

ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE
UNIVERSITÉ DU QUÉBEC

MÉMOIRE PRÉSENTÉ À
L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE

COMME EXIGENCE PARTIELLE
À L'OBTENTION DE LA
MAÎTRISE EN GÉNIE MÉCANIQUE
M.Ing.

PAR
ARSENAULT, David

OPTIMISATION D'UN SYSTÈME HYBRIDE INNOVATEUR POUR CAMION À ORDURES

MONTREAL, LE 21 juillet 2008

© David Arsenault, 2008

CE MÉMOIRE A ÉTÉ ÉVALUÉ

PAR UN JURY COMPOSÉ DE

M. Anh Dung Ngô, directeur de thèse

Département de génie mécanique de l'École de technologie supérieure

M. Patrice Seers, membre du jury

Département de génie mécanique de l'École de technologie supérieure

M. Raynald Guilbault, membre du jury

Département de génie mécanique de l'École de technologie supérieure

IL A FAIT L'OBJET D'UNE SOUTENANCE DEVANT JURY ET PUBLIC

LE 26 juin 2008

À L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE

REMERCIEMENTS

La réalisation d'un projet de recherche dans le cadre d'une maîtrise ne peut être accomplie sans un support professionnel, personnel et financier. Je profite alors de l'occasion pour exprimer ma gratitude envers les personnes qui m'ont soutenu pendant les deux dernières années.

Je tiens tout d'abord à remercier mon directeur de maîtrise, M Anh Dung Ngô, qui m'a supporté tout au long de mes travaux d'études. Sa connaissance des systèmes hydrauliques m'a permis de développer un système hybride hydraulique très efficace. De plus, la confiance qu'il éprouve à mon égard m'a permis de jumeler mes travaux d'études à ceux d'un projet d'entreprise que j'ai démarré au Centech.

Je tiens également à remercier mes partenaires au sein de cette entreprise, soit Benoit Lacroix et Dany Fouquet. Les travaux parallèles qu'ils ont effectués lors du développement de la technologie de Développement Effenco m'ont permis de me concentrer sur la conception et l'optimisation du système hybride traité dans cet ouvrage.

OPTIMISATION D'UN SYSTÈME HYBRIDE INNOVATEUR POUR CAMION À ORDURES

ARSENAULT, David

RÉSUMÉ

Un système hybride hydraulique parallèle à pression assistée (SHHPPA) a déjà été identifié dans la littérature comme étant très efficace pour une application sur des camions à ordures. Par contre, ce système de base comporte quelques lacunes en termes d'efficacité énergétique. Les travaux d'études de ce mémoire présentent une version innovatrice et optimisée de ce système. Son optimisation a été réalisée à l'aide d'un modèle de simulation numérique utilisant des données d'entrées enregistrées sur un camion à ordures opérant en conditions réelles. L'analyse de 756 différentes configurations, effectuée à l'aide de ce modèle a déterminé que la configuration optimale permet de retransmettre 40,7 % de l'énergie de freinage disponible à la prise de puissance du moteur à combustion interne. Ceci correspond approximativement à une réduction de la consommation de carburant de 15,8 %.

Mots clés : Système hybride hydraulique, camion à ordures, système de compaction des déchets.

OPTIMIZATION OF AN INNOVATIVE HYBRID SYSTEM FOR REFUSE TRUCK

ARSENAULT, David

ABSTRACT

A parallel hybrid hydraulic pressure assist system has already been identified in the literature as being very effective for a refuse trucks application. However, this system has some shortcomings in terms of energy efficiency. This study shows an innovative and optimized version of this system. Its performances were estimated using a numerical simulation model using input data recorded on a refuse truck operating in real conditions. An analysis of 756 different configurations carried out with this model has determined that the optimal configuration returns 40.7% of the braking energy available to the engine power take off. This approximately corresponds to a 15.8 % fuel consumption reduction.

Keywords: Hybrid hydraulic system, refuse truck, waste management system.

TABLE DES MATIÈRES

	Page
CHAPITRE 1 REVUE DE LA LITTÉRATURE, PROBLÉMATIQUE ET MÉTHODOLOGIE	8
1.1 Revue de la littérature	8
1.2 Problématique	14
1.2.1 Objectifs généraux	15
1.2.2 Objectifs spécifiques	15
CHAPITRE 2 Méthodologie	16
2.1.1 Acquisition de données	16
2.1.1.1 Paramètres de lecture	17
CHAPITRE 3 PRÉSENTATION DES CONDITIONS D'UTILISATION	23
3.1 Présentation des résultats de l'acquisition de données	23
3.1.1 Profil de vitesse	24
3.1.2 Freinage	28
3.1.3 Fonctionnement du système hydraulique	29
3.1.3.1 Cycle hydraulique du bras télescopique	30
3.1.3.2 Cycle hydraulique du compacteur	32
3.1.3.3 Température du réservoir d'huile	34
CHAPITRE 4 ÉLABORATION DES DIFFÉRENTS CONCEPTS	35
4.1 Explication du système de base	35
4.2 Premier système	37
4.3 Deuxième système	39
4.4 Système final	41
CHAPITRE 5 OPTIMISATION DE LA SOLUTION FINALE ET ÉVALUATION DE SON POTENTIEL D'ÉCONOMIE	45
5.1 Sélection des composants	45
5.1.1 Boîte de transmission	49
5.1.2 Pompe-frein	51
5.1.3 Accumulateur	53
5.1.4 Prise de puissance	54
5.1.5 Moteur hydraulique	55
5.2 Dimensionnement des composants	56
5.2.1 Explication du modèle de simulation	58
5.2.2 Introduction aux résultats de la simulation	70
5.2.3 Optimisation de la solution finale en fonction des résultats de la simulation	74
5.3 Performances du système hybride	79
CONCLUSION	81
Recommandations	83

ANNEXE I SCHÉMAS BLOCS DÉTAILLÉS DE CHACUN DES COMPOSANTS DU
 MODÈLE DE SIMULATION NUMÉRIQUE85

LISTE DE RÉFÉRENCES.....94

LISTE DES TABLEAUX

	Page
Tableau 2.1 Spécifications du camion utilisé pour l'acquisition de données	17
Tableau 2.2 Paramètres de lecture spécifiques aux différents capteurs	18
Tableau 3.1 Caractéristiques de la route d'acquisition de données	24
Tableau 3.2 Caractéristiques d'opération d'un camion à ordures selon différentes sources.....	26
Tableau 3.3 Sommaire des statistiques d'opération, moyennes quotidiennes	27
Tableau 5.1 Liste des spécifications préliminaires des composants	48
Tableau 5.2 Modèles de pompes hydrauliques commercialement disponibles	51
Tableau 5.3 Comparaison des différents types d'accumulateurs	53
Tableau 5.4 Modèles de moteurs hydrauliques commercialement disponibles.....	55
Tableau 5.5 Liste des différentes combinaisons étudiées.....	57
Tableau 5.6 Données recueillies lors de la période d'acquisition de données	61
Tableau 5.7 Paramètres utilisés lors des calculs des forces dynamiques.....	62
Tableau 5.8 Paramètre utilisé lors des calculs à la roue.....	63
Tableau 5.9 Paramètres utilisés lors des calculs au différentiel du camion.....	64
Tableau 5.10 Paramètre utilisé lors des calculs de la boîte de transmission	65
Tableau 5.11 Configuration optimale du système hybride	78

LISTE DES FIGURES

	Page
Figure 1.1 <i>Démonstrateur du système Runwise de Parker</i>	10
Figure 1.2 <i>Fonctionnement du système de Permo-Drive</i>	11
Figure 1.3 <i>Schématisation du système développé par Oshkosh</i>	12
Figure 2.1 <i>Camion utilisé lors de l'acquisition de données</i>	16
Figure 2.2 <i>Disposition générale des éléments mesurées</i>	19
Figure 2.3 <i>Installation de l'enregistreur et lecture du CAN-BUS</i>	20
Figure 2.4 <i>Capteurs de pression</i>	20
Figure 2.5 <i>Capteur de position linéaire sur un cylindre du compacteur</i>	21
Figure 2.6 <i>Capteurs de position linéaire sur le bras télescopique</i>	21
Figure 2.7 <i>Capteurs de position linéaire pour la levée et l'ouverture de la pince</i>	22
Figure 2.8 <i>Thermocouple type K collé sur la paroi du réservoir hydraulique</i>	22
Figure 3.1 <i>Profil de vitesse représentatif d'un camion à ordures</i>	24
Figure 3.2 <i>Cycle de vitesse moyen en mode collecte</i>	25
Figure 3.3 <i>Échantillon du cycle d'opération en mode transfert</i>	25
Figure 3.4 <i>Énergie de freinage dissipée en fonction des différents couples de freinage lors des 2 semaines d'enregistrement</i>	29
Figure 3.5 <i>Cycle hydraulique typique</i>	31
Figure 3.6 <i>Évolution de la pression hydraulique du compacteur au cours d'un voyage</i> ...	32
Figure 3.7 <i>Évolution de la pression hydraulique durant le compactage, à vide et à plein respectivement</i>	33
Figure 3.8 <i>Évolution de la température du réservoir au cours d'un voyage</i>	34
Figure 4.1 <i>Schéma explicatif du système de base</i>	36
Figure 4.2 <i>Schéma hydraulique du premier système</i>	37
Figure 4.3 <i>Illustration des pertes en chaleur produite par le premier système</i>	39

Figure 4.4	<i>Schéma hydraulique du deuxième système</i>	40
Figure 4.5	<i>Schéma hydraulique du système final</i>	42
Figure 4.6	<i>Consommation du moteur à combustion interne</i>	43
Figure 4.7	<i>Schéma hydraulique du système final</i>	44
Figure 5.1	<i>Pourcentage d'énergie de freinage récupérée en fonction de la capacité de freinage du système hybride</i>	46
Figure 5.2	<i>Couple requis à l'arbre de la transmission pour subvenir à la demande hydraulique du camion</i>	47
Figure 5.3	<i>Boîte de transmission</i>	49
Figure 5.4	<i>Position de la boîte de transmission</i>	50
Figure 5.5	<i>Comparaison des différents modèles de pompes</i>	52
Figure 5.6	<i>Interface d'accouplement de la prise de puissance de la transmission</i>	54
Figure 5.8	<i>Schéma hydraulique de la solution finale du système hybride hydraulique à pression assistée</i>	60
Figure 5.9	<i>Exemple de résultats pour 9 différentes pressions de pré-charge de l'accumulateur</i>	71
Figure 5.10	<i>Exemple de résultats pour une combinaison pompe/accumulateur donnée</i>	72
Figure 5.11	<i>Exemple de résultats pour différentes combinaisons de pompes</i>	73
Figure 5.12	<i>Résultats des 756 différentes configurations analysées</i>	74
Figure 5.13	<i>Exemple de résultats pour 7 combinaisons de pompes avec un seul accumulateur</i>	75
Figure 5.14	<i>Résultats pour les combinaisons ayant un accumulateur et une combinaison de pompes de $3 \times 10^7 \text{ cm}^3/\text{rev}$</i>	76
Figure 5.15	<i>Résultats pour les combinaisons ayant un accumulateur avec une combinaison de pompes de $3 \times 10^7 \text{ cm}^3/\text{rev}$ et un rapport de transmission de 3,1 :1</i>	77

LISTE DES ABRÉVIATIONS, SIGLES ET ACRONYMES

CAN-BUS	Controller Area Network
GES	Gaz à effet de serre
HTUF	Hybrid Truck Users Forum
MCI	Moteur à combustion interne
PTO	Prise de puissance de la transmission
SHPPA	Système hybride hydraulique parallèle à pression assistée
TC	Transports Canada

LISTE DES SYMBOLES ET UNITÉS DE MESURE

Volume

m ³	mètre cube
cm ³	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/s ²	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
----	---------------

INTRODUCTION

Tel que Pourmovahed (Pourmovahed, 1991) l'a mentionné, la crise du pétrole au début des années soixante-dix a donné naissance à une multitude de nouvelles technologies visant à réduire la consommation des véhicules routiers. Une diminution de la dimension et du poids des véhicules de toutes catégories a été remarquée. Les fabricants d'automobiles ont cherché à améliorer l'efficacité énergétique de leurs véhicules par plusieurs moyens. Une des technologies émergentes de cette période est celle des systèmes de propulsion hybride. Maintenant que cette technologie est implantée pour les voitures de passagers, c'est au tour du secteur du transport de marchandises de connaître un intérêt grandissant pour cette technologie. Le type de véhicule lourd est propice à l'implantation d'un système de propulsion hybride est le camion à ordures. En effet, ce véhicule présente un des pires bilans énergétiques de sa catégorie en raison de la haute fréquence d'arrêt/départ de son cycle d'opération.

Cette étude présente une solution face à cette problématique en proposant un système hybride innovateur spécialement développé pour les camions à ordures. Il s'agit d'une version optimisée d'un système hybride hydraulique parallèle à pression assistée (SHHPPA).

La première section de cette étude présente une revue de littérature scientifique sur la recherche de méthodes visant à améliorer l'efficacité énergétique des camions à ordures. La deuxième section illustre les résultats d'une période d'acquisition de données effectuée sur un camion à ordures ciblé pour l'implantation de cette technologie. Ces résultats sont utilisés dans la section suivante dans le but de mettre au point un nouveau système plus performant que le SHHPPA de base. La dernière section présente la méthode d'optimisation utilisée pour dimensionner les composants du système de façon à maximiser ses performances. La combinaison optimale ainsi que l'économie de carburant qui lui est associée sont présentées à la fin de cette section.

CHAPITRE 1

REVUE DE LA LITTÉRATURE, PROBLÉMATIQUE ET MÉTHODOLOGIE

1.1 Revue de la littérature

Selon Pourmovahed (Pourmovahed, 1991) un véhicule hybride peut être défini comme un véhicule comprenant au moins deux systèmes différents de conversion et de stockage de l'énergie pour la propulsion du véhicule. Les économies de carburant produit par une technologie hybride sont basées sur les principes suivants :

- L'énergie normalement dissipée au freinage peut être emmagasinée puis réutilisée par la suite pour effectuer un travail. Ceci est communément défini comme étant de la régénération de l'énergie de freinage.
- La source principale de propulsion peut être découplée par rapport aux variations de charge de la route. Ceci permet de réduire la taille de cette source de propulsion en plus de l'utiliser à des plages de puissances plus efficaces.
- Les accessoires du véhicule peuvent fonctionner à des plages de vitesses différentes de celles de la source principale de propulsion. Ceci a comme effet de les utiliser de façon plus efficace dans le but de réduire leur consommation d'énergie.

Toujours selon Pourmovahed (Pourmovahed, 1991) les avantages d'un tel système sont les suivants :

- Diminution de la consommation de carburant
- Diminution des émissions polluantes
- Amélioration des performances dynamiques
- Réduction de l'usure de la source principale de propulsion
- Prolongement de la durée de vie du système de freinage

Par contre, un véhicule muni d'un système hybride peut présenter différents désavantages, tels que :

- Augmentation de la masse totale du véhicule
- Complexification du système de propulsion
- Accroissement du coût de fabrication et du coût d'entretien

- Diminution du degré de sécurité du véhicule face au système de stockage de l'énergie régénérée lors du freinage
- Élargissement de l'encombrement du système de propulsion

Différentes architectures hybrides hydrauliques sont traitées dans cet article. Il s'agit de configurations parallèles constituées d'un assemblage moteur/pompe ou de configurations en série munies de transmissions hydrostatiques. Toutes les configurations étudiées utilisent l'énergie régénérée lors du freinage pour repropulser le véhicule.

Les conclusions de cette revue de littérature démontraient déjà qu'un système hybride hydraulique est plus adapté à des véhicules lourds. La variation de poids ainsi que le coût additionnel engendrés par l'ajout d'un système hybride ont moins d'impacts sur ce type de véhicule.

Ces résultats vont de pair avec ceux d'autres auteurs (Anderson, Lambertson, Blohm, & Turner, 2005) qui démontrent qu'une technologie utilisant l'hydraulique comme médium de transfert d'énergie est plus performante dans le cas d'application à des véhicules lourds.

Ceci est très intéressant puisque la présence de ce type de véhicule sur les routes et dans les centres urbains est récemment en forte croissance. Selon statistique Canada (Adams, 2006) de 1990 à 2003, le volume de marchandises transportées par l'industrie du camionnage pour compte d'autrui a augmenté de 75 %. Lors de cette même période, les émissions de gaz à effet de serre (GES) attribuables aux véhicules lourds ont progressé de plus de 80 % pour atteindre des émissions annuelles de près de 49 mégatonnes de CO² équivalent. Ces statistiques inquiétantes ont eu pour effet de générer un intérêt grandissant face au développement de technologies visant à réduire la consommation de carburant des véhicules lourds.

En effet, quelques entreprises travaillent présentement au développement de différents systèmes hybrides appliqués aux camions lourds. Les principales technologies développées sont décrites dans les paragraphes suivants :

Le système *Runwise* de Parker (grading_and_excavation, 2006) utilise une pompe-moteur en configuration série sur une plateforme de camion lourd et régénère l'énergie du freinage dans un accumulateur hydraulique. Ce système utilise l'énergie emmagasinée lors d'un freinage régénératif pour propulser le véhicule en passant par une transmission hydrostatique.

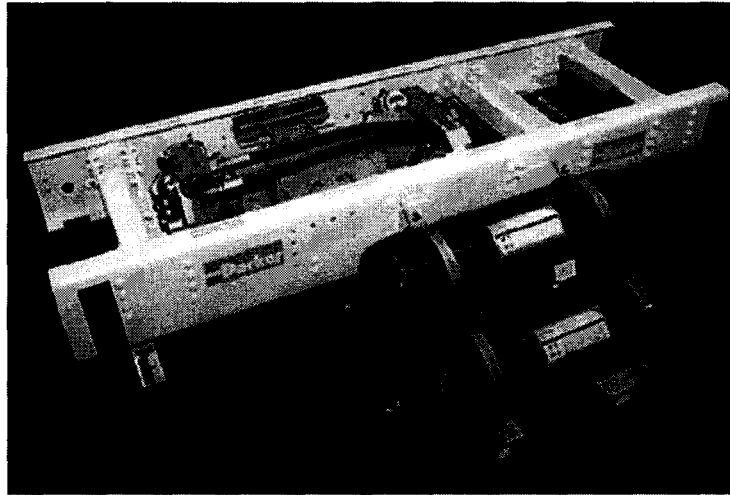


Figure 1.1 Démonstrateur du système Runwise de Parker

(Tiré de (grading_and_excavation, 2006))

Source : Cette figure provient de la page Web suivante :
http://www.gradingandexcavation.com/gx_news_042806_parker.html

L'entreprise australienne Permo-Drive est active dans le développement de systèmes hydrauliques parallèles de repropulsion (Permo-Drive-Technologies, 2008). Ce système utilise un assemblage pompe/moteur hydraulique qui s'assemble directement sur l'arbre de transmission d'un camion lourd dans une configuration parallèle (Matheson & Stecki, 2003). L'énergie régénérée lors du freinage est emmagasinée dans un accumulateur hydraulique puis celle-ci est utilisée pour repropulser le véhicule.

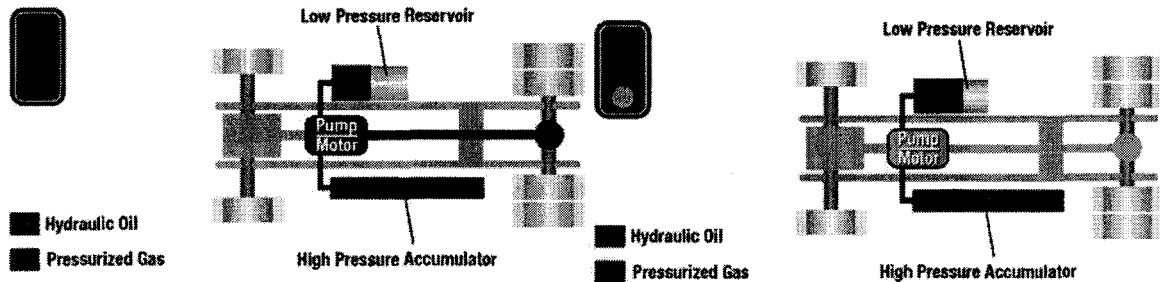


Figure 1.2 Fonctionnement du système de Permo-Drive
 (Tiré de(Permo-Drive-Technologies, 2008))

Source : Cette figure provient de la page Web suivante : <http://www.permo-drive.com/tech/index.htm>

La compagnie Bosch Rexroth a également développé un produit qui s'applique aux véhicules commerciaux. Il s'agit d'un système hybride hydraulique parallèle de repropulsion similaire à celui de Permo-Drive. Comme le mentionne Baseley (Baseley, Ehret, Greif, & Kliffken, 2007), il est avantageux d'utiliser des systèmes hybrides hydrauliques pour des applications destinées aux véhicules commerciaux puisque leur densité de puissance est supérieure à celle des systèmes électriques actuellement disponibles. Un exercice de dimensionnement des composants hydrauliques effectué à l'aide d'un logiciel de simulation a permis d'estimer une économie de 30 % de la consommation de carburant pouvant être associée à l'installation de ce système hybride sur un camion à ordures. L'avantage de ce système par rapport aux autres systèmes hybrides hydrauliques parallèles de repropulsion est relié au fait qu'il soit constitué de composants hydrauliques standards qui sont commercialement disponibles et éprouvés. Cette technologie est présentée de façon conceptuelle par la compagnie Bosch Rexroth, qui offre des services de consultations permettant d'assister des entreprises lors du développement de leur propre système hybride utilisant des composants hydrauliques Bosch Rexroth.

Oshkosh Trucks a dévoilé un véhicule militaire hybride électrique (Green_Car_Congress, 2006). Il s'agit d'une architecture hybride en série munie de super condensateurs. Cette technologie a été développée pour le secteur militaire.

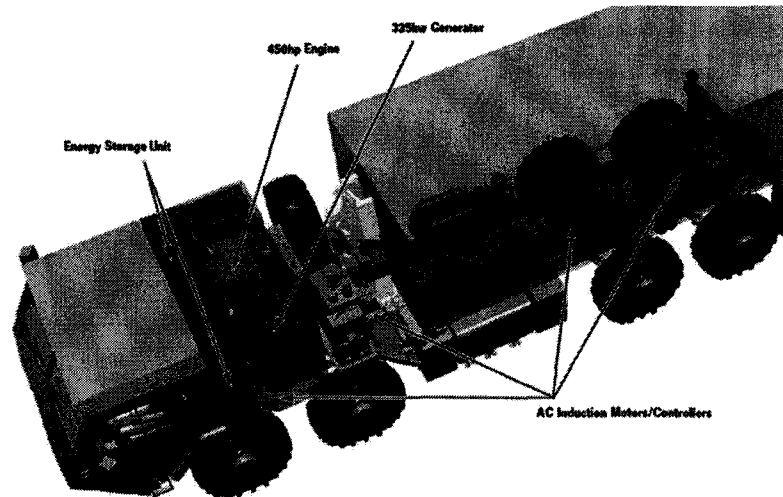


Figure 1.3 Schématisation du système développé par Oshkosh
 (Tiré de (Green_Car_Congress, 2006))

Source : Cette figure provient de la page Web suivante :
http://www.greencarcongress.com/2006/11/oshkosh_truck_u.html

Volvo Trucks qui travaille à la conception d'un camion hybride électrique avec sa technologie propriétaire I-SAM (Volvo, 2008) régénère l'énergie du freinage à l'aide d'un moteur/alternateur électrique, puis emmagasine cette énergie dans des batteries électriques pour ensuite l'utiliser pour repousser le véhicule. Ce système sera particulièrement applicable à des camions de collecte d'ordures.

Ces technologies sont particulièrement performantes lorsque le cycle de vitesse des véhicules est caractérisé par une fréquence élevée d'arrêts/départs, puisque l'énergie est régénérée lors du freinage. Ce type de profil de vitesse est très fréquent pour les camions à ordures. Ces véhicules étant très propices à l'application de système hybride, il est normal qu'il y ait beaucoup de développement qui s'oriente dans cette direction.

Afin de favoriser des développements similaires au Canada, une étude financée par Transports Canada, datant du mois d'août 2005 (Drozd, 2005), traite de la faisabilité de l'application d'une technologie hybride à des camions à ordures. Cette étude indique que la collecte des ordures ménagères dans les villes, est une industrie importante en Amérique du Nord, où on estime le parc de bennes à ordures à environ 200 000 unités. Aux États-

Unis, les camions à ordures consommeraient 1 milliard de gallons de diesel par année, ce qui représente 3% de la consommation totale de carburant diesel dans ce pays. La croissance du prix du carburant et le souci de l'environnement stimulent les recherches en vue de mettre au point des camions à ordures plus propres, plus silencieux, plus productifs et plus efficaces. Cette même étude avait pour but de d'encourager les entreprises privées à poursuivre le développement de technologies hybrides pouvant réduire la consommation des camions à ordures. De plus, selon cette étude, la consommation d'énergie due à la demande en puissance des systèmes auxiliaires hydrauliques installés à bord du camion serait considérable, soit près de 40 % de la consommation totale en mode collecte. Il est important de mentionner que le véhicule de base utilisé lors de cette étude est un camion à ordures à chargement latéral muni d'un bras automatisé. La consommation de carburant associée à cette configuration de véhicule est plus importante que dans le cas d'un type à chargement arrière.

Dans l'étude de Drozd (Drozd, 2005), cinq architectures hybrides différentes ont été analysées dans le but de déterminer la plus adaptée au cas particulier d'un camion à ordures, soit :

- un système hybride électrique en parallèle ;
- un système hybride électrique en série ;
- un système hybride hydraulique en parallèle ;
- un système hybride hydraulique en parallèle à pression assistée ;
- un système hybride hydraulique en série.

Les résultats de cette étude démontrent qu'un système hybride hydraulique parallèle à pression assistée présente un potentiel d'économie de carburant de l'ordre de 20 % en plus de permettre une augmentation de la durée de vie du système de freinage.

Il existe beaucoup d'information dans la littérature traitant de différentes architectures hybrides hydrauliques destinées aux camions à ordures. Par contre, cette étude de Drozd (Drozd, 2005) semble être la seule source de littérature qui présente une architecture hybride hydraulique parallèle à pression assistée. Cette technologie est uniquement applicable à des véhicules possédant des systèmes hydrauliques montés à bord.

Ces résultats ont suscité l'attention de la compagnie Développement Effenco qui œuvre dans le secteur des technologies hybrides pour véhicules lourds depuis 2006. Les travaux de recherche et développement présentés dans ce mémoire reflètent ceux effectués par cette entreprise lors du développement d'une version optimisée d'un système hybride hydraulique à pression assistée. Cette solution se distingue des différentes technologies présentement étudiées dans le secteur des véhicules hybrides lourds par le fait que l'énergie régénérée lors du freinage est redistribuée aux systèmes hydrauliques auxiliaires montés à bord du véhicule, contrairement aux autres systèmes qui se basent sur le principe de la repropulsion.

