrid Electric Vehicles," *IFAC-PapersOnLine*, vol. 49, no. 11, pp. 271–276, 2016.

Antoine SIMON

Optimisation énergétique de chaînes de traction hybrides essence et Diesel sous contrainte de polluants : Étude et validation expérimentale

L'hybridation électrique de la chaîne de traction automobile est l'une des solutions adoptées pour respecter les réglementations futures sur ses émissions. La stratégie de supervision de la chaîne de traction hybride répartit la puissance produite par le moteur à combustion interne et la machine électrique. Elle répond habituellement à un problème d'optimisation où l'objectif est de réduire la consommation de carburant mais nécessite à présent d'y ajouter les émissions polluantes. La chaîne de dépollution, placée à l'échappement du moteur, permet de diminuer la quantité de polluants émise dans l'atmosphère. Cependant, elle n'est efficace qu'à partir d'un seuil de température, et dépend de la chaleur apportée par les gaz d'échappement du moteur thermique. La première partie de ce travail est donc consacrée à la modélisation de la consommation énergétique et des émissions polluantes de la chaîne de traction hybride. La modélisation de l'efficacité de la chaîne de dépollution est réalisée selon deux contextes. Le modèle zéro-dimensionnel est adapté aux contraintes de calcul de la commande optimale. Le modèle unidimensionnel associé à un estimateur d'état permet d'être embarqué et calculé en temps réel. À partir de ces travaux, la seconde partie de cette thèse déduit des stratégies de supervision à l'aide de la théorie de la commande optimale. Dans un premier cas, le principe de Bellman permet de calculer la commande optimale d'un véhicule hybride Diesel selon des critères de supervision ayant plus ou moins connaissance de l'efficacité de la chaîne de dépollution des émissions de NO_x . Dans un second cas, une stratégie issue du Principe du Minimum de Pontryagin, embarquée sur un véhicule hybride essence, fonctionnant en temps réel et calibrée selon deux paramètres est proposée. L'ensemble de ces travaux est validé expérimentalement au banc moteur et montre une réduction significative des émissions polluantes pour une faible pénalité de carburant.

Mots clés : Véhicule hybride électrique, moteur essence, catalyseur 3-voies, moteur Diesel, catalyseur d'oxydation, réduction catalytique sélective, optimisation énergétique, émissions polluantes, estimation, commande optimale, principe de Bellman, programmation dynamique, principe du minimum de Pontryagin.

Energy Optimization of Gasoline and Diesel Hybrid Powertrains with Pollutant Constraints: Study and Experimental Validation

Powertrain hybridization is a solution that has been adopted in order to conform to future standards for emissions regulations. The supervisory strategy of the hybrid powertrain divides the power emitted between the internal combustion engine and the electric machine. In past studies, this strategy has typically responded to an optimization problem with the objective of reducing consumption. However, in addition to this, it is now necessary to take pollutant emissions into account as well. The after-treatment system, placed in the exhaust of the engine, is able to reduce pollutants emitted into the atmosphere. It is efficient from a certain temperature threshold, and the temperature of the system is dependent on the heat brought by the exhaust gas of the engine. The first part of this dissertation is aimed at modelling the energy consumption and pollutant emissions of the hybrid powertrain. The efficiency model of the after-treatment system is adapted for use in two different contexts. The zero-dimensional model conforms to the constraints of the optimal control calculation. The one-dimensional model associated with a state estimator can be embedded in a vehicle and calculated in real time. From this work, the second part of this dissertation deduces supervisory strategies from the optimal control theory. On the one hand, Bellman's principle is used to calculate the optimal control of a Diesel hybrid vehicle using different supervisory criteria, each having more or less information about the after-treatment system efficiency over NO_x emissions. On the other hand, a strategy from Pontryagin's minimum principle, embedded in a gasoline hybrid vehicle, running in real time and calibrated with two parameters, is proposed. The whole of this work is validated experimentally on an engine test bed and shows a significant reduction in pollutant emissions for a slight fuel consumption penalty.

Keywords: Hybrid Electric Vehicle, Gasoline Engine, 3-Way Catalytic Converter, Diesel Engine, Diesel Oxidation Catalyst, Selective Catalytic Reduction, Energy Optimization, Pollutant Emissions, Estimation, Optimal Control, Bellman's Principle, Dynamic Programming, Pontryagin's Minimum Principle.



Laboratoire PRISME
8 rue Léonard de Vinci
45072 Orléans Cedex 2

