

RÉPUBLIQUE ALGÉRIENNE DÉMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE
CENTRE UNIVERSITAIRE SALHI AHMED – NAAMA



INSTITUT DES SCIENCES ET TECHNOLOGIES
DÉPARTEMENT DE TECHNOLOGIE

MÉMOIRE

En vue de l'obtention du diplôme de **Master** en :

Génie Mécanique

Option : Énergétique

Intitulé :

Étude paramétrique de la charge de moteur Diesel sur les performances et émissions

Présenté par :

- **KANDOUCI Halima**
- **ZINE Sabah**

Soutenu le : 29/06/2021. Devant un jury composé de :

Dr KHATIR Tawfiq	MCA	Centre Universitaire Naâma	Président
Dr NAIMA Khatir	MCA	Centre Universitaire Naâma	Encadreur
Dr MEDJAHED Driss Meddah	MCB	Centre Universitaire Naâma	Examineur

Remerciement

*Tout d'abord nous remercions Dieu tout puissant de nous avoir donné
la force d'apprendre et de réaliser ce travail.*

*Et nous tenons à remercier respectueusement notre encadreur Mr.
NAIMA Khatir, nous lui exprimons ici notre gratitude pour nous
avoir fourni un sujet de recherche très riche puis pour nous avoir
permis de poursuivre nos idées.*

*Nous remercions l'ensemble des professeurs de Génie mécanique du
Centre Universitaire Salhi Ahmed.*

*Nous tenons à remercier nos familles pour le soutien continu qu'elles
nous ont apporté tout au long de ces années d'études.*

*Nos remerciements également à tous ceux qui ont contribué à
l'élaboration et la réalisation de ce travail.*

Dédicace

Je dédie cet humble travail à tous ceux que j'aime

A ma mère qui a fait de nombreux sacrifices pour réussir dans ma vie

Mes sœurs Zineb et Asmaa

Mes cousins Nada Ines et Maria, Farouk et Chaimaa, Ayat Yakin

Et toute ma famille

A mes chers amis.

À mon meilleur ami Sabah.

KANDOUCI Halima

Dédicace

Je dédie cet humble travail à tous ceux que j'aime

A mes parents qui ont fait tant de sacrifices pour réussir ma vie

Mes soeurs Nour el Houda et Yassemine, Safia et mon frère Mohamed

Et toute ma famille

A mes chers amis

À mon meilleur ami Halima.

ZINE Sabah

Résumé

Le moteur diesel est l'un des plus forts et les meilleurs moteurs à combustion interne, le plus grand de ce qui est absolument.

Le travail présenté dans ce mémoire, est une étude générale dans le domaine de la technologie des moteurs diesel, à travers laquelle nous mettons en évidence les différents composants et le principe de fonctionnement de ce type de moteur, et l'étude des phénomènes d'échange de chaleur dans un moteur diesel atmosphérique et repose essentiellement sur la modélisation et le calcul numérique des facteurs influents les performances du moteur.

En effet, une approche thermodynamique a permis de modéliser l'évolution de la pression et la vitesse dans un moteur à combustion interne en faisant intervenir les principaux paramètres influents sur le moteur tel que le taux de compression, la vitesse de rotation, le refroidissement du moteur et le coefficient d'excès d'air.

D'autre part, une optimisation des résultats de la modélisation, a permis de voir l'influence des étapes de combustion sur les performances du moteur en fonction du rapport volumétrique.

❖ **Les Mots-clés:**

Le moteur Diesel - le cycle - la thermodynamique.

الملخص

محرك الديزل هو واحد من أقوى و أفضل محركات الاحتراق الداخلي، وأكبرها على الإطلاق.

العمل المقدم في هذه الأطروحة، هو دراسة عامة في مجال تكنولوجيا محركات الديزل، والتي من خلالها نسلط الضوء على المكونات المختلفة ومبدأ تشغيل هذا النوع من المحركات، ودراسة ظواهر التبادل الحراري في محرك الديزل الجوي ويستند أساساً على النمذجة والحساب العددي للعوامل التي تؤثر على أداء المحرك.

