

ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE
UNIVERSITÉ DU QUÉBEC

THÈSE
PRÉSENTÉE À
L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE

COMME EXIGENCE PARTIELLE
À L'OBTENTION DU
DOCTORAT EN GÉNIE
Ph.D.

PAR
Benoit LACROIX

ÉTUDE EXPÉRIMENTALE ET OPTIMISATION D'UN SYSTÈME HYBRIDE
HYDRAULIQUE POUR CAMIONS À ORDURES ET AMÉLIORATION DES
PERFORMANCES PAR RAFFINEMENT DE SA LOGIQUE DE CONTRÔLE

MONTRÉAL, LE 14 JUILLET 2011



Benoit Lacroix, 2011



Cette licence signifie qu'il est permis de diffuser, d'imprimer ou de sauvegarder sur un autre support une partie ou la totalité de cette œuvre à condition de mentionner l'auteur, que ces utilisations soient faites à des fins non commerciales et que le contenu de l'œuvre n'ait pas été modifié.

À Lukas, puisses-tu un jour éprouver autant de plaisir à apprendre que ton père.

PRÉSENTATION DU JURY

CETTE THÈSE A ÉTÉ ÉVALUÉE

PAR UN JURY COMPOSÉ DE :

M. Zhaoheng Liu, directeur de thèse
Département de génie mécanique à l'École de technologie supérieure

M. Pascal Bigras, président du jury
Département de génie de la production automatisée à l'École de technologie supérieure

M. Souheil-Antoine Tahan, membre du jury
Département de génie mécanique à l'École de technologie supérieure

M. Marek Teichmann, examinateur externe indépendant
CM-LABS Vortex Simulations

ELLE A FAIT L'OBJET D'UNE SOUTENANCE DEVANT JURY

LE 23 JUIN 2011

À L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE

REMERCIEMENTS

D'abord, j'aimerais remercier mon directeur de thèse, le professeur Zhaoheng Liu du département de génie mécanique de l'École de technologie supérieure (ÉTS), qui m'a accordé la confiance et l'autonomie nécessaire pour mener à bien ce projet d'études dans le contexte industriel dans lequel il a été réalisé. De plus, ce projet n'aurait pas été entrepris sans les aides financières du Conseil de recherches en sciences naturelles et en génie du Canada (CRSNG), du Fonds québécois de la recherche sur la nature et les technologies (FQRNT) et de l'ÉTS. Aussi, j'aimerais souligner la collaboration de l'entreprise Développement Effenco et de tous les membres de son équipe. Également, je ne peux passer sous silence les nombreux encouragements reçus tout au long de mes études de la part des membres de ma famille, directe ou éloignée. Finalement, je n'aurais pas mené à terme ce projet sans le soutien continu de ma charmante épouse qui, elle même docteure, a fait preuve d'une patience et d'une compréhension qui aujourd'hui encore, me fascinent.

ÉTUDE EXPÉRIMENTALE ET OPTIMISATION D'UN SYSTÈME HYBRIDE HYDRAULIQUE POUR CAMIONS À ORDURES ET AMÉLIORATION DES PERFORMANCES PAR RAFFINEMENT DE SA LOGIQUE DE CONTRÔLE

LACROIX, Benoit

RÉSUMÉ

Le but de cette thèse est de faire la démonstration expérimentale du fonctionnement d'un système hybride hydraulique spécifiquement dédié à l'application des camions à ordures en plus de proposer des solutions pour raffiner sa logique de contrôle. Le système hybride développé permet de récupérer l'énergie cinétique du véhicule durant le freinage. Un moteur hydraulique à déplacement variable utilise ensuite l'énergie emmagasinée sous la forme d'un fluide pressurisé dans un accumulateur hydraulique pour assister le moteur à combustion interne (MCI) à des moments opportuns. L'aspect particulier de ce système est que l'assistance au MCI peut avoir lieu lorsque celui-ci fonctionne au ralenti et qu'il entraîne l'équipement auxiliaire hydraulique du camion à ordures.

Essentiellement, la stratégie de contrôle consiste à maximiser la récupération de l'énergie au freinage et à utiliser cette énergie pour minimiser l'utilisation du MCI à l'arrêt. Les résultats expérimentaux obtenus avec deux prototypes opérés en conditions d'utilisation réelles démontrent que le système hybride permet de récupérer une portion appréciable de l'énergie récupérable durant le freinage. De plus, les résultats prouvent qu'il est possible de réduire la charge au MCI durant le ralenti avec l'application d'un couple d'assistance. Cependant, l'avantage d'assister le MCI dans des zones précises de la plage d'utilisation est mince puisque l'efficacité brute du MCI varie peu selon les conditions d'opération. Cela est confirmé à l'aide d'un exercice d'optimisation de la logique de contrôle à l'aide de la programmation dynamique déterministe. En effet, en gérant la pression dans l'accumulateur pour maximiser la quantité d'énergie récupérée au freinage et en dosant l'assistance au MCI de façon idéale, la politique optimale ne réussit à améliorer l'économie de carburant que de 6 % par rapport au contrôle initial. Par conséquent, étant donné que les efforts requis pour imiter le comportement idéal en temps réel sont considérables pour un gain relativement faible et incertain, la logique de contrôle initiale est considérée comme étant quasi-optimale.

Finalement, cette thèse propose une version améliorée du système hybride assistant le MCI qui permettrait d'éteindre le MCI lorsque le véhicule est arrêté tout en maintenant fonctionnel l'équipement auxiliaire hydraulique. Un exercice d'optimisation de la logique de contrôle indique qu'une gestion adéquate de la pression dans l'accumulateur permettrait d'éteindre le MCI la plupart du temps à l'arrêt et ainsi d'engendrer une augmentation de l'économie de carburant de plus de 40 % par rapport au système original. L'évaluation par simulation d'une logique de contrôle élémentaire démontre qu'une telle stratégie de gestion de la pression serait réalisable en temps réel et que le gain potentiel d'économie de carburant est atteignable.

Mots clés : système hybride, hydraulique, contrôle, camion à ordures

EXPERIMENTAL STUDY AND OPTIMIZATION OF A HYDRAULIC HYBRID SYSTEM FOR REFUSE TRUCKS AND IMPROVEMENTS IN PERFORMANCE THROUGH REFINEMENT OF ITS CONTROL LOGIC

LACROIX, Benoit

ABSTRACT

The aim of this thesis is to demonstrate experimentally the operation of a hydraulic hybrid system specifically dedicated to the application of refuse trucks in addition to proposing solutions to improve its control strategy. The developed hybrid system recovers the vehicle's kinetic energy during braking. A variable displacement hydraulic motor then uses the energy stored in a hydraulic accumulator to assist the internal combustion engine (ICE) at suitable times. The particular aspect of this system is that assistance to the ICE can occur when it operates at idle and drives the auxiliary hydraulic equipment of the refuse truck.

Essentially, the control strategy initially developed maximizes the recovery of braking energy and uses that energy to minimize the solicitation of the ICE at idle. The experimental results obtained with two prototypes tested in real operating conditions show that the hybrid system can recover a significant portion of braking energy. In addition, the results show that it is possible to reduce the load on the ICE during idle with the application of an assisting torque. However, the advantage of assisting the ICE in specific areas of the operating range is slim since the ICE's gross efficiency varies only slightly depending on conditions of operation. This is confirmed by the optimization of the control logic using deterministic dynamic programming. Indeed, by managing the pressure in the accumulator to maximize the amount of energy recovered during braking and by dosing the assistance to the ICE in an ideal fashion, the optimal control only managed to improve fuel savings by 6% in comparison to the original control. Therefore, since the efforts that would be required to emulate the ideal behavior in real time are significant for a relatively small and uncertain gain, the initial control logic is considered near optimal.

Finally, this thesis proposes an improved version of the torque assisting hybrid system that could shut down the ICE when the vehicle is stopped while maintaining functional the auxiliary hydraulic equipment. An optimization of the control logic indicates that proper management of the pressure in the accumulator would allow turning off the ICE most of the time at stop and thus, would increase the fuel savings by over 40% compared to the original system. The simulation of a basic control strategy shows that such pressure management may be feasible in real time and that the potential gain in fuel savings is achievable.

Keywords: hybrid system, hydraulic, control, refuse truck

TABLE DES MATIÈRES

	Page
CHAPITRE 1 INTRODUCTION.....	1
1.1 Problématique	2
1.1.1 Principes de base d'un véhicule hybride	2
1.1.2 Particularités des camions à ordures.....	3
1.1.3 Systèmes hybrides pour camion à ordures	4
1.1.4 Effenco et le système hybride <i>HEAD</i> ^{MC}	5
1.2 Objectifs de la recherche.....	6
1.3 Contributions de cette thèse.....	7
1.4 Organisation de cette thèse	8
 CHAPITRE 2 LA GESTION ÉNERGÉTIQUE DES VÉHICULES HYBRIDES : UNE REVUE DES APPROCHES EXISTANTES.....	 9
2.1 Méthodes de type <i>thermostat</i>	10
2.2 Méthodes basées sur des règles heuristiques	10
2.3 Logique floue.....	11
2.4 Contrôle optimal	12
2.4.1 Optimisation par Programmation Dynamique Déterministe (PDD).....	13
2.4.2 Optimisation par Programmation Dynamique Stochastique (PDS)	14
2.4.3 Minimisation instantanée de la consommation de carburant.....	15
2.5 Stratégies de contrôle adaptatives	16
2.6 Discussion sur les approches existantes.....	20
 CHAPITRE 3 SYSTÈME HYBRIDE HYDRAULIQUE POUR CAMIONS À ORDURES : UNE ARCHITECTURE NOVATRICE.....	 23
3.1 Caractérisation des conditions d'utilisation des camions à ordures	23
3.1.1 Description des activités de cueillette de données	23
3.1.2 Conditions d'utilisation typiques d'un camion à ordures	26
3.2 Développement de l'architecture du système hybride hydraulique pour camions à ordures	31
3.2.1 Système hybride à pression assistée indirecte.....	35
3.2.2 Système hybride assistant le MCI	37
3.3 Unicité du système hybride à assistance au MCI.....	40
 CHAPITRE 4 MODÉLISATION D'UN CAMION À ORDURES HYBRIDE.....	 41
4.1 Description du modèle de simulation.....	42
4.2 Calcul du couple de freinage régénératif requis.....	43
4.3 Calcul du couple transmis par la boîte d'engrenage	44
4.4 Calcul du couple et du débit de la pompe hydraulique.....	44
4.5 Calcul de la pression dans l'accumulateur hydraulique.....	46
4.6 Calcul du couple fournis par le moteur hydraulique	49
4.7 Calcul de la consommation de carburant.....	50
 CHAPITRE 5 PROTOTYPES DU SYSTÈME HYBRIDE À ASSISTANCE AU MCI : PREUVE DE CONCEPT ET VALIDATION DU MODÈLE DE SIMULATION	 55

5.1	Système de contrôle et instrumentation.....	58
5.1.1	Logique de contrôle.....	60
5.1.1.1	Gestion des systèmes de freinages.....	61
5.1.1.2	Gestion de l'assistance au MCI.....	62
5.1.2	Instrumentation des prototypes.....	66
5.2	Résultats expérimentaux.....	66
5.2.1	Fonctionnement du freinage régénératif.....	67
5.2.2	Fonctionnement de l'assistance au MCI.....	69
5.2.3	Évaluation des performances et validation du modèle de simulation.....	73
5.2.4	Économies mesurées dans le cadre du projet de démonstration.....	78
CHAPITRE 6	RAFFINEMENT DE LA GESTION DU SYSTÈME HYBRIDE À ASSISTANCE AU MCI.....	81
6.1	Programmation dynamique déterministe (PDD).....	81
6.1.1	Développement de l'algorithme d'optimisation.....	84
6.2	Présentation et analyse des résultats.....	86
6.3	Discussion sur la gestion du système hybride à assistance au MCI.....	94
CHAPITRE 7	SYSTÈME HYBRIDE COUPE-MOTEUR.....	97
7.1	Présentation du système hybride coupe-moteur et de son fonctionnement.....	98
7.2	Détermination du contrôle optimal à l'aide de la PDD.....	101
7.2.1	Adaptation du modèle de simulation.....	101
7.2.2	Adaptation de l'algorithme d'optimisation.....	103
7.2.3	Présentation et analyse des résultats.....	104
7.2.4	Élaboration d'une stratégie de contrôle pour le système hybride coupe-moteur.....	109
7.3	Discussion sur la gestion du système hybride coupe-moteur.....	114
CHAPITRE 8	CONCLUSION ET RECOMMANDATIONS.....	115

LISTE DES TABLEAUX

	Page
Tableau 3.1	Sommaire des activités de cueillette de données sur des camions à ordures.....24
Tableau 3.2	Comparaison de statistiques d'opération pour trois camions.....29
Tableau 5.1	Caractéristiques des camions modifiés56
Tableau 5.2	Caractéristiques des prototypes de système hybride à assistance au MCI58
Tableau 5.3	Caractéristiques du contrôleur électronique et des modules E/S60
Tableau 5.4	Comparaison des énergies simulées et mesurées pour GE et WM74
Tableau 5.5	Performances mesurées des prototypes de système hybride80
Tableau 6.1	Résultats de l'optimisation pour le système hybride à assistance au MCI93
Tableau 7.1	Résultats de l'optimisation et performances de stratégies de contrôle pour le système hybride coupe-moteur.....106

LISTE DES FIGURES

	Page
Figure 1.1	Illustration du fonctionnement typique d'un véhicule hybride parallèle 3
Figure 2.1	Exemple d'une surface contrôle résultante d'une logique floue..... 12
Figure 2.2	Élaboration de règles de contrôle basé sur l'optimisation par programmation dynamique déterministe..... 14
Figure 2.3	Exemple d'un modèle stochastique de conducteur 15
Figure 2.4	Exemple d'une surface de contrôle résultante de la programmation dynamique stochastique 15
Figure 2.5	Principe de la reconnaissance de parcours 17
Figure 2.6	Exemple d'une stratégie de contrôle adaptative basée sur la reconnaissance de parcours..... 18
Figure 2.7	Exemple de stratégie de contrôle basée sur la reconnaissance de plusieurs facteurs d'opération 20
Figure 3.1	Camions à ordures; a) à chargement arrière, b) à chargement latéral automatisé 24
Figure 3.2	Systèmes d'acquisition de données..... 26
Figure 3.3	Exemple typique de profil de vitesse d'un camion à ordures durant un voyage 27
Figure 3.4	Différents cycles standards pour les véhicules automobiles..... 30
Figure 3.5	Profil de vitesse et sollicitation du MCI d'un camion à ordures en mode collecte..... 31
Figure 3.6	Sollicitation détaillée du MCI en mode collecte..... 33
Figure 3.7	Efficacité nette d'un moteur diesel 33

Figure 3.8	Concept initial d'un système hybride assistant l'équipement auxiliaire hydraulique	34
Figure 3.9	Pertes énergétiques causées par la chute de pression dans le cas d'un système hybride hydraulique assistant directement l'équipement auxiliaire hydraulique	35
Figure 3.10	Architecture du système hybride à pression assistée indirecte	36
Figure 3.11	Fonctionnement du système hybride à pression assistée indirecte	37
Figure 3.12	Architecture du système hybride assistant le MCI.....	38
Figure 3.13	Fonctionnement du système hybride assistant le MCI	39
Figure 4.1	Modèle de simulation numérique d'un camion à ordures hybride hydraulique	43
Figure 4.2	Efficacité totale d'une pompe hydraulique à débit variable en fonction du pourcentage d'ouverture et de la vitesse de rotation pour une pression de 250 bars.	46
Figure 4.3	Effet de la vitesse du piston d'un accumulateur hydraulique sur sa constante de temps thermique	48
Figure 4.4	Élaboration des cartographies d'injection de carburant des moteurs diesels.	52
Figure 4.5	Exemple d'occurrences des lectures de débit d'injection en fonction des plages d'opération du MCI.....	53
Figure 4.6	Cartographie d'injection générée à l'aide des données d'opération du MCI,	54
Figure 5.1	Prototypes du système hybride à assistance au MCI.....	55
Figure 5.2	Principaux composants du prototype de système hybride P1.1	57
Figure 5.3	Système de contrôle du système hybride et instrumentation	59
Figure 5.4	Efficacité totale d'un moteur hydraulique à débit variable en fonction du pourcentage d'ouverture et de la vitesse de rotation pour une pression de 250 bars.....	64

Figure 5.5	Systèmes hybrides à assistance au MCI en conditions d'utilisation réelle	67
Figure 5.6	Comportement typique des systèmes de freinage d'un camion hybride	68
Figure 5.7	Comportement typique du MCI lorsqu'assisté par le système hybride	70
Figure 5.8	Autre comportement typique du MCI lorsqu'assisté par le système hybride	71
Figure 5.9	Efficacité brute d'un moteur diesel.....	73
Figure 5.10	Limitations du système de freinage régénératif	75
Figure 5.11	Comparaison du comportement du système hybride réel et simulé	76
Figure 5.12	Comparaison de l'assistance au MCI réelle et simulée	77
Figure 5.13	Protocole d'évaluation des économies à deux véhicules.....	80
Figure 6.1	Échantillon de données d'opération utilisées pour l'optimisation.....	87
Figure 6.2	Gestion de la pression dans l'accumulateur a) Contrôle initial, b) Contrôle optimal.....	88
Figure 6.3	Gestion de la pression dans l'accumulateur, segment 850 – 950 secondes a) Contrôle initial, b) Contrôle optimal	89
Figure 6.4	Gestion de la pression dans l'accumulateur, segment 0 – 100 secondes a) Contrôle initial, b) Contrôle optimal	90
Figure 6.5	Comparaison de l'assistance au MCI a) Contrôle initial, b) Contrôle optimal	91
Figure 7.1	Sollicitation détaillée du MCI en mode collecte.....	97
Figure 7.2	Architecture du système hybride coupe-moteur	99
Figure 7.3	Fonctionnement du système hybride coupe-moteur.....	100
Figure 7.4	Modélisation de la recharge de l'accumulateur par le MCI	103

Figure 7.5 Contrôle optimal du système coupe-moteur, segment 50 – 150 sec.....	107
Figure 7.6 Contrôle optimal du système coupe-moteur, segment 850 – 950 sec.....	108
Figure 7.7 Contrôle optimal du système coupe-moteur, 107 cm ³ , segment 850 – 950 sec.	108
Figure 7.8 Contrôle de base du système coupe-moteur, segment 850 – 950 sec.	110
Figure 7.9 Contrôle amélioré du système coupe-moteur, segment 850 – 950 sec.	111
Figure 7.10 Contrôle amélioré du système coupe-moteur, segment 50 – 150 sec.	112
Figure 7.11 Comparaison de stratégies de contrôle du système coupe-moteur a) Contrôle optimal, 107 cm ³ b) Contrôle amélioré, 107 cm ³	113

LISTE DES ABRÉVIATIONS, SIGLES ET ACRONYMES

ATX :	Transmission automatique
BEC :	Batterie électrochimique
CAN :	<i>Controller Area Network</i>
EDC :	État de charge
ENG :	Moteur à combustion interne
GB :	Boîte d'engrenage
GES :	Gaz à effet de serre
HEAD :	<i>Hydraulic Equipment Assisting Device</i>
HP :	Pompe hydraulique
MCI :	Moteur à combustion interne
MG :	Moteur-générateur
MGE :	Moteur-générateur électrique
PA :	Pression assistée
PDD :	Programmation Dynamique Déterministe
PDS :	Programmation Dynamique Stochastique
PNBV :	Poids nominal brut du véhicule
SAE	<i>Society of Automotive Engineers</i>

LISTE DES SYMBOLES ET UNITÉS DE MESURE

Volume

m³ mètre cube
cm³ centimètre cube
L litre

Longueur

m mètre
mm millimètre

Masse

t tonne (= 1 000 kg)
kg kilogramme
g gramme

Vitesse

m/s mètre par seconde
km/h kilomètre par heure

Accélération

m/s² mètre par seconde carré

Temps

h heure
min minute
s seconde

Moment d'une force

Nm newton-mètre

Énergie

MJ mégajoule
kJ kilojoule
J joule

Puissance

kW kilowatt
W watt

Pression

bar bar (= 100 kPa)
kPa kilopascal
Pa pascal
psi Livre par pouce carré

Vitesse angulaire

rad/s radian par seconde
rpm rotation par minute

Fréquence

Hz hertz

Force

N newton

Température

°C degré Celsius

CHAPITRE 1

INTRODUCTION

En 2004, alors qu'elles auraient dû diminuer, les émissions de gaz à effet de serre canadiennes avaient augmenté de 27 % par rapport au niveau de 1990. Le transport routier est l'un des secteurs ayant le plus contribué à cette augmentation avec un bond de 36 %, alors que les émissions dues aux véhicules lourds à moteur diesel avaient grimpé de 83 % (Environnement Canada, 2006). La flotte Nord-Américaines de camions à ordures, qui approchait les 200 000 unités en 2005 (Cannon, 2006), a sans aucun doute contribué à cette ascension. Ces camions à ordures, reconnus comme présentant un des pires bilans énergétiques parmi les véhicules lourds, forment des candidats idéaux pour l'utilisation de technologies visant à améliorer l'efficacité énergétique des véhicules routiers (Anderson et al., 2005; Cannon, 2006; Chandler, Norton et Clark, 2001; HTUF, 2007; Ivani, 2007; Transports Canada, 2005).

Parmi toutes les technologies visant à augmenter l'efficacité énergétique et à atténuer les impacts environnementaux des véhicules routiers, les véhicules hybrides représentent assurément une des options les plus avancées aux points de vue technologique et commercial. Bien que le concept de véhicule hybride ait été exploré dès le début de l'ère automobile, ce n'est qu'au cours des années 90 que ce concept a finalement connu une entrée marquée sur le marché de l'automobile. Les premiers modèles offerts étaient alors destinés au grand public puisqu'il ne s'agissait alors que de véhicules de promenade. Puis, des efforts ont été déployés afin d'appliquer cette technologie à des applications commerciales et industrielles telles que les camions à ordures (Anderson et al., 2005; Dembski, Rizzoni et Soliman, 2005; HTUF, 2007; Matheson et Stecki, 2003; Transports Canada, 2005).

Stimulée par cet intérêt, la compagnie Développement Effenco (Effenco) a entrepris en 2006 un projet de développement d'un système hydraulique permettant de convertir un camion à ordures conventionnel en un véhicule hybride. Cette thèse s'inscrit dans le cadre de ce projet de développement.

1.1 Problématique

Un véhicule hybride peut être défini comme étant un véhicule muni de deux sources de puissances dont un moteur à combustion interne (MCI) (source primaire). L'autre source de puissance (source d'appoint) est habituellement un système électrique ou hydraulique jumelé en parallèle (les deux sources sont liées mécaniquement aux roues) ou en série (seule la source d'appoint est liée aux roues) avec le MCI. On précisera alors que le véhicule est hybride électrique ou hydraulique et à configuration en parallèle ou en série respectivement. Des descriptions exhaustives des différentes configurations possibles d'un véhicule hybride de même que leurs avantages et inconvénients respectifs sont présentés par Ehsani et al. (Ehsani et al., 2005).

1.1.1 Principes de base d'un véhicule hybride

À titre d'exemple simple et générique, une illustration des principaux modes de fonctionnement d'un véhicule hybride électrique à configuration en parallèle est présentée à la Figure 1.1. Ainsi, durant le freinage, l'énergie cinétique du véhicule qui est normalement dissipée en chaleur par le système de freinage mécanique est récupérée à l'aide d'un moteur-générateur électrique (MGE) couplé mécaniquement aux roues. Cette énergie est emmagasinée dans une batterie électrochimique (BEC) dans le cas présent (Figure 1.1.a). Ce processus de récupération d'énergie cinétique au freinage, souvent appelé freinage régénératif, représente assurément un des plus grand potentiels d'économie d'énergie d'un système hybride. Cela est dû au fait que le freinage régénératif permet de récupérer une portion appréciable de l'énergie préalablement dépensée pour accélérer le véhicule. Aussi, lorsque le véhicule est arrêté et qu'il y a de l'énergie en réserve dans la BEC, si l'architecture du système hybride le permet, le MCI qui normalement fonctionnerait au ralenti peut être éteint (Figure 1.1.b). Pendant l'accélération, le MGE consomme l'énergie de la BEC pour assister avantageusement le MCI (Figure 1.1.c). Finalement, lorsque le véhicule circule à haute vitesse, le système électrique est utilisé pour atténuer les variations de demande en puissance au MCI (Figure 1.1.d). Par exemple, le MGE peut assister le MCI pour effectuer un dépassement.

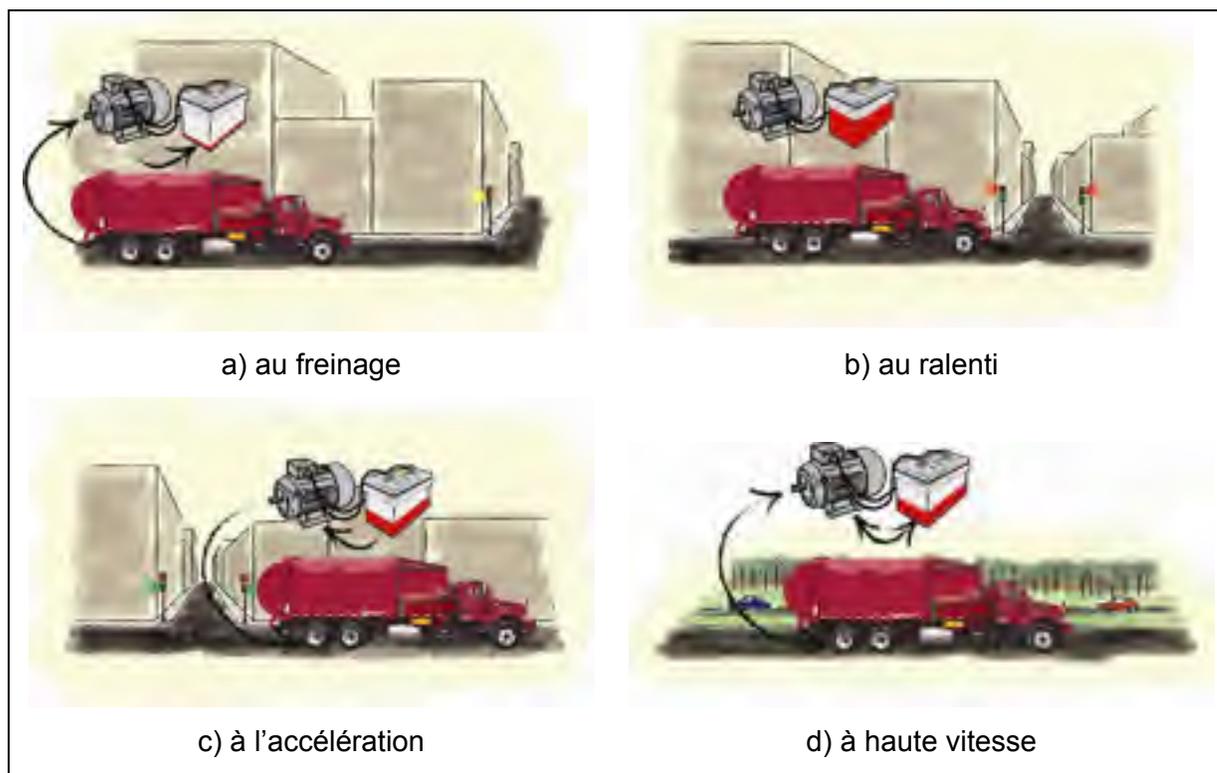


Figure 1.1 Illustration du fonctionnement typique d'un véhicule hybride parallèle

La gestion des sous-systèmes d'un véhicule hybride au cours des événements décrits est assurée par une stratégie de contrôle. Cette stratégie a pour rôle de dicter le comportement des différentes unités de puissance du véhicule; c'est-à-dire le MCI, le système électrique (ou hydraulique) ainsi que certains systèmes mécaniques tels que la transmission. En d'autres mots, c'est la stratégie de contrôle qui dose en temps réel la puissance des différents composants du véhicule. La conception d'une stratégie de contrôle efficace et robuste dépend de la connaissance des conditions d'utilisation du véhicule et du comportement de ses composants.

1.1.2 Particularités des camions à ordures

Il y a deux principaux facteurs pratiques qui peuvent expliquer le fait que le marché des camions hybrides a progressé moins rapidement que celui des voitures hybrides jusqu'à maintenant. Les camions sont, par définition, des véhicules lourds et, étant dédié a des usages commerciaux, soumis à des conditions d'utilisation nettement plus intensives que celles des voitures, fourgonnettes et camionnettes. L'application des camions à ordures est,

sans aucun doute, parmi celles où ces deux facteurs sont dominants. Bien que ce sujet soit couvert en profondeurs plus loin dans cette thèse, il est important d'introduire ici quelques notions sur les conditions d'utilisation des camions à ordures. Premièrement, au Canada et aux États-Unis, il s'agit de camions lourds de classe 8 dont le poids nominal brut du véhicule (PNBV) est d'environ 25 000 kg. Pour propulser et freiner un véhicule possédant une telle masse à un rythme minimum et sécuritaire, les puissances requises sont de l'ordre de 200 à 300kW. Deuxièmement, un camion à ordures opère plus de huit heures par jours durant lesquels il effectue plus de 1000 arrêts. Considérant une durée de vie utile typique de 10 ans, cela représente plus de 2,5 millions de cycles d'arrêt – départ. Dans le cas d'un camion hybride faisant la récupération de l'énergie cinétique lors du freinage, cela représente autant de cycles de charge-décharge de l'accumulateur d'énergie. Or, les options disponibles sont présentement très limitées quant à des composants comme des moteurs, générateurs, pompes, batteries ou accumulateurs offrant un niveau de puissance, une capacité énergétique, une masse, un encombrement et une fiabilité satisfaisants et ce, à un coût raisonnable.

Également, les camions à ordures sont des véhicules utilitaires munis d'équipement auxiliaire hydraulique pour effectuer le ramassage et le compactage des matières résiduelles. Les sources de puissance du véhicule doivent donc alimenter au besoin cet équipement énergivore lorsque le véhicule est arrêté ou même en mouvement. Ces demandes de puissances additionnelles ajoutent des opportunités d'économies d'énergie mais aussi des défis supplémentaires quant au développement d'architectures de systèmes hybrides et possiblement, de stratégies de contrôle.

1.1.3 Systèmes hybrides pour camion à ordures

Au cours des dernières années, le développement de systèmes hybrides pour camions lourds s'est accéléré dû à un intérêt commercial de certains manufacturiers (stimulé par une augmentation du coût de l'énergie), à la venue de politiques environnementales et à une pression sociale grandissante. Plusieurs compagnies de part le monde ont donc entrepris des programmes de développement et certaines proposent aujourd'hui leur solution retenue. Les systèmes actuellement en développement en Amérique du Nord sont présentés ci-dessous.

Les solutions les plus avancées sont des systèmes hybrides hydrauliques puisque les composants hydrauliques tels que les pompes, moteur et accumulateurs offrent le meilleur compromis entre le ratio puissance-poids, le ratio capacité énergétique-poids, la durabilité, la fiabilité, l'encombrement et le coût. Par exemple, la compagnie Eaton Corporation propose son système *Hydraulic Launch Assist*^{MC} (*HLA*^{MC}), un système hybride hydraulique monté en parallèle qui utilise l'énergie régénérée lors du freinage pour propulser le véhicule (Eaton Corporation, 2010b) ce qui permettrait d'ainsi économiser 15 à 25 % de carburant. Quelques exemplaires du système *HLA*^{MC} ont été mis à l'essai sur des camions à ordures à Ann Arbor, à Denver et à Fort Worth aux États-Unis (Eaton Corporation, 2010a). Également, Bosch-Rexroth offre le système *Hydrostatic Regenerative Braking* (*HRB*^{MC}) lequel possède sensiblement les mêmes caractéristiques que le *HLA*^{MC} de Eaton (Bosch Rexroth, 2010). Le système *HRB*^{MC} est en essai par la Ville de New York depuis juin 2009 (Bosch Rexroth, 2009). Finalement, l'entreprise Parker-Hannifin développe quant à elle un système hybride hydraulique à configuration en série. Parker affirme que l'architecture élaborée de son système *RunWise*^{MC} permettra des économies de carburant de 30 à 50 % (Parker Hannifin, 2009). Des unités sont présentement testées à Miami ainsi qu'à Fort Worth aux États-Unis.

Pour ce qui est du développement de systèmes hybrides électriques pour camions lourds, celui-ci est ralenti principalement en raison de la disponibilité d'accumulateurs d'énergie (batteries électrochimiques, super-condensateurs, etc.) économiques, fiables et capables de répondre aux fluctuations de puissance fréquentes et élevées. L'entreprise *Innovative Solutions for Energy (ISE)* essaie présentement trois systèmes hybrides électriques en configuration série sur des camions à ordures de la ville de New York aux États-Unis.

1.1.4 Effenco et le système hybride *HEAD*^{MC}

En 2005, une étude commandée par Transports Canada (Transports Canada, 2005) a démontré le potentiel des technologies dites hybrides pour l'application des camions à ordures. Les auteurs de l'étude couvrent plusieurs sujets, de la revue des différentes technologies alors en développement aux obstacles à la commercialisation, en passant par la caractérisation des conditions d'utilisation, l'analyse par simulation de différentes architectures de systèmes hybrides, les impacts sur l'environnement et une étude de

faisabilité économique. Parmi les conclusions les plus importantes du rapport, il faut mentionner que les systèmes hybrides parallèles hydrauliques représenteraient l'option la plus prometteuse à court terme en raison de leur simplicité et de la maturité des composants hydrauliques. De plus, l'étude suggère que, considérant les conditions d'opération particulières des camions à ordures, il serait intéressant d'envisager une architecture qui favoriserait l'utilisation de l'énergie emmagasinée dans l'accumulateur pour assister les équipements auxiliaires du véhicule. Très pertinente, cette étude s'est révélée être pour Effenco l'élément déclencheur d'un projet de développement et de démonstration d'un système hybride spécifiquement dédié aux camions à ordures. Entamé en 2006, ce projet a été réalisé avec la collaboration financière de plusieurs agences de subvention et grâce à la participation d'entreprises privées œuvrant dans le domaine de la collecte de matières résiduelles résidentielles. Cet effort a mené à l'élaboration d'une série d'architectures de systèmes hybride hydrauliques novatrices tous partageants le nom commercial de *HEAD^{MC}* pour *Hydraulic Equipment Assisting Device*. Ce projet d'études s'est donc inscrit dans le cadre d'une véritable course technologique et commerciale dans laquelle Effenco s'est lancée.

1.2 Objectifs de la recherche

En 2008, une première étude portant sur le système hybride développé a été publiée (Arsenault, 2008). Réalisée parallèlement au présent projet de recherche, cette première étude avait pour objectif d'évaluer le potentiel du système hybride et de dimensionner ses composants. Des prototypes du système hybride ayant depuis été fabriqués et mis à l'essai, cette thèse se penche maintenant sur la validation du fonctionnement et sur le raffinement du système hybride; principalement en ce qui a trait à son contrôle. De façon plus explicite, les objectifs généraux et spécifiques du projet de recherche étaient donc les suivants :

objectifs généraux :

- caractériser en détails les conditions d'utilisation réelles des camions à ordures,
- approfondir les connaissances sur les méthodes de contrôle utilisées pour la gestion énergétique des véhicules hybrides,
- obtenir des outils d'analyse et de simulation du système hybride et de sa logique de contrôle,

objectifs spécifiques :

- faire la preuve de concept du système hybride développé à l'aide de données expérimentales en présentant son fonctionnement et les performances mesurées en conditions d'utilisation réelles,
- valider le modèle de simulation élaboré en cours de projet en comparant les comportements mesuré et simulé du système hybride,
- élaborer une méthodologie efficace pour l'analyse et la conception de stratégies de contrôle,
- évaluer de façon qualitative les performances de la logique de contrôle initialement implantée sur les prototypes du système hybride,
- déterminer et évaluer des opportunités d'amélioration afin d'augmenter l'efficacité de la logique de contrôle actuelle et du système hybride en général.

1.3 Contributions de cette thèse

D'un point de vue scientifique et technologique, la première contribution de ce projet d'études est d'avoir consolidé le développement d'une architecture novatrice de système hybride spécifiquement dédié à l'application des camions à ordures. En effet, cette thèse fait la preuve que cette invention, qui fait l'objet de demandes de brevet au Canada et à l'international, est fonctionnelle et utile. Également, un exercice d'optimisation de la logique de contrôle de ce système hybride permet de poser un regard critique et pragmatique sur les performances de la stratégie de contrôle actuelle et des opportunités d'amélioration.

Autre contribution importante; les différentes constatations faites en cours de projet ont mené à l'élaboration d'une version améliorée de l'architecture initialement proposée. Il est démontré dans cette thèse que cette nouvelle variante permettrait une augmentation considérable des performances du système hybride actuel. De plus, une logique de contrôle préliminaire est proposée et servira de base de développement. Présentement à l'essai en circuit fermé, cette nouvelle architecture fera éventuellement l'objet de demandes de brevet.

Également, le projet d'études a permis de :

- caractériser de façon détaillée les conditions d'utilisation des camions à ordures,
- valider le modèle de simulation d'un camion ordures hybride hydraulique,

- élaborer une méthode empirique (ou par ingénierie inversée) pour déterminer la cartographie d'injection d'un moteur diesel,
- adopter un algorithme d'optimisation qui servira ultérieurement d'outil pour la conception de logiques de contrôle de systèmes hybrides.

Il faut aussi noter que les observations, résultats, recommandations, et conclusions contenus dans cette thèse sont fortement fondés sur des données expérimentales. Pour des raisons pratiques et économiques, les études portant sur le développement de véhicules hybrides sont souvent basées sur des conditions d'utilisation théoriques et des modèles de simulation. Cette thèse pourra donc indirectement collaborer à valider les hypothèses et résultats provenant d'autres études.

Finalement, on ne peut passer sous silence les retombés économiques, sociales et environnementales de ce projet d'études. En effet, le raffinement du système hybride et de sa logique de contrôle contribue au positionnement stratégique d'Effenco dans le marché émergent de systèmes hybrides pour camions à ordures. Le succès de la jeune compagnie montréalaise se traduira en un maintien et la création de nombreux emplois à haute teneur technologique, engendrera des exportations vers les marchés étrangers et contribuera à la diminution d'émissions de gaz à effet de serre.

1.4 Organisation de cette thèse

Cette thèse débute avec une revue des approches existantes et publiées en ce qui a trait aux méthodes de gestion énergétique des véhicules hybrides. Puis, le Chapitre 3 présente une caractérisation des conditions d'utilisation des camions à ordures suivi du raisonnement qui a mené à l'élaboration de l'architecture du système hybride. Au Chapitre 3, le modèle de simulation numérique développé pour la conception et le raffinement du système hybride est décrit. C'est au Chapitre 5 que les prototypes du système hybride ainsi que les résultats expérimentaux sont présentés. Ce chapitre inclut également la validation du modèle de simulation. Ensuite, un exercice de raffinement de la logique de contrôle du système hybride est réalisé au Chapitre 6. Finalement, le Chapitre 7 propose une architecture améliorée du système hybride mis à l'essai.

CHAPITRE 2

LA GESTION ÉNERGÉTIQUE DES VÉHICULES HYBRIDES : UNE REVUE DES APPROCHES EXISTANTES

Le but premier de la stratégie de contrôle d'un véhicule hybride est de faire la gestion de la puissance des différents composants du système afin de minimiser la consommation en carburant et les émissions polluantes. Il s'agit de partager le couple nécessaire à l'opération du véhicule (ex. : accélération, compaction des déchets) entre les différentes sources de puissance d'où le nom de stratégie de distribution de couple (torque distribution strategy). La grande majorité des travaux de recherche consultés jusqu'à maintenant porte sur des véhicules hybrides électriques munis d'une batterie électrochimique (BEC). Ce type de batteries est caractérisé par une forte densité énergétique. Paradoxalement, la BEC présente une densité de puissance très faible et une durée de vie limitée (nombre cycles de charges-décharges complètes). Les BEC qui équipent les véhicules hybrides sont donc habituellement surdimensionnées en termes de capacité d'emmagasinage dans le but d'atteindre un niveau de puissance acceptable. Une stratégie de contrôle évidente pour un véhicule muni d'une telle batterie serait d'utiliser au maximum l'énergie en réserve dans la BEC surdimensionnée durant un trajet tout en minimisant les sollicitations au MCI. Cette gestion déficitaire de la BEC n'est toutefois possible que si celle-ci peut être rechargée régulièrement sur le réseau électrique. Ce cas faisant exception, les stratégies de contrôle proposées utilisent la BEC plutôt comme un amortisseur énergétique. Ces stratégies chargent (au freinage ou avec le MCI) et déchargent (assistance au MCI) la BEC tout en maintenant son état de charge à l'intérieur d'un intervalle restreint (e.x : 60 à 80 %). Les stratégies procédant ainsi sont donc également axées sur le maintien de l'état de charge de la batterie (*charge sustaining strategy*). Ce genre de stratégie ne s'applique cependant pas au cas des systèmes hybrides hydrauliques. En effet, contrairement aux batteries électrochimiques, les accumulateurs hydrauliques présentent une forte densité énergétique, une capacité d'emmagasinage limitée et une durée de vie quasi-infinie. Par conséquent, la stratégie de contrôle d'un système hybride hydraulique doit considérer d'avantage les événements à court terme (e.g. : capacité à emmagasiner l'énergie du freinage à venir) et permettre des oscillations importantes de son état de charge.

Cette section présente une revue de différentes méthodes proposées dans la littérature quant au développement de stratégies de contrôle de systèmes hybrides. Les avantages et inconvénients de ces méthodes selon les applications sont soulevés et une analyse globale est présentée à la fin du chapitre. Dans le but de généraliser la discussion, les puissances électrique et hydraulique seront traitées comme puissances d'appoint, le terme accumulateur désignera toute forme d'accumulateurs énergétiques et finalement, le terme moteur-générateur sera utilisé pour regrouper les moteur-générateurs électriques ou pompe-moteurs hydrauliques.

2.1 Méthodes de type *thermostat*

Une méthode pouvant être utilisée pour la gestion des sous-systèmes d'un véhicule hybride est de type thermostat (Rahman, Butler et Ehsani, 2000). Avec cette méthode, le contrôleur utilise la puissance d'appoint pour accélérer le véhicule dès le début du trajet jusqu'à ce que l'état de charge (EDC) de l'accumulateur atteigne une borne inférieure. Puis, le MCI est utilisé à son efficacité optimale pour propulser le véhicule et recharger à la fois l'accumulateur. Une fois que l'EDC atteint à nouveau sa borne supérieure (pleinement rechargée), le MCI est éteint et le cycle reprend. En procédant ainsi, le MCI n'est utilisé qu'à son efficacité maximale et que pour maintenir le niveau de charge de l'accumulateur à l'intérieur des bornes admissibles. Ce principe semble idéal à première vue mais le potentiel véritable d'une telle méthode est normalement fortement limité par des contraintes physiques. Par exemple, pour une demande de puissance élevée à faible vitesse, le MCI ne pouvant fournir qu'un couple limité peut possiblement ne pas être en mesure de combler cette demande et recharger l'accumulateur simultanément. Cette méthode de contrôle peut donc être considérée comme étant l'option la plus *primitive* pour l'application des véhicules hybrides.