1.2 Problématique

Développement Effenco (Effenco) est une entreprise canadienne fondée en avril 2006 par des étudiants en génie de l'École de technologie supérieure. Le siège social d'Effenco est situé à Montréal dans les locaux du centre d'entrepreneurship technologique, qui est un incubateur affilié à cette école d'ingénieurs. L'auteur de ce mémoire est un des fondateurs de cette entreprise et il a été mandaté pour développer une version optimisée d'un système hybride hydraulique à pression assistée, destiné aux camions à ordures. L'optimisation d'un tel système nécessite une attention particulière au cycle de fonctionnement du véhicule sur lequel il sera installé. En effet, plusieurs auteurs (Dembski, Rizzoni, Soliman, Fravert, & Kelly, 2005) et (Ivani, 2007) ont démontré que les performances d'un système hybride pour camions lourds sont fortement liées à son cycle d'utilisation. Il est donc essentiel de bien définir le cycle d'utilisation particulier aux véhicules ciblés pour le développement d'un système hybride. Ce système doit être optimisé en fonction des paramètres mesurés du cycle d'utilisation afin d'obtenir des performances optimales.

1.2.1 Objectifs généraux

L'objectif principal de ce projet de maîtrise est d'élaborer la conception préliminaire d'un système hybride pour véhicules lourds dans le but d'appliquer une technologie hydraulique innovatrice de régénération de l'énergie de freinage. Ces travaux constituent la première étape de la mise au point d'un camion à ordures hybride pouvant être fabriqué commercialement.

1.2.2 Objectifs spécifiques

La première étape du projet est d'acquérir des données sur un véhicule de collecte de déchets en service afin de bien caractériser son cycle d'utilisation. Un système complet d'acquisition de données permet d'enregistrer les paramètres d'utilisation d'un camion à ordures. Cette information est ensuite analysée afin de guider l'élaboration de plusieurs architectures hybrides innovatrices. Subséquemment, une analyse préliminaire de la performance de chacun des concepts est produite. Le concept le plus efficace est sélectionné afin d'en faire l'optimisation à l'aide d'outils de simulations numériques. Ceci permet de guider le dimensionnement de ses différents composants mécaniques en évaluant leur influence sur la performance globale du système sur un parcours réel de collecte de déchets.

CHAPITRE 2

Méthodologie

Comme il a été mentionné précédemment, la première étape de l'exercice d'optimisation du système hybride fut d'effectuer de l'acquisition de données sur un camion à ordures en conditions réelles d'opération. Afin de permettre la reproduction de cet exercice en plus de bien comprendre les limites des résultats obtenus, la méthodologie employée lors de cette période d'acquisition de données est expliquée dans le présent chapitre.

2.1.1 Acquisition de données

L'acquisition de données a été effectuée sur un camion à ordures à chargement latéral (voir Figure 2.1 et Tableau 2.1). Les activités se sont déroulées à Victoriaville du 27 juillet au 31 août 2007. Les spécifications techniques du camion utilisé sont les suivantes :

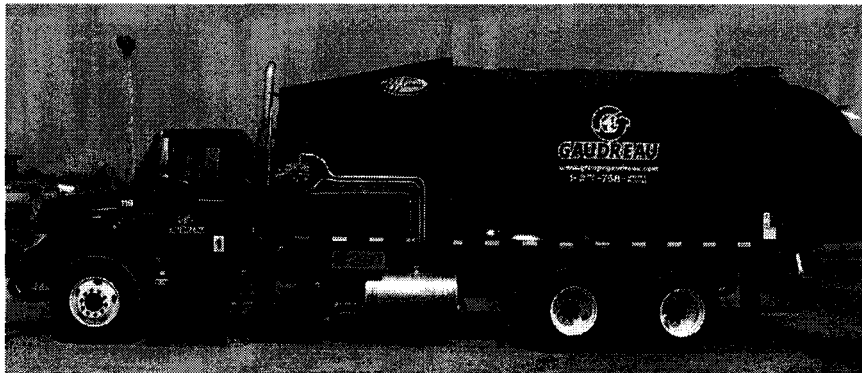


Figure 2.1 *Camion utilisé lors de l'acquisition de données*

Tableau 2.1
Spécifications du camion utilisé pour l'acquisition de données

Fabricant de la benne à ordures et modèle	Labrie, Automizer Right-Hand 2007 (no. de série SF07107NVG)
Manufacturier du châssis	International 7400, 2007
Modèle du moteur	International DT570
Modèle de transmission	Allison, HD3560
Rapports de vitesses	4.59:1, 2.25:1, 1.54:1, 1.00:1, 0.75:1, 0.65:1
Rapport du différentiel	4.4:1

Le matériel utilisé pour procéder à l'acquisition de données a entièrement été fourni par Isaac Instruments. Les données ont été enregistrées à l'aide d'un enregistreur V7 *Professional* possédant 4 capteurs internes (tension d'alimentation, température et 2 accéléromètres), 4 entrées en fréquence, 12 entrées analogiques de 10 bits et une capacité d'enregistrement de 128 Mo. L'enregistreur offre également la possibilité de lire l'information disponible sur le réseau CAN-BUS (Controller Area Network) du véhicule. Tous les capteurs ont été calibrés selon les spécifications du fournisseur. Il est cependant important de considérer que :

- L'exactitude des mesures de position des cylindres (surtout en position faiblement déployée) peut être affectée par des défauts d'angles dans l'installation des différents capteurs. Le cas échéant, l'erreur créée est inférieure à 1 %.
- La plage de lecture des capteurs est supérieure à la course des cylindres hydrauliques. Les positions complètement rétractées des cylindres correspondent donc aux valeurs minimales des données brutes et non à zéro. Cela a été pris en compte dans l'élaboration des statistiques d'opération contenues dans ce document.

2.1.1.1 Paramètres de lecture

Le Tableau 2.2 présente la description des capteurs utilisés pour la lecture des différents paramètres du camion. Le taux d'échantillonnage de toutes les entrées était de 10 Hz.

Tableau 2.2
Paramètres de lecture spécifiques aux différents capteurs

Éléments mesurés	Types de capteur	Modèles de capteur	Plages de lecture	Résolutions
Vitesse (Figure 2.3)	CAN-BUS	-	0 – 251 km/h	0,004 km/h
Accélération longitudinale (Figure 2.3)	Accéléromètre	Capteur interne	± 2 g	0,05 g
Régime moteur (Figure 2.3)	CAN-BUS	-	0 – 8032 rpm	0,125 rpm
Consommation de carburant du MCI (Figure 2.3)	CAN-BUS	-	0 – 3212.75 L/h	0.05 L/h
Position du compacteur (Figure 2.5)	Capteur de position linéaire	SENST2-122	0 - 1270 mm [0 - 50 po]	1,24 mm [0.05 po]
Ouverture de la pince (Figure 2.7)	Capteur de position linéaire	SENLP5-171	0 - 175 mm [0 - 6,9 po]	0,17 mm [0,007 po]
Levée de la pince (Figure 2.7)	Capteur de position linéaire	SENST2-122	0 - 1270 mm [0 - 50 po]	1,2 mm [0.05 po]
Position du bras télescopique, charriots central et interne (Figure 2.6)	Capteur de position linéaire	SENST2-152	0 - 1524 mm [0 - 60 po]	1,5 mm [0.06 po]
Pression hydraulique, Valve principale (Figure 2.4)	Capteur de pression	SENPG1-502	0 - 34250 kPa [0 - 5000 psi]	33,5 kPa [4,9 psi]
Pression hydraulique, Valve Danfoss (Figure 2.4)	Capteur de pression	SENPG1-502	0 - 34250 kPa [0 - 5000 psi]	33,5 kPa [4,9 psi]
Pression pneumatique, Réservoir (Figure 2.4)	Capteur de pression	SENPG1-101	0 - 690 kPa [0 - 100 psi]	0,67 kPa [1 psi]
Température de la paroi du réservoir (Figure 2.4)	Thermocouple type K	MODTMK-501	0 - 500°C	0,49°C

Les Figure 2.2 à Figure 2.8 illustrent la position de chacun des capteurs sur le camion.

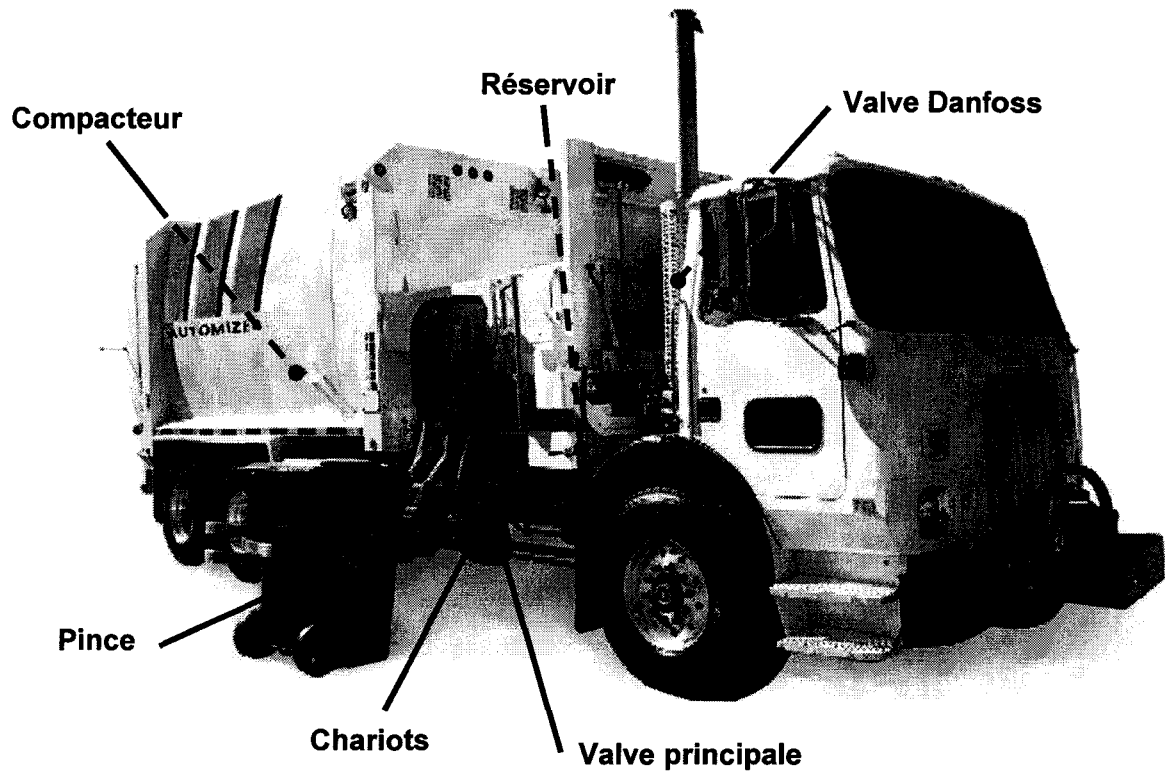
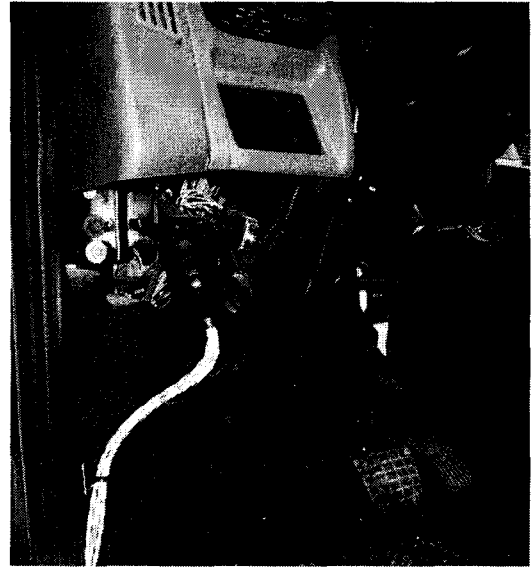


Figure 2.2 Disposition générale des éléments mesurés

Source : Cette figure provient de la page Web suivante : <http://www.labriegrup.com>

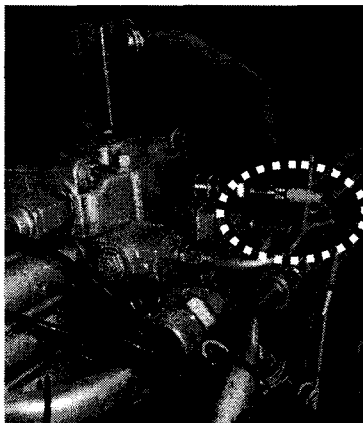


a) Enregistreur installé sur le camion

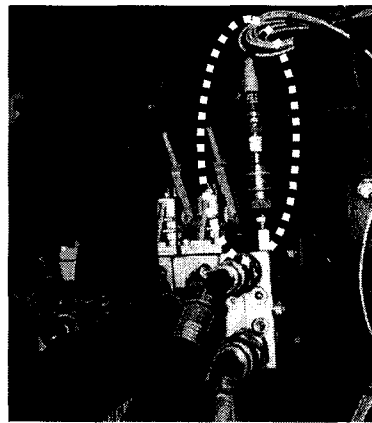


b) Lecture du CAN-BUS

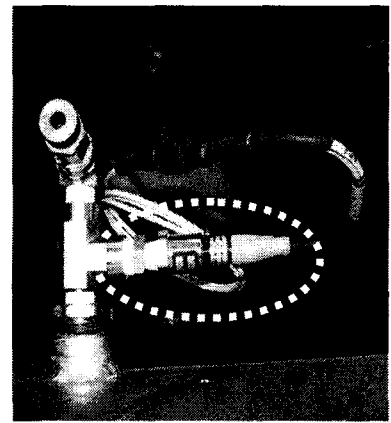
Figure 2.3 Installation de l'enregistreur et lecture du CAN-BUS



a) Valve principale



b) Valve Danfoss



c) Réservoir

Figure 2.4 Capteurs de pression

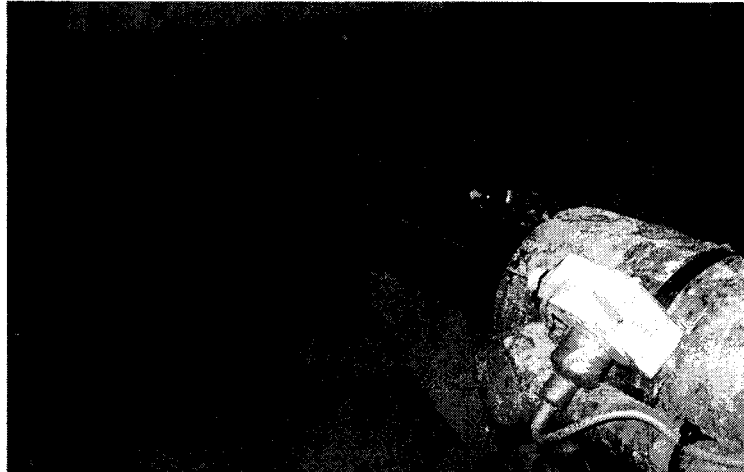


Figure 2.5 *Capteur de position linéaire sur un cylindre du compacteur*

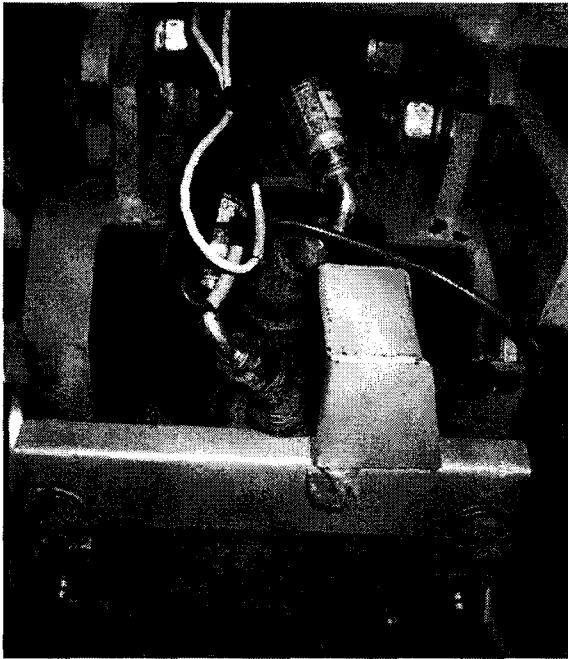


a) Chariot central

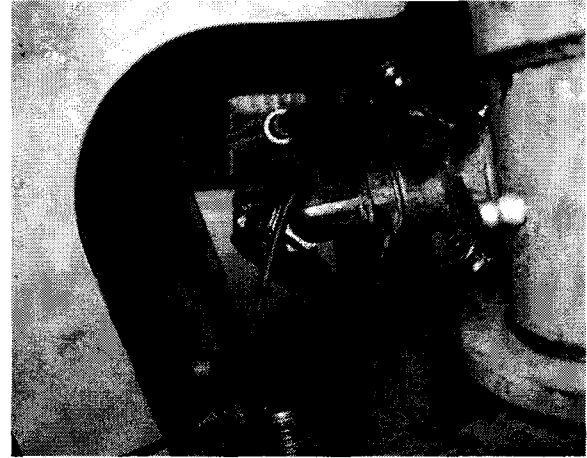


b) Chariot interne

Figure 2.6 *Capteurs de position linéaire sur le bras télescopique*



a) Levée de la pince



b) Ouverture de la pince

Figure 2.7 *Capteurs de position linéaire pour la levée et l'ouverture de la pince*

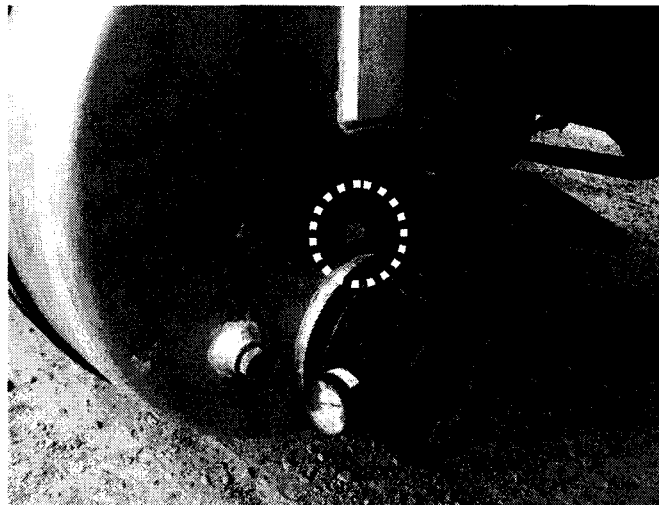


Figure 2.8 *Thermocouple type K collé sur la paroi du réservoir hydraulique*

CHAPITRE 3

PRÉSENTATION DES CONDITIONS D'UTILISATION

Tel que mentionné préalablement, la caractérisation du cycle d'opération d'un véhicule est une étape fondamentale dans l'évaluation d'une éventuelle amélioration de son efficacité énergétique. En règle générale, le cycle global d'un véhicule est composé de plusieurs sous-cycles. C'est le cas pour les camions à ordures qui possèdent une fréquence élevée d'arrêts/départs lorsqu'ils collectent les ordures en plus de circuler à des vitesses élevées lors des transferts entre les centres d'enfouissement. Les différents sous-cycles de vitesse doivent être pris en considération afin de définir un cycle représentatif pour la conception d'un système hybride destiné aux camions à ordures. Certains auteurs, tels que (Ivani, 2007) et (Stewart & Parish, 2007) de l'organisation HTUF (Hybrid Truck Users Forum), ont proposé différents cycles de vitesse. Ils relatent qu'il a été nécessaire de développer leur propre cycle de vitesse en raison de l'influence considérable de ce paramètre dans l'évaluation de la performance d'un système hybride. La même démarche a été suivie lors du développement du système hybride présenté dans cette étude en effectuant une période d'acquisition de données sur un véhicule cible du système. Ainsi, cette section présente les résultats de cette période d'acquisition de données en décrivant les conditions de fonctionnement du véhicule destiné à recevoir ce système hybride. Il s'agit d'un camion à ordures à chargement latéral.

3.1 Présentation des résultats de l'acquisition de données

Le véhicule opère de 8 à 10 heures quotidiennement du lundi au jeudi. Le type de collecte est alterné à chaque semaine, soit le ramassage des déchets domestiques ou la collecte des matières recyclables. Durant la période d'acquisition de données, le camion a été utilisé sur une seule route et opéré par un seul chauffeur. Voici les principales caractéristiques :

Tableau 3.1
Caractéristiques de la route d'acquisition de données

Type de route	Semi-urbain, banlieue
Distance du site de dépôt	moins de 5 km
Nombre de voyages par jour	3 voyages

Des statistiques sur les conditions d'opération typiques du camion sont présentées ci-dessous. Ces statistiques sont basées sur deux semaines d'opération du camion. La Semaine 1, qui s'étendait du 13 au 16 août 2007, était dédiée à la collecte des matières recyclables alors que la collecte des déchets domestiques s'est déroulée au cours de la Semaine 2, soit du 20 au 23 août 2007.

3.1.1 Profil de vitesse

La figure suivante démontre un profil de vitesse représentatif de ce qui a été enregistré lors de la période d'acquisition de données.

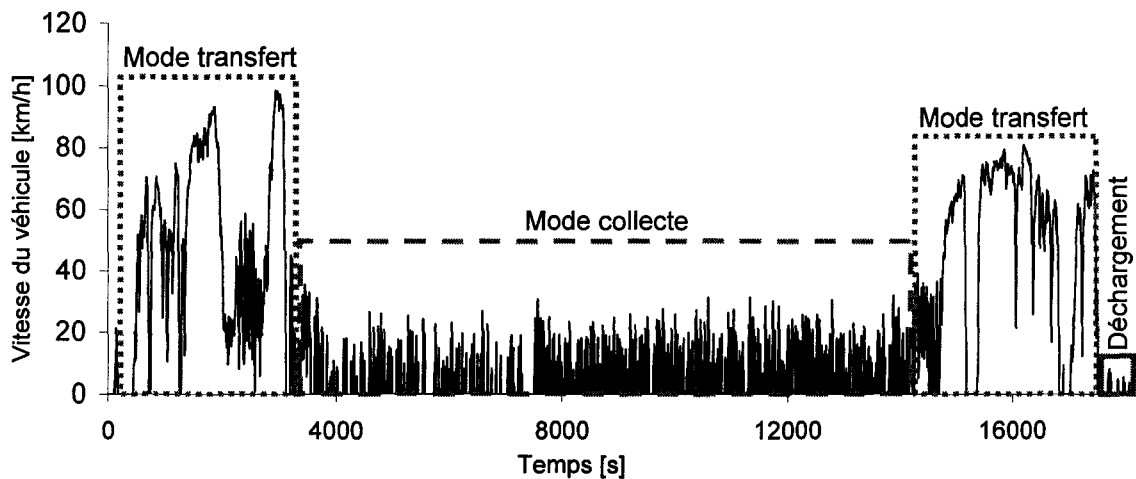


Figure 3.1 Profil de vitesse représentatif d'un camion à ordures

Un camion à ordures est utilisé à faible vitesse lorsqu'il est en mode collecte, c'est-à-dire, lorsqu'il ramasse les ordures. Il atteint de plus grandes vitesses lorsqu'il circule entre son trajet de collecte et le centre de transbordement, soit le mode transfert.

La courbe de vitesse de la page suivante représente le comportement moyen du camion entre deux adresses lorsqu'il est en mode collecte. Le camion atteint une vitesse maximale de 23,6 km/h et parcourt 57 m en 12,6 secondes.

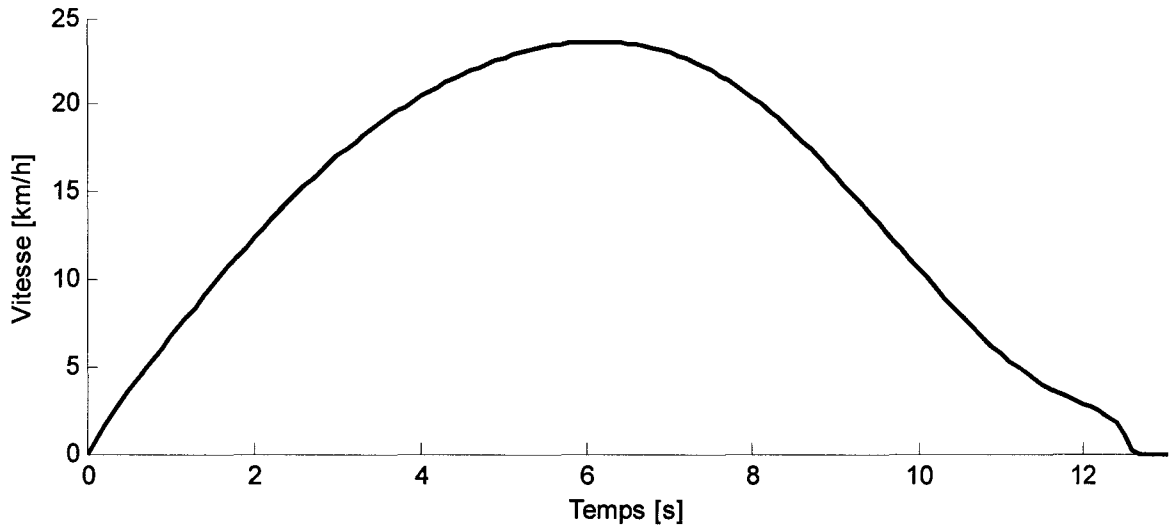


Figure 3.2 *Cycle de vitesse moyen en mode collecte*

Le profil de vitesse du véhicule en mode transfert correspond à ce qui est souvent désigné comme un cycle d'autoroute. La figure suivante montre un échantillon de ce cycle d'utilisation. Il est démontré que le véhicule atteint une vitesse élevée et exerce une forte accélération dans ce mode.

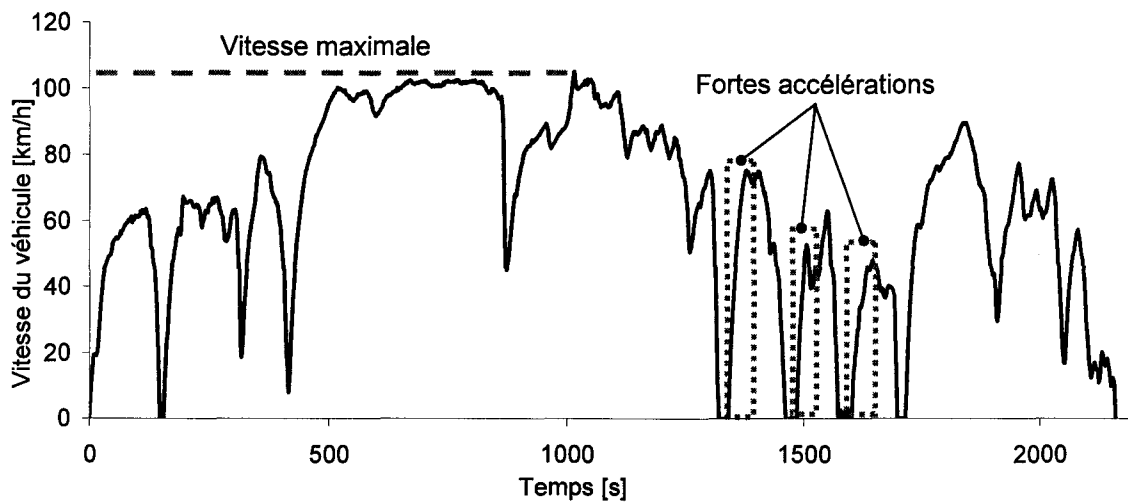


Figure 3.3 *Échantillon du cycle d'opération en mode transfert*

Les conditions d'opération enregistrées ont été comparées aux données publiées dans d'autres ouvrages de références. Les statistiques de plusieurs auteurs (Stewart & Parish, 2007) pour HTUF, (Drozd, 2005) pour Transports Canada (TC) et (Ivani, 2007) ont été utilisées comme base de comparaison. Le Tableau 3.2 montre que, par rapport à d'autres sources, le camion étudié passe pratiquement la même proportion de son temps en mode collecte, soit 74 %.