في الواقع، جعل النهج الديناميكي الحراري من الممكن نمذجة تطور الضغط والسرعة في محرك الاحتراق الداخلي من خلال إشراك المعلمات الرئيسية التي تؤثر على المحرك مثل نسبة الضغط وسرعة الدوران وتبريد المحرك ومعامل الهواء الزائد.

من ناحية أخرى، فإن تحسين نتائج النمذجة، جعل من الممكن رؤية تأثير مراحل الاحتراق على أداء المحرك كدالة للنسبة الحجمية.

❖ الكلمات الرئيسية

محرك الديزل - الدورة - الديناميكا الحرارية.

Summary

The diesel engine is one of the strongest and best internal combustion engines, the largest of which is absolutely.

The work presented in this thesis, is a general study in the field of diesel engine technology, through which we highlight the various components and the principle of operation of this type of engine, and the study of heat exchange phenomena in an atmospheric diesel engine and is based essentially on modeling and numerical calculation of factors influencing engine performance.

Indeed, a thermodynamic approach made it possible to model the evolution of the pressure and the speed in an internal combustion engine by involving the main parameters influencing the engine such as the compression ratio, the speed of rotation, the cooling of the engine and the coefficient of excess air.

On the other hand, an optimization of the results of the modeling, made it possible to see the influence of the combustion stages on the performance of the engine as a function of the volumetric ratio.

❖ **The keywords:**

The diesel engine - the cycle - Thermodynamics.

Sommaire

Liste des figures

Liste des tableaux

Liste des symboles

Introduction générale 02

Chapitre I: Généralités sur moteurs Diesel

I-1. Introduction 05

I-2. Historique de moteur Diesel 05

I-3. Moteur à combustion interne 06

I-4. Moteur Diesel 07

I-5. Fonctionnement du moteur Diesel 07

 I-5-1. Principe de fonctionnement du moteur Diesel 07

 I-5-2. Cycle du moteur Diesel 08

 I-5-3. Cycles à quatre temps 08

I-6. Caractéristique du moteur Diesel 11

 I-6-1. Alésage et course 11

 I-6-2. La cylindrée 11

 I-6-3. Rapport volumétrique 12

I-7. Classification des moteurs Diesel 14

I-8. Avantages et inconvénients des moteurs Diesel 14

Conclusion 16

Chapitre II: Calcul des performances de moteur

II-1. Introduction	18
II-2. Les caractéristiques de fonctionnement	18
II-2-1. Paramètres moteur	18
II-2-2. Travail	21
II-2-3. Pression	23
II-2-3-1. La pression moyenne effective	23
II-2-3-2. La pression moyenne indiquée	24
II-2-3-3. La pression moyenne résistante	24
II-2-3-4. Détermination des pressions moyennes	24
II-2-4. Couple et puissance	24
II-2-5. Consommation spécifique de carburant	26
II-2-6. Rendement mécanique du moteur	27
II-2-7. Efficacité volumétrique	28
II-2-8. Rapport air–carburant et rapport carburant–air	28
II-3. Mesure des grandeurs mécaniques et thermiques	29
II-3-1. Mesure du couple et de la vitesse moyenne du moteur	29
II-3-2. Mesure du couple et de la vitesse instantanée du moteur	30
II-3-3. Mesure de la vitesse de rotation du turbocompresseur	31
II-4. Les émissions Diesel	31

Chapitre III: Résultats et discussions

III-1. Les caractéristiques essentielles d'un moteur	34
III-1-1. Pression moyenne effective	34
III-1-2. Puissance effective	34
III-1-3. Couple	35
III-1-4. Consommation spécifique de carburant	35
III-1-5. Smoke émission	35
III-2. Résultats et commentaires	36
III-2-1. Le tableau des résultats	36
III-2-2. Trace les courbes	37
III-2-2-1. Trace de la courbe $PME = f(N)$	37
III-2-2-2. Trace de la courbe $P_e = f(N)$	38
III-2-2-3. Trace de la courbe $\tau = f(N)$	39
III-2-2-4. Trace de la courbe $C_{sc} = f(N)$	40
III-2-2-5. Trace de la courbe $Smoke\ émission = f(N)$	41
Conclusion et Perspectives	42
Conclusion générale	44
Bibliographie	45

