



Université du Québec
à Rimouski

**Étude et conception d'un modèle numérique pour la simulation de
l'hybridation pneumatique d'un moteur diesel par un moteur électrique**

Mémoire présenté

dans le cadre du programme de maîtrise en ingénierie

en vue de l'obtention du grade de maître ès sciences appliquées (M. Sc. A.)

PAR

© ISSAM BEN AMAR

Mars 2022

Composition du jury :

Mohamed Yasser Hayyani, président du jury, UQAR

Adrian Ilinca, directeur de recherche, UQAR

Cherif Ghazzi, Harnois Énergie

Dépôt initial le 15 février 2022

Dépôt final le 02 mars 2022

UNIVERSITÉ DU QUÉBEC À RIMOUSKI
Service de la bibliothèque

Avertissement

La diffusion de ce mémoire ou de cette thèse se fait dans le respect des droits de son auteur, qui a signé le formulaire « *Autorisation de reproduire et de diffuser un rapport, un mémoire ou une thèse* ». En signant ce formulaire, l'auteur concède à l'Université du Québec à Rimouski une licence non exclusive d'utilisation et de publication de la totalité ou d'une partie importante de son travail de recherche pour des fins pédagogiques et non commerciales. Plus précisément, l'auteur autorise l'Université du Québec à Rimouski à reproduire, diffuser, prêter, distribuer ou vendre des copies de son travail de recherche à des fins non commerciales sur quelque support que ce soit, y compris Internet. Cette licence et cette autorisation n'entraînent pas une renonciation de la part de l'auteur à ses droits moraux ni à ses droits de propriété intellectuelle. Sauf entente contraire, l'auteur conserve la liberté de diffuser et de commercialiser ou non ce travail dont il possède un exemplaire.

Dédicace

A l'homme de ma vie, mon soutien
Moral celui qui s'est toujours sacrifié pour
Me voir réussir, que dieu te garde, à toi
Mon père.

A la lumière de mes jours,
La source de mes efforts,
La flamme de mon cœur, ma vie et mon bonheur ;
Maman que j'adore.

Aux personnes dont j'ai bien aimé la présence
Dans ce jour,

A tous mes proches familles, et plus
Particulièrement mon frère
Firas et ma sœur Yossr pour le soutien et
l'encouragement que vous m'avez accordés. Je prie
dieu le tout puissant pour qu'il vous donne un
brillant avenir plein de réussite et de bonheur.

Ma blonde Maha d'être toujours à mes côtés, par ta
présence, par ton amour dévoué et ta tendresse.

Je n'oublierai jamais de dédier mon travail à tous
les enseignants de notre école pour tous les sacrifices

A ma grande famille
A tous mes adorables ami(e)s et collègues.

REMERCIEMENTS

C'est avec un grand plaisir que je réserve cette page en signe de gratitude et de profonde reconnaissance pour tous qui m'ont aidé à la réalisation de ce mémoire.

*Ce projet de fin d'étude est réalisé au sein de L'Université du Québec à Rimouski, Je tiens à exprimer ma gratitude à M. Adrian Ilinca directeur de recherche, UQAR pour le temps qu'ils m'ont consacré, leurs directives précieuses, et pour la qualité de leur suivi
Durant toute mes d'étude.*

Je tiens à remercier sincèrement M. Hussein Karim, pour ses conseils judicieux qui m'ont aidé à mener à bout ce travail.

Je suis honoré par la présence de Mohamed Yasser Hayyani, président du jury, Qui a bien voulu présider le jury de ce mémoire.

Enfin, mes remerciements s'adressent aussi à tous ceux qui ont participé d'une manière ou d'une autre à me fournir l'assistance nécessaire pour la réalisation de ce travail.

RÉSUMÉ

Durant les deux dernières décennies l'environnement industriel a fortement évolué. Désormais on n'est plus dans l'époque où la demande dépassait l'offre. Actuellement, l'offre est nettement supérieure à la demande, les clients, sont de plus en plus exigeants, et réclament le choix, la qualité, et des délais raisonnables pour les produits qu'ils achètent. Cette situation a abouti à une complexification de la production. Les entreprises cherchent à améliorer et à mieux gérer leurs productions tout en diminuant les coûts : il s'agit donc de mieux produire. Parmi les éléments qui méritent une attention particulière, on peut citer les générateurs Diesel.

C'est dans ce cadre que s'inscrit mon Projet de mémoire qui vise l'amélioration de l'efficacité du Moteur Diesel en appliquant un système de suralimentation basés sur l'utilisation de l'air comprimé par un compresseur électrique afin d'obtenir le rendement optimal de moteur en diminuant la consommation de carburant et en améliorant les performances et le comportement dynamique.

Le but consiste à concevoir un outil informatique facilitant la conception d'une amélioration des générateurs Diesel et d'augmenter le taux de pénétration des énergies renouvelables dans le système énergétique des collectivités éloignées qui permet d'afficher les différents paramètres et diverses exploitations.

Mots clés : moteur Diesel, hybridation pneumatique, turbocompresseur électrique, puissance, couple, charges, consommation

ABSTRACT

Over the last two decades, the industrial environment has changed considerably. Now we are no longer in the era when demand exceeded supply. At present, the supply is much higher than demand, the customers, are more and more demanding, and demand choice, quality, and reasonable deadlines for the products they buy. This situation has led to an increase in production. Businesses are looking to improve and better manage their production while reducing costs: it is therefore a question of producing better. Among the elements that deserve particular attention are diesel generators.

It is within this framework that my Memory Project aims to improve the efficiency of the Diesel engine by applying a supercharging system based on the use of compressed air by an electric compressor to obtain optimal engine efficiency by reducing fuel consumption and improving performance and dynamic behavior.

The goal is to design a computer tool to facilitate the design of an upgrade of diesel generators and to increase the rate of penetration of renewable energies into the energy system of remote communities that allows to display the different parameters and various operations.

Keywords: diesel engine, pneumatic hybridization, electric turbocharger, power, torque, Loads, consumption

TABLE DES MATIÈRES

REMERCIEMENTS.....	ix
RÉSUMÉ	xi
ABSTRACT.....	xiii
TABLE DES MATIÈRES.....	xv
LISTE DES TABLEAUX	xix
LISTE DES FIGURES	xxi
LISTE DES ABRÉVIATIONS, DES SIGLES ET DES ACRONYMES.....	xxv
LISTE DES SYMBOLES.....	xxvii
INTRODUCTION GÉNÉRALE	1
1. INTRODUCTION	1
2. OBJECTIFS.....	2
2.1 Objectif général	2
2.2 Objectifs spécifiques	2
3. QUESTIONS DE RECHERCHE.....	3
4. METHODOLOGIE	4
CHAPITRE 1 ÉTAT DE L'ART DES MOTEURS DIESEL ET GÉNÉRALITÉS SUR LA SURALIMENTATION PNEUMATIQUE	5
1.1 GENERALITE SUR LE MOTEUR DIESEL.....	5
1.2 STRUCTURE DU MOTEUR	5
1.2.1 Le cylindre.....	6
1.2.2 Le piston	6
1.2.3 L'injecteur	8
1.2.4 Les bougies de préchauffage	9
1.2.5 Les soupapes.....	10

1.2.6 Les collecteurs d'admission et d'échappement.....	11
1.2.7 Le turbo compresseur.....	12
1.3 MODE DE FONCTIONNEMENT DU MOTEUR DIESEL.....	13
1.3.1 Cycle de fonctionnement du moteur diesel.....	13
1.3.2 Avantages et inconvénients du moteur diesel.....	15
1.3.3 Étude des émissions polluantes et les solutions de dépollution des gaz du moteur diesel	16
CHAPITRE 2 ÉTUDE DU CYCLE THERMODYNAMIQUE ET LES SOLUTIONS DE L'HYBRIDATION DU MOTEUR DIESEL.....	19
2.1 OBJECTIF	19
2.2 ÉTUDE ET MODELISATION DU CYCLE THERMODYNAMIQUE.....	19
2.2.1 Cycle thermodynamique	19
2.2.2 Cycle diesel.....	22
2.3 LES SOLUTIONS D'HYBRIDATION DU MOTEUR DIESEL	28
2.3.1 Introduction.....	28
2.3.2 Potentiel énergétique des gaz d'échappement	31
2.3.3 Techniques de suralimentation du moteur diesel.....	32
CHAPITRE 3 ÉVALUATION ET MODÉLISATION DE LA SURALIMENTATION DU MOTEUR DIESEL	43
3.1 INTRODUCTION	43
3.2 APPROCHE DE SIMULATION	43
3.3 MODELISATION ET AJUSTEMENT SUR GT-POWER.....	44
3.4 MODÉLISATION DU MOTEUR DIESEL.....	46
3.4.1 Caractéristiques du moteur	46
3.4.2 Modélisation numérique	47
3.4.3 Création du modèle.....	48
3.4.4 Simulation.....	51
3.4.5 Résultats et interprétations	53
3.4.6 Conclusion	58
CHAPITRE 4 MODÉLISATION ET SIMULATION DE L'HYBRIDATION ÉLECTRIQUE	59
4.1 INTRODUCTION	59

4.2	MODELISATION DES SCENARI.....	59
4.3	RESULTATS ET INTERPRETATION DES SIMULATIONS.....	60
4.3.1	Puissance utile du moteur.....	60
4.3.2	Couple du moteur.....	61
4.3.3	Consommation spécifique du moteur.....	63
4.3.4	Pression moyenne effective.....	64
4.3.5	Conclusion partielle.....	66
4.4	INSTRUMENTATION ET MONTAGE.....	66
4.4.1	Description du montage.....	66
4.4.2	Les équipements de l'hybridation électrique.....	67
4.4.3	Modélisation du montage.....	69
	CONCLUSION GÉNÉRALE.....	71
	RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES.....	73

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 1: Grille de fonctionnement du moteur a 4 cylindres	15
Tableau 2 . Caractéristiques du moteur étudié.....	46

LISTE DES FIGURES

Figure 1 . Structure du moteur diesel [1]	5
Figure 2 . Mécanisme du cylindre et piston du moteur diesel	6
Figure 3 . Piston du cylindre a l'état haut et bas	7
Figure 4 . Injection du carburant indirecte.....	8
Figure 5 . Injection du carburant directe.....	9
Figure 6 . Préchauffage-injection-directe	10
Figure 7 . Préchauffage-injection-indirecte	10
Figure 8 . Ensemble de distribution pneumatique par soupape	11
Figure 9 . Les collecteurs d'admission et d'échappement	11
Figure 10 . Turbocompresseur	12
Figure 11 . Les cycles du moteur diesel.....	13
Figure 12 . Courbe de pression volumétrique du chambre piston d'un moteur a quatre temps	15
Figure 13 . Système de dépollution du flux du gaz d'échappement [18].....	17
Figure 14 . Conduite de recyclage des gaz d'échappement.....	17
Figure 15 . Cycle (p, v) « Beau de Rochas & OTTO ».....	20
Figure 16 . Diagramme (T, S) du cycle de Carnot.....	21
Figure 17 . Diagramme PV cycle Diesel théorique	23
Figure 18 . Cycle mixte.....	25
Figure 19 . Modélisation réelle du cycle du moteur	26
Figure 20 . Avances et retards à l'ouverture et à la fermeture.....	26
Figure 21 . Diagramme du cycle réel d'un moteur diesel	27

Figure 22 . Comparaison de moteur diesel typique et suralimenté a puissance égale	30
Figure 23 . Réponse transitoire des moteurs turbocompressés par rapport aux moteurs naturellement aspirés	30
Figure 24 . Cycle d'un moteur diesel à quatre temps suralimentés par turbocompresseur [11].....	31
Figure 25 . Turbocompresseur centrifuge	33
Figure 26 . Compresseur centrifuge	33
Figure 27 . Caractéristique débit-pression d'un compresseur (champ compresseur) de moteur automobile (compresseur Garrett).....	35
Figure 28 . Turbine à géométrie variable à ailettes pivotantes.....	37
Figure 29 . Modèle OP de Garrett.....	37
Figure 30 . Modèle VST de 3K-Warner.....	38
Figure 31 . Prototype Compresseur électrique d'une Audi.....	39
Figure 32 . Moteur Audi diesel 3.0L bi turbo à moteur électrique	40
Figure 33 . Configurations de turbocompresseur électrifié.....	41
Figure 34 . Moteur diesel Caterpillar 3408 V8	46
Figure 35 . Création d'un modèle.....	48
Figure 36 . Bibliothèques des objets	49
Figure 37 . Paramètres spécifiques du moteur	50
Figure 38 . Dimensionnement des cylindres du moteur.....	50
Figure 39 . Connexion des composant	51
Figure 40 . Modélisation du moteur 3408 sur GT power.....	51
Figure 41 . Modélisation du moteur diesel suralimenté avec turbocompresseur accouplé à un moteur électrique de 3 kW.....	52
Figure 42 . Modélisation du moteur diesel suralimenté avec turbocompresseur et un compresseur électrique de 3 kW en série	52
Figure 43 . Courbe de puissance du moteur Caterpillar 3408.....	53

Figure 44 . Puissance utile du moteur Caterpillar 3408 a un régime de 2300 tours / minute.....	54
Figure 45 . Diagramme démonstratif de l'évolution de la puissance utile sur les bas régimes du moteur diesel Cat 3408.....	54
Figure 46 . Courbe du couple moteur Cat 3408 en fonction du régime	55
Figure 47 . Courbe de la consommation spécifique en fonction du régime moteur	56
Figure 48 . Courbe de la consommation spécifique en fonction de la puissance	56
Figure 49 . Pression effective en fonction du régime moteur Cat 3408	57
Figure 50 . Courbes des puissances utiles des scenarios a compresseur variable	60
Figure 51 . Évolution de la puissance du moteur Diesel 3408 en fonction de la puissance du compresseur électrique à 1100 tr/min.....	61
Figure 52 . Courbes des couples moteur des scenarios a compresseur variable.....	62
Figure 53 . Évolution du couple moteur Caterpillar 3408 en fonction de la puissance du compresseur électrique à 1100 tr/min	62
Figure 54 . Courbes des couples moteur des scenarios a compresseur variable.....	63
Figure 55 . Évolution de la consommation spécifique du moteur Caterpillar 3408 en fonction de la puissance du compresseur électrique à 1100 tr/min.....	64
Figure 56 . Courbes des pressions moyenne effective des scenarios a compresseur variable	64
Figure 57 . Évolution de la pression moyenne effective du moteur Caterpillar 3408 en fonction de la puissance du compresseur électrique à 2300 tr/min.....	65
Figure 58 . Compresseur électrique TORQAMP 5kW [19]	67
Figure 59 . Kit complet du compresseur électrique TORQAMP [19].....	68
Figure 60 . Montage du compresseur électrique sur un moteur TDI [12]	69
Figure 61 . Compresseur électrique en cas de repos.....	69
Figure 62 . Compresseur électrique en cas de fonctionnement	69

LISTE DES ABRÉVIATIONS, DES SIGLES ET DES ACRONYMES

TC : Turbo compresseur

TCE : Turbo compresseur électrique

CE : Compresseur électrique

PMB : Point mort bas

PME : Pression moyenne effective

PMH : Point mort haut

RCS : Réduction catalytique sélective

SIL : Software in Loop

HIL : Hardware-in-the-loop

AOA : Avance à l'ouverture soupape d'admission

AOE : Avance à l'ouverture soupape d'échappement

LISTE DES SYMBOLES

C_r	Course du piston	[m]
C_y	Cylindrée	[m ³]
D	Alésage	[m]
h_c	Coefficient de transfert de chaleur en mode de convection	[-]
M	Masse des gaz d'échappement	[kg]
m[·]	Débit massique	[kg /s]
m_{1, 2}	Constantes qui caractérisent la cinétique de la combustion.	[-]
n	Nombre de cylindre	[-]
N	Vitesse de rotation de vilebrequin	[tr/min]
C	Couple	[N.m]
CO	Monoxyde de carbone.	[-]
CO₂	Dioxyde de carbone	[-]
C_p	Capacité thermique massique	[J/kg. K]
NO	Monoxyde d'azote	[-]
NO_x	Les oxydes d'azote	[-]

P_{cy}	Pression dans le cylindre	[Pa]
P_i	Pression	[Pa]
Q_{chaud}	Transfer thermique avec la source chaude	[J]
Q_{froid}	Transfer thermique avec la source froide	[J]
Q_i	Quantité de chaleur	[J]
Q_e	Quantité d'énergie existant dans les gaz d'échappement	[J]
Q_{tot}	Quantité d'énergie total crée après la combustion	[J]
Q_p	Perte de chaleur dans les parois	[J]
R	Coefficient de la richesse	[-]
S	Section	[m ²]
S_c	Section minimale de la conduite	[m ²]
T_a	Température des gaz d'admission	[K]
T_{chaud}	Température de la source chaude	[K]
T_{cy}	Température de cylindre	[K]
T_e	Température des gaz d'échappement	[K]
T_{froid}	Température de la source froide	[K]

T_i	Température	[K]
V_i	Volume	[m ³]
x	Taux de carburant brûlé	[-]
ε	Taux volumétrique de compression	[-]
η	Rendement	[-]
η_v	Rendement volumétrique	[-]
ρ	Densité	[-]
ρ_a	Masse volumique de l'air.	[kg /m ³]
$\varphi_{1,2}$	Angles où la chaleur dégagée est maximale dans les phases de combustion.	[rd]
Ω	Pulsation angulaire	[rd/s]
v	Vitesse moyenne des gaz.	[m/s]

INTRODUCTION GÉNÉRALE

1. INTRODUCTION

La production d'énergie est un défi très important dans les années à venir. En fait, l'énergie est un facteur important du développement économique de tous les pays du monde. Avec les progrès de la technologie, l'industrialisation et la demande de confort moderne, son importance relative augmente également. L'augmentation de la production est synonyme d'amélioration de la qualité de vie et de création de richesse.

Aujourd'hui, les combustibles fossiles peuvent assurer l'essentiel de la production énergétique mondiale, et la consommation de ces sources d'énergie entraînera des émissions de gaz à effet de serre, augmentant ainsi la pollution. Un autre danger est qu'une consommation excessive de réserves de ressources naturelles réduira dangereusement les réserves de cette énergie pour les générations futures, qui feront face aux différentes crises économiques et pétrolières.

Désormais on n'est plus dans l'époque où la demande dépassait l'offre. Actuellement, l'offre est nettement supérieure à la demande, les clients, sont de plus en plus exigeants, et réclament le choix, la qualité, et des délais raisonnables pour les produits qu'ils achètent.

À la suite de ces accords et engagements, parmi les éléments qui méritent une attention particulière, on peut citer la construction des générateurs Diesel. Cette évolution se manifeste particulièrement à travers la modification des pièces du moteur ou par l'ajout des composants pour réaliser un rendement meilleur et une puissance élevée et pour réduire la consommation du carburant.

Plusieurs technologies sont développées et intégrées aux moteurs diesel pour répondre à ces différents défis environnementaux ainsi qu'à l'intérêt économique et à la compétitivité entre les constructeurs automobiles. Parmi ces technologies on peut citer la suralimentation par turbocompresseur, ce dernier reste toujours un sujet de recherche et de développement, bien que cette technologie soit inventée depuis plus d'un siècle. En fait, il existe plusieurs techniques de suralimentation de turbo-compression comme les turbocompresseurs à géométrie variable, les turbocompresseurs à entraînement mécanique, les turbocompresseurs à deux étages et récemment les turbocompresseurs électriques dont l'entraînement du compresseur est assuré par un moteur électrique. Cette technologie a donné de bons résultats en termes de consommation et de performance des moteurs. Ceci prouve l'importance d'étudier ces nouveaux concepts de suralimentation et de profiter de ces technologies en les intégrant dans de nouveaux environnements autres que l'automobile, comme la production de l'énergie électrique dans les sites isolés pour réduire la consommation du carburant et améliorer les performances de ces processus grâce à l'hybridation pneumatique.

2. OBJECTIFS

2.1 Objectif général

Le but de la présente recherche est l'étude et le développement d'un modèle numérique pour la simulation de la suralimentation pneumatique assistée par moteur électrique d'un moteur diesel fournie par la société Agnico Eagle Mines afin de déterminer le potentiel de réduction de la consommation de carburant ainsi que les nouvelles performances (puissance et couple) du moteur Diesel.

2.2 Objectifs spécifiques

Afin de pouvoir valoriser l'intérêt de ce projet, des objectifs secondaires se présentent tels que :

- Étudier les techniques conventionnelles de l'hybridation des moteurs diesel (turbo compresseur), avec la détermination de leurs avantages et leurs inconvénients et justifier les choix de technologies et les solutions d'hybridation pneumatique.
- Étudier les types de suralimentation a un moteur électrique : turbocompresseur électrique (TCE), ou l'élimination du turbocompresseur existant et le remplacer par un compresseur électrique (CE) si non par l'ajout d'un compresseur électrique au turbocompresseur.
- Déterminer le choix du moteur électrique pour l'hybridation qui permet d'avoir les meilleurs paramètres à l'admission (débit et pression d'air).
- Étudier les paramètres de :
 - La consommation spécifique de carburant en fonction de la pression.
 - La température d'admission et du régime du moteur.
 - Les valeurs optimales des conditions d'admission en fonction du régime du moteur.
 - Le couple du moteur suivant le régime.
 - La puissance utile du moteur.

3. QUESTIONS DE RECHERCHE

- Quels sont les paramètres optimaux d'admission d'un moteur diesel suralimenté ?
- Quel est l'effet de l'hybridation pneumatique basée sur la diminution de la consommation du carburant ?
- Quelle est la valeur optimale de la pression de l'air comprimé pour obtenir le meilleur régime de fonctionnement et puissance d'un moteur suralimenté.