Aussi, les statistiques de HTUF et TC sont très similaires et présentent sensiblement plus d'arrêts par heure. Enfin, les résultats de Ivani (Ivani, 2007) suggèrent une très faible vitesse maximale entre deux arrêts. En fait, ce projet a été réalisé dans une zone urbaine dans la ville de New York aux États-Unis, ce qui explique la faible vitesse maximale entre deux arrêts et son petit nombre d'arrêts par heure.

Tableau 3.2
Caractéristiques d'opération d'un camion à ordures selon différentes sources

Caractéristiques	Acquisition de données	HTUF	TC	Ivani 2007	Unités
Proportion du temps en mode collecte	74	73	76	74	%
Proportion du temps au ralenti	45	47	N/A	69	%
Nombre d'arrêts par heure	121	146	144	52	-
Vitesse maximale typique entre deux arrêts	23.9	21	20	13	km/h
Distance typique entre deux arrêts	58	48	N/A	33	m
Temps entre deux arrêts	12.7	12.5	N/A	11.8	s
Vitesse maximale en mode transfert	106	97	99	80	km/h

Le Tableau 3.3 fait la synthèse des résultats enregistrés en comparant les moyennes quotidiennes de chaque semaine à une moyenne quotidienne globale ; c'est-à-dire basée sur les données des deux semaines confondues. Il révèle que globalement, les conditions d'opération restent les mêmes indépendamment du fait que le camion collecte des matières recyclables ou des déchets domestiques. Le poids total (14 293 kg pour la semaine 1 contre 27 364 kg pour la semaine 2) ainsi que le nombre de compactages par arrêt (1,4 pour la semaine 1 contre 1,1 pour la semaine 2) sont les deux seules exceptions. Le nombre de compactages plus élevé dans le cas du recyclage est dû au fait qu'il faut utiliser davantage le compacteur pour forcer les matières recyclables, qui sont moins denses, dans la benne.

Tableau 3.3
Sommaire des statistiques d'opération, moyennes quotidiennes

Items	Semaine1 : Matières recyclables	Semaine 2 : Déchets domestiques	Global	Unités
Temps d'opération	8:50	8:55	8:53	hr:min
Distance parcourue	109	110	109,5	km
Consommation de carburant	136,4	139,6	138	L / jour
Poids total	14293	27364	20622	kg
Proportion du temps en mode collecte	74	73	74	%
Proportion du temps en marche ralentie	45	42	43	%
Nombre d'arrêts (cycles de vitesse)	1028	1015	1022	-
Distance typique entre deux arrêts	58	56	57	m
Temps entre deux arrêts	12,7	12,5	12,6	sec.
Vitesse maximale typique entre deux arrêts (écart type)	23,9 (8,9)	23,3 (9,2)	23,6 (9,1)	km/h

Nombre de collectes (sorties du bras automatisé)	1240	1199	1220	-
Nombre de collectes par arrêt	1,21	1,2	1,2	-
Sortie moyenne du bras télescopique (écart type)	0,76 (0,34)	0,76 (0,34)	0,76 (0,34)	m
Quantité moyenne de matière par conteneur	11,8	22,8	17,2	kg
Nombre de compactages	1389	1164	1280	-
Nombre de compactages par arrêt	1,4	1,1	1,25	-

3.1.2 Freinage

Puisque le freinage est un élément très important dans la conception d'un système hybride, cette portion du cycle d'opération d'un camion à ordures a été étudiée plus en détail. La mesure de l'intensité du freinage permettra de dimensionner adéquatement les composants hydrauliques présentés aux chapitres suivants. Le couple de freinage produit par le système hybride sera généré par la pompe hydraulique puis sera transmis à l'arbre de transmission du véhicule par l'entremise d'une boîte de transmission à rapport unique avec embrayage. Les valeurs de couple utilisées dans cette section proviennent des résultats de l'acquisition de données. Ces résultats bruts ont été traités à l'aide d'un modèle de simulation numérique qui sera présenté en détail à la section 5.2.1.

La Figure 3.4 présente la quantité d'énergie de freinage dissipée par le système de freinage original du camion en fonction des différents couples de freinage lors des deux semaines d'acquisition de données. Les valeurs de couples sont déterminées à l'arbre de transmission du véhicule (voir section 5.1). La quantité d'énergie de freinage provient de l'intégration du produit du couple et de la vitesse angulaire de l'arbre de transmission. Seuls les freinages à des vitesses inférieures à 35 km/h ont été considérés afin de couvrir une plage de vitesse représentative du comportement du camion en mode collecte. Le système

hybride développé sera utilisé seulement en mode collecte, car les systèmes de compaction et de manutention des déchets fonctionnent seulement à ce moment.

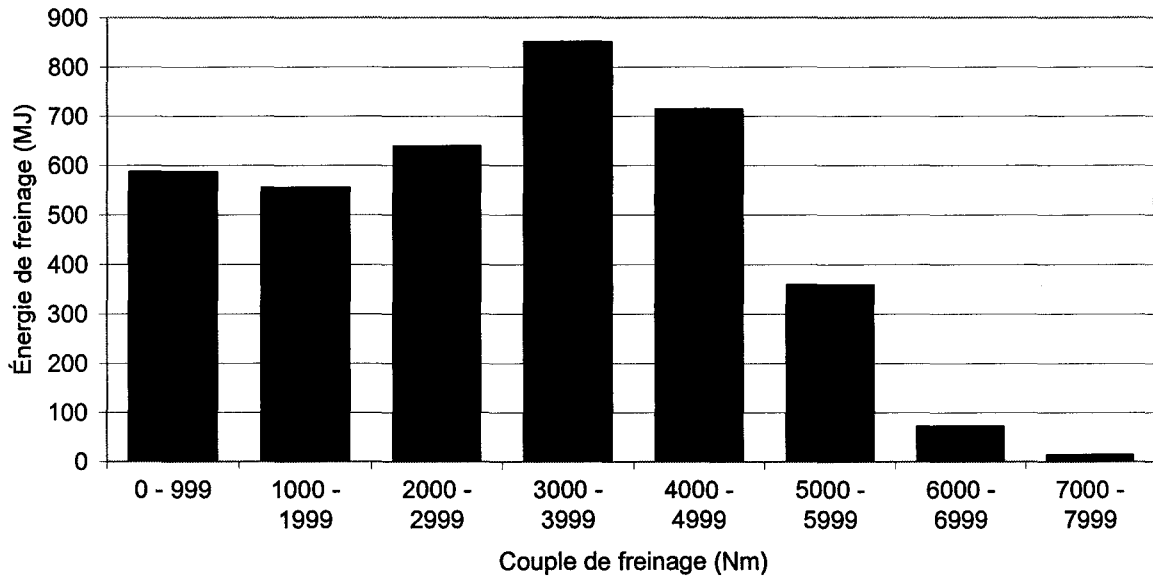


Figure 3.4 Énergie de freinage dissipée en fonction des différents couples de freinage lors des 2 semaines d'enregistrement

La figure 3.4 démontre que 88 % de l'énergie de freinage est produite à des couples inférieurs à 5000 Nm. Par contre, la capacité de freinage du camion peut produire un couple de près de 7500 Nm afin de couvrir toutes les situations telles que des freinages d'urgences.

3.1.3 Fonctionnement du système hydraulique

Cette section illustre le fonctionnement global des systèmes auxiliaires hydrauliques qui équipent le camion. Les figures qui suivent sont des cas représentatifs qui ont été extraits des données enregistrées lors de la période d'acquisition de données.

3.1.3.1 Cycle hydraulique du bras télescopique

La figure suivante présente le fonctionnement typique du bras télescopique, qui est composé d'une pince ainsi que deux chariots. Les différents vérins du bras télescopique sont contrôlés par la pression hydraulique provenant de la valve Danfoss. Le temps de cycle ainsi que la sortie du bras correspondent aux moyennes calculées à partir des données brutes (voir Tableau 3.3). On remarque que la pression hydraulique est maintenue à son plus haut niveau durant le déchargement du conteneur dans la benne du camion (voir point 1 de la figure suivante). Ceci est dû au fait que l'opérateur maintient la commande en position (levée de la pince) tout au long de cette manœuvre. Une autre pointe de pression survient durant le retrait du bras automatisé une fois le conteneur vide remis en place (voir point 2 de la Figure 3.5). Le chariot étant alors le seul élément en mouvement, tout le débit hydraulique est consommé par le côté tige des cylindres du chariot, ce qui explique cette hausse de pression. Il est également à noter que, règle générale, le bras est déployé environ 1 à 2 secondes avant l'arrêt complet du camion (voir point 3 de la Figure 3.5) et que l'opérateur attend le retrait du bras avant de réaccélérer (voir point 4 de la Figure 3.5). Ce cycle hydraulique complexe démontre la variation importante de la demande de puissance nécessaire au système hydraulique de gestion des déchets.

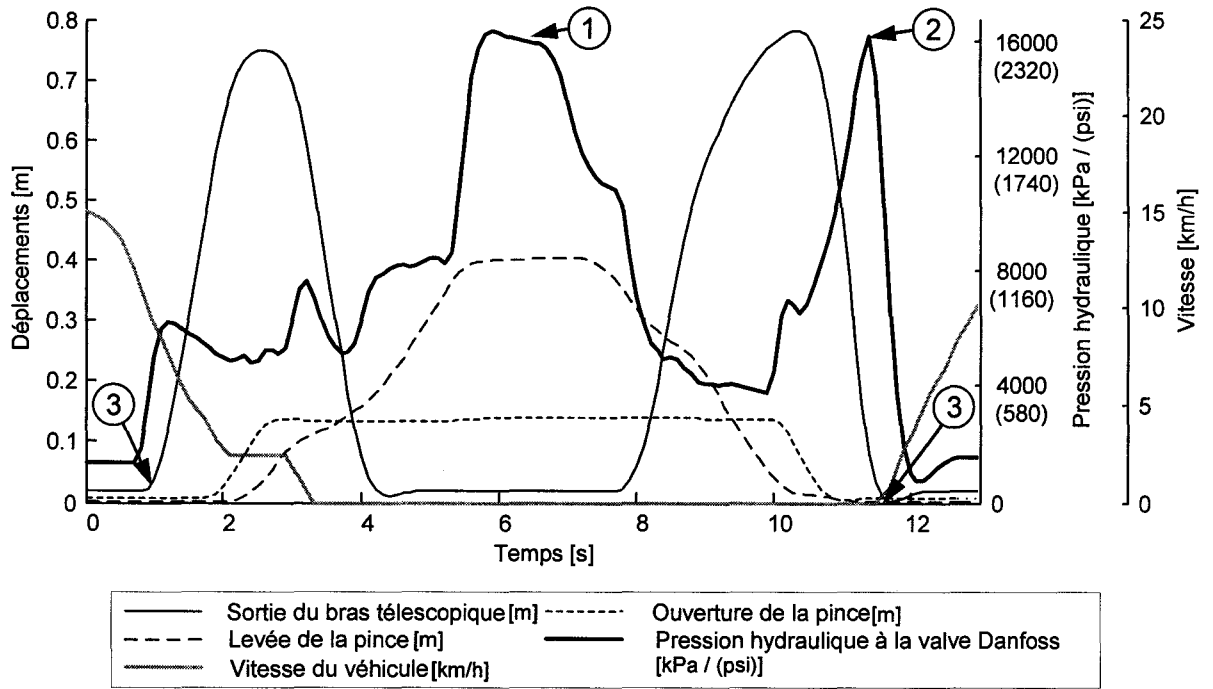


Figure 3.5 Cycle hydraulique typique

3.1.3.2 Cycle hydraulique du compacteur

La figure suivante présente l'évolution de la pression au cours du premier voyage effectué le 13 août 2007. Le chargement maximal de la benne était alors de 8170 kg de matières recyclables. Afin de démontrer l'évolution de la pression durant un compactage lorsque la benne est vide et lorsqu'elle est pleine, les encadrés **Vide** et **Plein** de la Figure 3.6 sont présentés en détail à la Figure 3.7. Le graphique du haut de la Figure 3.7 démontre que, lorsque la benne est vide, la pression hydraulique à la valve principale est faiblement affectée par le mouvement du compacteur. En revanche, le graphique du bas de la Figure 3.7 illustre une forte augmentation de la pression en fin de course du compacteur lorsque la benne est pleine. Finalement, dans les deux cas, la pression hydraulique durant le retrait du compacteur augmente avec le régime du moteur.

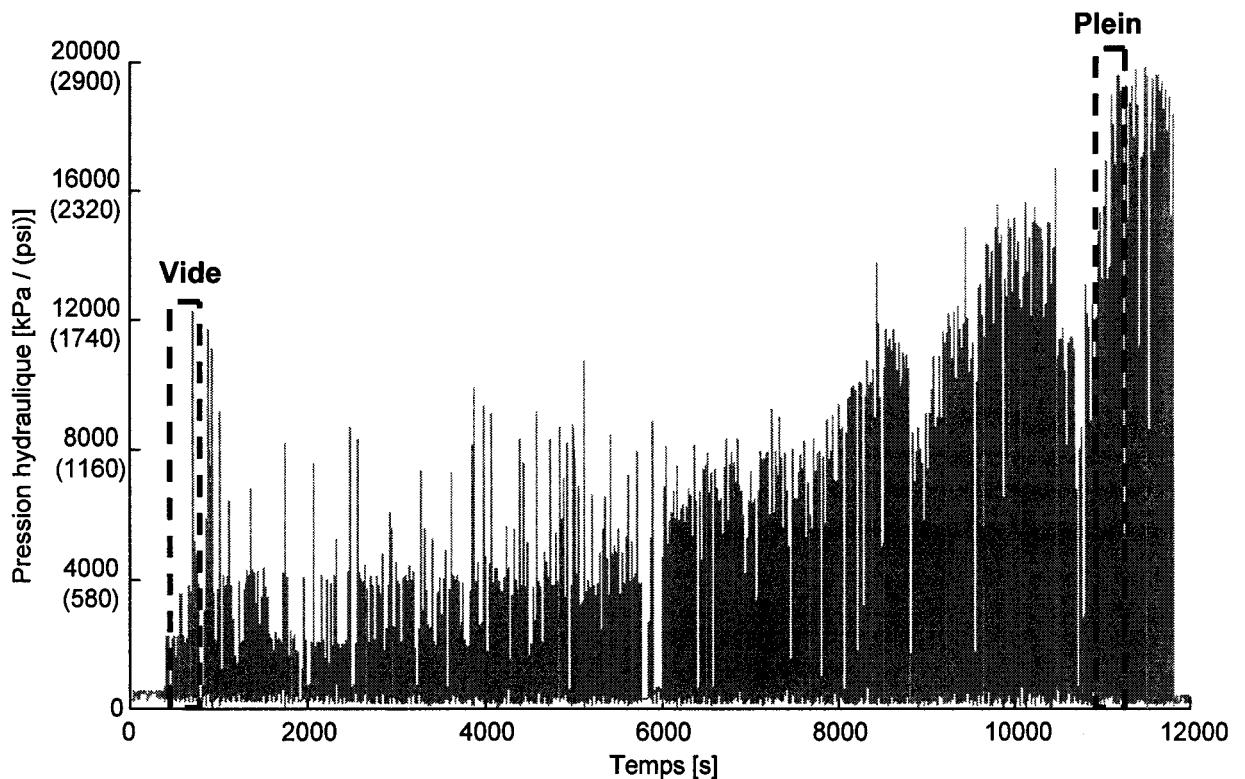


Figure 3.6 Évolution de la pression hydraulique du compacteur au cours d'un voyage.

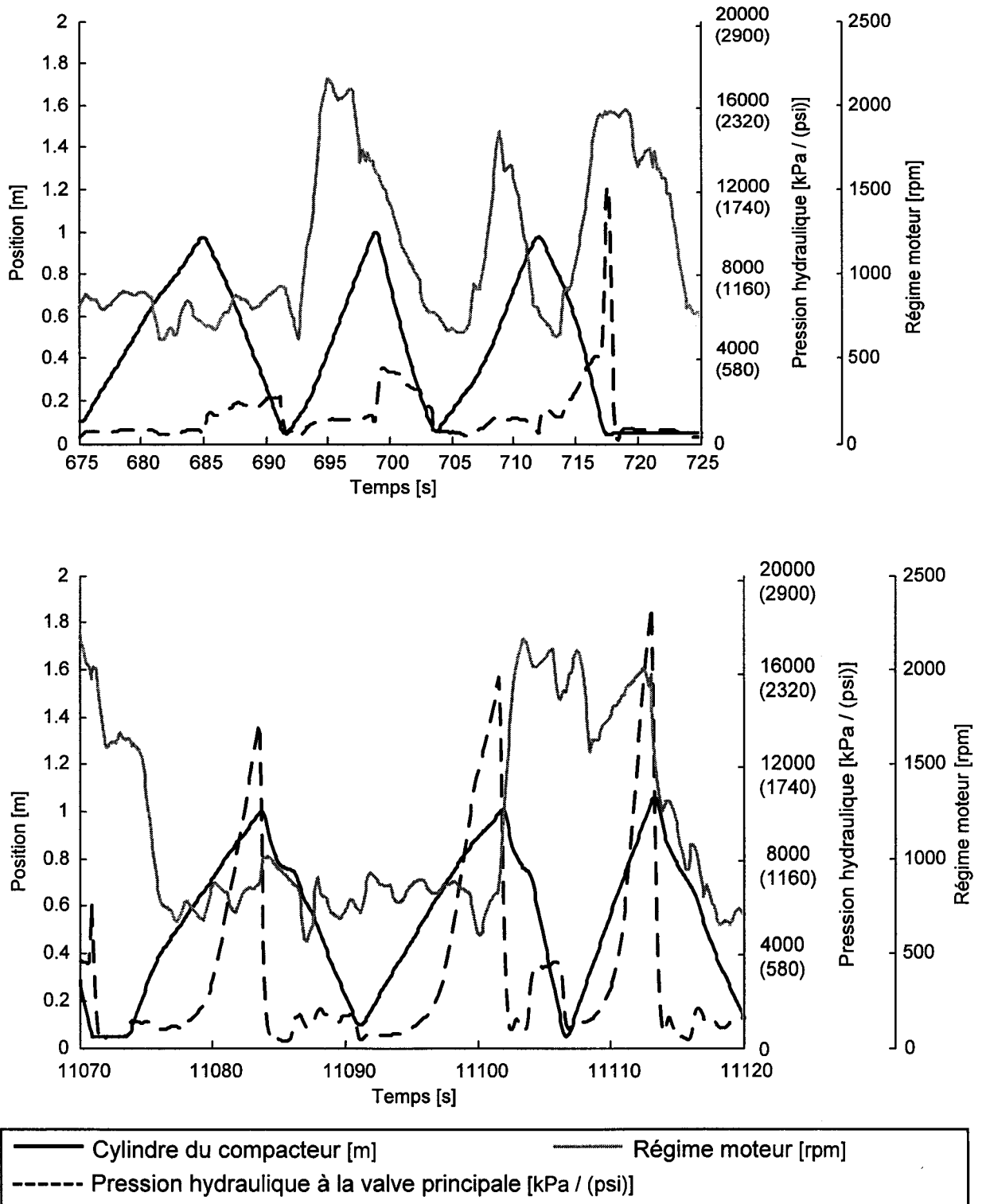


Figure 3.7 *Évolution de la pression hydraulique durant le compactage, à vide et à plein respectivement*

3.1.3.3 Température du réservoir d'huile

La température d'huile mesurée lors de la période d'acquisition de données est celle résultant de l'utilisation du système de manutention et de compaction des déchets du camion. Cette température a été mesurée par un thermocouple collé sur la paroi extérieure du réservoir d'huile, tout près du point de retour (voir Figure 2.8). Il ne s'agit pas de la température exacte du fluide, car le thermocouple n'est pas en contact direct avec l'huile. L'utilisation de ce paramètre dépasse la portée de cette étude, mais cette information est tout de même présentée à titre informatif.

À l'exception du premier voyage de la journée (démarrage à froid), la température du réservoir reste plutôt constante lorsque le véhicule est en opération. Règle générale, les faibles variations de température sont attribuables à l'augmentation du régime moteur particulièrement lorsque le véhicule circule à basse vitesse. La période d'acquisition de données était au mois de juillet, les températures présentées à la figure suivante représentent une utilisation du camion lors des périodes les plus chaudes de l'année..

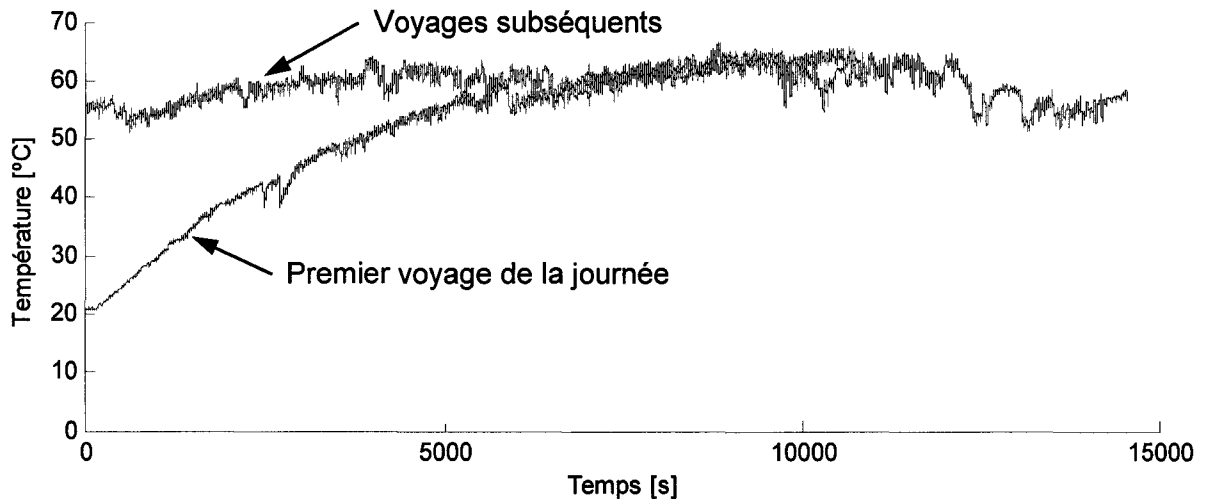


Figure 3.8 Évolution de la température du réservoir au cours d'un voyage

CHAPITRE 4

ÉLABORATION DES DIFFÉRENTS CONCEPTS

À partir des informations recueillies lors de la période d'acquisition de données, il est maintenant possible d'élaborer différents concepts de systèmes hybrides pour camions à ordures. Lors de la consultation des études présentées dans la revue de littérature, il a été possible de remarquer que certaines configurations sont mieux adaptées pour les véhicules lourds tels que les camions à ordures. En effet, les résultats préliminaires du rapport de Transports Canada (Drozd, 2005) relatent qu'un système hybride hydraulique parallèle à pression assistée (SHHPPA) serait la configuration la plus propice à une application sur un camion à ordures. Bien qu'une configuration générale ait été présentée dans ce rapport, une étude plus approfondie des caractéristiques d'utilisation de ce type de véhicule a permis de développer une version optimisée de ce système. Le but de ce chapitre sera donc de présenter les différents concepts de SHHPPA élaborés dans le cadre de ces travaux de recherche. Il s'agit d'une suite d'itérations ayant débutées par le système de base inspiré de celui présenté dans le rapport de Transports Canada (Drozd, 2005).

4.1 Explication du système de base

En se référant à la Figure 4.1, il est possible de comprendre le fonctionnement du système de base. Lorsque le camion à ordures est en mode collecte, l'énergie cinétique est régénérée lors du freinage à l'aide d'une pompe hydraulique à débit variable (1) couplée à l'arbre de transmission du camion grâce à la boîte d'entraînement (2).

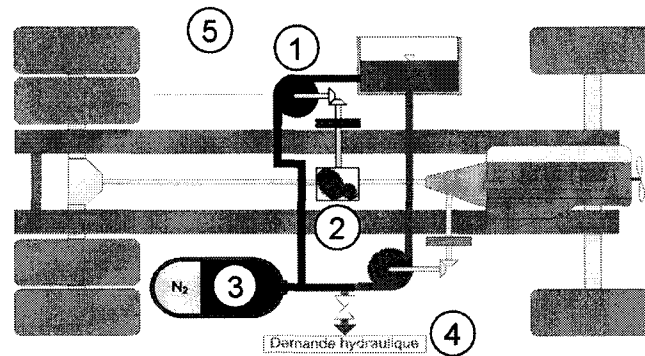


Figure 4.1 Schéma explicatif du système de base

La pompe comprime l'huile dans un accumulateur hydraulique haute pression (3) qui emmagasine l'énergie. Des systèmes hybrides hydrauliques semblables dédiés à d'autres applications utilisent normalement cette énergie pour relancer le véhicule à l'aide d'une pompe-moteur. Cependant, tel que mentionné dans la section précédente, plusieurs systèmes hydrauliques auxiliaires sont déjà installés à bord d'un camion à ordures, la puissance qu'ils requièrent est produite par le moteur à combustion interne. Il est donc possible d'utiliser l'énergie emmagasinée dans l'accumulateur pour alimenter ces circuits hydrauliques (4) plutôt que de faire appel au moteur à combustion interne (MCI) du camion.

Le MCI sera ainsi avantageusement assisté par le système hybride hydraulique parallèle pour répondre à la demande en pression des circuits auxiliaires. La gestion en temps réel du module hybride est assurée par un système de contrôle électronique (5).

Le fait de conserver la pompe originale du camion permet d'assurer la fonctionnalité du camion dans l'éventualité d'une défaillance du système hybride.

4.2 Premier système

Le premier système mis au point lors de ces travaux de recherche est présenté à la figure suivante.

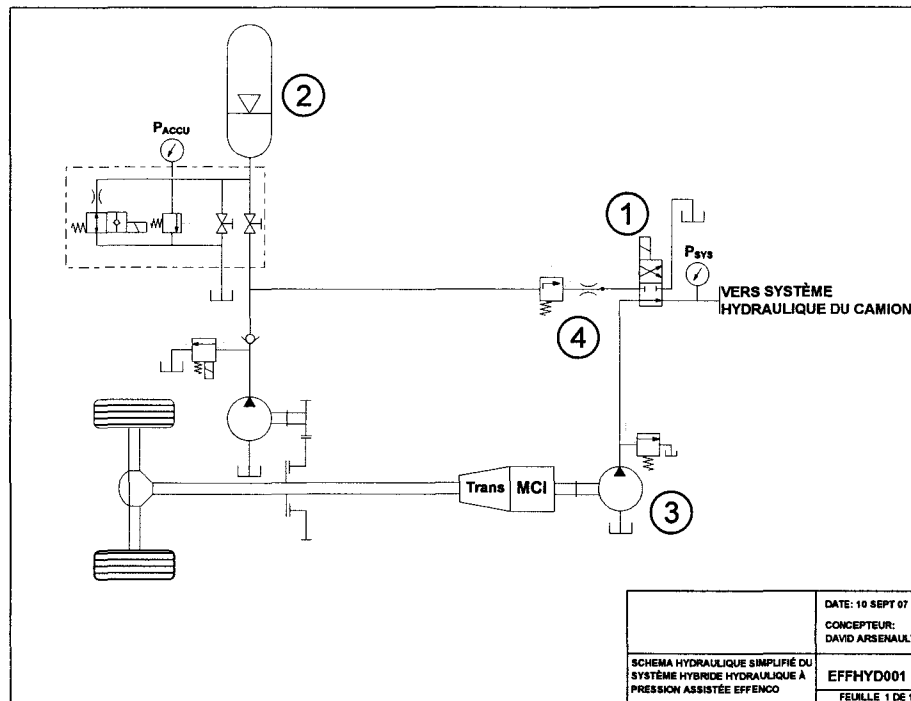


Figure 4.2 Schéma hydraulique du premier système

Le fonctionnement de ce système est très similaire à celui du système de base. L'aspect particulier sur lequel il faut se concentrer est celui de l'acheminement de l'énergie emmagasinée dans l'accumulateur lors du freinage régénératif vers le système hydraulique du camion. Comme il est possible de le remarquer dans le schéma hydraulique du système, un distributeur (1) est utilisé pour alimenter le système hydraulique du camion à partir du fluide pressurisé présent dans l'accumulateur (2) afin de décharger la pompe originale (3) du camion. Ceci permet de réduire l'effort fourni par le MCI et ainsi diminuer sa consommation de carburant. Puisque le système hydraulique du camion fonctionne normalement avec un débit hydraulique constant, il a été nécessaire d'ajouter un limiteur de débit (4) à la sortie de l'accumulateur.