Liste des figures

Figure I.1: Monocylindre à allumage par compression de Rudolf Diesel, 1893	06
Figure I.2: Mercedes 260D, premier véhicule grand public équipé d'un moteur Diesel, 1936	06
Figure I.3: Les 4 temps du cycle moteur)	08
Figure I.4: Représentation angulaire des différentes phases pour un moteur Diesel quatre temps	09
Figure I.5: Diagramme de Clapeyron théorique du cycle d'un moteur à 4 temps	10
Figure I.6: Alésage et course	11
Figure I.7: Volume du cylindre lorsque le piston est au PMB ($V + v$)	13
Figure I.8: Volume du cylindre lorsque le piston est au PMH (v)	13
Figure II.1: Géométrie de piston et de cylindre de va-et-vient moteur	19
Figure II.2: Cylindre à 4 temps du moteur SI typique	22
Figure II.3: Cylindre à 4 temps d'un moteur SI équipé d'un compresseur ou turbocompresseur	23
Figure II.4: Le couple le produit de deux grandeurs	25
Figure II.5: Coupe frontale d'un frein à courant Foucault	30
Figure II.6: Circuit d'un capteur de proximité	31
Figure III.1: Evolution de pression moyenne effective en fonction de la vitesse de rotation	37

Figure III.2: Evolution de puissance effective en fonction de la vitesse de rotation	38
Figure III.3: Evolution de couple en fonction de la vitesse de rotation	39
Figure III.4: Evolution de la consommation spécifique de carburant en fonction de la vitesse de rotation	40
Figure III.5: Evolution de smoke émission en fonction de la vitesse de rotation	41

Liste des tableaux

Tableau I-1: Caractéristiques générales des moteurs diesel	13
Tableau III-1: Résultat de calcul de caractéristiques d'un moteur Diesel	36

Liste des symboles

- ❖ B Alésage [mm].
- ❖ S Course [mm].
- ❖ V Cylindrée unitaire [m³].
- ❖ v Volume de la chambre de combustion [m³].
- ❖ r Longueur de bielle [mm].
- ❖ a Diamètre de vilebrequin [mm].
- ❖ θ D'angle de vilebrequin [deg].
- ❖ V_c Volume de dégagement [m³].
- ❖ V_d Volume de déplacement [m³].
- ❖ \bar{U}_p Vitesse moyenne du piston [m/sec].
- ❖ U_p Vitesse instantanée du piston [m/sec].
- ❖ N Vitesse de rotation [tr/min].
- ❖ N_c Nombre de cylindres.
- ❖ r_c Taux de compression.
- ❖ PMH Point Mort Haut.
- ❖ PMB Point Mort Bas.
- ❖ PME Pression moyenne effective [bar].
- ❖ W Travail [Joule].
- ❖ W_e Travail effectif [Joule].
- ❖ W_b Travail d'un frein de révolution [Joule].
- ❖ \dot{W} Puissance [Kw].

❖ \dot{W}_i	Puissance indiquée [Kw].
❖ \dot{W}_b	Puissance de freinage [Kw].
❖ C_{sc_i}	Consommation spécifique de carburant indiquée [g/Kw.h].
❖ P	Pression dans la chambre de combustion [bar].
❖ P_e	Puissance effective [Kw].
❖ PMI	Pression moyenne indiquée [bar].
❖ PMR	Pression moyenne résistante [bar].
❖ A_p	Surface du piston [m ²].
❖ χ	Déplacement de piston [mm].
❖ τ	Couple [N.m].
❖ n	Nombre de tours par cycle.
❖ η_m	Efficacité mécanique.
❖ η_v	Efficacité volumétrique.
❖ C_{sc}	Consommation spécifique de carburant [g/Kw.h].
❖ ρ_v	Rapport volumétrique.
❖ ρ_m	Rapport mécanique.
❖ AF	Rapport air-carburant.
❖ FA	Rapport carburant-air.
❖ m_a	Masse d'air [kg].
❖ \dot{m}_a	Débit massique de l'air [kg/sec].
❖ m_f	Masse de carburant [kg].
❖ \dot{m}_f	Débit massique de carburant [kg/sec].
❖ ρ_a	Densité de l'air évaluée aux conditions atmosphériques [kg/m ³].
❖ p_0	Pression de l'air environnant [bar].
❖ T_0	Température de l'air ambiant [k].