4. METHODOLOGIE

Nous suivons la méthodologie suivante pour atteindre les objectifs à améliorer le fonctionnement du moteur Caterpillar 3408, ce mémoire est divisé en quatre chapitres :

➤ **Introduction générale**

➤ **Chapitre 1**

Présente une description générale sur les moteurs Diesels, les principales composants, le principe de fonctionnement, les avantages et les inconvénients et finalement les effets polluants et les solutions de dépollution des moteurs diesel.

➤ **Chapitre 2**

Dans une première partie, on présentera les différents cycles thermodynamiques et à la modélisation de cycle de moteur Diesel, en étudiant les hypothèses de la suralimentation et les solutions d'hybridation électrique.

➤ **Chapitre 3**

On s'intéressera d'abord à l'étude et à la conception des trois solutions de suralimentation du moteur Caterpillar 3408 basées sur les sources d'alimentation hybride, en présentera ensuite la modélisation sur le logiciel GT power sur lequel on va appliquer ses techniques de suralimentation et faire des interprétations d'amélioration.

➤ **Chapitre 4**

Dans ce chapitre nous faisons les simulations possibles développées dans le chapitre précédent et comparons les performances de base du moteur en modifiant la puissance du compresseur électrique pour fins d'optimisation.

➤ **Conclusions générales**

Le mémoire s'achève par une conclusion générale, une analyse des résultats et des recommandations d'amélioration du moteur diesel, la bibliographie et les annexes.

CHAPITRE 1

ÉTAT DE L'ART DES MOTEURS DIESEL ET GÉNÉRALITÉS SUR LA SURALIMENTATION PNEUMATIQUE

Ce chapitre s'intéresse aux différents aspects des moteurs diesel : le fonctionnement, le dimensionnement de certains éléments, les caractéristiques fondamentales du cycle thermodynamique et finalement les méthodes de l'hybridation pneumatique associées.

1.1 GENERALITE SUR LE MOTEUR DIESEL

Comme le moteur à essence, le moteur diesel est un type de moteur à combustion interne, développé par Rudolf Diesel en 1897, dans lequel était utilisée la chaleur due à la compression de l'air pour provoquer l'allumage du combustible. Ceci se déroule à l'intérieur du moteur dans les cylindres, cette explosion dégage une énergie qui repousse le piston dans du cylindre, produisant la force qui fait tourner le vilebrequin.

1.2 STRUCTURE DU MOTEUR

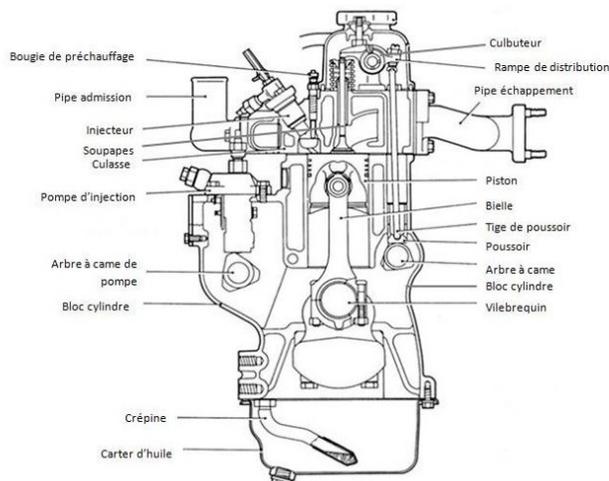


Figure 1. Structure du moteur diesel [1]

Le moteur diesel est constitué de nombreux éléments, ayant chacun une fonction définie. Parmi ces composants, il est possible de lister :

1.2.1 Le cylindre

La réaction de combustion est faite à l'intérieur du cylindre du moteur, définie par la chambre de combustion. Donc le cylindre moteur est sollicité aux frottements du piston qui doit être protégé contre l'usure en assurant la lubrification à huile et l'étanchéité des deux milieux par la segmentation,

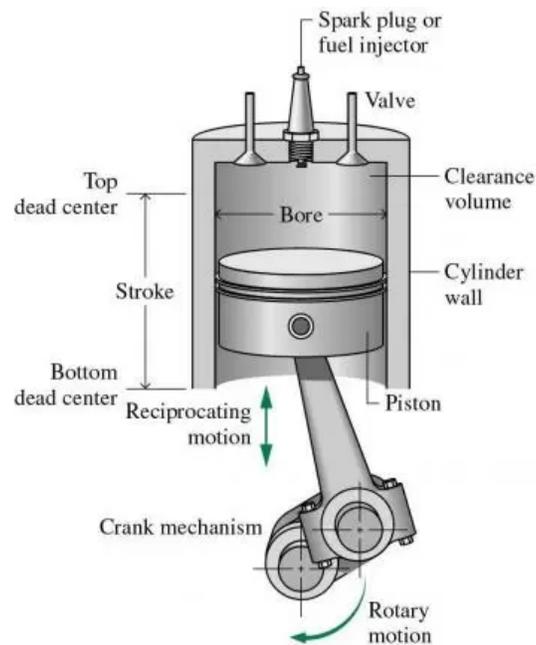


Figure 2 . Mécanisme du cylindre et piston du moteur diesel [2]

1.2.2 Le piston

Le piston est une pièce mobile qui convertit la translation en rotation du vilebrequin en effectuant un mouvement d'avant en arrière dans le cylindre pendant le processus de combustion.

La cylindrée est caractérisée par son diamètre, qui est déterminé à l'aide de la formule suivante [3] :

$$\text{Cylindrée} = \pi \times R^2 \times L \times N \quad (1-1)$$

R : le rayon du piston

L : la longueur de la course du piston

N : le nombre de cylindre

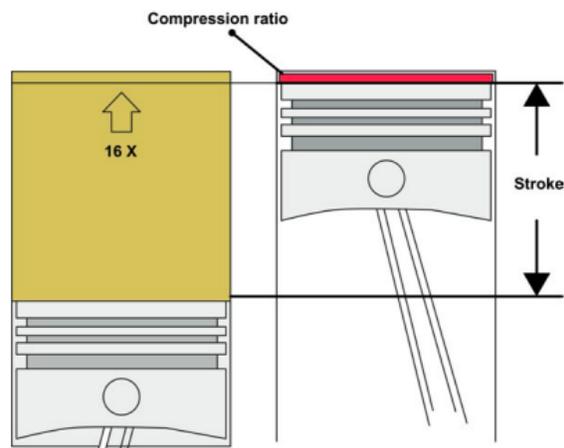


Figure 3 . Piston du cylindre en position haute et basse [3]

La forme des cylindres dépend du type de moteur :

- Un moteur diesel typique a une chambre antérieure entre l'injecteur et le cylindre. Dans ce cas, le piston est lisse.
- Pour les moteurs à injection directe, la tête d'injecteur fait saillie dans le cylindre. Ensuite, la chambre de combustion est fixée à la couronne de piston. La forme de la chambre du piston dépend du fabricant. Ils remplacent la préchambre.

1.2.3 L'injecteur

Il s'ouvre directement sur le vestibule ou la chambre de combustion, selon que le moteur est équipé d'une injection indirecte ou directe.

1.2.3.1 Injection indirecte

Le carburant est d'abord injecté dans une petite "préchambre" qui s'ouvre dans la chambre de combustion. La précombustion commence par une augmentation de la température et de la pression du mélange air-carburant. Cela favorise l'évaporation du carburant. Ceci est nécessaire pour une meilleure combustion. Ensuite, la précombustion se propage vers la chambre de combustion pour obtenir une combustion complète du carburant.

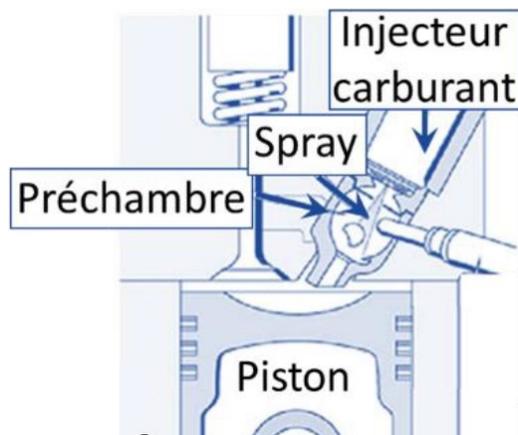


Figure 4 . Injection indirecte du carburant [4]

Cette méthode garantit une faible pression par rapport à l'injection directe. Cependant, le rendement du moteur à injection indirecte est plus faible qu'à injection directe en raison des pertes de chaleur dues à la surface de contact supplémentaire entre le fluide et la paroi. Cela augmente le travail de refroidissement nécessaire pour dissiper cette énergie à travers le radiateur. En conséquence, la puissance disponible sur l'arbre moteur diminue à mesure que la consommation de carburant augmente. Cette méthode devient de plus en plus obsolète et a été remplacée par l'injection directe.

1.2.3.2 Injection directe

Dans ce type d'injection, le carburant est injecté directement dans la chambre de combustion qui se trouve généralement creusée dans la tête du piston avec des formes spécifiques qui favorisent la bonne propagation des jets du carburant. Cette technologie est la plus dominante dans les moteurs diesel de nos jours grâce à l'évolution des techniques d'injection qui sont devenues plus puissantes au niveau de la pression d'injection qui peut arriver jusqu'à 2200 bar dans les technologies de rampe commune développée par Bosch. [4]

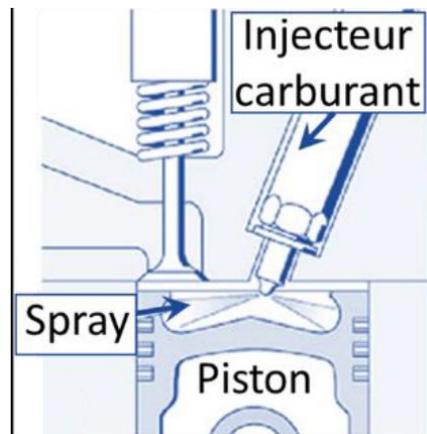


Figure 5 . Injection directe du carburant [4]

1.2.4 Les bougies de préchauffage

Les moteurs diesel nécessitent un préchauffage du carburant contrairement à un moteur essence. Le moteur diesel fonctionne par auto-allumage, c'est-à-dire que le combustible brûle de lui-même grâce à la pression sans qu'il n'ait besoin d'une étincelle, donc l'air admis dans le cylindre doit être comprimé jusqu'à ce qu'il enflamme le carburant. Toutefois, il faut que la chambre soit à une température minimale pour que l'air comprimé arrive à une chaleur suffisante, la bougie de préchauffage a donc le rôle de chauffer un minimum l'air dans le cylindre.

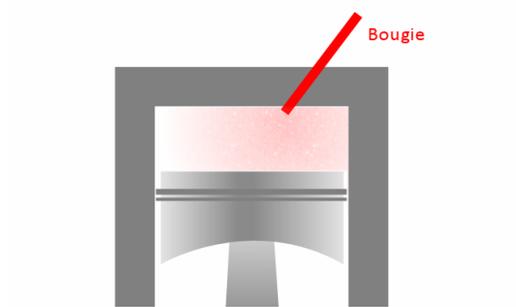


Figure 6 . Préchauffage-injection-directe [5]

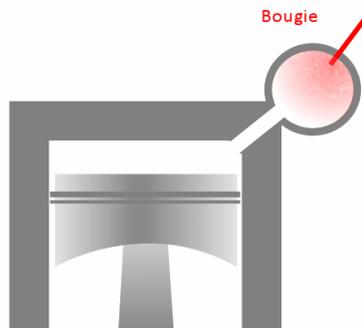


Figure 7 . Préchauffage-injection-indirecte [5]

Sur une injection indirecte (Figure 7), la bougie se trouvera aux côtés de l'injecteur, dans la préchambre de combustion. Sur une injection directe, la bougie donne directement sur le cylindre (Figure 6) [5].

1.2.5 Les soupapes

La synchronisation du mouvement de l'arbre à cames avec le vilebrequin assure le fonctionnement continu d'ouverture et de fermeture des soupapes qui permet de les diviser en deux catégories.

- Une soupape d'admission qui permet à l'air de circuler pendant l'admission et de se fermer pour la compression.
- Soupape d'échappement qui s'ouvre après la combustion pour laisser s'échapper les gaz brûlés.

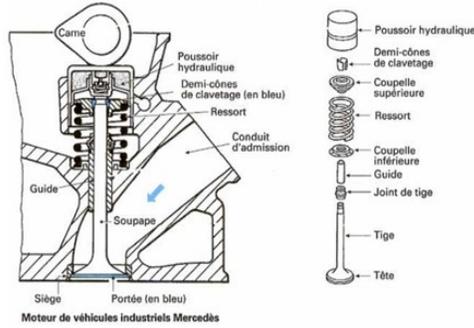


Figure 8 . Ensemble de distribution pneumatique par soupape [6]

La soupape est commandée par un poussoir hydraulique synchronisé avec l'arbre à cames en tête. L'arbre à cames en tête pousse directement sur le poussoir de soupape au-dessus de la soupape pour assurer la section appropriée pour diriger le flux de fluide. D'autre part, le ressort est réarmé et la soupape ferme après avoir fait tourner l'arbre à cames d'un demi-tour.

1.2.6 Les collecteurs d'admission et d'échappement

Le collecteur d'admission aspire l'air dans la chambre de combustion à travers le filtre à air du moteur. Lorsque le moteur est chargé ou suralimenté, l'air frais est comprimé par le turbocompresseur et peut se refroidir après avoir pénétré dans le collecteur d'admission ou la boîte à air.

Dans un moteur diesel suralimenté, le collecteur d'échappement permet aux gaz brûlés de s'échapper dans le tuyau vers la turbine du turbocompresseur.

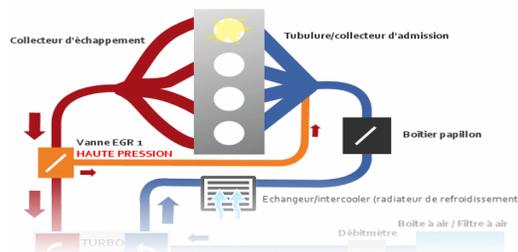


Figure 9 . Les collecteurs d'admission et d'échappement [7]

1.2.7 Le turbo compresseur

Le turbocompresseur est un composant du moteur qui peut récupérer une partie de l'énergie des gaz d'échappement grâce à la turbine d'échappement. Il utilise l'énergie de cette turbine pour comprimer de l'air qu'il injecte à haute pression dans le cylindre durant le processus d'admission [8].

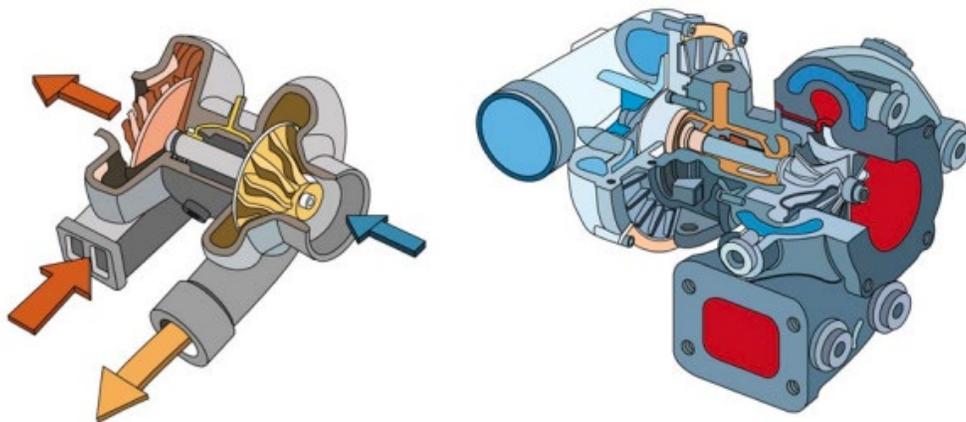


Figure 10 . Turbocompresseur [8]

L'augmentation de la pression d'admission et du volume d'injection favorise la combustion et, par conséquent, la puissance produite par le moteur. Il améliore également la purge des gaz d'échappement du cylindre. La turbo compression est généralement disponible sur les puissants moteurs à 4 temps. Elle peut également être utilisée dans les moteurs à deux temps, où l'augmentation de la pression d'admission générée par le turbocompresseur est requise pour forcer l'air frais dans le cylindre et aider à forcer les gaz d'échappement hors du cylindre, et ce afin de permettre au moteur de fonctionner.

1.3 MODE DE FONCTIONNEMENT DU MOTEUR DIESEL

Le fonctionnement d'un moteur diesel à combustion interne se décompose en quatre étapes successives plus connues sous le nom de temps moteur. Chaque temps moteur correspond à un trajet du PMH (Point Mort Haut) vers le PMB (Point Mort Bas), ou inversement (soit un demi-tour de vilebrequin). La succession de ces temps est équivalente au cycle moteur, c'est-à-dire à la période de fonctionnement du moteur [9].

1.3.1 Cycle de fonctionnement du moteur diesel

Le cycle Diesel se décompose principalement en quatre temps qui sont équivalents à deux tours de vilebrequin et un tour d'arbre à cames :

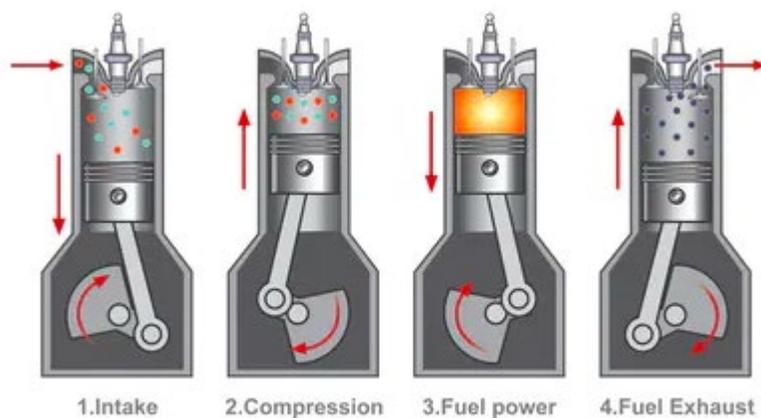


Figure 11 . Les cycles du moteur diesel [10]

1.3.1.1 Admission

Le cycle commence par l'admission. En effet, le mouvement de descente du piston dans le moteur atmosphérique crée une dépression dans le cylindre et l'air frais entre à travers les soupapes d'admission. Le même principe se fait dans le moteur turbocompressé, mais avec l'assistance de remplissage du turbocompresseur [10].

1.3.1.2 Compression

Toutes les soupapes sont fermées, le piston se déplace vers le PMH créant ainsi une compression et un réchauffement de l'air.

Afin de permettre l'auto-inflammation du mélange, l'air entrant est comprimé à hauteur de 20:1 (environ 35 bar), et sa température portée de 600 à 1 500 °C environ. Sitôt le carburant injecté (pulvérisé sous la forme d'un brouillard de fines gouttelettes), il s'enflamme presque instantanément [10].

Taux de compression volumétrique :

$$\epsilon = \frac{\text{Volume du cylindre au point mort bas}}{\text{Volume du cylindre au point mort haut}} \quad (1-2)$$

1.3.1.3 Explosion

À la fin de la compression, la température et la pression de l'air augmentent et atteignent des valeurs qui permettent au carburant injecté de s'auto-enflammer. En brûlant, le mélange augmente fortement la température et la pression dans le cylindre (60 à 100 bars), repoussant le piston et entraînant, via la bielle, la rotation du vilebrequin.

1.3.1.4 Échappement

Les soupapes d'échappement sont ouvertes, le piston se déplace vers le PMH et les gaz d'échappement sont chassés du cylindre vers l'extérieur et un nouveau cycle commence.

1.3.1.5 Cycle de fonctionnement d'un moteur à quatre cylindres

Le tableau ci-dessous montre les cycles de fonctionnement d'un moteur diesel par cylindre en fonction de la rotation du vilebrequin.

Tableau 1: Grille de fonctionnement du moteur a 4 cylindres [11]

	Cylindre 1	Cylindre 2	Cylindre 3	Cylindre 4
0° jusqu'à 180°	ADM	COMP	ECH	INF-DET
180° jusqu'à 360°	COMP	INF-DET	ADM	ECH
360° jusqu'à 540°	INF-DET	ECH	COMP	ADM
540° jusqu'à 720°	ECH	ADM	INF-DET	COMP

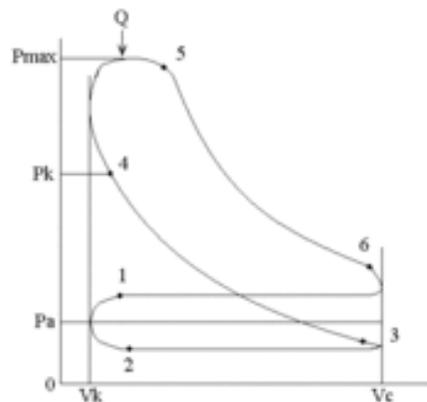


Figure 12 . Courbe de pression - volume d'un moteur Diesel a quatre temps [11]

1.3.2 Avantages et inconvénients du moteur diesel

1.3.2.1 Avantages du moteur diesel

- Consommation spécifique réduite (en moyenne de 200 g/kWh contre 270 g/kWh pour le moteur à essence) [12].
- Le couple moteur est plus important même sur les faibles régimes.
- Le combustible diesel employé coûte moins cher que l'essence.
- Les risques d'incendie sont moindres vu que le point d'inflammation du diesel est plus élevé que celui de l'essence.
- Le dégagement du CO₂ est moindre que celui du moteur à essence.