2.2 Méthodes basées sur des règles heuristiques

Une autre méthode est le contrôle à base de règles heuristiques (Buntin et Howze, 1995; Jalil, Kheir et Salman, 1997). En se basant sur ses observations, des analyses de données, sur le comportement des composants du système et sur ses connaissances d'expert, le

concepteur élabore des règles qui régissent le fonctionnement du système. Par exemple, pour un véhicule donné, la règle suivante serait déterminée :

si :

- la puissance demandée par le conducteur est positive (accélération) et que le niveau de charge de l'accumulateur est au dessus d'une borne inférieure;

alors :

- l'utilisation de la puissance d'appoint est favorisée pour la propulsion du véhicule.

Il s'agit ici d'un exemple simpliste mais la complexité et le nombre de règles peuvent prendre des proportions importantes et couvrir de nombreuses possibilités. Cette méthode de contrôle présente donc un potentiel intéressant. Cependant, le développement de ces règles de façon intuitive et itérative peut représenter une tâche colossale et la qualité des résultats n'est pas garantie. C'est pour cette raison, comme il est présenté à la section 2.4.1, que certains auteurs se sont basés sur des résultats d'optimisation pour établir les règles de contrôle.

2.3 Logique floue

L'utilisation de la logique floue pour le contrôle de véhicules hybrides semble susciter un grand intérêt dans la communauté scientifique (Baumann et al., 2000; Baumann, Rizzoni et Washington, 1998; Fazeli et al., 2006; Hannoun, Diallo et Marchand, 2006; Lee et Sul, 1998; Schouten, Salman et Kheir, 2002; Wang et Yang, 2006; Won et Langari, 2002). La logique floue peut permettre de contrôler de façon efficace des systèmes complexes, non-linéaires et dont les caractéristiques sont peu ou pas connues (Jantzen, 2007; Ross, 2004). Tout comme les méthodes de décision traditionnelles (si X alors Y), la logique floue présente l'avantage d'utiliser des mots pour sa programmation, un langage évidemment maîtrisé par tout concepteur. De plus, la commande d'un contrôleur flou est plus souple et continue que la commande d'un contrôleur à base de règles heuristiques. En revanche, la logique floue partage également le désavantage principal du contrôle à base de règles, soit la nécessité d'une base de connaissances empiriques importante du fonctionnement du système à gérer. La commande d'un contrôleur flou se résume par une surface ou un ensemble de surfaces de contrôle selon le nombre de variables d'entrée du problème. À

titre d'exemple, la surface de contrôle de la Figure 2.1 peut être utilisée pour déterminer un ratio K entre le couple commandé au moteur-générateur et le couple demandé en fonction de la position de la pédale d'accélération et le régime du MCI.

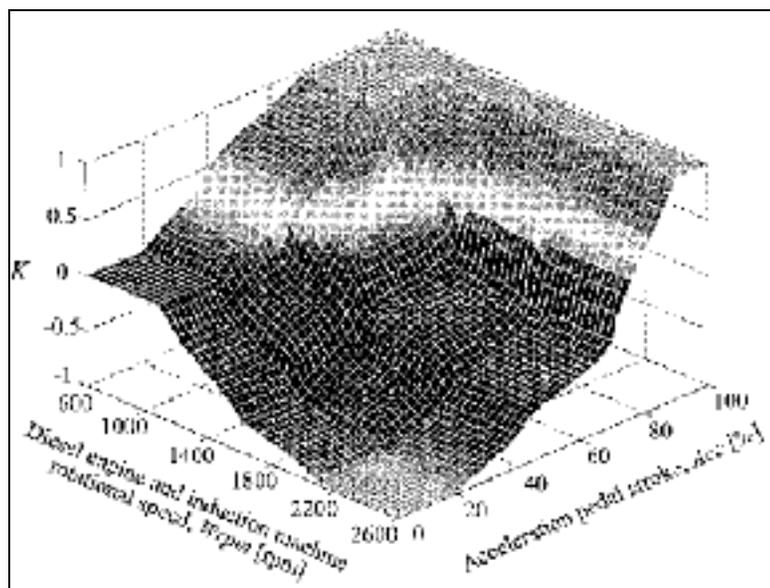


Figure 2.1 Exemple d'une surface contrôle résultante d'une logique floue (Tirée de Lee et Sul, 1998)

2.4 Contrôle optimal

Le but ultime d'une stratégie de contrôle d'un véhicule hybride étant de minimiser la consommation de carburant, plusieurs auteurs ont préféré faire appel à des méthodes d'optimisation. Qu'il s'agisse d'un outil de conception ou d'une méthode de contrôle directe, le problème d'optimisation consiste principalement à minimiser une fonction d'objectif (*cost function*) qui définit la consommation de carburant du véhicule. Notamment, ce problème d'optimisation a été abordé selon trois approches distinctes; la Programmation Dynamique Déterministe ou Stochastique (PDD ou PDS) et la minimisation instantanée de la consommation.

2.4.1 Optimisation par Programmation Dynamique Déterministe (PDD)

La PDD est une optimisation globale effectuée sur un horizon fini, c'est-à-dire que le parcours du véhicule (ou profil de vitesse) est connu *a priori*. Le résultat est un vecteur de commande qui dicte la puissance des éléments pour chaque intervalle de temps selon certaines variables d'état et qui permet de minimiser la consommation de carburant pour le parcours à l'étude. Il est généralement reconnu et il a été démontré par simulation numérique que cette méthode procure les meilleurs économies de carburant pour un problème donné (Brahma, Guezennec et Rizzoni, 2000; Delprat, Guerra et Rimaux, 2002; Jeon, Lee et Park, 2003; Lin, 2004; Lin et al., 2001; Lin et al., 2002; Oh et al., 2007; Wu et al., 2004). Par contre, l'utilisation d'une optimisation globale pour la gestion d'un véhicule hybride en temps réel est une option peu réaliste. En effet, cette méthode est basée sur une hypothèse fondamentale, soit que le parcours futur du véhicule est connu. Pour que l'optimisation globale sur un horizon fini soit possible en temps réel, il faudrait donc faire appel à une méthode exacte de prédiction du parcours futur du véhicule, ce qui est pratiquement impossible. De plus, ces problèmes d'optimisation sont souvent trop lourds pour être résolus en-ligne par un ordinateur de bord. Malgré cela, l'optimisation globale est souvent retenue et ce pour deux utilités. Premièrement, elle sert à établir une consommation minimale de référence pour comparer le potentiel de différentes solutions de contrôle mieux adaptées à l'utilisation en-ligne. Deuxièmement, les résultats de l'optimisation globale peuvent être utilisés comme guide de conception pour élaborer des règles quasi-optimales de contrôle (Kleimaier et Schroder, 2000; Lin, 2004; Lin et al., 2001; Lin et al., 2002; Wu et al., 2004). Comme il est illustré à la Figure 2.2, il s'agit alors d'appliquer la politique de contrôle optimale à un modèle de simulation et d'analyser le comportement du véhicule hybride et le dosage entre les puissances du MCI et d'appoint. L'avantage de cette méthode est que le concepteur peut s'inspirer du comportement idéal pour établir les règles de contrôle.

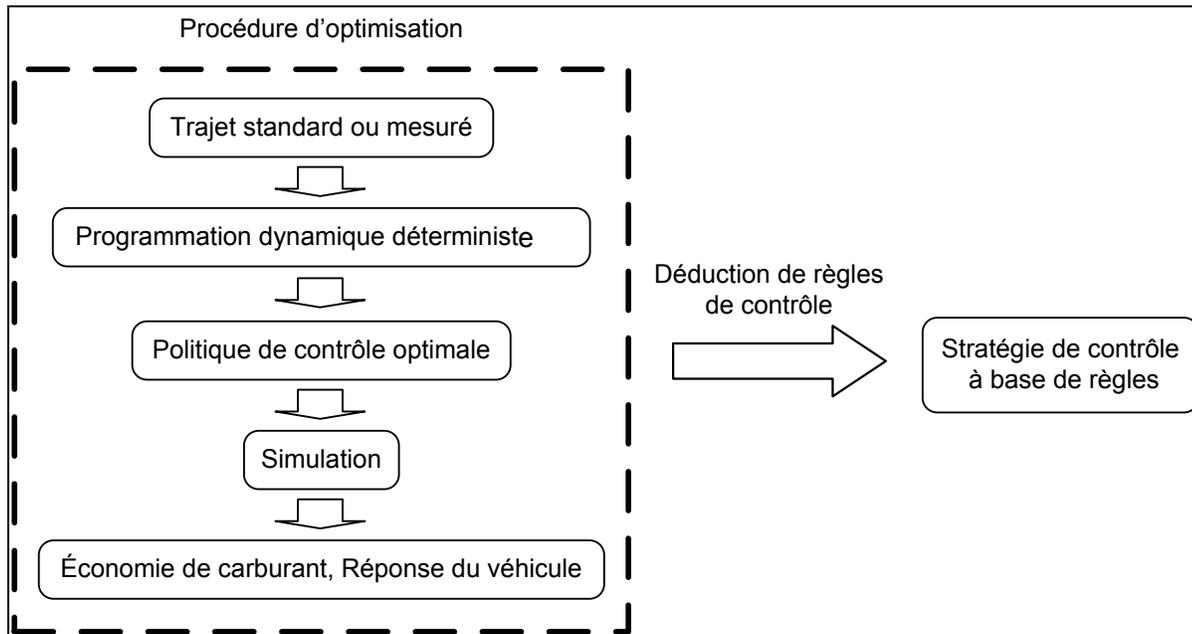


Figure 2.2 Élaboration de règles de contrôle basé sur l'optimisation par programmation dynamique déterministe (Traduite de Lin, 2004)

2.4.2 Optimisation par Programmation Dynamique Stochastique (PDS)

Les limitations de la PDD ont mené d'autres chercheurs à opter pour la Programmation Dynamique Stochastique à horizon infini (PDS) pour le contrôle de véhicules hybrides (Kim, 2007; Kim et al., 2005; Lin, 2004; Lin, Hwei et Grizzle, 2004; Lin et al., 2006; Tate, 2007). Au lieu de considérer les demandes en puissance comme étant connues *a priori*, celles-ci sont modélisées par un processus dynamique stochastique. Une chaîne de Markov se sert de statistiques, ou probabilités de transitions, comme celles de la Figure 2.3 pour estimer la demande de puissance future à partir des états actuels. Ces probabilités de transitions sont normalement produites à partir de cycles d'utilisation standards ou mesurés. Le résultat de la PDS est une politique, ou surface, de contrôle statique (non dépendante du temps) comme celle de la Figure 2.4.

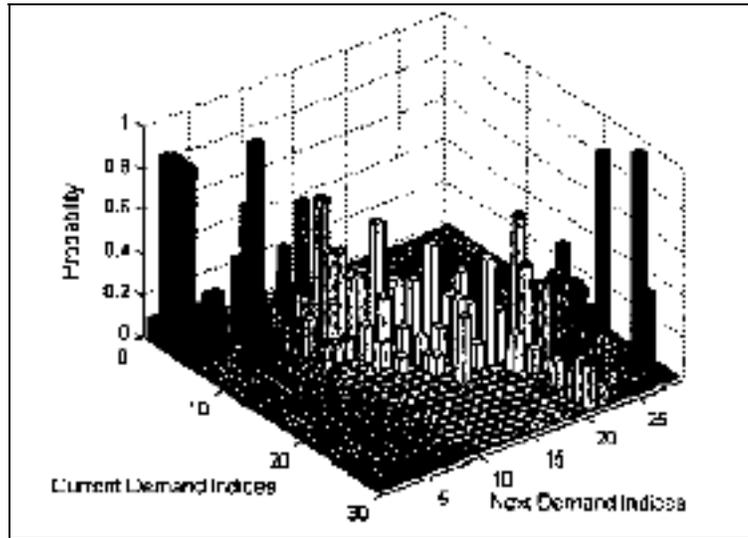


Figure 2.3 Exemple d'un modèle stochastique de conducteur
(Tirée de Lin, Huei et Grizzle, 2004)

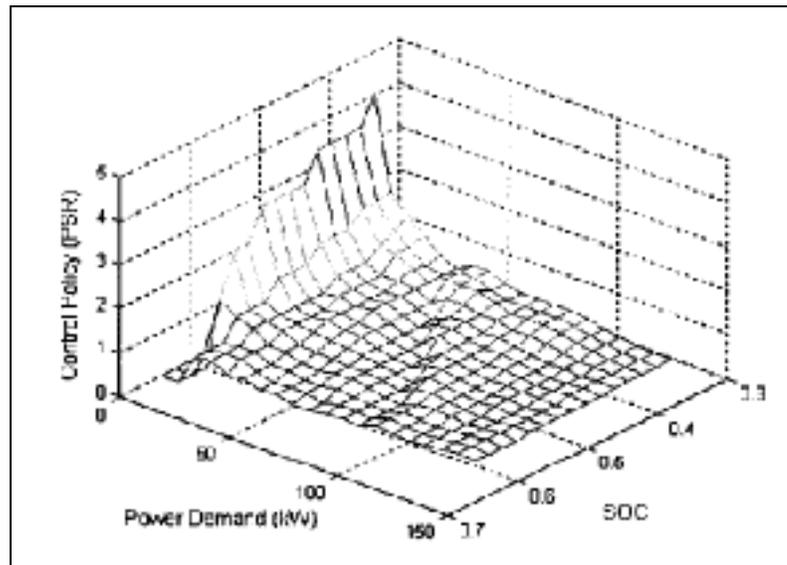


Figure 2.4 Exemple d'une surface de contrôle résultante de la programmation dynamique stochastique
(Tirée de Lin, Huei et Grizzle, 2004)

2.4.3 Minimisation instantanée de la consommation de carburant

Paganelli et al. (Paganelli et al., 2001) ont formulé un problème d'optimisation qui vise à minimiser une fonction d'objectif instantanée qui est la somme de la consommation de

carburant du MCI et d'une consommation équivalente due à l'utilisation de l'énergie en réserve dans l'accumulateur (*Equivalent Consumption Minimisation Strategy ECMS*). Ils ont utilisé les spécifications techniques des composants (limites et efficacités) et ont déterminé la distribution optimale de puissance (MCI vs MG) pour toutes les combinaisons possibles de conditions d'utilisation (puissance et vitesse demandées). Ils ont effectué ces calculs hors-ligne et ont pu ainsi obtenir une cartographie trois dimensions, facilement implantable en temps réel. En plus de cette cartographie, ils ont ajouté dans la fonction d'objectif un facteur de correction pénalisant toutes décisions éloignant l'état de charge actuel de l'accumulateur à la valeur cible. Ce facteur de correction étant non-linéaire, la correction devient de plus en plus sévère avec l'augmentation de l'écart entre l'état de charge actuel de l'accumulateur et cette valeur cible.

Similairement, Paganelli et al. (Lin, 2004; Paganelli et al., 2002) ont proposé une fonction d'objectif qui minimise l'utilisation du MCI pour répondre aux demandes instantanées du conducteur. Pour éviter la décision évidente de n'utiliser que la puissance d'appoint jusqu'à épuisement de l'accumulateur, une stratégie de maintien de la charge est également adoptée. Cette stratégie consiste à ajouter une consommation équivalente dans la fonction d'objectif. Ainsi, la décharge de l'accumulateur se traduit par une consommation équivalente positive (l'accumulateur devra éventuellement être rechargé) alors que la recharge de l'accumulateur équivaut à une consommation équivalente négative (l'énergie emmagasinée permettra ultérieurement de diminuer l'utilisation du MCI). Le calcul des consommations équivalentes se fait en temps réel (comparativement à une cartographie pour le cas précédent). Des efficacités moyennes pour le MCI et les composants du système hybride sont utilisées pour fin de simplification.

2.5 Stratégies de contrôle adaptatives

Les solutions présentées jusqu'à maintenant partagent toutes la même limitation, soit que ces stratégies de gestion n'ont aucune capacité d'adaptation aux changements de conditions d'utilisation. Or, il a été mentionné précédemment que les conditions d'opération d'un véhicule, et particulièrement un camion à ordures, varient fréquemment (ex. : autoroute vs centre-ville). Pour palier à ce problème, des méthodes de contrôle adaptatives ont été proposées afin d'ajuster en temps réel les paramètres de contrôle du véhicule hybride (ex. :

intensité de l'assistance à l'accélération) selon les conditions d'utilisation actuelles. Une des approches proposées est la reconnaissance de parcours (ou cycle de vitesse) dont le principe de fonctionnement est illustré à la Figure 2.5. Ainsi, le contrôleur enregistre le profil de vitesse du véhicule des p dernières périodes afin de l'identifier parmi une banque de profils typiques. Puis, les paramètres de contrôle sont mis à jour selon le profil typique reconnu pour les N prochaines périodes. Ces paramètres ont été préalablement ajustés pour chacun des profils typiques à l'aide d'une des méthodes décrites précédemment.

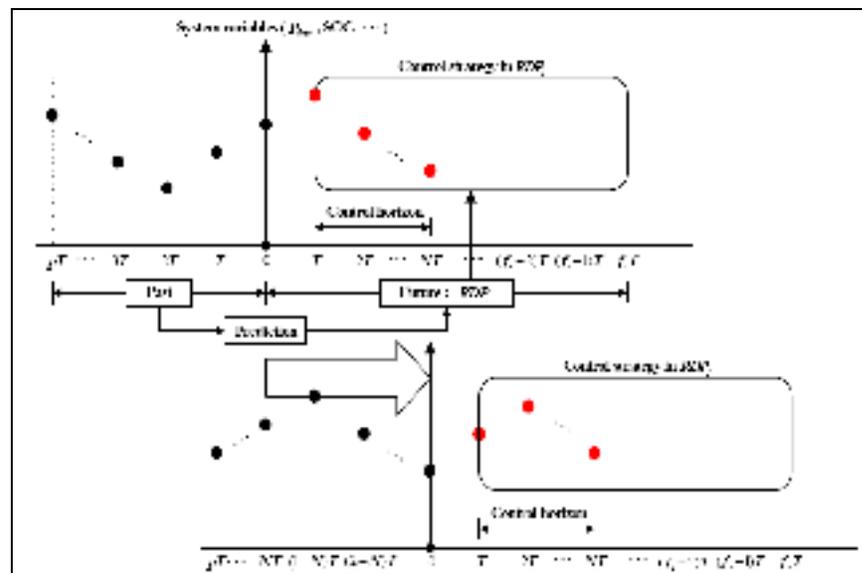


Figure 2.5 Principe de la reconnaissance de parcours
(Tirée de Lin et al., 2002)

Jeon et al. (Jeon et al., 2002) ont proposé une solution qui utilise un réseau de neurones pour identifier le profil de vitesse actuel du véhicule. Au total, 24 caractéristiques servent de paramètres d'entrée au réseau de neurones qui catégorise le profil de vitesse récent du véhicule parmi six profils typiques prédéterminés. L'association du profil actuel à un profil typique permet d'ajuster les paramètres de contrôle en conséquence. Ces paramètres de contrôle sont des facteurs de pondération affectant la distribution de puissance entre le MCI et le système hybride. Les facteurs de pondération ont été préalablement optimisés hors-ligne pour chacun des profils typiques. Le passage d'un ensemble de paramètres de contrôle (ou facteurs de pondération) à un autre est direct; c'est-à-dire qu'aucune méthode d'interpolation n'est utilisée. La période de reconnaissance de parcours est de 300

secondes (le profil de vitesse est enregistré et analysé aux 300 secondes). Un schéma de cette stratégie est présenté à la Figure 2.6.

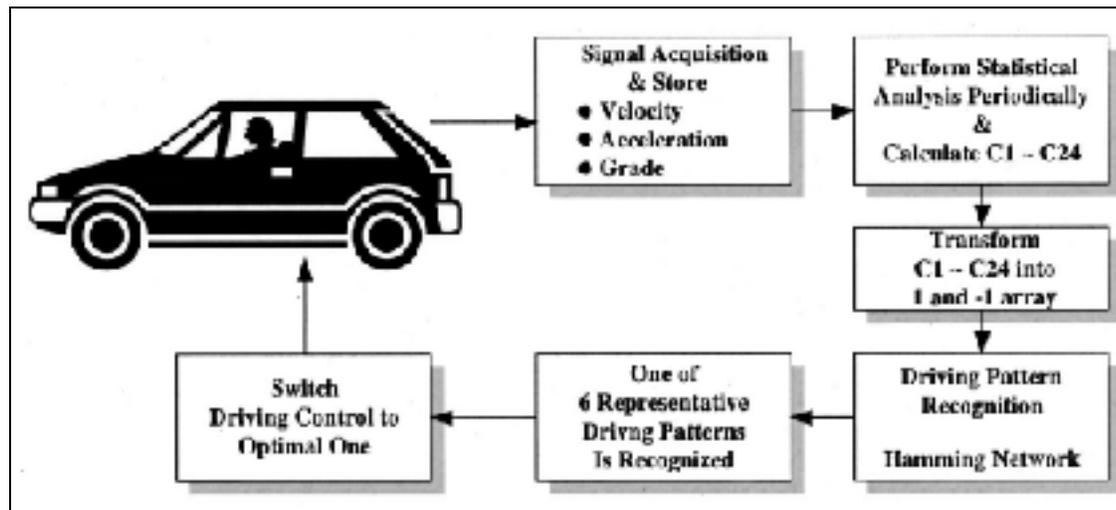


Figure 2.6 Exemple d'une stratégie de contrôle adaptative basée sur la reconnaissance de parcours (Tirée de Jeon et al., 2002)

Par la suite, Jeon et al. (Jeon, Lee et Park, 2003) ont développé une solution alternative pour le contrôle de véhicule hybride basé sur la reconnaissance de parcours. Dans cette nouvelle étude, seulement deux paramètres sont utilisés pour caractériser l'historique de vitesse du véhicule; soit la moyenne et l'écart-type de la puissance demandée. L'utilisation d'un réseau de neurones est également remplacée par une méthode plus simple. Un ensemble d'opérations mathématiques simples comparent les statistiques enregistrées à des statistiques correspondantes à des profils typiques. Aussi, les auteurs proposent cette fois de passer d'un bloc de paramètres à l'autre au moyen d'une méthode d'interpolation basée sur la logique floue. Les résultats de simulations démontrent que le passage souple entre les blocs de paramètres offre un potentiel d'économie de carburant supérieur.

Une autre version de cette stratégie de contrôle a également été proposée (Lin, 2004; Lin et al., 2002). Ces travaux utilisent la méthode de reconnaissance de parcours présentée ci-dessus pour ajuster cette fois-ci un ensemble de règles de contrôle en temps réel. Tout comme les facteurs de pondération du cas précédent, les règles ont été optimisées hors-

ligne pour différents profils de vitesse typiques. La fenêtre d'enregistrement de données est de 150 secondes et la période de mise à jour du bloc de règles est de 5 secondes.

Bien que le profil de vitesse ait une influence significative sur le fonctionnement et la performance d'un véhicule hybride, d'autres facteurs d'opération méritent également d'être considéré. Dans sa thèse de doctorat, Jong-Seob Won (Won, 2003) étudie trois autres facteurs en plus du profil de vitesse pour développer ce qu'il qualifie d'agent de gestion énergétique intelligent. Ces autres facteurs sont la tendance de conduite récente, le mode de conduite actuel et le style de conduite du conducteur. L'architecture de cette stratégie est illustrée à la Figure 2.7. Ainsi, un extracteur d'information sur la conduite (DIE) calcule un ensemble de statistiques lesquelles sont basées sur des périodes de temps variables. Une fenêtre d'enregistrement relativement longue est utilisée pour identifier le type de parcours actuel (RTI), processus comparable aux solutions présentées jusqu'ici. Puis la tendance actuelle de conduite (vitesse de croisière base ou élevée et accélération/décélération) et le style de conduite (DSI) sont identifiés sur des périodes plus courtes alors que le mode de conduite est identifié de façon ponctuelle (véhicule est présentement en mode démarrage, accélération, croisière, décélération et arrêté). L'identification du profil de vitesse de même que de la tendance et du mode de conduite servent ensuite à sélectionner parmi plusieurs ensembles de paramètres enregistrés, celui qui est adéquat. Les paramètres sont ceux d'un distributeur de couple flou et comme pour les stratégies de contrôle basées sur la reconnaissance de parcours, ils ont été ajustés préalablement. Le style de conduite, quant à lui, est utilisé pour pondérer le couple calculé par le contrôleur flou, tout comme un compensateur d'état de charge de l'accumulateur (SCC).

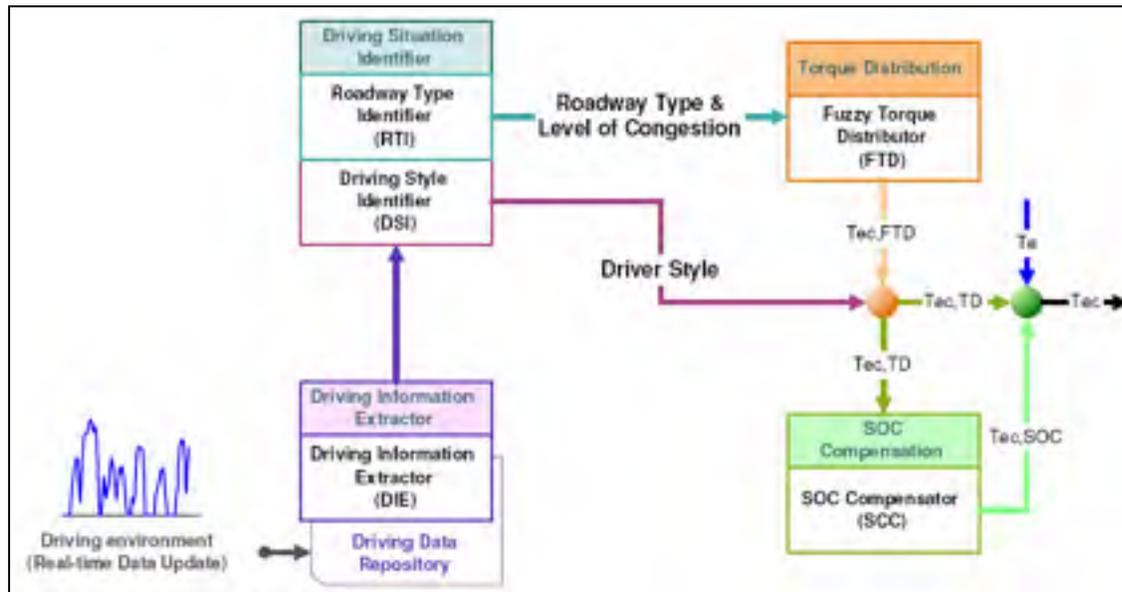


Figure 2.7 Exemple de stratégie de contrôle basée sur la reconnaissance de plusieurs facteurs d'opération
(Tirée de Won, 2003)

1

2.6 Discussion sur les approches existantes

Les méthodes de contrôle décrites ci-dessus présentent des degrés de complexité variés et offrent un potentiel de performances plus ou moins intéressant selon les applications auxquelles elles sont employées. Également, ces méthodes ne s'appliquent probablement pas toutes à l'application du système hybride à l'étude lequel sera présenté au chapitre suivant. Il est donc important d'adopter une approche méthodique qui permettra de déterminer les besoins et objectifs de la logique de contrôle à concevoir. D'abord, il est primordial de caractériser les conditions d'utilisation réelles du véhicule. L'élaboration d'une stratégie de contrôle basée sur des conditions d'opération non-représentatives risque fort d'affecter les performances du véhicule hybride. Par conséquent, l'utilisation de cycles standards devrait être évitée puisque ceux-ci représentent des conditions générales servant de référence à la réalisation d'études de faisabilité, à la comparaison de technologies et de produits commerciaux ainsi qu'à l'établissement de normes et lois. Comme il sera démontré à la section 3.1.2 ces cycles ne représentent pas nécessairement les conditions particulières du type de véhicules à l'étude en plus de tous les aléas dus aux conducteurs et

à l'environnement. Il est donc possible que des paramètres de contrôle ajustés pour ces cycles standards ne soient pas adéquats pour des conditions réelles.

Également, il est important de vérifier si les conditions d'utilisation du véhicule sont changeantes ou si elles sont constantes. Certains véhicules se retrouvent autant dans la circulation dense des milieux urbains que sur les grandes artères alors que d'autres circulent seulement sur les autoroutes. Il est donc nécessaire de mesurer les conditions d'utilisation sur une période suffisamment longue afin de couvrir tous les modes d'opération possibles et d'optimiser les performances du système hybride en conséquence. Comme par exemple, une stratégie de distribution de couple dont les règles de contrôle sont basées sur un échantillonnage limité à des conditions particulières ne peut être efficace que lorsque le véhicule rencontre ces conditions particulières. Dans le cas contraire, un véhicule dont la stratégie de contrôle serait développée (en faisant des compromis) à partir d'une gamme très large de conditions d'opération présenterait des performances très moyennes en toute occasion.

Aussi, un modèle de simulation représentatif du véhicule hybride réel doit être considéré. Ce modèle de simulation servira d'outil pour approfondir la caractérisation des conditions d'utilisation, dimensionner les composants, comparer des stratégies de contrôle et ajuster des paramètres. Par contre, l'utilisation d'un modèle non-représentatif rendrait toutes ces activités futiles. La validation du modèle de simulation avec des résultats expérimentaux devrait donc être effectuée avant de procéder au raffinement du système hybride par simulation.

Finalement, l'optimisation hors-ligne d'une politique de contrôle semble être l'étape initiale la plus appropriée pour la conception d'une stratégie de contrôle. En effet, l'utilisation d'algorithmes telle que la programmation dynamique déterministe est avantageuse puisqu'il s'agit d'un outil puissant permettant de déterminer le potentiel maximal d'économies et les décisions de contrôle idéales. Ce sera donc en consultant les résultats d'optimisation que les besoins et objectifs de contrôles finaux seront énoncés. Selon les spécifications requises, des méthodes de contrôle plus ou moins élaborées telles que celles présentées dans ce chapitre pourront être adoptées. Idéalement, la modélisation du système hybride

incluse dans l'algorithme d'optimisation devrait être fidèle au modèle de simulation afin que les résultats soient réellement optimaux.

CHAPITRE 3

SYSTÈME HYBRIDE HYDRAULIQUE POUR CAMIONS À ORDURES : UNE ARCHITECTURE NOVATRICE

Cette section fait une synthèse du cheminement emprunté pour développer une architecture unique de système hybride dédiée aux camions à ordures. D'abord, les activités d'acquisition de données réalisées pour caractériser les conditions d'utilisation de ces véhicules sont décrites, suivi d'une analyse des données obtenues. Puis, le raisonnement derrière l'élaboration de l'architecture de système hybride et le système lui-même sont présentés.

3.1 Caractérisation des conditions d'utilisation des camions à ordures

L'intérêt porté récemment sur le développement de nouvelles technologies dédiées aux camions à ordures a mené à la réalisation de quelques études sur la caractérisation de leurs conditions d'utilisation (Dembski, Rizzoni et Soliman, 2005; HTUF, 2007; Ivani, 2007; Transports Canada, 2005). Certaines de ces études révèlent qu'une simple analyse du cycle de vitesse des véhicules ne suffit pas. En effet, comme il sera démontré ci-dessous, d'avantages de paramètres d'opération doivent être considérés dans le cas des camions à ordures. De plus, étant donné que les conditions d'utilisation des camions à ordures varient selon le type de véhicules, de conducteurs et de routes, un programme de caractérisation des conditions d'utilisation des camions à ordures a été entrepris dès le début du projet d'études. Cela a permis de baser la conception d'une architecture de système hybride et d'une stratégie de contrôle polyvalents et efficaces sur une connaissance approfondie de la problématique.

3.1.1 Description des activités de cueillette de données

Des données d'opération ont été enregistrées et traitées pour plusieurs camions opérant dans différentes municipalités du Québec. Les camions instrumentés étaient tous dédiés à la collecte résidentielle de matières résiduelles puisque c'est l'application où la fréquence d'arrêts est la plus élevée comparativement à la collecte commerciale. Quand aux types de camions étudiés, ils s'agissaient de camions à chargement arrière et à chargement latéral

automatisé (Figure 3.1); les deux types de véhicules les plus utilisés en Amérique du Nord (Speciality Vehicles.net, 2010). Au total, les activités d'acquisition de données se sont déroulées dans 6 municipalités sur 14 camions et pour une durée cumulative de 67 semaines.



Figure 3.1 Camions à ordures; a) à chargement arrière, b) à chargement latéral automatisé
Tirée respectivement de Labrie (2011) et Transports Canada (2005, p. 1)

Tableau 3.1 Sommaire des activités de cueillette de données sur des camions à ordures

Municipalité	Type de camions	Nombre de véhicules instrumentés	Durée de la cueillette de données
Arrondissement Ahuntsic (Montréal)	Chargement arrière	1	2 semaines
Arrondissement Sud-Ouest (Montréal)	Chargement arrière	3	4 semaines
Gatineau	Chargement arrière	5	4 semaines
Sherbrooke	Chargement latéral automatisé	1	6 semaines
Ste-Sophie	Chargement arrière	3	6 semaines
Victoriaville	Chargement latéral automatisé	1	9 semaines

Les systèmes d'acquisition de données qui ont été installés à bord des camions sont de marque Isaac Instruments, modèles BOXV7 Pro et BOXV80x FMS (Figure 3.2 a) et b)

respectivement). Ces unités compactes et robustes ont une capacité d'emmagasinage de 512 Mb, possèdent des accéléromètres internes et permettent la lecture et l'enregistrement des paramètres de fonctionnement sur le réseau CAN du véhicule selon le protocole SAE J1939, un standard dans l'industrie du camionnage (Figure 3.2 c)). De plus, la boîte BOXV7 Pro permet la lecture de 12 signaux analogiques tels que des capteurs de pression (Figure 3.2d)). Les lectures étaient généralement effectuées selon un temps d'échantillonnage de 100 millisecondes, ce qui est suffisamment rapide pour la caractérisation des conditions d'utilisation d'un point de vue global. En procédant ainsi, il a été possible d'enregistrer une multitude de paramètres d'opération du moteur à combustion interne, de la transmission, du système de freinage et de l'équipement auxiliaire hydraulique tels que (les sources sont entre parenthèses) :

- la vitesse et l'accélération longitudinale du véhicule (contrôleur du MCI),
- la position de l'accélérateur (contrôleur du véhicule),
- le régime du moteur à combustion interne (contrôleur du MCI),
- le couple instantané du moteur à combustion interne (contrôleur du MCI),
- la consommation de carburant instantanée du moteur à combustion interne (contrôleur du MCI),
- les changements de rapports de la transmission (contrôleur de la transmission),
- la vitesse de rotation des arbres à l'entrée et à la sortie de la transmission (contrôleur de la transmission),
- la demande de freinage du conducteur (capteur de pression),
- la pression pneumatique dans les récepteurs de freinage (capteur de pression),
- l'activation du système de freinage antiblocage (contrôleur des freins),
- les pressions d'opération du système auxiliaire hydraulique (capteur de pression).

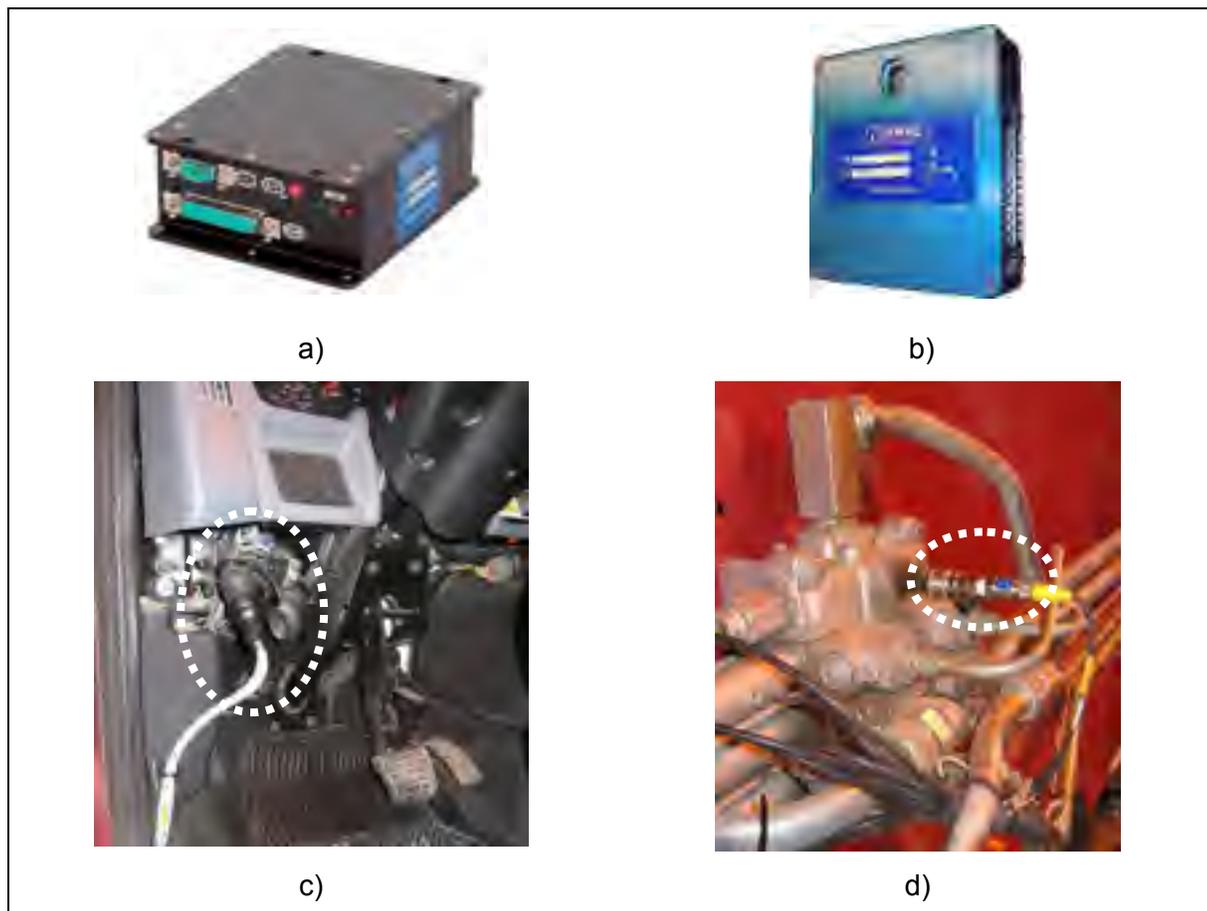


Figure 3.2 Systèmes d'acquisition de données
 a) Enregistreur ISAAC Instruments BOXV7 Pro,
 b) Enregistreur ISAAC Instruments BOXV80x FMS,
 c) Lecture des paramètres d'opération du véhicule sur le réseau CAN,
 d) Lecture de la pression hydraulique des auxiliaires

3.1.2 Conditions d'utilisation typiques d'un camion à ordures

Les données recueillies sur les véhicules listés au Tableau 3.1 ont été compilées et traitées afin de déterminer des conditions d'utilisation caractéristiques d'un camion à ordures utilisé à la collecte résidentielle et les principaux résultats sont présentés au Tableau 3.2. Typiquement, un camion à ordures effectue deux à trois voyages durant une journée de travail. Durant un voyage, pour un plein chargement, le poids du camion peut augmenter de près de 70 % puisque la masse nette à vide d'un camion à ordures moyen est d'environ 15 000 kg alors que la masse totale permise est normalement de 25 500 kg. L'intensité des demandes de puissances motrices (plus de masse à accélérer ou décélérer) de même que

hydrauliques (plus de matière à compacter) augmentent donc dans le temps. La Figure 3.3 présente le profil de vitesse d'un camion à ordures pour un voyage entier lequel est divisé en trois modes d'opération : le mode collecte, le mode transfert et le mode déchargement.

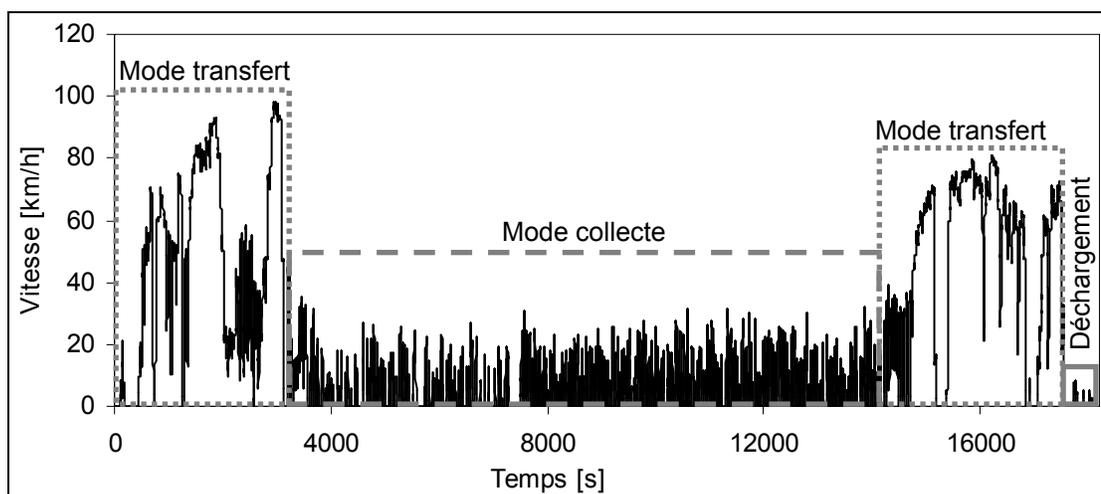


Figure 3.3 Exemple typique de profil de vitesse d'un camion à ordures durant un voyage

Le mode collecte est le temps consacré au ramassage des déchets et constitue l'utilisation principale du camion à ordures (55 à 85 % du temps d'opération). La quantité de carburant dédiée à ce mode d'opération représente d'ailleurs plus de deux tiers de la consommation totale. Comme le démontre la Figure 3.3 et les statistiques d'opération du Tableau 3.2, le profil de vitesse durant ce mode est caractérisé par une fréquence élevée d'arrêts pouvant approcher les 150 arrêts à l'heure ainsi que par une vitesse moyenne faible. En fait, selon le type de routes sur lequel il opère (ex. : centre-ville vs banlieue), le véhicule n'atteint généralement que 5 à 25 km/h sur la courte distance qui sépare deux ramassages. De plus, ce qui distingue le plus les camions à ordures de la plupart des autres véhicules, c'est que employés à la collecte résidentielle, ces camions, qu'ils soient à chargement arrière ou latéral, passent plus de la moitié du temps à l'arrêt. Le moteur à combustion interne fonctionne alors au ralenti et entraîne l'équipement auxiliaire hydraulique. La quantité de carburant ainsi consommée peut atteindre 40 % de la consommation du camion en mode collecte (Ivani, 2007; Transports Canada, 2005). Cela s'applique particulièrement aux camions à chargement latéral automatisé qui, comme le nom le suggère, ont plus d'équipement embarqué.

Le mode transfert, quant à lui, est la période durant laquelle le véhicule circule entre la route de collecte et le site d'enfouissement. Le profil de vitesse pour ce mode est caractérisé par des vitesses moyennes plus élevées qu'en mode collecte et des accélérations plus ou moins fréquentes selon le parcours emprunté. Les statistiques sur la vitesse moyenne et les vitesses atteintes entre deux arrêts en mode transfert qui sont montrées dans le Tableau 3.2 suggèrent que les trois camions transféraient en milieu urbain. Par contre, il a également été observé qu'un camion à ordures peut parcourir de longues distances sur des voies rapides pour aller vider son chargement. Durant le mode transfert, le camion est vide ou plein selon s'il se rend ou s'il revient de la route de collecte; ce qui affecte drastiquement les puissances requises pour accélérer et freiner.

Finalement, le mode de déchargement est le temps d'attente en file et le déchargement du contenu de la benne au site d'enfouissement. Ce mode d'opération suscite peu d'intérêt dans le cadre du développement d'un système hybride puisqu'il représente qu'une faible proportion du temps d'utilisation du camion (moins de 5 %).