- ❖ R Constante de gaz pour l'air: 0.287 [kJ/kg.K].
- ❖ ϕ Rapport d'équivalence.

Introduction

Générale

Introduction générale

Dans le contexte actuel du contrôle du niveau de performance des moteurs thermiques de traction automobile et pour assurer plus de confort aux passagers et répondre aux conditions de pollution et d'environnement de plus en plus sévères, l'optimisation des performances mécaniques, énergétique et écologique devient un élément stratégique des pays en développement et en particuliers les entreprises de transport urbain et suburbain.

Le moteur diesel est un moteur à combustion interne dans lequel l'air est comprimé à une température suffisamment élevée pour enflammer carburant injecté dans le cylindre. Cependant, les moteurs diesel semblent avoir des effets négatifs sur les émissions telles que les NOx, le CO et la suie. Par conséquent, des règlements de contrôle des émissions ont été introduits dans tous les secteurs de l'industrie pour éviter les émissions des véhicules alimentés par des moteurs à combustion interne. En outre, la demande de moteurs diesel augmente considérablement de jour en jour en raison de leur rendement énergétique et plus élevé.

Les moteurs diesel fonctionnent généralement avec un rapport air-carburant globalement pauvre.

Un moteur diesel fonctionne avec des gaz auto-combustibles et provoque des vibrations sonores beaucoup plus importantes qu'un moteur à essence. Cependant, ces dernières années, les moteurs diesel se sont imposés sur le marché automobile en dépassant les voitures à essence en termes de ventes.

La popularité des voitures diesel est due au développement de technologies telles que l'injection directe et l'injection d'essai, ainsi qu'à l'innovation visant à réduire la pollution à l'aide d'un filtre à particules. Des progrès significatifs ont également été accomplis dans la réduction du bruit des moteurs diesel et du terme l'attaque appartient désormais au passé. Cependant, à mesure que la puissance et le rendement augmentent, le châssis du moteur diesel est soumis à une pression accrue et la question des émissions de vibrations acoustiques des moteurs diesel reste donc d'actualité.

Les moteurs diesel sont également l'une des unités de production d'énergie les plus efficaces. En plus d'un manque d'entretien et d'un rendement élevé, ils peuvent brûler une large gamme de combustibles dérivés de sources fossiles ou organiques. Près des deux tiers de l'énergie consommée sont gaspillés par les gaz d'échappement et l'eau de refroidissement des moteurs diesel. La valorisation énergétique de ces installations est devenue une préoccupation mondiale en raison de la crise énergétique. Il en résultera une récupération de chaleur. Les déchets sont ultimement de réduire la consommation globale de carburant et la production de dioxyde de carbone en fonction de la température des gaz d'échappement et de l'application proposée qui peut utiliser différents dispositifs d'échange de chaleur, caloducs et combustion équipement pour faciliter l'utilisation de la chaleur récupérée.

La détermination avec précision des caractéristiques du moteur en fonctionnement n'est pas possible uniquement par le calcul, compte tenu, en particulier des hypothèses simplificatrices utilisées.

Les principaux essais peuvent se partager en plusieurs catégories selon leurs finalités:

- déterminer les performances
- déterminer l'endurance
- avoir une meilleure connaissance des phénomènes de conversion d'énergie
- déterminer les caractéristiques de la machine
- mode de création et d'utilisation de la chaleur
- influence d'un paramètre secondaire sur les caractéristiques de la machine ou sur le mode de création et d'utilisation de la chaleur.