1.3.2.2 Inconvénient du moteur diesel

- Les moteurs Diesel est beaucoup plus lourds et bruyants.
- Nécessite un turbocompresseur pour améliorer son rendement.
- La plage de fonctionnement en vitesse de rotation est plus petite que celle du moteur à essence.
- Prix d'achat plus élevé et par la suite entretien plus coûteux

1.3.3 Étude des émissions polluantes et les solutions de dépollution des gaz du moteur diesel

1.3.3.1 Les émissions polluantes d'échappement du moteur diesel

Dans le cas idéal, lorsque la combustion est complète, tout le carburant nécessaire à une réaction chimique de combustion stœchiométrique est brûlé, les seuls rejets seraient de la vapeur d'eau (H₂O) et du dioxyde de carbone (CO₂) [13]. En pratique, ce n'est pas le cas puisque la combustion n'est jamais parfaite. Ceci multiplie le nombre de composants gazeux ou solides polluants, rejetés par le moteur diesel.

En mentionnons quelques composantes polluantes dont le rejet est réglementé par les autorités et le gouvernement.

- Les hydrocarbures imbrûlés (HC).
- Les oxydes d'azote (NO_x).
- Le monoxyde de carbone (CO).
- Les particules de masse (MP)

Afin de lutter contre ces émissions polluantes des moteurs Diesel, les constructeurs ont proposé plusieurs solutions citées ci-dessous :

1.3.3.2 Les systèmes et technologies de dépollution des gaz d'échappement

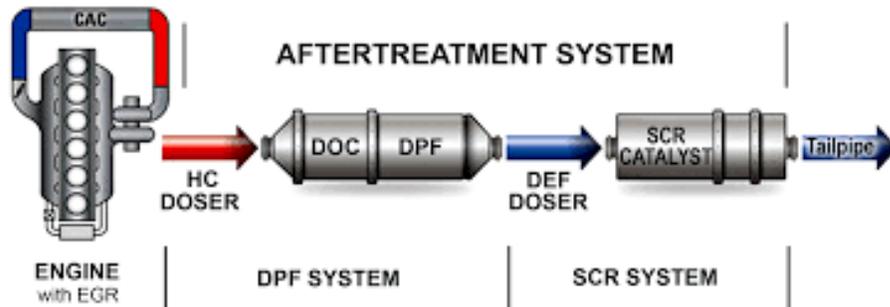


Figure 13 . Système de dépollution du flux du gaz d'échappement [13]

a) RECIRCULATION DES GAZ D'ÉCHAPPEMENT (EGR)

Les exigences de dépollution relatives aux gaz d'échappement imposent une amélioration permanente des systèmes de réduction des substances polluantes, sur les moteurs diesel. Cette obligation s'applique surtout à la réduction encore plus poussée des oxydes d'azote (NO_x). À cet effet, on cite le recyclage et le refroidissement des gaz d'échappement (AGR) qui revêt une importance particulière.

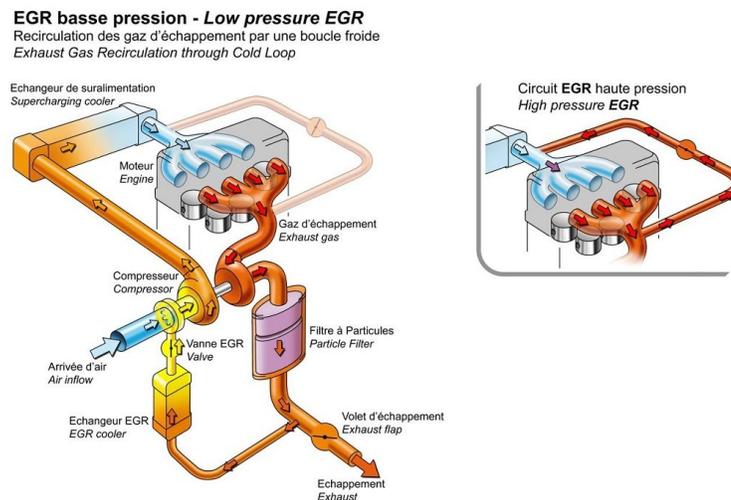


Figure 14 . Conduite de recyclage des gaz d'échappement [14]

De plus, le filtre à particules utilise le concept d'un catalyseur d'oxydation qui permet de réduire les émissions de particules de l'ordre de 99%. Il est constitué de multiples petits canaux dont le nombre est compris entre 4.000 et 8.000. Toutes ces canalisations sont bouchées alternativement, soit à l'entrée du ou à la sortie du filtre. Ainsi, le flux de gaz d'échappement est forcé de passer à travers les parois poreuses qui empêchent les particules de sortir et va les stocker dans le filtre [14].

b) SYSTEMES DE POST-TRAITEMENT

Le système post-traitement agit sur les gaz d'échappement lors de la sortie du moteur jusqu'à leur rejet vers l'atmosphère par une série de traitements en série [15].

Parmi les technologies utilisées on trouve :

- SCR : la réduction catalytique sélective (ANG ; Selective Catalytic Reduction, SCR), ce système convertit les oxydes d'azote (NO_x) en azote diatomique (N_2) et en H_2O .
- Les adsorbants de NO_x sont utiles car ils piègent les NO_x provenant du moteur afin de les stocker et de les traiter lorsque les conditions le permettent, ce traitement vient après une insuffisance de fonctionnement des catalyseurs SCR.
- Diesel Oxidation Catalyst ; DOC, c'est une technologie clé pour les moteurs diesel. Un catalyseur d'oxydation convertit le monoxyde de carbone (CO) et les hydrocarbures (HC) en dioxyde de carbone (CO_2) et eau (H_2O). Le DOC diminue significativement les émissions de particules diesel en oxydant une partie des hydrocarbures adsorbés sur les particules de carbone.

CHAPITRE 2

ÉTUDE DU CYCLE THERMODYNAMIQUE ET LES SOLUTIONS DE L'HYBRIDATION DU MOTEUR DIESEL

2.1 OBJECTIF

Ce chapitre se divise en deux grandes parties, la première partie présente l'étude des différents cycles thermodynamiques et dans la deuxième partie nous nous intéressons aux solutions de l'hybridation du moteur Diesel.

2.2 ÉTUDE ET MODELISATION DU CYCLE THERMODYNAMIQUE

2.2.1 Cycle thermodynamique

Les moteurs à combustion interne fonctionnent grâce aux transformations thermodynamiques d'une masse gazeuse, permettent de passer de l'énergie chimique contenue dans le combustible à l'énergie thermique, puis à l'énergie mécanique dans les pistons directement exploitable sur le vilebrequin du moteur.

Théoriquement le cycle thermodynamique repose sur les hypothèses suivantes :

- Considérer l'air comme un gaz parfait à volume constant et pression constante.
- Considérer les processus de compression et de détente comme adiabatiques et réversibles (on néglige les effets du transfert de chaleur et du frottement mécanique).
- Le cycle est fermé (les variations d'énergie sur un cycle sont nulles).
- Les transformations du cycle thermodynamique sont réversibles.

Ces hypothèses permettent de modéliser le cycle thermodynamique du moteur à quatre temps en fonction du volume et pression de la chambre de combustion comme montre le diagramme (p, v) du cycle « Beau de Rochas & OTTO »

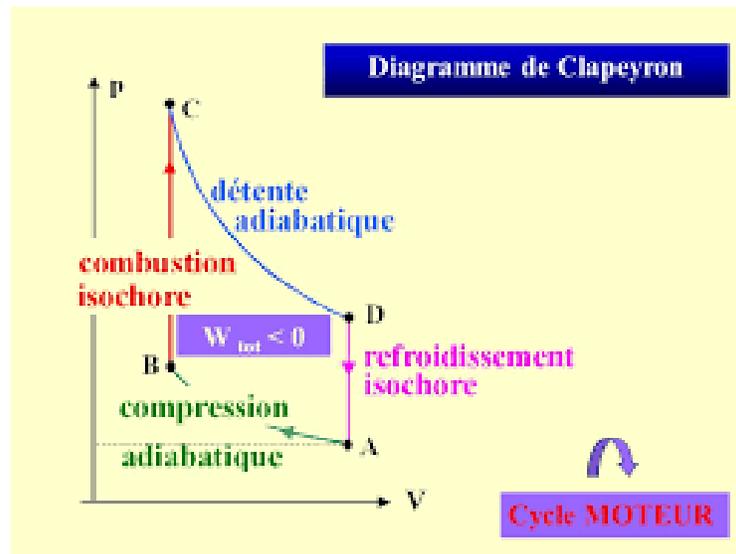


Figure 15 . Cycle (p, v) « Beau de Rochas & OTTO » [16]

La difficulté de la modélisation des moteurs diesel vient de la complexité au niveau de la combustion qui comprend des interactions entre plusieurs processus qui se déroulent pendant de courtes durées. Pour cela on trouve plusieurs modèles du cycle thermodynamique.

On trouve aussi le cycle de Carnot. Ce cycle est purement théorique composé de quatre étapes réversibles, dont deux isothermes (deux sources de chaleur à deux températures différentes) et deux adiabatiques (isentropique pas d'échange d'énergie thermique avec le milieu extérieur) comme montre la figure suivante.

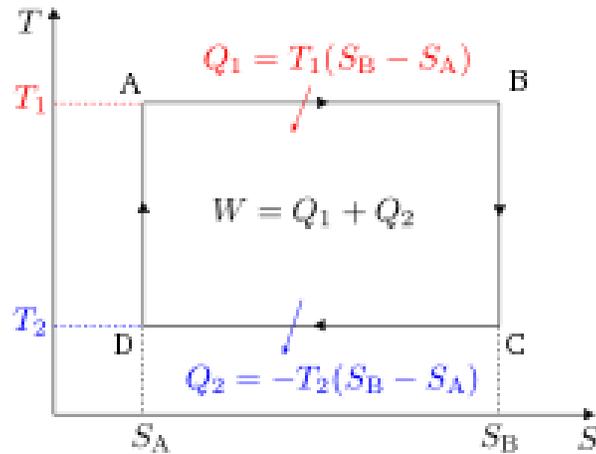


Figure 16 . Diagramme (T, S) du cycle de Carnot [17]

Identification de paramètres :

- Rendement du cycle de Carnot

$$\eta = \frac{\text{énergie de sortie}}{\text{énergie entrée}} \quad (2-1)$$

- La variation de l'énergie interne est nulle et le fluide revient à sa température initiale.

$$\Delta U = 0 = Q_{\text{total}} - W \quad (2-2)$$

Avec
$$\eta = \frac{W}{Q_{\text{chaud}}} \quad (2-3)$$

Donc
$$\eta = 1 - \frac{Q_{\text{froid}}}{Q_{\text{chaud}}} \quad (2-4)$$

D'après l'expression du rendement thermique, on remarque que le rendement est maximal lorsque le terme est $\frac{Q_{\text{froid}}}{Q_{\text{chaud}}}$ minimal, c'est-à-dire il faut augmenter la chaleur et la compression du combustible injecté dans les cylindres.

D'autre part en prenant compte des transformations réversibles et de la variation d'entropie (second principe de la thermodynamique), le rendement thermique peut être

exprimé en fonction des températures des sources froides et chaudes comme indiqué sur l'équation suivante

$$\eta = 1 - \frac{T_{\text{chaud}}}{T_{\text{froid}}} \quad (2-5)$$

D'après le cycle de Carnot, la machine thermique est une interaction entre une source chaude (compression, combustion, carburant) qui va permettre au moteur de tourner (travail) avec libération. Une fraction de cette énergie se dirige vers une source froide, on parle alors d'un rendement thermique.

Ce cycle est un cycle parfait et par conséquent il est difficile de réaliser des machines qui obéissent exactement à ce cycle d'où l'existence d'autres cycles avec d'autres hypothèses, comme le cycle diesel.

2.2.2 Cycle diesel

2.2.2.1 Cycle théorique

Cette théorie est inspirée du cycle de Carnot, basé sur l'hypothèse de deux transformations adiabatiques réversibles (isentropique), une transformation isobare (combustion) et une évolution isochore (volume constant) comme montre la figure suivante

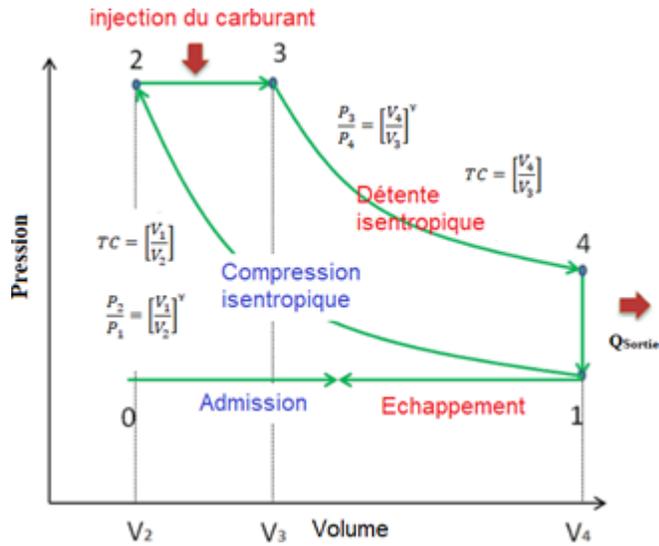


Figure 17 . Diagramme PV cycle Diesel théorique [18]

Le rendement thermodynamique du cycle Diesel idéal, défini comme le rapport entre le travail fourni et la quantité de chaleur apportée au système en phase de combustion, est alors égal à :

$$r = 1 + \frac{1}{\gamma} \tau^{(1-\gamma)} \frac{1-\epsilon^\gamma}{\epsilon-1} \quad (2-6)$$

Avec :

$$\tau = \frac{V_3}{V_2} \quad \text{Et} \quad \epsilon = \frac{V_1}{V_2} \quad (2-7)$$

γ : le coefficient polytropique du fluide,

τ : le taux d'injection

ϵ : le taux de compression volumétrique.

À une combustion parfaite, le fluide fournit un travail ($W < 0$), reçoit une quantité de chaleur ($Q_{2-3} > 0$) et libère une quantité de chaleur ($Q_{4-1} < 0$).

Le rendement thermodynamique du cycle théorique est donc :

$$\eta_{th} = \frac{|W|}{Q_{2-3}} \quad (2-8)$$

En appliquant le premier principe de la thermodynamique, la variation d'énergie de système s'écrit :

$$\Delta E = W + Q_{2-3} + Q_{4-1} \quad (2-9)$$

Le rendement thermodynamique est alors

$$\eta_{th} = 1 - \frac{|Q_{4-1}|}{Q_{2-3}} \quad (2-10)$$

La quantité de chaleur reçue est :

$$Q_{4-1} = mc_v(T_1 - T_4) \quad (2-11)$$

Le rendement thermodynamique s'écrit donc de la sorte :

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{\gamma} \frac{(T_4 - T_1)}{(T_3 - T_2)} \quad (2-12)$$

Avec $\gamma = \frac{c_p}{c_v}$ (2-13)

C_p : capacité thermique massique à pression constante.

C_V : capacité thermique massique à volume constant.

γ : coefficient polytropique.

2.2.2.2 Cycle mixte

Le cycle de fonctionnement du moteur Diesel peut être assimilé à un cycle mixte, où la combustion se déroule à la fois à volume constant et à pression constante (Figure 18).

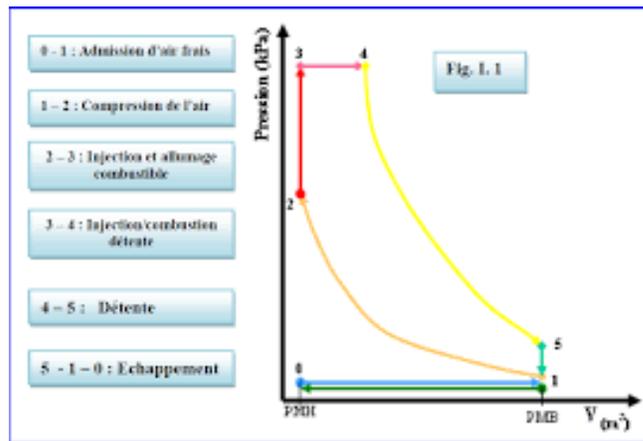


Figure 18 . Cycle mixte [19]

Le rendement thermodynamique du cycle mixte idéal est le suivant :

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{r_c^{\gamma-1}} \left[\frac{k\varepsilon^{\gamma}-1}{\gamma k(\varepsilon-1)+k-1} \right] \quad (2-14)$$

K : c'est le rapport entre la pression maximale et la pression en fin de compression. Plus ce rapport est grand, le meilleur est le rendement. Lorsque $k = 1$, le rendement du cycle mixte est égal à celui du cycle Diesel.

Tous ces cas sont des hypothèses approximatives du cycle thermodynamique du moteur diesel, on s'intéresse par la suite du cycle diesel réel.

2.2.2.3 Cycle réel

En pratique, le cycle réel présente les quatre distinctions de retards et d'avancement suivantes par rapport au cycle idéal [18].

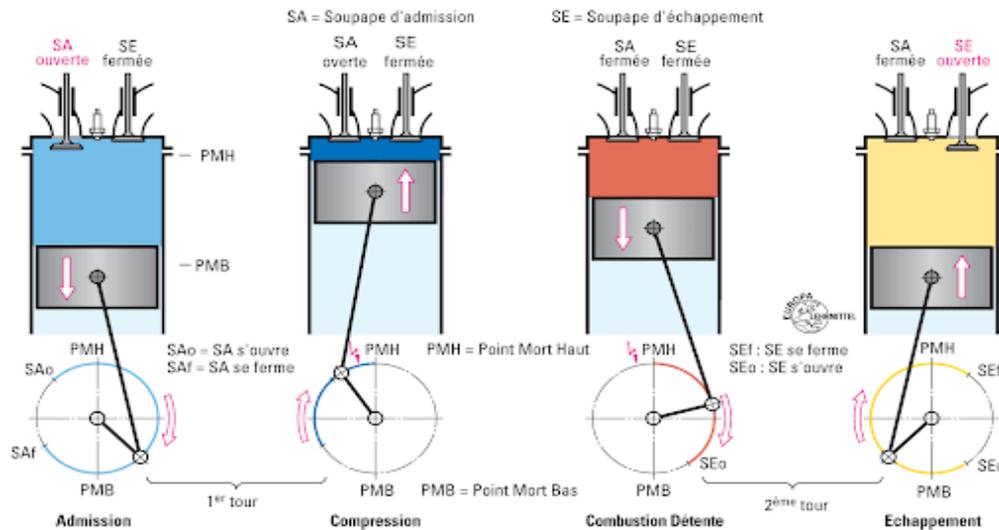


Figure 19 . Modélisation réelle du cycle du moteur [19]

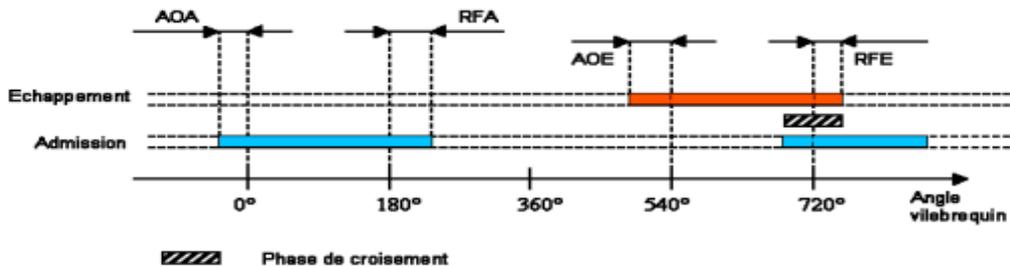


Figure 20 . Avances et retards à l'ouverture et à la fermeture

a) AVANCE OUVERTURE ADMISSION (AOA)

Pour permettre une meilleure évacuation des gaz brûlés, on donne de l'avance à l'ouverture de la soupape d'admission, de façon que l'air aspiré dans le cylindre chasse les gaz brûlés [20].

b) RETARD FERMETURE ADMISSION (RFA)

On donne de retard à la soupape d'admission pour obtenir un meilleur remplissage de cylindre en air frais. En effet, l'air ayant acquis une certaine vitesse durant la course descendante du piston continue de pénétrer dans le cylindre pendant le temps mort du piston quand il est au PMB.

c) AVANCE OUVERTURE ECHAPPEMENT (AOE)

À la fin de cycle de détente, il est bon d'avoir de l'avance à l'ouverture de la soupape d'échappement pour permettre une meilleure évacuation des gaz brûlés.

d) RETARD FERMETURE ECHAPPEMENT (RFE)

Nous remarquons que ce retard correspond à peu près à l'avance à l'ouverture de la soupape d'admission. En effet, les gaz frais pénétrant dans le cylindre chassent les gaz brûlés. La comparaison avec le digramme théorique fait ressortir un certain nombre de différences provenant de l'énergie de l'air qui diminue le remplissage, du délai d'allumage et des contrepressions à l'échappement. On obtient ainsi le diagramme suivant :

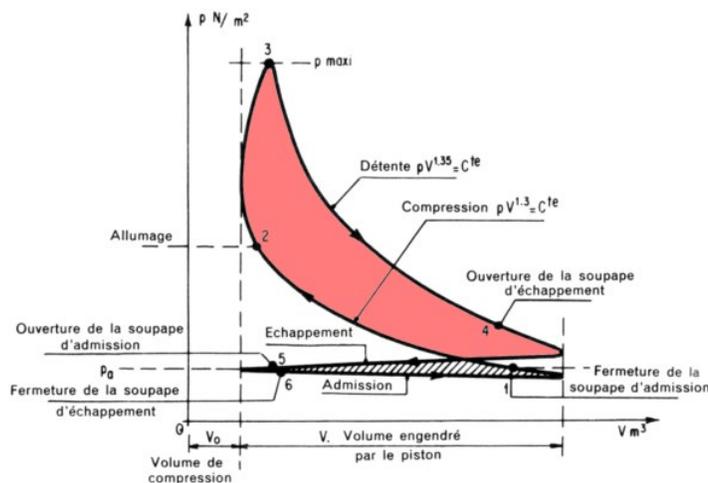


Figure 21 . Diagramme du cycle réel d'un moteur diesel [21]

- L'aspiration et l'échappement ne s'effectuent pas à la pression atmosphérique en raison des pertes de charge.
- La compression et la détente ne sont pas adiabatiques, mais polytropiques.
- La combustion n'est pas instantanée, ne commence pas au début du 3^e temps ; pour remédier à cet état de choses on réalise une avance à l'injection AI.