Tableau 3.2 Comparaison de statistiques d'opération pour trois camions

	Camion1 arrière privée 46	Camion 2 Latéral auto. publique 39	Camion 3 arrière publique 6
Types de camion :			
Types de flotte :			
Nombre de voyages :			
Statistiques :	Moy.⁺	É. T. J⁺⁺	Moy.⁺
			É. T. J⁺⁺
Temps collecte* [%]	77.6 [9.4]	71.2 [13.4]	65.0 [13.2]
Distance parcourue transfert [km]	18.5 [12.7]	22.3 [8.3]	35.9 [18.3]
Consommation collecte [L]	52.5 [5.6]	86.9 [9.9]	32.7 [4.9]
Consommation transfert [L]	23.0 [3.7]	41.4 [6.7]	28.6 [6.3]
Vitesse moyenne collecte [km/h]	4.0 [2.2]	6.4 [0.9]	3.3 [0.9]
Vitesse moyenne transfert [km/h]	23.1 [5.4]	24.4 [4.9]	18.9 [6.9]
Moy. vitesses collecte** [km/h]	12.7 [1.6]	17.6 [1.1]	13.0 [2.1]
É.T. vitesses collecte [†] [km/h]	6.1 [0.9]	8.3 [1.1]	6.5 [1.1]
Moy. vitesses transfert** [km/h]	34.7 [4.7]	33.5 [5.9]	33.4 [5.7]
É.T. vitesses transfert [†] [km/h]	21.6 [4.0]	23.7 [3.0]	16.7 [3.2]
Temps arrêté collecte ^{††} [%]	54.1 [10.7]	53.2 [5.4]	63.0 [5.6]
Temps arrêté transfert ^{††} [%]	26.1 [8.9]	28.5 [9.0]	31.3 [13.7]
Distance entre arrêts collecte** [m]	27.0 [7.3]	42.9 [7.3]	33.1 [16.9]
Distance entre arrêts transfert** [m]	59.6 [33.3]	103.7 [167.4]	186.7 [125.6]
Efficacité collecte [kg/L]	391.6 [154.7]	224.7 [73.0]	206.4 [52.1]
Productivité collecte [kg/heure]	3306.8 [1386.6]	3428.8 [1105.1]	1298.8 [469.0]
Quantité de matière/arrêt [kg/arrêt]	20.5 [12.1]	23.1 [6.5]	13.1 [4.2]
Fréquence d'arrêts collecte [à l'heure]	130.2 [26.0]	109.0 [21.5]	74.5 [26.3]
Fréquence d'arrêt transfert [à l'heure]	8.9 [3.8]	11.0 [4.6]	10.8 [4.1]
<i>* Par rapport au temps total d'opération</i>			
<i>** La moyenne des vitesses atteintes entre deux arrêts pour le mode précisé</i>			
<i>† L'écart type des vitesses atteintes entre deux arrêts pour le mode précisé</i>			
<i>†† Par rapport au mode précisé</i>			
<i>+ Moyennes des statistiques de tous les voyages</i>			
<i>** Écarts types des statistiques de tous les voyages</i>			

À première vue, le profil de vitesse de la Figure 3.3 pourrait être reproduit à partir d'une combinaison adéquatement pondérée de profils standards qui sont largement utilisés dans l'industrie ainsi que dans la littérature. En effet, les cycles *UDDS* (Figure 3.4a) et *HWFET* (Figure 3.4b) pourraient être utilisés pour respectivement simuler une circulation en milieu urbain ou sur voie rapide durant le mode transfert. Similairement, les cycles *Manhattan* (Figure 3.4c) et *CBD Trucks* (Figure 3.4d) présentent des arrêts fréquents et une moyenne

de vitesse faible tel qu'il a été observé pour le mode collecte. Par contre, ces cycles ont été élaborés pour servir de référence pour le développement, la certification et la promotion de véhicules comme des automobiles, camions de livraisons ou autobus et non pour des véhicules utilitaires tels que les camions à ordures. En effet, la Figure 3.5 montre que la sollicitation du moteur à combustion interne d'un camion à ordures n'est pas seulement dictée par le profil de vitesse (c.-à-d. les demandes d'accélération) mais également par l'utilisation de l'équipement auxiliaire hydraulique installé sur le véhicule lorsque celui-ci est arrêté. Or, comme il a été mentionné précédemment, cette demande énergétique supplémentaire représente une portion importante de la consommation de carburant d'un camion à ordures et par conséquent, elle ne doit pas être négligée lors de la conception et l'évaluation des performances d'un système hybride et de sa logique de contrôle.

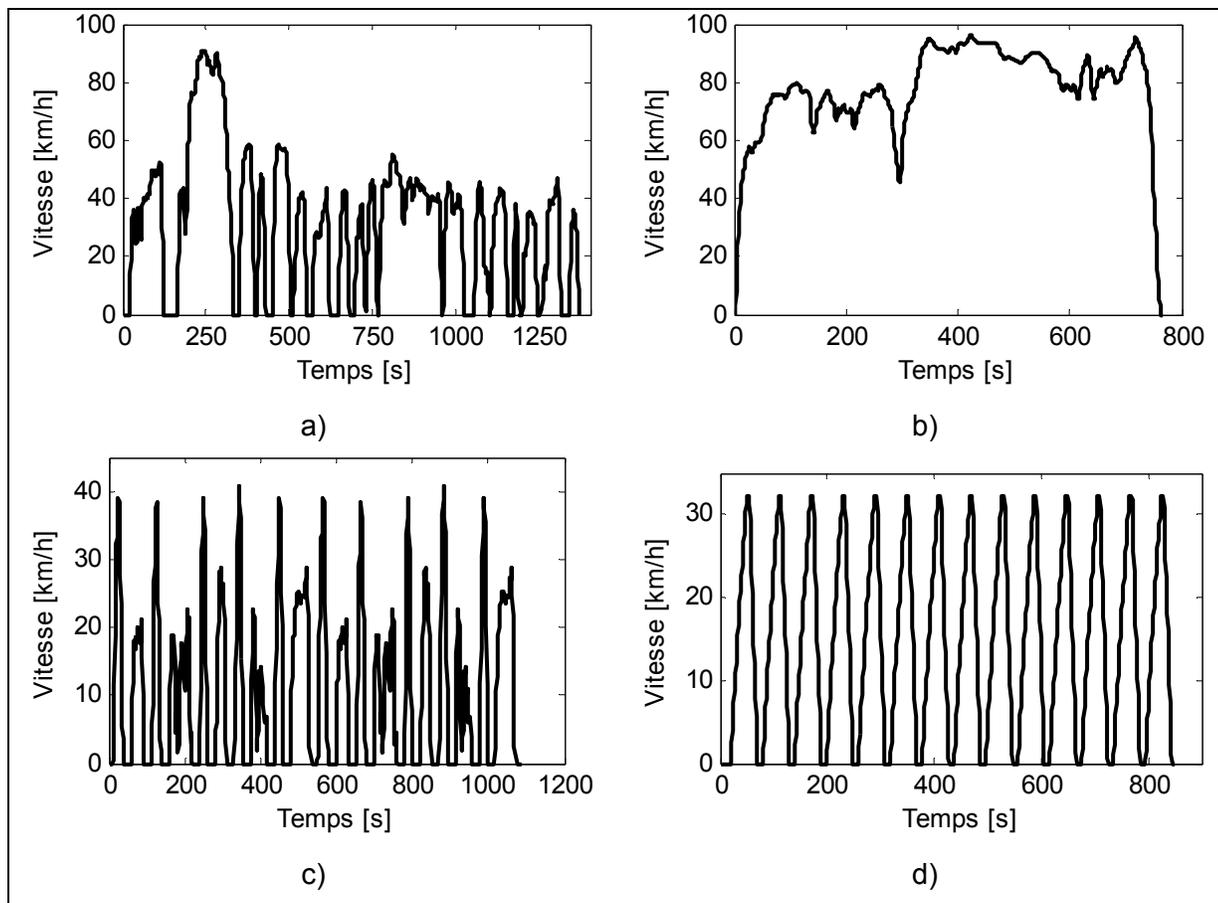


Figure 3.4 Différents cycles standards pour les véhicules automobiles
a) UDDS, b) HWFET, c) Manhattan, d) CBD Truck

Ce dernier point, de même que la disparité des statistiques d'opération telles que celles du Tableau 3.2, confirment l'avantage de développer et de raffiner un système hybride et sa logique de contrôle sur la base de données d'opérations mesurées, complètes et représentatives de conditions d'utilisation variées.

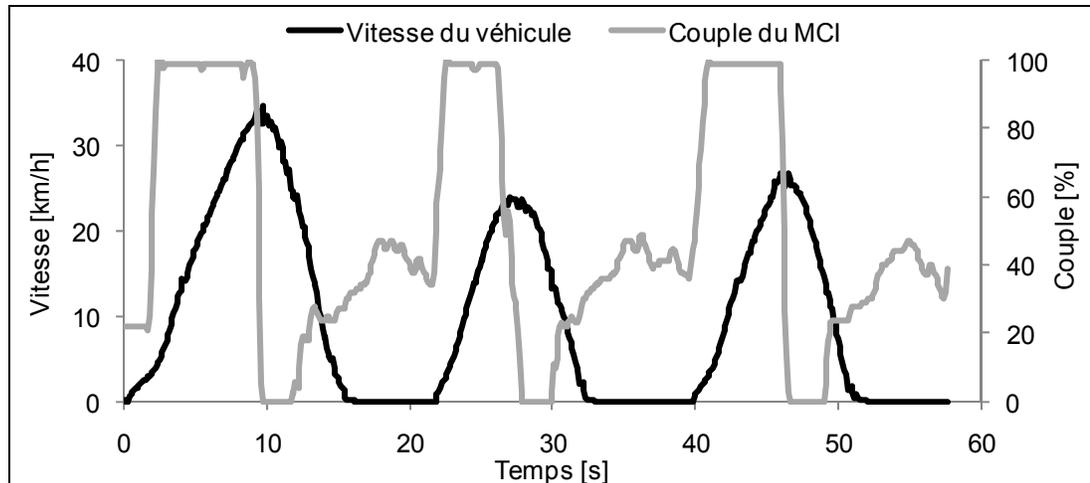


Figure 3.5 Profil de vitesse et sollicitation du MCI d'un camion à ordures en mode collecte

3.2 Développement de l'architecture du système hybride hydraulique pour camions à ordures

L'analyse des conditions d'utilisation présentées à la section précédente, la consultation de travaux antérieurs et la considération des technologies présentement disponibles ont mené à l'élaboration d'une architecture de système hybride spécifiquement dédiée à l'application des camions à ordures. Ce système présente les principaux aspects que voici :

- il s'agit d'un système hydraulique;
- le système de freinage régénératif est optimisé pour des freinages à basses vitesses;
- l'énergie récupérée au freinage est exclusivement ou principalement utilisée pour assister le MCI lorsque celui-ci entraîne l'équipement auxiliaire du camion.

Une description détaillée de l'architecture développée suivra sou peu mais auparavant, il convient d'expliquer d'un point de vue global les raisons derrière les orientations qui ont

été préconisées. D'abord, le choix de l'hydraulique plutôt que de l'électrique s'explique par la disponibilité de composants répondant à des critères de conception tels que la densité de puissance, la densité énergétique, le coût, la robustesse et la fiabilité. Puis, pour ce qui est de la conception du système de freinage régénératif, une étude exhaustive a permis de déterminer le dimensionnement de ses composants pour une vitesse maximale d'opération (Arsenault, 2008). En somme, les performances du système de freinage régénératif ont été évaluées pour 758 configurations différentes en variant la capacité de freinage du système (la cylindrée des pompes), la capacité d'emmagasinage (le volume de l'accumulateur) et finalement, la vitesse maximale à laquelle la récupération d'énergie cinétique devrait se faire. Cette évaluation a été réalisée avec une version antérieure du modèle de simulation présenté au Chapitre 4 et basée sur des données d'opération enregistrées sur certains des camions présentés au Chapitre 3. Les résultats ont démontrés qu'un dimensionnement des composants permettant la récupération de l'énergie au freinage pour des vitesses inférieures à 35 km/h donnerait un rendement optimal. Cela s'explique par la forte proportion du temps d'opération d'un camion qui est passée en mode collecte et des faibles vitesses atteintes durant ce mode.

Quant à la décision de concevoir un système hybride et une logique de contrôle qui favoriserait l'assistance à l'équipement auxiliaire d'un camion à ordures, celle-ci a été basée sur une analyse plus approfondie du fonctionnement des camions à ordures et de la sollicitation du moteur à combustion interne. En effet, le graphique de la Figure 3.6 montre que le MCI, dimensionné pour des performances minimales en accélération et en vitesse de croisière, est fortement sollicité durant l'accélération mais nettement moins lorsqu'il fonctionne au ralenti et qu'il entraîne l'équipement auxiliaire. Or, comme le démontre la cartographie d'efficacité nette (à l'arbre de sortie du MCI) de la Figure 3.7, le MCI est utilisé dans une zone plus efficace durant l'accélération comparativement à lorsqu'il fonctionne à faible couple au ralenti et qu'il entraîne les accessoires, le convertisseur de couple de la transmission et l'équipement auxiliaire. Un système hybride qui minimiserait l'emploi du MCI dans cette zone d'opération ferait donc, en principe, un usage optimal de l'énergie emmagasinée dans l'accumulateur.

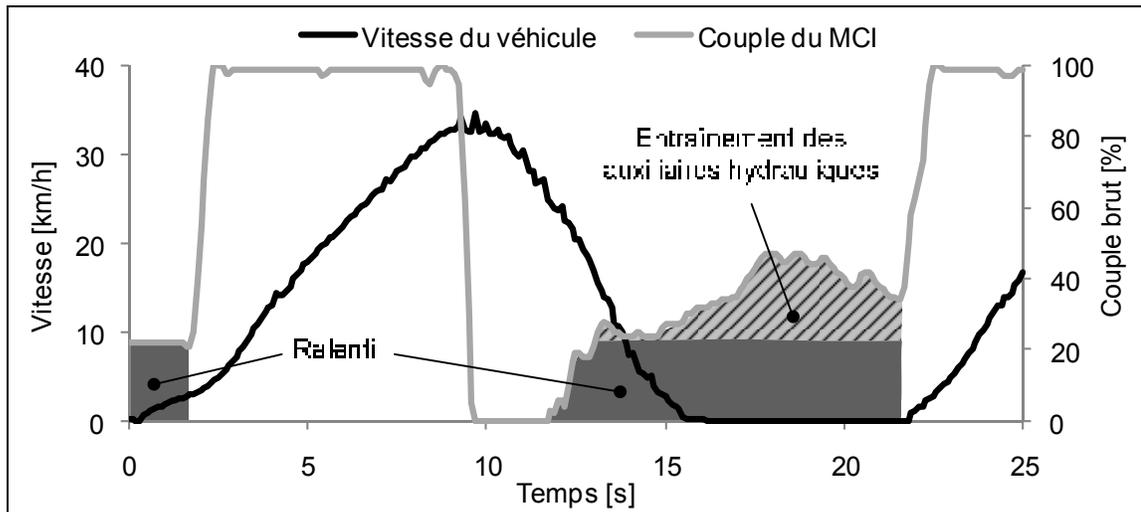


Figure 3.6 Sollicitation détaillée du MCI en mode collecte

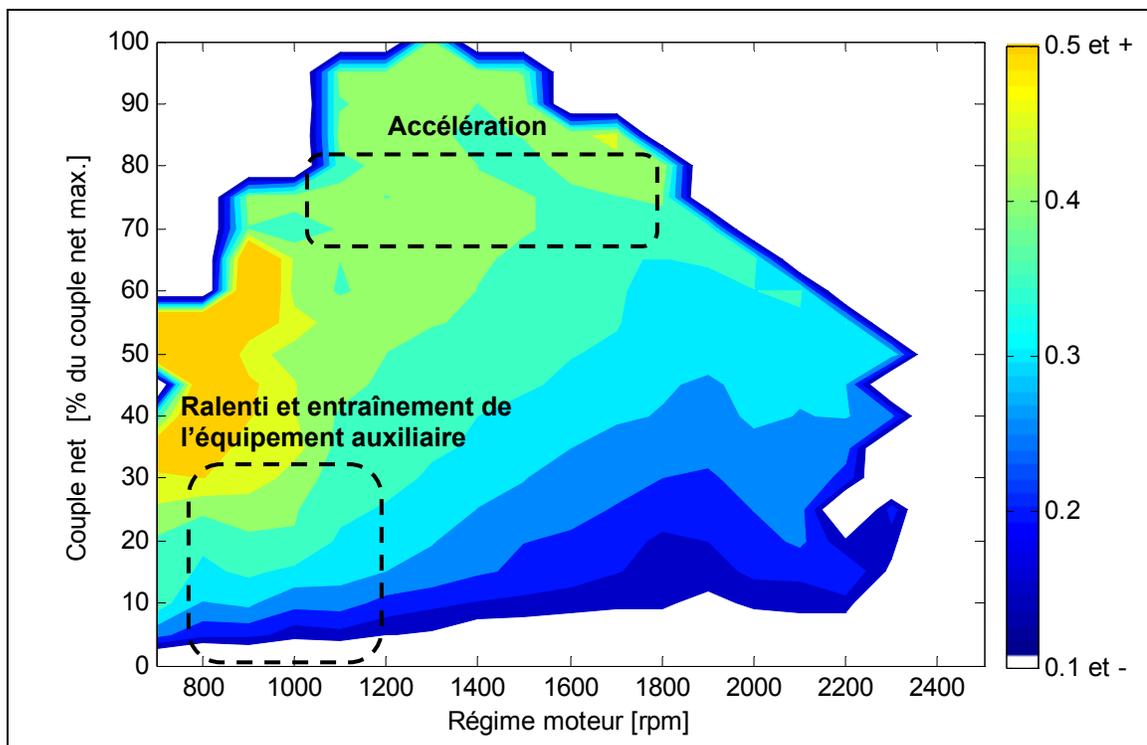


Figure 3.7 Efficacité nette d'un moteur diesel

Comme mentionné précédemment, l'étude de Transports Canada (Transports Canada, 2005) suggérait d'ailleurs qu'une architecture de système hybride favorisant l'assistance de l'équipement auxiliaire devrait être une option à considérer. Baptisé système hybride

hydraulique parallèle à pression assistée, l'architecture élaborée par les auteurs et illustrée à la Figure 3.8 utilise l'huile emmagasinée dans l'accumulateur hydraulique pour alimenter directement l'équipement auxiliaire hydraulique du camion. Bien qu'elle permette une diminution de l'utilisation peu efficace du MCI, la solution telle que proposée présente cependant un problème d'un point de vue pratique; soit que la pression hydraulique d'opération de l'équipement auxiliaire diffère de celle de l'accumulateur du système hybride. En effet, comme le démontre la Figure 3.9, la pression d'opération des auxiliaires hydrauliques du camion varie considérablement alors que celle de l'accumulateur du système hybride est élevée au début de la décharge et diminue ensuite graduellement. Par conséquent, l'utilisation de l'huile pressurisée dans l'accumulateur pour assister directement l'équipement auxiliaire hydraulique du camion se solderait en des pertes de chaleur élevées. Néanmoins, le principe d'assister l'équipement auxiliaire a jeté les assises pour l'élaboration d'une architecture novatrice de système hybride pour camion à ordures.

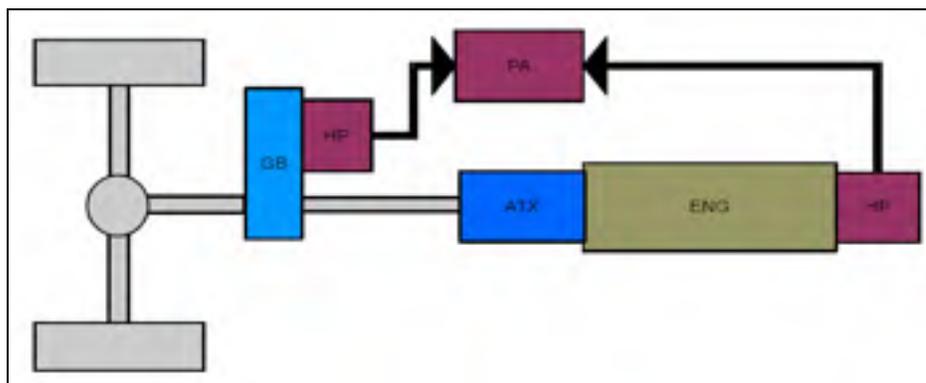


Figure 3.8 Concept initial d'un système hybride assistant
l'équipement auxiliaire hydraulique
Tirée de Transports Canada (2005, p. 19)

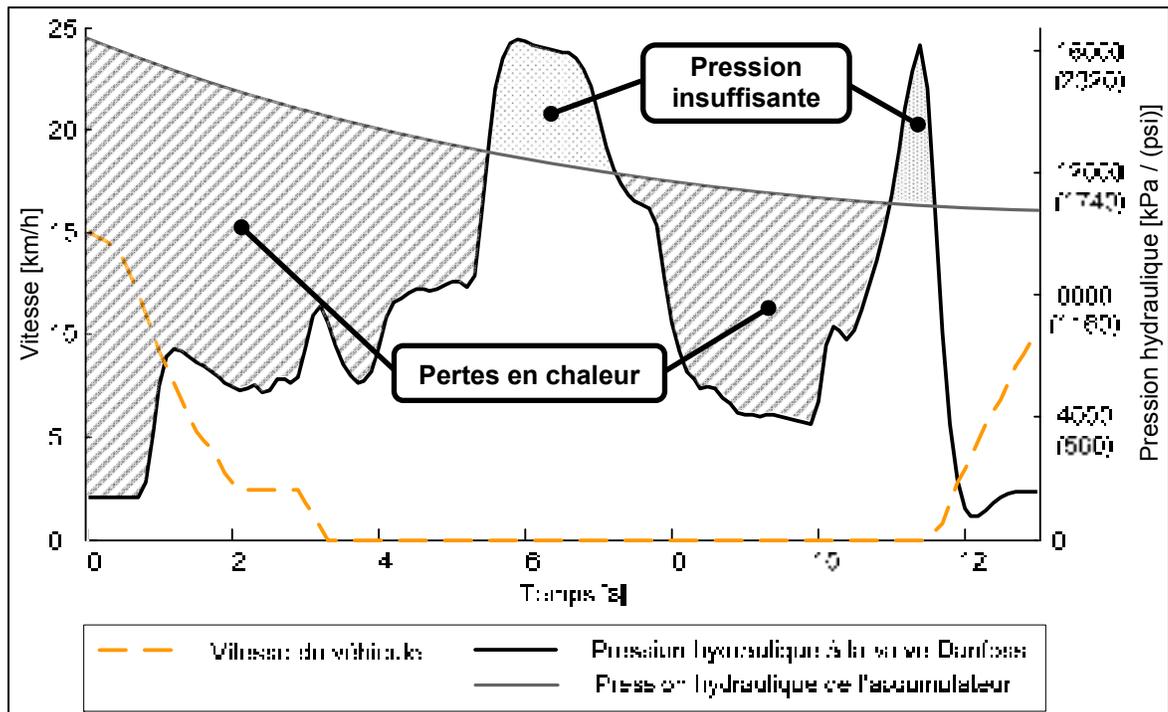


Figure 3.9 Pertes énergétiques causées par la chute de pression dans le cas d'un système hybride hydraulique assistant directement l'équipement auxiliaire hydraulique
Tirée de Arsenault (2008, p. 39)

3.2.1 Système hybride à pression assistée indirecte

Le système hybride à pression assistée indirecte est variante préliminaire du système hybride développé dans le cadre du projet de démonstration. Sa configuration ainsi que son fonctionnement sont illustrés aux Figure 3.10 et 3.11, respectivement. D'abord, le système de freinage régénératif forme la base du système hybride. Ainsi, une pompe hydraulique à déplacement variable (1) couplée à l'arbre de transmission (2) via une boîte de transfert (3) freine le véhicule et convertit cette énergie sous la forme d'un fluide sous pression emmagasiné dans l'accumulateur hydraulique (4). La boîte de transfert a un ratio de multiplication de vitesse fixe et est munie d'un embrayage pour découpler la pompe de l'arbre de transmission lorsque la vitesse du véhicule dépasse 35 km/h. Puis, au lieu d'être envoyée directement à l'équipement auxiliaire, l'huile pressurisée dans l'accumulateur alimente plutôt un moteur hydraulique à déplacement variable (5) lequel entraîne une autre pompe hydraulique (6). Le débit de celle-ci se jumelle ou remplace le débit fourni par la pompe originale (9) pour alimenter l'équipement auxiliaire. Ceci permet donc de diminuer la

sollicitation du MCI (8). Malgré l'addition d'une conversion d'énergie intermédiaire (de hydraulique dans l'accumulateur, à mécanique à l'interface moteur (5) – pompe (6), à hydraulique à la sortie de la pompe (6)), cette méthode demeure une utilisation plus efficace de l'énergie emmagasinée comparativement à la solution initialement proposée par l'étude de Transports Canada. En effet, les efficacités du moteur et de la pompe sont d'environ 85-90 %. Au cumule, ils deviennent ensemble un « convertisseur de pression » entre l'accumulateur et l'équipement auxiliaire dont l'efficacité dépasse 70 % et dont le contrôle du débit est plus aisé que dans le cas d'une décharge libre de l'accumulateur.

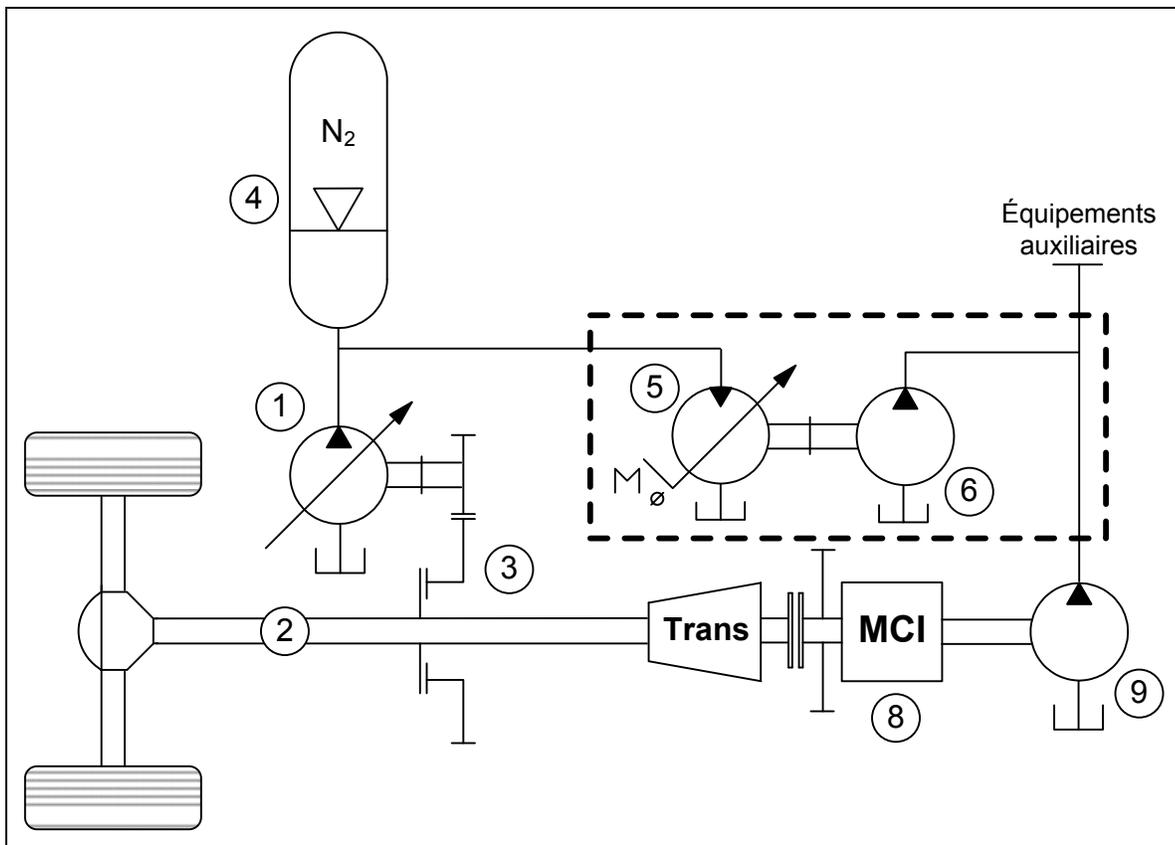


Figure 3.10 Architecture du système hybride à pression assistée indirecte

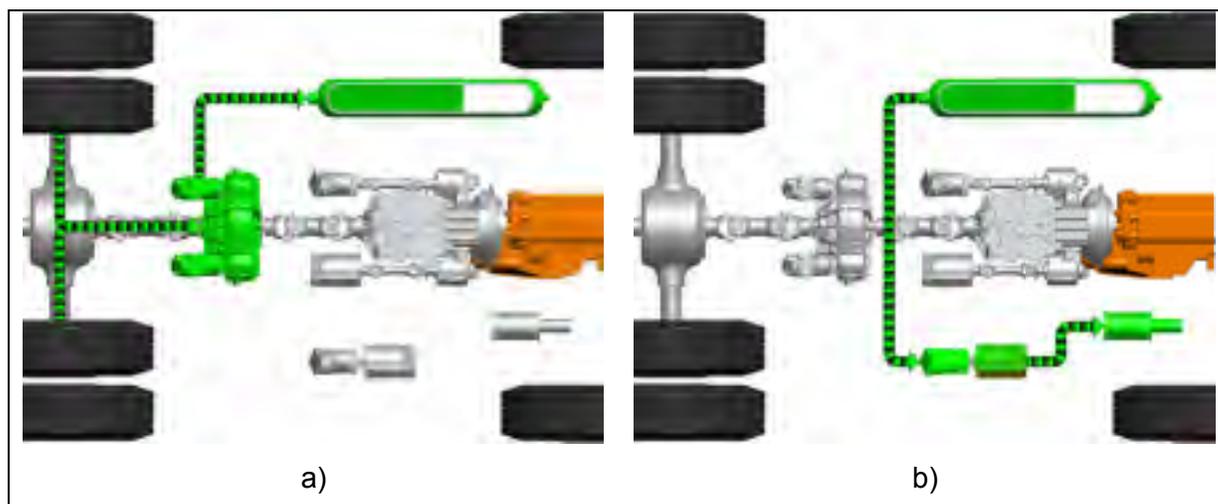


Figure 3.11 Fonctionnement du système hybride à pression assistée indirecte
 a) freinage régénératif b) assistance de l'équipement auxiliaire

3.2.2 Système hybride assistant le MCI

Malgré qu'il soit simple et qu'il permette une utilisation relativement efficace de l'énergie emmagasinée pour assister l'équipement auxiliaire du camion à ordures, le système hybride à pression assistée indirecte présente cependant un inconvénient. En effet, une utilisation de l'énergie emmagasinée strictement limitée à l'assistance de l'équipement auxiliaire peut se traduire en des pertes d'opportunités de récupération d'énergie au freinage. Par exemple, si l'énergie récupérée durant un freinage est supérieure à l'énergie nécessaire pour entraîner l'équipement auxiliaire à l'arrêt, le véhicule repart à la fin du ramassage avec une certaine quantité de fluide restant dans l'accumulateur. Si cette quantité restante atteint un certain niveau, il ne restera pas suffisamment de capacité dans l'accumulateur pour récupérer entièrement le freinage suivant. Également, en mode transfert, l'équipement auxiliaire n'est pas activé du tout, ce qui fait que l'accumulateur se remplit au premier freinage et ne se vide qu'au début du prochain mode collecte. Donc, en limitant l'utilisation de l'énergie présente dans l'accumulateur, il devient difficile de gérer l'état de charge de ce dernier ce qui, il en est traité au Chapitre 2 et sera démontré aux Chapitre 6 et 7, est un des principes de base d'une stratégie de contrôle d'un système hybride. Bref, le potentiel d'économie de carburant de cette architecture s'en trouve diminué.

L'architecture de la Figure 3.12 répond à cette problématique tout en respectant l'idée d'assister l'équipement auxiliaire. En effet, dans cette version, l'énergie présente dans l'accumulateur (4) après le freinage est utilisée par un moteur hydraulique à déplacement variable (7) lequel est couplé mécaniquement au vilebrequin du MCI (8) via une prise de mouvement; mieux connu sous le nom anglais de *power take-off* (PTO). Le moteur hydraulique assiste donc en couple le MCI à des moments opportuns et diminue proportionnellement la charge sur ce dernier, d'où l'économie de carburant. Principalement, le moteur hydraulique aide à entraîner l'équipement auxiliaire (Figure 3.13b) mais contribue également lorsque le MCI tourne simplement au ralenti (Figure 3.13c). De plus, si cela s'avère souhaitable, le moteur hydraulique peut assister le MCI durant l'accélération du véhicule (Figure 3.13d). Bien que le MCI fonctionne alors dans une zone d'opération généralement plus efficace, fournir une assistance en couple avec le moteur hydraulique durant l'accélération permet de vider l'accumulateur après un court arrêt et ainsi d'assurer une capacité d'emmagasinage suffisante pour le freinage à venir.

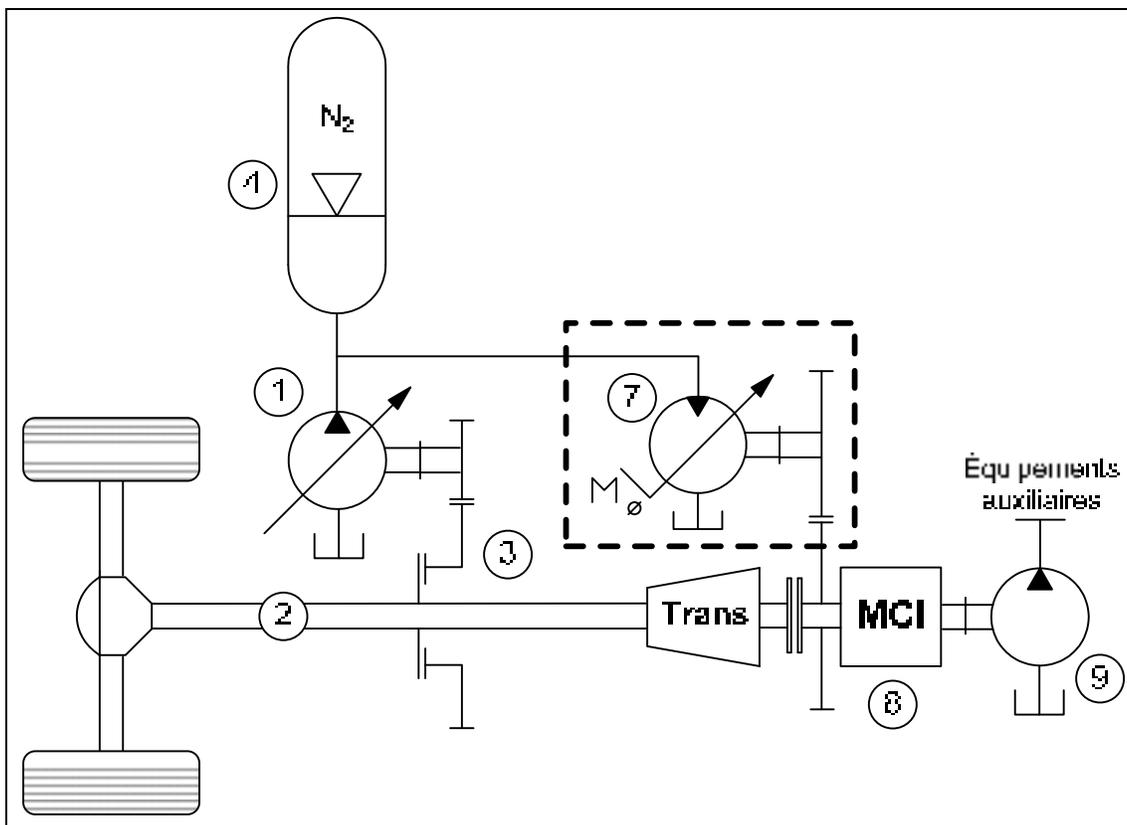


Figure 3.12 Architecture du système hybride assistant le MCI

Cette architecture a servi de base de développement et a donc été sélectionnée pour la réalisation des deux premiers prototypes du système hybride. Une description détaillée de ces prototypes et des résultats obtenus sur route est présentée au Chapitre 5 tandis que le Chapitre 6 est dédié au raffinement de la logique de contrôle de cette architecture.

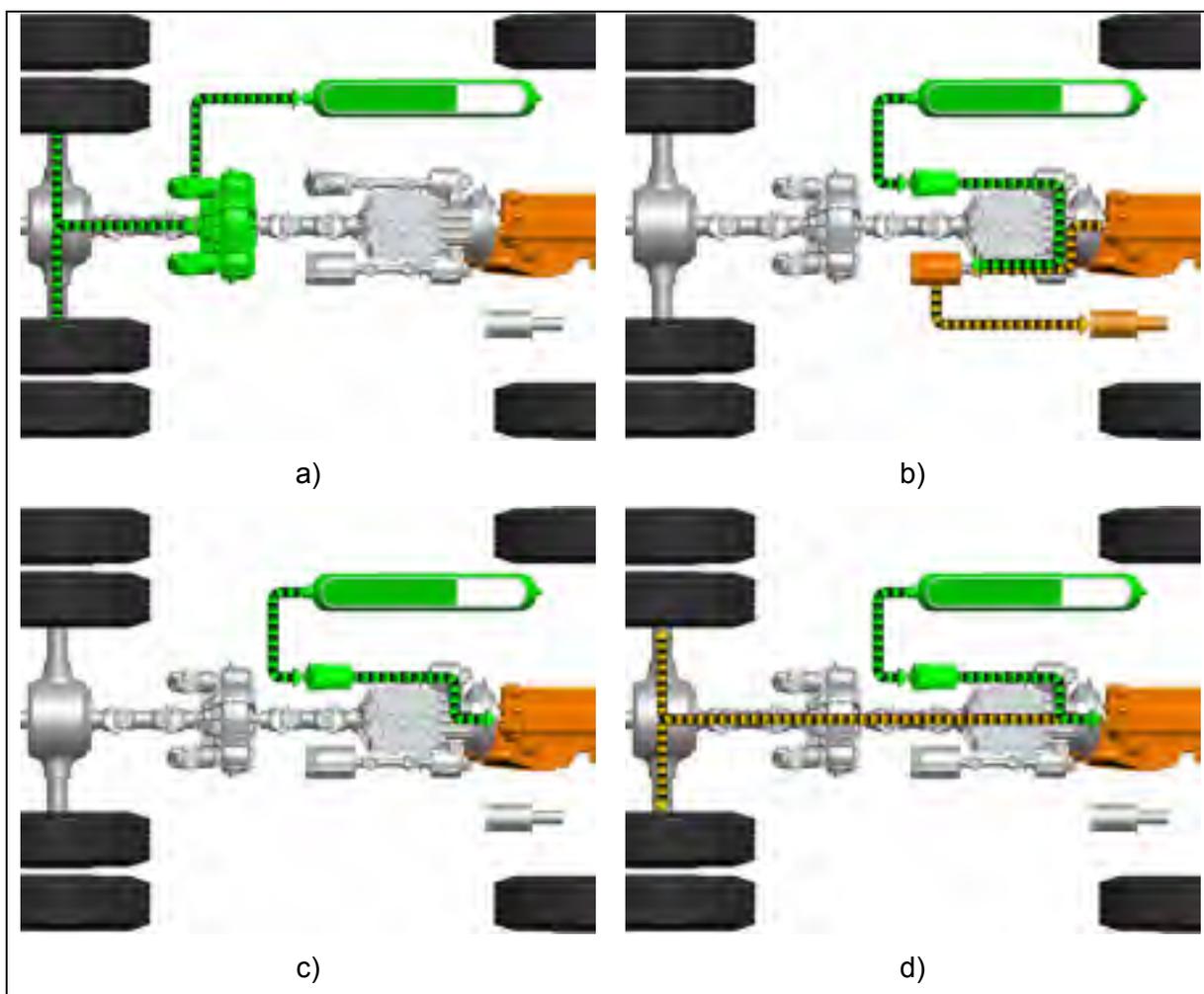


Figure 3.13 Fonctionnement du système hybride assistant le MCI
a) freinage régénératif b) assistance au MCI pour entraîner l'équipement auxiliaire
c) assistance au MCI au ralenti d) assistance du MCI à l'accélération

3.3 Unicité du système hybride à assistance au MCI

L'architecture du système hybride hydraulique à assistance au MCI est novatrice. En effet, une étude approfondie d'antériorités de brevet réalisée en 2008 à l'aide de l'Institut canadien de l'information scientifique et technique (ICIST) du Centre de recherche national du Canada (CNRC) a permis de relever 539 brevets traitant de systèmes hybrides pour véhicules lourds. L'analyse de ces demandes de brevet émis, de même que d'autres types de documents publiés, a démontré la brevetabilité de l'architecture développée. Ainsi, une demande de brevet a été déposée au États-Unis le 9 décembre 2008 alors qu'une demande PCT (Patent Cooperation Treaty) a été déposée le 27 novembre 2009. Portant respectivement les numéros de dépôt 12/330,976 et PCT/CA2009/001747, ces deux demandes ont comme titre *Braking energy recovery system for a vehicle and vehicle equipped with same*. Au moment de déposer cette thèse, des demandes de brevet étaient émises dans une dizaine de pays de part le monde.

CHAPITRE 4

MODÉLISATION D'UN CAMION À ORDURES HYBRIDE

Un modèle de simulation numérique de la consommation de carburant de camions à ordures hybrides est nécessaire afin de caractériser de façon détaillée les conditions d'utilisation, dimensionner les composants, développer et optimiser la stratégie de contrôle du système hybride.

Fondamentalement, il existe deux méthodes distinctes pour l'élaboration de modèles de simulation numérique de la consommation de carburant (Wipke, Cuddy et Burch, 1999). La première méthode utilise la modélisation en amont (*forward modelisation*) pour simuler la consommation du véhicule. Ce type de modélisation se sert d'un modèle de conducteur pour ajuster une commande de couple moteur afin de suivre un profil de vitesse prescrit. L'autre méthode de simulation est basée sur la modélisation en aval (*backward simulation*). Celle-ci utilise le profil de vitesse prescrit pour calculer directement le couple nécessaire aux roues du véhicule. Le modèle « remonte » ensuite le système de propulsion du véhicule pour déterminer le couple moteur. Bien que la modélisation en amont reproduise plus fidèlement le comportement transitif du véhicule, le réglage d'un tel modèle est une tâche complexe qui demande beaucoup de temps. En revanche, la modélisation en aval qui est considérée comme une méthode statique ou quasi-statique est beaucoup plus simple et procure de bons résultats quant à la prédiction de la consommation de carburant. Par conséquent, cette méthode a initialement été préconisée pour la conception de la stratégie de contrôle.

Généralement, les travaux visant le développement de stratégies de contrôle de véhicules hybrides et utilisant la modélisation en aval sont basés sur des outils commerciaux tels que *ADVISOR*, un logiciel développé dans le cadre d'un projet dirigé par le *National Renewable Energy Laboratory* du *U.S. Department of Energy* à la fin des années 90. Relativement simple et polyvalent, il s'agit d'un modèle empirique dont le comportement des composants est représenté par des cartographies (Markel et al., 2002; Wipke, Cuddy et Burch, 1999).