Ce système possède l'avantage d'être relativement simple du fait qu'il comporte peu de composants hydrauliques. Par contre, il est possible de douter de l'efficacité énergétique du système puisque le fluide emmagasiné dans l'accumulateur est à une pression fixe alors que la demande en pression du système hydraulique du camion est variable, tel que discuté à la section 3.1.3.

Comme le démontre la Figure 4.3, lors du cycle hydraulique présenté à la Figure 3.5, la pression hydraulique du système oscille entre 2 000 et 16 000 kPa. Le comportement de la pression de l'accumulateur est illustré de façon symbolique afin d'expliquer un élément problématique de ce système. Si la pression initiale dans l'accumulateur est de 16 000 kPa, il y aura des pertes énergétiques induites par la différence entre la pression de fonctionnement du système hydraulique et celle de l'accumulateur. De plus, au fur et à mesure que l'accumulateur se décharge, la pression disponible diminue. Ceci entraîne une réduction de la performance du système puisque certaines pressions ne peuvent plus être atteintes lors d'un cycle de compaction des déchets. Si l'on augmente la pression de pré-charge de l'accumulateur pour éviter que ceci se produise, les pertes énergétiques en chaleur augmenteront. La meilleure stratégie pour cette architecture est donc de choisir une pression de pré-charge de l'accumulateur relativement basse, afin de minimiser les pertes en chaleur et de faire fonctionner momentanément le moteur à combustion interne du véhicule pour prendre la relève lorsque la pression est insuffisante.

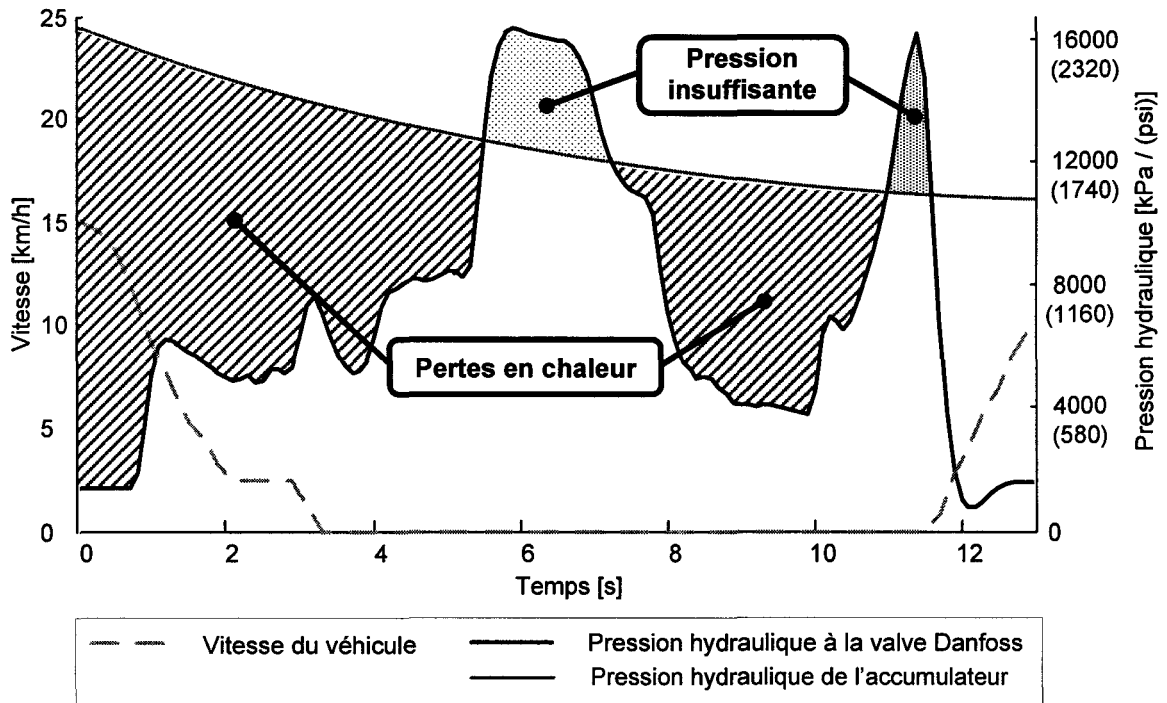


Figure 4.3 Illustration des pertes en chaleur produite par le premier système

Ceci laisse présager que ce système peut générer un excédant de chaleur lors de certaines conditions d'opérations. Un travail de conception supplémentaire a été effectué afin de mettre au point une version optimisée de ce système hybride.

4.3 Deuxième système

Dans le but d'améliorer l'efficacité énergétique du SHPPA, plusieurs modifications ont été apportées au système précédent. Le schéma hydraulique du deuxième système est illustré à la Figure 4.4. L'objectif de cette modification était uniquement de fournir au système hydraulique du camion la pression nécessaire à son fonctionnement sans l'excéder. Afin d'y parvenir, un assemblage moteur/pompe a été ajouté au système. Le fluide emmagasiné dans l'accumulateur est maintenant dirigé vers un moteur hydraulique à cylindrée variable (5) qui entraîne une pompe hydraulique à engrenages (6). Ce moteur hydraulique tourne à une vitesse constante afin de fournir un débit constant au système hydraulique du camion. La cylindrée du moteur hydraulique est contrôlée électroniquement afin de répondre aux

variations de pression dans le système. Une combinaison de deux valves antiretour (7), d'une valve de séquence (8) et d'une valve de recirculation (9) permettent de décharger le moteur à combustion interne lorsqu'il y a du fluide dans l'accumulateur puis de le recharger lorsque l'accumulateur est vide.

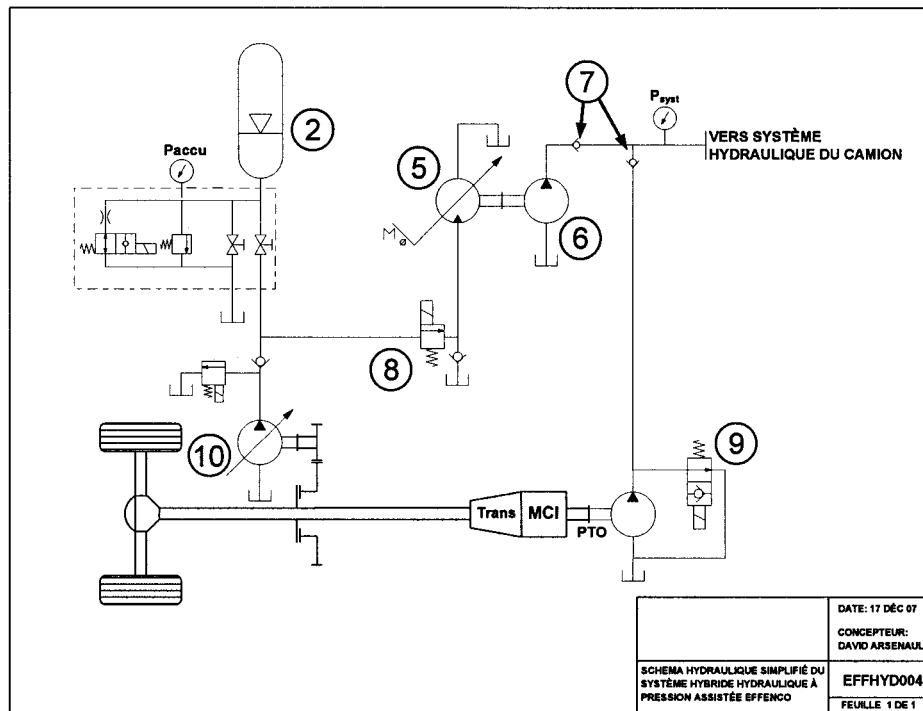


Figure 4.4 Schéma hydraulique du deuxième système

L'exemple suivant permet de comparer les performances du deuxième système par rapport au système de base lors d'un cycle hydraulique. Les hypothèses utilisées pour cet exemple sont les suivantes :

- Pression de l'accumulateur constante à 17 000 kPa
- Efficacité totale du moteur à débit variable (5) de 85,5 %
- Efficacité totale de la pompe à débit fixe (6) de 80 %
- Débit utile de 48,6 l/min

Le cycle hydraulique de la Figure 4.3 a été utilisé pour déterminer les pertes en chaleurs produites par le système de base. Ces pertes ont été calculées à l'aide de la différence entre la pression disponible à l'accumulateur et la pression utile. La pression de

l'accumulateur a été fixée à 17 000 kPa afin de s'assurer qu'il n'y ait pas de situation où la pression est insuffisante. Les pertes en chaleur produites lors du cycle hydraulique de la Figure 4.3 ont été évaluées à **89 605 J** pour le système de base.

Dans le cas du deuxième système, il n'y a pas de pertes en chaleur puisque la pression fournie par le système d'ajuste à la pression utile. Les pertes sont produites par le fait que les rendements énergétiques du moteur à débit variable et de la pompe à débit fixe sont inférieurs à 100 %. Toujours en se basant sur le cycle hydraulique de la Figure 4.3, ces pertes sont évaluées à **35 435 J**. Ceci démontre que le deuxième système est plus efficace que le système de base.

De plus, le fait d'alimenter le système hydraulique du camion par l'entremise d'un assemblage moteur/pompe permet de faire fonctionner la pompe frein (10) à une pression beaucoup plus élevée. Ceci permet de diminuer sa taille pour un même couple de freinage en plus d'augmenter la capacité énergétique de l'accumulateur (2) pour un même volume.

Bien que ce système produise une pression hydraulique qui s'ajuste à la demande, son rendement reste limité dans certaines applications. En effet, le pourcentage de la consommation de carburant associé au système hydraulique de gestion des déchets peut varier selon le type de route ou le type de camion à ordures. Il pourrait être intéressant de se tourner vers d'autres sources de consommation sur le camion pour utiliser l'énergie régénérée au freinage. Puisque le moteur fonctionne une bonne partie de son temps au ralenti, il serait avantageux de pouvoir couvrir la part énergétique du moteur lorsqu'il fonctionne dans cette condition.

4.4 Système final

Un des méthodes utilisées pour diminuer la consommation de carburant associée au moteur fonctionnant au ralenti consiste à éteindre le moteur lorsque le véhicule est à l'arrêt, puis le redémarrer lorsque le véhicule réaccélère à l'aide du module de re-propulsion hybride. Cette méthode est généralement associée à une architecture hybride qui utilise l'énergie régénérée au freinage pour re-propulser le véhicule. Il est donc facile de redémarrer le

moteur puisque celui-ci est entraîné lorsque la vitesse est supérieure à zéro. Un désavantage de cette méthode est qu'il est nécessaire d'alimenter les accessoires du véhicule à l'aide d'une source de puissance auxiliaire. Dans le cas de véhicules lourds tels que les camions à ordures, la puissance nécessaire pour les auxiliaires est relativement élevée, puisque le moteur doit entraîner une multitude de systèmes nécessaires au fonctionnement du véhicule. Afin de maintenir un certain degré de simplicité et un coût de fabrication le plus faible possible, la stratégie choisie pour réduire la consommation de carburant associée au moteur fonctionnant au ralenti fut d'entraîner le moteur directement à l'aide d'un moteur hydraulique (5) relié à une prise de puissance de la transmission (PTO).

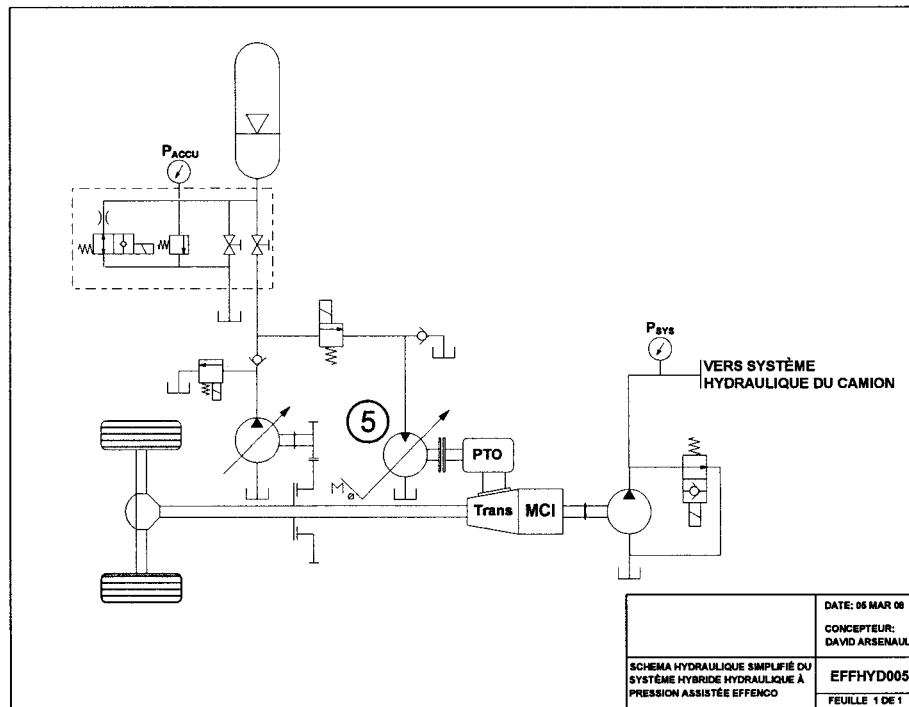


Figure 4.5 Schéma hydraulique du système final

Lorsque le moteur à combustion interne tourne au ralenti, le contrôleur régularise le débit de diesel afin de maintenir une vitesse constante, 750 rpm par exemple, malgré les variations de couple demandé pour les accessoires ou pour le système hydraulique du camion. Si la vitesse du moteur à combustion interne diminue momentanément, en raison d'une augmentation du couple demandé, le débit de diesel fourni augmente pour ramener la vitesse à 750 rpm. Inversement, si la vitesse du moteur augmente momentanément, due à une diminution du couple demandé, le débit de diesel fourni diminue pour ramener la

vitesse à 750 rpm. Si une source externe produit un couple positif qui tend à accélérer la vitesse du moteur à combustion interne, le contrôleur diminuera le débit de diesel jusqu'à ce que celui-ci soit nul, toujours pour maintenir la vitesse à 750 rpm. Il est possible de remarquer ce phénomène lorsque l'opérateur relâche l'accélérateur alors qu'il s'apprête à freiner. Le moteur à combustion interne est entraîné à une vitesse plus élevée que sa vitesse de ralenti par l'inertie du véhicule et le contrôleur réduit le débit de diesel à zéro. Ce phénomène est illustré à la Figure 4.6.

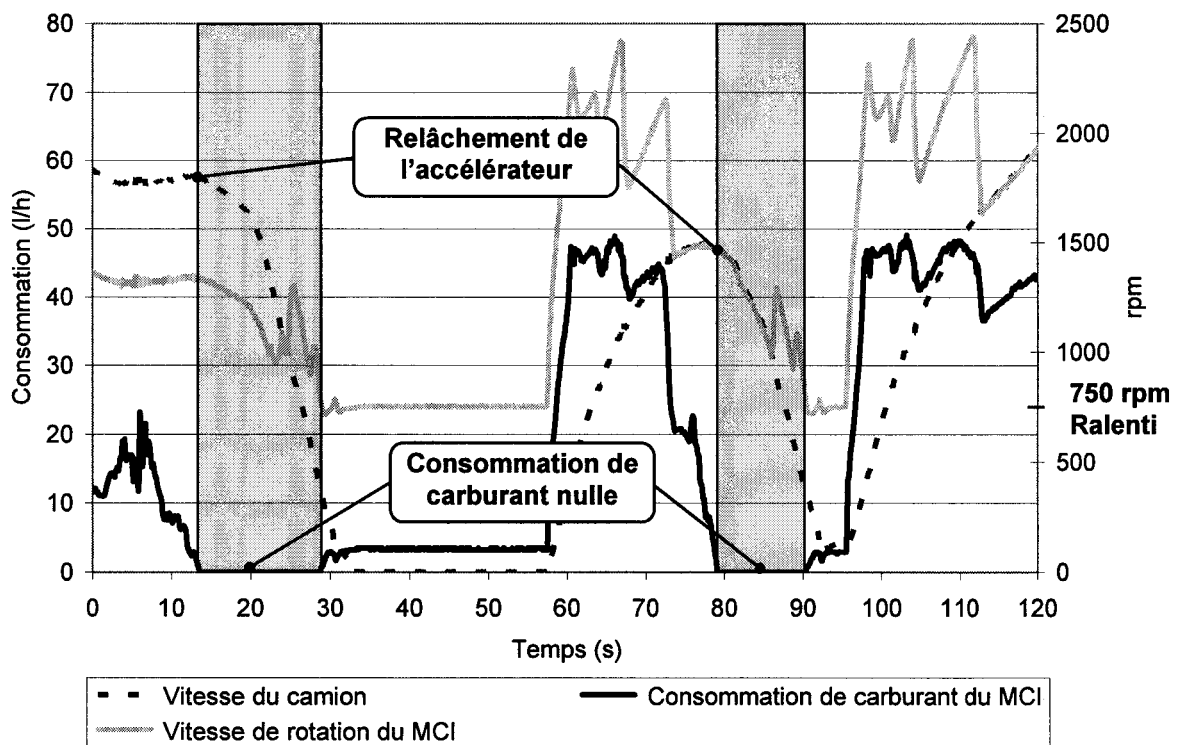


Figure 4.6 Consommation du moteur à combustion interne

Il est donc possible de croire que la consommation de carburant associée au ralenti peut être considérablement réduite ou éliminée, par une source de puissance externe qui entraînerait le moteur à combustion interne à une vitesse légèrement supérieure à sa vitesse de ralenti. C'est précisément ce qui a été fait dans cette dernière itération du SHPPA (voir Figure 4.7) en reliant un moteur hydraulique (5) à la prise de puissance (PTO) de la transmission. Ceci comporte le double avantage de pouvoir entraîner la pompe originale (3) du système hydraulique du camion en plus d'entraîner le moteur au ralenti

lorsque le véhicule est à l'arrêt. Cette solution permet aussi de réduire la quantité de composants, car la pompe à engrenages ainsi que les valves antiretour ne sont plus requises. Le système hydraulique du camion est alimenté à même la pompe originale (3) qui est entraînée par le moteur hydraulique (5) par l'entremise d'une prise de puissance de la transmission (PTO).

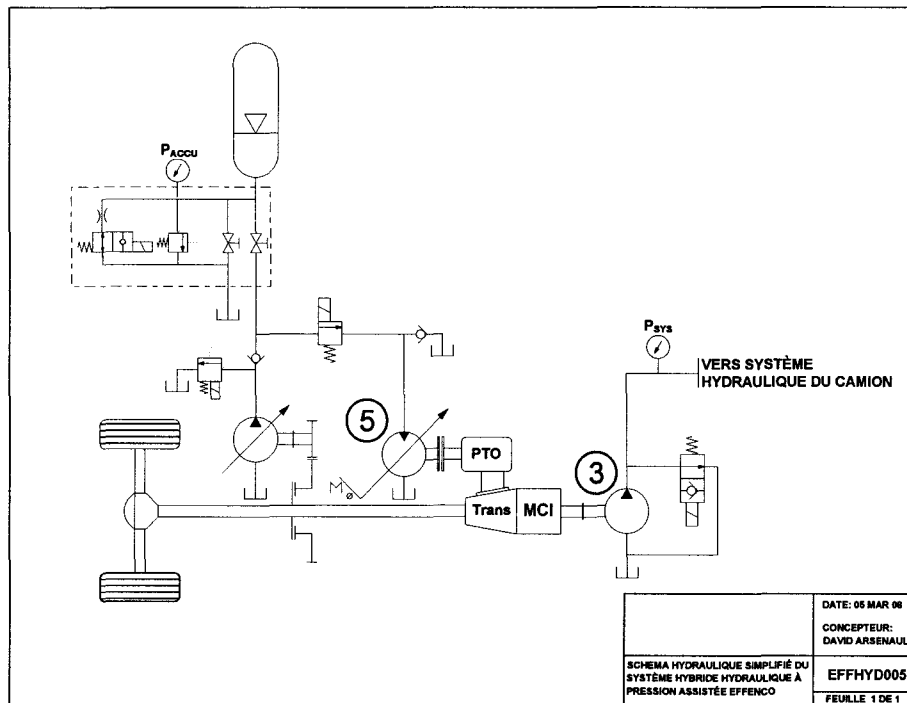


Figure 4.7 Schéma hydraulique du système final

L'interaction du système hybride avec le camion à ordures est transparente puisque le système hydraulique original du camion ainsi que les accessoires sont utilisés de la même façon. Le potentiel d'économie de carburant de cette solution semble être plus élevé que pour les systèmes précédents. Afin d'évaluer plus précisément ce potentiel d'économie, une étude plus approfondie du système a été effectuée et sera présentée dans la section suivante.

CHAPITRE 5

OPTIMISATION DE LA SOLUTION FINALE ET ÉVALUATION DE SON POTENTIEL D'ÉCONOMIE

Bien que le schéma de fonctionnement de la solution finale soit complet, il reste à dimensionner chacun des composants avant de pouvoir évaluer ses performances. Cette étape doit être exécutée méthodiquement afin d'optimiser son rendement énergétique. La sélection des composants se fera donc de façon itérative où l'impact de chacun des paramètres sur le potentiel d'économie sera étudié.

5.1 Sélection des composants

Le cheminement choisi pour la sélection des composants a été d'identifier des produits commercialement disponibles dont les performances s'approchent le plus possible de celles évaluées lors de la conception préliminaire du système. Cette conception préliminaire est basée sur les résultats de l'acquisition de données. Les différents cycles d'utilisation enregistrés seront donc utilisés pour déterminer la taille minimale des composants constituant le système hybride.

Puisque le principe de base d'un système hybride est la régénération de l'énergie de freinage, le dimensionnement de la pompe frein du système sera effectué en premier. La Figure 5.1 exprime le pourcentage d'énergie de freinage récupérée en fonction de la capacité de freinage du système hybride. L'information utilisée pour produire le graphique de la Figure 5.1 est basée sur la Figure 3.4 présentée à la section 3.1.2.

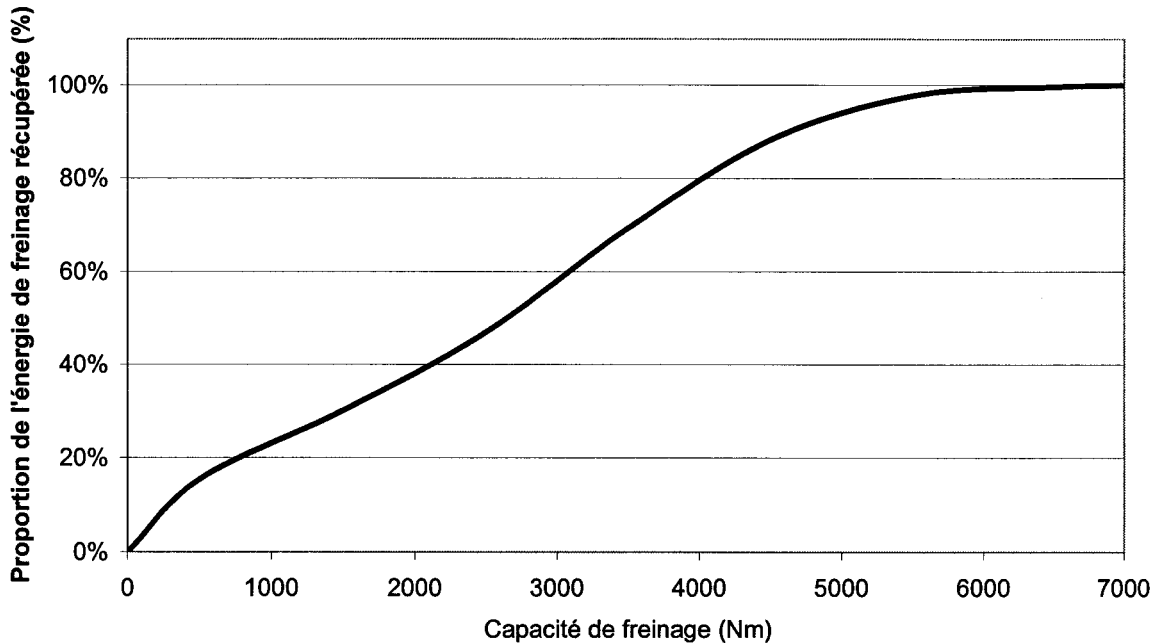


Figure 5.1 Pourcentage d'énergie de freinage récupérée en fonction de la capacité de freinage du système hybride

Il est possible de remarquer que près de 88 % de l'énergie de freinage normalement dissipée à des vitesses inférieures à 35 km/h peut être récupérée si le système hybride peut produire un couple de freinage de 5000 Nm à l'arbre de transmission. Cette valeur sera considérée pour la présélection des composants hydrauliques.

À 35 km/h, l'arbre de transmission tourne à une vitesse de 800 rpm. Le rapport de multiplication de la boîte de transmission doit être dimensionné de façon à ce que la pompe hydraulique atteigne sa vitesse maximale à cette vitesse. Par exemple, si la vitesse maximale de la pompe est de 3200 rpm, le rapport de multiplication de la boîte de transmission sera de 4 :1. Si la vitesse maximale de la pompe est inférieure à 3200 rpm, la vitesse à laquelle le système commence à être utilisé pour produire un couple de freinage devra être inférieure à 35 km/h.

Le couple requis pour entraîner la pompe hydraulique originale du camion est représenté à la Figure 5.2. Cette pompe alimente les différents circuits hydrauliques de manutention et de compaction des déchets. Le moteur hydraulique du système hybride devra donc transmettre

un couple suffisamment grand pour être en mesure de subvenir à cette demande au lieu du moteur. Tel qu'illustré à la Figure 5.2, le moteur hydraulique transmettra son couple par l'entremise d'une prise de puissance de la transmission (PTO). Cette prise de puissance est un composant standard dont le rapport de démultiplication peut être différent de 1. La figure suivante illustre donc le couple requis à l'arbre de la transmission pour répondre à la demande hydraulique du camion. Cette fenêtre de temps parmi les deux semaines d'acquisition de donnée est représentative d'un cas où la demande hydraulique du camion est à son maximum.