2.3 LES SOLUTIONS D'HYBRIDATION DU MOTEUR DIESEL

2.3.1 Introduction

La formulation de la puissance du moteur est la suivante

$$P = C * \Omega \quad (2-14)$$

Donc cette puissance est proportionnelle au couple développé C et à la vitesse de rotation Ω . Pour augmenter cette puissance, il faut augmenter au moins l'un de ces deux paramètres.

Avec
$$C = \frac{PME \cdot C_y}{4 \pi} \quad (2-15)$$

Et
$$\Omega = \frac{4\pi N}{120} \quad (2-16)$$

Toutefois, l'augmentation de la vitesse se traduit par élévation des efforts de frottements et des pertes associées ainsi que l'augmentation des contraintes mécaniques notamment sur les pièces mobiles comme le piston, la bielle, le vilebrequin et les organes de distribution, etc. De même, le système d'injection avec des vitesses élevées doit être plus rapide et plus puissant afin de conserver une bonne combustion sans avoir des retards d'injection. L'autre contrainte de cette solution est que si le système de distribution est dimensionné à un régime donné, il ne sera pas efficace pour d'autres régimes, ce qui affecte les performances du moteur. Par ailleurs, la conception de ce moteur à régime élevé sera

coûteuse à cause du surdimensionnement des pièces mécaniques et de systèmes de refroidissement par rapport à un moteur de mêmes dimensions avec des vitesses plus basses. Pour ces raisons, la solution d'augmentation du couple moteur sera la plus favorable.

Pour augmenter le couple, il faut augmenter la pression moyenne effective du cycle (PME) du moteur, vu qu'elle engendre moins le surdimensionnement du moteur. L'augmentation de la PME se fait par l'augmentation de la quantité d'air admis dans le cylindre. Ceci permet d'injecter plus de carburant pour un rapport air-carburant fixe et par conséquent on aura une augmentation de la puissance du moteur sans pour autant augmenter la cylindrée.

L'amélioration du remplissage d'air dans les cylindres peut être assurée par l'hybridation pneumatique qui fait appel à des sources d'énergie souvent externes. Pratiquement, elle s'effectue par l'assistance de machines externes qui peuvent être une pompe volumétrique entraînée par le moteur lui-même ou bien par la suralimentation parallèle (hyperbare), ou simplement par l'hybridation pneumatique par turbocompresseur à travers la récupération de l'énergie cinétique des gaz d'échappement et leur transformation en énergie mécanique pour comprimer l'air à l'admission. Dans ce chapitre, nous avons détaillé uniquement les principales techniques de l'hybridation pneumatique du moteur diesel qui sont en relation avec notre sujet de recherche.

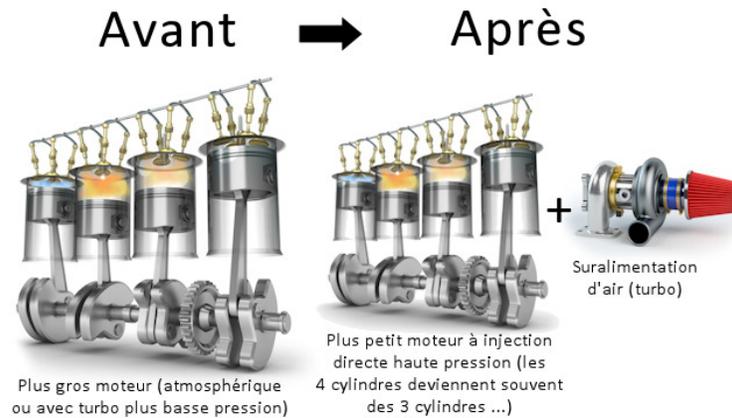


Figure 22 . Comparaison de moteur diesel typique et suralimenté à puissance égale [22]

Comme montre la figure précédente, avec une hybridation pneumatique d'un moteur, dont la cylindrée est de trois-quarts celle d'un moteur non suralimenté, nous pouvons produire une puissance et un couple similaires. Comme résultat, nous réduisons la consommation de carburant et la dimension du moteur [21].

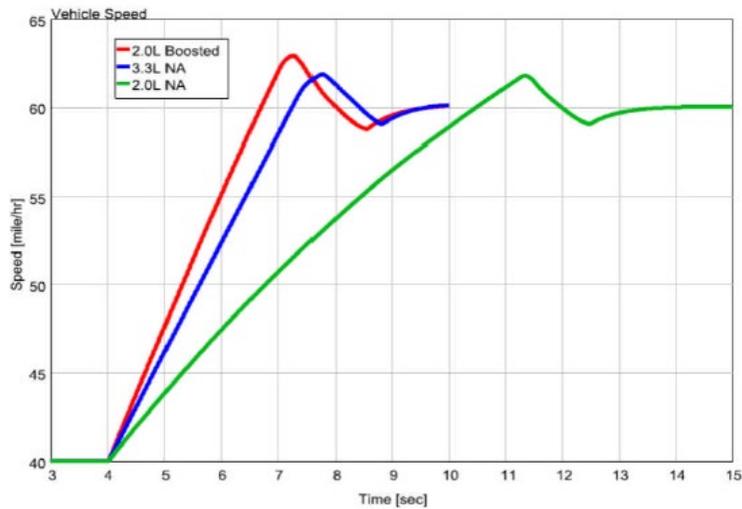


Figure 23 . Réponse transitoire des moteurs turbocompressés par rapport aux moteurs naturellement aspirés [22]

2.3.2 Potentiel énergétique des gaz d'échappement

La combustion du carburant se transforme en énergie mécanique et en énergie thermique qui se transmet aux gaz d'échappement et aux parois. Nous nous sommes particulièrement intéressés au potentiel et à la récupération effective d'énergie dans l'échappement d'un moteur diesel en régime transitoire, cette énergie est exprimée par les relations ci-après :

$$Q_e = 1 - \eta Q_{tot} - Q_p = MC_v(T_e - T_a) \quad (2-17)$$

Avec
$$M = \rho_a \eta_v \left(1 + \frac{r}{v_a} \right) \quad (2-18)$$

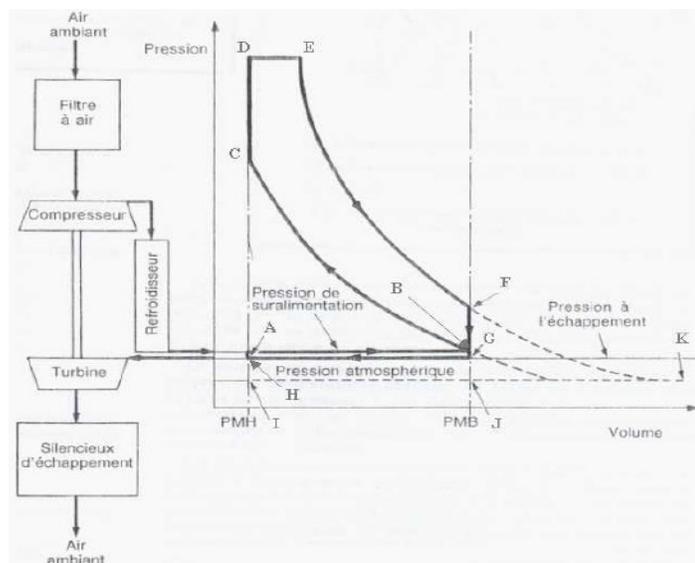


Figure 24 . Cycle d'un moteur diesel à quatre temps suralimentés par turbocompresseur [23]

La détente des gaz d'échappement dans la turbine peut être considérée comme une détente adiabatique, car le débit de gaz est relativement important en regard des pertes thermiques. La puissance délivrée par la turbine est proportionnelle au débit de gaz q_g ainsi qu'à la différence de température due à la détente des gaz. La puissance théorique obtenue lors d'une détente adiabatique réversible est donnée par :

$$P_{T_{is}} = q_g c_{pg} (T4 - T5)_{is} \quad (2-19)$$

Avec

$$(T4 - T5)_{is} = T_4 \left\{ 1 - \left(\frac{P_5}{P_4} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right\} \quad (2-20)$$

En pratique, la détente n'est pas isentropique et la différence de température obtenue dans la détente est inférieure à la valeur isentropique théorique. Comme pour le compresseur, on définit un rendement isentropique qui est le rapport entre la puissance récupérée à la turbine et la puissance théorique qui serait obtenue lors d'une détente adiabatique réversible. La puissance réelle fournie par la turbine est donc donnée par la relation suivante :

$$P_T = q_g c_{pg} \eta_T T_4 \left\{ 1 - \left(\frac{P_5}{P_4} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right\} \quad (2-20)$$

2.3.3 Techniques de suralimentation du moteur diesel

2.3.3.1 Turbocompresseur centrifuge

Ce composant récupère l'énergie cinétique des gaz d'échappement à travers une turbine et la transforme en un travail de compression de l'air frais qui sera introduit dans les cylindres du moteur améliorant par conséquent le remplissage en air des cylindres.

L'étage compresseur comprend deux parties principales : la roue et le diffuseur (Figure 25), contenues dans un carter assurant une bonne distribution de l'air à l'entrée et la collecte de l'air comprimé en sortie. La roue de compresseur donne de l'énergie au fluide la traversant en lui communiquant une vitesse de sortie élevée (subsonique) dépendant du taux de compression recherché.

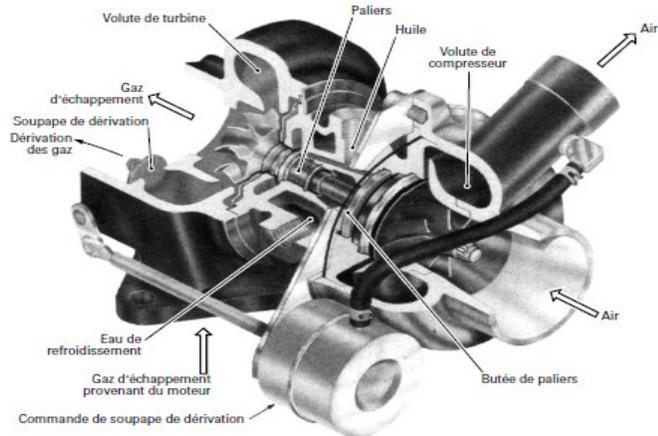


Figure 25 . Turbocompresseur centrifuge [23]

Ce composant est formé principalement d'une roue-turbine de détente des gaz d'échappement, placée après le collecteur d'échappement et une roue compresseur.

La turbine est couplée par l'intermédiaire d'un axe avec une roue compresseur placé dans le collecteur d'admission. Ces deux pièces sont sollicitées aux fluages, aux efforts centrifuges et à des contraintes thermiques dues à la chaleur élevée des gaz d'échappement. Elles sont fabriquées souvent par des alliages d'aciers choisis avec des propriétés mécaniques élevées à haute température.

a) COMPRESSEUR CENTRIFUGE

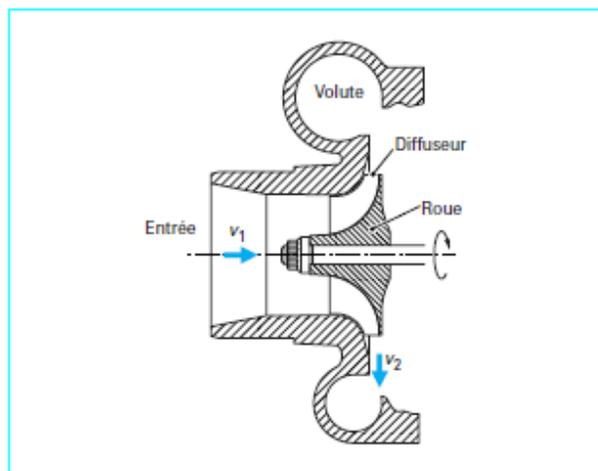


Figure 26 . Compresseur centrifuge [23]

Les performances d'un compresseur sont représentées dans un champ débit-pression sur lequel sont indiquées les courbes iso vitesses du compresseur, les courbes iso rendement et les limites de fonctionnement (Figure 27).

Suivant les constructeurs, les débits sont exprimés sous forme de débits-volumes ou de débits-masses.

L'utilisation de valeurs réduites permet de garder les cartes compresseurs invariantes par rapport aux conditions d'entrée du fluide.

La valeur de débit réduit est souvent rapportée à des conditions standards, propres à chaque constructeur, et a la forme indiquée ci-dessous [22] (débit-masse) :

$$q_c = q_a \frac{\sqrt{T_1/T_0}}{P_1/P_0} \quad (2-21)$$

Les valeurs de pression sont indiquées sous la forme de rapports de compression :

$$\mu_c = P_2/P_1 \quad (2-22)$$

Dans lesquels les valeurs considérées sont des valeurs absolues et les pressions des pressions totales.

Les vitesses de rotation sont exprimées en valeurs réduites, souvent rapportées à une valeur standard de température d'entrée propre à chaque constructeur :

$$N_c = \frac{N}{\sqrt{T_1/T_0}} \quad (2-23)$$

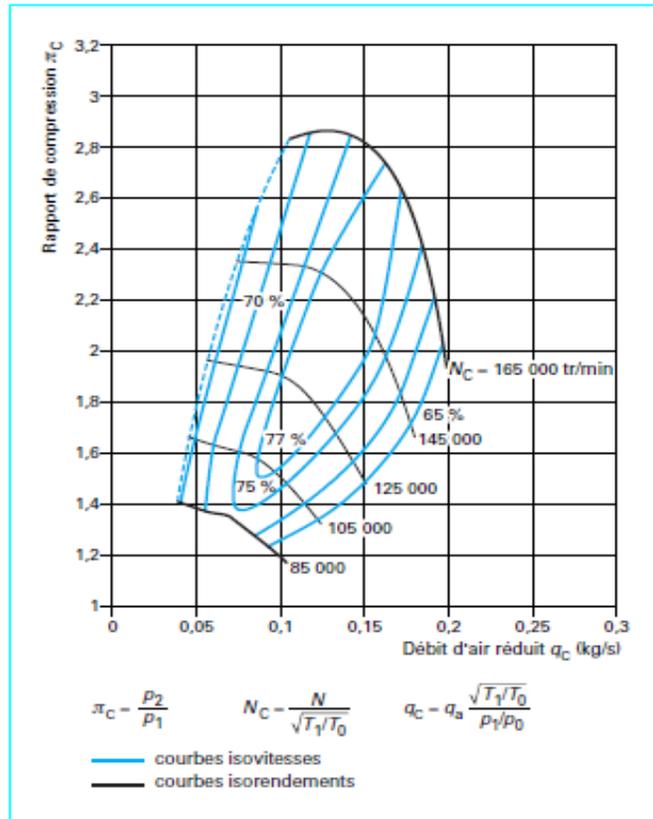


Figure 27 . Caractéristique débit-pression d'un compresseur (champ compresseur) de moteur automobile (compresseur Garrett) [23]

b) LIMITES D'UTILISATION

Le système de régulation de pression le plus simple consiste à commander le clapet de dérivation des gaz turbine, ou le système de géométrie variable, par un vérin pneumatique comprenant un piston avec membrane d'étanchéité, rappelé par un ressort. Lorsque la pression de commande est celle du circuit d'air comprimé entre compresseur et moteur, le système agit en limiteur de pression, le clapet s'ouvre lorsque la pression est atteinte. Ce système ne permet pas de respecter des faibles tolérances de pression. La pression de référence réglée lors de l'assemblage du turbocompresseur n'inclut pas les effets dynamiques des pressions d'admission sur le vérin et d'échappement sur le clapet ni les contre-pressions

de la ligne d'échappement qui agissent aussi sur le clapet. Or les variations de ces grandeurs pendant le fonctionnement provoquent des variations de pression d'admission, et l'on peut espérer au mieux des tolérances de 100 hPa (0,1 bar) sur cette dernière.

Ce système peut être amélioré par un pilotage électronique. La pression (ou la dépression) agit sur le piston du vérin après avoir été modulée par une vanne à rapport cyclique d'ouverture (RCO) commandée par la centrale de contrôle électronique (ECU). Cette technologie permet des réglages plus fins sur la pression d'admission.

Elle permet également d'ouvrir le clapet de décharge (ou le distributeur de la turbine à géométrie variable) pour réduire les contre-pressions d'échappement aux charges partielles et améliorer la consommation. Elle permet éventuellement de bien gérer les fonctionnements transitoires (overboost par exemple).

La régulation électrique, commandée électroniquement par ECU, apporte, par rapport aux systèmes précédents, des avantages de réduction de temps de réponse (gains de 50 % des temps d'ouverture et de fermeture des vannes) et apporte une plus grande précision ainsi qu'une grande flexibilité dans les systèmes de contrôle moteur, notamment en ce qui concerne l'agrément de conduite.

c) *DISPOSITIF ANTI-POMPAGE COMPRESSEUR*

Lorsque, à la suite d'un « lever de pied » par exemple, la vitesse de rotation du moteur chute rapidement, la variation de débit d'air correspondante peut entraîner le compresseur dans la zone de pompage et générer des perturbations importantes dans les systèmes de contrôle du moteur (plus particulièrement dans le cas des moteurs à allumage commandé). La mise en place d'un clapet de dérivation du compresseur permet à l'air comprimé de revenir à l'entrée du compresseur et évite ainsi le phénomène de pompage.

L'ouverture de ce clapet est en général commandée par la dépression du collecteur d'admission. Le clapet peut être intégré au corps de compresseur.

2.3.3.2 Turbine à géométrie variable à ailettes pivotantes

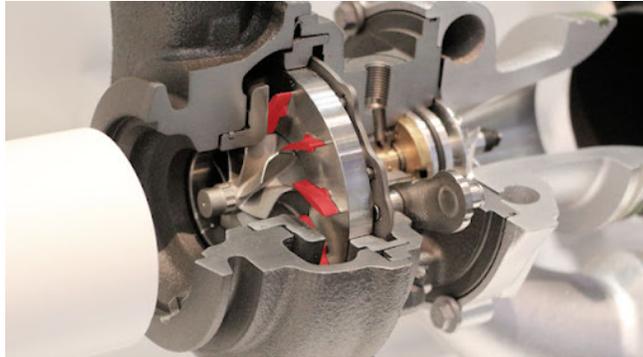


Figure 28 . Turbine à géométrie variable (TGV) à ailettes pivotantes [24]

Différents dispositifs de turbines à géométrie variable sont utilisés ou en développement. Le système à ailettes pivotantes (Figure 28) est le plus connu actuellement ; dans les applications automobiles, il possède un rendement maximal de 65 % environ et permet une variation de débit de plus ou moins 50 % par rapport au débit de rendement maximal dans des conditions de rendement supérieur à 50 %.

D'autres systèmes de géométrie variable de turbine, moins coûteux, ont été proposés ; les concepts « OP » de Garrett (Figure 29) ou « VST » de 3K-Warner (Figure 30) répondent à cet objectif.

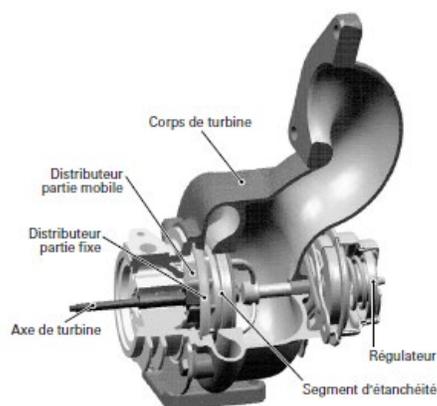


Figure 29 . Modèle OP de Garrett [24]

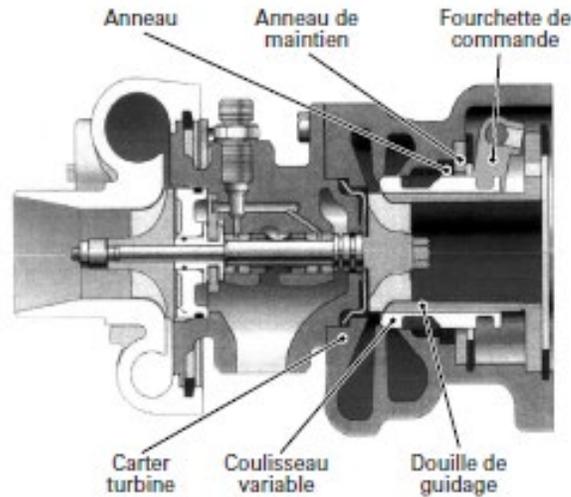


Figure 30 . Modèle VST de 3K-Warner

2.3.3.3 Suralimentation des moteurs diesel par un compresseur électrique

Un inconvénient majeur des moteurs turbocompressés est la réponse retardée en génération de puissance.

Si la turbine est à une vitesse inférieure, il faut du temps pour qu'elle tourne jusqu'à alimenter efficacement le compresseur. Cela provoque un retard qui est communément appelé "turbo lag".

Pour surmonter les inconvénients des gros turbocompresseurs et aussi pour maximiser la récupération de l'énergie des gaz d'échappement, l'ajout de moteurs électriques à la turbine ou au compresseur a fait l'objet de recherches approfondies. L'ajout d'un moteur électrique au compresseur permet d'extraire de l'énergie supplémentaire des gaz d'échappement et éliminera le retard du turbo en faisant fonctionner le compresseur électriquement pendant les périodes où la pression de suralimentation de la turbine est insuffisante [25].