4.1 Description du modèle de simulation

Dans le cadre du présent projet, un modèle de simulation sur mesure a été conçu afin de reproduire le comportement du système hybride à assistance au MCI. Le modèle devait être à la fois capable de reproduire fidèlement le comportement réel du système hybride et suffisamment simple pour être intégré dans un algorithme d'optimisation. Il a été possible de concevoir un tel modèle puisque l'architecture du système hybride est en soit simple et parce qu'une quantité importante de données expérimentales était disponible. En effet, les seules interactions du système hybride hydraulique avec le camion se résument à fournir une portion du couple de freinage (freinage régénératif) ou une portion du couple moteur (ex. : assistance au MCI). De plus, les données d'entrées pour les simulations sont les conditions d'opérations réelles mesurées pour différentes routes de collecte de déchets. Puisque ces données incluent le régime et le couple du MCI, nul besoin de simuler ces deux derniers paramètres à partir du couple aux roues et d'une modélisation du groupe motopropulseur (ex. : transmission, convertisseur de couple hydraulique, accessoires, etc.). La simulation de consommation de carburant se résume donc en trois opérations principales; le calcul du couple de freinage régénératif requis, la simulation du comportement du système hybride hydraulique et finalement, le calcul de la consommation de carburant considérant qu'un couple est fourni au MCI par le moteur hydraulique du système hybride. Le modèle de simulation développé est présenté à la Figure 4.1 et les principales équations et hypothèses de simplification sont présentées par sous-système ci-dessous.

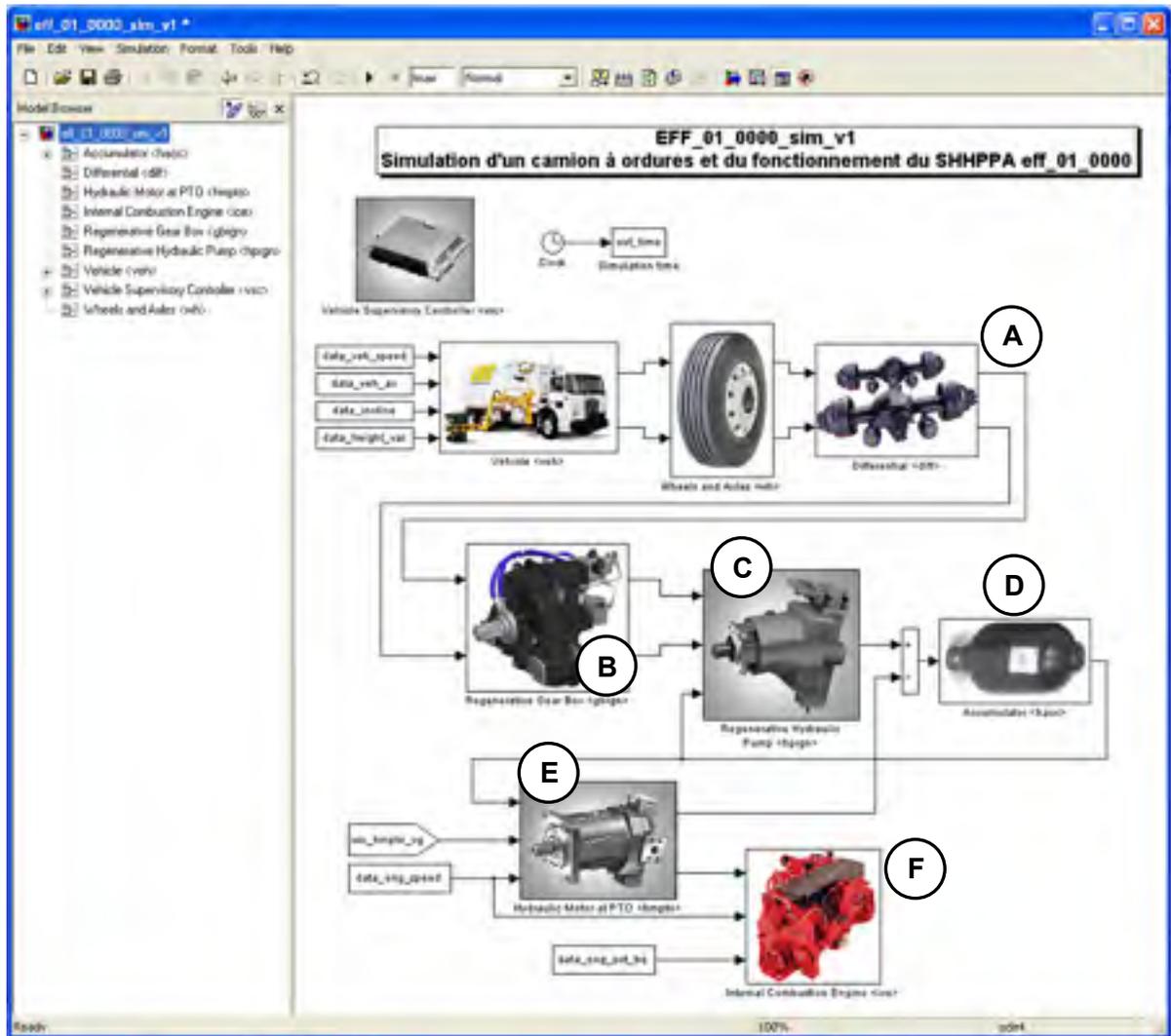


Figure 4.1 Modèle de simulation numérique d'un camion à ordures hybride hydraulique

4.2 Calcul du couple de freinage régénératif requis

Cette portion du modèle est statique puisque celui-ci utilise la vitesse, l'accélération, l'inclinaison de la route et la variation de la masse du véhicule mesurées pour déterminer le couple de freinage requis à l'entrée de la boîte d'engrenages du système hybride (composant (3) de la Figure 3.12). Ce couple est calculé à l'aide d'un modèle du train arrière du véhicule qui reproduit les résistances au roulement (pneus, aérodynamique, inclinaison de la route) et la friction dans les organes mécaniques (portion A de la Figure 4.1).

4.3 Calcul du couple transmis par la boîte d'engrenage

Le couple potentiellement transmis à la pompe hydraulique dépend du rapport de multiplication, de l'efficacité et de l'état de l'embrayage de la boîte d'engrenages. Le couple requis et la vitesse de rotation de la pompe hydraulique à débit variable sont calculés de la façon suivante :

$$T_{hpgrn,req} = \frac{-T_{driveshaft} \eta_{gbrgn}}{gr_{gbrgn}} \quad \text{si} \quad T_{driveshaft} \leq 0 \quad (4.1)$$

$$T_{hpgrn,req} = 0 \quad \text{si} \quad T_{driveshaft} > 0 \quad (4.2)$$

et :

$$\omega_{hpgrn} = \omega_{drive\ shaft} gr_{gbrgn} \quad \text{si} \quad clutch_{gbrgn} = \text{vrai} \quad (4.3)$$

$$\omega_{hpgrn} = 0 \quad \text{si} \quad clutch_{gbrgn} = \text{faux} \quad (4.4)$$

où :

$clutch_{gbrgn}$ indique si l'embrayage est enclenché ou non;

gr_{gbrgn} est le rapport de multiplication du train d'engrenage de la boîte;

$T_{driveshaft}$ est le couple à l'arbre de transmission (entrée de la boîte) [N-m];

$T_{hpgrn,req}$ est le couple requis de la pompe hydraulique à débit variable [N-m];

η_{gbrgn} est le rendement du train d'engrenage de la boîte;

ω_{hpgrn} est la vitesse de rotation de la pompe hydraulique à débit variable [rad/S];

$\omega_{driveshaft}$ est la vitesse de rotation de l'arbre de transmission [rad/s].

L'embrayage est activé seulement sous une vitesse prédéterminée, laquelle est une variable de conception du système hybride et non une variable de contrôle. Le modèle de la boîte d'engrenages correspond à la portion B de la Figure 4.1.

4.4 Calcul du couple et du débit de la pompe hydraulique

La capacité de la pompe hydraulique à fournir un couple résistant est limitée selon sa vitesse de rotation et la pression du système hydraulique. Conséquemment, il est possible que la pompe ne puisse combler tout le couple que la boîte d'engrenages peut lui transmettre. Le couple à l'entrée de la pompe T_{hpgrn} est donc donné par la valeur minimale entre le couple

requis $T_{req,hprgn}$ et le couple résistant maximal $T_{max,hprgn}$ que la pompe peut fournir selon les conditions actuelles. On calcul donc :

$$T_{hprgn} = \min(T_{req,hprgn}, T_{max,hprgn}) \quad (4.5)$$

où ;

$$T_{max,hprgn} = \frac{V_{g,max} p}{2\pi \eta_{mh,hprgn}@V_{g,max}} \quad (4.6)$$

et ;

- $\eta_{mh,hprgn}$ est l'efficacité mécanique-hydraulique de la pompe ($\eta_{mh,hprgn} = f(p, V_g, \omega)$);
- p est la pression à la sortie de la pompe [Pa];
- $V_{g,max}$ est la cylindrée maximale par tour [m^3/rev] ($V_{g,max} = f(\omega_{hprgn})$).

Ensuite, la cylindrée $V_{g,hprgn}$ de la pompe et ultimement le débit à la sortie \dot{q}_{hprgn} sont déterminés avec les équations ci-dessous :

$$V_{g,hprgn} = \frac{T_{hprgn} 2\pi \eta_{mh,hprgn}}{p} \quad (4.7)$$

$$\dot{q}_{hprgn} = \frac{V_{g,hprgn} \omega_{hprgn} \eta_{v,hprgn}}{2\pi} \quad (4.8)$$

où ;

- $\eta_{v,hprgn}$ est l'efficacité volumétrique de la pompe ($\eta_{v,hprgn} = f(p, V_g, \omega_{hprgn})$);
- ω_{hprgn} est la vitesse de rotation de la pompe [rad/s].

Les rendements mécanique-hydraulique, $\eta_{mh,hprgn}$, et volumétrique, $\eta_{v,hprgn}$, de la pompe sont représentés par des cartographies provenant du manufacturier dont un exemple est illustré à la Figure 4.2. Ils dépendent de la cylindrée $V_{g,hprgn}$, de la pression p et de la vitesse de rotation ω_{hprgn} . Le modèle de la pompe correspond à la portion C de la Figure 4.1. Puisque le temps de réponse de la pompe est relativement rapide par rapport à l'évolution de la demande de freinage, le comportement dynamique de la pompe est négligé pour fin de simplification.

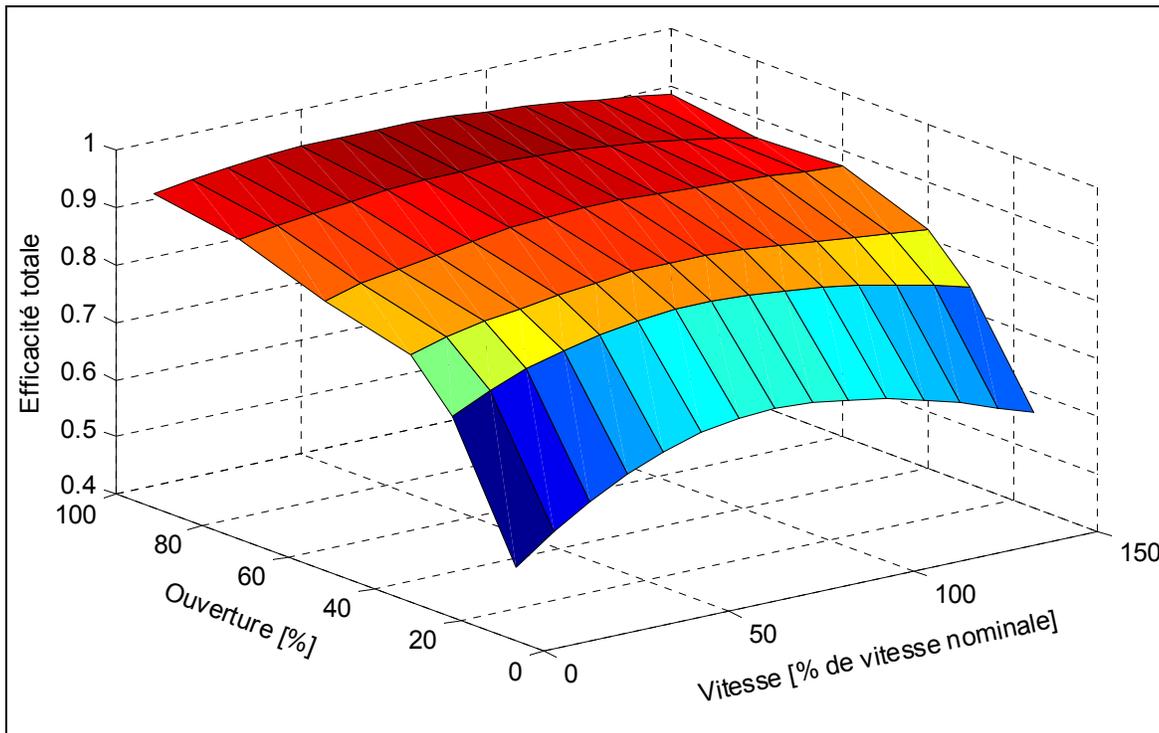


Figure 4.2 Efficacité totale d'une pompe hydraulique à débit variable en fonction du pourcentage d'ouverture et de la vitesse de rotation pour une pression de 250 bars

4.5 Calcul de la pression dans l'accumulateur hydraulique

La quantité d'énergie contenue dans l'accumulateur hydraulique dépend de la quantité de fluide qu'il contient ainsi que de la pression d'azote. La loi des gaz parfait est une méthode d'évaluation simple de la pression d'un gaz. Par contre, lorsque l'état du gaz s'approche de certaines limites critiques (température, pression et densité), la loi des gaz parfait ne peut reproduire avec précision le comportement réel du gaz (Cengel et Boles, 2002). Comme l'état de l'azote d'un accumulateur en opération normale approche et parfois même dépasse ces limites critiques, il est préférable d'utiliser l'équation d'état de Benedict-Webb-Rubin (Pourmovahed et Otis, 1990).

$$p_{hacc} = \frac{R_u T}{\bar{v}} + \left(B_0 R_u T - A_0 - \frac{C_0}{T^2} \right) \frac{1}{\bar{v}^2} + \frac{b R_u T - a}{\bar{v}^3} + \frac{a \alpha}{\bar{v}^6} + \frac{c}{\bar{v}^3 T^2} \left(1 + \frac{\gamma}{\bar{v}^2} \right) e^{-\gamma/\bar{v}^2} \quad (4.9)$$

où :

p_{hacc} est la pression du gaz dans l'accumulateur [kPa];

- R_u est la constante universelle des gaz [8,314 kPa • m³/kmol • K];
 T est la température du gaz [K];
 \bar{v} est le volume molaire spécifique instantané [m³/kmol];

et $a, A_0, b, B_0, c, C_0, \alpha, \gamma$ sont des constantes dont les valeurs ont été déterminées de façon empirique pour l'azote (Cooper et Goldfrank, 1967). La température du gaz est déterminée selon l'équation de conservation d'énergie ci-dessous :

$$\frac{dT}{dt} = \frac{(T_0 - T)}{\tau} + \frac{T}{\bar{C}_v} \left(\frac{\partial p}{\partial T} \right) \frac{d\bar{v}}{dt} \quad (4.10)$$

où :

- \bar{C}_v est la chaleur spécifique du gaz (volume constant) [kJ/kmol • K];
 T_0 est la température environnante du gaz (régime permanent) [K];
 τ est la constante de temps thermique [s].

Il a été déterminé expérimentalement avec un accumulateur à piston que la constante de temps thermiques τ varie selon la vitesse à laquelle le gaz est comprimé ou détendu (Pourmovahed, 1985). Les résultats de la Figure 4.3 illustrent clairement une diminution de la constante de temps avec l'augmentation de la vitesse linéaire du piston (i.e. $d\bar{v}/dt$). Or, dans l'accumulateur qui équipe le système hybride à l'étude, c'est une vessie gonflable et non un piston qui sépare l'azote de l'huile. Au lieu d'être directement en contact avec la paroi métallique de l'accumulateur, le gaz est donc contenu dans une enveloppe en polymère, laquelle est submergée dans l'huile. Il y a donc fort à parier que le processus d'échange de chaleur entre le gaz et son environnement soit dans ce cas différent et que, par conséquent, l'évolution de la constante de temps en fonction de $d\bar{v}/dt$ trouvée pour un accumulateur à piston ne soit pas directement transposable au cas d'un accumulateur à vessie; du moins de façon quantitative. Par conséquent, il a été jugé raisonnable de considérer la constante de temps thermique comme étant fixe dans le cadre de ce projet d'étude.

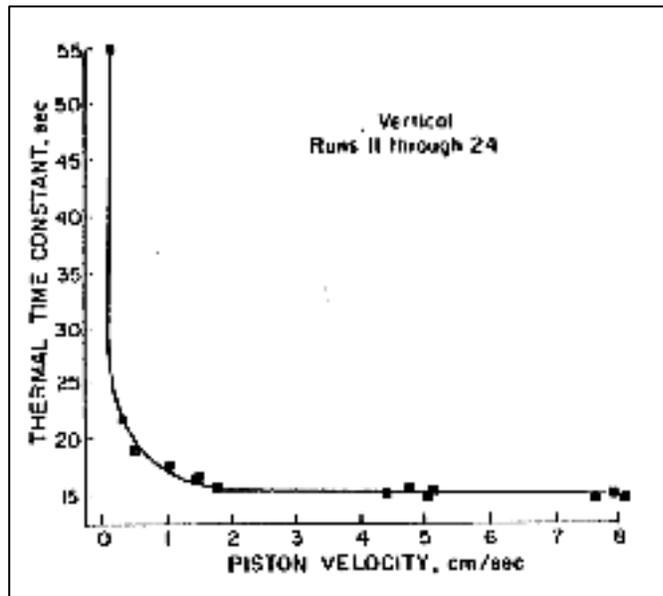


Figure 4.3 Effet de la vitesse du piston d'un accumulateur hydraulique sur sa constante de temps thermique
Tirée de Pourmovahed (1985, p.123)

Avec les équations 4.9 et 4.10 on obtient l'équation différentielle à résoudre 4.11.

$$\frac{dT}{dt} = \frac{(T_0 - T)}{\tau} + \frac{1}{C_v} \left[\frac{R_u T}{\bar{v}} \left(1 + \frac{b}{\bar{v}^2} \right) + \frac{1}{\bar{v}^2} \left(B_0 R_u T + \frac{2C_0}{T^2} \right) - \frac{2c}{\bar{v}^3 T^2} \left(1 + \frac{\gamma}{\bar{v}^2} \right) e^{-\gamma/\bar{v}^2} \right] \frac{d\bar{v}}{dt} \quad (4.11)$$

Les changements de pression et de température d'azote sont dus aux variations du volume d'huile présent dans l'accumulateur. Il est donc nécessaire de calculer le débit net à l'entrée de ce dernier :

$$\dot{q}_{net,hacc} = \dot{q}_{hpgrn} - \dot{q}_{hmpto} \quad (4.12)$$

où \dot{q}_{hmpto} est le débit utilisé par le moteur hydraulique (voir section suivante). Puis, le volume molaire spécifique instantané est calculé de la façon suivante :

$$\bar{v} = \bar{v}_{initial} - \int \frac{\dot{q}_{hacc,net}}{N} dt \quad (4.13)$$

Le volume molaire spécifique aux conditions minimums, $\bar{V}_{initial}$, est préalablement calculé à l'aide de l'équation de Benedict-Webb-Rubin pour une pression minimum et la température du gaz lorsque l'accumulateur est complètement déchargé. On considère une température de gaz en régime permanent; c'est-à-dire, après quelques cycles de recharge-décharge. Après avoir déterminé $\bar{V}_{initial}$, le nombre de mol de gaz N dans l'accumulateur peut être calculé :

$$N = \frac{V_{hacc,eff}}{\bar{V}_{initial}} \quad (4.14)$$

où $V_{hacc,eff}$ est le volume de gaz effectif de l'accumulateur. Le modèle de l'accumulateur correspond à la portion D de la Figure 4.1.

4.6 Calcul du couple fournis par le moteur hydraulique

Comme pour la pompe, la capacité du moteur hydraulique est limitée selon sa vitesse de rotation et la pression du système hydraulique. Conséquemment, il est possible que le moteur ne puisse fournir le couple idéalement demandé par la logique de contrôle. Le couple commandé au moteur T_{hmpto} correspond donc à la valeur minimale entre le couple requis par la logique de contrôle $T_{req,hmpto}$ et le couple maximal $T_{max,hmpto}$ que le moteur peut fournir selon les conditions actuelles. On calcul donc :

$$T_{hmpto} = \min(T_{Req,hmpto}, T_{max,hmpto}) \quad (4.15)$$

où :

$$T_{max,hmpto} = \frac{V_{g,max} \rho \eta_{mh,hmpto}}{2\pi} \quad (4.16)$$

et :

$\eta_{mh,hmpto}$ est l'efficacité mécanique du moteur ($\eta_{mh,hmpto} = f(p, V_{g,max}, \omega_{hmpto})$);

ρ est la pression à l'entrée du moteur hydraulique [Pa];

$V_{g,max}$ est la cylindrée maximale par tour [m^3/rev] ($V_{g,max} = f(\omega_{hmpto})$).

Ensuite, la cylindrée $V_{g,hmpto}$ du moteur et le débit à l'entrée \dot{q}_{hmpto} sont déterminés avec les équations ci-dessous :

$$V_{g,hmpto} = \frac{T_{hmpto} 2\pi}{p \eta_{mh,hmpto}} \quad (4.17)$$

$$\dot{q}_{hmpto} = \frac{V_{g,hmpto} \omega_{hmpto}}{2\pi \eta_{v,hmpto}} \quad (4.18)$$

avec :

$$\omega_{hmpto} = \omega_{mci} gr_{pto}$$

où :

- $\eta_{v,hmpto}$ est l'efficacité volumétrique du moteur ($\eta_{v,hmpto} = f(p, V_{g,max}, \omega_{hmpto})$);
- ω_{hmpto} est la vitesse de rotation du moteur hydraulique [rad/s];
- ω_{mci} est la vitesse de rotation du MCI [rad/s];
- gr_{pto} est le ratio d'engrenage entre le moteur hydraulique et le MCI.

Tout comme les pompes hydrauliques, les rendements mécanique-hydraulique, $\eta_{mh,hmpto}$, et volumétrique, $\eta_{v,hmpto}$, du moteur sont représentés par des cartographies provenant du manufacturier. Ils dépendent de la cylindrée $V_{g,hmpto}$, de la pression p et de la vitesse de rotation ω_{hmpto} . Le modèle du moteur hydraulique correspond à la portion E de la Figure 4.1. Pour les mêmes raisons que pour la pompe hydraulique, le comportement du moteur hydraulique est représenté par un modèle statique.

4.7 Calcul de la consommation de carburant

La simulation numérique du système hybride hydraulique ayant permis de déterminer le couple fournis au MCI par le moteur hydraulique, il est maintenant possible d'évaluer la consommation en carburant du véhicule hybride. Cela se fait en se basant sur les données expérimentales. Ainsi, à chaque instant d'une route mesurée, le couple simulé du moteur hydraulique est soustrait du couple du MCI mesuré. Cela est donc basé sur l'hypothèse que la diminution du couple demandé au MCI est instantanée et directement proportionnelle au couple fourni par le moteur hydraulique. Le comportement dynamique du MCI et du moteur

hydraulique lorsqu'ils interagissent est donc négligé. Le résultat de l'équation 4.19 est un couple résiduel devant être fourni par le MCI.

$$\%_{trq} = \%_{trq,data} - \frac{T_{hmpto}}{T_{max,mci}} \times 100 \quad (4.19)$$

où :

T_{hmpto} est le couple fourni par le moteur hydraulique du système hybride [N-m];

$T_{max,mci}$ est le couple maximal du MCI [N-m];

$\%_{trq}$ est le couple résultant demandé au MCI [% couple max.];

$\%_{trq,data}$ est le couple mesuré du MCI [% couple max.].

Finalement, en se basant sur la cartographie d'injection de carburant du MCI, le débit instantané de carburant \dot{q}_{fuel} et la consommation totale pour le trajet à l'étude sont calculés à l'aide des équations 4.20 et 4.21 où n_{mci} est le régime mesuré du MCI (portion F de la Figure 4.1).

$$\dot{q}_{fuel} = f(\%_{trq}, n_{mci}) \quad (4.20)$$

$$Consommation = \int \dot{q}_{fuel} dt \quad (4.21)$$

Il est donc dire qu'une cartographie d'injection représentative du MCI réel est nécessaire afin de prédire précisément la consommation de carburant à l'aide du modèle de simulation. Or, depuis environ une dizaine d'années, les grands manufacturiers de moteurs tels que *Navistar*, *Cummins*, *Mercedes* et *Caterpillar* refusent de divulguer toutes informations relatives aux cartographies d'injection de leurs moteurs et ce, même aux fabricants de châssis et d'équipement. En fait, cela est dû à l'arrivée de normes sévères sur le niveau d'émissions permises telles que celles imposées aux États-Unis par le Environmental Protection Agency en 2007 et en 2010; mieux connues sous les noms de EPA 2007 et EPA

2010. Donc, plus que jamais, ces cartographies d'injection sont devenues des secrets industriels de grandes valeurs. Ainsi, pour obtenir la cartographie d'injection d'un moteur en particulier, il faut maintenant l'évaluer de façon théorique ou expérimentale à l'aide d'un banc d'essai¹.

Dans le cadre de ce projet, une nouvelle méthode, simple et efficace, a permis de déterminer les cartographies d'injections des MCI des camions à l'étude de façon expérimentale sans toutefois utiliser de banc d'essai. Illustrée à la Figure 4.4, cette méthode se base sur les données d'opération mesurées sur le réseau CAN des véhicules. Ces données sont le couple, le régime et le débit de carburant instantanés du MCI. Ainsi, le débit de carburant moyen est calculé pour différentes plages d'opération du MCI selon le couple et le régime. La Figure 4.5 démontre une quantité relativement plus élevée de lectures de débits de carburant pour une région dominante (entourée en pointillé) de la plage d'opération du MCI avec plus de 100 occurrences par subdivision. En considérant les écarts types relativement faibles pour cette région dominante (Figure 4.6b), il peut être conclu que la cartographie d'injection de carburant de la Figure 4.6a est représentative du comportement réel du MCI; peu importe si ce dernier opère en régime transitoire ou permanent. Une différence de moins de 1 % a d'ailleurs été démontrée entre la consommation de carburant calculée en utilisant le couple et le régime du moteur mesurés ainsi qu'une cartographie d'injection générée et l'intégration directe du débit de carburant mesuré dans le temps pour une route donnée (Lacroix et Arsenault, 2008).

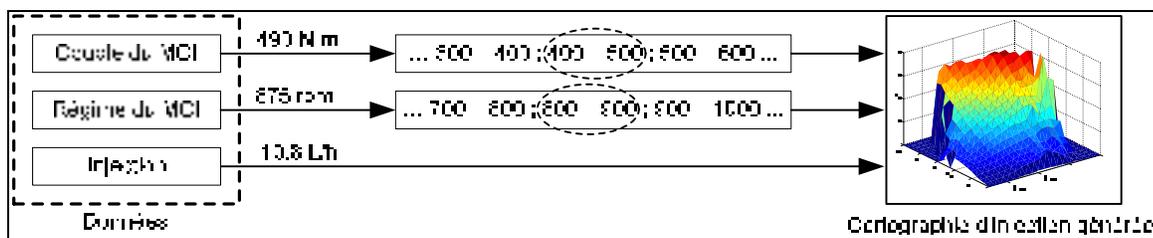


Figure 4.4 Élaboration des cartographies d'injection de carburant des moteurs diésels

¹ Conclusion basée sur de nombreuses discussions avec les manufacturiers de moteurs et des chercheurs de l'EPA.

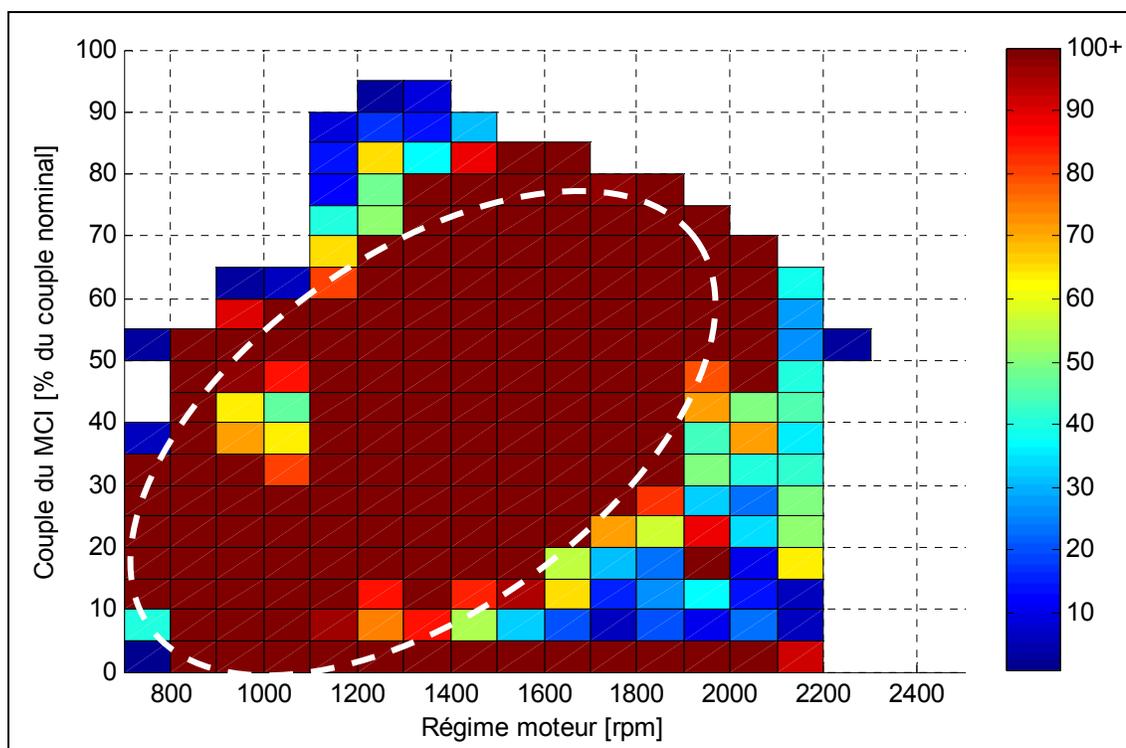


Figure 4.5 Exemple d'occurrences des lectures de débit d'injection en fonction des plages d'opération du MCI

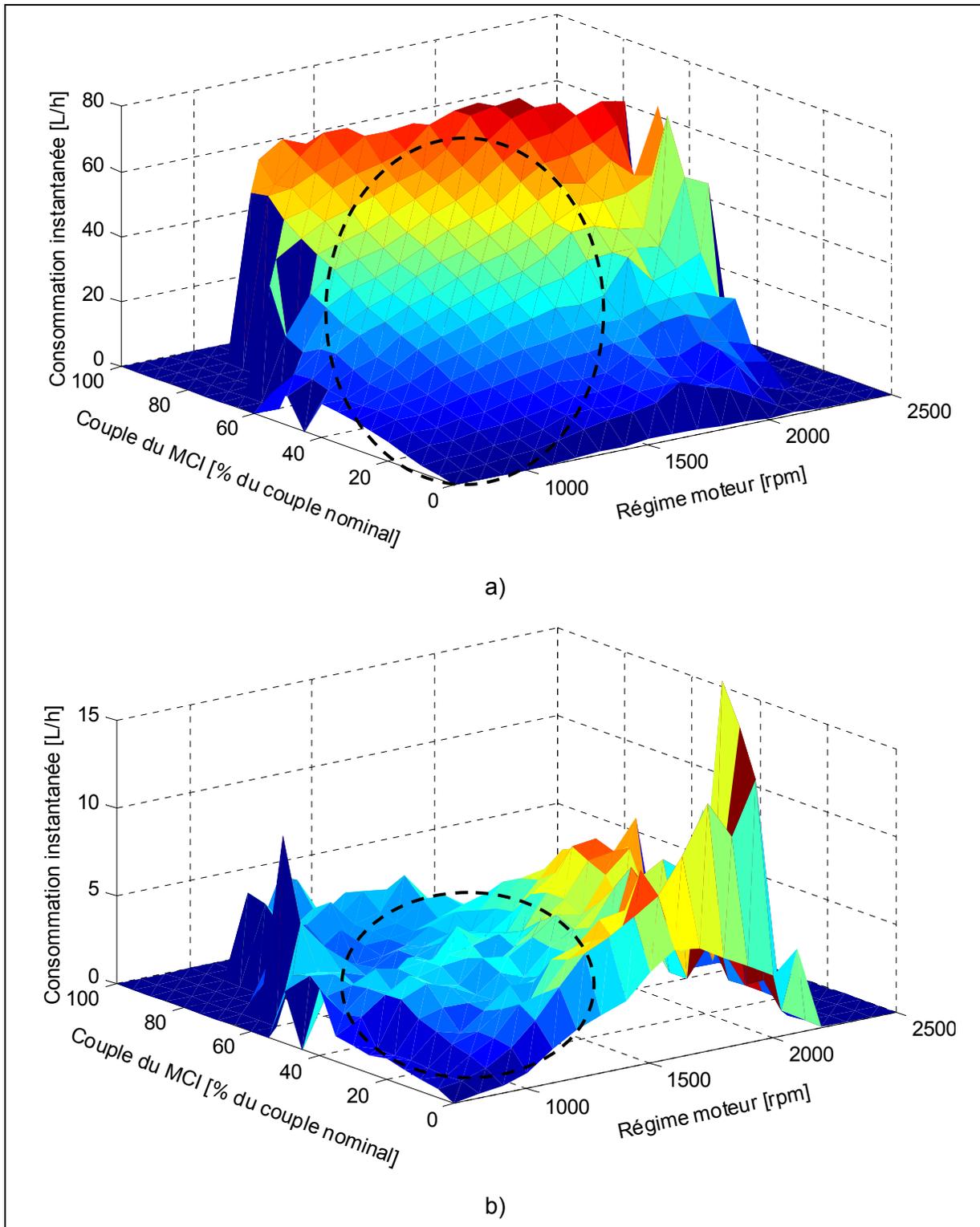


Figure 4.6 Cartographie d'injection générée à l'aide des données d'opération du MCI, a) moyennes des lectures, b) écart types des lectures

CHAPITRE 5

PROTOTYPES DU SYSTÈME HYBRIDE À ASSISTANCE AU MCI : PREUVE DE CONCEPT ET VALIDATION DU MODÈLE DE SIMULATION

Dans le cadre du projet de démonstration de la compagnie Effenco, deux prototypes du système hybride à assistance au MCI, appelés P1.1 et P1.2, ont été fabriqués, installés et testés sur un camion à chargement arrière (Figure 5.1a) et à chargement latéral automatisé (Figure 5.1b), respectivement. Étant donné qu'ils ont servi à la réalisation de ce projet d'études, ce chapitre propose donc en premier lieu une description détaillée de ces deux prototypes. Puis, ce chapitre présente une validation du fonctionnement du système hybride ainsi que du modèle de simulation numérique décrit au chapitre précédent.

D'abord, le Tableau 5.1 présente les principales caractéristiques des deux camions convertis, lesquels seront nommés d'après le nom des prototypes de systèmes hybrides à partir de ce point. On remarque que les deux camions ont une masse comparable et sont équipés de la même transmission. En revanche, le moteur International DT570 du camion P1.2 est plus puissant que le moteur Mercedes MBE906 du P1.1. De plus, ce dernier opère au ralenti à deux régimes distincts, 1200 et 750 rpm, selon si le compacteur est actionné ou non. Ainsi, le comportement de l'assistance au MCI du système hybride a été vérifié avec deux moteurs de tailles différentes et gérés par des contrôleurs distincts.

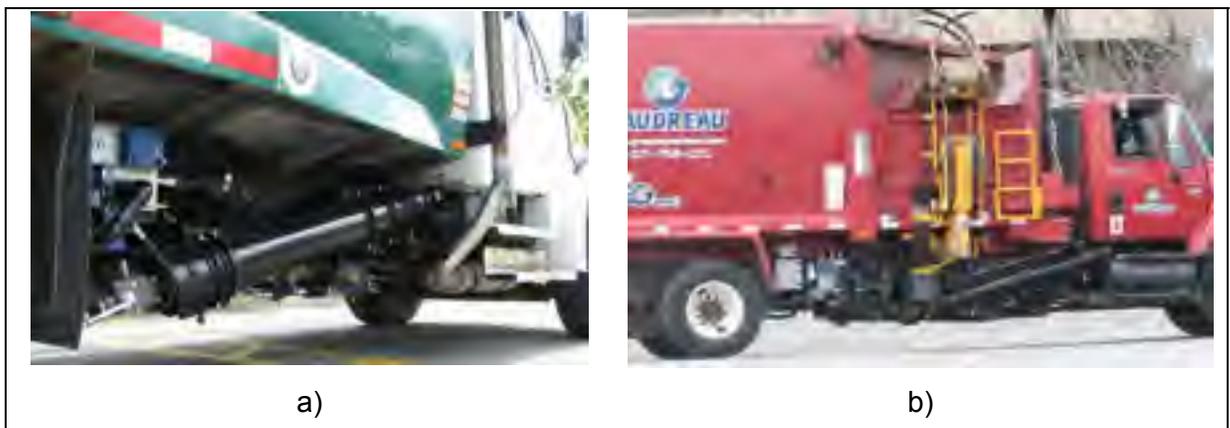


Figure 5.1 Prototypes du système hybride à assistance au MCI
a) prototype P1.1 installé sur un camion à chargement arrière
b) prototype P1.2 installé sur un camion à chargement latéral automatisé

Tableau 5.1 Caractéristiques des camions modifiés

Camions	P1.1	P1.2
Benne	Universal Handling Equipment Chargement arrière Modèle : ULRFRS3H Année : 2004	Groupe Environnemental Labrie Chargement latéral automatisé Modèle : Automizer Right-Hand Année : 2007
Châssis	Sterling Modèle : ACTERRA Année : 2004	International Modèle : 7400 Année : 2007
Moteur	Mercedes Benz Modèle : MBE906 Année : 2004 Puissance : 250 hp @ 2200 rpm Couple max. : 895 Nm (660 lb-pi) Régime au ralenti : 750 rpm Ralenti accéléré : 1200 rpm	International Modèle : DT570 Année : 2007 Puissance : 285 hp @ 2200 rpm Couple max. : 1085 Nm (800 lb-pi) Régime au ralenti : 700 rpm Ralenti accéléré : non
Transmission	Allison Automatique Modèle : MD3560P Année : 2004 Nb. de rapports : 5 Ratios : 4.59:1; 2.25:1; 1.54:1; 1.00:1; 0.75:1	Allison Automatique Modèle : MD3560 Année : 2004 Nb. de rapports : 5 Ratios : 4.59:1; 2.25:1; 1.54:1; 1.00:1; 0.75:1
Nombre d'essieux (roues)	3 (10)	3 (10)
Différentiel	6.14 : 1	5.5 : 1
Poids à vide	14 500 kg	14 700 kg

Quant aux prototypes de systèmes hybrides, ils ont été réalisés en concordance avec l'architecture de la Figure 3.12 et les paramètres déterminés par l'étude d'optimisation du dimensionnement des composants (Arsenault, 2008). La Figure 5.2 montre une illustration du P1.1 sur laquelle il est possible de discerner les principaux composants du système hybride ainsi que les composants existants du camion qui interagissent avec le système. Ceux-ci sont l'arbre de transmission (1), la transmission (7) et la pompe hydraulique alimentant l'équipement auxiliaire (8). Le Tableau 5.2 présente les principales

caractéristiques des deux prototypes. Essentiellement, ceux-ci sont identiques à l'exception du nombre de pompes pour le freinage régénératif (2 pour le P1.1 contre 3 pour le P2.2) et du volume d'azote (ajout d'une bouteille supplémentaire dans le cas du P1.2 pour augmenter le volume à 104 litres). Cela avait pour but de mesurer l'effet d'équiper un système de freinage régénératif de 3 pompes et d'un accumulateur plus gros (ajout de la bouteille) sur la quantité d'énergie cinétique récupérée au freinage.

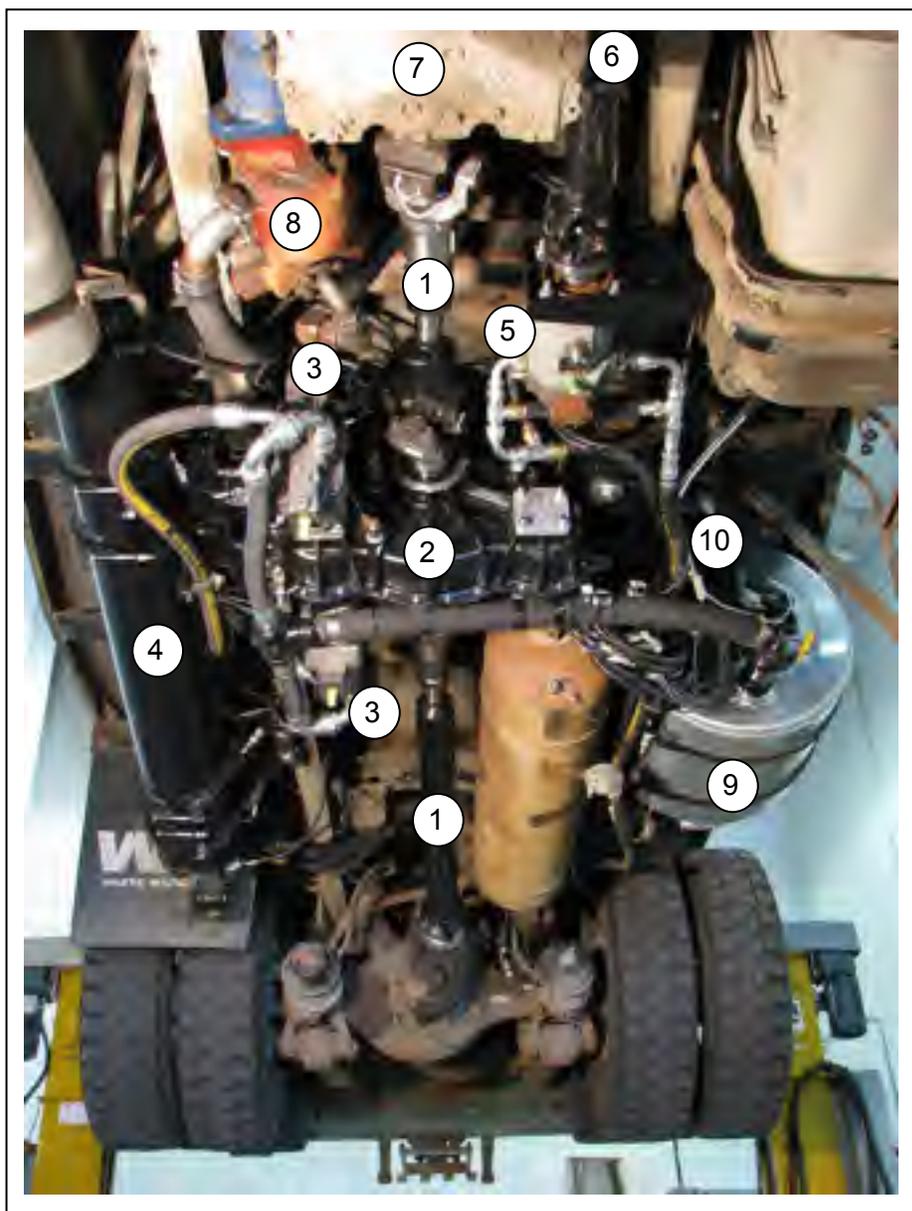


Figure 5.2 Principaux composants du prototype de système hybride P1.1

Tableau 5.2 Caractéristiques des prototypes de système hybride à assistance au MCI

Prototypes	P1.1	P1.2
Boîte de transfert (2)	Embrayage à disques Ratio : 3.13 : 1	Embrayage à disques Ratio : 3.13 : 1
Pompes hydrauliques (3)	À déplacement variable à axe brisé Cylindrée : 107cc/rev. Couple max. : 595 Nm Vitesse max. : 3200 rpm Pression max. : 350 bars Nombre : 2	À déplacement variable à axe brisé Cylindrée : 107cc/rev. Couple max. : 595 Nm Vitesse max. : 3200 rpm Pression max. : 350 bars Nombre : 3
Accumulateur (4)	À vessie gonflable Capacité huile : 54 litres Volume azote : 54 litres Pression max. : 345 bars	À vessie gonflable avec bouteille Capacité huile : 54 litres Volume azote : 104 litres Pression max. : 345 bars
Moteur hydraulique (5)	À déplacement variable à axe brisé Cylindrée : 55 cc/rev. Couple max. : 349 Nm Vitesse max. : 8350 rpm Pression max. : 400 bars	À déplacement variable à axe brisé Cylindrée : 55 cc/rev. Couple max. : 349 Nm Vitesse max. : 8350 rpm Pression max. : 400 bars
Réservoir d'huile (9)	100 Litres	100 Litres

5.1 Système de contrôle et instrumentation

L'activation des composants présentés ci-dessus est gérée électroniquement par un système de contrôle multiplexe lequel est illustré à la Figure 5.3. Un contrôleur électronique robuste, conçu pour les applications mobiles est le centre de ce système multiplexe. Ce contrôleur est en communication bidirectionnelle avec les autres composants d'origine du véhicule (MCI, transmission, etc.) via le réseau CAN et suivant le protocole SAE J1939. Également, le contrôleur utilise un autre réseau CAN, celui-ci propriétaire au système hybride, pour diriger les opérations de modules locaux d'entrées/sorties (E/S). Cette conception modulaire du système de contrôle permet une grande adaptabilité à différentes configurations de véhicules et facilite l'évolution du système hybride. Les caractéristiques pertinentes du contrôleur et des modules E/S sont présentées au Tableau 5.3.