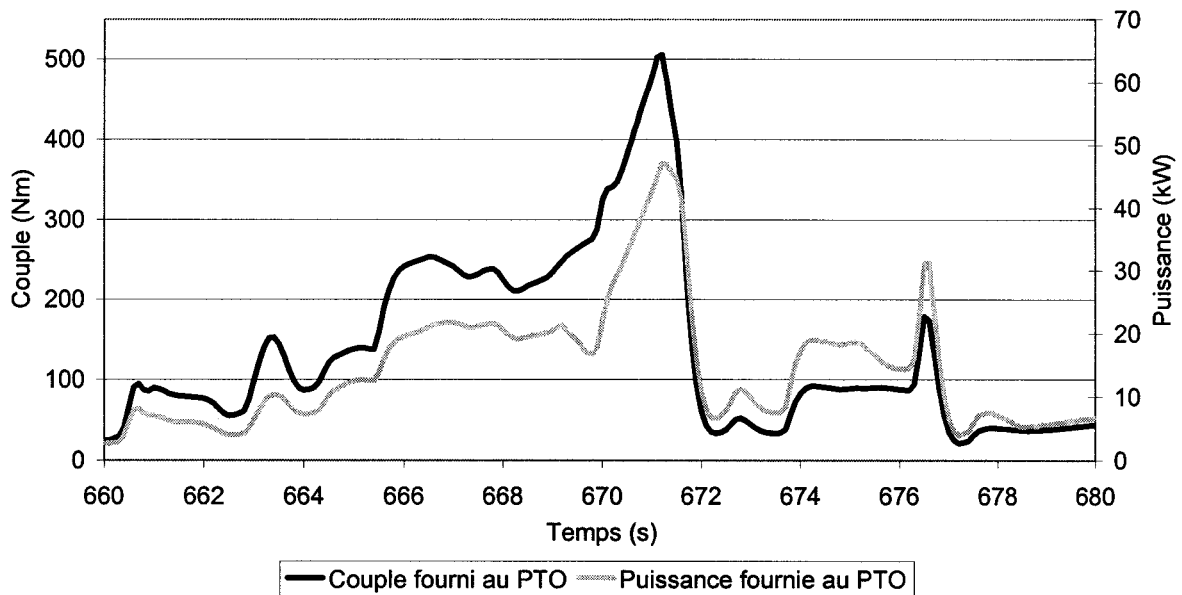


Figure 5.2 Couple requis à l'arbre de la transmission pour subvenir à la demande hydraulique du camion

Il est possible de constater qu'un couple de 500 Nm est requis à l'arbre de la transmission pour entraîner la pompe hydraulique du camion lors de fortes demandes du système de manutention et de compaction des déchets. Le choix du moteur hydraulique devra être fait en conséquence, tout en tenant compte des rapports de démultiplication disponibles pour les prises de puissance.

Afin d'identifier des produits commercialement disponibles pour composer le système hybride développé et en fonction des informations présentées ci-haut, une liste des

spécifications préliminaires des composants a été élaborée. Cette liste est présentée au Tableau 5.1.

Tableau 5.1
Liste des spécifications préliminaires des composants

Composants	Spécifications
Boîte de transmission	Rapport de multiplication de 4:1 entre l'arbre de transmission et la pompe Couple de sortie maximum de 5000 Nm Embrayage entre la pompe et l'arbre de transmission
Pompe-frein	Pression d'opération maximum de 350 bar Couple de freinage de 1250 Nm (5000 Nm à l'arbre de transmission) Vitesse maximale la plus élevée possible Cylindrée variable Contrôle électronique proportionnel de la cylindrée Application mobile
Accumulateur	Pression d'utilisation de 350 bar Homologué pour une application mobile Volume le plus grand possible
Prise de puissance	Rapport de démultiplication le plus élevé possible entre le moteur hydraulique et l'arbre de la transmission Couple maximum transmissible de 500 Nm
Moteur hydraulique	Pression d'opération maximum de 350 bar Couple maximum de 333 Nm (500 Nm/1.5) Plage de vitesse de 0 à 4000 rpm Cylindrée variable Contrôle électronique proportionnel de la cylindrée Application mobile

Une recherche exhaustive des produits offerts et disponibles sur le marché nord-américain a été produite afin d'identifier les candidats idéaux qui pourront répondre aux besoins du système. Les résultats de cette recherche sont présentés dans les sections suivantes pour chacun des composants du système hybride.

5.1.1 Boîte de transmission

Plusieurs fournisseurs ont été consultés pour le choix d'une boîte de transmission pouvant répondre au besoin du système. Par contre, il a été jugé plus approprié de concevoir et fabriquer la boîte de transmission, puisqu'aucun produit observé ne répondait aux exigences techniques en termes de couple, de vitesse, de la présence d'un embrayage, de l'encombrement, de poids et de coût. De plus, la disponibilité d'un large éventail de fournisseurs et sous-traitants ayant l'expérience, l'habileté et l'équipement nécessaire à sa fabrication vient appuyer cette décision.

La boîte de transmission est donc développée spécifiquement pour le système hybride hydraulique à pression assistée. La Figure 5.3 donne une idée de l'allure générale de la boîte de transmission qui sera conçue pour relier la pompe à l'arbre de transmission. Elle possèdera un rapport de multiplication de 4 :1 qui sera légèrement ajusté selon les spécifications techniques de la pompe et les conditions d'utilisation d'un camion à ordures en mode collecte. L'emploi d'un embrayage à griffes permettra de désengager la pompe lorsque le camion circule à haute vitesse. Ceci a pour but d'éviter une usure prématurée de la pompe lorsque le véhicule circule à des vitesses plus élevées. Les dimensions extérieures de même que les interfaces mécaniques de la boîte seront déterminées de façon à ce qu'elle puisse être installée facilement sur un large éventail de modèles de camion.

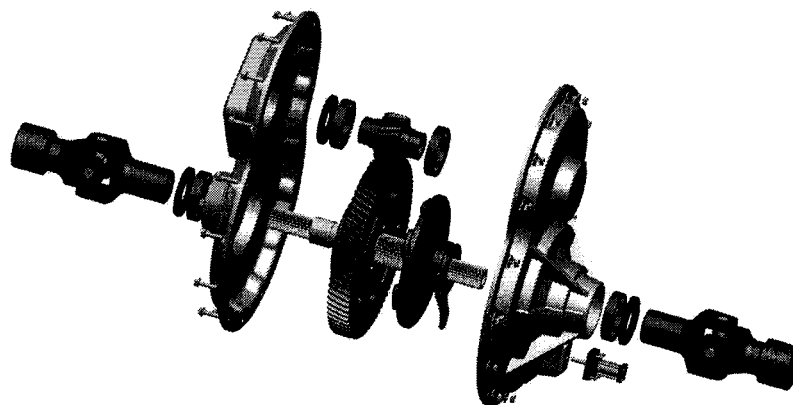
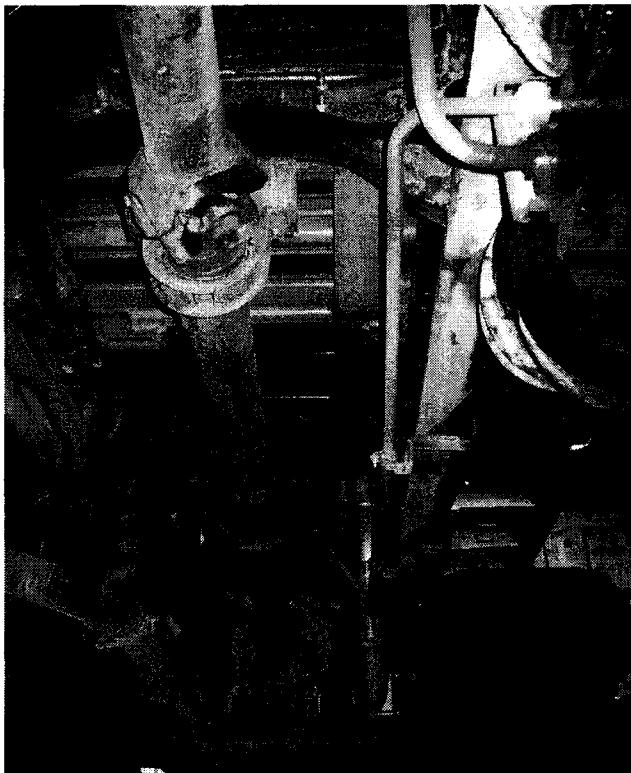
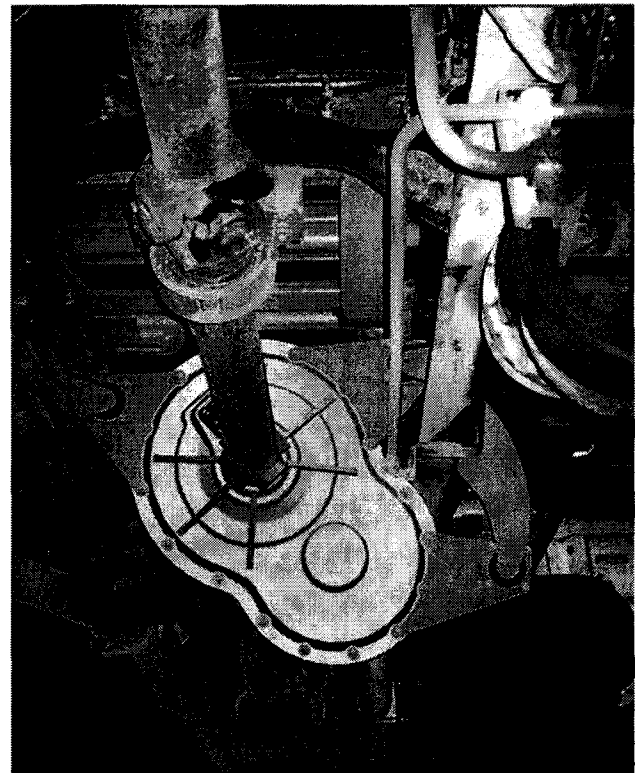


Figure 5.3 Boîte de transmission

La figure suivante donne une idée de la position qu'aura la boîte de transmission sur un camion à ordures. Puisqu'il s'agit d'une architecture hybride de type parallèle, sa position sera entre la transmission du moteur à combustion interne et le différentiel arrière.



Camion conventionnel



Camion muni du système hybride

Figure 5.4 Position de la boîte de transmission

5.1.2 Pompe-frein

En se basant sur les spécifications du Tableau 5.1, la recherche de fournisseur a permis d'identifier plusieurs modèles de pompes à débit variable pouvant être utilisée dans le système. Il s'agit de pompes à pistons à plateau ou à axe brisé ayant une cylindrée variable.

Tableau 5.2
Modèles de pompes hydrauliques commercialement disponibles

Modèle de pompe	Type de pompe	Cylindrée (cm ³ /rev)	Pression d'Utilisation (bar)	Vitesse de rotation maximale (rpm)	Coûts
A	axe brisé	80	350	3000	2189 \$
B	axe brisé	107	350	2900	2750 \$
C	axe brisé	80	400	3000	3793 \$
D	axe brisé	107	400	2900	4394 \$
E	à plateau	130	400	2500	4496 \$
F	à plateau	145	400	2500	4800 \$
G	à plateau	140	350	2100	3227 \$
H	à plateau	75	350	2300	4322 \$
I	à plateau	100	350	2100	4939 \$
J	à plateau	40	350	2000	5632 \$

Afin de fournir le couple nécessaire ainsi que la plage de vitesse requise, une combinaison de plus d'une pompe a dû être utilisée. En effet, de manière générale, plus la cylindrée d'une pompe à piston augmente, plus sa vitesse maximale diminue, ce qui fait qu'il est plus avantageux de choisir plusieurs petites pompes qu'une seule grosse pompe. Puisque plusieurs produits répondent aux critères, le prix a été le facteur décisif dans la sélection de la pompe-frein. Afin de comparer les différents modèles de pompe, une base comparative entre le couple maximum de la pompe par rapport à son prix a été utilisée. Cette échelle de comparaison permet de sélectionner la combinaison de pompes la plus économique possible. L'équation suivante a permis de produire ces résultats :

$$\frac{20\pi \cdot \text{Coût}}{\frac{n_{max}}{800} \cdot \text{Pres} \cdot \text{Cyl}} = \frac{\$}{Nm} \quad (5.1)$$

où: n_{max} est la vitesse de rotation maximale de la pompe, en rpm
 $Pres$ est la pression max de l'accumulateur (350 bar dans ce cas)
 Cyl est la cylindrée de la pompe, en cm^3/rev
 800 est la vitesse de rotation de l'arbre de transmission à 35 km/h, en rpm

La figure suivante présente les différentes pompes considérées en fonction de leur prix en \$/Nm.

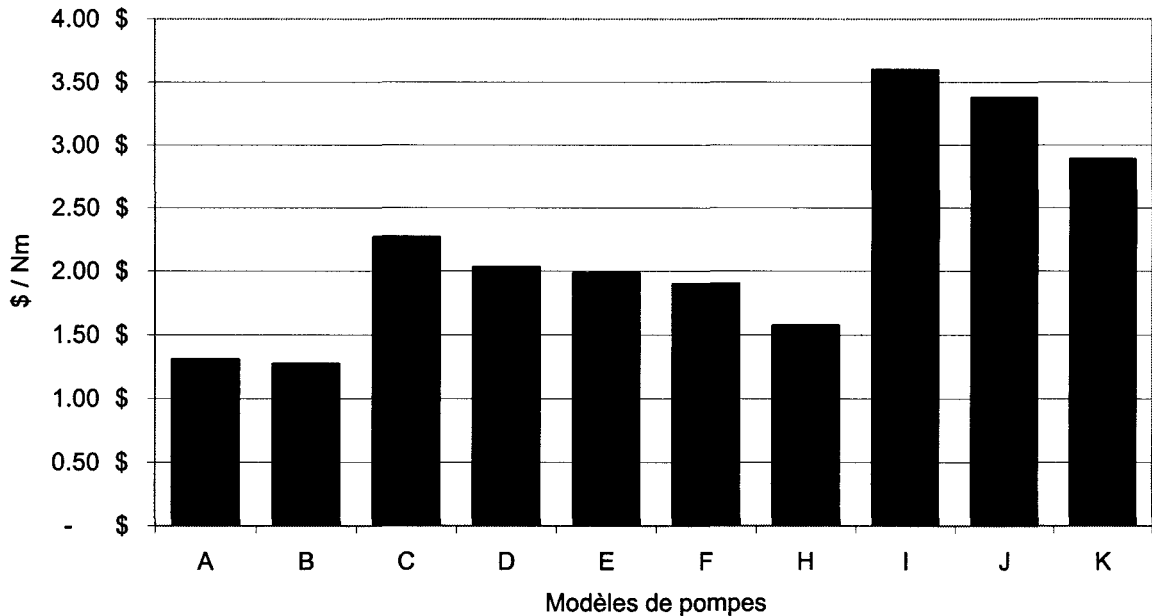


Figure 5.5 Comparaison des différents modèles de pompes

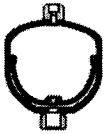


Selon le graphique précédant, les modèles de pompe A et B sont les plus économiques avec un coût approximatif de 1.30 \$/Nm. Les cylindrées de ces pompes sont respectivement de 80 et 107 cm^3/rev . Le couple de freinage maximum que ces pompes peuvent fournir à l'arbre de transmission est respectivement 1671 et 2161 Nm. Cette valeur tient compte d'un rapport de démultiplication entre la pompe et l'arbre de transmission proportionnel à la vitesse maximale de la pompe divisé par 800 rpm. Il sera donc nécessaire d'utiliser une combinaison de plusieurs pompes pour produire le couple de 5000 Nm requis à l'arbre. La section traitant du dimensionnement des composants permettra de déterminer

quelle combinaison de pompes sera la plus efficace. Si une combinaison de plus d'une pompe est choisie, la boîte de transmission devra être modifiée en conséquence.

5.1.3 Accumulateur

Il existe plusieurs types d'accumulateur hydraulique. Les plus couramment utilisés sont les accumulateurs à diaphragme, à piston et à vessie gonflable. Les spécifications recherchées pour l'application au système hybride permettent d'affirmer que le type d'accumulateur à vessie gonflable serait le plus approprié. Il peut atteindre une pression d'utilisation de 350 bar (≈ 5000 psi). Il est homologué pour des applications mobiles en Amérique du Nord puis le plus grand volume dans lequel il est disponible est de 56 L (15 gal). Le Tableau 5.3 montre que l'accumulateur à vessie gonflable est le type le plus économique remplissant les conditions requises.

Tableau 5.3
Comparaison des différents types d'accumulateurs
(Tiré de (Hydac, 2006))

Type	Volume maximum	Pression maximale	Poids	Coût
Diaphragme 	3.78 L	34 475 kPa	Faible	Faible
Vessie 	56 L	34 475 kPa	Moyen	Moyen
Piston 	378 L	34 475 kPa	Élevé	Moyen à élevé

Source : Ce tableau provient du catalogue des accumulateurs de Hydac, la référence complète est présentée à la fin du rapport

Contrairement aux fabricants de pompes hydrauliques, les fabricants d'accumulateurs présentent des produits qui sont similaires. Il n'est donc pas nécessaire de faire une comparaison des différents modèles. Le choix de la dimension finale de l'accumulateur sera fait à la section 5.2.

5.1.4 Prise de puissance

Les prises de puissances sont des produits standards qui doivent être compatibles avec la transmission du véhicule utilisé. Le modèle de transmission dictera les différents types de prises de pouvoir pouvant y être assemblé. Le modèle de transmission dictera également le couple maximal pouvant être transmis par cette prise de puissance. Dans le cas du véhicule étudié, seules les prises de puissance ayant une interface d'accouplement à 10 boulons sont compatibles.

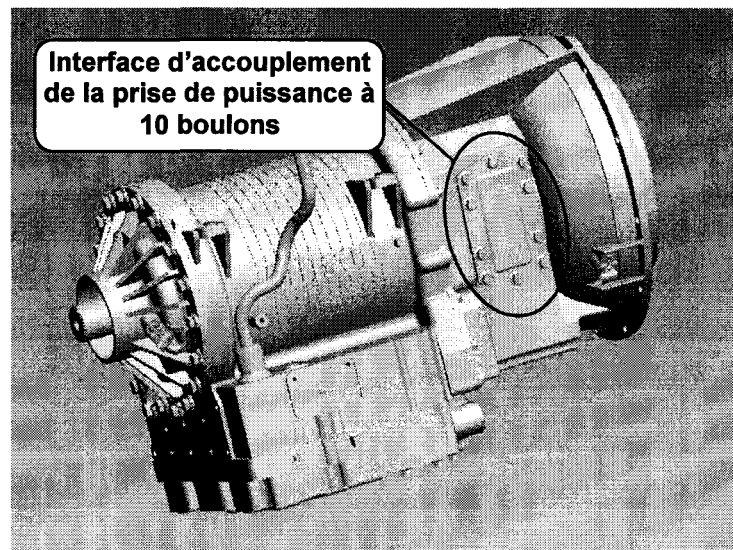


Figure 5.6 Interface d'accouplement de la prise de puissance de la transmission

La quantité de boulons est généralement proportionnelle au couple maximal que peuvent transmettre les prises de puissance. Dans ce cas, le couple maximal transmissible des produits commercialement disponibles est de 780 Nm, ce qui est supérieur à l'objectif de 500 Nm énoncé précédemment. Certains modèles à 10 boulons sont disponibles avec un

embrayage utilisant la pression d'huile de la transmission. Il est également possible de choisir différents rapports de multiplication variant entre 1 :1 et 1.68 :1.

5.1.5 Moteur hydraulique

De manière similaire aux pompes hydrauliques, il existe plusieurs modèles de moteurs hydrauliques produits par différents fabricants. Un tableau de comparaison entre ces différents modèles permet de déterminer le composant le plus approprié.

Tableau 5.4
Modèles de moteurs hydrauliques commercialement disponibles

Modèle du moteur	Type de moteur	Cylindrée (cm ³ /rev)	Pression d'Utilisation (bar)	Couple maximal (Nm)	Vitesse de rotation maximale (rpm)	Coûts
A	axe brisé	28	400	179	5550	1927 \$
B	axe brisé	55	400	349	4450	2490 \$
C	axe brisé	60	420	399	4400	7363 \$
D	axe brisé	80	420	533	4000	7363 \$

Le modèle A ne remplit pas les conditions minimales en terme de couple. Les modèles C et D excèdent le couple requis, mais ils sont beaucoup plus dispendieux. Le modèle B est beaucoup moins couteux et il répond aux critères de sélection présentés au Tableau 5.1. Il est toutefois important de noter que le couple maximal présenté dans ce tableau est atteint à la pression maximale d'utilisation. Puisque le moteur est sur le même circuit hydraulique que celui de la pompe, la pression maximale dans ce circuit ne pourra pas dépasser celle de la pompe, qui est de 350 bar. Ceci réduit le couple maximal du moteur à 305 Nm, ce qui est inférieur au critère de sélection de 333 Nm. Par contre, puisque le rapport de démultiplication de la prise de puissance peut être de 1.68 au lieu de 1.5, le couple requis est réduit proportionnellement à 297 Nm. Le modèle B peut donc être utilisé.

5.2 Dimensionnement des composants

Plusieurs modèles de composants hydrauliques disponibles commercialement ont été identifiés à la section précédente. Dans le cas de la pompe hydraulique, une combinaison de plusieurs unités est nécessaire pour générer le couple de freinage requis. La section suivante permettra de déterminer quelle combinaison est la plus efficace en fonction du potentiel d'économie de carburant du système hybride. Cette étape sera réalisée à l'aide d'un modèle de simulation numérique qui reproduit le comportement d'un camion à ordures équipé du système hybride développé. Les informations recueillies lors de la période d'acquisition de données permettront de reproduire le comportement du véhicule sur différentes routes. Toutes les combinaisons de composants hydrauliques seront testées à l'aide du modèle de simulation numérique sur chacune des 24 routes afin de déterminer la combinaison ayant le plus de potentiel. Tout comme l'ont fait d'autres auteurs (Filipi et al., 2004) lors du développement du système de Oshkosh, cette méthode est fréquemment utilisée pour faire l'optimisation d'un système hybride lorsque des données sur les caractéristiques d'opération du véhicule sont disponibles. Voici donc la liste des combinaisons de composants utilisés lors de l'étude d'optimisation du système hybride présenté à la section 4.4.

Tableau 5.5
Liste des différentes combinaisons étudiées

Configurations de Pompes	Accumulateurs	Pression de pré-charge de l'accumulateur	Rapport de multiplication de la boîte de transmission
2 x 107 cm ³ /rev	56 litres	50 bar	2,7 :1
3 x 80 cm ³ /rev	2 x 56 litres	75 bar	3,1 :1
2 x 107 cm ³ /rev et 1 x 80 cm ³ /rev		100 bar	3,6 :1
4 x 80 cm ³ /rev		125 bar	4,3 :1
3 x 107 cm ³ /rev		150 bar	5,4 :1
2 x 107 cm ³ /rev et 2 x 80 cm ³ /rev		175 bar	7,2 :1
4 x 107 cm ³ /rev		200 bar	
		225 bar	
		250 bar	

L'ensemble des éléments de ce tableau génèrent un total de 756 combinaisons possibles de composants hydrauliques. Ces 756 combinaisons ont été testées sur les 24 routes enregistrées lors des deux semaines d'acquisition de données, pour un total de 18 144 analyses différentes.

Le modèle de simulation utilisé pour ces analyses sera présenté dans cette section. Les résultats de ces analyses seront ensuite exposés afin de sélectionner les configurations ayant le plus de potentiel.

5.2.1 Explication du modèle de simulation

Un modèle numérique a été mis au point afin de reproduire le comportement du système hybride hydraulique parallèle à pression assistée, développé dans ce projet d'étude. Ce modèle permet d'utiliser l'information recueillie lors de la période d'acquisition de données pour évaluer le comportement du système hybride en condition d'opération réelle. Chacun des composants du système présenté à la section 4.4, a été modélisé en schéma bloc à l'aide du module SIMULINK de MATLAB. Le modèle complet est illustré à la page suivante.

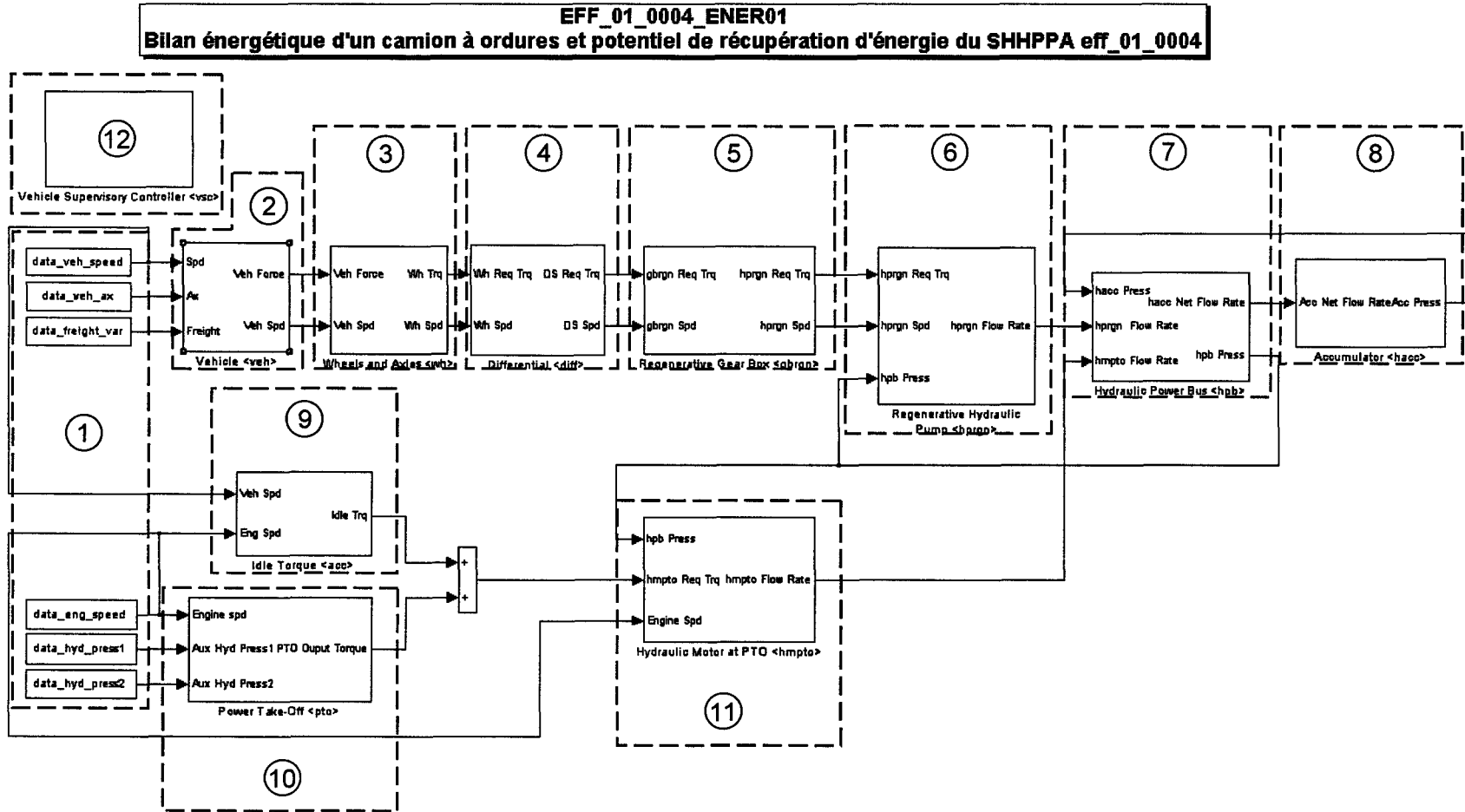


Figure 5.7 *Modèle complet de simulation du système hybride hydraulique produit à l'aide du module SIMULINK de MATLAB*

Il est possible de faire la corrélation entre le schéma bloc de la page précédente avec le schéma hydraulique de la solution finale du système hybride hydraulique à pression assistée.