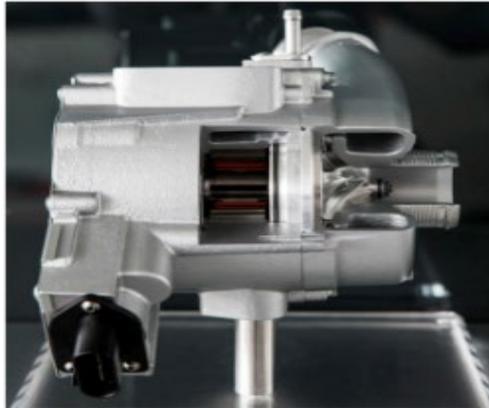


Figure 31 . Prototype de compresseur électrique d'une Audi [25]

Le moteur TDI 3.0L d'Audi tire sa puissance de la pression de suralimentation développée par le turbocompresseur, qui dépend de l'énergie de l'échappement. Le bi-turbo électrique casse sa dépendance. Son compresseur électrique supplémentaire permet une accumulation rapide de boost pression et un couple élevé même à bas régime. 25 ans après l'invention du TDI, Audi franchit maintenant la prochaine grande étape et rend le moteur diesel encore plus émotionnel et sportif.

Le monoturbo TDI 3.0L produit 240 kW (326 ch.) et 650 Nm (479,4 lb-pi) de couple, ce dernier entre 1 500 et 3 500 tr/min.

Le compresseur électrique comble l'écart dans la courbe de couple en dessous de cette plage et fournit une réponse rapide et excellente élasticité. Le délai d'accélération de 60 à 120 km/h (37,3 à 74,6mph) en sixième vitesse est réduit de 13,7 à 8,3 secondes.

Le bi turbo V6 modifié du concept Audi RS 5 TDI est encore plus impressionnant. Cela produit 283 kW (385 ch.) et un couple maximal de 750 Nm (553,2 lb-pi) qui est disponible entre 1 250 et 2000 tr/min. Le compresseur électrique fournit une puissance énorme au démarrage. Si le conducteur reste sur l'accélérateur, 100 km/h sont atteints en environ quatre secondes. La pression de suralimentation est disponible immédiatement après chaque changement de vitesse grâce à l'interaction intelligente entre les deux turbocompresseurs.

L'aspect le plus impressionnant des deux études technologiques, cependant, est la rapidité, presque un développement continu de la puissance même à bas régime. Les atouts de l'électrique bi turbo se trouvent exactement là où ils ont le plus de sens dans la conduite quotidienne. Il élimine le besoin de rétrograder constamment, en maintenant bas les régimes du moteur.

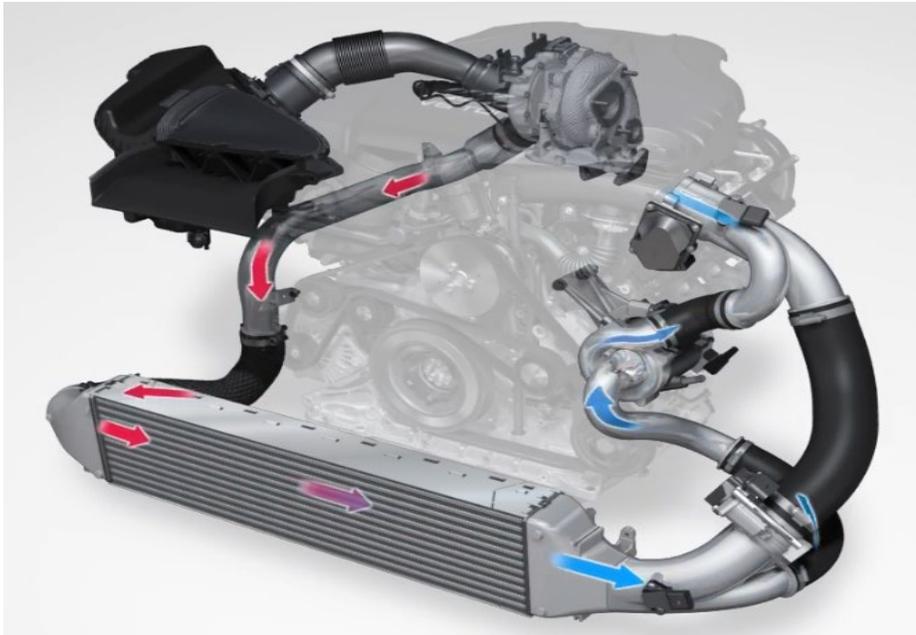


Figure 32 . Moteur Audi diesel 3.0L bi turbo à moteur électrique [25]

Il existe différentes architectures possibles de turbocompresseur électrifié en fonction du montage, où se trouvent le(s) moteur(s) électrique(s) dans le système [26].

- Moteur électrique sur turbine séparée en aval du turbocompresseur
- Moteur électrique sur une turbine séparée connectée en parallèle au turbocompresseur
- Moteur électrique sur le compresseur uniquement
- Moteur électrique sur l'arbre du turbocompresseur
- Moteurs électriques séparés sur le compresseur et la turbine

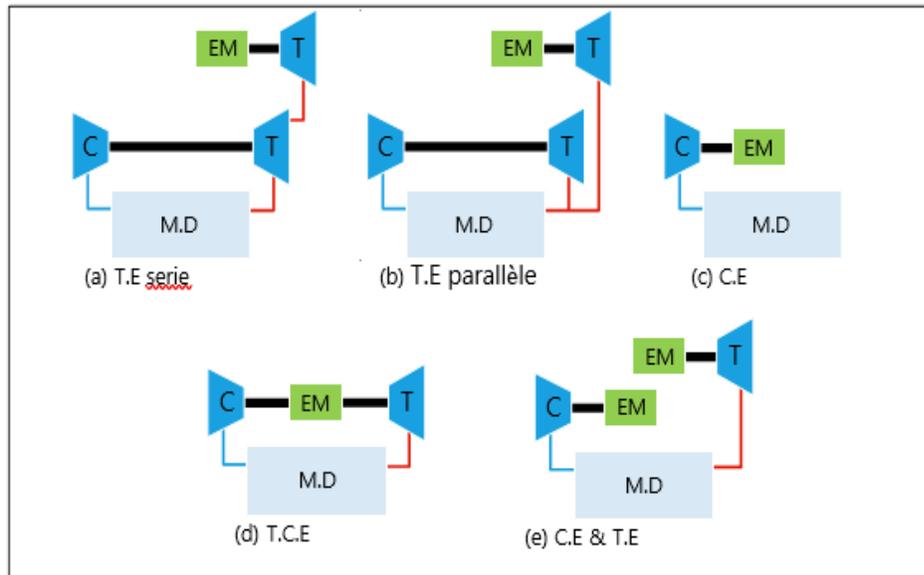


Figure 33 . Configurations de turbocompresseur électrifié [26]

CHAPITRE 3

ÉVALUATION ET MODÉLISATION DE LA SURALIMENTATION DU MOTEUR DIESEL

3.1 INTRODUCTION

Dans la problématique de notre recherche, nous avons montré que le moteur diesel, en bas régime et en dehors de son régime nominal produit de mauvaises performances. Parmi les solutions développées et étudiées pour améliorer ses performances, on cite la suralimentation traditionnelle par l'application du turbocompresseur. Néanmoins, elle reste insuffisante à cause de sa dépendance énergétique aux flux des gaz d'échappement, qui est fonction du régime du moteur, donc notre étude se focalise sur l'alimentation pneumatique pour la récupération de la pression nominale de l'hybridation.

Dans ce chapitre, nous avons visé à évaluer les avantages et les inconvénients de la suralimentation traditionnelle afin de justifier d'autres solutions de récupération d'énergie qui assurent la bonne hybridation de combustion, comme l'assistance pneumatique à travers un moteur électrique. Pour cela, nous avons choisi une méthodologie qui consiste tout d'abord à modéliser un moteur diesel atmosphérique fourni, à l'aide du logiciel de simulation des moteurs thermiques GT-Power. Les résultats de cette simulation seront ensuite comparés aux résultats de la simulation du même moteur suralimenté. Cette étude comparative nous a permis d'identifier l'importance de la suralimentation aussi bien que l'identification de ses inconvénients et nous aide à une conception et réalisation d'amélioration sur un moteur réel.

3.2 APPROCHE DE SIMULATION

L'évaluation et la mesure des performances techniques des moteurs thermiques dans des environnements réels avec des prototypes expérimentaux sont coûteuses et même

difficiles à réaliser. En effet, les tests réels sur un moteur thermique n'offrent pas beaucoup de variabilité des paramètres de fonctionnement avec précision et ils demandent un investissement matériel afin de fournir les équipements d'amélioration et les outils de diagnostic et d'extraction de résultats.

Dans ce cas, la démarche la plus performante et précise pour résoudre ces défis, est de réaliser des simulations par des outils informatiques, qui nous donne une large diversité matérielle, et plusieurs méthodes de diagnostic (capteurs, courbe, source, etc.) pour étudier et évaluer le fonctionnement des modèles sans avoir besoin d'expérimenter le comportement de ces derniers sur des modèles réels. Ces simulations donnent des résultats semblables aux résultats des systèmes réels sans la création réelle du système, ce qui permet d'éviter les problèmes du coût, les difficultés et les risques de montage du modèle.

Cette approche représente un intérêt pour étudier une conception afin de réaliser une alimentation pneumatique d'un moteur diesel réel en collaboration avec la société Agnico Eagle Mines.

3.3 MODELISATION ET AJUSTEMENT SUR GT-POWER

Le logiciel GT-Power est un programme de simulation en 1-D de Gamma Technology, il simule la pression, la température et le débit massique dans différentes parties, faisant partie du programme principal GT-Suite, il est conçu pour des simulations stables et transitoires adaptées à l'analyse de contrôle moteur/puissance. Il est utilisé pour simuler toutes sortes de moteurs à combustion interne.

Ce logiciel permet de concevoir plusieurs modèles de moteurs très réalistes identiques aux moteurs réels, il faut juste modifier les paramètres de chaque organe du moteur, comme les cylindres, les carters, les soupapes, les tuyaux et les turbocompresseurs. Rappelons ici que l'interface du logiciel est équipée d'une icône 'help' qui donne une description détaillée de chaque objet figurant dans la bibliothèque de logiciel.

Les avantages qui nous ont amenés à choisir le GT-power comme programme de simulation dans notre projet sont [27] :

- Simulation des moteurs conforme aux normes industrielles utilisées par tous les principaux constructeurs de moteurs.
- Dynamique des écoulements capturés via une solution robuste des équations de Navier-Stokes.
- Peut être appliqué sur les différentes tailles de moteur, du plus petit moteur utilitaire à la plus grande application marine.
- Totalement flexible pour permettre l'étude de concepts avancés et non conventionnels.
- Modèles de combustion et de post-traitement de pointe.
- Modélisation de plusieurs types de turbocompresseurs avec toutes les configurations connues, y compris les turbines à gaine, VGT, à suralimentation, à deux étages, à turbo composition et l'hybridation électrique.
- Inclut une bibliothèque complète de contrôles pour les études de contrôles dynamiques du système.
- Inclut les préprocesseurs GEM3D et GT-Space claim basés sur la CAO pour une construction de modèle précise, mais rapide et facile.
- S'intègre avec d'autres bibliothèques GT-SUITE pour les études de réchauffement thermique.

Les résultats de la simulation peuvent être affichés sous forme de courbes grâce au complément GT-Post. De même, ce logiciel offre la possibilité de générer un code (SIL) qui peut être ensuite intégré dans des cartes embarquées (HIL) qui peuvent gérer notre modèle en temps réel sur des systèmes physiques [28].

3.4 MODÉLISATION DU MOTEUR DIESEL

3.4.1 Caractéristiques du moteur

Le moteur choisi est un moteur diesel Caterpillar 3408 à 4 temps avec huit cylindres de cylindrée totale de 18 litres. Le reste des caractéristiques géométriques nécessaires dans cette étude sont illustrées dans le tableau ci-après.

Tableau 2 . Caractéristiques du moteur étudié [29]

Caractéristiques	Valeurs	Unités
Cylindrée	18,02	litre
Alésage	137,2	mm
Course	152,4	mm
Longueur bielle	152,4	mm
Taux de compression	12,8	-
Poids	1678	kg
Nombre de soupapes par piston	4	-



Figure 34 . Moteur diesel Caterpillar 3408 V8

3.4.2 Modélisation numérique

La modélisation de notre moteur doit prendre en considération « l'environnement » et consiste d'abord à configurer les paramètres de l'air d'admission, la valeur de température, de la pression et de l'humidité, etc.

Quant au bloc-cylindres, il est relié avec les injecteurs du carburant. Le paramétrage de ces derniers contient toutes les données relatives au fonctionnement du moteur. Il s'agit de la géométrie, de la pression, de la température du carburant et de l'angle de début d'injection, l'objet cylindre dans la bibliothèque de GT-Power permet de modéliser la chambre de combustion qui offre la possibilité de paramétrage de la combustion et du flux thermique avec les parois ainsi que d'autres paramètres choisis par l'utilisateur qui dépendent de son modèle.

La modélisation de la combustion dans GT-Power peut être prédictive, non prédictive ou semi-prédictive. Dans le modèle non prédictif, le taux de combustion est imposé par l'utilisateur et il reste fixe, quels que soient les changements d'état dans le cylindre, ce modèle est efficace dans des études où le taux de combustion n'a pas d'influence significative sur les résultats tels que l'étude de l'influence des canalisations d'admission d'air sur le taux de remplissage. Dans le modèle prédictif, le taux de combustion est calculé à partir des différentes variables d'entrée, ce modèle est plus précis lorsqu'il s'agit d'une étude dont le taux de combustion est un facteur intéressant pour le calcul de certaines performances. Cependant, ce modèle est coûteux en temps de calcul et paramètres d'étalonnage. Toutefois, le modèle semi-prédictif peut être une bonne alternative vu ses résultats précis avec un temps de calcul moins que celui des modèles prédictifs.

Les soupapes d'échappement, dont le paramétrage est semblable aux soupapes d'admission, permettent de dégager les gaz d'échappement qui entraînent la turbine dont les caractéristiques sont paramétrées de la même façon que le compresseur. Les caractéristiques de ce composant sont configurées grâce à un fichier externe contenant toutes les données cartographiques.

Le compresseur est à son tour lié à un échangeur de chaleur modélisé par une grille de tuyaux et permettant de refroidir l'air comprimé qui arrive vers les soupapes d'admission dont la levée est réglée en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin.

La modélisation du turbocompresseur dans GT-Power est effectuée par l'introduction des caractéristiques de performances de la turbine et du compresseur existant dans la cartographie fournie par le fabricant. En effet, par une extrapolation de la cartographie du compresseur ou turbine, on obtient un nombre fini de points dont les coordonnées représentent les variables de vitesse de débit, de rapport de pression ou du rendement comme montré dans la Figure 27.

Les puissances du compresseur et de la turbine sont calculées en fonction de la chute de l'enthalpie entre l'entrée et la sortie de chaque composant :

$$P = m'(H_{\text{entrée}} - H_{\text{sortie}}) \quad (3-1)$$

3.4.3 Création du modèle

Lorsque le programme est lancé, une fenêtre vide s'ouvre. On peut créer un « nouveau modèle » en cliquant sur l'onglet « Ressources », puis sur l'icône « Modèle ».

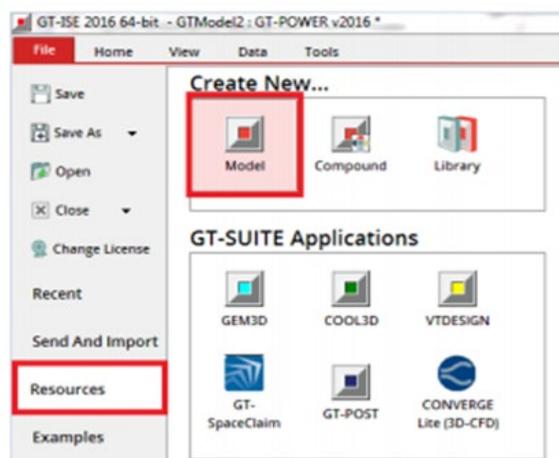


Figure 35 . Création d'un modèle

La construction d'un modèle GT-Power nécessite d'abord le choix de l'un des modèles disponibles dans la bibliothèque de modèles (Figure 36) dans laquelle figurent tous les modèles pouvant être utilisés dans GT-Power.

On doit alors glisser les objets requis de la bibliothèque de modèles vers l'espace de travail.

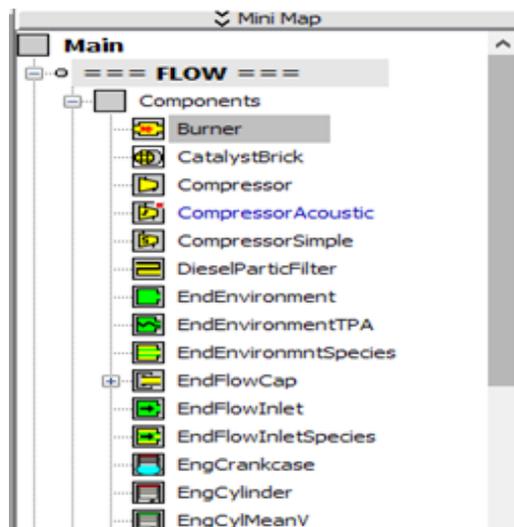


Figure 36 . Bibliothèques des objets

On doit saisir les paramètres spécifiques à chaque objet utilisé pour garantir le bon fonctionnement du modèle créé et obtenir des résultats de simulation concrets et proches autant que possible de la réalité. La Figure 37 présente un exemple de paramètres spécifiques du moteur qu'il faut saisir avant d'exécuter la simulation :

- Choisir le régime du moteur (800rpm, 1000rpm, 1300rpm, 1800rpm, etc.).
- Indiquer le type du moteur (2 cylindres, 4 cylindres ou 8 cylindres, etc.).
- FMEP: friction mean effective pressure (bar).
- Saisir les dimensions du cylindre.

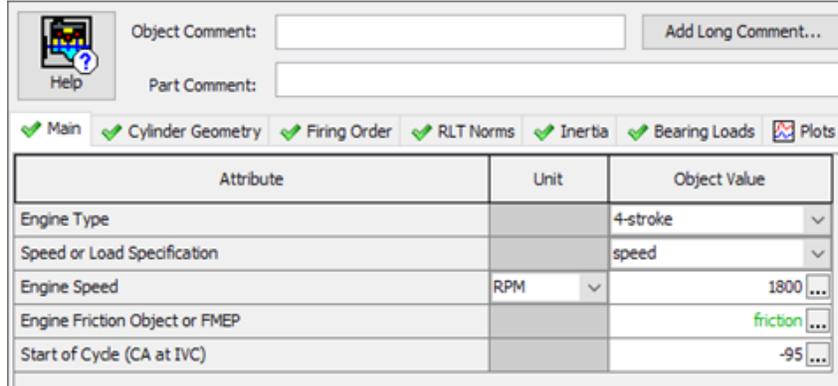


Figure 37 . Paramètres spécifiques du moteur

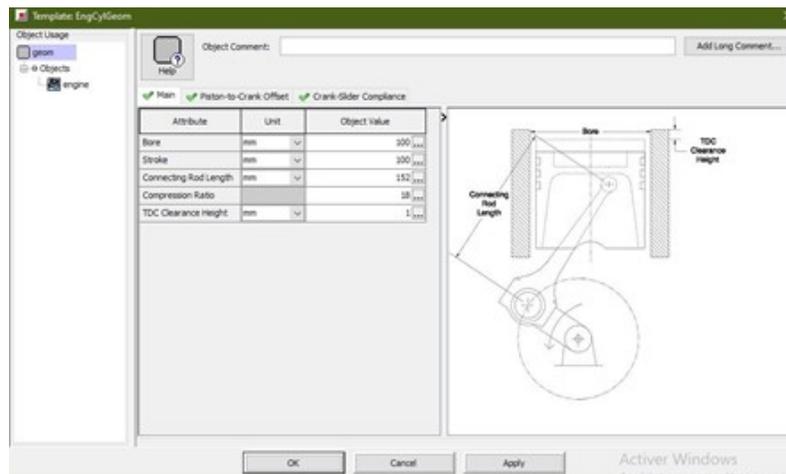


Figure 38 . Dimensionnement des cylindres du moteur

Ces paramètres doivent d'abord être vérifiés. On peut connecter ensuite les autres pièces du moteur (cylindres, soupapes, conduites, injecteurs, etc.), puis on peut procéder au lancement de la simulation.

Il faut aller à la barre d'outils et cliquer sur l'onglet « Link » pour établir la connexion entre les composants du modèle (Figure 38).