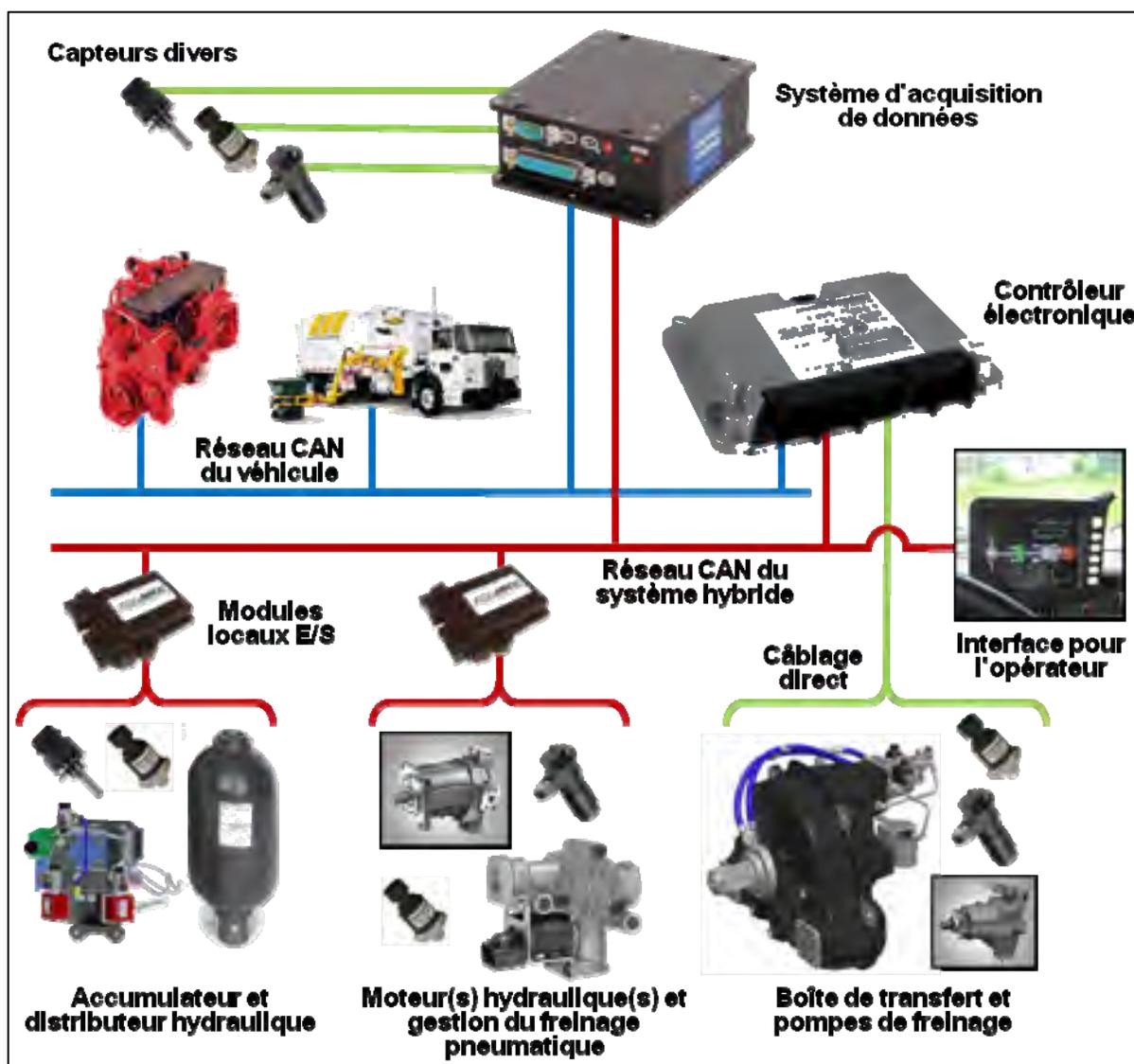


Figure 5.3 Système de contrôle du système hybride et instrumentation

Tableau 5.3 Caractéristiques du contrôleur électronique et des modules E/S

Caractéristiques	Contrôleur	Modules E/S
Unité centrale (<i>CPU</i>)	Microcontrôleur 16/32 bits Infineon XC2287, 80 MHz, Mémoire interne flash de 768 kB, Mémoire vive interne de 82 kB et externe de 512 kB	Motorola MC56F8346
Interfaces	- 1 Port série RS232 - 1 port série LIN - 2 ports CAN (max. 1Mbits/s)	1 port CAN (max. 500kbits/s)
Entrées	- -8 analogues 0-5V ou 4-20mA, 10 bits - 4 fréquences (10 Hz à 10 kHz) - -8 digitales	- -4 analogues 0-5V ou 4-20mA ou digital - 2 fréquences (50 Hz à 10 kHz)
Sorties	- 8 digitales à modulation - 8 digitales - 4 avec rétroaction sur le courant	- 4 proportionnelles - 1 digitale

5.1.1 Logique de contrôle

Le contrôleur électronique contient et exécute la logique de contrôle du système hybride. Quant aux modules E/S, ceux-ci ne font qu'obéir aux consignes du contrôleur lesquelles sont transmises sur le réseau CAN. Les modules E/S émettent également sur le même réseau l'information des capteurs qu'ils lisent. La logique de contrôle est programmée en GRAFCET pour la gestion des séquences et des modes d'opération alors que le langage de script CoDeSys est utilisé pour les calculs. Le temps de cycle du programme est de 10 millisecondes et les lectures et les instructions sont mises à jour au même rythme. Le programme complet gérant le système hybride est plutôt volumineux et plusieurs des sous-sections ne méritent pas d'être décrites ici de façon détaillée. Toutefois, le programme peut être résumé par ses deux principales fonctions : Gestion des systèmes de freinages et Gestion de l'assistance au MCI.

5.1.1.1 Gestion des systèmes de freinages

Comme il a été mentionné en introduction à la section 1.1.1, le freinage régénératif est un des modes de fonctionnement les plus efficaces d'un système hybride puisqu'il consiste à récupérer l'énergie cinétique du véhicule durant le freinage. Sur un véhicule conventionnel, cette énergie est dissipée en chaleur par les freins. Par conséquent, la gestion des systèmes de freinage a comme objectif de maximiser l'utilisation du système de freinage régénératif tout en respectant l'intensité de freinage demandée par le conducteur. Sur le système hybride développé, cette demande est déterminée à l'aide de capteurs de pression installés sur le système de freinage pneumatique du véhicule (freins conventionnels). Ainsi, lorsque la vitesse du véhicule est égale ou inférieure à 35 km/h, le contrôleur du système hybride module continuellement l'effort de freinage régénératif pour répondre en totalité à la demande du conducteur. Si la demande excède la capacité du système régénératif, le contrôleur permet et ajuste l'utilisation du système de freinage conventionnel en conséquence afin de combler le manque à gagner. Grossièrement, la gestion des systèmes de freinage se résume donc à :

Si $V_{\text{véhicule}} \leq V_{\text{max, freinage régénératif}}$ ET $P_{\text{accumulateur}} \leq P_{\text{critique régénération, accumulateur}}$, alors :

$$T_{\text{freinage régénératif}} = \min(T_{\text{freinage demandé}}, T_{\text{max, système régénératif}}) \quad (5.1)$$

et ;

$$T_{\text{freinage conventionnel}} = T_{\text{freinage demandé}} - T_{\text{freinage régénératif}} \quad (5.2)$$

où ;

$P_{\text{accumulateur}}$	est la pression actuelle de l'azote dans l'accumulateur;
$P_{\text{critique régénération, accumulateur}}$	est la pression critique haute de l'accumulateur à partir de laquelle le freinage régénératif n'est plus permis;
$T_{\text{freinage demandé}}$	est la demande de freinage du conducteur;
$T_{\text{freinage régénératif}}$	est la commande nominale de couple de freinage régénératif;
$T_{\text{max, système régénératif}}$	est le couple maximal pouvant être fourni par le système de freinage régénératif selon les conditions actuelles (vitesse de rotation des pompes et pression dans l'accumulateur);
$T_{\text{freinage conventionnel}}$	est la commande nominale de couple de freinage conventionnel;

$V_{véhicule}$	est la vitesse actuelle du véhicule;
$V_{max, freinage régénératif}$	est la vitesse du véhicule maximale sous laquelle le freinage régénératif est permis.

Les équations ci-dessus sont simplifiées et certaines variables sont dites nominales puisqu'en pratique, le passage d'un mode de freinage à un autre (ou le jumelage) est sujet à un algorithme de dosage permettant un comportement souple, prévisible et sécuritaire du véhicule lors du freinage. Finalement, il en va de soit, l'utilisation du système de freinage régénératif n'est permis que si une multitude de conditions d'opération et de sécurités sont respectées.

5.1.1.2 Gestion de l'assistance au MCI

En considérant l'analyse des conditions d'opération d'un camion à ordures du Chapitre 3, l'objectif de maximiser la récupération de l'énergie cinétique durant le freinage présenté à la section précédente et finalement, la nature même du système hybride hydraulique; les trois objectifs ci-dessous ont été émis afin de guider l'utilisation de l'énergie emmagasinée dans l'accumulateur.

1. Prioriser l'assistance au MCI au ralenti en utilisant le MCI ou le moteur hydraulique de façon exclusive

Comme il est mentionné dans la description du système hybride à assistance au MCI de la Section 3.2.2, l'objectif de cette architecture est d'utiliser l'énergie présente dans l'accumulateur pour assister le MCI à des moments opportuns; c'est-à-dire, lorsqu'il est appelé à fonctionner dans des zones moins efficaces de sa plage d'opération. Or, lorsque le MCI fonctionne au ralenti et qu'il entraîne l'équipement auxiliaire, il produit relativement peu de couple et, selon la Figure 3.7, offre un rendement plus faible qu'à haut couple. La logique de contrôle priorise donc l'assistance au MCI durant ces modes d'opération. Également, la Figure 5.4 montre que le moteur hydraulique, tout comme le MCI, offre un meilleur rendement lorsque celui-ci est fortement sollicité. De ce fait, il est préférable que la gestion de l'assistance au MCI dose le couple fourni par le MCI et le moteur hydraulique de façon exclusive lorsque c'est possible.

2. S'assurer d'avoir assez d'espace dans l'accumulateur pour recevoir toute l'énergie à récupérer lors du prochain freinage

L'accumulateur hydraulique ayant une faible densité énergétique, il a été dimensionné afin de pouvoir recevoir l'énergie à récupérer pour un freinage à 35 km/h lorsque le véhicule est pleinement chargé. La capacité d'emmagasinage de l'accumulateur est donc limitée et commencer un freinage sans d'abord vider l'accumulateur peut diminuer la quantité d'énergie récupérée durant le freinage.

3. Utiliser l'huile pressurisée dans l'accumulateur le plus vite possible à la suite d'un freinage

Le modèle de l'accumulateur présenté à la section 4.5 démontre qu'à la suite d'une augmentation de la pression et de la température de l'azote (e.g. suivant un freinage régénératif), la température du gaz a tendance à refroidir jusqu'à une température ambiante et ce plus ou moins rapidement selon une constante de temps thermique. Or, une baisse de la température du gaz signifie une diminution de sa pression et donc de la quantité d'énergie présente dans l'accumulateur. Bien que l'importance et le rythme de cette diminution ne soit pas précisément connue, il y a fort à parier qu'une utilisation rapide du fluide pressurisé dans l'accumulateur soit préférable.

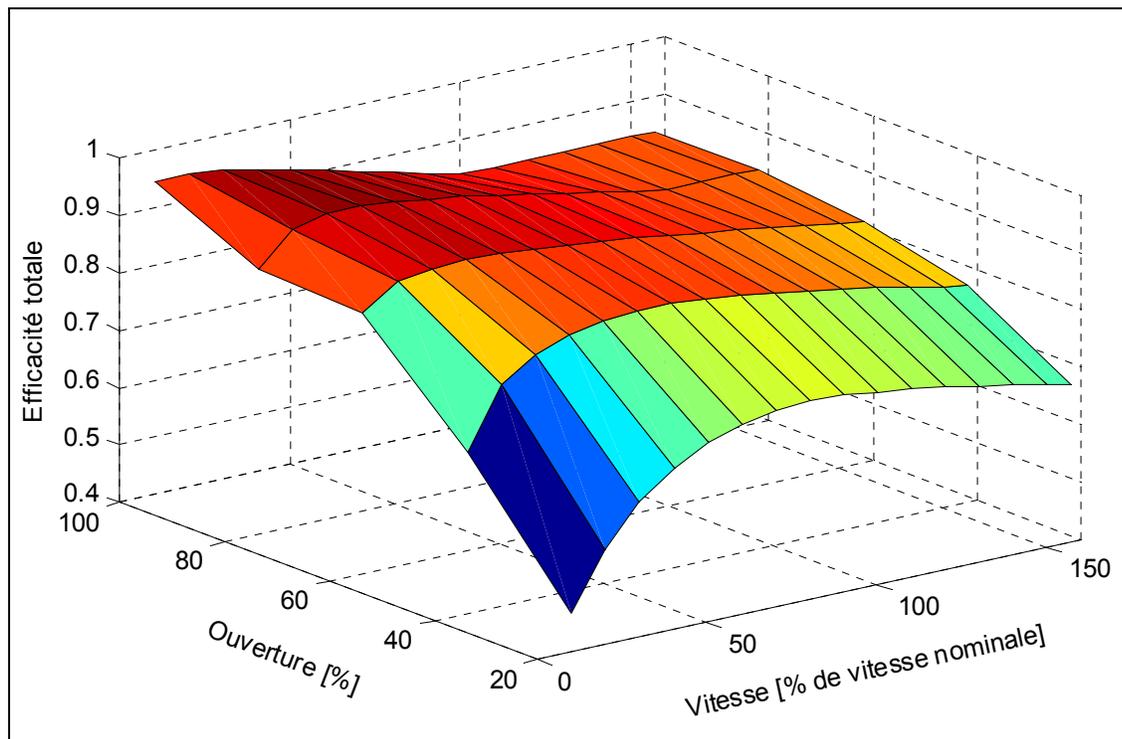


Figure 5.4 Efficacité totale d'un moteur hydraulique à débit variable en fonction du pourcentage d'ouverture et de la vitesse de rotation pour une pression de 250 bars

Ces trois objectifs ont dicté la conception de la logique de contrôle pour l'assistance au MCI. Il s'agit de lignes directrices fondées sur des observations pragmatiques et certaines d'entre elles (assistance exclusive et gestion de l'accumulateur) ont été validées par un exercice d'optimisation de stratégie de contrôle d'un système hybride hydraulique parallèle (Wu et al., 2004). Par contre, en pratique, le respect de ces objectifs représente un défi de taille. En effet, le couple d'un moteur diesel est géré selon deux méthodes mutuellement exclusives; soit via un contrôle en boucle fermée qui régule le régime au ralenti ou suivant la demande d'accélération du conducteur. Dans le premier cas, il est impossible de demander au contrôleur du MCI de s'ajuster à un couple donné. La seule façon d'affecter le niveau de couple fourni par le MCI durant le ralenti est donc de le soumettre à des perturbations. Ainsi, tout comme les demandes en puissance de l'équipement auxiliaire du camion font augmenter le couple du MCI, la logique de contrôle du système hybride réussit à réduire le couple du MCI en lui appliquant un couple via le moteur hydraulique à débit variable. Grâce à un contrôle en boucle fermée du couple du moteur hydraulique du système hybride, le couple du MCI est minimisé durant le ralenti peu importe les perturbations (transmission

engagée ou non, demandes de l'équipement hydraulique, ralenti accéléré, etc.). Cette méthode de contrôle étant cependant confidentielle, elle ne sera pas décrite davantage dans cette thèse. Son fonctionnement sera par contre analysé à la section 5.2.2.

Quand à l'assistance du système hybride lors de l'accélération, elle est en revanche simplifiée par la possibilité qu'offre le contrôleur du MCI d'interpréter la demande d'accélération du conducteur et de ne solliciter du MCI qu'une portion du couple demandé. Il est donc plus aisé de doser précisément l'usage du MCI durant l'accélération.

De façon sommaire, encore une fois, la gestion de l'assistance fournie par le système hybride peut s'exprimer ainsi :

si $P_{\text{accumulateur}} \leq P_{\text{critique assistance, accumulateur}}$ et si le MCI est au ralenti, alors :

$$T_{\text{assistance}} = \text{contrôleur en boucle fermée}$$

autrement, si $P_{\text{accumulateur}} \leq P_{\text{critique assistance, accumulateur}}$ et $T_{\text{accélération demandée}} \geq T_{\text{demande min, assistance}}$, alors :

$$T_{\text{assistance}} = \min(T_{\text{accélération demandée}} - T_{\text{demande min, assistance}}, T_{\text{max, assistance}}) \quad (5.3)$$

et ;

$$T_{\text{MCI}} = T_{\text{accélération demandée}} - T_{\text{assistance}} \quad (5.4)$$

où ;

$P_{\text{accumulateur}}$	est la pression actuelle de l'azote dans l'accumulateur;
$P_{\text{critique assistance, accumulateur}}$	est la pression critique basse de l'accumulateur à partir de laquelle l'assistance au MCI n'est plus permise;
$T_{\text{assistance}}$	est la commande de couple d'assistance;
$T_{\text{accélération demandée}}$	est la demande de couple d'accélération du conducteur;
$T_{\text{demande min, assistance}}$	est le couple d'accélération demandé minimal à partir duquel le système hybride assiste le MCI;
$T_{\text{max, assistance}}$	est le couple maximal pouvant être fourni par le moteur hydraulique du système hybride selon les conditions actuelles (vitesse de rotation du moteur et pression dans l'accumulateur);
T_{MCI}	est la commande de couple au MCI.

Étant donné qu'en mode collecte la relance du véhicule suit toujours une période arrêtée, plus ou moins longue selon le ramassage à effectuer, l'assistance à l'accélération laisse part défaut et généralement la priorité à l'assistance au MCI durant le ralenti.

5.1.2 Instrumentation des prototypes

L'illustration du système de contrôle de la Figure 5.3 inclut une boîte d'enregistrement de données connectée aux réseaux CAN du véhicule et du système hybride et sur laquelle sont branchés quelques capteurs de mesure. Il s'agit d'un outil indispensable pour le débogage, le réglage, le diagnostic, l'évaluation des performances et l'amélioration de la logique de contrôle du système hybride. En effet, ce système d'acquisition de données permet d'enregistrer les signaux des différents capteurs du système hybride, les signaux de sortie du contrôleur et des modules E/S, les séquences, décisions et calculs intermédiaires de la logique de contrôle de même que les conditions d'opérations du MCI, de la transmission et du système de freinage conventionnel du véhicule.

5.2 Résultats expérimentaux

Suivant leur installation, les prototypes de système hybride ont été testés sur circuit fermé du mois d'avril 2009 au mois de mars 2010. Cette année d'essais a permis de valider le fonctionnement des systèmes mécaniques et hydrauliques du système hybride, d'étudier le comportement dynamique des véhicules convertis et finalement, de raffiner les méthodes de gestion du système hybride. Puis, à partir de mars 2010 et encore à ce jour, les deux camions équipés des prototypes P1.1 et P1.2 opèrent normalement dans les villes de Gatineau (Figure 5.5a) et de Victoriaville (Figure 5.5b). Les résultats obtenus sur circuit et sur la route confirment l'atteinte de certains objectifs de contrôle ainsi que quelques hypothèses émises durant la conception du système hybride.



Figure 5.5 Systèmes hybrides à assistance au MCI en conditions d'utilisation réelle
 a) Prototype P1.1 b) Prototype P1.2

5.2.1 Fonctionnement du freinage régénératif

Tel qu'il a été mentionné à la Section 5.1.1.1, un des objectifs principaux de la logique de contrôle du système hybride est de maximiser la récupération de l'énergie cinétique du camion lors du freinage. Pour ce faire, l'utilisation des freins mécaniques doit être minimisée et la demande de couple de freinage du conducteur doit être principalement comblée par le système de freinage régénératif du système hybride. Le graphique de la Figure 5.6 démontre que cet objectif est atteint. En effet, cette figure illustre le comportement typique des systèmes de freinage mécanique et régénératif lors d'un freinage à basse vitesse; c'est-à-dire sous la vitesse limite maximale à laquelle le freinage régénératif est permis. Ainsi, dès

l'initialisation du freinage (*brk press dem* > 0 à $t \approx 1,5$ sec.), la pression pneumatique dans les récepteurs de freinage mécanique (*brk press*) est maintenue à zéro alors que la demande de couple de freinage du conducteur (*brk trq dem*) est entièrement comblée par le freinage régénératif (*regen trq*). La pression de l'azote dans l'accumulateur (*accum*) commence alors à monter depuis sa pression de pré-charge, soit environ 180 bars. Il est à noter que la pression cesse d'augmenter à $t \approx 5,5$ sec. alors que le freinage régénératif est toujours en fonction. Ceci est dû au fait que, dans ce cas, l'assistance au MCI chevauche le freinage régénératif (non-illustré). Le moteur hydraulique consomme donc du fluide provenant directement des pompes hydrauliques durant le freinage, ralentissant ou même limitant l'augmentation de la pression dans le système. Finalement, lorsque le véhicule atteint 2 km/h, le freinage régénératif se désengage graduellement pour laisser place au freinage mécanique à l'arrêt. Cette ultime transition assure un comportement souple peu avant l'arrêt complet du véhicule.

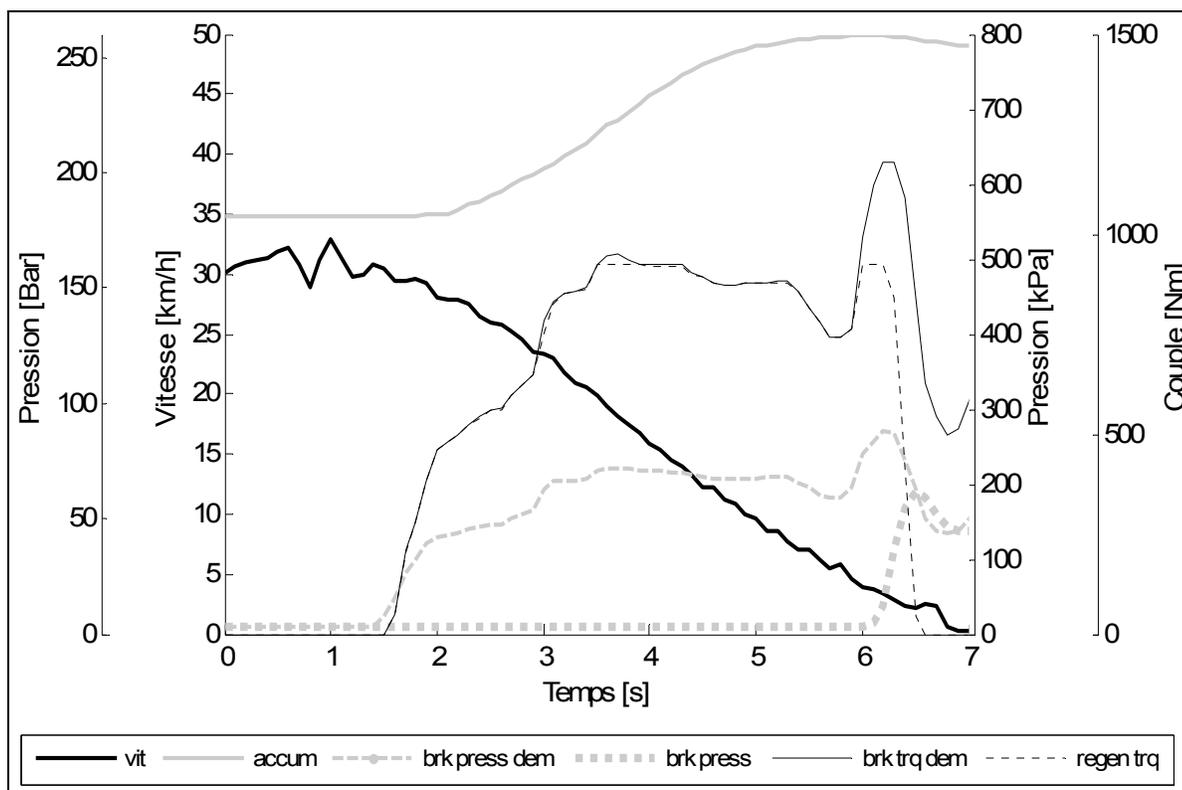


Figure 5.6 Comportement typique des systèmes de freinage d'un camion hybride

5.2.2 Fonctionnement de l'assistance au MCI

Les premiers essais expérimentaux ont permis de confirmer l'hypothèse qu'il est possible d'affecter à la baisse le couple fourni par le MCI durant le ralenti. En effet, durant ce mode d'opération, le contrôleur du MCI, dont la consigne est de maintenir un régime moteur constant, réagit à l'apport d'un couple extérieur en diminuant sa commande de couple. Ce principe est illustré à la Figure 5.7 laquelle présente une assistance au MCI avec le prototype P1.1. Dans cet exemple, l'équipement auxiliaire du camion n'est pas activé et l'entraînement du convertisseur de couple de la transmission est la principale charge (transmission en position *Drive*). Le couple brut nécessaire pour maintenir le régime du MCI est alors stable et relativement faible, soit environ 22 % de son couple maximal nominal. Le couple brut est le couple théorique considéré aux pistons du MCI; c'est-à-dire que les pertes internes dues à la friction interne (pistons, roulements, etc.) et accessoires de base (e.g. pompe de lubrification des paliers) sont négligées. À $t \approx 11$ secondes, l'assistance au MCI débute et le contrôleur du système hybride augmente graduellement la commande de couple au moteur hydraulique (*trq cmd*). Le contrôleur du MCI, quant à lui, diminue sa commande de couple en contrepartie (*MCI trq*). Au cumul, le couple fourni par le moteur hydraulique du système hybride et celui du MCI correspondent au couple nécessaire au bon fonctionnement du véhicule (*total trq*). Puis, lorsque qu'il ne reste plus de fluide dans l'accumulateur (la pression d'azote redescend à la pression de pré-charge à $t \approx 26$ secondes) l'assistance cesse et le couple du MCI s'ajuste pour continuer à maintenir le régime moteur désiré.

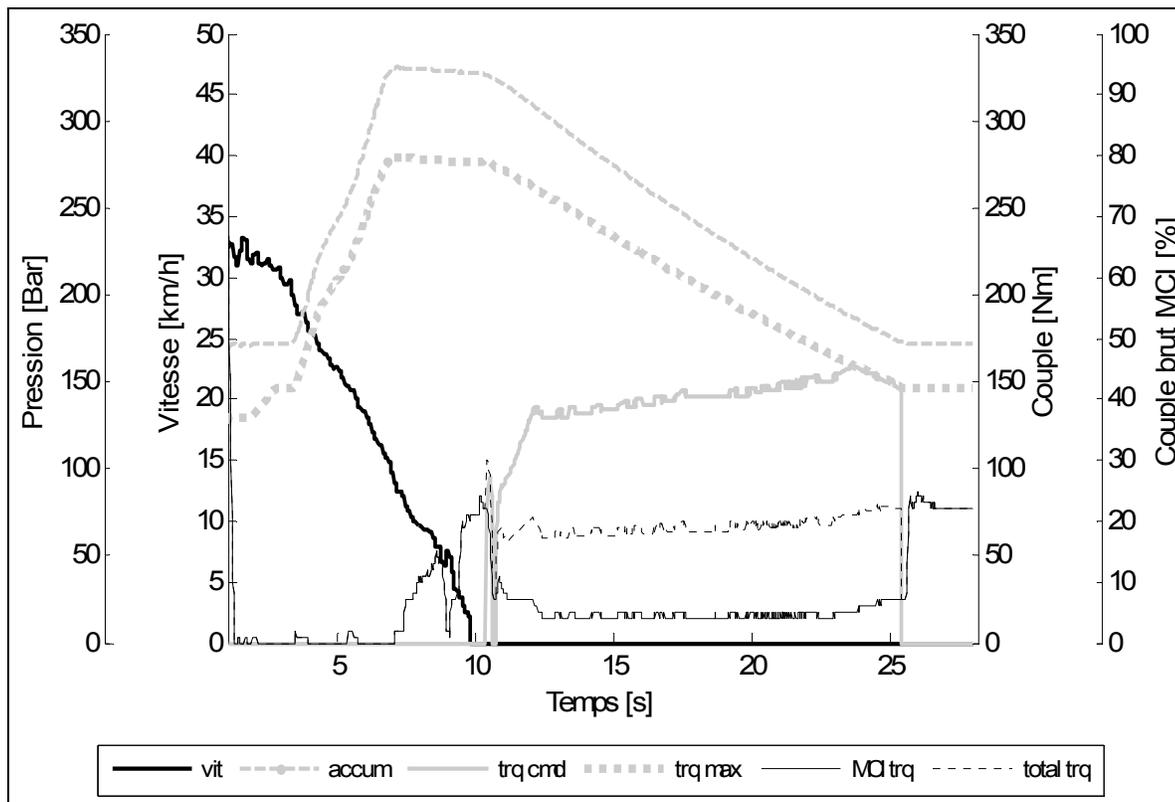


Figure 5.7 Comportement typique du MCI lorsqu'assisté par le système hybride

Le graphique de la Figure 5.7 illustre cependant la principale limitation quant au contrôle du couple du MCI durant le ralenti. En effet, bien qu'il soit possible de minimiser le couple fourni par le MCI, les essais ont démontré qu'il est en revanche fort désavantageux de vouloir l'éliminer complètement. Ceci est dû au fait que le MCI opère en mode moteur lorsque son contrôleur commande un couple ou, en mode frein-moteur lorsqu'aucun couple n'est commandé (ex. : le régime moteur est supérieur à la consigne). Par conséquent, lorsque le contrôleur du système hybride ajuste le couple du moteur hydraulique pour maintenir le couple du MCI au voisinage de zéro, il en résulte d'importantes oscillations puisque le comportement dynamique du MCI change drastiquement en passant d'un mode à l'autre. La solution qui a été retenue pour palier à ce problème est donc de contrôler le couple du moteur hydraulique du système hybride de sorte à garder le couple du MCI à une valeur prescrite minimum mais non-nulle. Cela est bien illustré à la Figure 5.7 où le couple brut du MCI (*MCI trq*) est stable et maintenu à 4 % tout au long de l'assistance.

Une autre limitation de l'assistance au MCI est non pas reliée au comportement du MCI cette fois, mais plutôt au système hybride même. Il s'agit en fait de l'incapacité du moteur hydraulique à fournir, dans certains cas, un couple d'assistance suffisamment élevé pour maintenir celui du MCI au niveau minimum prescrit. La Figure 5.8 illustre un exemple d'assistance avec le prototype P1.2 durant laquelle l'équipement auxiliaire est activé et où la demande de couple totale est relativement élevée (jusqu'à 40 % du couple nominal du MCI). La pression dans l'accumulateur n'étant au départ pas très élevée (260 bars vs 340 bars à l'exemple précédent), la capacité du moteur hydraulique sature rapidement, à $t \approx 7$ secondes, puisqu'à ce moment la commande du contrôleur atteint le couple maximal pouvant être fourni. Le système hybride parvient à diminuer le couple fourni par le MCI, certes, mais celui-ci se maintient tout de même entre 10 % et 20 % durant la majeure partie de l'assistance.

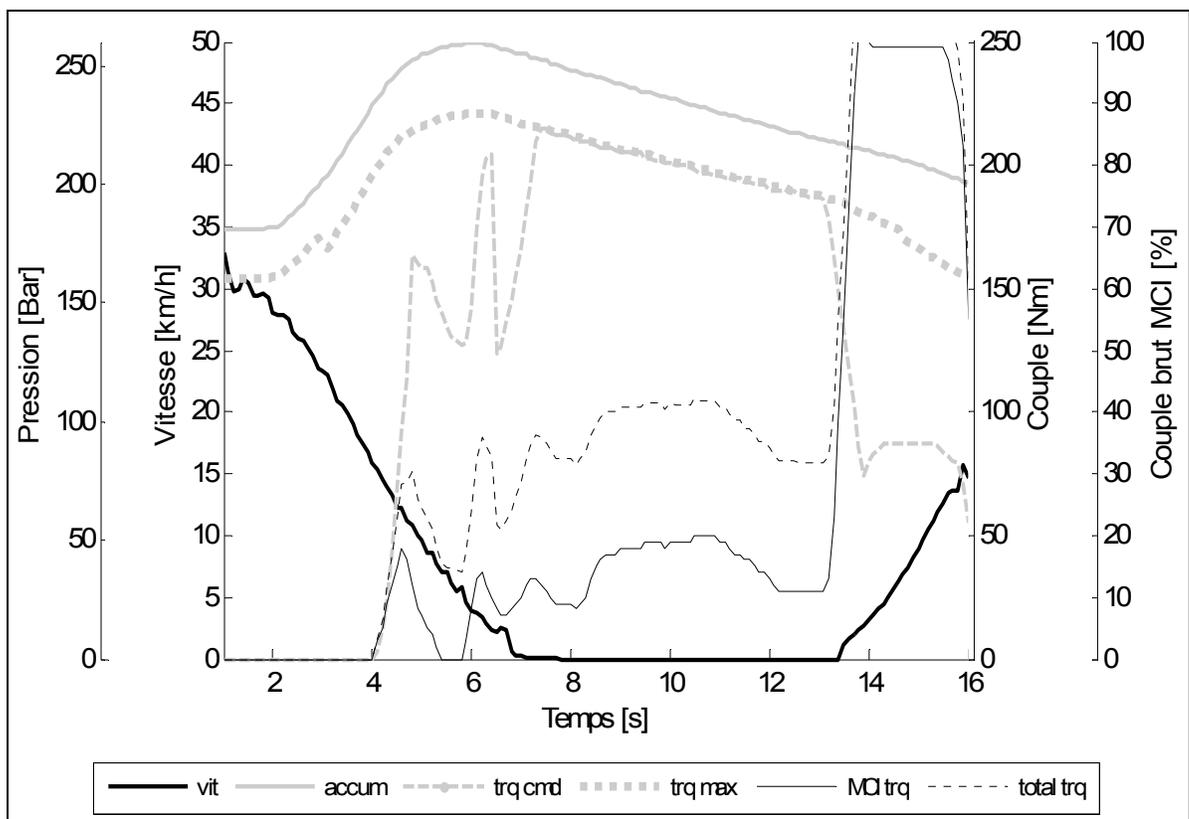


Figure 5.8 Autre comportement typique du MCI lorsqu'assisté par le système hybride

Les deux graphiques présentés ci-dessus démontrent que d'importants compromis ont dû être faits pour l'élaboration de la stratégie de contrôle de l'assistance au MCI. Cela a été dans le but d'assurer un comportement stable et de ne pas surdimensionner le moteur hydraulique du système hybride. Les contraintes décrites limitent donc l'assistance au MCI à pouvoir réduire la charge sur ce dernier et non à l'éliminer comme il était idéalement prévu durant l'élaboration du concept. Par conséquent, quoique biens des avantages de cet architecture demeurent, celui de pouvoir minimiser l'usage du MCI dans les zones d'opération les moins efficaces est atténué.

Également, la Figure 5.7 démontre qu'une correction doit être apportée à l'interprétation initialement retenue quant à l'effet de l'assistance du moteur hydraulique sur le couple fourni par le MCI. En fait, il faut considérer le couple brut du MCI plutôt que le couple net pour mesurer l'influence de l'assistance du moteur hydraulique. Cela est illustré sur le graphique de la Figure 5.7 alors que le couple combiné du MCI et du moteur hydraulique (*total trq*) juste avant la fin de l'assistance (à $t \approx 26$ secondes) est sensiblement le même que la commande de couple du MCI (*MCI trq*) par la suite. En d'autres mots, l'apport de couple fourni par le moteur hydraulique du système hybride en termes de couple brut (pourcentage du couple maximal nominal) correspond à la diminution du couple brut du MCI durant l'assistance. Cela s'explique par le fait que le moteur hydraulique, tout comme la pression dans les chambres de combustion, doit combattre la friction interne du MCI afin de maintenir ce dernier en rotation. Par conséquent, la cartographique d'injection selon le couple brut du MCI doit être utilisée pour évaluer l'impact de l'assistance du moteur hydraulique sur la consommation instantanée du MCI. Selon la Figure 5.9, cela signifie que l'avantage d'assister le MCI dans des zones d'opération spécifiques est fortement diminué puisque d'un point de vue nominal (ou brut), l'efficacité du MCI varie peu sur toute la plage d'utilisation. L'exercice de raffinement de la logique de contrôle par optimisation du Chapitre 6 statuera sur l'avantage d'utiliser le MCI dans des plages d'opérations spécifiques.

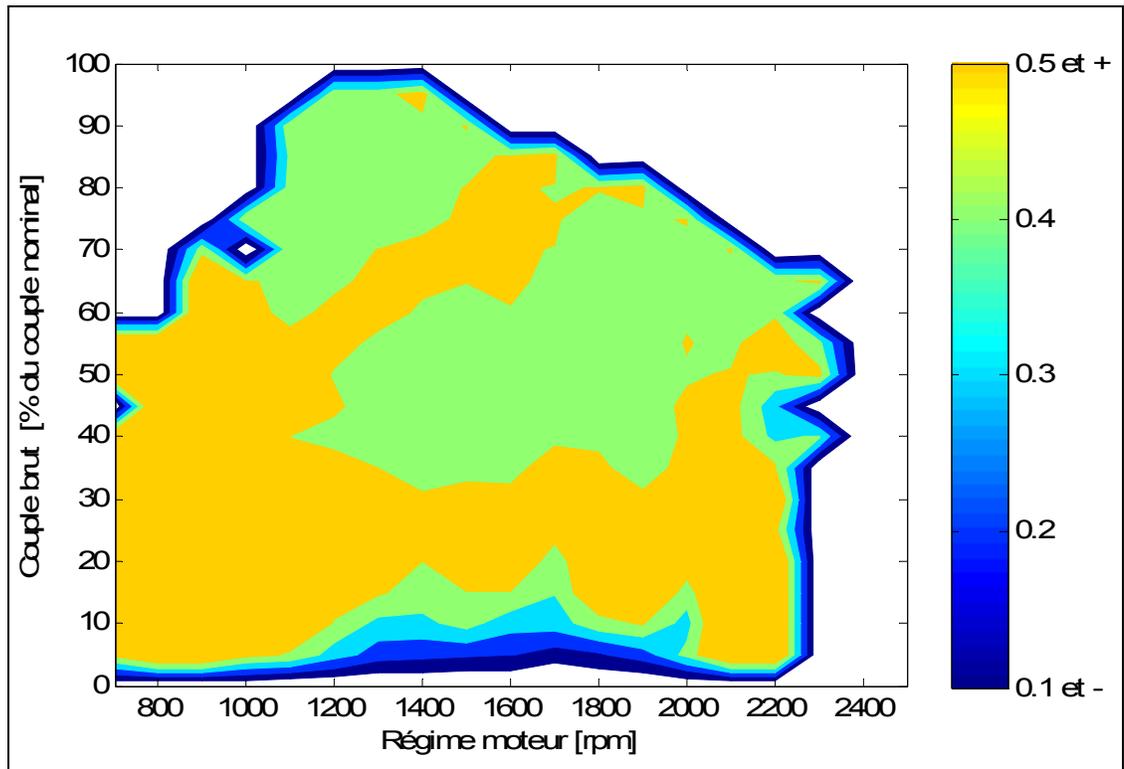


Figure 5.9 Efficacité brute d'un moteur diesel

5.2.3 Évaluation des performances et validation du modèle de simulation

L'instrumentation décrite précédemment et installée sur les prototypes a permis de recueillir un maximum de données d'opérations durant les essais sur route. Ces données ont servi non seulement à évaluer les performances du système hybride mais également à valider le modèle de simulation développé. Le Tableau 5.4 compare des données d'opération mesurées et simulées pour 42 voyages avec le prototype P1.1 et 23 voyages avec le prototype P1.2, soit environ 21 et 10 journées de travail respectivement. Pour déterminer les flux énergétiques ainsi que la consommation de carburant réels pour ces voyages, les commandes du contrôleur ont été enregistrées et traitées. Puis, pour simuler les flux énergétiques et la consommation de carburant pour ces mêmes voyages, certaines données d'opération ont servi de données d'entrée au modèle de simulation décrit au Chapitre 4.

Tableau 5.4 Comparaison des énergies simulées et mesurées pour GE et WM

Statistiques	Prototype P1.1			Prototype P1.2		
	Essais	Simul.*	Diff.**	Essais	Simul.*	Diff.**
Énergie de freinage récupérable	3468 MJ	3405 MJ	-1,8 %	1946 MJ	1829 MJ	-6 %
Énergie de freinage récupérée	2894 MJ	2882 MJ	-0,5 %	1664 MJ	1667 MJ	0,2 %
Efficacité du freinage régénératif	83,5 %	84,6 %	1,3 %	85,5 %	91,2 %	6,6 %
Énergie retransmise	1673 MJ	1591 MJ	-4,9 %	1015 MJ	1090 MJ	7,4 %
Efficacité totale du système hybride	57,8 %	55,2 %	-4,5%	61 %	65,4 %	7,2 %
Consommation de carburant	1673 L	1645 L	-1 %	761 L	744 L	-2,2

* Simulation

** Différence

D'abord les résultats expérimentaux démontrent que le potentiel de récupération d'énergie au freinage n'est pas exploité à son maximum. En effet, le prototype P1.1 ne récupère que 83,5 % de l'énergie de freinage récupérable. Le terme « récupérable » précise qu'il s'agit de l'énergie de freinage du véhicule pour des vitesses égales ou inférieures à la vitesse maximale d'activation du freinage régénératif, soit d'environ 31 km/h et 35 km/h pour le P1.1 et le P1.2, respectivement. Comme il est illustré à la Figure 5.10, cette perte d'opportunité peut être attribuée à deux principaux facteurs. Premièrement, les deux pompes du système de freinage régénératif ne peuvent fournir qu'un couple résistif limité. Lorsque le freinage est plus intense et/ou que la pression dans l'accumulateur est relativement basse, il arrive donc que les pompes ne peuvent combler en totalité le couple de freinage demandé. Deuxièmement, la capacité d'emmagasinement d'énergie de l'accumulateur hydraulique est restreinte. Par conséquent, le système ne peut récupérer toute l'énergie durant les freinages à partir de vitesses plus élevées puisque la pression maximale d'opération du système est atteinte avant l'immobilisation du véhicule.