Les principaux essais ont pour but de déterminer la puissance, le couple, la consommation spécifique du moteur en fonction de sa vitesse de rotation en tenant compte des paramètres secondaires comme l'ouverture du papillon des gaz, l'avance à l'allumage, la richesse, etc.

➤ Objectif de travail:

L'objectif de cette étude sera d'atteindre une maîtrise avancée des systèmes automobiles, qui consiste à obtenir les meilleures performances du moteur avec l'économie requise et à réduire les dommages causés par les produits de combustion à l'environnement.

➤ Contenu du mémoire:

L'organisation de ce mémoire est présentée par trois chapitres:

- ✓ Le premier chapitre constitue une description générale sur le moteur diesel et son histoire.
- ✓ Le deuxième chapitre est consacré à l'analyse de la dégradation des performances des moteurs diesels et la simulation des facteurs de performances.
- ✓ Cette section de chapitre trois est consacrée à la présentation des résultats de l'analyse thermodynamique, les performances du système dépendent du moteur considéré comme les produits de l'air et de la combustion utilisation du programme présenté Fortran.

Enfin, nous terminons cette étude par une conclusion générale.

CHAPITRE I

Généralités sur moteurs Diesel

I-1. Introduction

Tout comme les moteurs à essence, les moteurs diesel sont, en principe, convertisseurs d'énergie qui convertissent l'énergie du combustible lié chimiquement dans l'énergie mécanique (travail efficace) en fournissant la chaleur libéré par combustion dans un moteur à un cycle thermodynamique.

En fonction des limites du système du convertisseur représenté par une «boîte noire», le bilan énergétique est:

$$E_B + E_L + W_e + \sum E_V = 0$$

Si l'énergie de l'air de combustion par rapport à la température ambiante l'état est $E_L = 0$, alors l'énergie fournie avec le combustible m_B est égal au travail effectif W_e et au total de toutes les pertes d'énergie $\sum E_V$.

Le système technique d'un 'moteur diesel' est également une partie d'un système mondial largement en réseau défini par les concepts de "ressources et pollution de l'environnement". Une vue purement basée sur l'énergie et l'économie visant à minimiser les pertes $\sum E_V$ ne parvient pas à satisfaire les exigences actuelles spécifiées par le impératif selon lequel l'énergie et le matériel doivent toujours être converti avec une *efficacité maximale tout en polluant au minimum l'environnement*. Le résultat du travail complexe de recherche et développement rendu nécessaire par ces exigences est le moteur diesel de notre époque, qui est passé d'un simple moteur à un système de moteur complexe composé d'un certain nombre de sous-systèmes. L'intégration accrue des composants électriques et électroniques et le passage des systèmes de contrôle ouverts aux boucles de contrôle fermées sont caractéristiques de ce développement. De plus, la concurrence internationale impose des coûts de fabrication et une consommation de matériaux minimaux. Entre autres choses, cela nécessite des conceptions adaptées à l'usage qui utilisent de manière optimale les composants. [1]

I-2. Historique de moteur Diesel

C'est en 1893 que le premier moteur à allumage par compression a été mis au point, plus connu sous le nom de son inventeur, Rudolf Diesel (1858-1913). Il imagina un moteur dans lequel l'air serait comprimé à un tel niveau qu'il y aurait une grande élévation de température. Lorsque le carburant serait ensuite injecté dans la chambre de combustion avec l'air, celui-ci s'enflammerait immédiatement par la haute température de l'air, provoquant une explosion, et repoussant ainsi le piston. Le premier fonctionnement de son moteur donna un rendement de 26%, plus du double d'efficacité par rapport aux moteurs à vapeur qui avaient un rendement de 12%. En février 1897, il mit au point le premier moteur Diesel adapté pour les utilisations courantes. Les moteurs Diesel ont longtemps fonctionné à l'huile végétale. En 1936 Mercedes Benz commercialisa la 260D (figure.I.2), premier véhicule grand public équipé d'un moteur Diesel. Jusqu'à cette date, les moteurs Diesel étaient utilisés pour les camions, bateaux et dans l'industrie, bénéficiant du fort rendement. [2]