Figure 39 . Connexion des composants

3.4.4 Simulation

3.4.4.1 Modélisation du moteur diesel 3408 avec turbocompresseur

On passe ensuite à la modélisation de notre moteur Caterpillar 3408 pour obtenir le schéma suivant du moteur à huit cylindres et turbocompresseur

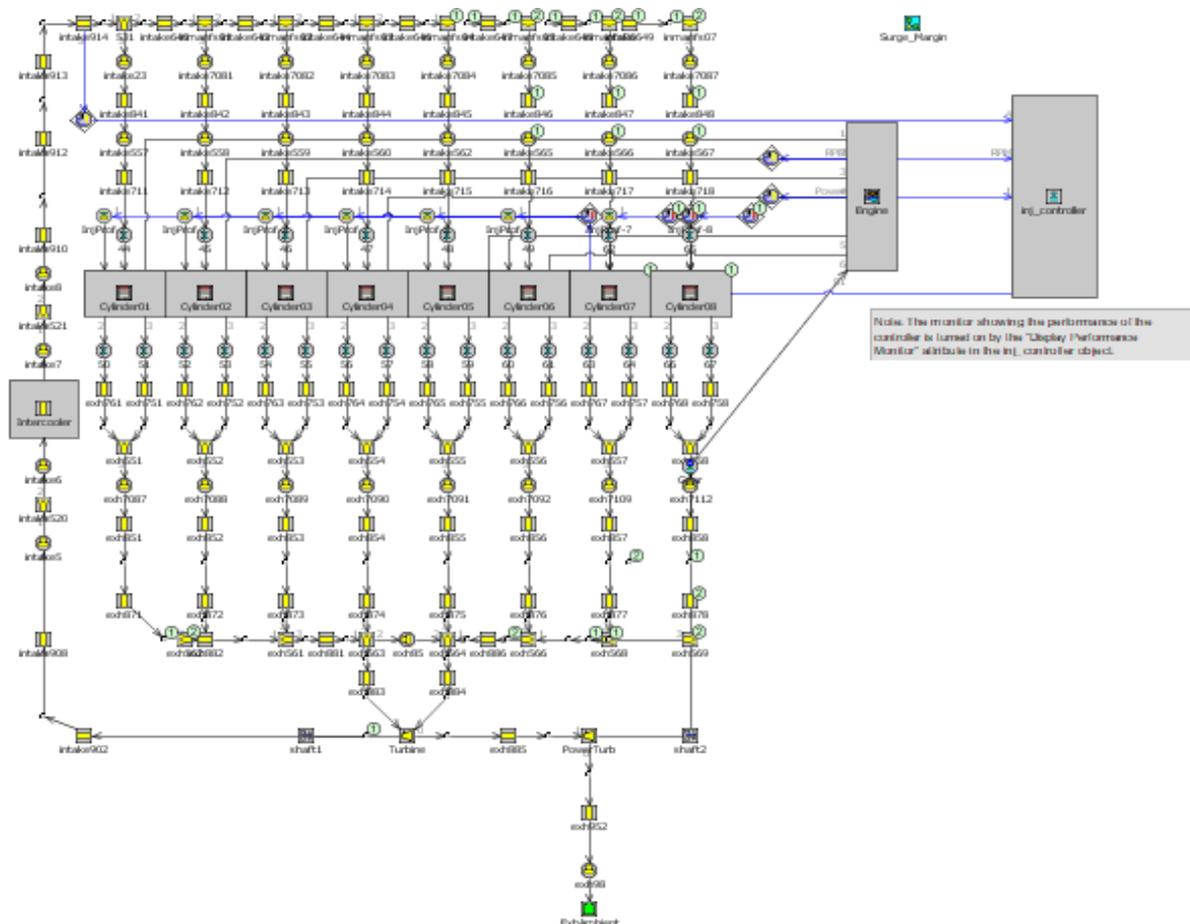


Figure 40 . Modélisation du moteur 3408 sur GT Power

3.4.4.2 Modélisation du moteur diesel suralimenté avec turbocompresseur accouplé à un moteur électrique

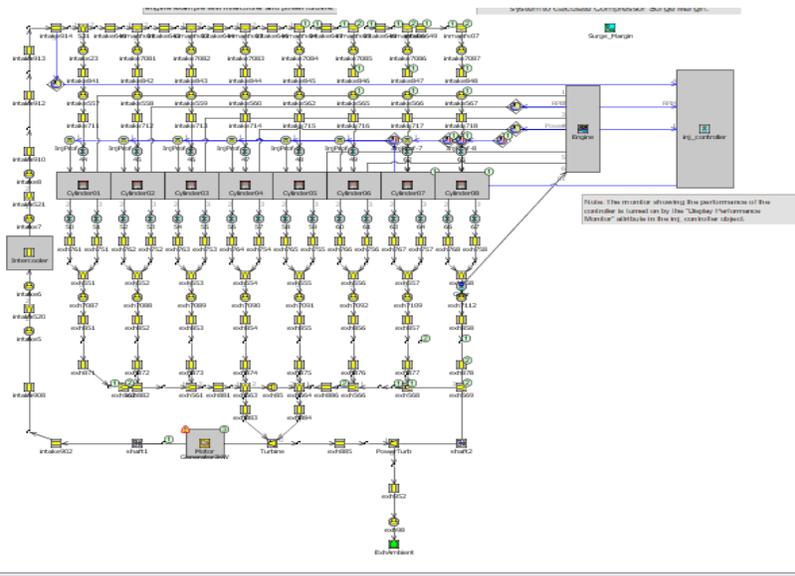


Figure 41 . Modélisation du moteur diesel suralimenté avec turbocompresseur accouplé à un moteur électrique de 3kW

3.4.4.3 Modélisation du moteur diesel suralimenté avec turbocompresseur et un compresseur électrique en série

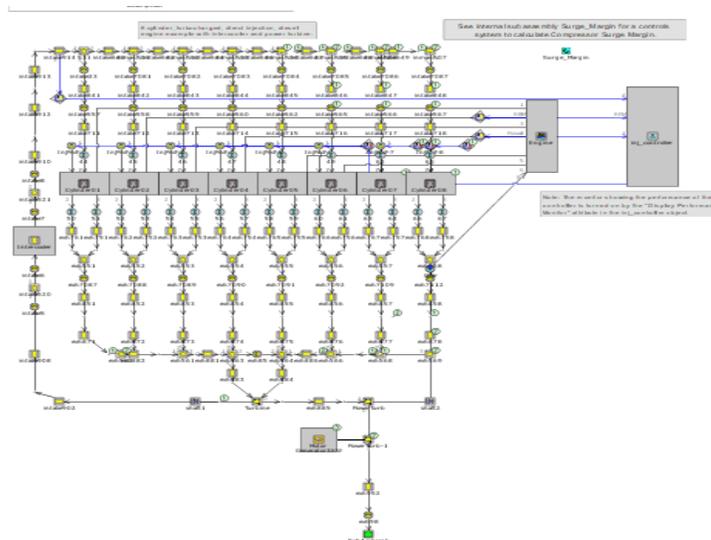


Figure 42 . Modélisation du moteur diesel suralimenté avec turbocompresseur et un compresseur électrique de 3kW en série

3.4.5 Résultats et interprétations

Dans cette section, nous avons étudié le fonctionnement du moteur diesel classique Caterpillar 3408 suralimenté par un turbocompresseur puis le cas où le moteur suralimenté par un turbocompresseur classique accouplé à un moteur électrique ensuite avec un compresseur électrique en série. Les résultats des trois configurations sont combinés dans une seule courbe afin de mieux distinguer les différences.

3.4.5.1 Puissance utile du moteur

Le moteur Caterpillar 3408 produit une puissance utile de 448kW grâce à ces huit cylindres et la suralimentation par le turbocompresseur, mais cette hybridation reste toujours limitée lors du fonctionnement à bas régime. Ceci nécessite une contribution énergétique d'un système supplémentaire, dans notre cas électrique pour répondre aux besoins de suralimentation du moteur. Ceci assure une amélioration de puissance comme le montre les figures suivantes de la simulation sur GT Power. Avec cette hybridation, on conclue que le moteur atteint les 473kW avec une augmentation remarquable de puissance à bas régime, donc cette modification rectifie l'insuffisance du flux des gaz d'échappement pour l'opération du turbocompresseur classique.

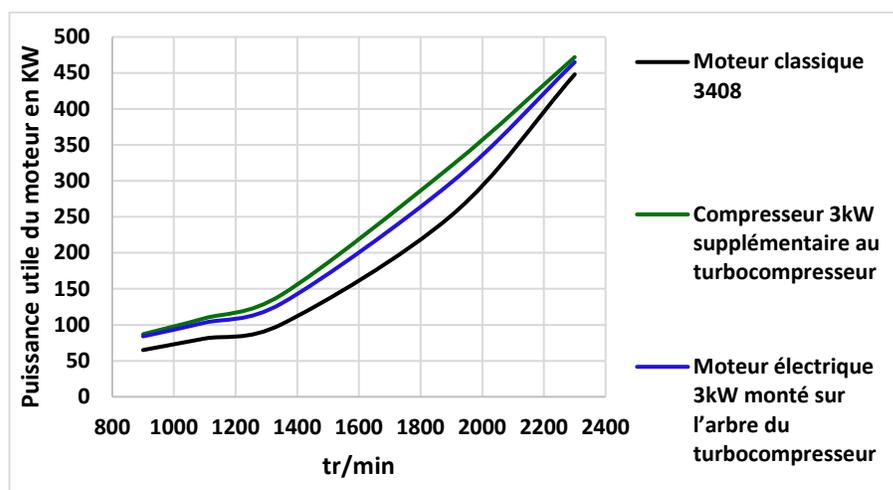


Figure 43 . Courbe de puissance du moteur Caterpillar 3408

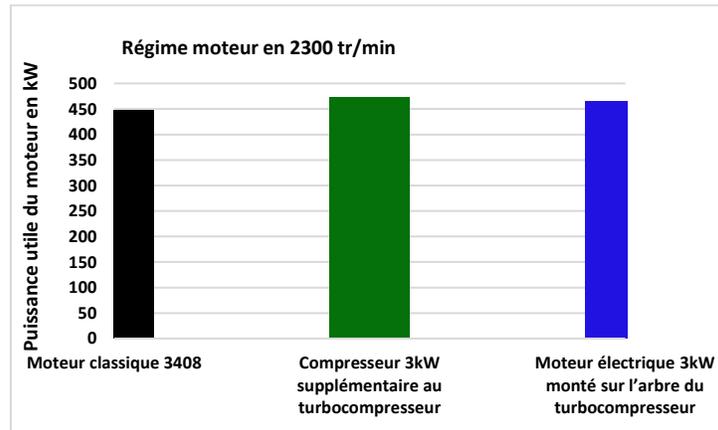


Figure 44 . Puissance utile du moteur Caterpillar 3408 a un régime de 2300 tours / minute

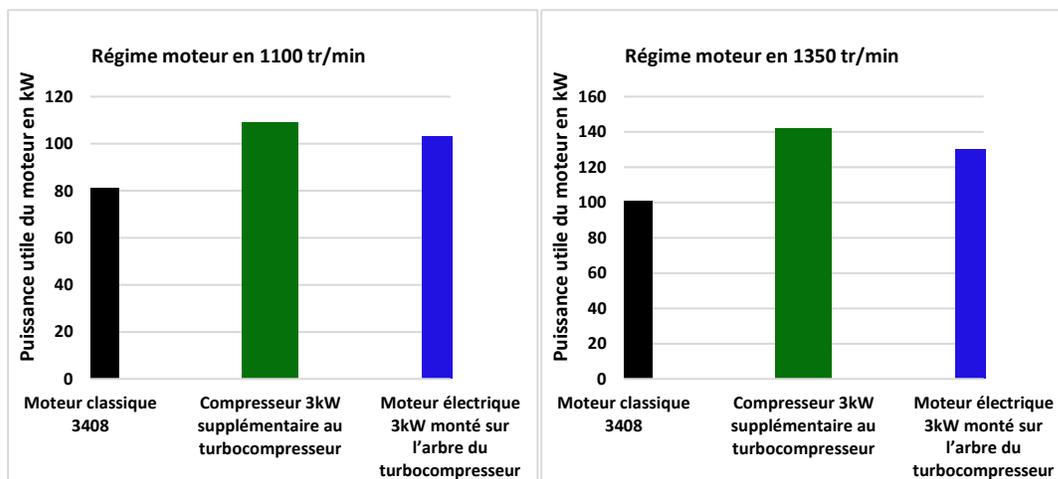
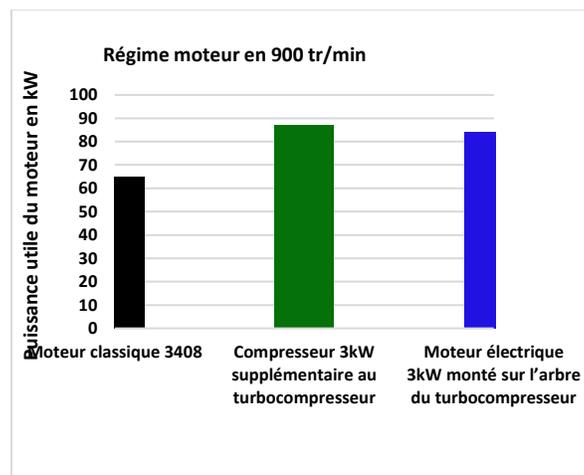


Figure 45 . Diagramme démonstratif de l'évolution de la puissance utile sur les bas régimes du moteur diesel Cat 3408

3.4.5.2 Couple du moteur

L'hybridation pneumatique du moteur diesel joue un rôle très important à améliorer le couple du moteur grâce à l'augmentation de la pression effective dans les cylindres de combustion. Cependant, comme montre la figure suivante, l'hybridation par turbocompresseur classique reste toujours insuffisante. Notre solution compense ce manque en ajoutant de l'énergie au flux d'échappement du moteur par un moteur électrique ou un compresseur électrique en série. Par exemple, le couple moteur à 1100tr/min atteint des valeurs de 948Nm et 894Nm avec la suralimentation électrique comparativement 703Nm pour le moteur avec turbocompresseur classique (Figure 46).

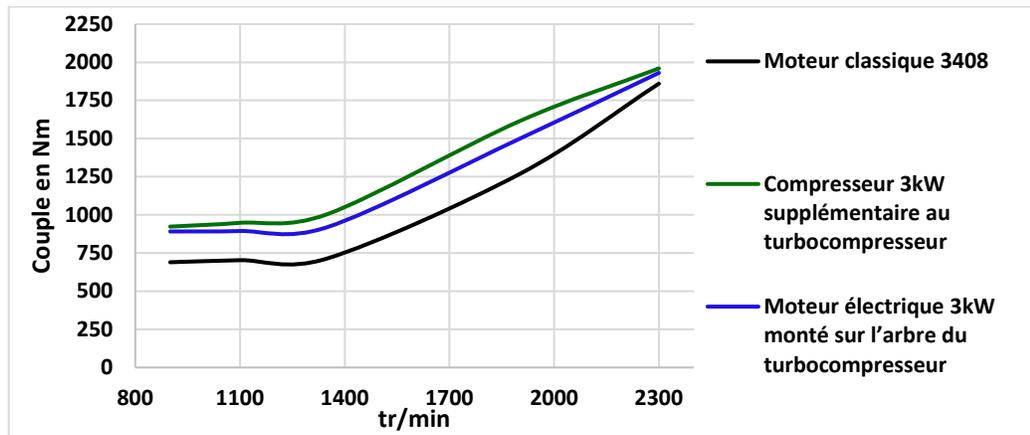


Figure 46 . Courbe du couple moteur Cat 3408 en fonction du régime

3.4.5.3 Consommation spécifique

a) CONSOMMATION SPECIFIQUE EN FONCTION DU REGIME

La suralimentation par moteur électrique du moteur Caterpillar 3408 montre un gain significatif de la consommation spécifique, tel qu'illustré à la Figure 47. La courbe noire correspond au moteur avec turbocompresseur « classique » et les deux autres courbes correspondent au moteur avec hybridation à l'aide d'un moteur électrique de 3kW. Ceci montre l'optimisation de consommation en utilisant une alimentation électrique en plus du flux du gaz d'échappement. Par exemple, la consommation spécifique du moteur à 1100tr/min est de 221g/kWh au lieu de 239g/kWh avec le compresseur électrique.

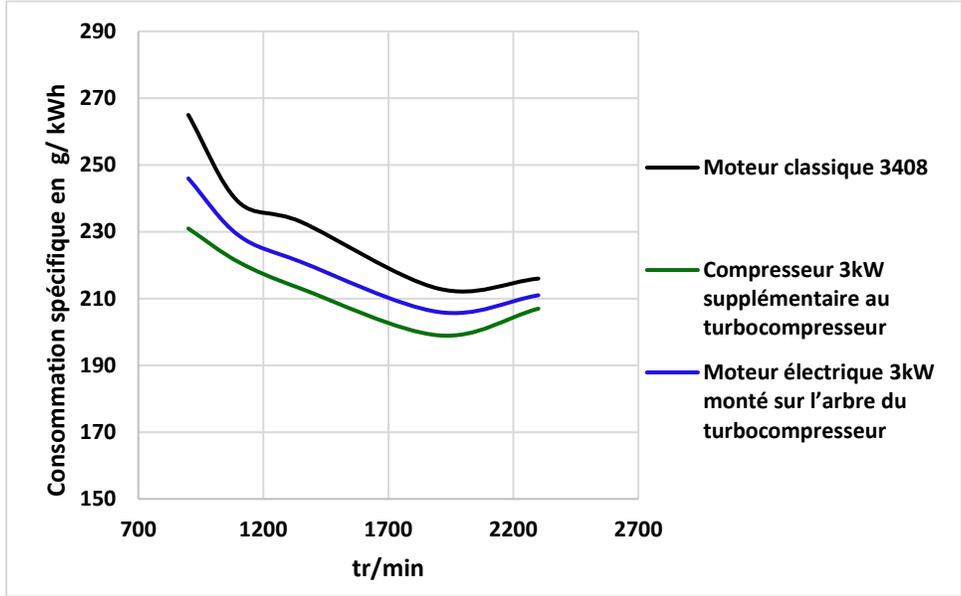


Figure 47 . Courbe de la consommation spécifique en fonction du régime moteur

b) CONSOMMATION SPECIFIQUE EN FONCTION DE LA PUISSANCE

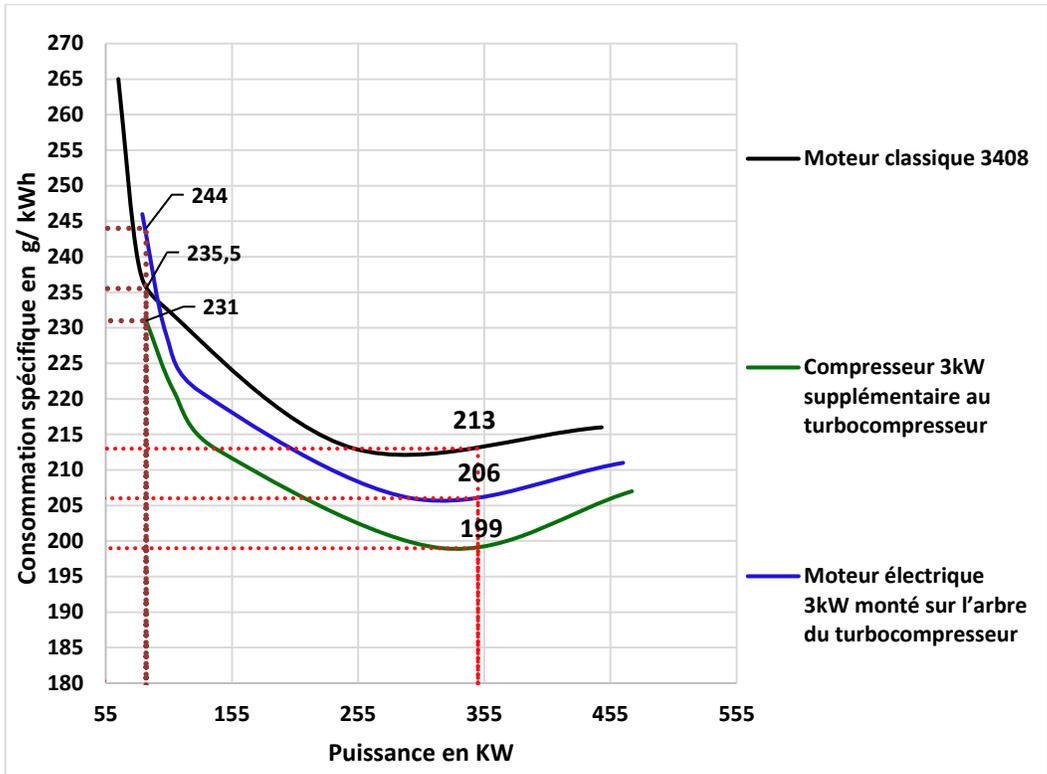


Figure 48 . Courbe de la consommation spécifique en fonction de la puissance

La Figure 48 illustre la consommation spécifique de notre moteur en fonction de la puissance produite dans le cas où il est couplé au turbocompresseur classique et les deux cas de l'hybridation électrique. On va s'intéresser à étudier deux puissances correspondons a 87kW et 350kW.

À 87kW de puissance, la consommation spécifique varie de 231g/kWh pour le moteur avec compresseur électrique de 3kW, 235.5g/kWh pour le moteur avec turbocompresseur classique et 244g/kWh pour le moteur avec turbocompresseur accouplé directement à un moteur électrique de 3kW.

À 350kW de puissance, la consommation spécifique varie de 199g/kWh pour le moteur avec compresseur électrique de 3kW, 213g/kWh pour le moteur avec turbocompresseur classique et 206g/kWh pour le moteur avec turbocompresseur accouplé directement à un moteur électrique de 3kW.

Donc on constate que l'ajout du compresseur électrique avec le turbocompresseur en série donne le meilleur gain de consommation spécifique en fonction de la puissance.