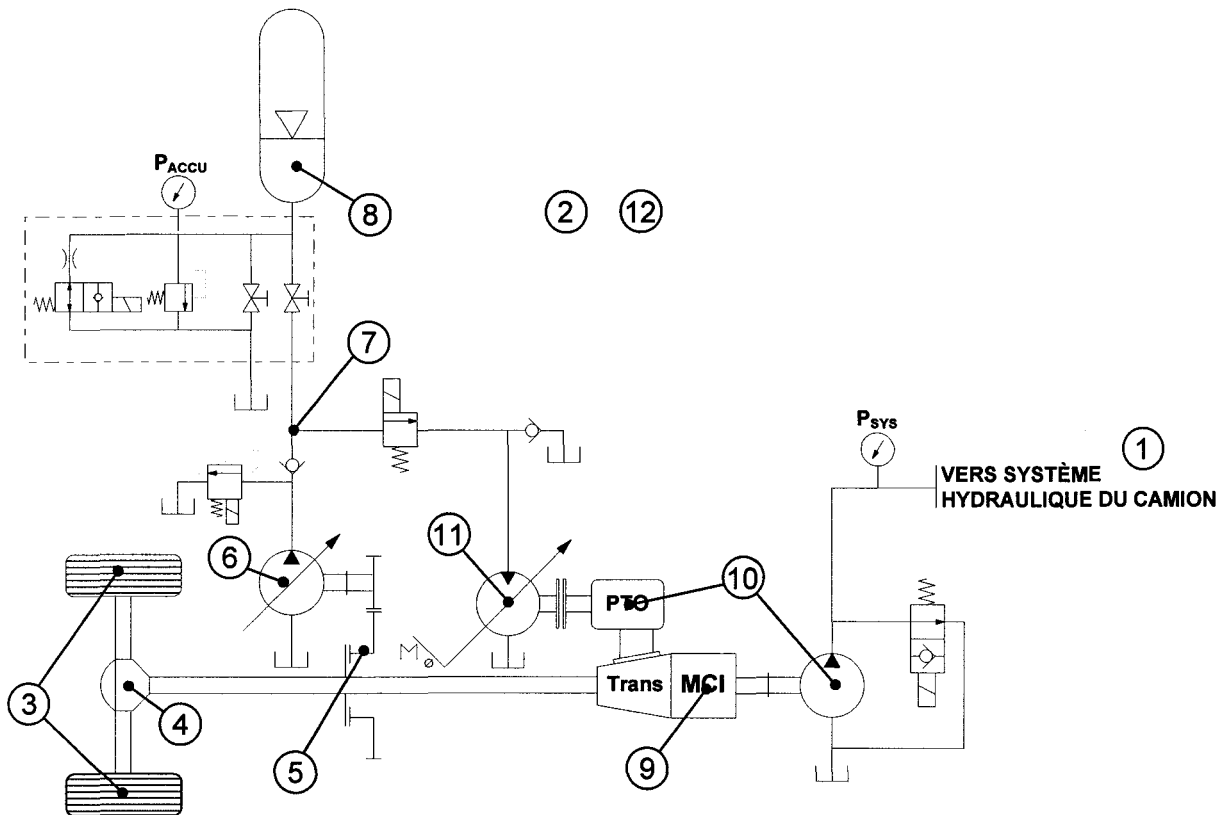


Figure 5.8 Schéma hydraulique de la solution finale du système hybride hydraulique à pression assistée

Chacun des éléments du modèle complet sera décrit en détail, afin de comprendre les équations et les hypothèses utilisées dans cette étude. Les schémas blocs détaillés des composants du modèle sont présentés à l'ANNEXE I.

Données recueillies ①

Ces données ont été enregistrées lors de la période d'acquisition de données. Les informations suivantes sont utilisées comme données d'entrée au modèle de simulation :

Tableau 5.6
Données recueillies lors de la période d'acquisition de données

Données d'entrée	Unités
Vitesse du véhicule	m/s
Accélération longitudinale du véhicule	m/s ²
Variation du poids du véhicule	kg
Vitesse de rotation du moteur à combustion interne	rad/s
Pression hydraulique du circuit de compaction des déchets	Pa
Pression hydraulique du circuit du bras automatisé (modèle à chargement latéral seulement)	Pa

Forces dynamiques ②

Accélération

L'accélération longitudinale du camion provient d'un capteur. Cette information est donc directement prise des données enregistrées lors de la période d'acquisition. Cette stratégie a été préférée à celle d'utiliser la dérivée de la vitesse, car elle nous permet de tenir compte des dénivellations du terrain. En effet, lorsque le sol est incliné, une composante de l'accélération gravitationnelle agit sur l'accélération longitudinale du véhicule. La force d'accélération (F_{acc}) du camion tient compte de l'accélération longitudinale du camion (a_x) et de sa masse (m_{camion}) :

$$F_{acc} = m_{camion} \cdot a_x \quad (5.2)$$

Résistance au roulement

La résistance au roulement est une force qui tient compte de la masse du camion (m_{camion}), de l'accélération gravitationnelle (g) et du coefficient de résistance au roulement des pneus (c_{rr}). Le coefficient de résistance au roulement des pneus utilisé est celui recommandé par le logiciel ADVISOR 2002 pour un camion de classe 8 (NREL, 2002). Cette force est toujours opposée au déplacement du véhicule.

$$F_{rr} = m_{camion} \cdot g \cdot c_{rr} \quad (5.3)$$

Force aérodynamique

La force aérodynamique F_{aero} tient compte de la vitesse du camion (v), de la densité de l'air (ρ), de la surface frontale du camion (s) et du coefficient de traînée aérodynamique (c_D). La surface frontale du camion ainsi que le coefficient de traînée aérodynamique utilisé proviennent du rapport de Transport Canada (Drozd, 2005) Cette force est également opposée au déplacement du véhicule.

$$F_{aero} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v^2 \cdot s \cdot c_D \quad (5.4)$$

Tableau 5.7
Paramètres utilisés lors des calculs des forces dynamiques

Paramètres utilisés	Valeurs
Accélération gravitationnelle (g)	9,81 m/s ²
Coefficient de résistance au roulement (c_{rr})	0,00938
Densité de l'air (ρ)	1.2 kg/m ³
Surface frontale du camion (s)	8,8 m ²
Coefficient de traînée aérodynamique (c_D)	0,80

Roue ③**Couple à la roue**

Le couple à la roue ($Wh\ Trq$) tient compte de la sommation des forces dynamiques (Veh_force) calculées précédemment et du rayon de la roue (Wh_radius)

$$Wh\ Trq = Veh_force \cdot Wh_radius \quad (5.5)$$

Vitesse de rotation de la roue

La vitesse de rotation des roues ($Wh\ spd$) tient compte de la vitesse du camion ($Veh\ spd$) et du rayon de la roue (Wh_radius).

$$Wh\ spd = \frac{Veh_spd}{Wh_radius} \quad (5.6)$$

Tableau 5.8
Paramètre utilisé lors des calculs à la roue

Paramètre utilisé	Valeur
Rayon de la roue (Wh_radius)	0,51 m

Différentiel du camion ④**Couple à l'arbre de transmission**

Le couple de l'arbre de transmission ($Ds\ Trq$) tient compte du couple à la roue ($Wh\ Trq$) calculé précédemment, du rapport de démultiplication du différentiel ($diff_gr$) et de l'efficacité du différentiel ($diff_eff$). L'efficacité du différentiel ($diff_eff$) a été estimée à 98 %, puisque cette donnée n'était pas disponible par le fabricant.

$$Ds\ Trq = \frac{Wh\ Trq}{diff_gr} \cdot diff_eff \quad \text{Lors de l'accélération (5.7)}$$

$$Ds Trq = \frac{Wh Trq}{diff_gr} \cdot \frac{1}{diff_eff} \quad \text{Lors du freinage} \quad (5.8)$$

Vitesse de l'arbre de transmission

La vitesse de rotation de l'arbre de transmission ($Ds spd$) tient compte de la vitesse des roues ($Wh spd$) et du rapport de démultiplication du différentiel ($diff_gr$)

$$Ds spd = Wh spd \cdot diff_gr \quad (5.9)$$

Tableau 5.9
Paramètres utilisés lors des calculs au différentiel du camion

Paramètres utilisés	Valeurs
Efficacité du différentiel ($diff_eff$)	98 %
Rapport de démultiplication du différentiel ($diff_gr$)	5,5

Boîte de transmission ⑤

Le couple transmis de l'arbre de transmission à la pompe-frein ou à une combinaison de pompes-freins ($hprgn Trq$) tient compte du couple de freinage requis à l'arbre de transmission ($Ds Trq$), du rapport de multiplication de la boîte d'entraînement ($gbrgn_gr$) et de l'efficacité de la boîte de transmission ($gbrgn_eff$). L'efficacité de la boîte de transmission ($gbrgn_eff$) a été estimée à 98 %, puisque cette information n'est pas disponible.

$$hprgn Trq = \frac{Ds Trq}{gbrgn_gr} \cdot gbrgn_eff \quad \text{Lors du freinage} \quad (5.10)$$

$$hprgn Trq = 0 \quad \text{Lors de l'accélération} \quad (5.11)$$

La vitesse de rotation de la pompe-frein ($hprgn Spd$) tient compte de la vitesse de rotation de l'arbre de transmission ($Ds Spd$) et du rapport de multiplication de la boîte d'entraînement ($gbrgn_gr$).

$$hprgn\ Spd = Ds\ Spd \cdot gbrgn_gr \quad \text{Lorsque l'embrayage est actionné} \quad (5.12)$$

$$hprgn\ Spd = 0 \quad \text{Lorsque l'embrayage n'est pas actionné} \quad (5.13)$$

Tableau 5.10
Paramètre utilisé lors des calculs de la boîte de transmission

Paramètre utilisé	Valeur
Efficacité de la boîte de transmission (<i>gbrgn_eff</i>)	98 %

Pompe-frein ⑥

Le couple de freinage produit par la pompe-frein ou une combinaison de pompes-freins (selon la configuration du Tableau 5.5 analysée) dépend de la pression d'huile à la sortie de la pompe, de sa cylindrée et des efficacités mécanique et volumétrique de celle-ci. Le débit d'huile produit par la pompe (*hprgn flow rate*) est calculé à l'aide de l'équation suivante :

$$hprgn\ flow\ rate = hprgn_spd \cdot vsc_hprgn_vg \cdot hprgn_vg_max \cdot \eta_{VOL} \quad (5.14)$$

La vitesse de rotation de la pompe (*hprgn_spd*) est un paramètre de sortie de la boîte de transmission

Le pourcentage d'ouverture (*vsc_hprgn_vg*) de la pompe à cylindrée variable est dicté par le contrôleur du système hybride qui choisit la cylindrée optimale en fonction de la demande en couple de freinage de l'opérateur. Ce pourcentage d'ouverture est multiplié par la cylindrée maximale de la pompe (*hprgn_vg_max*) pour obtenir la cylindrée actuelle.

L'efficacité volumétrique (η_{VOL}) provient de tables, fournies par le fabricant, qui expriment l'efficacité en fonction du pourcentage d'ouverture de la pompe, de sa vitesse de rotation et de la pression hydraulique. La pression hydraulique à la sortie de la pompe correspond à la pression de l'accumulateur.

Conduites hydrauliques ⑦

Le bloc de simulation des conduites hydrauliques permet d'acheminer le débit d'huile de la pompe à l'accumulateur, de l'accumulateur au moteur hydraulique ou de la pompe au moteur hydraulique. Aucune perte de charge n'a été considérée lors de cette analyse pour des fins de simplification.

Accumulateur ⑧

Le bloc de simulation de l'accumulateur permet de déterminer la pression à la sortie de la pompe-frein. Cette pression est évaluée en intégrant le débit d'huile qui entre et qui sort de l'accumulateur pour obtenir la variation de volume. La variation de la pression en fonction du volume est déterminée à l'aide de l'équation suivante :

$$P_1 \cdot V_1 = P_2 \cdot V_2 \quad (5.15)$$

Cette équation est celle d'un comportement isothermique d'un gaz parfait. L'hypothèse d'un comportement isotherme du gaz de l'accumulateur a été faite dans le but de réduire la complexité du calcul numérique. Comme d'autres auteurs (Pourmovahed & Otis, 1990) et (Pourmovahed, 1993) l'ont démontré, il est clair que cette hypothèse est différente de la réalité, mais le but de cet exercice d'optimisation est de dimensionner les composants et non de prédire avec exactitude l'évolution de la pression dans l'accumulateur. Lors d'études plus approfondies des performances du système hybride, il sera nécessaire d'utiliser un modèle d'équation plus représentatif de la réalité (voir section 5.3).

Module d'identification du ralenti ⑨

Le module d'identification du ralenti permet de déterminer le couple et la puissance nécessaire pour entraîner les accessoires du moteur à combustion interne lorsque le camion est à l'arrêt. Il est important de noter que le couple et la puissance requis pour faire fonctionner le système hydraulique existant du camion ne sont pas considérés dans ce calcul. Seuls les accessoires ainsi que la friction due à la rotation du moteur sont considérés.

Prise de puissance de la transmission ⑩

Le bloc de la prise de puissance de la transmission (PTO) permet de déterminer le couple et la puissance qui doivent être fournis au PTO afin de combler la demande du système hydraulique existant du camion. Le couple requis au PTO (*Pto Output Torque*) est évalué de la façon suivante :

$$Pto\ Output\ Torque = \frac{Aux_Hyd_Press1 \cdot Pto_Vg_1}{2 \cdot \pi \cdot Pto_mh_eff_1} + \frac{Aux_Hyd_Press2 \cdot Pto_Vg_2}{2 \cdot \pi \cdot Pto_mh_eff_2} \quad (5.16)$$

La pression des systèmes hydrauliques du bras mécanique et du compacteur à déchets (*Aux_Hyd_Press1* et *Aux_Hyd_Press2*) provient des données recueillies lors de l'acquisition de données. La cylindrée des pompes à débit fixe (*Pto_Vg_1* et *Pto_Vg_2*) installées sur le camion, permettant de produire cette pression hydraulique, provient des données du fabricant. L'efficacité mécanique de ces pompes (*Pto_mh_eff_1* et *Pto_mh_eff_2*) a été estimée constante à 85 %, puisque cette information n'était pas disponible.

Moteur hydraulique (11)

Ce bloc de simulation est très similaire à celui de la pompe-frein. Le couple d'assistance au moteur à combustion interne dépend de la pression d'huile à l'entrée du moteur hydraulique, de sa cylindrée et de ses efficacités mécanique et volumétrique. Le débit d'huile utilisé par le moteur hydraulique (*hmpto flow rate*) est calculé à l'aide de l'équation suivante :

$$hmpto\ flow\ rate = hmpto_spd \cdot vsc_hmpto_vg \cdot hmpto_vg_max \cdot \eta_{VOL} \quad (5.17)$$

La vitesse de rotation du moteur (*hmpto_spd*) correspond à la vitesse de rotation du moteur multiplié par le rapport de multiplication du PTO.

Le pourcentage d'ouverture (*vsc_hmpto_vg*) du moteur hydraulique à cylindrée variable est dicté par le contrôleur du système hybride qui choisit la cylindrée optimale en fonction de la demande du système hydraulique du camion ou de la demande des auxiliaires du moteur à combustion interne. Ce pourcentage d'ouverture est multiplié par la cylindrée maximale du moteur hydraulique (*hmpto_vg_max*) pour obtenir la cylindrée actuelle.

L'efficacité volumétrique (η_{VOL}) provient de tables, fournies par le fabricant, qui expriment l'efficacité en fonction du pourcentage d'ouverture du moteur hydraulique, de sa vitesse de rotation et de la pression hydraulique. La pression hydraulique à l'entrée du moteur hydraulique correspond à la pression de l'accumulateur.

Contrôleur du système hybride ⑫

Le contrôleur du système hybride est un ordinateur qui coordonne le fonctionnement de la pompe-frein et du moteur hydraulique. En effet, les commandes de pourcentage d'ouverture de la pompe-frein et du moteur hydrauliques sont déterminées en fonction des données d'entrées. La logique de contrôle utilisée est illustrée par le schéma bloc du contrôleur présenté en annexe.

Le contrôleur tient compte du couple de freinage demandé par l'opérateur du camion, il vérifie si ce couple dépasse le couple maximum pouvant être fourni par la pompe-frein, puis il envoie une commande à la pompe-frein lui dictant son pourcentage d'ouverture.

Pour le moteur hydraulique, le contrôleur tient compte du couple requis pour répondre à la demande du système hydraulique du camion, il vérifie si ce couple dépasse le couple maximum pouvant être fourni par le moteur hydraulique, puis il envoie une commande lui dictant son pourcentage d'ouverture.

5.2.2 Introduction aux résultats de la simulation

Le cheminement choisi pour l'optimisation de la solution finale sera présenté dans cette section. Une base comparative a été utilisée afin d'identifier la configuration optimale. Il s'agit du pourcentage de l'énergie disponible pour le freinage régénératif ayant été redistribué à la prise de puissance du moteur à combustion interne. L'énergie disponible pour le freinage régénératif correspond au maximum de l'énergie pouvant être récupérée par un système hybride. Donc, une valeur de 100 % signifierait que la totalité de l'énergie de freinage aurait été récupérée et aurait été redistribuée par un système hybride ayant une efficacité de 100 % lors des 24 routes considérées. La solution optimale devra donc à la fois récupérer le maximum de l'énergie disponible lors du freinage en plus d'opérer dans des zones de fonctionnement les plus efficaces possible lors de la redistribution de cette énergie au système hydraulique du camion.

Afin de parvenir à cet objectif, une approche par incrément a été utilisée dans cette étude. Le premier paramètre ayant été varié est la pression de pré-charge de l'accumulateur. Cette pression oscille de 50 à 250 bars par intervalle de 25 bars. Pour une combinaison de pompes, avec un type d'accumulateur à un rapport de transmission donnée, les résultats sont présentés en fonction des 9 différentes pressions. La pression de pré-charge optimale sera celle qui présente le plus haut pourcentage de l'énergie disponible pour le freinage régénératif ayant été redistribué à la prise de puissance du moteur à combustion interne.

Le graphique de la Figure 5.9 présente un exemple de résultats pour 9 différentes pressions de pré-charge de l'accumulateur. Le but de cet exercice est d'expliquer la méthode d'optimisation choisie, alors que l'analyse des résultats sera effectuée à la section suivante.

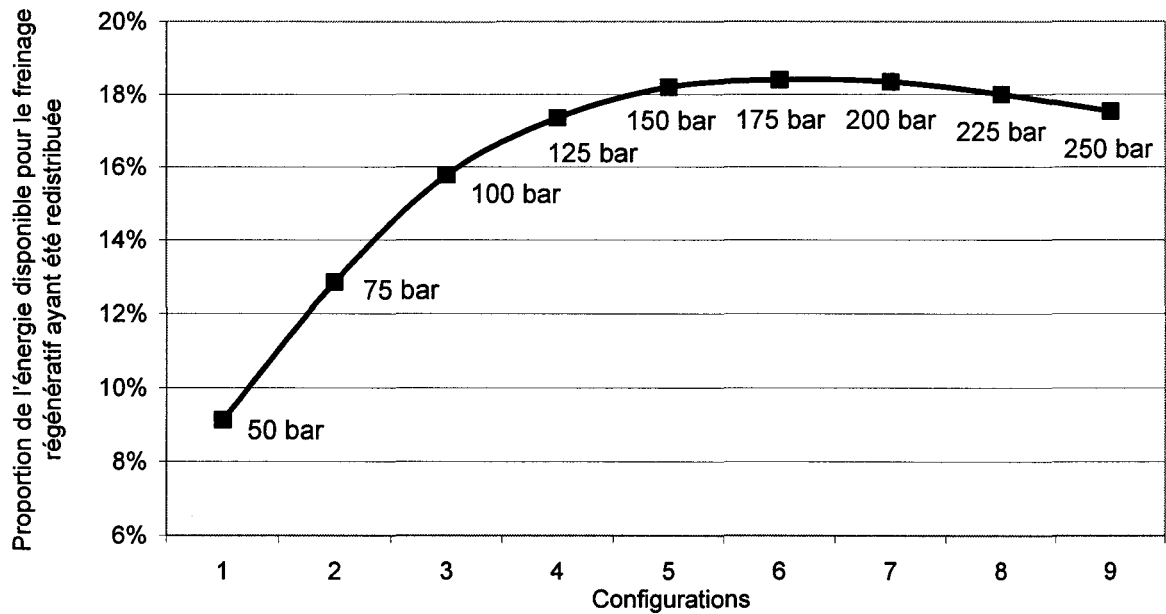


Figure 5.9 Exemple de résultats pour 9 différentes pressions de pré-charge de l'accumulateur

Le second paramètre varié a été les 6 rapports de transmission différents. Soit 7,2 :1, 5,4 :1, 4,3 :1, 3,6 :1, 3,1 :1 et 2,7 :1 qui correspondent à différentes vitesses maximales à partir desquelles la pompe-frein peut être utilisée, soit de 15, 20, 25, 30, 35 et 40 km/h respectivement. Donc, pour une pompe et un accumulateur donnés, les rapports de transmission sont variés en plus des pressions de pré-charge, ce qui procure 54 résultats par combinaison pompe/accumulateur. Le rapport de transmission optimum sera celui qui présente le plus haut pourcentage de l'énergie disponible pour le freinage régénératif ayant été redistribué à la prise de puissance du moteur à combustion interne.

La Figure 5.10 montre un exemple de résultats pour une combinaison pompe/accumulateur donnée.

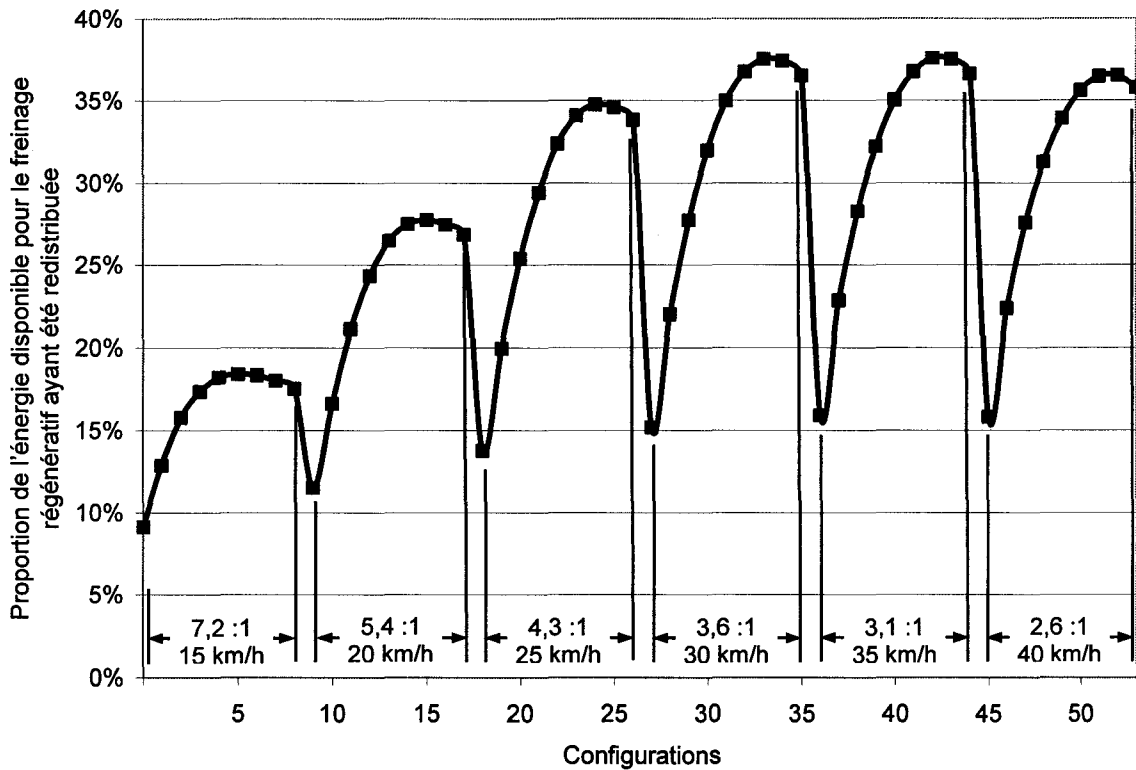


Figure 5.10 Exemple de résultats pour une combinaison pompe/accumulateur donnée

Les différentes configurations de pompes ont été le troisième paramètre à être varié. Pour un accumulateur donné, les 7 configurations énoncées au Tableau 5.5 ont été variées en plus du rapport de transmission et des pressions de pré-charge. Ceci procure un total de 378 résultats par combinaison d'accumulateur. La configuration optimale de pompes sera celle qui présente le plus haut pourcentage de l'énergie disponible pour le freinage régénératif ayant été redistribuée.

La figure suivante présente un exemple de résultats pour différentes combinaisons de pompes.

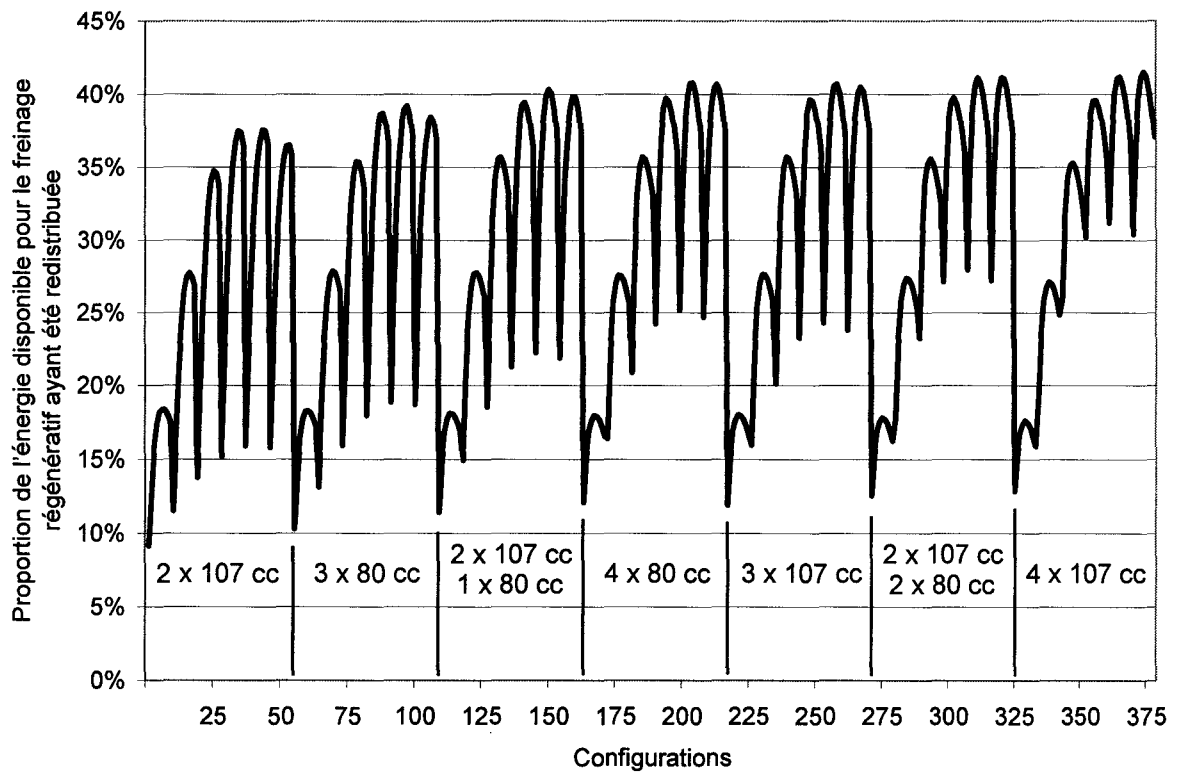


Figure 5.11 Exemple de résultats pour différentes combinaisons de pompes

Finalement, la dernière étape a été d'analyser ces 378 configurations avec un et deux accumulateurs de 56 L. Ce qui porte à 756 la quantité de configurations analysées lors de cette étape d'optimisation. L'analyse de ces résultats est présentée à la section suivante.