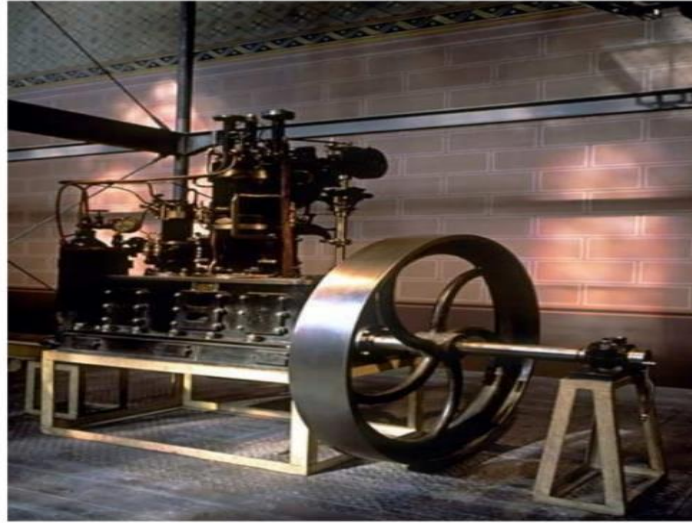


Figure I.1: Monocylindre à allumage par compression de Rudolf Diesel, 1893. [2]



Figure I.2: Mercedes 260D, premier véhicule grand public équipé d'un moteur Diesel, 1936. [2]

I-3. Moteur à combustion interne

Les types d'entraînement les plus couramment employés dans les véhicules sont les moteurs à combustion interne. Ils développent leur puissance en convertissant en chaleur l'énergie chimique contenue dans le carburant, puis en transformant cette chaleur en travail mécanique. La conversion de l'énergie chimique en chaleur s'effectue par combustion et transformation de l'énergie calorifique en travail mécanique par l'action de celle-ci sur un fluide moteur dont la pression augmente tout d'abord et dont la détente successive produit un travail. Les fluides moteurs envisageables sont les liquides qui, par vaporisation, accroissent la pression de travail ou les gaz dont la pression de travail peut être augmentée par compression. La combustion des carburants, généralement composés d'hydrocarbures, requiert de l'oxygène

normalement introduit avec l'air d'admission. Si la combustion s'effectue dans la chambre de travail, il s'agit d'une combustion interne.

Dans ce cas, les gaz de combustion servent directement de fluide moteur. Une production continue de travail mécanique ne peut s'obtenir que par un processus cyclique (moteur à pistons) ou par un processus continu d'absorption de chaleur, de détente (production de travail) et de retour du fluide moteur à son état initial (cycle de fonctionnement). Si le fluide moteur est modifié lors de l'absorption de chaleur, par exemple par l'utilisation d'une partie de ses composants comme agents d'oxydation, il ne peut retrouver son état initial que par remplacement. Ce processus est appelé «cycle ouvert» et se caractérise par un remplacement cyclique des gaz (élimination des gaz de combustion et introduction d'une charge fraîche). C'est pourquoi la combustion interne nécessite toujours un cycle ouvert.[3]

I-4. Moteur Diesel

Les premiers moteurs Diesel furent construits sur les données d'un projet de moteur thermique et d'une machine d'essai établis par Diesel en 1893.

Dans ce moteur, Diesel envisageait une compression préalable d'air pur permettant d'atteindre initialement, dans le cylindre, la température de combustion; puis l'injection graduelle dans cet air chauffé d'un combustible finement pulvérisé. Dans un ouvrage de Diesel: *L'origine du moteur Diesel*, l'auteur indique que son moteur devait être alimenté avec de l'huile lourde.