3.4.5.4 Pression moyenne effective

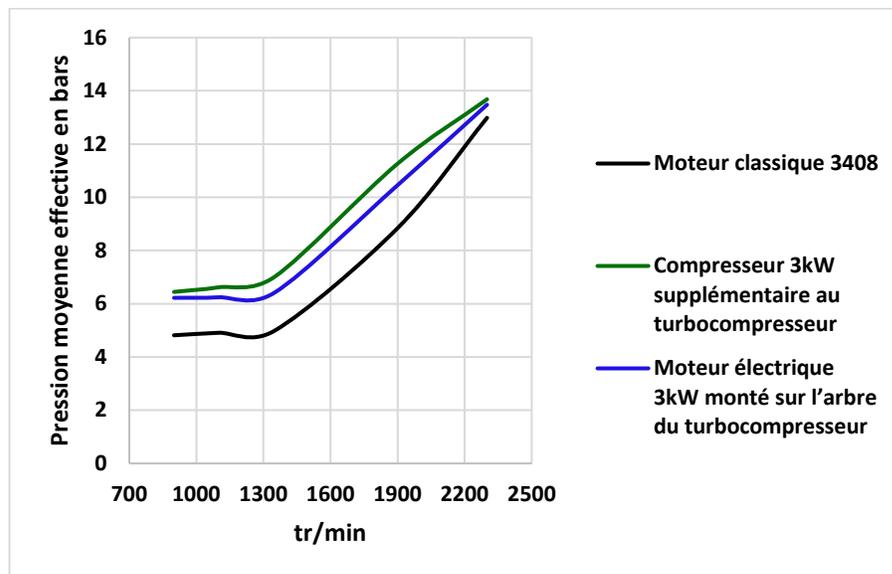


Figure 49 . Pression moyenne effective en fonction du régime moteur Cat 3408

La Figure 49 illustre l'augmentation de la pression effective en ajoutant de l'hybridation par moteur électrique soit accouplé au turbocompresseur ou soit en ajoutant en série un compresseur électrique qui va assurer l'obtention d'un flux de gaz suffisant aux combustions.

3.4.6 Conclusion

Selon les hypothèses étudiées et les simulations réalisées, nous avons remarqué que la suralimentation du moteur diesel Caterpillar 3408 par turbocompresseur « classique » reste insuffisante à tous les régimes de fonctionnement, malgré un gain remarquable des performances.

Ainsi, le moteur suralimenté en bas régime et à faible charge possède des performances modestes dues à la dépendance énergétique du turbocompresseur des gaz d'échappement. Ces gaz possèdent une puissance insuffisante pour bien faire fonctionner le turbocompresseur à bas régime. L'ajout d'une hybridation électrique supplémentaire appropriée, permet d'améliorer la puissance, le couple du moteur ainsi que de diminuer la consommation tout en gardant la même cylindrée.

Parmi les solutions adoptées, on cite l'assistance de turbocompresseur par un moteur électrique ou par l'ajout d'un compresseur électrique en série avec la conduite du turbocompresseur. Nous allons approfondir ces solutions dans le chapitre suivant d'un point de vue fonctionnel et d'intégration avec le moteur.

CHAPITRE 4

MODÉLISATION ET SIMULATION DE L'HYBRIDATION ÉLECTRIQUE

4.1 INTRODUCTION

L'objectif principal de ce chapitre est l'étude et le développement d'un modèle numérique pour la simulation de l'hybridation pneumatique du moteur diesel Caterpillar 3408 assisté par un compresseur électrique en série avec le turbocompresseur original du moteur. Pour cette raison, nous avons modélisé et simulé diverses configurations d'hybridation pneumatique par compresseur électrique afin d'orienter notre étude vers les solutions les plus pertinentes pour implanter notre amélioration. La validation des résultats est effectuée de façon comparative. Les résultats des simulations avec GT Power permettent de valider la faisabilité des modifications qui visent à augmenter les performances. Ainsi, nous visons un gain de consommation spécifique en assurant une protection de toutes les composantes du moteur et de l'hybridation.

4.2 MODELISATION DES SCENARI

Dans ce chapitre on va s'intéresser à la simulation numérique en mode dynamique avec un modèle 1D du simulateur GT-Power. Nous établissons le mode de branchement et l'amélioration apportée par le compresseur électrique avec le turbocompresseur classique du moteur Caterpillar 3408. L'objectif est d'obtenir un fonctionnement qui assure un gain de performances et de consommation spécifique tout en assurant la protection de tous les éléments du moteur et de l'hybridation.

Les scénarii à comparer sont de simuler des compresseurs électriques a puissance variable entre 3kW et 6kW afin de faire le meilleur choix d'amélioration de notre moteur tout en assurant une protection pour les composantes.

4.3 RESULTATS ET INTERPRETATION DES SIMULATIONS

4.3.1 Puissance utile du moteur

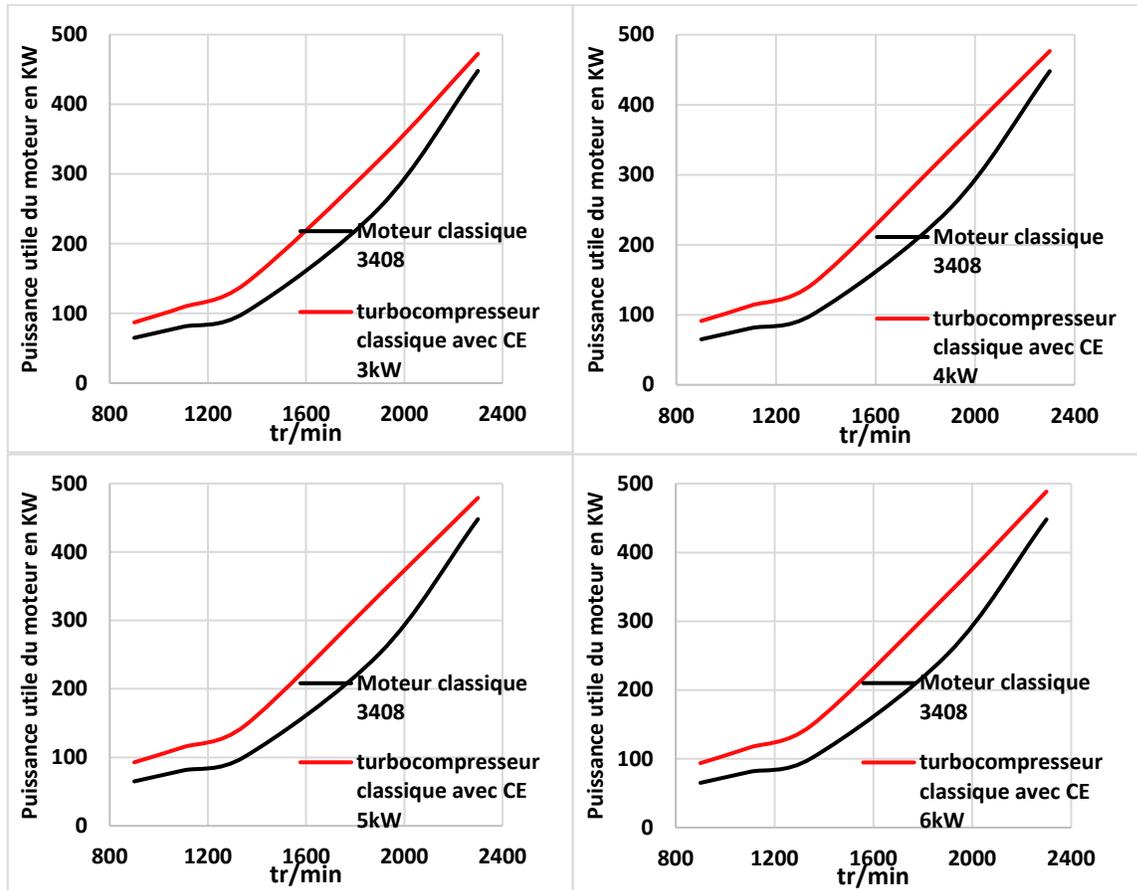


Figure 50 . Courbes des puissances utiles des scénarii à compresseur variable

La Figure 50 ci-dessus présente les variations de la puissance utile en variant la puissance du compresseur électrique monté en série avec le turbocompresseur pour assurer une suralimentation supplémentaire par hybridation. On constate que lorsqu'on augmente la puissance du compresseur électrique résulte un léger gain de puissance du moteur. En prenant l'exemple de variation de puissance à 1100tr/min, comme le montre le graphe de la Figure 51, nous obtenons un gain de plus que 30% en ajoutant le compresseur électrique, mais un léger gain de puissance en variant la puissance entre 3kW vers 6kW.

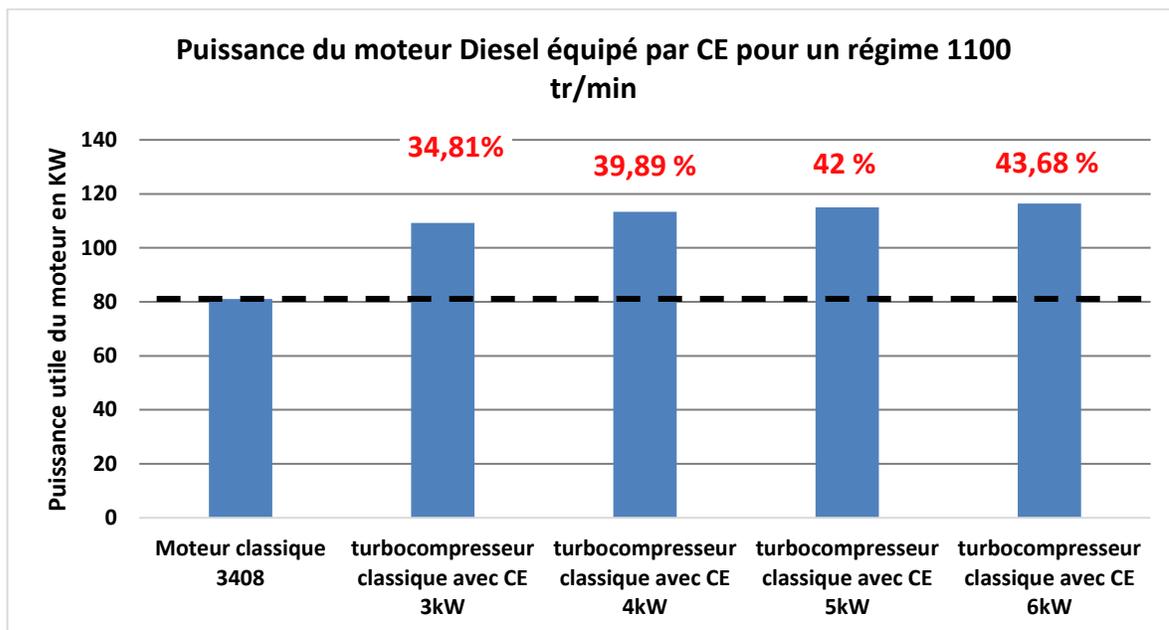
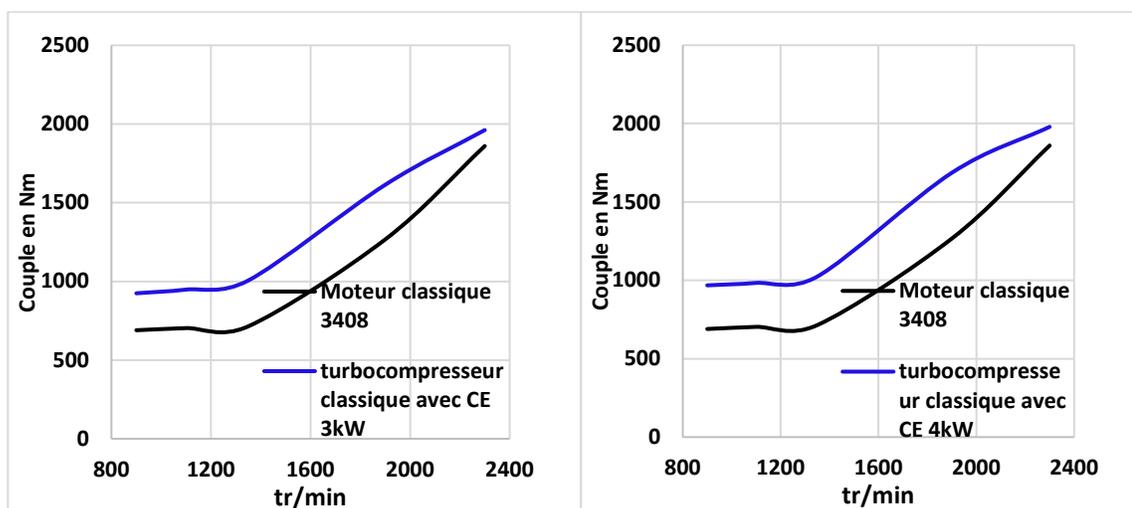


Figure 51 . Évolution de la puissance du moteur Diesel 3408 en fonction de la puissance du compresseur électrique à 1100 tr/min

4.3.2 Couple du moteur

La Figure 52 ci-dessous présente les variations du couple moteur en variant la puissance du compresseur électrique monté en série avec le turbocompresseur qui assure une suralimentation supplémentaire pour l'hybridation. On constate que le couple et la puissance du moteur sont proportionnelles et varient de manière similaire.



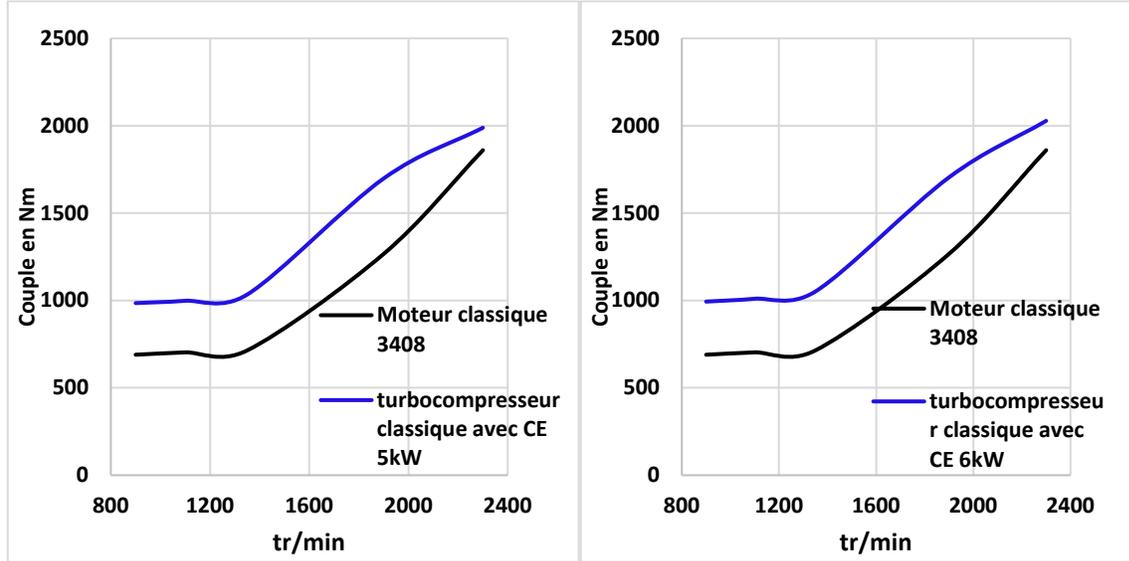


Figure 52 . Courbes des couples du moteur avec des scénarii à compresseur variable

En prenant l'exemple de variation de puissance à 1100tr/min, comme le montre le graphe de la Figure 53 nous obtenons un gain de plus que 30% en ajoutant le compresseur électrique, mais un léger gain de puissance en variant la puissance entre 3kW vers 6kW.

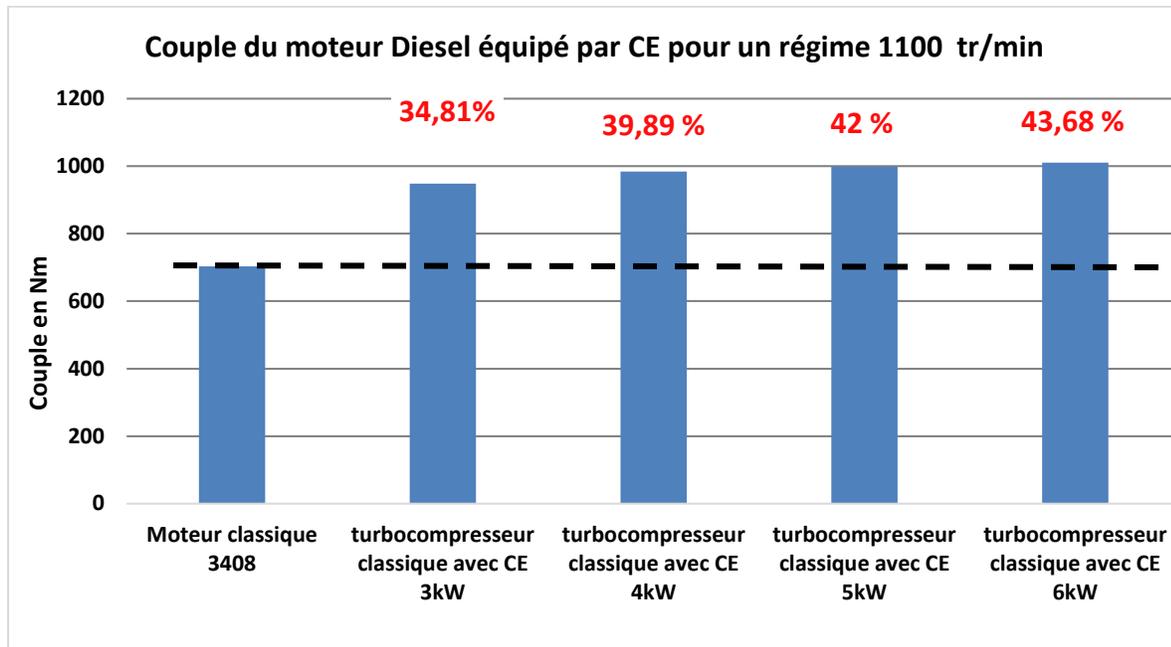


Figure 53 . Évolution du couple moteur Caterpillar 3408 en fonction de la puissance du compresseur électrique à 1100 tr/min

4.3.3 Consommation spécifique du moteur

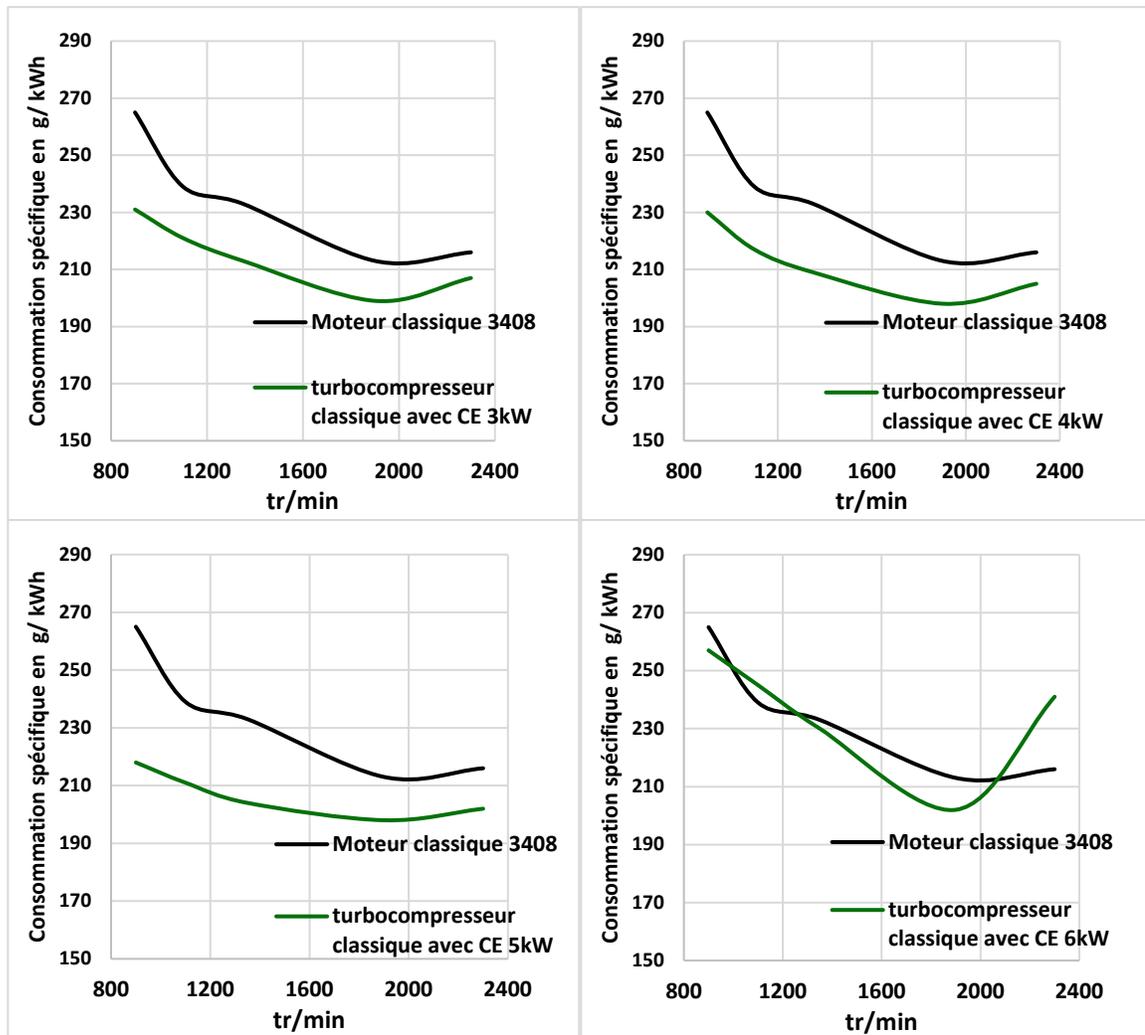


Figure 54 . Courbes des couples du moteur avec des scénarii à compresseur variable

La Figure 54 ci-dessus illustre les courbes de la consommation spécifique du moteur Caterpillar 3408 en fonction du régime en variant la puissance du compresseur électrique de 3kW à 6kW. Les résultats montrent un léger gain grâce à l'hybridation supplémentaire par un compresseur de 3kW, 4kW et 5kW. Par contre, lorsqu'on augmente la puissance du compresseur électrique à 6kW nous remarquons une augmentation de consommation spécifique. En conséquence notre choix ne doit pas dépasser un compresseur de puissance 5kW.