Naturellement, cette performance aurait dû être améliorée avec le P1.2 qui bénéficie d'une pompe et d'une bouteille d'azote supplémentaires (voir Tableau 5.2). Malheureusement, le

couple maximal du système de freinage régénératif a dû être électroniquement limité sur ce prototype en raison de problèmes rencontrés avec l'embrayage de la boîte de transfert. Bien que la simulation suggère une amélioration avec une efficacité du système de freinage régénératif de 91,2 %, il demeure impossible de statuer sur l'avantage d'utiliser trois pompes au lieu de deux de même qu'une bouteille d'azote additionnelle sur la base de données expérimentales. Quoi qu'il en soit, il s'est avéré en cours de projet de démonstration que la configuration du P1.1 demeure plus avantageuse pour des raisons pratiques et économiques. Par contre, l'augmentation de la pression maximale admissible du système serait une avenue prometteuse pour augmenter la quantité d'énergie récupérée au freinage.

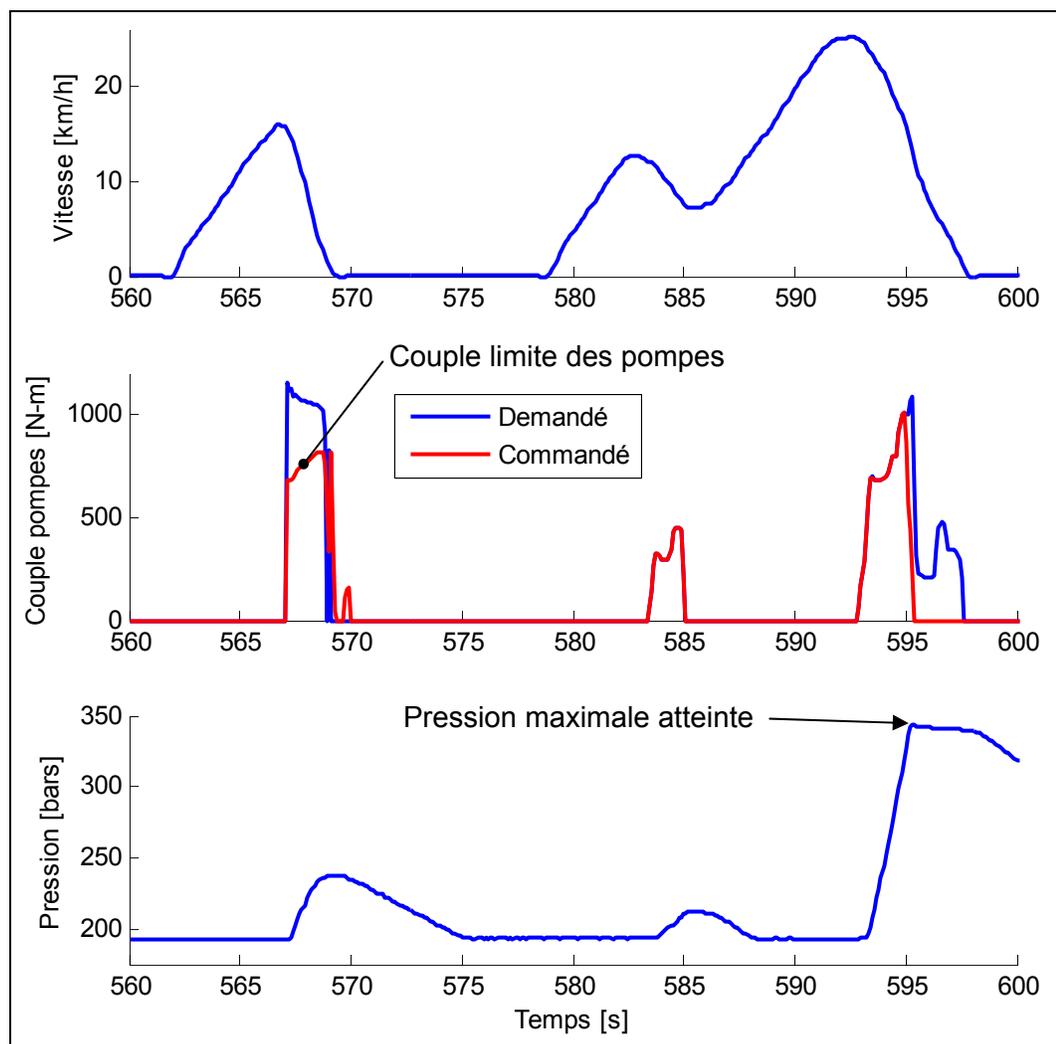


Figure 5.10 Limitations du système de freinage régénératif

Dans un autre ordre d'idées, les couples de freinages demandé et commandé de même que l'augmentation de la pression de l'accumulateur de la Figure 5.11 semblent visuellement démontrer que le modèle de simulation est capable de fidèlement prédire le comportement du freinage. Cela est confirmé par les résultats du Tableau 5.4 où les quantités simulées d'énergie de freinage récupérable et récupérée du véhicule correspondent grossièrement aux valeurs mesurées pour les deux prototypes.

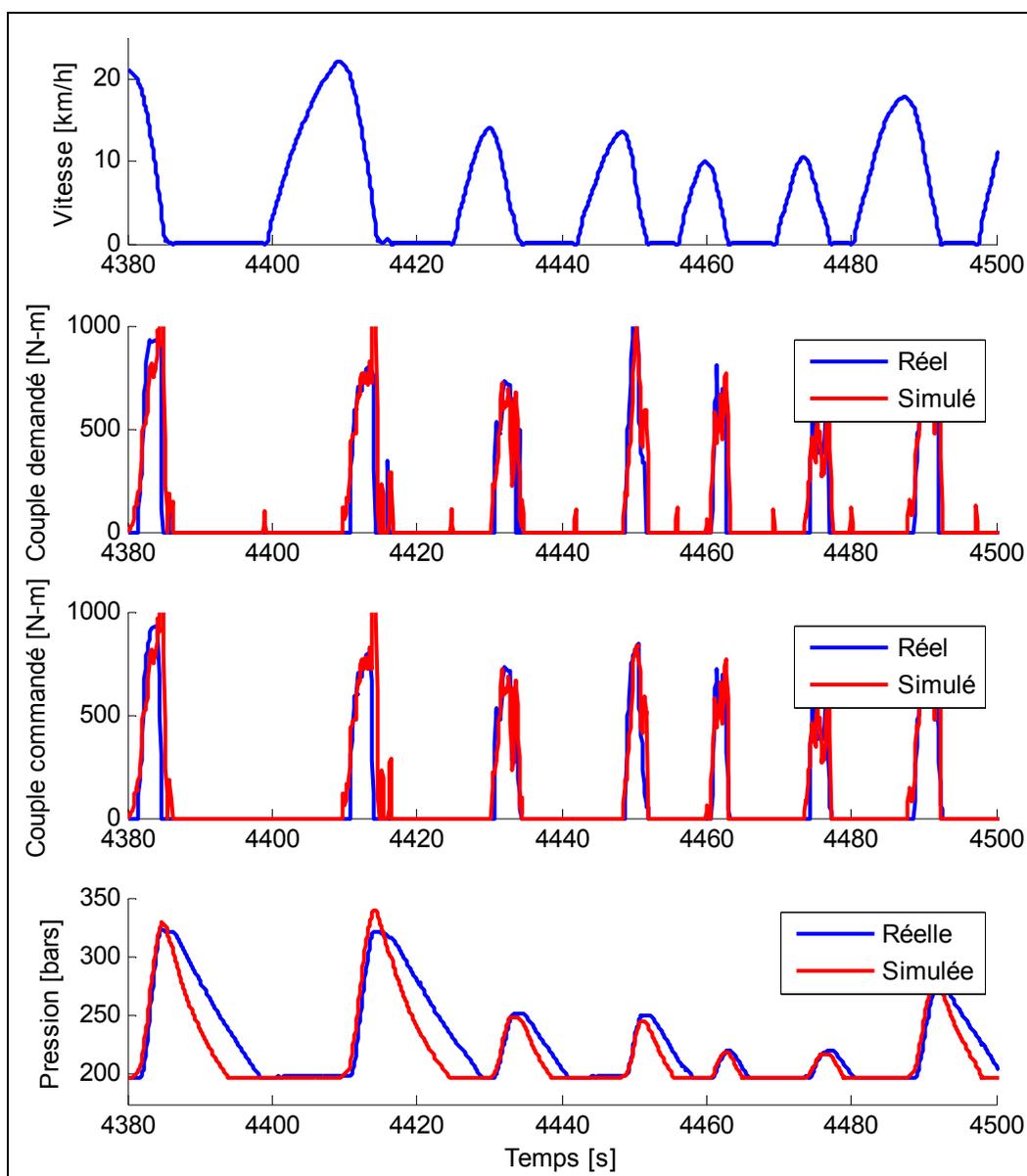


Figure 5.11 Comparaison du comportement du système hybride réel et simulé

En revanche, l'évolution de la pression durant la décharge de la Figure 5.11 suggère une simulation moins fidèle de l'assistance au MCI. En effet, comme il est illustré à la Figure 5.12, ce mode est géré différemment en simulation par rapport aux prototypes. Dans le premier cas, il s'agit d'un modèle statique. L'objectif de contrôle d'éliminer ou de minimiser le couple du MCI en appliquant un couple avec le moteur hydraulique du système hybride est donc plus fréquemment et plus aisément rencontré. Quant aux prototypes, le comportement dynamique du MCI et du moteur hydraulique, tous deux contrôlés en boucle fermée ainsi que les contraintes décrites à la section 5.2.2 font que l'objectif de contrôle devient plus difficile à respecter.

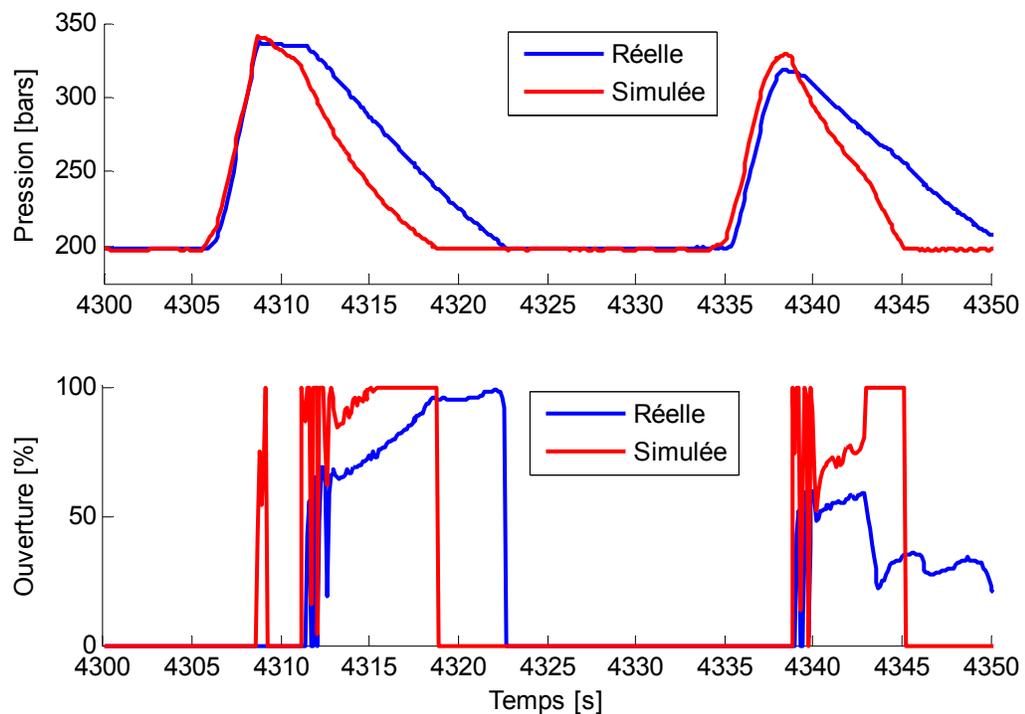


Figure 5.12 Comparaison de l'assistance au MCI réelle et simulée

Également, il faut noter que l'efficacité totale mesurée du système hybride de l'ordre de 60 % pour les deux prototypes est relativement faible. Cela s'explique par le fait qu'une quantité non-négligeable de fluide retourne dans le réservoir hydraulique sans passer par le moteur hydraulique durant l'assistance au MCI. Cela serait dû au comportement dynamique et/ou à des fuites de certaines valves qui composent le bloc de distribution hydraulique du

système hybride (dimensionnement des pilotes, défauts d'usinage, etc.). Il s'agit d'une hypothèse qui a pu être partiellement observée en utilisation réelle à l'aide d'un débitmètre installé sur la conduite de retour au réservoir. Il serait grandement avantageux de résoudre ce problème puisque théoriquement, l'efficacité totale du système hybride devrait d'être d'environ 70 %. En attendant, une fuite équivalente a été ajoutée au modèle de simulation afin de vérifier si ce dernier peut prédire la quantité d'énergie retransmise au MCI durant l'assistance malgré que le comportement dynamique soit légèrement différent de la réalité. La précision globale obtenue de l'ordre de $\pm 5\%$ est jugée suffisante pour l'exercice en cours qui est de déterminer de façon qualitative les opportunités d'améliorations à apporter à la logique de contrôle du système hybride.

5.2.4 Économies mesurées dans le cadre du projet de démonstration

Alors que le présent projet d'études a pour objectif d'améliorer les performances du système hybride de façon qualitative; le but du projet de démonstration était de mesurer de façon absolue les performances du système hybride en conditions d'utilisation réelles. Bien que cela n'entre pas dans le cadre du projet d'études, les économies de carburant mesurées expérimentalement sont présentées dans cette section à titre informatif.

Une pratique courante pour mesurer la consommation d'un véhicule, expérimentalement sur circuit fermé ou par simulation, est de soumettre ce dernier à un ou plusieurs cycles d'utilisation standard comme ceux de la Figure 3.4 (Brahma, Guezennec et Rizzoni, 2000; Buntin et Howze, 1995; Chen, Li et Wang, 2008; Delprat, Guerra et Rimaux, 2002; Fazeli et al., 2006; Jalil, Kheir et Salman, 1997; Jeon et al., 2002; Jeon, Lee et Park, 2003; Kleimaier et Schroder, 2000; Lin et al., 2001; Lin, Huei et Grizzle, 2004; Lin et al., 2002; Lin et al., 2006; Oh et al., 2007; Rahman, Butler et Ehsani, 2000). En procédant de cette manière, il est possible d'évaluer les performances du véhicule par rapport à d'autres sur une base comparative commune. Cependant, comme il a été expliqué au Chapitre 3, ces cycles standards sont des cas généraux qui ne représentent pas nécessairement de façon fidèle des conditions d'utilisation particulières telles que celles des camions à ordures.

Cependant, selon les statistiques d'opérations obtenues auprès de nombreuses flottes, la consommation d'un camion à ordures varie fréquemment de $\pm 20\%$ pour un même parcours. Cela est principalement dû aux facteurs suivants :

- la fluctuation de la quantité de matières à collecter selon les périodes de l'année (période des fêtes, ménage du printemps, feuilles mortes à l'automne, etc.),
- les conditions de la route (accélération et freinage modérés sur surface glissante),
- le comportement des conducteurs,
- la variation de la charge utile permise durant l'année.

Conséquemment, il devient difficile d'évaluer les performances du système hybride lorsque celles-ci sont de l'ordre des variations de la consommation d'un camion conventionnel. Ainsi, deux protocoles de test ont été élaborés dans le cadre de ce projet afin d'atténuer autant que possible les aléas énumérés ci-dessous et d'obtenir une évaluation juste des performances des prototypes de système hybride. Avec le premier protocole utilisé pour le prototype P1.2, le camion est toujours opéré sur le même circuit, par un seul opérateur, et le système hybride est alternativement activé et désactivé suivant une période de deux semaines. Ce dernier détail minimise les variations saisonnières. Très simple, cette méthode permet d'obtenir des résultats rapidement.

Pour ce qui est du deuxième protocole utilisé pour le prototype P1.1; il s'agit d'un cycle de 8 semaines durant lesquelles deux conducteurs opèrent alternativement un camion conventionnel et un camion identique muni du système hybride sur deux routes différentes selon la cédule de la Figure 5.13. Pour ce faire, les conducteurs changent de véhicules et de route à chaque quatre semaines. Seulement, les transitions de véhicules et de routes sont déphasées de deux semaines. Ce protocole permet donc d'évaluer l'effet du conducteur et du parcours sur les performances du système hybride.

Semaines:	1- 2	3- 4	5- 6	7- 8	9- 10	11- 12	13- 14
Cédule du conducteur 1:							
Routes:	Route 1	Route 2	Route 1				
Véhicules:	Hybride	Conventionnel	Hybride	Conventionnel	Conventionnel	Conventionnel	Conventionnel
Cédule du conducteur 2:							
Routes:	Route 2	Route 1	Route 2				
Véhicules:	Conv.	Hybride	Conventionnel	Conventionnel	Hybride	Hybride	Hybride

Figure 5.13 Protocole d'évaluation des économies à deux véhicules

Les performances mesurées avec les prototypes P1 sont présentées au Tableau 5.5. En somme, les essais réalisés avec le P1.2 sont les plus concluants car la simplicité du protocole a permis de compléter plusieurs cycles activation-désactivation du système hybride. Quant au protocole de test du P1.1, plusieurs problèmes de logistiques (fiabilités des véhicules, absentéisme, etc.) ont perturbé la séquence et du même coup, limité la quantité de données viables.

Quoiqu'il en soit, ces résultats sont très satisfaisants et prometteurs, l'objectif ultime étant d'atteindre 20 % d'économie de carburant en moyenne. Il s'agit d'un objectif accessible en considérant une amélioration des performances du système de freinage régénératif, une augmentation du rendement total du système hybride et possiblement, une gestion plus optimisée.

Tableau 5.5 Performances mesurées des prototypes de système hybride

Prototypes	Protocoles	Économies de carburant
P1.1	Cédule à deux véhicules	11 %
P1.2	Désactivation du système	16 %

CHAPITRE 6

RAFFINEMENT DE LA GESTION DU SYSTÈME HYBRIDE À ASSISTANCE AU MCI

La gestion de systèmes à l'aide d'une logique de contrôle basée sur des règles heuristiques est une approche intuitive souvent retenue comme première solution pour faire la preuve d'un concept. Dans le cas de la démonstration du système hybride à assistance au MCI, cela s'est fait à partir des règles de contrôle présentées à la section 5.1.1. Bien que la pertinence de certaines de ces règles aie été évaluée dans une étude antérieure (Wu et al., 2004) et que la stratégie adoptée soit basée sur une connaissance approfondie de l'architecture du système hybride et des conditions d'utilisation des camions à ordures; il est possible que la logique de contrôle actuelle ne soit pas optimale et qu'un raffinement de cette dernière permettrait de profiter d'opportunités d'économies supplémentaire. Or, comme il a été suggéré dans la discussion sur la revue des méthodes de contrôle existantes, la détermination d'une politique de contrôle optimale à l'aide de la programmation dynamique déterministe (PDD) est un excellent point de départ pour un exercice de raffinement d'une stratégie de contrôle. En dévoilant les décisions de contrôle idéales pour un cycle d'opération connu et représentatif, la politique de contrôle optimale issue de la PDD servira de guide et de référence pour le raffinement de la logique de contrôle actuelle. Par conséquent, tout dépendamment des résultats obtenus, il pourrait s'avérer suffisant d'améliorer les règles actuelles ou, en revanche, plus avantageux d'adopter une méthode de contrôle plus avancée parmi celles présentées au Chapitre 2. L'objectif ici n'est pas de déterminer de façon absolue le potentiel d'économie du système hybride mais plutôt de soulever des opportunités d'amélioration. Ce chapitre présente donc une revue sommaire de la programmation dynamique déterministe, une description de l'algorithme développé pour le cas à l'étude ainsi qu'une présentation des résultats obtenus suivi d'une discussion sur les mesures à prendre.

6.1 Programmation dynamique déterministe (PDD)

Du point de vue idéologique, la gestion d'un système hybride en temps réel devrait pouvoir être traitée comme un problème d'optimisation globale. Pour un instant donné, il est préférable de conserver l'énergie en réserve si l'on sait qu'il sera plus avantageux d'utiliser

celle-ci l'instant d'après. Cela implique par contre de connaître les conditions d'utilisation *a priori*; ce qui est pratiquement difficile à réaliser. Par contre, comme il a été mentionné à la section 2.4.1, il peut être intéressant de résoudre ces problèmes d'optimisation globale hors-ligne pour des conditions d'opération standards ou mesurées. Les résultats ainsi obtenus servent à la fois de guide de conception pour des stratégies efficaces en temps réel et de référence optimale pour l'évaluation des stratégies développées.

L'idée d'une optimisation globale est de prendre une décision instantanée en pondérant l'impact immédiat, le coût, avec les impacts futurs. La programmation dynamique déterministe (PDD) est un outil puissant pour la résolution de ce genre de problèmes (Bertsekas, 2001). La technique est basée sur le principe d'optimalité de Bellman (Bellman, 1957). En quelques mots simples, le principe stipule que si un parcours pour se rendre de A à C et passant par B est le plus court, alors la portion du parcours entre B et C est évidemment le plus court pour relier B et C. L'algorithme est régressif; c'est-à-dire qu'il optimise le trajet de l'arrivé jusqu'au départ.

Les travaux de Lin (Lin, 2004) ont grandement aidé à développer l'algorithme d'optimisation pour le système à l'étude. Essentiellement, à chaque période k d'un horizon fini de N périodes, la PDD prend une décision en se basant sur une somme du coût actuel de cette décision et du coût futur évalué. Cela implique donc que 1) le système soit représenté par un modèle discret et que 2) une fonction de coût, ou fonction d'objectif, s'accumule avec le temps. Ce système et cette fonction d'objectif ont respectivement la forme suivante :

$$x_{k+1} = f_k(x_k, u_k) \quad k = 0, 1, \dots, N-1 \quad (6.1)$$

et

$$J = g_N(x_N) + \sum_{k=0}^{N-1} g_k(x_k, u_k) \quad (6.2)$$

où :

- k est l'indice de temps discret;
- x_k est l'état du système;
- u_k est la décision de contrôle prise à l'instant k ;
- N est le nombre de périodes;
- $g_N(x_N)$ est le coût résultant à la dernière période.

Malgré que ce soit un problème d'optimisation globale, celui-ci se simplifie en une série de minimisations simples soit :

Étape $N-1$:

$$J_{N-1}(x_{N-1}) = \min_{u_{N-1}} [g(x_{N-1}, u_{N-1}) + g(x_N)] \quad (6.3)$$

Étapes k , pour $0 \leq k < N-1$:

$$J_k(x_k) = \min_{u_k} [g(x_k, u_k) + J_{k+1}(x_{k+1})] \quad (6.4)$$

où $J_k(x_k)$ est la fonction d'objectif optimale pour l'état x_k . Pour le problème de la gestion du système hybride hydraulique à l'étude, cet état est composé du volume et de la pression du fluide dans l'accumulateur. Ces deux paramètres sont nécessaires afin de refléter adéquatement l'état de l'accumulateur dans le cas où le modèle de Benedict-Webb-Rubin est utilisé pour calculer la pression future d'azote. Quant à la variable de contrôle u , celle-ci est le couple fournis au MCI par le moteur hydraulique. Le résultat du calcul d'optimisation est donc une politique de contrôle optimale $\pi = \{\mu_0, \mu_1, \mu_2, \dots, \mu_{N-1}\}$ où μ_k donne la commande u_k selon l'état x_k à chaque instant k , $u_k = \mu_k(x_k)$.

Il est à noter que le couple de la pompe hydraulique (freinage régénératif) n'est pas traité comme une variable de contrôle (ce n'est pas un degré de liberté dans la PDD). Pour l'instant, celle-ci tente de répondre à un objectif évident; soit de combler en entier le couple de freinage demandé (maximiser l'énergie régénérée). Il serait également possible d'utiliser les pompes du système de freinage régénératif pour recharger l'accumulateur à l'aide du MCI durant l'accélération. Le principe consiste habituellement à forcer le MCI à fonctionner dans des plages d'utilisation plus efficaces pour à la fois répondre à la demande d'accélération et recharger l'accumulateur. En procédant ainsi, le système dispose ensuite d'une quantité d'énergie supplémentaire pour éventuellement assister le MCI lorsque celui-ci devrait normalement fonctionner à des régimes peu efficaces. Toutefois, étant donné que les faibles variations de l'efficacité brute du MCI sur toute la plage d'utilisation (Figure 5.9) ne combleraient pas les pertes énergétiques engendrées durant le cycle de recharge-

décharge de l'accumulateur, cette option n'est pas considérée pour le système hybride à assistance au MCI.

6.1.1 Développement de l'algorithme d'optimisation

L'algorithme d'optimisation a été programmé avec *Matlab*. Il inclut un modèle discret du système hybride lequel est bâti à partir des mêmes équations et tables d'efficacités que celles utilisées pour le modèle de simulation décrit au Chapitre 4. En procédant ainsi, les couples, débits, températures, consommations de carburant et autres paramètres pouvant influencer le calcul de la fonction d'objectif (ou fonction de coût) correspondent à ceux calculés par le modèle de simulation et, ultimement, au comportement réel du système hybride. Globalement, les données d'entrées du programme d'optimisation sont :

- la vitesse du véhicule [m/s],
- le couple brut du MCI [% du couple nominal],
- le régime du MCI [rad/s],
- le mode d'opération du MCI [0 = accélération, 1 = ralenti],
- le couple demandé aux pompes du système de freinage régénératif [N/m],
- la vitesse de rotation des pompes [rad/s].

Il faut noter que le couple demandé aux pompes du système de freinage régénératif ainsi que leur vitesse de rotation sont calculés *a priori* avec le modèle de simulation et ce afin de minimiser le temps de calcul.

En quelques mots, l'algorithme consiste en un balayage d'un univers de contrôle discret *control_space*. Celui-ci est un vecteur contenant les possibilités de contrôle discrétisées entre zéro et le couple maximal du moteur hydraulique lequel est défini pour chaque instant d'un parcours et selon différents états de l'accumulateur. Comme il a été mentionné plus haut, l'état de l'accumulateur est déterminé par le volume et la pression du fluide qu'il contient lesquels sont divisés en univers d'état discrets *vol_space* et *press_space*, respectivement. Ainsi, pour chaque instant k et pour chaque combinaison de volume $vol_space(j)$ et de pression $press_space(i)$ de l'accumulateur, les valeurs suivantes sont d'abord calculées :

- le débit à la sortie des pompes selon le couple maximal pouvant être fourni;
- le couple maximal pouvant être fourni par le moteur hydraulique selon l'état de l'accumulateur actuel en termes de pression ($press_space(i)$) et selon la vitesse de rotation à l'instant k .

Le calcul du débit à la sortie de la pompe sera éventuellement utilisé pour calculer le débit net à l'entrée de l'accumulateur. Le calcul du couple maximal du moteur hydraulique, quant à lui, détermine la borne supérieure de l'univers de contrôle pour l'instant et l'état de l'accumulateur actuels.

Puis, la valeur optimale de contrôle est déterminée par itération en calculant la fonction de coût pour toutes les valeurs de l'univers de contrôle discret en procédant comme suit :

- calcul du débit à l'entrée du moteur hydraulique,
- calcul du débit net à l'entrée de l'accumulateur,
- calcul de l'état futur de l'accumulateur selon son état actuel et le débit net à son entrée,
- calcul de la consommation instantanée de carburant selon la valeur de contrôle pour l'itération actuelle ($control_space(u)$),
- calcul du coût futur considérant l'état futur de l'accumulateur,
- calcul du coût actuel.

Pour l'instant $N - 1$, le coût est tout simplement la consommation de carburant instantanée selon la valeur de contrôle $control_space(u)$ considérée. Habituellement, le coût résultant à la dernière période $g(x_N)$ de l'équation 6.3 (section précédente) est ajouté au calcul du coût à l'instant $N - 1$ afin de s'assurer que l'état de charge (EDC) final de l'accumulateur correspond à l'état de charge initial. Comme par exemple, le coût $g(x_N)$ a régulièrement la forme suivante :

$$g(x_N) = \alpha(EDC(N) - EDC(0))^2 \quad (6.5)$$

où α est un facteur de pondération. Or, dans le cas d'un système hybride hydraulique, l'accumulateur est vide au début du trajet (i.e. : $EDC = 0$). Il est donc inutile d'incorporer le

terme $g(x_N)$ puisque l'algorithme d'optimisation dont le coût est basé seulement sur la consommation de carburant ramène naturellement EDC à zéro à la fin du parcours.

Quant aux autres instant k , soit pour $0 \leq k < N - 1$, le coût est donné par :

$$J = \text{consommation instantanée} + \text{coût futur selon l'état futur de l'accumulateur} \quad (6.6)$$

À la fin du balayage de l'univers de contrôle $control_space$, la valeur de contrôle $control_space(u)$ qui aura donné le coût J le plus faible sera retenue et enregistrée dans la matrice de politique de contrôle pour l'instant k , le volume j et la pression i actuels de l'accumulateur.

6.2 Présentation et analyse des résultats

L'exécution de l'algorithme présenté à la section précédente prenant un certain temps, l'exercice d'optimisation a été réalisé à partir d'échantillons de données d'opération. Afin de s'assurer d'obtenir des résultats représentatifs, seules les données d'opération du camion P1.2 (à chargement latéral automatisé) décrit au Chapitre 5 ont été retenues puisque le modèle de simulation a été validé pour ce véhicule et parce que les données sont plus complètes que celles du camion P1.1 (ex. : état du moteur et de la transmission). La Figure 6.1 présente l'échantillon sélectionné pour présenter les résultats de l'exercice de raffinement de la logique de contrôle. Il s'agit d'une portion d'une route de collecte d'une durée de 1000 secondes; ce qui correspond à la longueur de la plupart des cycles normalement utilisés (voir Figure 3.4). L'échantillon présente des freinages à partir de vitesses variées et des enchaînements plus ou moins distancés de cycles de départ-arrêt. Cela permettra donc d'obtenir le comportement optimal du système hybride pour une multitude de combinaisons d'événements avec un seul échantillon. Finalement, puisque les résultats d'optimisation pour des portions de route en mode transfert étaient les mêmes, seuls les résultats obtenus pour l'échantillon de la Figure 6.1 sont ici présentés et analysés.

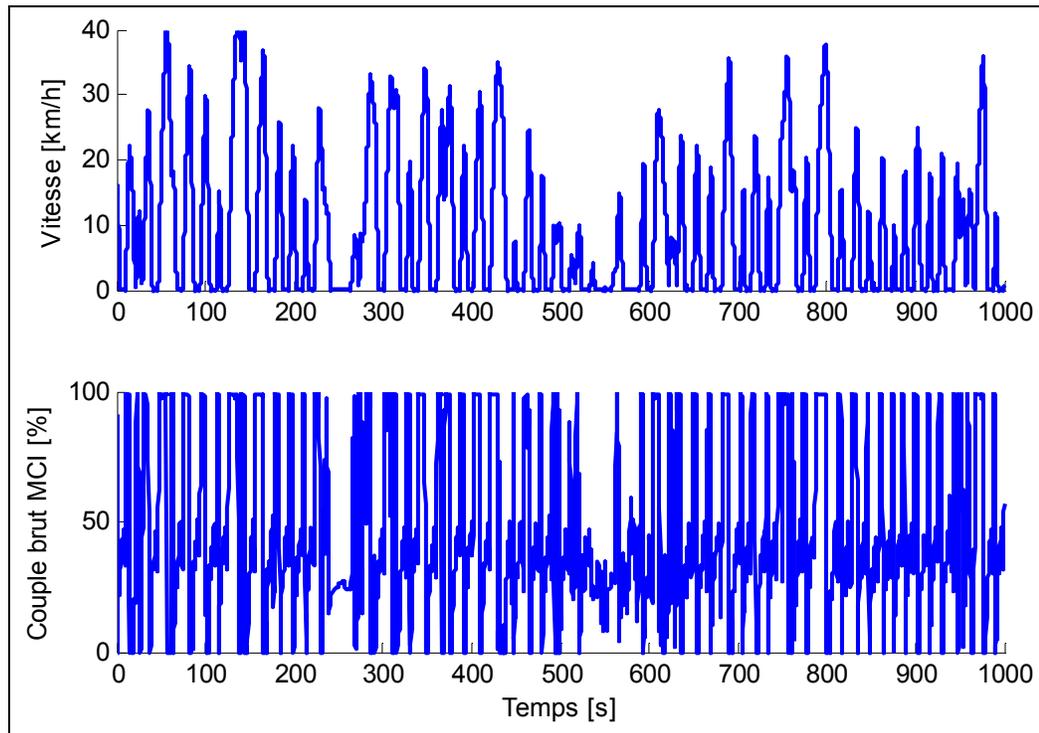


Figure 6.1 Échantillon de données d'opération utilisées pour l'optimisation

Ainsi, la Figure 6.2 présente la plus grande différence entre la politique de contrôle optimale et la logique de contrôle initiale en comparant l'évolution de la pression sur toute la longueur de l'échantillon pour les deux méthodes de contrôle. D'abord, dans le cas de la logique de contrôle initiale, la pression revient rapidement à son niveau minimum à la suite d'un arrêt. En revanche, la politique de contrôle optimale maintient la pression dans l'accumulateur à des niveaux plus ou moins élevés tout au long du cycle en fonction du profil de vitesse du véhicule. En effet, on remarque que la pression de l'accumulateur du graphique de la Figure 6.2 b) ne revient pas à sa valeur minimale lorsqu'il y a enchaînement de plusieurs freinages à plus basse vitesse (i.e : moins de 20 km/h). Comme le démontre le détail du segment 850 - 950 secondes de la Figure 6.3, maintenir la pression à un niveau plus élevé avant les freinages à basse vitesse permet de maximiser l'utilisation du système de freinage régénératif en augmentant la capacité des pompes. Par contre, le contrôle optimal ramène la pression à son niveau minimum avant chaque freinage plus important de manière à pouvoir recevoir un maximum d'énergie. Cela est bien illustré à la Figure 6.4 avec une suite de trois grands freinages au début du cycle. Dans ces conditions, la gestion de la pression avec le contrôle initial présente un comportement similaire à celle du contrôle optimal.

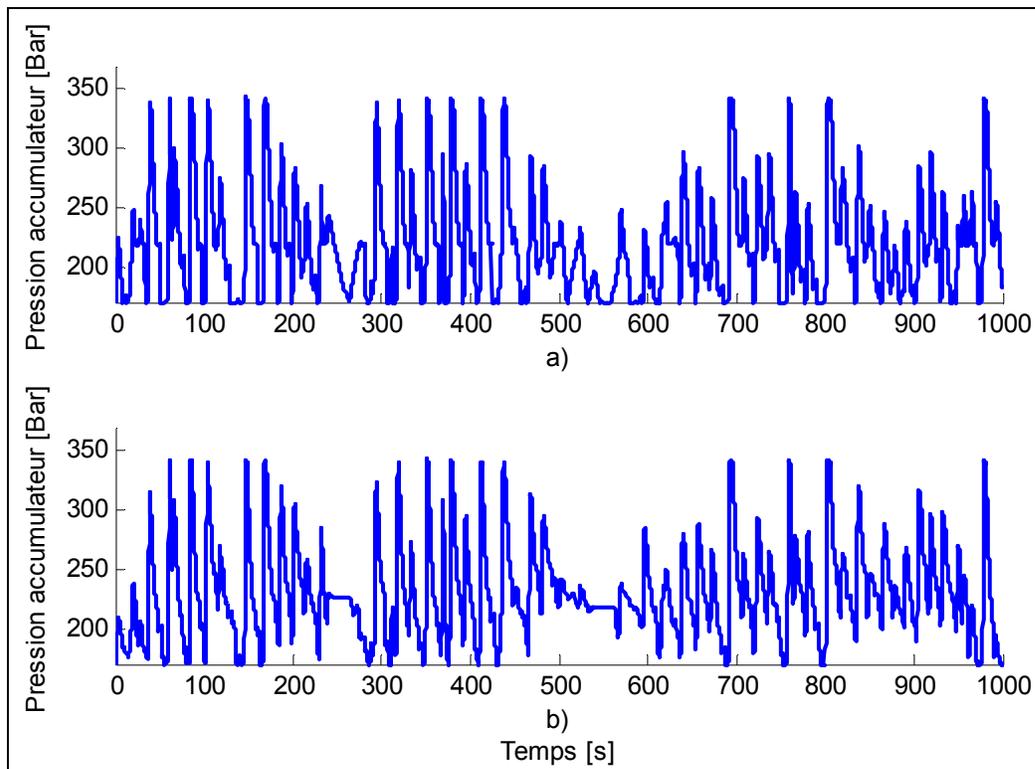


Figure 6.2 Gestion de la pression dans l'accumulateur
a) Contrôle initial, b) Contrôle optimal

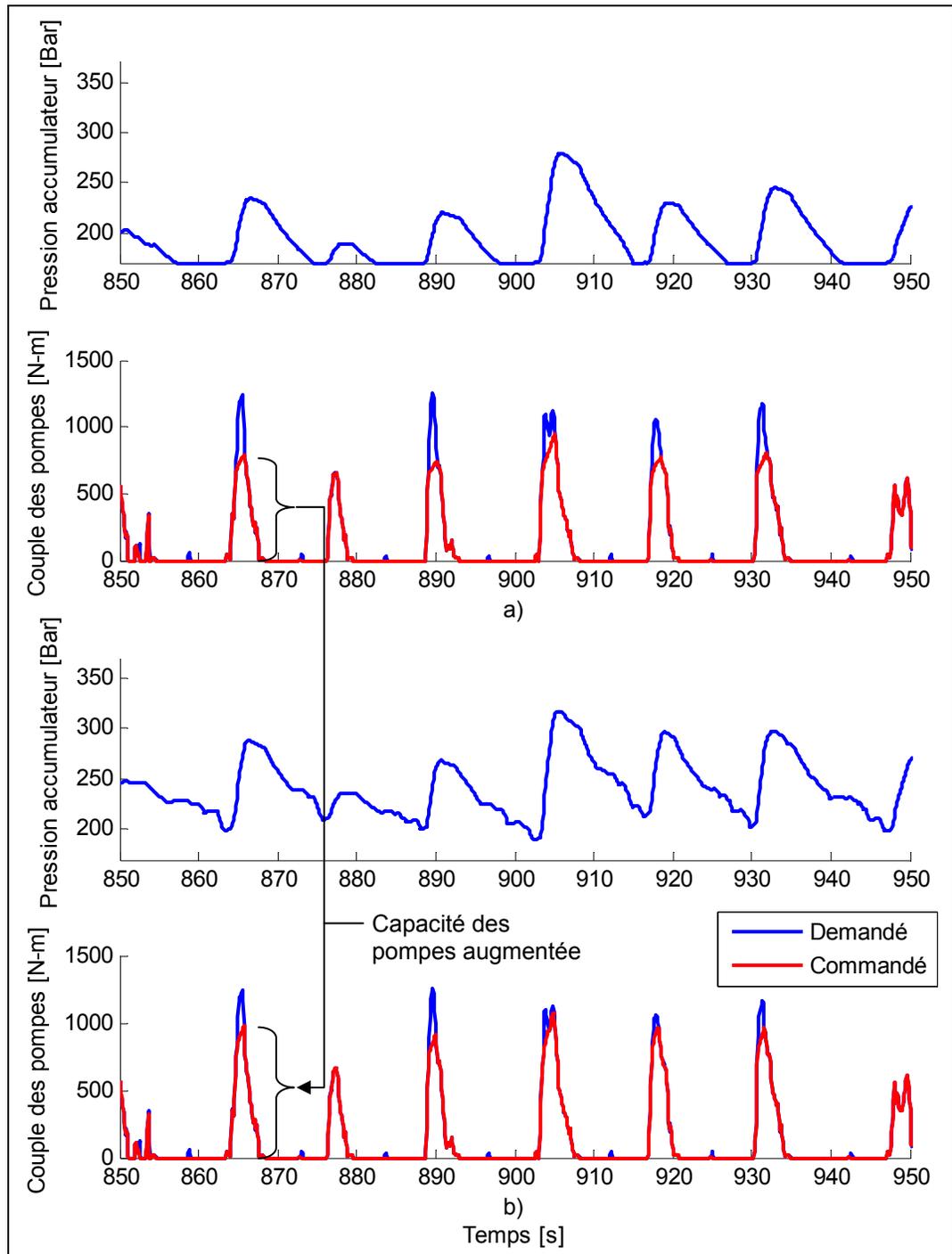
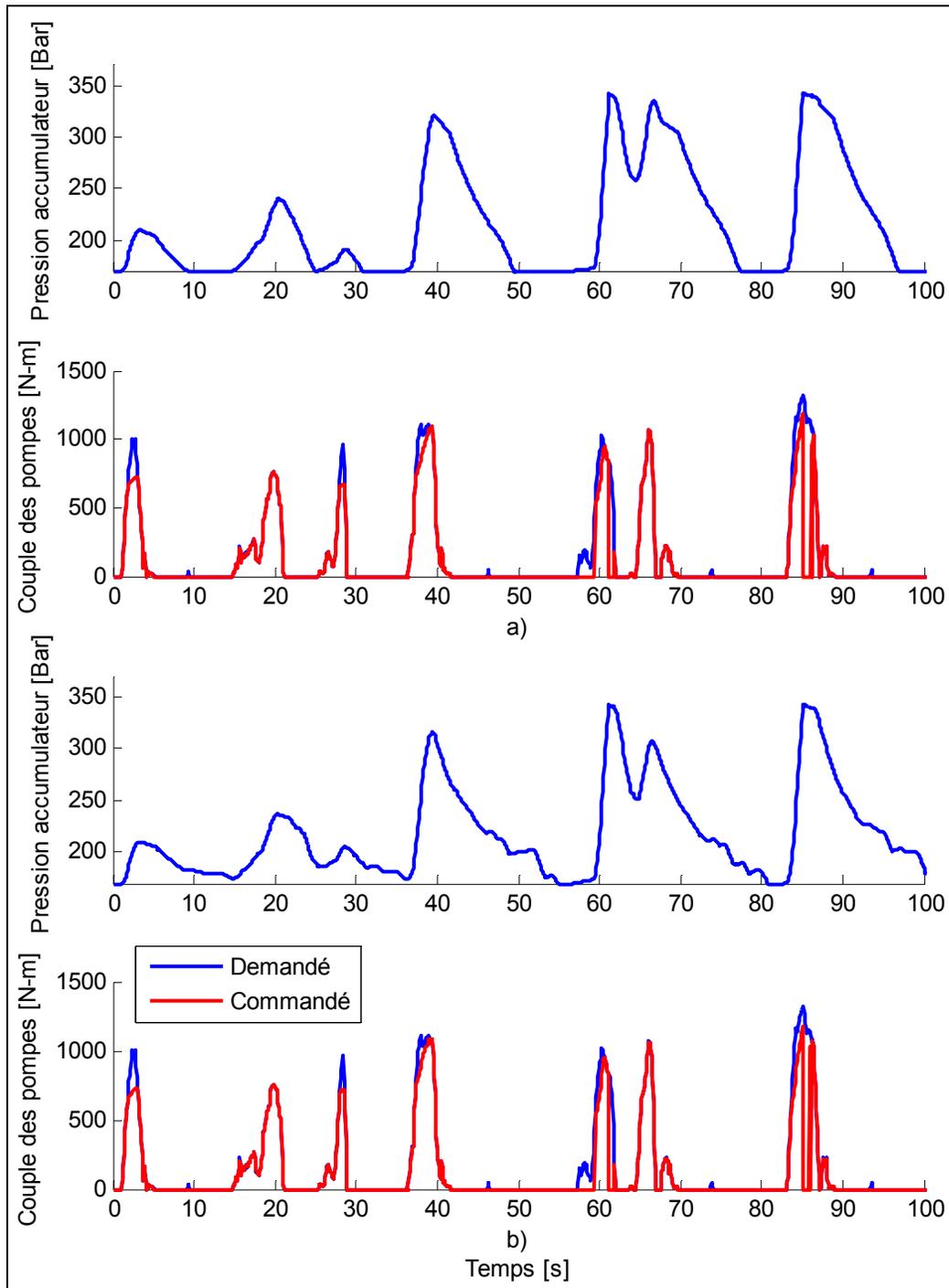


Figure 6.3 Gestion de la pression dans l'accumulateur, segment 850 – 950 secondes
 a) Contrôle initial, b) Contrôle optimal



En plus d'agir sur la gestion de la pression dans l'accumulateur, la politique de contrôle optimale tend également à utiliser le moteur hydraulique pour assister le MCI aux moments

les plus opportuns. Cependant, comme le démontre la Figure 6.5, cette tendance est beaucoup plus subtile puisque le comportement de l'assistance au MCI pour le contrôle initial semble pratiquement identique à celui du contrôle optimal. En effet, dans les deux cas, la sollicitation du MCI semble être réduite principalement lorsque ce dernier fonctionne à plus faible charge au ralenti. De plus, l'amplitude de l'assistance est grossièrement la même partout et correspond au couple maximal du moteur hydraulique. En procédant ainsi, l'efficacité de ce dernier est toujours maximisée. En fait, la principale nuance entre les logiques de contrôle initiale et optimale en ce qui a trait à la gestion de l'assistance réside dans le moment d'assister le MCI durant l'accélération. Ainsi, lorsqu'il reste de l'énergie après un arrêt et que le principe de gestion de la pression le permet, le contrôle optimal dose le couple du moteur hydraulique afin d'amener le MCI à fonctionner dans les zones d'opération les plus efficaces durant l'accélération.