Le moteur diesel est un moteur à combustion interne dont l'allumage n'est pas commandé mais spontané par phénomène d'autoallumage (auto-inflammation). Pendant le temps de compression (figure I.3), l'air est comprimé à une pression comprise entre 30 et 55 bars (moteurs atmosphériques) ou entre 80 et 110 bar (moteurs suralimentés par turbocompresseur) et simultanément chauffé à une température comprise entre 700 et 900 °C. Cette température suffit pour provoquer l'autoinflammation du carburant injecté peu avant la fin de la compression au voisinage du point mort haut du piston. [3 et 4]

I-5. Fonctionnement du moteur Diesel

I-5-1. Principe de fonctionnement du moteur Diesel

Le moteur Diesel fait partie des moteurs à combustion interne. Ces moteurs comportent une ou plusieurs chambres de combustion, chacune étant délimitée par la culasse (en haut), la chemise du cylindre (surface latérale) et la tête de piston (en bas). Le piston est mobile et son mouvement alternatif est contrôlé par les forces de combustion et d'inertie. La position du piston détermine le volume de la chambre ; ses positions extrêmes sont appelées point mort haut (*PMH*) et point mort bas (*PMB*).

Le volume de la chambre est respectivement minimal et maximal aux *PMH* et *PMB*. La chambre présente des lumières prévues pour l'admission des gaz frais et l'échappement des gaz brûlés. Ces lumières sont équipés de soupapes permettant leur ouverture ou leur fermeture.

Les soupapes sont généralement actionnées par un arbre à cames. La combustion du mélange air-gasoil se produit aux alentours du *PMH* ; elle crée une forte surpression qui repousse le cylindre vers le *PMB*. Ce mouvement est transformé en mouvement rotatif et transmis au vilebrequin par la bielle. [5]

I-5-2. Cycle du moteur Diesel

Dans une *transformation thermodynamique* le fluide passe par plusieurs états successifs. (À ne pas confondre avec les états de la matière, le fluide pouvant rester gazeux mais changeant de pression et de volume).

Pour construire un moteur, il faut que la transformation se reproduise.

Explication: si on fait chauffer une barre de métal, on obtient un déplacement par sa dilatation. Si on ne permet mécaniquement ce déplacement dans une seule direction, on produit un travail. Pour autant, ce dispositif n'est pas un moteur, une fois la barre dilatée, il n'y a plus de déplacement. Il faut refroidir la barre pour qu'elle se contracte et revienne à l'état initial.

Cycle ouvert: Une partie des échanges de chaleur se fait par transfert de matière. C'est le cas des moteurs thermiques qui laissent échapper les gaz dans l'atmosphère.

Cycle fermé: Toute la matière est conservée. Si on fait le bilan pour revenir à chaque point, on vérifie le *premier principe de la thermodynamique*. [6]

I-5-3. Cycles à quatre temps

Le moteur Diesel est constitué de pistons coulissants dans des cylindres fermés par une culasse reliant le cylindre aux collecteurs d'admission et d'échappement et munie de soupapes commandées par un arbre à cames. Le cycle d'un moteur Diesel quatre temps est réalisé sur deux tours moteurs. La figure I.3 décrit l'évolution du piston dans le cylindre pendant le cycle moteur, tandis que la figure I.5 montre l'évolution à la fois du volume de la chambre de combustion et de sa pression interne [2]