Pour mieux comprendre le phénomène de la consommation spécifique, nous allons démontrer sur le diagramme ci-dessous la variation de la consommation spécifique selon la puissance du compresseur électrique à 1100 tr/min qui montre un gain de 11,72% grâce au compresseur électrique 5kW contrairement à une perte de 2,51% avec celle de 6kW.

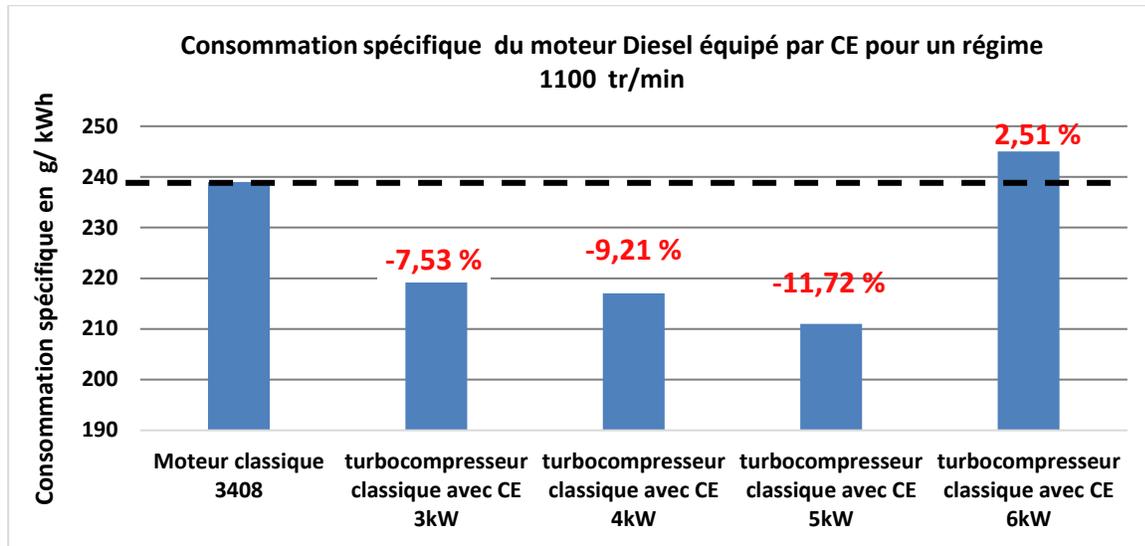


Figure 55 . Évolution de la consommation spécifique du moteur Caterpillar 3408 en fonction de la puissance du compresseur électrique à 1100 tr/min

4.3.4 Pression moyenne effective

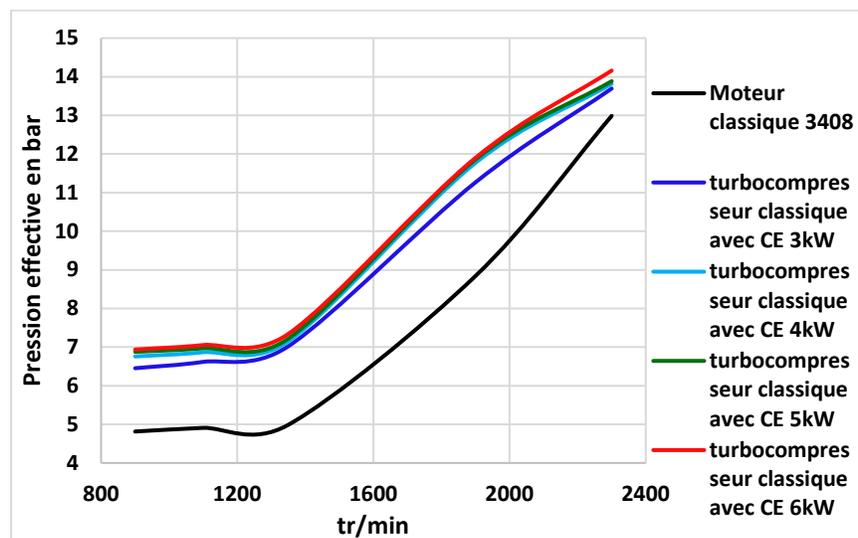


Figure 56 . Courbes des pressions moyennes effectives des scénarii à compresseur variable

La Figure 56 ci-dessus illustre les courbes de la pression moyenne effective du moteur Caterpillar 3408 en fonction du régime en variant la puissance du compresseur électrique de 3kW a 6kW. Les résultats montrent un gain grâce à l'hybridation supplémentaire par un compresseur de 3kW, 4kW, 5kW et 6kW, mais on remarque que la pression moyenne effective avec le turbocompresseur 6kW dépasse 14 bar ce qui risque a endommager la chambre de combustion. En conclusion, notre choix ne doit pas dépasser un compresseur de puissance 5kW.

Pour mieux comprendre le phénomène de dépassement de pression moyenne effective limite, nous allons démontrer sur le diagramme ci-dessous la variation de la pression moyenne effective selon la puissance du compresseur électrique à 2300 tr/min. Les résultats montrent un gain de 6,92% grâce au compresseur électrique 5kW jusqu'à 9,04% avec celle de 6kW. Cette dernière dépasse la pression limite conseillé.

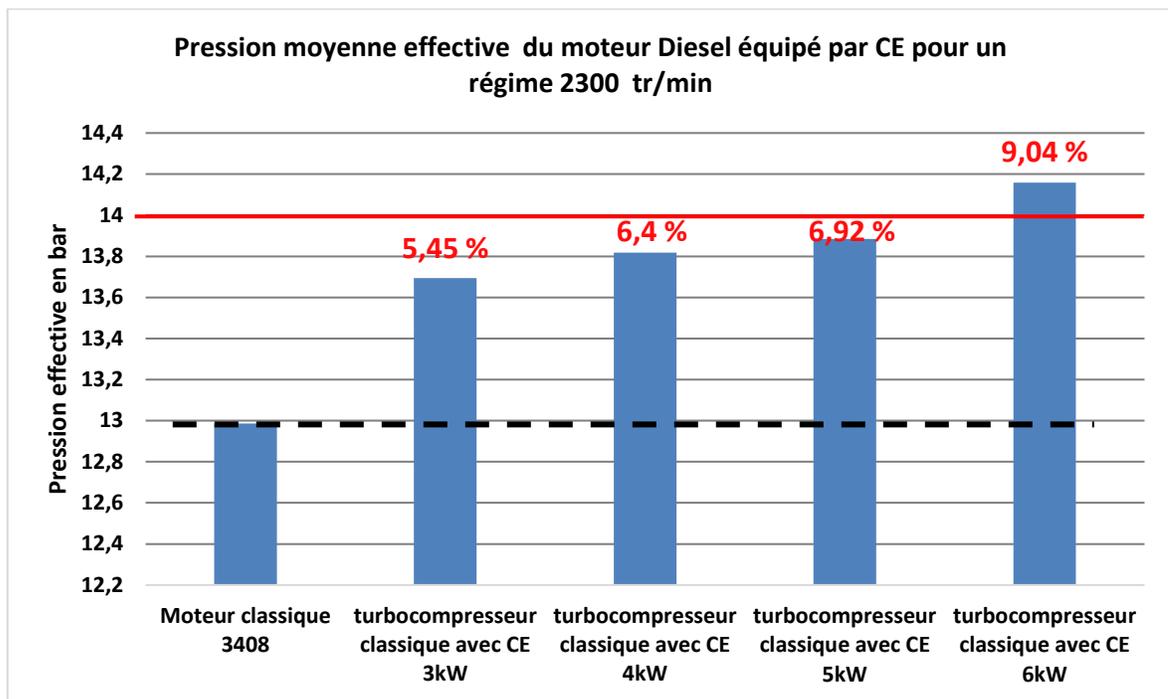


Figure 57 . Évolution de la pression moyenne effective du moteur Caterpillar 3408 en fonction de la puissance du compresseur électrique à 2300 tr/min

4.3.5 Conclusion partielle

Dans ce chapitre, nous avons réalisé une simulation de quatre configurations de compresseur électrique a puissance variable de 3kW jusqu'à 6kW dans le but d'évaluer l'influence de ces configurations sur les performances motrices et la consommation spécifique du moteur Caterpillar 3408. Ces analyses nous permettent de choisir la configuration adéquate pour les différents régimes afin d'atteindre les performances souhaitées du moteur. L'ajout d'une source d'hybridation électrique influence positivement les performances du moteur. L'analyse montre que la puissance, le couple moteur et la pression moyenne effective, ainsi que la consommation spécifique s'améliorent en ajoutant des compresseurs de 3kW, 4kW et 5kW. En revanche, pour un compresseur électrique de 6kW nous observons une augmentation de la consommation spécifique en utilisant la simulation sur GT POWER. Ceci nous indique de limiter la puissance du moteur électrique à 5kW. Le choix du moteur électrique de 5kW assure la plus grande amélioration des performances du moteur Caterpillar 3408 au niveau de la puissance, du couple moteur, la pression moyenne effective et un gain de la consommation spécifique.

4.4 INSTRUMENTATION ET MONTAGE

4.4.1 Description du montage

Le but de ce chapitre est de concevoir les équipements d'amélioration additifs qui assurent la meilleure hybridation pneumatique du moteur diesel Caterpillar 3408, réalisé par des simulations des hypothèses de recherche qui nous a dirigés a l'addition d'un compresseur électrique complémentaire de 5kW. Nous présentons une description du montage à réaliser avec les équipements et les instruments à fournir incluant leurs emplacements. Nous ajoutons des instructions pour la réalisation du montage de l'hybridation avec moteur électrique qui assure une amélioration des performances et une diminution de consommation pour le groupe électrogène.

4.4.2 Les équipements de l'hybridation électrique

Après une recherche sur le marché des compresseurs électriques, on a trouvé le compresseur TORQAMP de puissance 5kW dans la Figure 58 ci-dessous. Il présente un rendement élevé, il est fiable et flexible vu qu'il peut être monté sur les moteurs à essence ou diesel. Il peut être installé sur les moteurs en combinaison avec un turbocompresseur et aide à éliminer les délais des turbos.



Figure 58 . Compresseur électrique TORQAMP 5kW [30]

Les avantages du TORQAMP ;

- Utilisable sur tout moteur et toute cylindrée.
- Facile et rapide à installer et à désinstaller.
- Peut être monté dans n'importe quelle position.
- Très compacte.
- S'adapte à n'importe quel moteur dans n'importe quel compartiment moteur.
- Pression instantanée accumulée.
- Augmentation du couple de 35 % ou plus.

- Augmente la puissance du moteur jusqu'à 44%.
- Élimine le décalage du turbo lorsqu'il est utilisé en combinaison avec un turbo.
- Contrôlez la vitesse TORQAMP en fonction du signal 0-5V de la position du papillon des gaz

La figure ci-dessous décrit le kit du compresseur TORQAMP avec les dispositifs de commande, d'alimentation et du câblage composé par ;

- Un jeu de 4 câbles
- L'interrupteur à levier
- Le boîtier d'alimentation
- Dispositif de commande de moteur
- Le compresseur TORQAMP

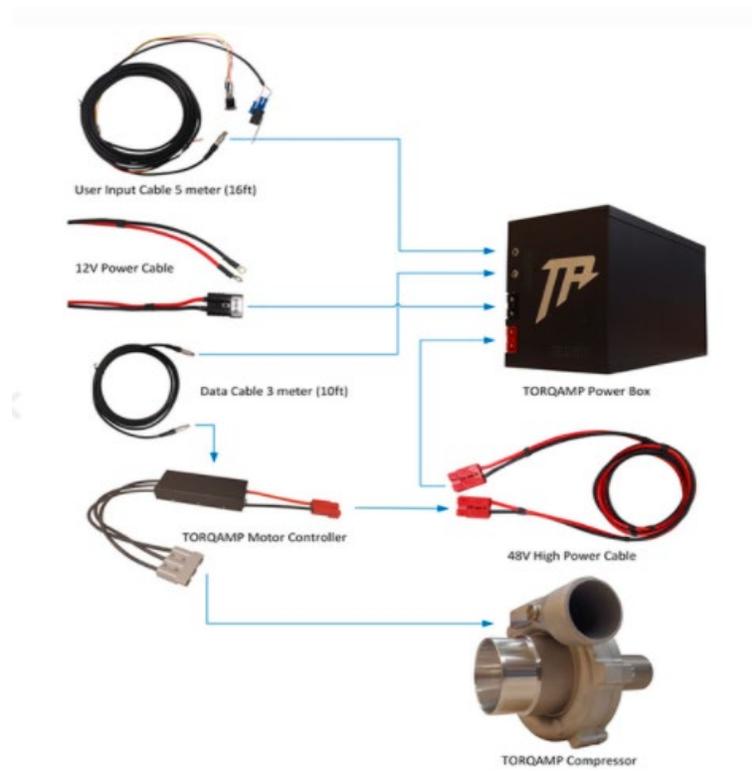


Figure 59 . Kit complet du compresseur électrique TORQAMP [30]

4.4.3 Modélisation du montage

Afin de réaliser le montage convenable en assurant une protection et donner le bon rendement de chaque composant, nous allons suivre le montage adapté sur le moteur diesel TDI de l'Audi comme montre sur la Figure 60 ci-dessous.

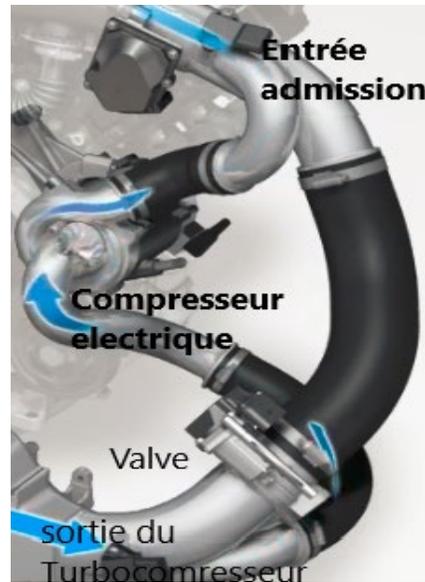


Figure 60 . Montage du compresseur électrique sur un moteur TDI [25]



Figure 61 . Compresseur électrique en cas de repos



Figure 62 . Compresseur électrique en cas de fonctionnement

La Figure 61 décrit le cas où la valve est ouverte, qui permet de circuler l'air venant du turbocompresseur vers la chambre de combustion contrairement à la Figure 62 où la valve est fermée, par suite permet à combiner une pression d'air additif grâce au compresseur électrique avec l'air venant du turbocompresseur pour renforcer la pression moyenne effective dans la chambre de combustion, donc cette valve joue un rôle très important à protéger le compresseur et la flexibilité du montage ou encore pour que notre compresseur reste toujours indépendant.

CONCLUSION GÉNÉRALE

Cette étude a contribué au développement d'un simulateur numérique de l'hybridation électrique du moteur Diesel Caterpillar 3408 à huit cylindres par l'ajout d'un compresseur électrique supplémentaire. L'étude paramétrique nous a permis de déterminer l'influence du mode d'installation et de la puissance de l'hybridation électrique sur la réduction de la consommation du carburant et l'amélioration des performances du moteur.

Dans le but d'atteindre notre objectif, nous avons d'abord procédé à bien comprendre le fonctionnement des moteurs Diesel et leurs paramètres de base comme la consommation de carburant, le couple moteur, puissance utile afin d'acquérir un ensemble de qualifications et un meilleur aperçu.

Dans un deuxième temps, nous avons présenté les hypothèses relatives aux cycles thermodynamiques et les relations de pression et de température associées, ensuite à l'étude des différentes techniques de la suralimentation hybride des moteurs diesel et de décrire les différentes configurations et à évoquer les avantages et les inconvénients de chacune d'elles.

Pour atteindre cette fin, nous avons élaboré des approches et des hypothèses qui nous ont permis de créer des modèles 1D développés avec GT Power. Les résultats obtenus en nous permettent d'identifier les meilleurs choix suivant le régime moteur et les performances motrice de puissance.

L'importance de ces résultats se manifeste essentiellement dans le cadre de :

- La réduction de la consommation pour de faibles charges.
- La réduction de la consommation du carburant à pleine charge.
- L'augmentation de la puissance du moteur.
- L'augmentation du couple en différents régimes.

Pour la poursuite de ce travail, cette recherche est destinée à la réalisation d'un banc de test utilisant un moteur diesel Caterpillar 3408 qui va nous permet de valider ces résultats étudiés. Ce banc de test sert à augmenter la puissance motrice avec une diminution importante de consommation spécifique. L'objectif final est d'utiliser cette solution pour diminuer les coûts d'exploitation, améliorer l'efficacité énergétique et réduire les impacts environnementaux.

RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] <https://www.terre-net.fr/materiel-agricole/tracteur-quad/article/structure-d-un-moteur-diesel-207-100802.html>.
- [2] T.I.P.E, Optimisation d'un moteur, LEPLOMB Romain, Année universitaire 2004-2005.
- [3] R.Brun, "Science et technique du moteur diesel industriel et de transport," école nationale supérieure du pétrole et des moteurs, 1984.
- [4] Zahi Sabeh Diagnostic à base de modèle : application à un moteur diesel suralimenté à injection directe, <https://tel.archives-ouvertes.fr/tel-00139674/document>.
- [5] <http://www.fiches-auto.fr/articles-auto/fonctionnement-d-une-auto/s-1846-utilite-et-fonctionnement-du-prechauffage.php>.
- [6] Bruno GEOFFROY, Ingénieur Recherches et Développement au Moteur Moderne, Distribution à soupapes.
- [7] Le collecteur d'admission – tubulure, <https://www.fiches-auto.fr/articles-auto/fonctionnement-d-une-auto/s-1354-le-collecteur-d-admission-tubulure.php>.
- [8] Composition du moteur diesel suivant lkdf, <https://lkdfacility.org/wp-content/uploads/BM-1-MOTEUR-DIESEL-WEB.pdf>.
- [9] B. Geoffroy, « Distribution à soupapes, » chez techniques de l'Ingénieur, Traité Génie mécanique, 1959.
- [10] Compression du moteur diesel et cycle thermodynamique, https://fr.wikipedia.org/wiki/Moteur_Diesel.
- [11] Ali Feki, "Étude et développement d'un simulateur numérique pour la suralimentation du moteur Diesel à l'aide de l'air comprimé" UQAR, Décembre 2020.
- [12] Les paramètres fondamentaux des moteurs alternatifs à combustion interne, <https://www.auto-innovations.com/site/glossaire/gmoteur-co3.html>.

- [13] Systèmes de dépollution des moteurs diesel, Guillaume Darding - 11 mars 2017.
- [14] Fonctionnement de l'EGR, <https://www.aidetechniqueauto.fr/vanne-egr-80.html>.
- [15] Les normes d'émission Euro 6 et les réglementations sur le moteur diesel, <https://dieselinformation.aecc.eu/fr/quels-sont-les-reglementations-sur-le-diesel-et-comment-fonctionnent-elles/>.
- [16] Cycle de BEAU de ROCHAS Beau de Rochas, <https://slideplayer.fr/slide/1313947>
- [17] H. Ibrahim, "Optimization of diesel engine performances for a hybrid windediesel.
- [18] M. N. Zidi, "Développement d'un Simulateur pour le Moteur Diesel en vue D'étudier les Performances et le Comportement Dynamique," M.S. , Université du Québec à Rimouski (Canada), Ann Arbor, 10833537, 2017.
- [19] Étude et dimensionnement d'un moteur thermique type Caterpillar 3512, département de forage et mécaniques des chantiers pétrolier 2016.
- [20] Downsizing diesel engines, <http://www.fiches-auto.fr/articlesauto/consommation/s-1128-downsizing-vraiment-efficace-.php>.
- [21] Matthieu barreau, cours de thermodynamique, <http://barreau.matthieu.free.fr/cours>.
- [22] A. Galindo et, "Surge limit definition in a specific test bench for the characterization of automotive turbochargers," Experimental Thermal and Fluid Sci., vol. 30, no. 5, pp. 449-462, 2006.
- [23] LOTFI AIT RAHMANE, IAP BOUMERDES - Ingénieur spécialisé en mécanique pétrolière 2017, modification du système d'étanchéité d'un compresseur centrifuge.
- [24] Rakopoulos, C.D., E.G. Giakoumis, and D.T. Hountalas, Experimental and simulation analysis of the transient operation of a turbocharged multi-cylinder IDI diesel engine. International Journal of Energy Research, 1998. 22(4): p. 317-331.
- [25] Audi AG, "Electric biturbo and hybridization," Audi MediaServices, 14 July 2014, <https://www.audimediaservices.com/publish/ms/content/en/public/hintergrundbericht/2014/07/14/t>.
- [26] S. K. Arshad-Ali, "Suitability of Hybrid Electric Powertrains with Electric Turbocharger," McMaster University MASTER OF APPLIED SCIENCE (2015) Hamilton, Ontario, Master 2015.

- [27] G. Technologies, GT-SUITE Engine Performance Tutorials, 2016.
- [28] Gamma Technologies, LLC. [En ligne]. Disponible : www.gtisoft.com/gt-suite-applications/propulsion-systems/gt-power-engine-simulation-software/
- [29] Fiche technique moteur 3408, standard engine Equipment Caterpillar, ÇEMBERCI DENIZCILIK - ARCHIVES-CAT/1998.
- [30] Site officielle TORQAMP, entreprise et développeur des compresseur électrique, <https://torqamp.com/torqamp-kit/>