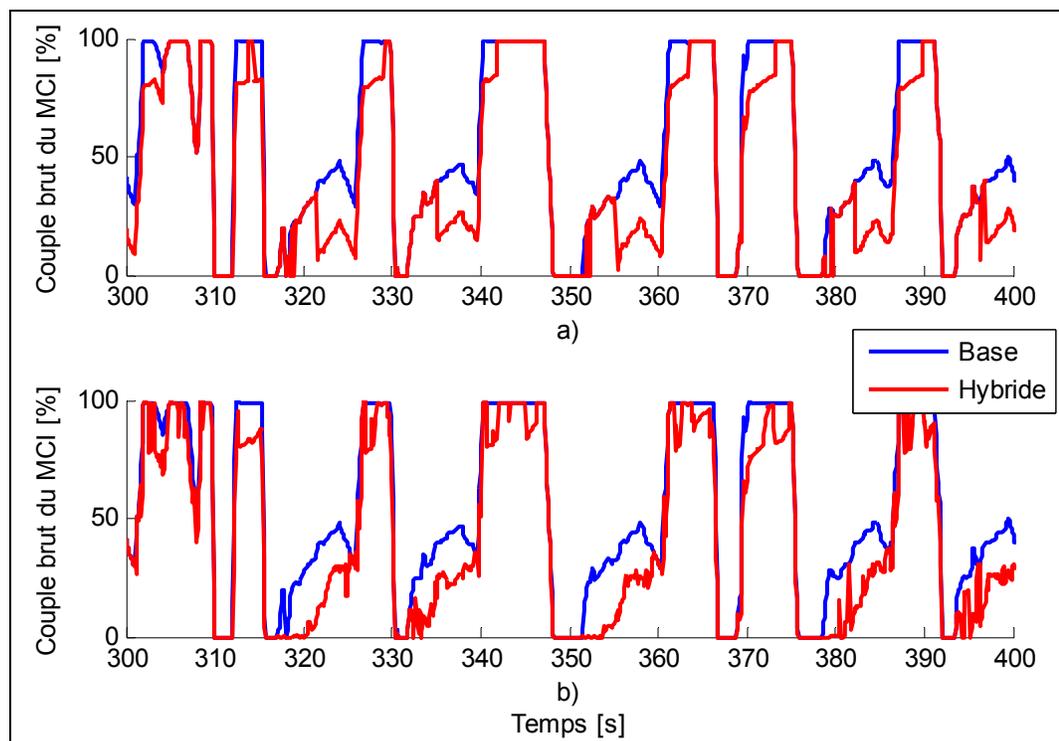


Figure 6.5 Comparaison de l'assistance au MCI
a) Contrôle initial, b) Contrôle optimal

Le Tableau 6.1 permet de valider et de corriger des constatations faites jusqu'à présent dans ce chapitre et au chapitre précédent. Il compare selon de nombreux paramètres

d'opération les performances de la logique de contrôle initialement élaborée à celles obtenues à l'aide de la programmation dynamique déterministe. D'abord, l'efficacité du système de freinage régénératif plus élevée dans le cas du contrôle optimal confirme qu'une gestion de la pression adéquate permet de maximiser la quantité d'énergie récupérée durant le freinage en passant de 12,73 à 12,93 MJ. Ce gain se produit malgré le fait que les pompes fonctionnent à plus faible efficacité étant donné qu'elles opèrent à plus haute pression à plus faible pourcentage d'ouverture.

Également, le contrôle optimal réussit effectivement à faire augmenter légèrement l'efficacité du MCI. Par contre, en comparant les énergies utiles du MCI pour le véhicule de base à celles du véhicule hybride pour les deux contrôles, il apparaît qu'en réalité, le contrôle optimal ne favorise pas l'assistance au MCI durant le ralenti. En effet, les économies en termes d'énergie utile sont de 2,90 et 6,81 MJ pour l'accélération et le ralenti dans le cas du contrôle initial alors qu'elles sont respectivement de 5,08 et 4,39 MJ avec le contrôle optimal. Donc, même si la variation de l'efficacité du MCI est très faible sur toute la plage d'opération, il y aurait un léger avantage à tenter de faire fonctionner le MCI dans des régions relativement plus efficaces durant l'accélération. En procédant ainsi, le faible gain en efficacité est amplifié par l'utilisation à haute puissance du MCI. Cela est appuyé par le fait que les économies de carburant supplémentaires avec le contrôle optimal sont réalisées malgré le fait que moins d'énergie ait été fournie par le moteur hydraulique du système hybride.

Finalement, bien que l'objectif de cette thèse ne soit pas d'optimiser de façon absolue les performances du système hybride à l'aide du modèle de simulation, on remarque que les économies de carburant du Tableau 6.1 sont relativement faibles. Cela s'explique en grande partie par le fait que l'échantillon de la Figure 6.1 représente des conditions d'opération qui pourraient être jugées agressives puisque la demande de couple au MCI est systématiquement de 100 % à chaque accélération. Il en résulte en une forte consommation globale et une proportion de la consommation de carburant au ralenti limitée à 17,6 % alors qu'elle peut atteindre 25 % (Anderson et al., 2005). De plus, cela est d'autant plus faible si l'on considère que le camion est arrêté près de la moitié de son temps d'opération et qu'il a été mesuré que la consommation de carburant reliée à l'entraînement de l'équipement auxiliaire hydraulique d'un camion à ordures peut représenter de 10 à 40 % selon le type de

camion et les conditions d'utilisation auxquelles il est exposé (Anderson et al., 2005; Ivani, 2007; Lacroix et Arsenault, 2008; Transports Canada, 2005). Au fur et à mesure que le modèle de simulation sera validé pour d'autres véhicules hybrides, il sera possible de répéter l'exercice avec d'autres données disponibles. Déjà, les économies mesurées expérimentalement présentées à la section 5.2.4 démontrent que le potentiel est plus élevé que les chiffres présentés ci-dessous.

Tableau 6.1 Résultats de l'optimisation pour le système hybride à assistance au MCI

Paramètres	Contrôle initial	Contrôle optimal
Économie de carburant globale [%]	10,90	11,55
Consommation de carburant, base* [L]	5,18	5,18
Consommation de carburant, base, ralenti [L]	0,91	0,91
Proportion de la consommation au ralenti, base [%]	17,60	17,60
Consommation de carburant, hybride [L]	4,62	4,58
Consommation de carburant, hybride, ralenti [L]	0,52	0,63
Proportion de la consommation au ralenti, hybride [%]	11,21	13,83
Économies de carburant, accel**. [%]	-3,99	-7,50
Économies de carburant, ralenti [%]	-43,26	-30,50
Énergie utile MCI, base, accel. [MJ]	67,52	67,52
Énergie utile MCI, base, ralenti [MJ]	15,59	15,59
Énergie utile MCI, hybride, accel. [MJ]	64,62	62,44
Énergie utile MCI, hybride, ralenti [MJ]	8,78	11,20
Énergie de freinage récupérable [MJ]	15,99	15,99
Énergie de freinage récupérée [MJ]	12,73	12,93
Efficacité des pompes [%]	88,56	88,04
Efficacité du freinage régénératif [%]	79,61	80,87
Énergie retransmise [MJ]	9,79	9,54
Efficacité du moteur hydraulique [%]	92,83	89,13
Efficacité totale du système hybride [%]	76,92	73,76
Efficacité brute du MCI, base [%]	45,84	45,84
Efficacité brute du MCI, hybride [%]	45,44	45,92

* base : camion de base
* accel. : accélération

6.3 Discussion sur la gestion du système hybride à assistance au MCI

En somme, les résultats de l'exercice d'optimisation de la logique de contrôle du système hybride à assistance au MCI confirme certaines hypothèses émises au Chapitre 5 soit que :

1. il faut s'assurer que l'accumulateur puisse recevoir un maximum d'énergie à chaque freinage;
2. il est avantageux d'utiliser le moteur hydraulique à pleine capacité (i.e. : 100 % d'ouverture) puisse qu'il fonctionne alors à son efficacité optimale.

Également, le contrôle optimal propose deux nouveaux aspects à considérer soit de :

1. gérer la pression dans l'accumulateur afin de maximiser la régénération d'énergie durant les freinages à basse vitesse en augmentant la capacité des pompes;
2. sujet à l'aspect 1, utiliser le moteur hydraulique pour amener le MCI à fonctionner à son efficacité optimale, que ce soit au ralenti ou à l'accélération.

Cependant, considérées indépendamment, ces deux nouvelles stratégies de contrôle représentent un risque élevé pour un gain potentiel trop faible. En effet, ce risque est de manquer une opportunité de récupérer de l'énergie durant un long freinage si la pression dans l'accumulateur était au préalable trop élevée. Cela serait dû au fait que le contrôleur maintenait la pression à ce niveau pensant qu'un court freinage suivrait ou encore, qu'il retardait l'utilisation du moteur hydraulique afin de pouvoir éventuellement assister le MCI à un moment plus opportun. Dans une telle situation, les performances du système hybride se verraient en fait diminuées. De plus, l'application pratique de ces aspects représente un défi de taille. Pour gérer la pression de l'accumulateur adéquatement sans affecter les performances du freinage régénératif, il faudrait potentiellement faire appel à une méthode de contrôle plus intelligente et capable de prédire l'intensité du freinage à venir. Pour ce qui est d'amener le MCI à fonctionner de manière plus efficace, cela implique des oscillations fréquentes de couple afin de demeurer constamment dans les plages d'opération désirées (voir Figure 6.5 b)). De plus, pour le cas particulier de l'assistance au MCI durant le ralenti, cela serait difficilement réalisable en raison des contraintes décrites à la section 5.2.2.

Par conséquent, prenant en considération ces dernières constatations et compte tenu du fait que le contrôle optimal n'améliore les économies globales de carburant que de 6 % en termes relatifs, le contrôle initial tel qu'il a été implémenté peut être considéré comme étant quasi-optimal dans les circonstances actuelles. Il serait plus avantageux de concentrer d'abord les efforts de développement sur des aspects passifs du système hybride ayant un potentiel direct d'amélioration des performances. L'augmentation de la pression d'opération du système est un exemple.

CHAPITRE 7

SYSTÈME HYBRIDE COUPE-MOTEUR

Les différentes analyses effectuées sur les conditions d'utilisation des camions à ordures de même que sur le système hybride à assistance au MCI tout au long de ce projet d'études ont permis de discerner d'autres opportunités d'économies de carburant. L'une d'elles est d'éteindre le moteur à combustion interne (MCI) lorsque le camion est arrêté plutôt que de le laisser fonctionner au ralenti.

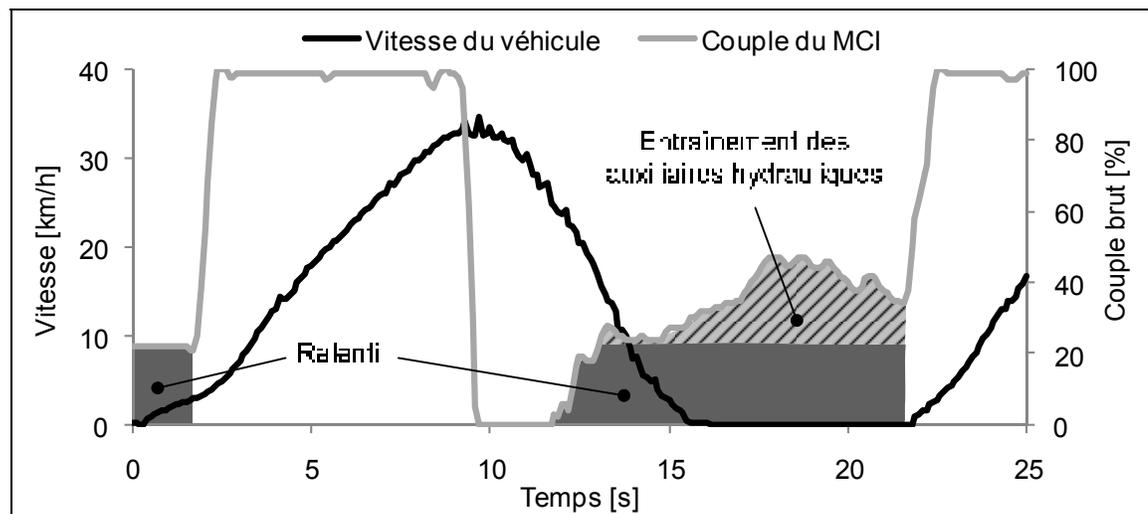


Figure 7.1 Sollicitation détaillée du MCI en mode collecte

En effet, reprenant la Figure 3.6, le graphique ci-dessus démontre que lorsque le camion est arrêté, la sollicitation brute du MCI au ralenti peut être divisée en deux utilités. Une première utilité est évidemment l'entraînement de l'équipement auxiliaire du camion (zone hachurée de la Figure 7.1). D'un point de vue utilitaire (ramasser et compacter les déchets), cela représente une consommation énergétique indispensable qui ne peut être évitée. Quant à la deuxième utilité, il s'agit de la marche au ralenti elle-même, une fonction de base qui permet de garder le MCI actif en tout temps afin de répondre aux demandes d'accélération de l'utilisateur sans être redémarré. Or, maintenir le MCI à un régime minimum demande un certain effort afin de combattre la friction entre les composants internes qui sont en mouvement. De plus, lorsqu'il fonctionne au ralenti, le MCI entraîne les accessoires du camion tels que l'alternateur et le compresseur pneumatique du système de freinage.

Additionnées, toutes ces charges se traduisent en une consommation d'énergie non-négligeable qui pourrait potentiellement être réduite. Donc, il est possible d'économiser d'avantage de carburant avec un système permettant d'éteindre le MCI lorsque le véhicule est arrêté tout en assurant que, minimalement, ce dernier puisse ré-accélérer à la demande du conducteur et que l'équipement auxiliaire et certains accessoires restent fonctionnels durant l'arrêt.

7.1 Présentation du système hybride coupe-moteur et de son fonctionnement

Le système hybride coupe-moteur de la Figure 7.2 permet de profiter de cette opportunité d'économie de carburant. Produit direct de ce projet d'études, cette architecture est en fait une combinaison du système hybride à assistance au MCI et de l'architecture à pression assistée indirecte présentée à la section 3.2.1.

Ainsi, à la suite d'un freinage, lorsque qu'une quantité minimale d'énergie est emmagasinée dans l'accumulateur (4) et que le véhicule est immobile, le système éteint le MCI complètement. Similairement au système hybride à pression assistée indirecte, un moteur hydraulique à déplacement variable (5) entraîne alors une pompe hydraulique à débit fixe (6), laquelle fournit un débit hydraulique à l'équipement auxiliaire (Figure 7.3b) équivalent au débit habituellement fourni par la pompe existante (9). L'opérateur peut donc utiliser l'équipement auxiliaire normalement. Éventuellement, le MCI est redémarré à l'aide du moteur hydraulique à déplacement variable (7) selon deux manières différentes. Premièrement, lorsque la quantité d'énergie restant dans l'accumulateur atteint un niveau minimum critique et que le conducteur n'appuie pas sur l'accélérateur, le moteur hydraulique (7) applique un couple de démarrage au MCI pour amener celui-ci à son régime de fonctionnement au ralenti (Figure 7.3c). Autrement, si le conducteur appuie sur l'accélérateur avant d'atteindre le niveau minimum critique, le moteur hydraulique (7) fournit le couple demandé; ce qui à la fois initie l'accélération du véhicule et redémarre le MCI (Figure 7.3d).

Finalement, avec cette architecture, la recharge de l'accumulateur directement par le MCI est incluse (Figure 7.3e). Pour ce faire, les pompes hydrauliques du système de freinage régénératif sont utilisées durant l'accélération afin d'augmenter la pression de

l'accumulateur à un niveau minimum prescrit. Cela a pour effet de solliciter d'avantage le MCI durant l'accélération et de momentanément augmenter la consommation de carburant. Par contre, la recharge de l'accumulateur peut augmenter les opportunités de couper le MCI à l'arrêt et ainsi d'engendrer d'importantes économies d'énergie.

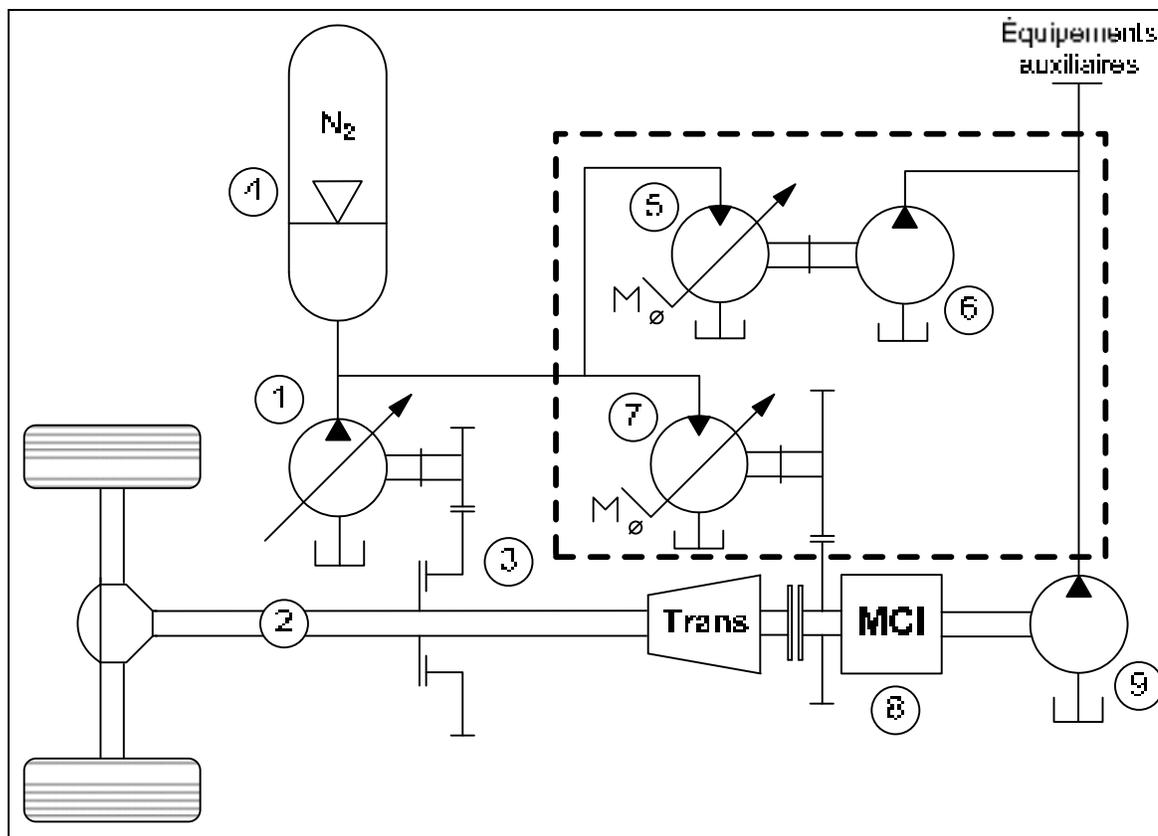


Figure 7.2 Architecture du système hybride coupe-moteur

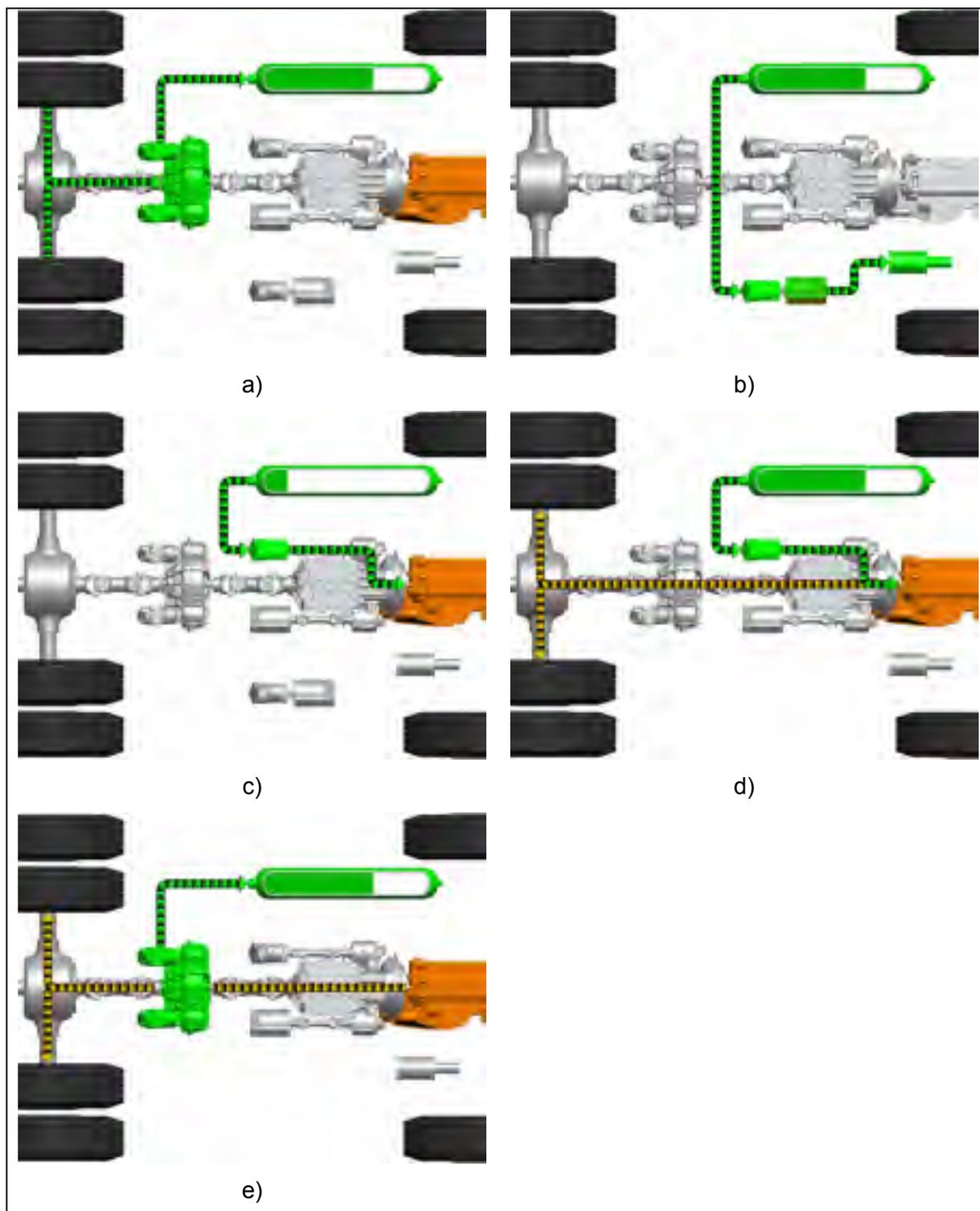


Figure 7.3 Fonctionnement du système hybride coupe-moteur
 a) freinage régénératif, b) entraînement de l'équipement auxiliaire par le système hybride,
 c) redémarrage du MCI au ralenti, d) redémarrage du MCI à l'accélération,
 e) recharge de l'accumulateur par le MCI

Considérant que les camions à ordures passent près de la moitié du temps arrêtés, il y a fort à parier que cette architecture puisse générer des économies de carburant importantes. Le potentiel d'économie relié seulement à l'arrêt du MCI au ralenti a d'ailleurs déjà été chiffré à 11,5 % (Anderson et al., 2005). Par conséquent, un projet de développement de ce système a été entamé en parallèle à la démonstration du système hybride à assistance au MCI. Les fonctionnalités de base ont été démontrées et le MCI peut être éteint et redémarré sans affecter la fonctionnalité de l'équipement auxiliaire. Cependant, beaucoup reste encore à faire afin d'assurer un comportement souple et efficace du système. L'objectif de ce chapitre est donc de déterminer le potentiel additionnel que procure l'option coupe-moteur ainsi que de proposer un point de départ pour le développement d'une stratégie de contrôle. Cela a été réalisé en empruntant la même méthodologie que pour le cas du système hybride à assistance au MCI.

7.2 Détermination du contrôle optimal à l'aide de la PDD

L'exercice du chapitre précédant a démontré que l'utilisation de la programmation dynamique déterministe (PDD) dans le processus de conception d'une stratégie de contrôle est efficace et permet de soulever différentes opportunités d'économies. L'exercice est donc répété dans cette section pour le système hybride coupe-moteur et ce, sans qu'aucune logique de contrôle n'ait été élaborée au préalable. Pour ce faire, certaines modifications ont dû être apportées au modèle de simulation du Chapitre 4 ainsi qu'à l'algorithme d'optimisation décrit à la section 6.1.1.

7.2.1 Adaptation du modèle de simulation

Afin de simuler le comportement du système hybride coupe-moteur, des modifications devaient être apportées au modèle de simulation de la Figure 4.1 afin de :

- permettre d'éteindre le MCI lorsque le véhicule est arrêté,
- fournir un couple aux auxiliaires hydrauliques lorsque le MCI est éteint,
- recharger l'accumulateur à l'aide du MCI lorsque requis.

Pour simuler la coupure du MCI, le couple et le débit de carburant consommé par ce dernier sont simplement annulés lorsque le contrôleur ou la politique optimale en donnent l'instruction. Pour ce qui est de l'entraînement des auxiliaires hydrauliques pendant l'arrêt du MCI, le couple requis du moteur hydraulique est simulé grâce à la relation suivante :

$$T_{Aux. req.} = T_{MCI} - T_{MCI, ralenti} \quad (7.1)$$

où ;

- $T_{Aux. req.}$ est le couple requis pour entraîner les auxiliaires hydrauliques;
- T_{MCI} est le couple mesuré du MCI;
- $T_{MCI, ralenti}$ est le couple du MCI lorsque celui-ci fonctionne au ralenti et que les auxiliaires hydrauliques ne sont pas activés (valeur fixe).

Aussi, les auxiliaires hydrauliques sont entraînés par le moteur hydraulique (7) plutôt que (5) de la Figure 7.2. Cela ne fait aucune différence du point de vue énergétique et permet d'utiliser les modules déjà programmés.

En fait, la seule véritable modification apportée au modèle consiste à permettre la recharge de l'accumulateur à l'aide du MCI durant l'accélération. Normalement, cela se fait en utilisant les pompes du système de freinage régénératif tel qu'illustré à la Figure 7.3 e). Ce faisant, la charge du convertisseur de couple de la transmission est augmentée, ce qui affecte son ratio de glissement et son comportement dynamique. Par conséquent, l'effort supplémentaire requis par le MCI pour entraîner les pompes ne peut pas être simulé en l'ajoutant linéairement à la sollicitation originale du MCI. Cela requiert l'usage d'un modèle de simulation dynamique. Or, le modèle développé pour l'étude du système hybride à assistance au MCI est statique. Il offre l'avantage d'être simple et largement basé sur des données d'opération. En revanche, ce modèle ne peut reproduire le comportement de composants comme le convertisseur de couple hydraulique de la transmission. Donc, afin de simuler la recharge de l'accumulateur par le MCI, le modèle du moteur hydraulique (7) de la Figure 7.2 a été modifié afin que celui-ci puisse fonctionner en mode pompage (Figure 7.4). Brièvement, une table d'efficacité telle que celle de la Figure 4.2 est considérée lorsque la commande de couple au moteur hydraulique (7) est négative (mode pompage). Cette stratégie est jugée acceptable sous la principale hypothèse que, considérant que les

pertes énergétiques dues au convertisseur de couple sont de l'ordre de 5 % (Anderson et al., 2005), l'erreur ne peut représenter qu'une fraction de ces pertes.

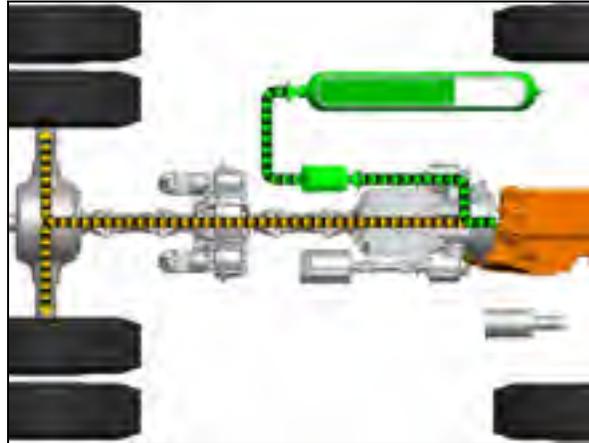


Figure 7.4 Modélisation de la recharge de l'accumulateur par le MCI

7.2.2 Adaptation de l'algorithme d'optimisation

Naturellement, les modifications apportées à l'algorithme d'optimisation vont de paire avec celles du modèle de simulation. D'abord, en plus du débit à la sortie des pompes et du couple maximal pouvant être fourni par le moteur hydraulique, le couple requis pour entraîner les auxiliaires hydrauliques (équation 7.1) de même que le couple de recharge maximal sont calculés pour chaque instant k et pour chaque combinaison de volume $vol_space(j)$ et de pression $press_space(i)$ de l'accumulateur. Le couple de recharge maximal est donnée par :

$$T_{recharge, max} = \min(T_{max, MCI} - T_{MCI}, T_{max, recharge}) \quad (7.2)$$

où ;

- $T_{recharge, max}$ est le couple de recharge maximal pouvant être commandé;
- $T_{max, MCI}$ est le couple maximal du MCI;
- T_{MCI} est le couple mesuré du MCI;
- $T_{max, recharge}$ est le couple maximal pouvant être fourni par le moteur hydraulique en mode pompage selon les conditions actuelles.

Puis l'utilisation du moteur hydraulique est gérée selon deux modes distincts. Premièrement, si à un instant k pour un *volume* $vol_space(j)$ une pression $press_space(i)$ données :

- le véhicule est arrêté et le MCI fonctionne au ralenti et;
- la pression dans l'accumulateur dépasse un niveau minimum et;
- le couple maximal pouvant être fourni par le moteur hydraulique égale ou dépasse le couple requis pour entraîner les auxiliaires hydrauliques;

alors le MCI est éteint et sa consommation instantanée est nulle. Également, la commande du moteur hydraulique devient le couple requis pour entraîner les auxiliaires hydrauliques.

Autrement, la valeur optimale de contrôle est déterminée par itération pour toutes les valeurs de l'univers de contrôle discret du moteur hydraulique de la même manière que pour le système hybride à assistance au MCI. Cependant, cette fois l'univers varie selon si le MCI fonctionne au ralenti ou s'il est contrôlé par la demande d'accélération. Dans le deuxième cas, la valeur inférieure de l'univers n'est plus zéro mais plutôt le couple de recharge maximal pouvant être commandé au moteur hydraulique en mode pompage (valeur négative). Durant l'accélération, la politique de contrôle optimale a donc l'option de commander au système hybride d'assister le MCI ou de recharger l'accumulateur.

7.2.3 Présentation et analyse des résultats

L'exercice d'optimisation du contrôle du système hybride coupe-moteur a été basé sur l'échantillon de données de la Figure 6.1 et les résultats sont regroupés dans le Tableau 7.1. D'abord les chiffres pour le contrôle optimal confirment le potentiel supplémentaire que permet la coupure du MCI puisque l'économie de carburant passe à 16,24 %, une augmentation de 41 % par rapport à la référence de 11,55 % obtenue pour le système hybride à assistance au MCI. Cette amélioration est exclusivement due à la coupure du MCI puisque l'énergie utile fournie par ce dernier durant le ralenti est passée de 11,20 MJ dans le cas du système à assistance, à 5,17 MJ pour le système coupe-moteur. Par contre, l'énergie utile du MCI durant l'accélération est passée de 62,44 à 63,65 MJ. Cette augmentation est partiellement expliquée par une priorisation sur l'assistance au MCI de

l'utilisation de l'énergie emmagasinée dans l'accumulateur pour entrainer les auxiliaires hydrauliques pendant la coupure du MCI. Également, il faut noter l'ajout de la recharge de l'accumulateur durant l'accélération qui a demandée 0,9 MJ au MCI.

Également, le contrôle optimal gère la pression de manière efficace puisque la quantité d'énergie récupérée au freinage est la même que pour le système à assistance. Qui plus est, cette gestion de la pression représente un double avantage dans le cas du système coupe-moteur puisqu'elle permet également de maximiser la coupure du MCI à l'arrêt. En effet, le comportement optimal du système coupe-moteur est illustré en détail aux Figures 7.5 et 7.6. Tout comme pour le système à assistance au MCI, la politique de contrôle optimale ramène la pression à sa valeur minimale avant tout freinage important (Figure 7.5) ou maintient la pression plus élevée durant une série de freinages à plus faible vitesse (Figure 7.6). Puis, dès que le véhicule est arrêté, la politique optimale coupe le MCI. Cependant, il arrive souvent que ce dernier doit être redémarré en plein milieu d'un arrêt puisque le couple requis pour entrainer les auxiliaires hydrauliques dépasse le couple pouvant être fourni par le moteur hydraulique. Or, le couple maximal de ce moteur étant fortement affecté par la pression du système, une gestion de la pression comme celle illustrée à la Figure 7.6 ne peut qu'aider à limiter l'occurrence de ces situations désavantageuses. Naturellement, l'utilisation d'un moteur hydraulique de plus forte cylindrée peut également régler ce problème. Cela est démontré à l'aide de la Figure 7.7 et du Tableau 7.1 alors que le MCI ne redémarre visiblement plus lorsque le véhicule est arrêté et que l'énergie utile du MCI durant le ralenti diminue à 3,67 MJ lorsque la cylindrée du moteur hydraulique passe de la valeur originale de 55 cm³ à 107 cm³.

Tableau 7.1 Résultats de l'optimisation et performances de stratégies de contrôle pour le système hybride coupe-moteur

Paramètres	Optimal	Optimal 107 cm ³	Contrôle de base	Contrôle amélioré	Contrôle amélioré, 107 cm ³
Économie de carburant globale [%]	16,24	16,63	14,29	15,13	15,84
Consommation de carburant, base* [L]	5,18	5,18	5,18	5,18	5,18
Consommation de carburant, base, ralenti seulement [L]	0,91	0,91	0,91	0,91	0,91
Proportion de la consommation au ralenti, base [%]	17,60	17,60	17,60	17,60	17,60
Consommation de carburant, hybride [L]	4,34	4,32	4,44	4,40	4,36
Consommation de carburant, hybride, ralenti seulement [L]	0,34	0,25	0,43	0,36	0,32
Proportion de la consommation au ralenti, hybride [%]	7,74	5,83	9,64	8,10	7,30
Économies de carburant, accel,** [%]	-6,22	-4,73	-6,01	-5,35	-5,32
Économies de carburant, ralenti [%]	-63,18	-72,38	-53,06	-60,93	-65,11
Énergie utile MCI, base, accel, [MJ]	67,52	67,52	67,52	67,52	67,52
Énergie utile MCI, base, ralenti [MJ]	15,59	15,59	15,59	15,59	15,59
Énergie utile MCI, hybride, accel, [MJ]	63,65	64,93	63,26	64,05	64,30
Énergie utile MCI, hybride, ralenti [MJ]	5,17	3,67	7,01	5,60	4,81
Énergie de freinage récupérable [MJ]	15,99	15,99	15,99	15,99	15,99
Énergie de freinage récupérée [MJ]	12,92	13,05	12,52	12,57	12,66
Efficacité des pompes [%]	87,63	87,88	88,35	87,55	88,11
Efficacité du freinage régénératif [%]	80,76	81,57	78,27	78,62	79,17
Énergie retransmise [MJ]	9,89	9,70	9,57	10,11	9,82
Efficacité du moteur hydraulique [%]	87,91	82,48	90,77	89,52	84,94
Énergie rechargée [MJ]	0,90	1,46	0,62	1,84	1,90
Efficacité de la recharge [%]	77,85	78,87	72,52	69,44	71,46
Efficacité totale du système hybride [%]	71,59	66,90	72,84	70,16	67,48
Efficacité brute du MCI, base [%]	45,84	45,84	45,84	45,84	45,84
Efficacité brute du MCI, hybride [%]	45,31	45,38	45,21	45,26	45,29

* base : camion de base
** accel. : accélération

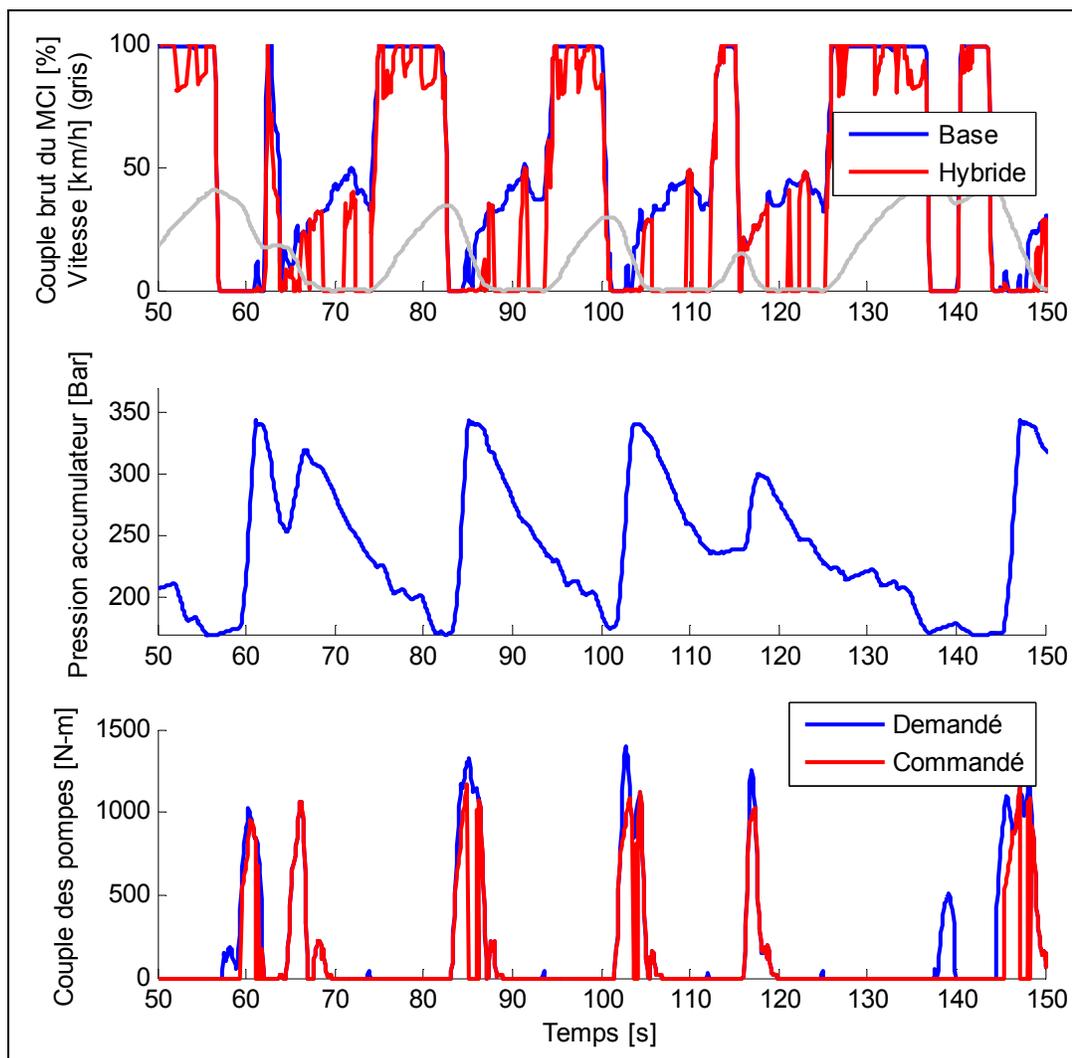


Figure 7.5 Contrôle optimal du système coupe-moteur, segment 50 – 150 sec.