5.2.3 Optimisation de la solution finale en fonction des résultats de la simulation

Les résultats de la simulation seront analysés dans cette section afin de déterminer la combinaison la plus avantageuse en termes de pourcentage de l'énergie disponible pour le freinage régénératif ayant été redistribuée. Le dimensionnement des composants du système hybride permettra de déterminer sa constitution finale dans le but d'estimer ses performances réelles face à la réduction de consommation de carburant qu'il engendre.

Voici donc les résultats des 756 différentes configurations étudiées.

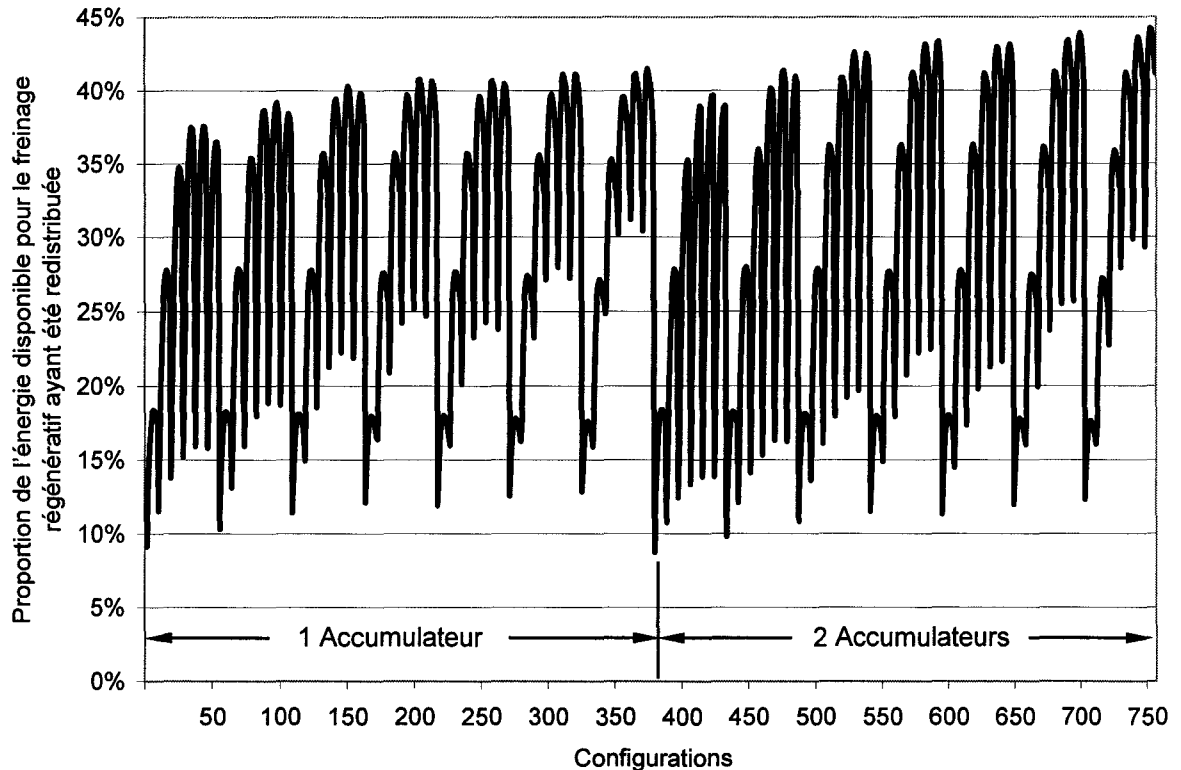


Figure 5.12 Résultats des 756 différentes configurations analysées

Le fait d'avoir deux accumulateurs de 56 L améliore le rendement du système d'au plus 3 %, soit de 41 % à 44 % dans le cas d'une configuration à 4 pompes de $107 \text{ cm}^3/\text{rev}$. Puisque l'accumulateur est le composant hydraulique le plus dispendieux du système et qu'il est le plus lourd, il semble difficile de justifier l'ajout d'un deuxième accumulateur de 56 L pour une amélioration de cette importance.

Afin de tendre vers une configuration idéale et réalisable, les configurations ayant un seul accumulateur seront étudiées de plus près.

Le graphique présentant les 7 configurations de pompes avec un seul accumulateur est repris à la figure suivante :

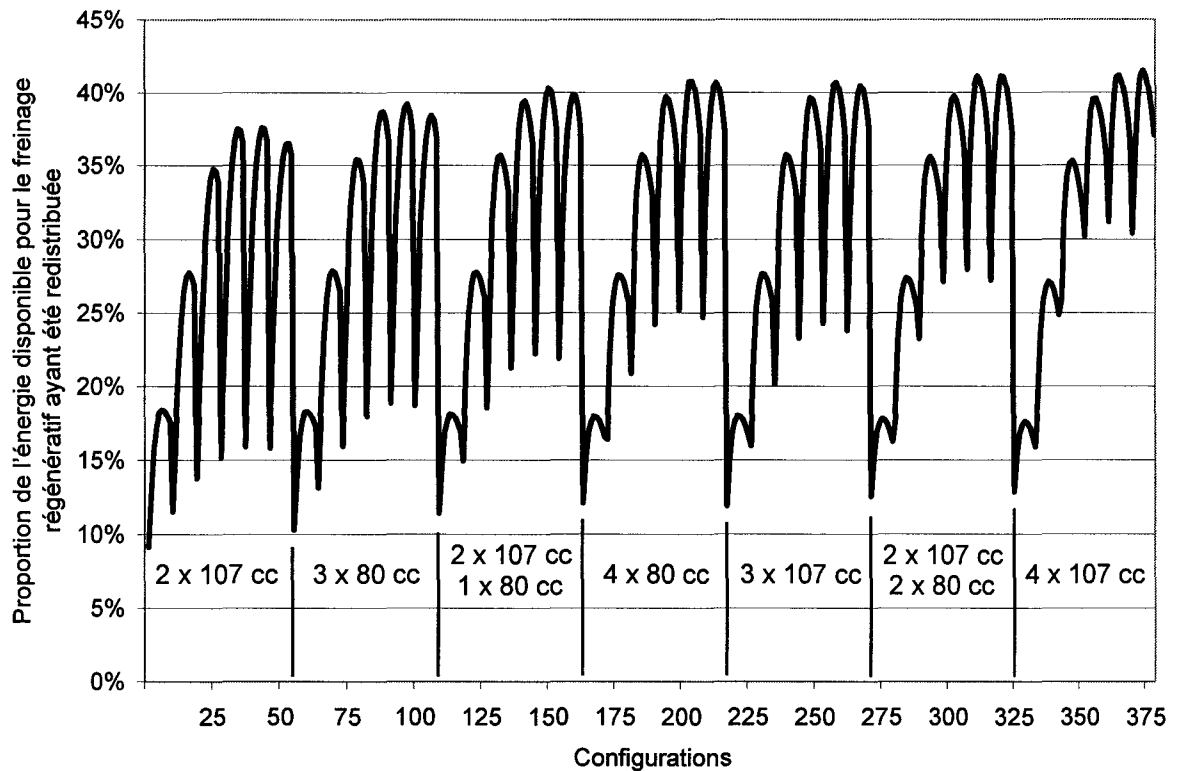


Figure 5.13 Exemple de résultats pour 7 combinaisons de pompes avec un seul accumulateur

Il est possible d'observer que le pourcentage de récupération de l'énergie de freinage augmente lorsque la cylindrée totale des pompes augmente. Par contre, cet effet est plus prononcé lors des premiers incréments, il s'estompe lorsqu'il atteint les cylindrées maximales. Il semble rentable d'opter pour 3 x 107 cm³/rev plutôt que 2 x 107 cm³/rev puisqu'un gain d'un peu plus de 3 % est observable alors que le fait d'ajouter une 4^e pompe de 107 cm³/rev apporte une progression de moins de 1 %. Le choix de 3 x 107 cm³/rev est favorisé par rapport à 4 x 80 cm³/rev puisque le rapport performance/prix est plus élevé pour le modèle de pompe B, tel que mentionné au Tableau 5.2. Les combinaisons ayant 3 x 107 cm³/rev seront donc étudiées plus en détail.

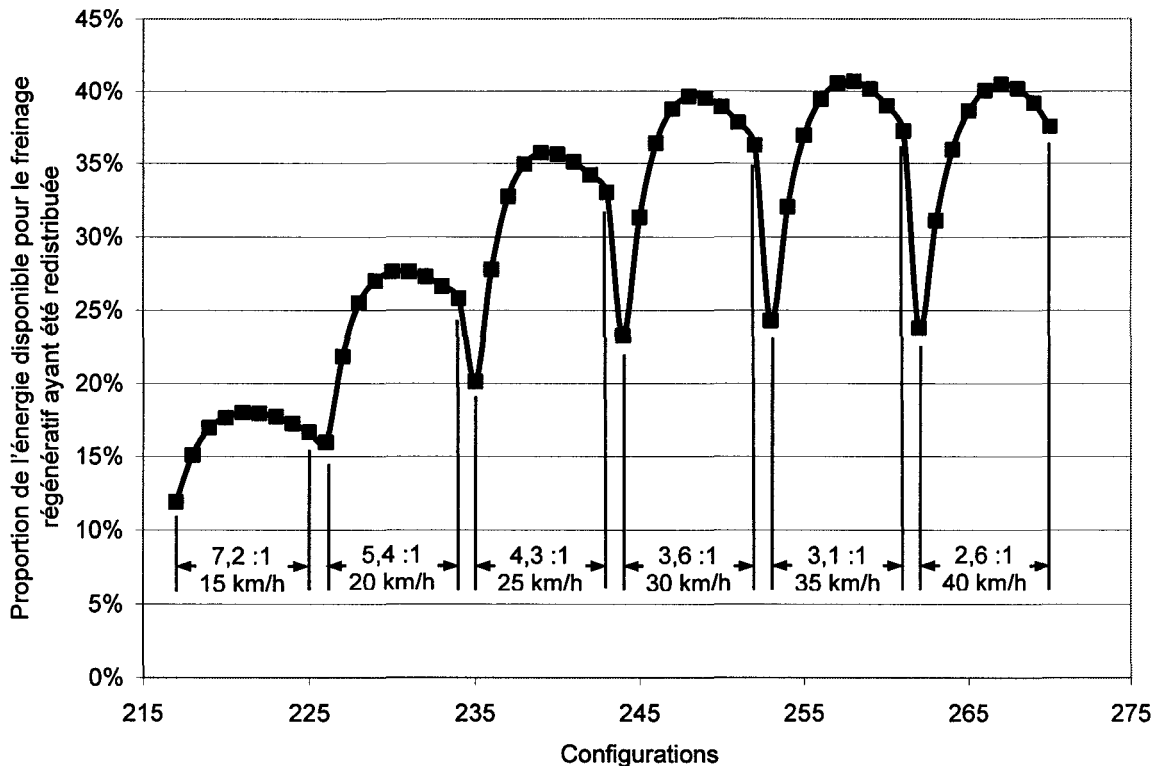


Figure 5.14 Résultats pour les combinaisons ayant un accumulateur et une combinaison de pompes de $3 \times 107 \text{ cm}^3/\text{rev}$

Un rendement maximum de 40,7 % est atteint lorsque le rapport de transmission permet d'utiliser le système hybride à partir de 35 km/h. L'augmentation du rapport de transmission permet d'accroître le couple de freinage à la roue. Par contre, lorsque le rapport de transmission est plus grand, la vitesse à laquelle la pompe-frein peut être utilisée est plus faible. Inversement, lorsque le rapport de transmission est plus petit, le couple à la roue diminue, mais la vitesse maximale où le système hybride peut être utilisé augmente. Il existe donc un point optimum où le couple de freinage est suffisant pour permettre de régénérer la majorité de l'énergie de freinage sans perdre d'opportunités à des vitesses plus élevées. Le résultat optimum de 35 km/h n'est pas surprenant, car comme le démontre le Tableau 3.3, la moyenne des vitesses maximales atteintes entre deux arrêts pour les deux semaines d'acquisition de données est de 23,6 km/h avec un écart type de 9,1 km/h. Il est donc normal que la vitesse de freinage à laquelle la pompe-frein commence à être utilisée soit supérieure à la moyenne plus un écart type, soit 32,7 km/h, afin de récupérer un maximum d'énergie cinétique du camion. Il semble que le choix de trois pompes de $107 \text{ cm}^3/\text{rev}$

génère un couple de freinage suffisamment grand pour ce rapport de transmission. Les configurations associées à ce rapport de transmission seront observées de façon plus détaillée.

La Figure 5.15 présente la variation du pourcentage de l'énergie pouvant être récupérée par le système hybride en fonction de la pression de pré-charge de l'accumulateur pour un accumulateur avec trois pompes de $107 \text{ cm}^3/\text{rev}$ et un rapport de transmission de 3,1 :1.

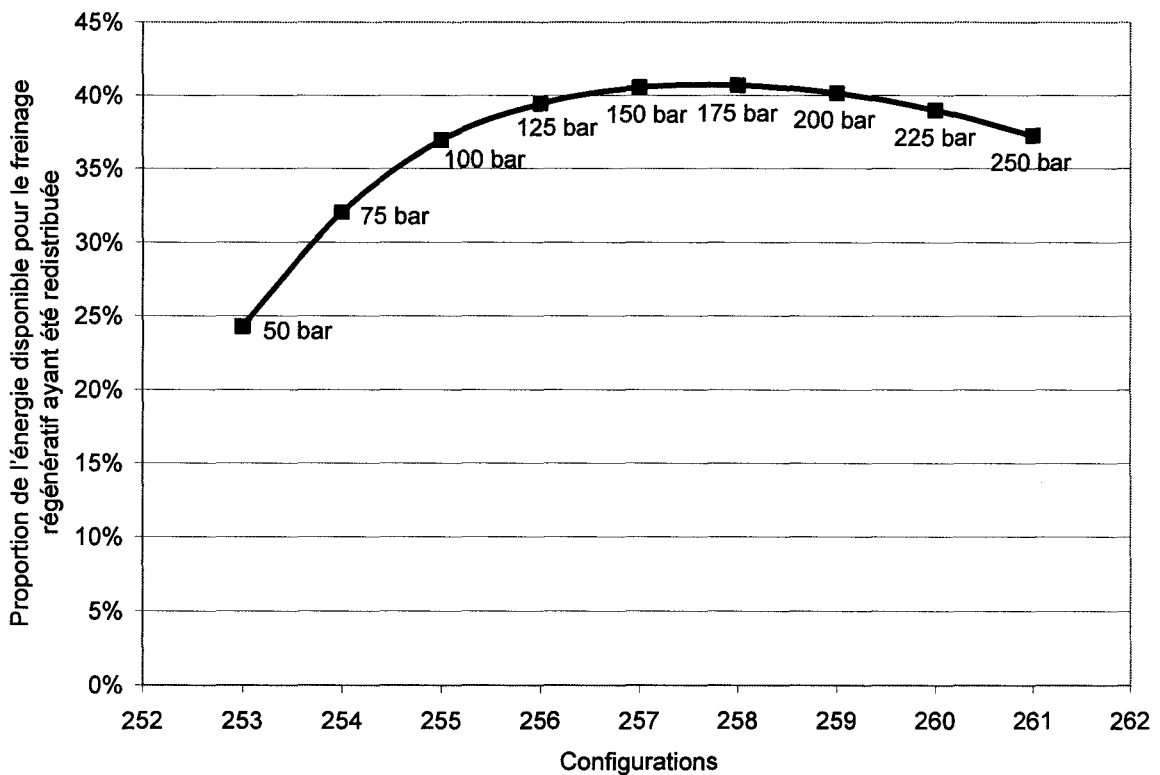


Figure 5.15 Résultats pour les combinaisons ayant un accumulateur avec une combinaison de pompes de $3 \times 107 \text{ cm}^3/\text{rev}$ et un rapport de transmission de 3,1 :1

Une pression de pré-charge élevée permet à la pompe-frein de générer un couple de freinage élevé au début du remplissage de l'accumulateur. Par contre, puisque la pression maximale permise dans l'accumulateur est de 350 bars, une pression de pré-charge élevée réduit le volume de fluide utile, ce qui réduit par le fait même la quantité d'énergie pouvant y être emmagasinée. À l'inverse, bien qu'une pression de pré-charge plus faible offre une capacité énergétique accrue, elle réduit le couple de freinage pouvant être produit par la pompe-frein au début du remplissage de l'accumulateur, entraînant ainsi des pertes

d'opportunité. Il est donc compréhensible qu'une pression de pré-charge de 175 bars représente le meilleur compromis. Elle permet au système hybride de retransmettre 40,7 % de l'énergie de freinage disponible lors des 24 parcours enregistrés.

La configuration optimale du système hybride pour le camion étudié est donc la suivante :

Tableau 5.11
Configuration optimale du système hybride

Pompes	Accumulateurs	Pression de pré-charge de l'accumulateur	Rapport de multiplication de la boîte de transmission
3 x 107 cm ³ /rev	56 litres	17.5 x 10 ⁶ Pa	3,1 :1

5.3 Performances du système hybride

À la section précédente, le pourcentage de récupération de l'énergie de freinage ayant été redistribué à la prise de puissance du moteur à combustion interne a été utilisé pour dimensionner les composants du système hybride. Cette section expliquera la conversion de ce pourcentage de récupération de l'énergie de freinage en réduction de consommation de carburant. C'est ce paramètre qui détermine les performances réelles du système. Bien que cet exercice soit approximatif, il permettra d'avoir un aperçu du potentiel de cette technologie.

La méthode utilisée pour estimer le pourcentage d'économie de carburant est la suivante :

$$\% \text{ économie carburant} = \frac{\left(\frac{\text{Travail du moteur hydraulique}}{\text{Rendement énergétique du MCI}} \right)}{\text{Qté litres de carburant utilisé} \times \text{capacité énergétique du diesel}} * 100$$

(5.18)

Le travail du moteur hydraulique a été évalué à l'aide de la simulation numérique. 2125.3 MJ ont été redistribués à la prise de puissance du moteur à combustion interne lors des 24 routes enregistrées avec la configuration énoncée au Tableau 5.11.

Le rendement énergétique du moteur à combustion interne a été estimé comme étant constant à 35 %. Cette approximation est similaire à celle utilisée par Ivani (Ivani, 2007), qui est représentative d'un moteur diesel commercial généralement utilisé dans les camions à ordures.

La quantité de carburant utilisée lors des 24 routes enregistrées est de 1098 L de diesel. Cette information provient de la lecture du débit de carburant présent sur le CAN BUS du camion.

La capacité énergétique du diesel peut varier autour de 35 MJ / L. Cette valeur provient du rapport du GIEC (GIEC, 1996). Elle a été utilisée pour le calcul suivant.

$$\% \text{ économie carburant} = \frac{\left(\frac{2125,3 \text{ MJ}}{0,35} \right)}{1098 \text{ L} \cdot 35 \text{ MJ / L}} = 15,8 \% \quad (5.19)$$

Une économie de la consommation de carburant de 15,8 % semble réalisable avec le système hybride optimisé lors de ces travaux d'études.

CONCLUSION

L'optimisation d'un système hybride pour véhicules lourds nécessite plusieurs étapes essentielles. Comme il a été discuté à la section de la revue de littérature de ce travail, plusieurs avenues doivent être explorées afin d'identifier la plus appropriée au véhicule étudié. Dans le cas des camions à ordures, des travaux antérieurs ont identifié qu'un système hybride hydraulique parallèle à pression assistée (SHHPPA) semble être le plus efficace pour une application sur un camion de collecte de déchets.

Le fonctionnement de ce système consiste à régénérer l'énergie cinétique lors du freinage à l'aide d'une pompe hydraulique à débit variable couplée à l'arbre de transmission du camion. La pompe compresse l'huile dans un accumulateur hydraulique. L'énergie emmagasinée dans l'accumulateur est ensuite utilisée pour alimenter les circuits hydrauliques de manutention et de compaction des déchets. Le MCI sera ainsi avantageusement assisté par le système hybride hydraulique parallèle pour répondre à la demande en pression des circuits auxiliaires.

Ce système est présenté de façon schématisée dans la littérature, mais aucun système réel n'a encore été construit. Une étude préliminaire du système, présentée dans la littérature, démontre qu'il possède quelques lacunes. Afin d'optimiser les performances de cette technologie innovatrice, différentes variantes de ce système ont été développées au cours des travaux d'études. La variante finale relie un moteur hydraulique à la prise de puissance de la transmission du moteur à combustion interne. Ceci comporte le double avantage de pouvoir entraîner la pompe originale du système hydraulique du camion en plus d'entraîner le moteur au ralenti lorsque le véhicule est à l'arrêt.

Afin d'évaluer la performance de ce système en condition d'opération réelle, les caractéristiques d'utilisation d'un camion à ordures à chargement latéral ont été enregistrées lors d'une période de deux semaines. Ceci a permis de produire les données d'entrées d'un modèle de simulation numérique permettant d'évaluer la performance du système. Ce modèle représente l'architecture de la solution développée en schémas blocs. Chacun des composants mécaniques du système est représenté par un bloc. Ce modèle de

simulation a permis de faire l'optimisation du système hybride développé en faisant varier la dimension de chacun des composants à l'intérieur d'une plage prédéterminée. Les résultats de cette analyse ont ainsi permis de déterminer la configuration optimale offrant les meilleures performances. La base de comparaison utilisée a été le pourcentage d'énergie disponible pour le freinage régénératif ayant été redistribué à la prise de puissance du moteur à combustion interne. La solution optimale récupère donc le maximum d'énergie disponible lors du freinage en plus d'opérer dans des zones de fonctionnement les plus efficaces possible lors de la redistribution de cette énergie au système hydraulique du camion. La configuration de trois pompes de $107 \text{ cm}^3/\text{rev}$, d'un accumulateur de 56 L à une pression de pré-charge de 175 bar et d'une boîte de transmission ayant un rapport de multiplication de 3,1 :1 permet de retransmettre 40,7 % de l'énergie de freinage disponible à la prise de puissance du moteur à combustion interne. Ceci correspond approximativement à une réduction de la consommation de carburant de 15,8 %. Toutefois, ces résultats restent relativement approximatifs et des travaux ultérieurs seront nécessaires pour obtenir des résultats plus précis.

Recommandations

Voici une brève description des travaux ultérieurs qui devraient être menés pour atteindre des résultats plus précis que ceux obtenus lors de cette étude :

- La conception et la modélisation complète du système hybride devraient être effectuées dans le but de déterminer avec plus de précision l'ensemble des composants hydrauliques et mécaniques du système hybride.
- Cette configuration plus détaillée du système permettrait de produire un modèle de simulation plus précis. Ce modèle devrait également tenir compte des pertes de charge dans les conduites hydrauliques. De plus, il devrait évaluer le comportement de l'accumulateur hydraulique de façon plus réaliste. Ceci peut être accompli en utilisant l'équation de Benedict – Webb – Rubin comme le mentionne Pourmovahed (Pourmovahed, 1993) avec une constante de temps thermique tel que mentionné par d'autres auteurs (Pourmovahed & Otis, 1990).
- Il pourrait être intéressant d'étendre cette étude à d'autres configurations de camions à ordures. Comme par exemple, le type à chargement arrière, qui est un modèle très répandu en Amérique du Nord, pourrait profiter d'un système hybride de ce genre.
- La fabrication d'un ou plusieurs prototypes serait l'étape ultime permettant de mesurer les performances réelles du système hybride développé.
- Il serait ensuite possible de faire une corrélation de ces performances avec celles du modèle de simulation.

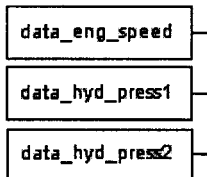
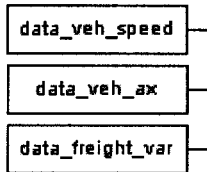
C'est à l'aide de ce modèle de simulation vérifié que l'optimisation des paramètres de contrôle préprogrammés dans le contrôleur électronique pourrait être réalisée. Ceci permettrait de maximiser les performances du système hybride afin d'obtenir une économie de carburant accrue. Le potentiel ultime du système serait déterminé à l'aide d'une méthode

hors ligne d'optimisation. Les résultats de cette optimisation pourraient guider les choix de stratégies de contrôles du système. Des stratégies de contrôle évolutives se basant sur un algorithme de reconnaissance de parcours sont les lignes directrices pouvant être envisagées.