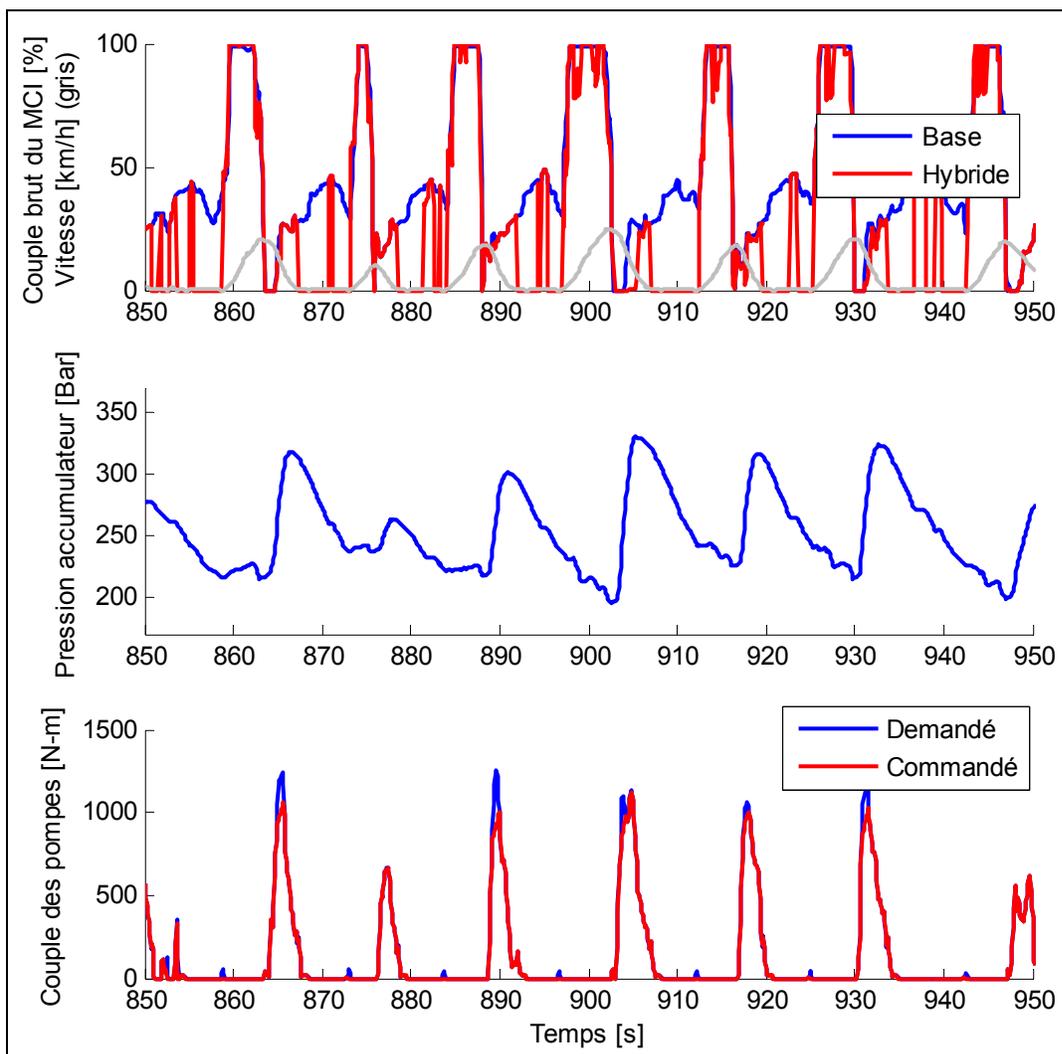


Figure 7.6 Contrôle optimal du système coupe-moteur, segment 850 – 950 sec.

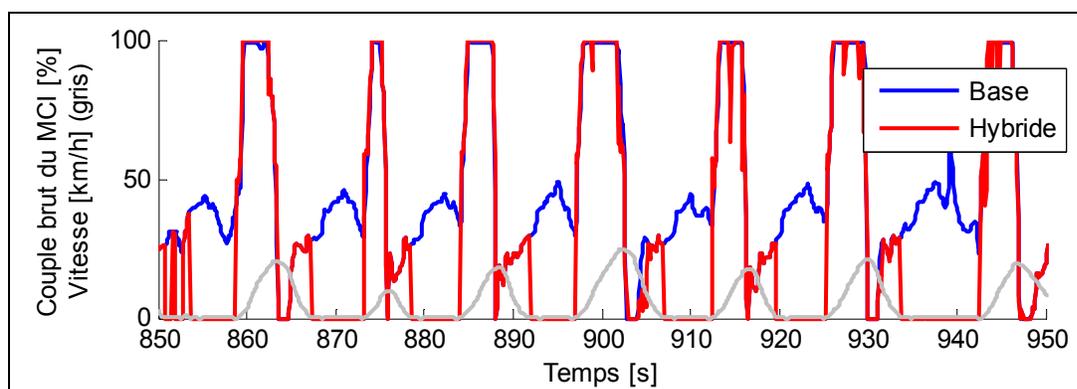


Figure 7.7 Contrôle optimal du système coupe-moteur, 107 cm³, segment 850 – 950 sec.

7.2.4 Élaboration d'une stratégie de contrôle pour le système hybride coupe-moteur

Le but de cette section n'est pas d'obtenir une stratégie de contrôle complètement optimisée et prête à être implantée mais plutôt de donner le pas pour la conception d'une logique de contrôle postérieurement à ce projet d'études. L'objectif est donc de mettre en pratique les observations faites à la section précédente et d'évaluer le potentiel d'une logique préliminaire à base de règles heuristiques.

La première version de cette logique est un contrôle de base qui combine les fonctions du contrôle initial du système hybride à assistance au MCI et une gestion directe des nouveaux modes de fonctionnement du système hybride coupe-moteur. La gestion de la coupure du MCI suit donc les mêmes conditions que celles programmées dans l'algorithme d'optimisation. Il en va de soit, la coupure du MCI a préséance sur l'assistance au MCI lorsque le véhicule est arrêté. Quant à la recharge de l'accumulateur, celle-ci est activée pleinement et seulement si aucune assistance au MCI n'est commandée et si ce dernier n'opère pas déjà à son couple maximal. Il n'y a donc pas de gestion intelligente du dosage de l'assistance au MCI ainsi que de la recharge et, par le fait même, du niveau de la pression dans l'accumulateur. La Figure 7.8 présente le comportement que procure ce contrôle de base pour le segment 850 – 950 secondes de l'échantillon. La pression dans l'accumulateur restant relativement faible durant cette séquence de freinages à basse vitesse, le couple pouvant être fourni par le moteur hydraulique n'est suffisamment pas élevé pour entraîner les auxiliaires hydrauliques en tout temps lorsque le véhicule est arrêté. Par conséquent, le MCI n'est éteint que de temps en temps et une portion importante de l'énergie contenue dans l'accumulateur est encore écoulee en mode d'assistance. Comme le démontrent les résultats du Tableau 7.1, cela résulte en une économie de carburant considérablement plus faible que la référence optimale avec 14,29 % contre 16,24 %, respectivement. Cela est principalement dû au fait que l'énergie utile fournie par le MCI durant le ralenti (où à l'arrêt) avec le contrôle de base est passée de 5,17 à 7,01 MJ.

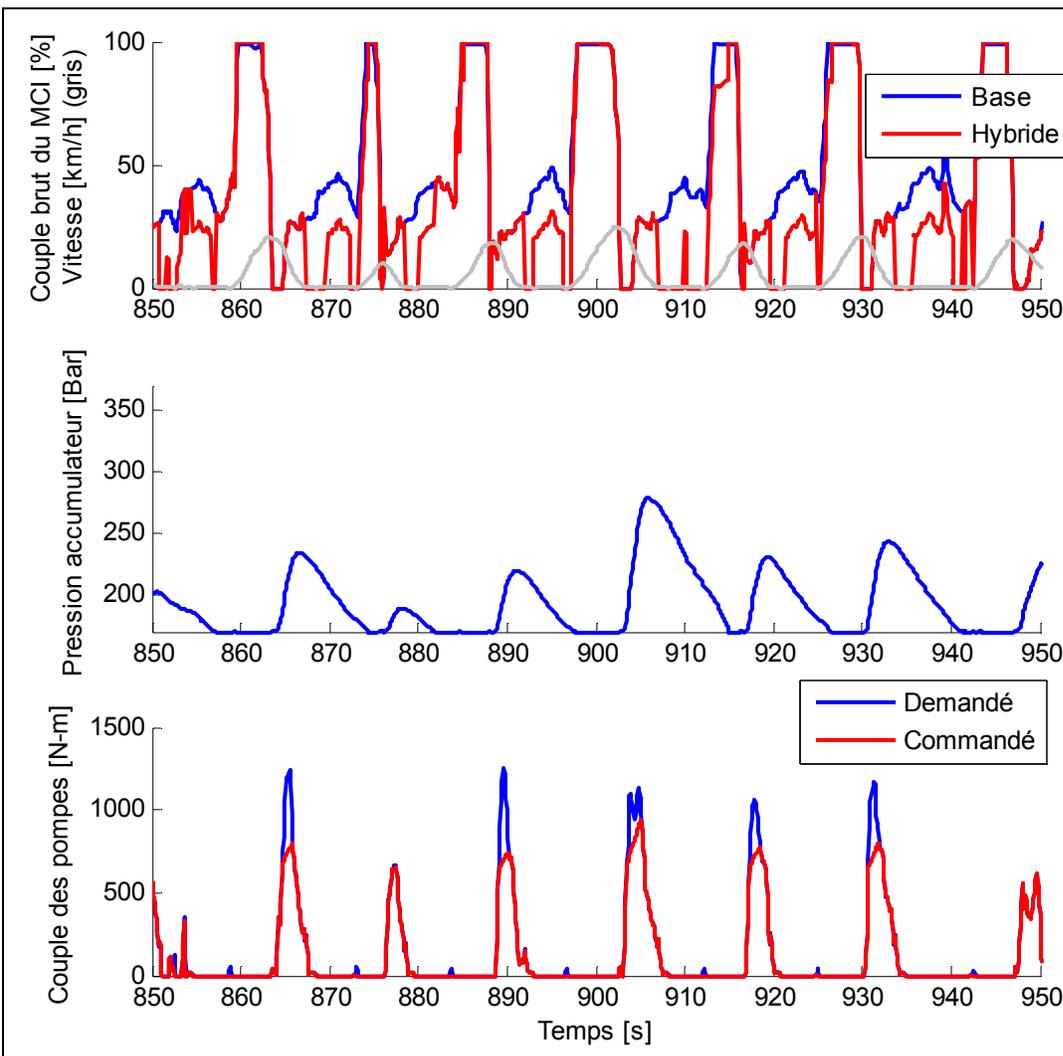


Figure 7.8 Contrôle de base du système coupe-moteur, segment 850 – 950 sec.

Il serait donc avantageux d'améliorer le contrôle de base en permettant une certaine gestion du niveau de la pression dans l'accumulateur. Le risque qu'une gestion défailante fasse manquer des opportunités de récupérations d'énergie au freinage est le même que pour le système hybride à assistance au MCI seulement dans ce cas-ci, pouvoir couper le MCI représente un potentiel de gain plus important. Une stratégie de maintien du niveau de la pression a donc été ajoutée au contrôle de base afin de démontrer ce potentiel. Ainsi, durant l'accélération, le contrôle amélioré ne permet l'assistance au MCI que si la pression dans l'accumulateur excède un niveau critique et que si le véhicule dépasse une certaine vitesse minimale. Similairement, la recharge de l'accumulateur à l'aide du MCI est admissible seulement si la pression dans l'accumulateur et la vitesse du camion se situent

sous les mêmes valeurs critiques respectives. Par itération, un niveau de pression minimum de 240 bars et une vitesse critique de 5 m/s ont donné les meilleurs résultats. Comme le démontrent les figures ci-dessous, cette stratégie simple permet une gestion relativement efficace de la pression. En effet, la pression demeure plus élevée durant les séquences à basse vitesse; ce qui a pour effet de permettre la coupure du MCI plus fréquemment et, collatéralement, d'augmenter la capacité du système de freinage régénératif (Figure 7.9). Parallèlement, le contrôle amélioré gère la pression de sorte à maximiser la capacité de l'accumulateur avant les freinages à plus haute vitesse (Figure 7.10). Cette gestion plus efficace se traduit par une augmentation de l'économie de carburant avec 15,13 %.

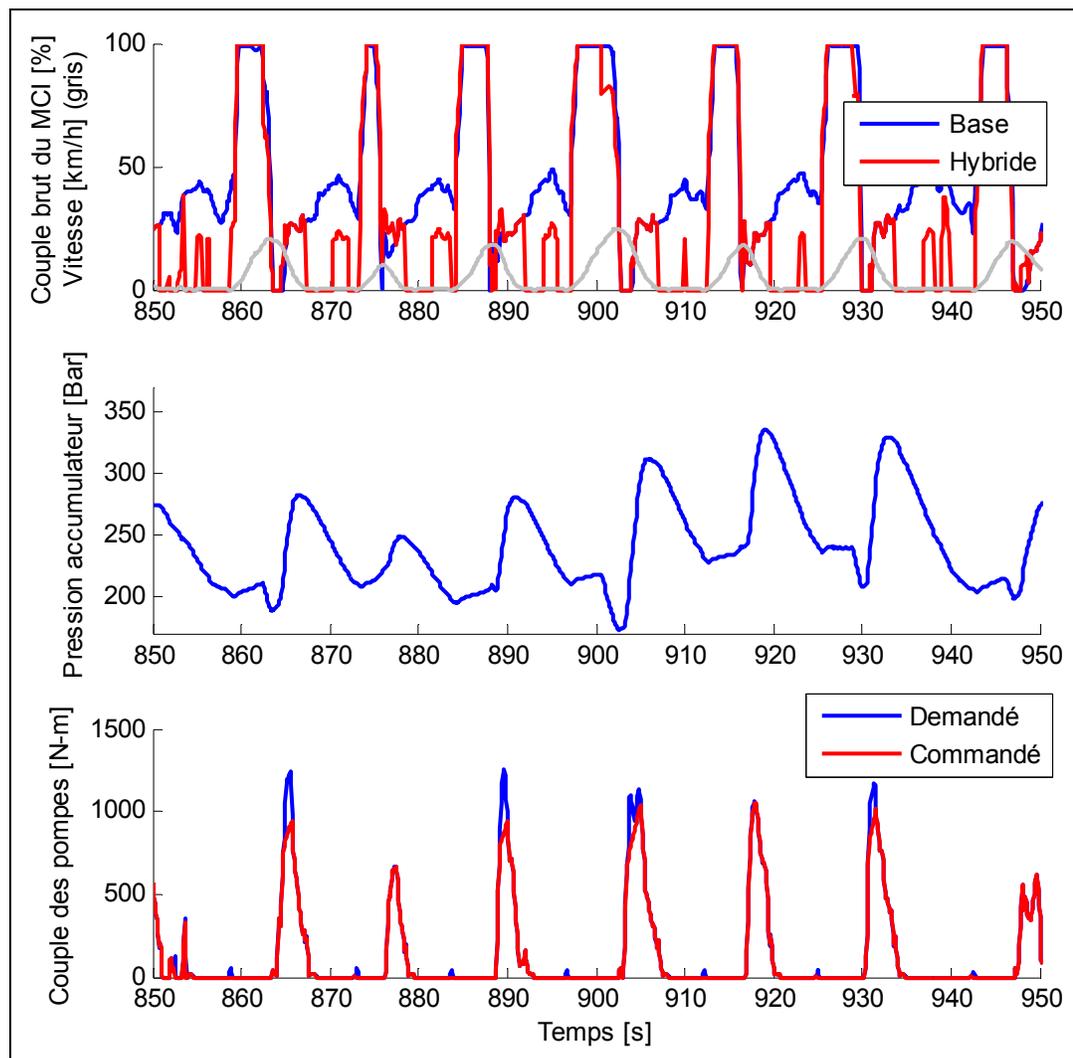


Figure 7.9 Contrôle amélioré du système coupe-moteur, segment 850 – 950 sec.

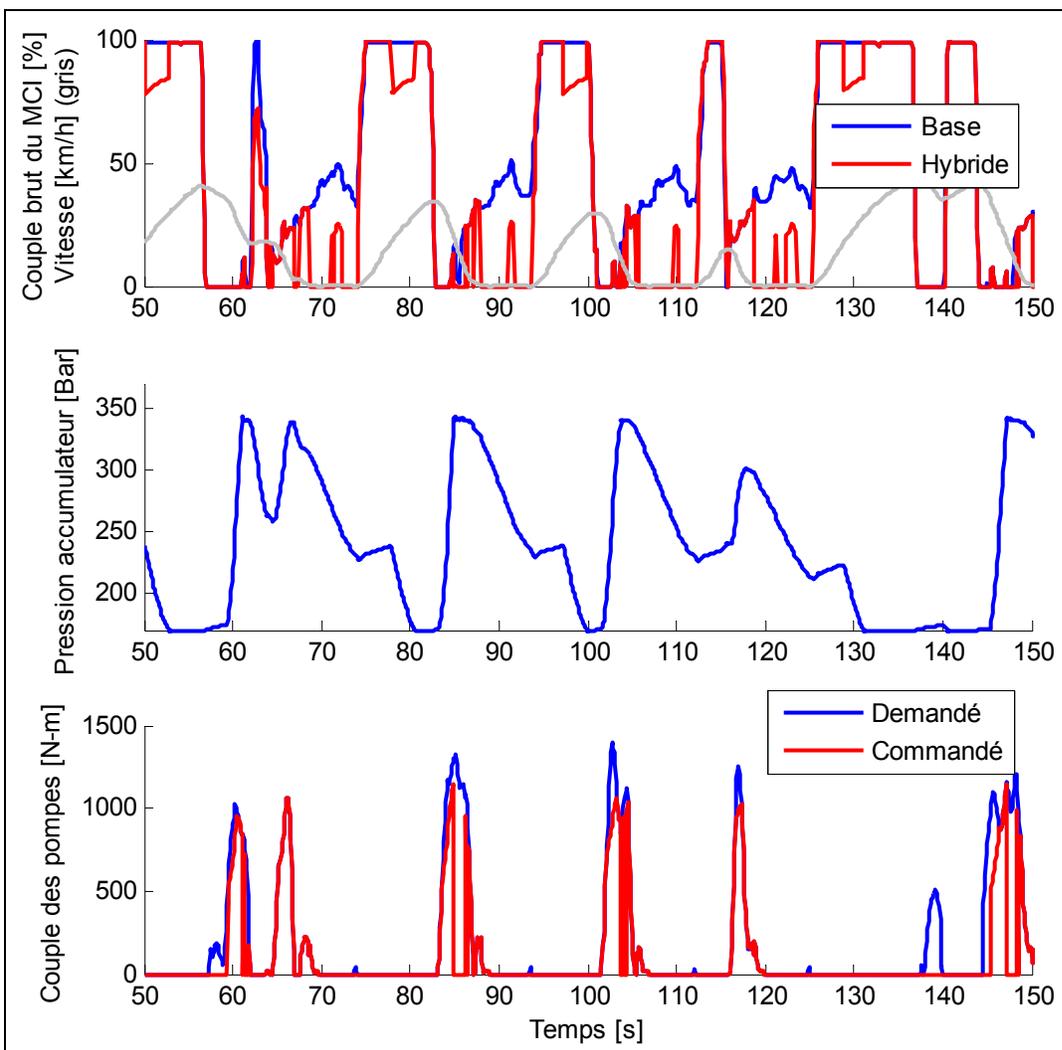


Figure 7.10 Contrôle amélioré du système coupe-moteur, segment 50 – 150 sec.

Finalement, l'avantage d'augmenter la cylindrée du moteur hydraulique est aussi valable pour le contrôle amélioré. La Figure 7.11 b) démontre qu'en portant la cylindrée du moteur hydraulique à 107 cm^3 , le contrôle amélioré est maintenant capable d'éteindre le MCI presque en tout temps lorsque le véhicule est arrêté. Autre avantage, cela permet de diminuer le niveau de pression critique à 220 bars et d'ainsi minimiser le risque relié à une gestion de la pression déficiente. Avec cette configuration, l'économie de carburant atteint 15,84 % comparativement à 16,63 % pour la référence optimale. Par rapport à l'économie que procure le système hybride à assistance au MCI avec le contrôle initial, cela représente une amélioration de 45 %.

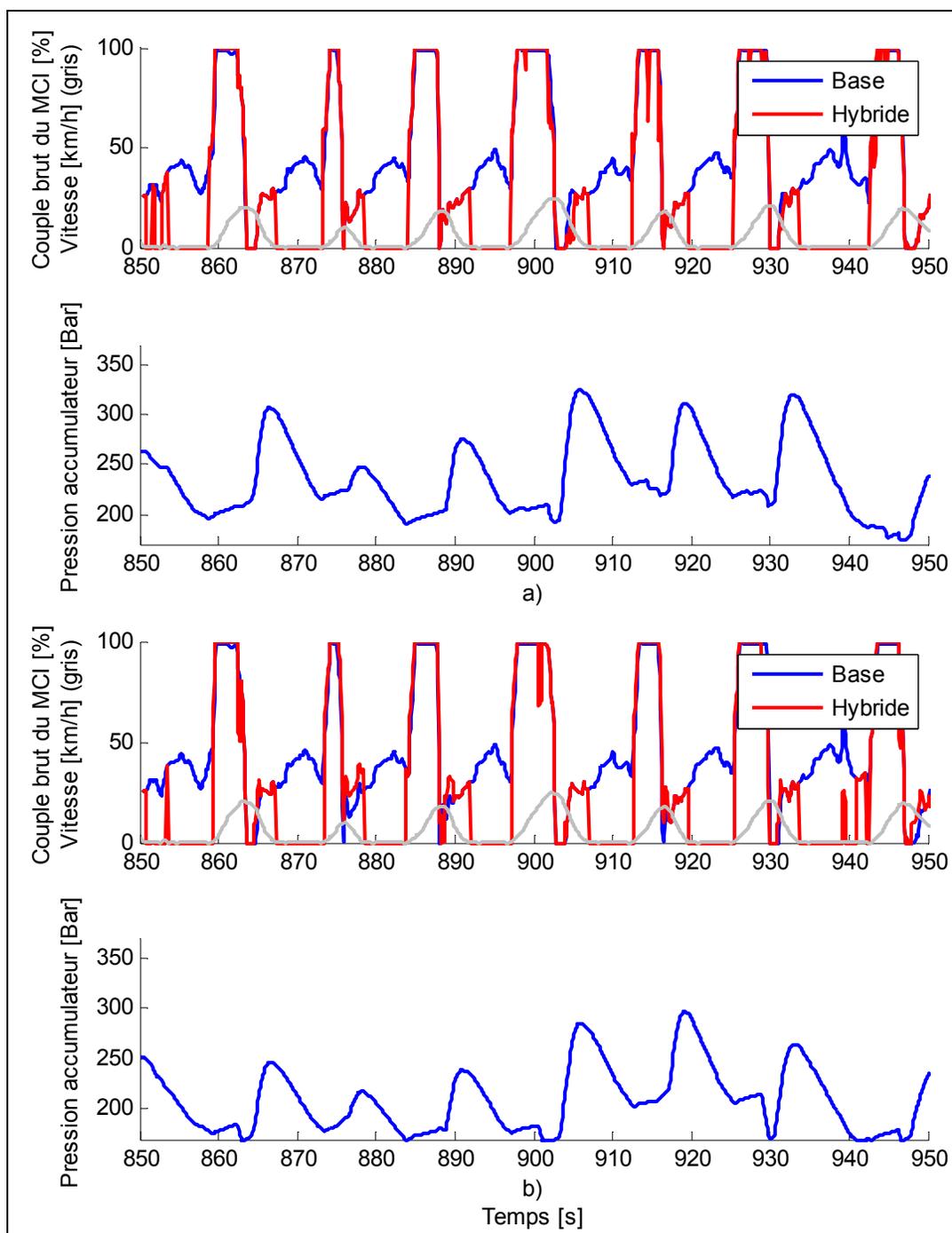


Figure 7.11 Comparaison de stratégies de contrôle du système coupe-moteur
 a) Contrôle optimal, 107 cm³ b) Contrôle amélioré, 107 cm³

7.3 Discussion sur la gestion du système hybride coupe-moteur

Les résultats obtenus de l'optimisation ainsi qu'avec le contrôle amélioré suggèrent que le principal défi quant au contrôle efficace du système hybride coupe-moteur consiste à élaborer une stratégie de gestion du niveau de la pression dans l'accumulateur. En effet, l'ajout d'une condition très élémentaire au contrôle de base permet de maintenir la pression à un niveau plus élevé lorsque requis et ainsi faire passer l'économie de carburant de 14,29 % À 15,13 %. Il n'y a donc aucun doute qu'une gestion plus progressive de la pression permettrait d'obtenir des performances encore plus intéressantes. Comme par exemple, au lieu de se baser sur des valeurs fixes, la permission d'assister le MCI ou de recharger l'accumulateur durant l'accélération pourrait dépendre d'une relation entre la vitesse du véhicule et la pression dans l'accumulateur. Sinon, une multitude d'autres méthodes s'offrent au concepteur; la logique floue et la programmation dynamique stochastiques en sont deux exemples.

Également, il sera indispensable de dimensionner adéquatement le moteur hydraulique qui entraîne les auxiliaires hydrauliques lorsque le MCI est éteint (item (5) de la Figure 7.2). En effet, en augmentant la cylindrée de ce moteur de 55 à 107 cm³, les économies de carburant du système hybride coupe moteur avec le contrôle amélioré ont atteint 15,84 %. Cela est dû au fait qu'un moteur hydraulique plus puissant évite d'avoir à redémarrer le MCI pour répondre à des demandes occasionnellement plus élevées de la part des auxiliaires hydrauliques.

Finalement, ce système a été conçu en émettant l'hypothèse que le comportement des accessoires de base reste satisfaisant durant les fréquents mais courts arrêts du camion à ordures (variations de la tension des batteries, de la pression des réservoirs pneumatiques et de différentes températures). Cette hypothèse devra être vérifiée dans le cadre d'un projet de démonstration en conditions réelles d'utilisation.

CHAPITRE 8

CONCLUSION ET RECOMMANDATIONS

D'un point de vue global, les deux objectifs principaux de cette thèse étaient de faire la démonstration expérimentale du fonctionnement du système hybride hydraulique à assistance au MCI et de vérifier si ses performances pourraient être améliorées en raffinant sa logique de contrôle.

D'abord, les données d'opérations mesurées sur les deux prototypes du système hybride utilisés en conditions réelles ont permis de démontrer que l'objectif de maximiser la quantité d'énergie récupérée durant le freinage est majoritairement atteint. Toutefois, en raison de la capacité limitée des pompes ainsi que de l'accumulateur hydrauliques, certaines opportunités de récupération d'énergie sont manquées et l'efficacité du freinage régénératif plafonne ainsi aux abords de 85 %. Pour ce qui est de l'assistance au MCI, les résultats expérimentaux confirment qu'il est possible de réduire le couple du MCI durant le ralenti en lui appliquant un couple via le moteur hydraulique à débit variable. Cependant, la gestion de l'assistance au MCI durant le ralenti est fortement contrainte par le comportement dynamique du MCI et le couple maximal du moteur hydraulique. Également, il a été démontré que c'est le couple brut et non le couple net du MCI qui diminue proportionnellement au couple appliqué par le moteur hydraulique. Étant donné que l'efficacité brute du MCI est plus uniforme sur toute la plage d'opération, l'avantage d'assister le MCI dans des zones d'opérations précises est atténué.

Également, selon l'exercice d'optimisation du contrôle à l'aide de la programmation dynamique déterministe, la stratégie de contrôle initialement élaborée et implantée sur les prototypes du système hybride serait quasi-optimale. En effet, il est vrai que la politique de contrôle gère le niveau de la pression dans l'accumulateur de sorte à maximiser l'efficacité du freinage régénératif et réussit à optimiser l'utilisation du MCI en assistant ce dernier à des moments très précis; que cela soit durant le ralenti ou à l'accélération. Par contre, en combinant ces deux aspects, le contrôle optimal n'augmente que de 6 % les économies de carburant. Par conséquent, la conception d'une logique de contrôle du système hybride à assistance au MCI qui permettrait une gestion intelligente en temps réel du niveau de la

pression et de l'assistance au MCI est déconseillée. Le faible potentiel de gain ne justifie pas l'implantation d'une telle logique en raison des défis et des risques que cela représente. Il serait plus avantageux de concentrer d'abord les efforts de développement sur des aspects passifs du système hybride ayant un potentiel direct d'amélioration des performances. L'augmentation de l'efficacité totale et de la pression d'opération du système hydraulique sont deux exemples.

Finalement, une version améliorée du système hybride a été élaborée en cours de projet et a été présentée dans cette thèse. Le système hybride coupe-moteur permet d'éteindre le MCI lorsque le véhicule est arrêté tout en assurant la fonctionnalité de l'équipement auxiliaire hydraulique de manutention des déchets. Cette architecture représente un potentiel très intéressant puisque l'économie de carburant serait augmentée de plus de 40 % par rapport au système hybride actuellement en fonction. Afin de profiter pleinement de ce potentiel; deux dispositions devraient être prises. Premièrement, le système coupe-moteur est plus efficace si une méthode de gestion du niveau de la pression dans l'accumulateur est ajoutée au contrôle de base. Contrairement au système hybride à assistance au MCI, l'implantation d'une telle stratégie serait plus avantageuse et moins risquée puisque cela permettrait d'éteindre le MCI plus souvent à l'arrêt. De plus, les résultats obtenus avec le contrôle de base muni d'une gestion de la pression très élémentaire démontrent la faisabilité du concept. Deuxièmement, il sera primordial de dimensionner adéquatement le moteur hydraulique qui entraîne l'équipement auxiliaire hydraulique du camion durant la coupure du MCI. Moyennant une gestion de la pression appropriée, cela permettra au système hybride de pouvoir éteindre le MCI à tous les arrêts. En raison de son potentiel prometteur et de sa relative simplicité, l'architecture coupe-moteur devrait être logiquement adoptée pour la suite du projet de développement d'un système hybride hydraulique spécifiquement dédié au camion à ordures, performant et concurrentiel.

LISTE DE RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- Anderson, S.R., D.M. Lamberson, T.J. Blohm et W. Turner. 2005. « Hybrid Route Vehicle Fuel Economy ». *SAE Technical Paper 2005-01-1164*, (2005).
- Arsenault, David. 2008. « Optimisation d'un système hybride innovateur pour camion à ordures ». Maîtrise, Montréal, École de technologie supérieure, 96 p.
- Baumann, Bernd M., Gregory Washington, Bradley C. Glenn et Giorgio Rizzoni. 2000. « Mechatronic design and control of hybrid electric vehicles ». *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, vol. 5, n° 1, p. 58-72.
- Baumann, Bernd, Giorgio Rizzoni et Gregory Washington. 1998. « Intelligent control of hybrid vehicles using neural networks and fuzzy logic ». In *Proceedings of the 1998 SAE International Congress & Exposition, Feb 23-26 1998*. Vol. 1356, p. 125-133. Coll. « SAE Special Publications ». Detroit, MI, USA: SAE, Warrendale, PA, USA.
- Bellman, Richard E. 1957. *Dynamic Programming*. New Jersey: Princeton University Press.
- Veillez sélectionner un type de document autre que « Generic » afin de faire afficher la référence bibliographique.
- Bosch Rexroth. 2009. « Testing Begins of Rexroth Hydraulic Hybrid Technology in NYC Refuse Trucks ». <<http://www.bosch-press.com/tbwebdb/bosch-usa/en-US/PressText.cfm?&nh=00&Search=0&id=388>>.
- Bosch Rexroth. 2010. « Mobile Hydraulics ». <http://www.boschrexroth.com/business_units/brm/en/products_and_solutions/hydraulic-systems/hrb-system/index.jsp>.
- Brahma, A., Y. Guezennec et G. Rizzoni. 2000. « Optimal energy management in series hybrid electric vehicles ». In *2000 American Control Conference, Jun 28-Jun 30 2000*. Vol. 1, p. 60-64. Coll. « Proceedings of the American Control Conference ». Chicago, IL, USA: Institute of Electrical and Electronics Engineers Inc., Piscataway, NJ, USA.
- Buntin, David L., et Jo W. Howze. 1995. « Switching logic controller for a hybrid electric/ICE vehicle ». In. Vol. 2, p. 1169-1175. Coll. « Proceedings of the American Control Conference ». Seattle, WA, USA.
- Cannon, J.S. 2006. *Greening Garbage Trucks: Trends in Alternative Fuel Use, 2002-2005*. INFORM.

- Cengel, Yunnus A., et Micheal A. Boles. 2002. *Thermodynamics: An engineering approach*, 4. New York: McGraw-Hill Higher Education.
- Chandler, K., P. Norton et N. Clark. 2001. *Waste Management's LNG Truck Fleet: Final Results*. United States Department of Energy.
- Chen, Jian, Yan Li et Jian Wang. 2008. « Simultaneous optimisation of fuel consumption and emissions for a parallel hybrid electric SUV using fuzzy logic control ». *International Journal of Vehicle Design*, vol. 46, n° 2, p. 204-218.
- Cooper, H. W., et J. C. Goldfrank. 1967. « B-W-R constants and new correlations ». *Hydrocarbon Processing*, vol. 46, n° 12, p. 141-146.
- Delprat, S., T. M. Guerra et J. Rimaux. 2002. « Optimal control of a parallel powertrain : From global optimization to real time control strategy ». In *IEEE Vehicular Technology Conference*. Vol. 4, p. 2082-2088. Coll. « IEEE Vehicular Technology Conference ». Birmingham, AL, United States: Institute of Electrical and Electronics Engineers Inc. <<http://dx.doi.org/10.1109/VTC.2002.1002990>>.
- Dembski, Nicholas, G. Rizzoni et Ahmed Soliman. 2005. « Development of Refuse Vehicle Driving and Duty Cycle ». *SAE Technical Paper 2005-01-1165*.
- Eaton Corporation. 2010a. « Our Company - New and Events » [28]. 9. <http://www.eaton.com/EatonCom/OurCompany/NewsandEvents/NewsList/NewsArticle/PCT_199871>.
- Eaton Corporation. 2010b. « Products and services - Hybrid Power ». <http://www.eaton.com/ecm/groups/public/@pub/@eaton/@roadranger/documents/content/ct_168261.pdf>.
- Ehsani, Mehrdad, Yimin Gao, Sebastien E. Gay et Ali Emadi. 2005. *Modern Electric, Hybrid Electric, and Fuel Cell Vehicles: Fundamentals, Theory, and Design*. CRC Press, 395 p.
- Environnement Canada. 2006. *Le rapport d'inventaire national : 1990–2004, Sources et puits de gaz à effet de serre au Canada*. Division des gaz à effet de serre, Environnement Canada, 486 p.
- Fazeli, Amir Mohammad, Ali Nabi, Farzad Rajaei Salmasi et Meisam Amiri. 2006. « Development of energy management system for a parallel hybrid electric vehicle using fuzzy logic ». In Vol. 2006, p. 6. Coll. « Proceedings of 8th Biennial ASME Conference on Engineering Systems Design and Analysis, ESDA2006 ». Torino, Italy: American Society of Mechanical Engineers, New York, NY 10016-5990, United States.

- Hannoun, H., D. Diallo et C. Marchand. 2006. « Energy management strategy for a parallel hybrid electric vehicle using fuzzy logic ». In. Vol. 2006, p. 230-234. Coll. « International Symposium on Power Electronics, Electrical Drives, Automation and Motion, 2006. SPEEDAM 2006 ». Taormina, Italy: Institute of Electrical and Electronics Engineers Computer Society, Piscataway, NJ 08855-1331, United States. <<http://dx.doi.org/10.1109/SPEEDAM.2006.1649776>>.
- HTUF. 2007. *Pre-production hybrid drive system integrated in standard class 8 refuse truck chassis*. HTUF Hybrid Refuse Truck Working Group.
- Ivani, Z. 2007. « Data Collection and Development of New York City Refuse Truck Duty Cycle ». *SAE Technical Paper 2007-01-4118*.
- Jalil, N., N.A. Kheir et M. Salman. 1997. « A rule-based energy management strategy for a series hybrid vehicle ». In *Proceedings of 16th American CONTROL Conference, 4-6 June 1997 (1997//)*. Vol. vol.1, p. 689-93 BN - 0 7803 3832 4. Coll. « Proceedings of the 1997 American Control Conference (Cat. No.97CH36041) ». Albuquerque, NM, USA: American Autom. Control Council.
- Jantzen, Jan. 2007. *Foundations of fuzzy control*. Chichester, Angleterre: John Wiley & Sons.
- Jeon, Soon-Il, Sung-Tae Jo, Yeong-Il Park et Jang-Moo Lee. 2002. « Multi-mode driving control of a parallel hybrid electric vehicle using driving pattern recognition ». *Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, Transactions of the ASME*, vol. 124, n° 1, p. 141-149.
- Jeon, Soonil, Jang-Moo Lee et Yeong-Il Park. 2003. « Adaptive multi-mode control strategy for a parallel hybrid electric vehicle based on driving pattern recognition ». In *2003 ASME International Mechanical Engineering Congress, Nov 15-21 2003*. Vol. 72, p. 373-383. Coll. « American Society of Mechanical Engineers, Dynamic Systems and Control Division (Publication) DSC ». Washington, DC., United States: American Society of Mechanical Engineers, New York, NY 10016-5990, United States.
- Kim, Min-Joong. 2007. « Modeling, control, and design optimization of a fuel cell hybrid vehicle ». Ph.D, University of Michigan.
- Kim, Min Joong, Huei Peng, Chan-Chiao Lin, Euthie Stamos et Doanh Tran. 2005. « Testing, modeling, and control of a fuel cell hybrid vehicle ». In. Vol. 6, p. 3859-3864. Coll. « Proceedings of the American Control Conference ». Portland, OR, United States: Institute of Electrical and Electronics Engineers Inc., Piscataway, NJ 08855-1331, United States.
- Kleimaier, A., et D. Schroder. 2000. « Optimization strategy for design and control of a hybrid vehicle ». In *6th International Workshop on Advanced Motion Control*.

Proceedings, 30 March-1 April 2000 (2000//). p. 459-64 BN - 0 7803 5976 3. Coll. « 6th International Workshop on Advanced Motion Control. Proceedings (Cat. No.00TH8494) ». Nagoya, Japan: IEEE.

Lacroix, B., et D. Arsenault. 2008. *Characterisation of Operating Conditions and Evaluation of a Parallel Hydraulic Hybrid System for Rear-Loading Refuse Trucks, T8080-07-0398*. Centre de développement des transports, Transports Canada.

Lee, Hyeoun-Dong, et Seung-Ki Sul. 1998. « Fuzzy-Logic-Based Torque Control Strategy for Parallel-Type Hybrid Electric Vehicle ». vol. 45, n° 4, p. 625-32.

Lin, C.-C. 2004. « Modeling and control strategy development for hybrid vehicles. ». Ph.D., University of Michigan.

Lin, C.-C., J.-M. Kang, J.W. Grizzle et H. Peng. 2001. « Energy management strategy for a parallel hybrid electric truck ». In *2001 American Control Conference, Jun 25-27 2001*. Vol. 4, p. 2878-2883. Coll. « Proceedings of the American Control Conference ». Arlington, VA: Institute of Electrical and Electronics Engineers Inc.

Lin, Chan-Chiao, Peng Huei et J. W. Grizzle. 2004. « A stochastic control strategy for hybrid electric vehicles ». In. Vol. vol.5, p. 4710-15. Coll. « Proceedings of the 2004 American Control Conference ». Boston, MA, USA: IEEE.

Lin, Chan-Chiao, Soonil Jeon, H. Peng et Jang-Moo Lee. 2002. « Control of a Hybrid Electric Truck Based on Driving Pattern Recognition ». In *Proceedings of the 2002 Advanced Vehicle Control Conference (September 2002)*. Hiroshima, Japan.

Lin, Chan-Chiao, Kim Min-Joong, Peng Huei et J. W. Grizzle. 2006. « System-level model and stochastic optimal control for a PEM fuel cell hybrid vehicle ». *Transactions of the ASME. Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control*, vol. 128, n° 4, p. 878-90.

Markel, Tony, A. Brooker, T. Hendricks, V. Johnson, K. Kelly, B. Kramer, M. O'Keefe, S. Sprik et K. Wipke. 2002. « ADVISOR: a system analysis tool for advanced vehicle modeling ». *Journal of Power Sources*, vol. 110, n° 2, p. 255-266.

Matheson, Paul, et Jacek Stecki. 2003. « Development and Simulation of a Hydraulic Hybrid Powertrain for use in Commercial Heavy Vehicles ». *SAE Technical Paper 2003-01-3370*.

Oh, Kyoungcheol, Junhong Min, Donghoon Choi et Hyunsoo Kim. 2007. « Optimization of control strategy for a single-shaft parallel hybrid electric vehicle ». *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, vol. 221, n° 5, p. 555-565.

- Paganelli, G., S. Delprat, T. M. Guerra, J. Rimaux et J. J. Santin. 2002. « Equivalent consumption minimization strategy for parallel hybrid powertrains ». *IEEE Vehicular Technology Conference*, vol. 4, p. 2076-2081.
- Paganelli, G., M. Tateno, A. Brahma, G. Rizzoni et Y. Guezennec. 2001. « Control development for a hybrid-electric sport-utility vehicle: Strategy, implementation and field test results ». In *2001 American Control Conference, Jun 25-27 2001*. Vol. 6, p. 5064-5069. Coll. « Proceedings of the American Control Conference ». Arlington, VA: Institute of Electrical and Electronics Engineers Inc.
- Parker Hannifin. 2009. « PARKER RUNWISE™ ADVANCED SERIES HYBRID DRIVE SETS THE STANDARD FOR CLASS 8 REFUSE VEHICLES ». <http://www.parker.com/portal/site/PARKER/menuitem.31c35c58f54e63cb97b11b10237ad1ca/?vgnextoid=c17f1bacf68f2210VgnVCM10000048021dacRCRD&idec=b17f1bacf68f2210VgnVCM10000048021dac____&vgnnextfmt=EN>.
- Pourmovahed, A. 1985. « Modeling the transient natural convection in gas-filled, variable volume cylindrical enclosures, with applications to hydraulic accumulators ». PhD, University of Wisconsin-Madison.
- Pourmovahed, A., et D. R. Otis. 1990. « Experimental thermal time-constant correlation for hydraulic accumulators ». *Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, Transactions ASME*, vol. 112, n° 1, p. 116-121.
- Rahman, Z., Karen L. Butler et Mehrdad Ehsani. 2000. « A Comparison Study Between Two Parallel Hybrid Control Concepts ». In *SAE 2000 World Congress* (March 6-9, 2000). Detroit, Michigan, USA: Society of Automotive Engineers.
- Ross, Timothy J. 2004. *Fuzzy Logic with Engineering Application*, 2. John Wiley, 628 p.
- Schouten, Niels J., Mutasim A. Salman et Naim A. Kheir. 2002. « Fuzzy logic control for parallel hybrid vehicles ». *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, vol. 10, n° 3, p. 460-468.
- Speciality Vehicles.net. 2010. *The Refuse Truck Industry in North America*. Modesto, California, É.-U., 59 p.
- Tate, Edward Dean Jr. 2007. « Techniques for hybrid electric vehicle controller synthesis. ». Ph. D University of Michigan.
- Transports Canada. 2005. *Hybrid Refuse Truck Feasibility Study, TP 14431E*. Centre de développement des transports, Transports Canada.
- Wang, Aihua, et Weizi Yang. 2006. « Design of Energy Management Strategy in Hybrid Vehicles by Evolutionary Fuzzy System Part I: Fuzzy Logic Controller Development

». In (2006). Vol. 2, p. 8324-8328. Coll. « Proceedings of the World Congress on Intelligent Control and Automation (WCICA) ». Dalian, China: Institute of Electrical and Electronics Engineers Inc., Piscataway, NJ 08855-1331, United States. <<http://dx.doi.org/10.1109/WCICA.2006.1713599>>.

Wipke, Keith B., Matthew R. Cuddy et Steven D. Burch. 1999. « ADVISOR 2.1: A user-friendly advanced powertrain simulation using a combined backward/forward approach ». *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, vol. 48, n° 6, p. 1751-1761.

Won, Jong-Seob. 2003. « Intelligent energy management agent for a parallel hybrid vehicle ». Ph.D., Texas A&M University.

Won, Jong-Seob, et Reza Langari. 2002. « Fuzzy torque distribution control for a parallel hybrid vehicle ». *Expert Systems*, vol. 70, p. 43-48.

Wu, B., C. C. Lin, Z. Filipi, H. Peng et D. Assanis. 2004. « Optimal power management for a hydraulic hybrid delivery truck ». *Vehicle System Dynamics*, vol. 42, n° 1-2, p. 23-40.