ANNEXE I

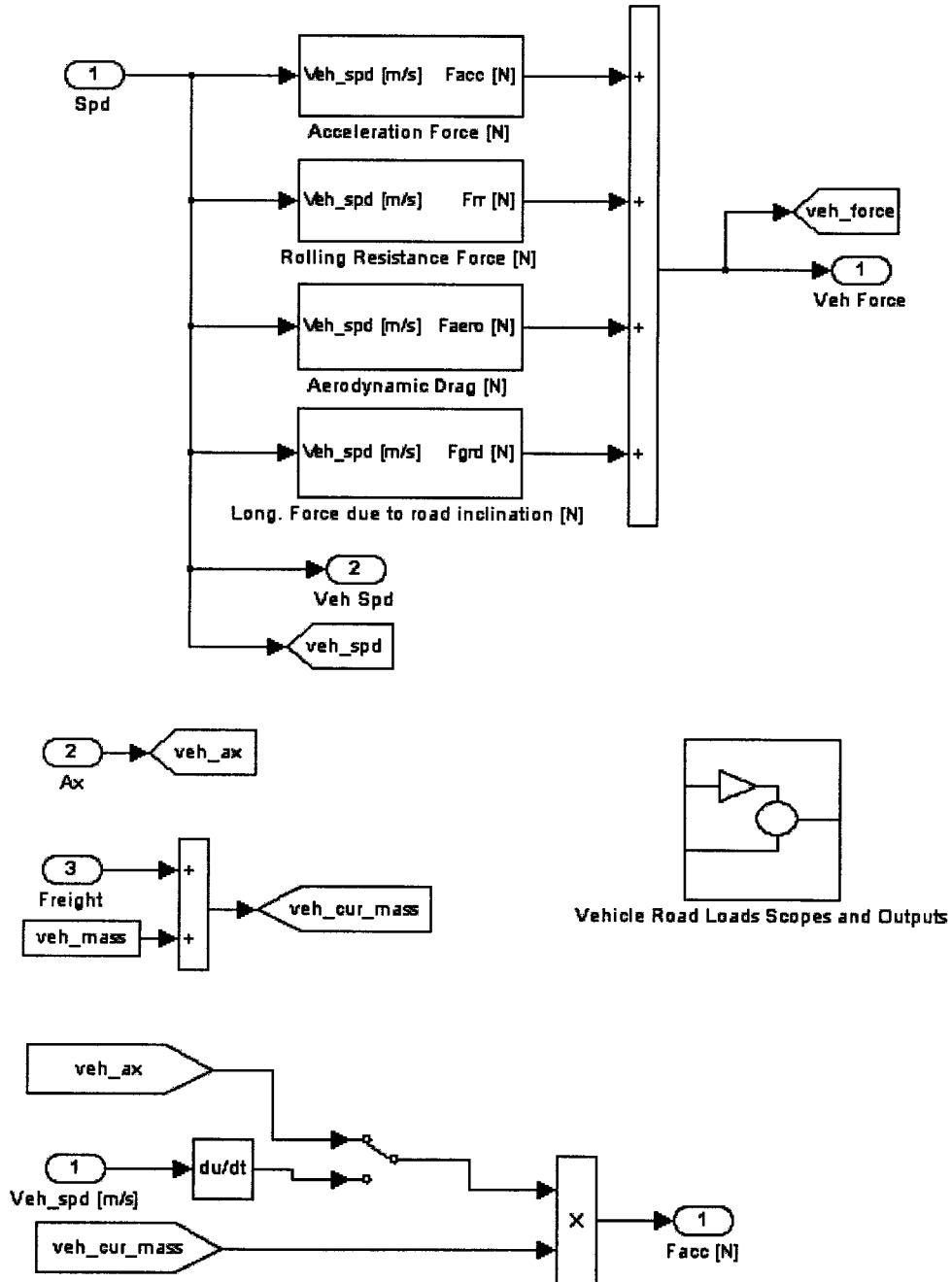
SCHÉMAS BLOCS DÉTAILLÉS DE CHACUN DES COMPOSANTS DU MODÈLE DE SIMULATION NUMÉRIQUE

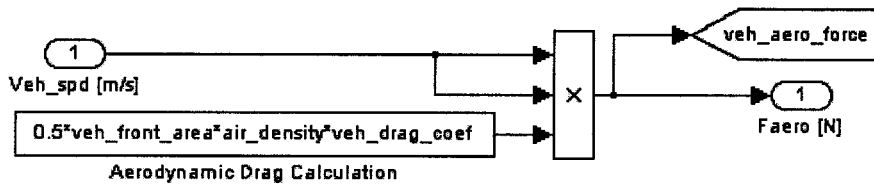
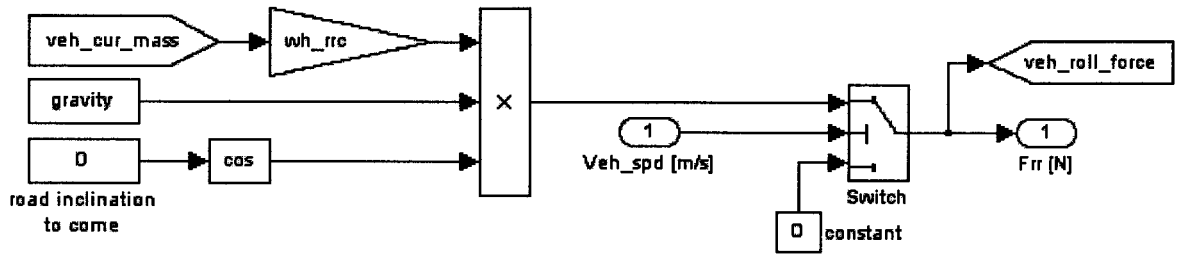
Données recueillies :



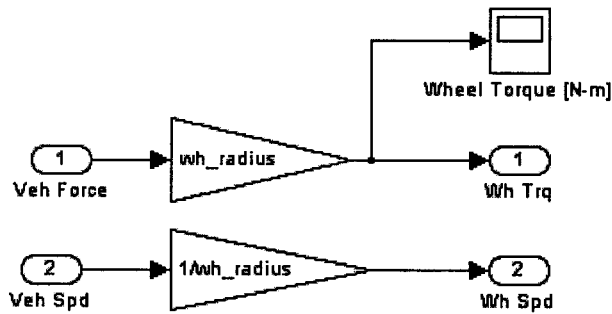
Pertes dynamiques :

Vehicle Road Loads Calculations

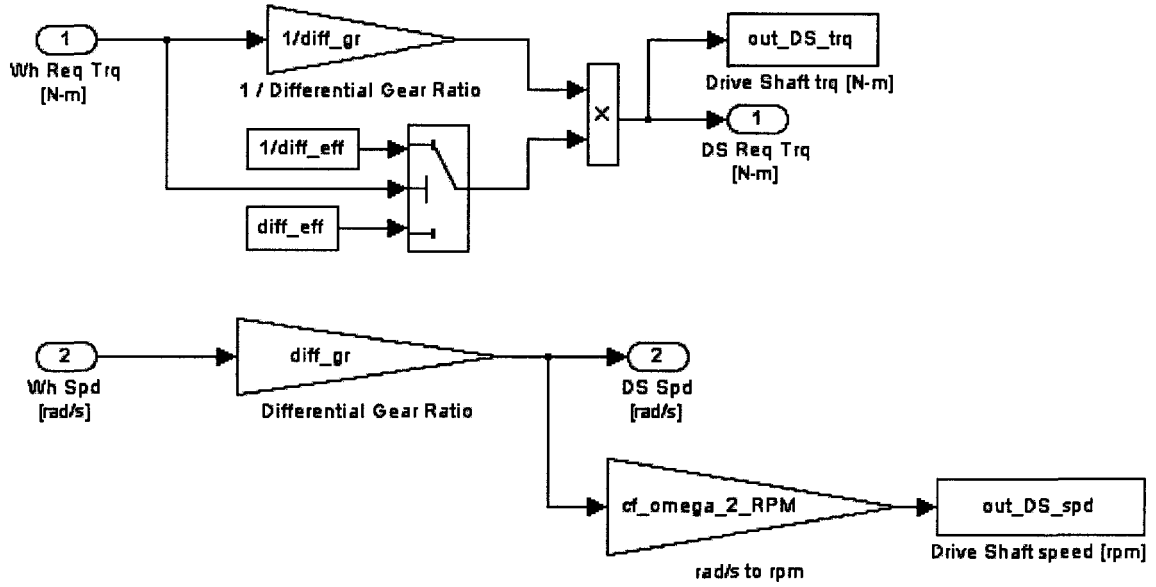




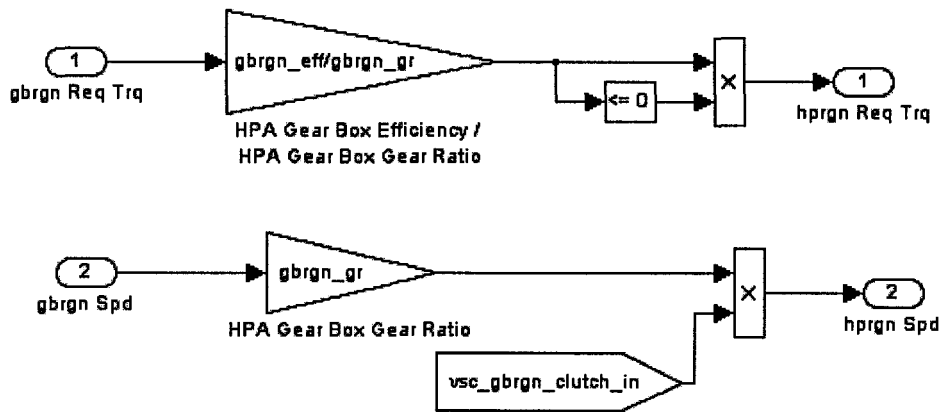
Route :



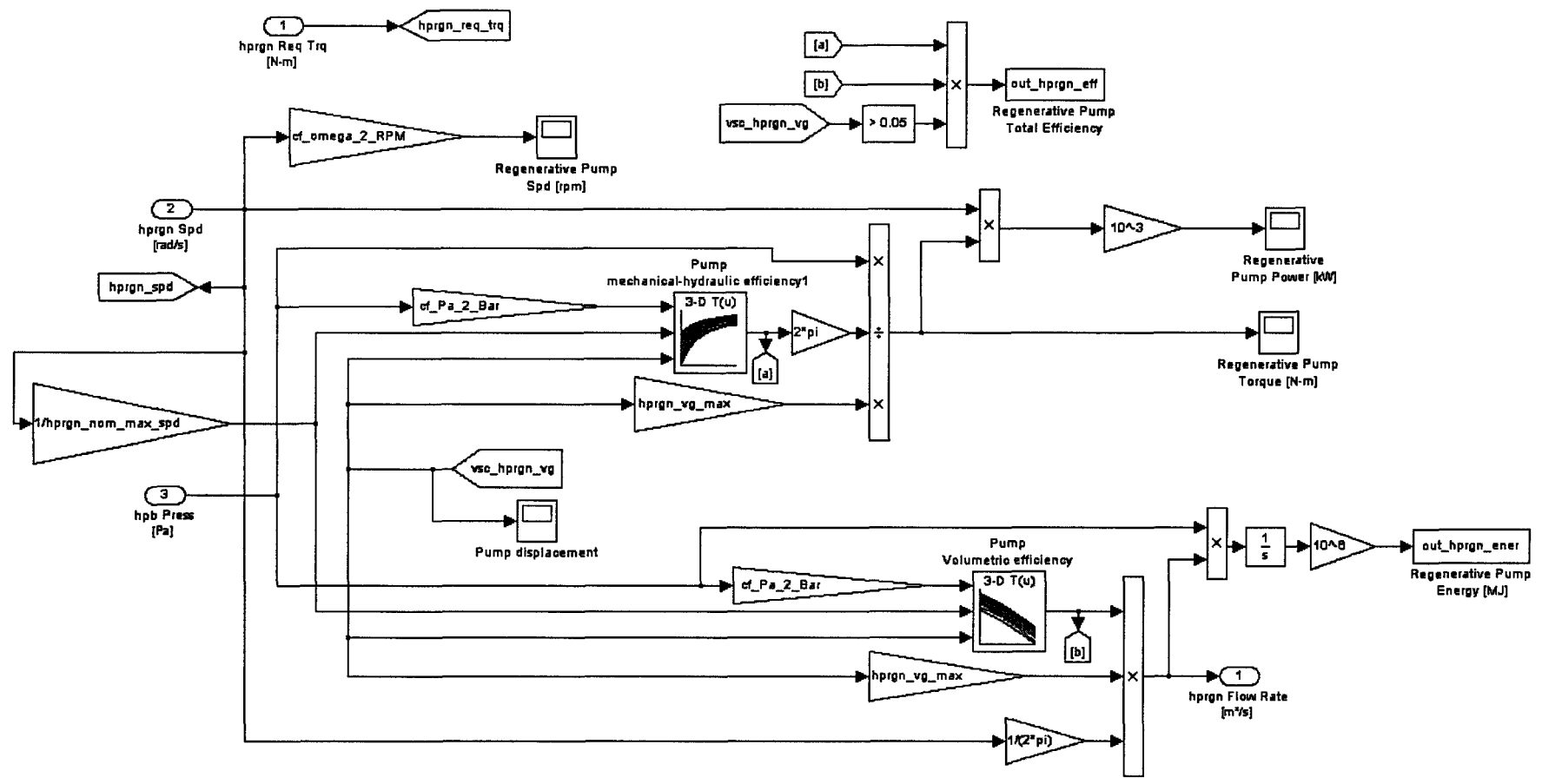
Différentiel du camion :



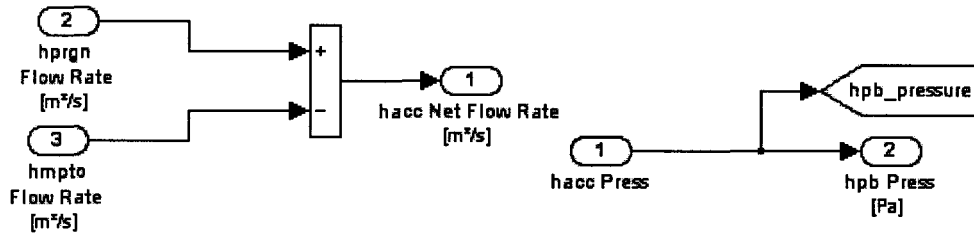
Boite de transmission :



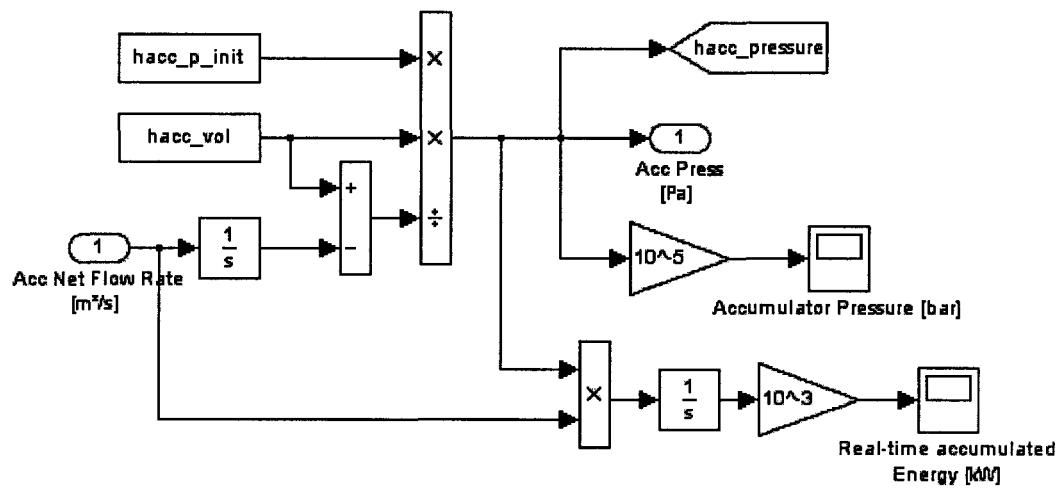
Pompe-frein :



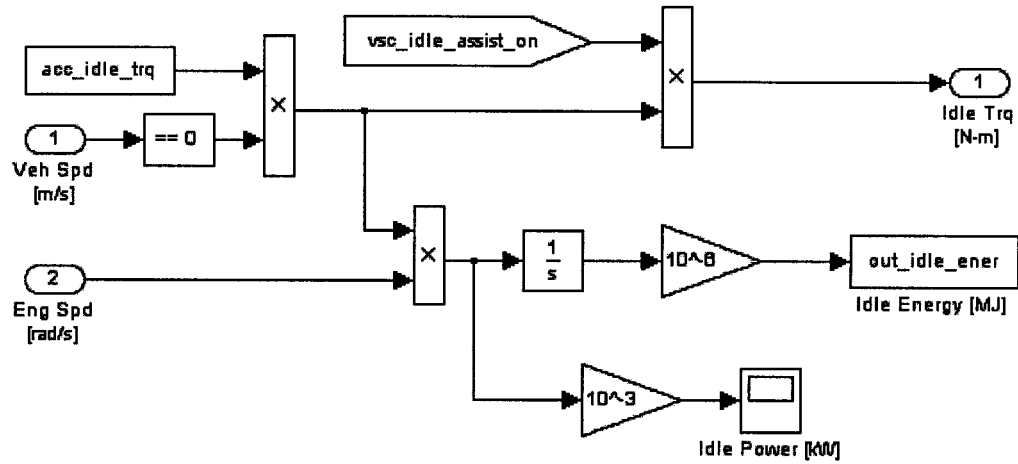
Conduites hydrauliques :



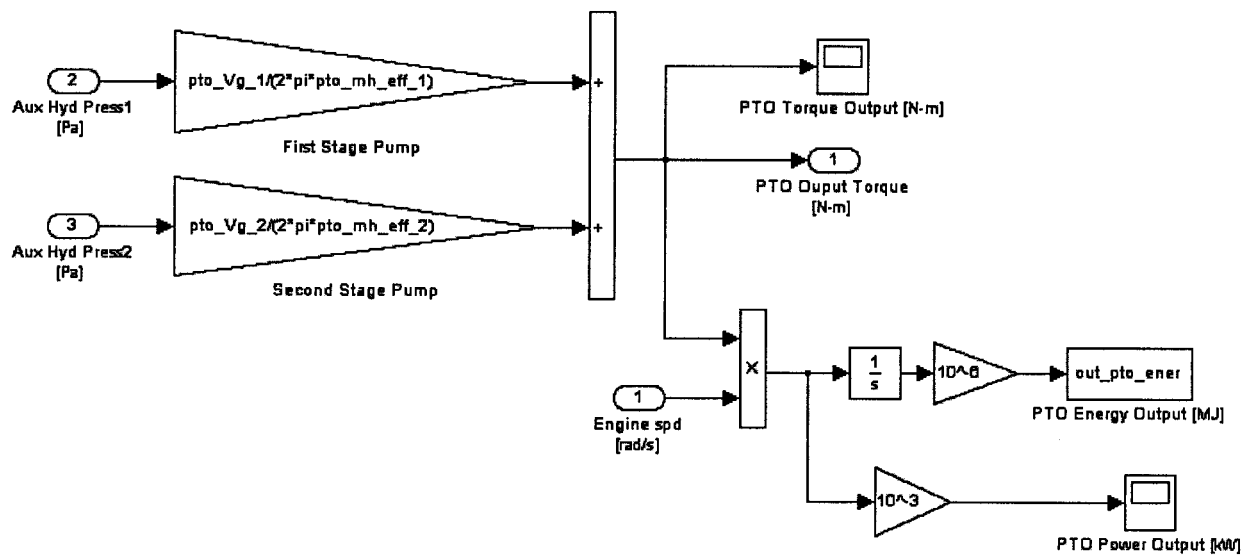
Accumulateur :



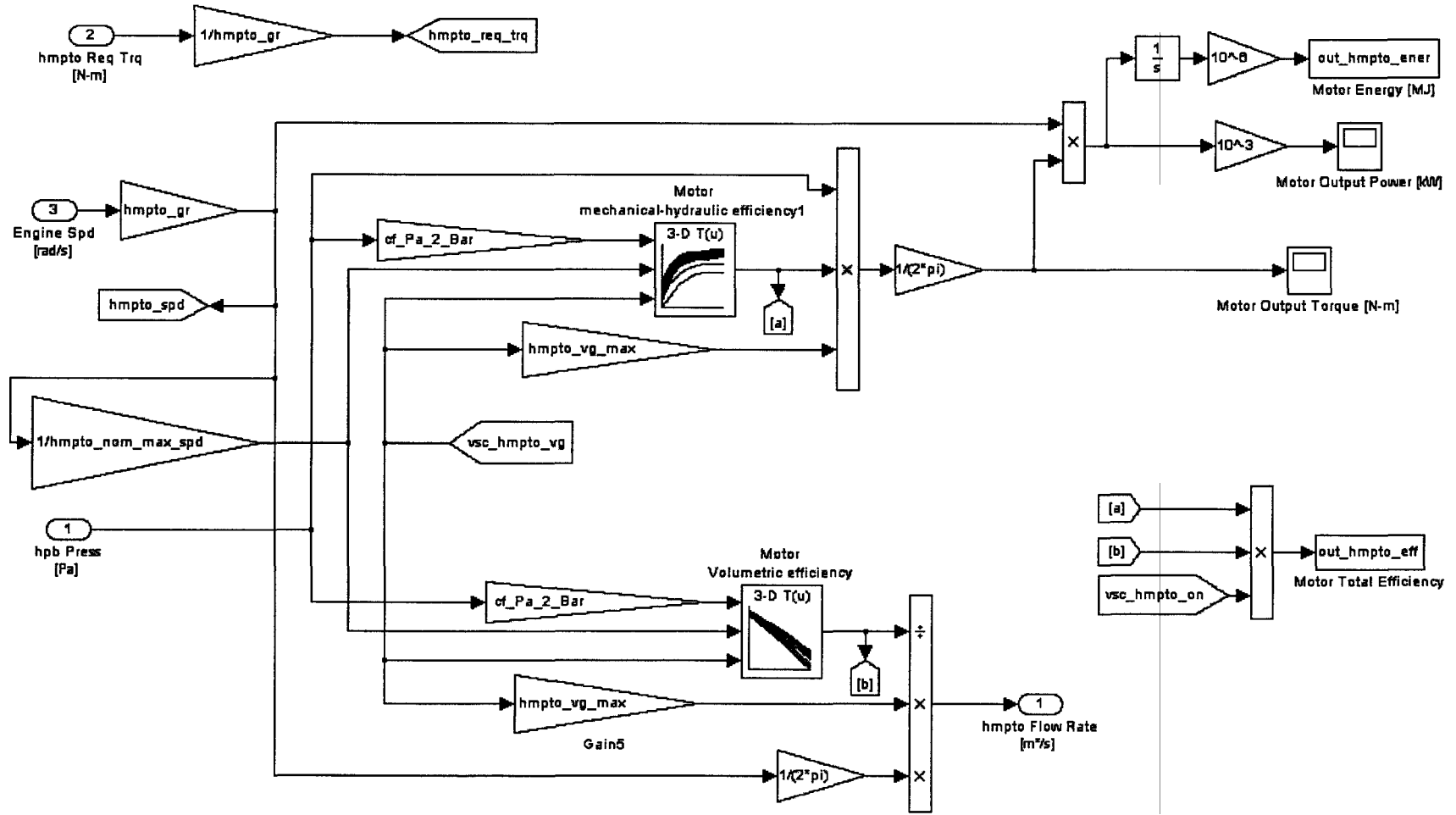
Module d'identification du ralenti :



Prise de puissance auxiliaire :

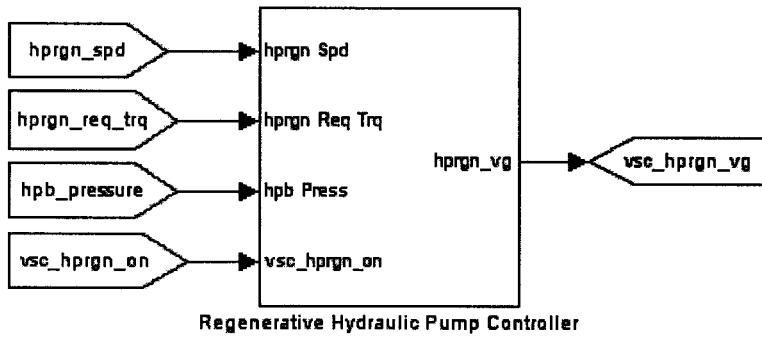


Moteur hydraulique :

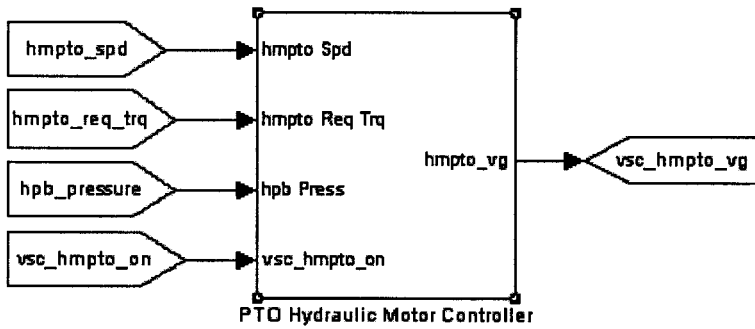


Contrôleur du système hybride :

Regenerative Hydraulic Pump Controller



PTO Hydraulic Motor Controller



LISTE DE RÉFÉRENCES

- Adams, P. (2006). *L'activité humaine et l'environnement : statistiques annuelles* (No. 16-201-XIF). Ottawa: Statistique Canada.
- Anderson, S. R., Lambertson, D. M., Blohm, T. J., & Turner, W. (2005). *Hybrid Route Vehicle Fuel Economy SAE paper 2005-01-1164*. Paper presented at the 2005 SAE World Congress, Detroit, Michigan, USA, April 11-14 2005.
- Baseley, S., Ehret, C., Greif, E., & Kliffken, M. (2007). *Hydraulic Hybrid Systems for Commercial Vehicles SAE paper 2007-01-4150*. Paper presented at the Commercial Vehicle Engineering Congress and Exhibition, Rosemont, Illinois, USA, October 29 - November 1, 2007.
- Dembski, N., Rizzoni, G., Soliman, A., Fravert, J., & Kelly, K. (2005). *Development of Refuse Vehicle Driving and Duty Cycles SAE paper 2005-01-1165*. Paper presented at the 2005 SAE World Congress, Detroit, Michigan, USA, April 11-14 2005.
- Drozdz, P. (2005). *Hybrid Refuse Truck Feasibility Study* (No. TP 14431E): Transportation Development Centre of Transport Canada.
- Filipi, Z., Louca, L., Daran, B., Lin, C.-C., Yildir, U., Wu, B., et al. (2004). *Combined optimisation of design and power management of the hydraulic hybrid propulsion system for the 6 x 6 medium truck. Advances in Ground Vehicle Simulation*
International Journal of Heavy Vehicle Systems, 11(3-4), 372-402.
- GIEC. (1996). *Lignes Directrices du GIEC pour les inventaires nationaux de gaz à effet de serre* (No. Volume 2). Bracknell: Groupe d'experts Intergouvernemental sur l'Evolution du Climat.
- grading_and_excavation. (2006). *Parker Hannifin Rolls Out its RunWise Energy Recovery Drive System at Waste Expo 2006*. Retrieved 20 janvier 2008, from http://www.gradingandexcavation.com/gx_news_042806_parker.html

Green_Car_Congress. (2006). *Oshkosh Truck Unveils Series-Hybrid Refuse Vehicle*. Retrieved 03 octobre 2007, from http://www.greencarcongress.com/2006/11/oshkosh_truck_u.html

Hydac. (2006). *Accumulator catalog* (No. 02068195).

Ivani, Z. (2007). *Data Collection and Development of New York City Refuse Truck Duty Cycle SAE paper 2007-01-4118*. Paper presented at the Powertrain & Fluid Systems Conference & Exhibition, Rosemont, Illinois, USA, October 29 - November 1, 2007.

Matheson, P., & Stecki, J. (2003). *Development and Simulation of a Hydraulic-Hybrid Powertrain for use in Commercial Heavy Vehicles SAE paper 2003-01-3370*. Paper presented at the 2003 SAE International Truck and Bus Meeting and Exhibition, Fort Worth, Texas, USA, November 10-12, 2003.

NREL. (2002). *ADVISOR: (U.S. Department of Energy's National Renewable Energy Laboratory)*.

Permo-Drive-Technologies. (2008). *The Technology*, 15 janvier 2008, from <http://www.permo-drive.com/tech/index.htm>

Pourmovahed, A. (1991). *Vehicle propulsion systems with hydraulic energy storage. A literature survey*. Paper presented at the ASME Winter Annual Meeting, Dec 1-6 1991, Atlanta, GA, USA.

Pourmovahed, A. (1993). *Sizing energy storage units for hydraulic hybrid vehicle applications*. Paper presented at the Proceedings of the 1993 ASME Winter Annual Meeting, Nov 28-Dec 3 1993, New Orleans, LA, USA.

Pourmovahed, A., & Otis, D. R. (1990). An Experimental Thermal Time-Constant Correlation for Hydraulic Accumulators. *Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, Transactions of the ASME, 112*, 116-121.

Stewart, M., & Parish, R. (2007). *Request for Proposal: Hybrid Truck Users Forum*.

Volvo. (2008). *The future of refuse handling is already here*. Retrieved 20 mars 2008, from [http://www.volvo.com/trucks/global/en-gb/aboutus/environmental_care/The Volvo Hybrid Concept/Volvo FE Hybrid/](http://www.volvo.com/trucks/global/en-gb/aboutus/environmental_care/The_Volvo_Hybrid_Concept/Volvo_FE_Hybrid/)