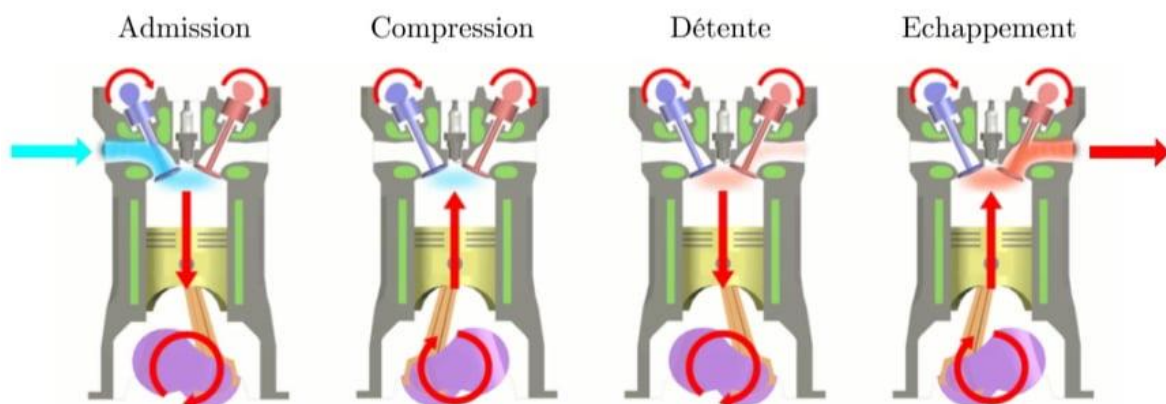


Figure I.3: Les 4 temps du cycle moteur. [5]

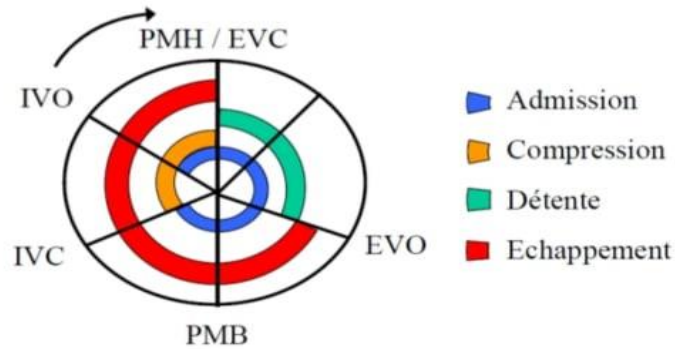


Figure I.4: Représentation angulaire des différentes phases pour un moteur Diesel quatre temps. [7]

PMH : Point Mort Haut

PMB : Point Mort Bas

IVO : Ouverture soupapes admission (Intake Valves Open)

IVC : Fermeture soupapes admission (Intake Valves Close)

EVO : Ouverture soupapes échappement (Exhaust Valves Open)

EVC : Fermeture soupapes échappement (Exhaust Valves Close).

- *Les quatre phases du cycle sont:*

1^{er} temps: Admission

Le cycle moteur commence par l'admission. Le début de ce temps est marqué par le mouvement du piston, du point mort haut (PMH) au point mort bas (PMB), précédé juste avant de l'ouverture de la soupape d'admission. La course descendante du piston provoque une dépression dans le cylindre, qui facilite l'aspiration du mélange air/essence (pour les moteurs à essence) ou air (pour les diesels). Une fois le PMB atteint, la soupape d'admission se referme aussitôt. A ce moment, la pression des gaz dans le cylindre est égale à la pression atmosphérique.

2^{ème} temps: Compression

Le piston remonte du PMB au PMH et provoque ainsi la compression des gaz dans le cylindre. Le taux de compression devient très important pour les moteurs diesel, et il va permettre l'auto-inflammation de mélange air/gazole. Le vilebrequin termine son premier tour.

3^e temps: Combustion

Détente Pendant cette phase, au moment où le piston se trouve au PMH, les gaz explosent. Pour un moteur à essence, le mélange est enflammé par l'étincelle d'allumage des bougies,

fixées sur la partie supérieure des cylindres. Pour un moteur diesel, l'explosion est due à la pression beaucoup trop importante des gaz qui génère l'auto-inflammation du combustible, injecté sous forte pression. Sous la poussée des gaz brûlés, le piston descend, en transmettant via la bielle, une force au vilebrequin. Juste avant le retour du piston au PMB, la soupape d'échappement s'ouvre.

4^e temps: Echappement

La soupape d'échappement est maintenant ouverte afin de permettre la sortie des gaz. L'échappement est accompagné par la remontée du piston. La soupape d'échappement se ferme après l'arrivée du piston au PMH et crée ainsi une légère dépression dans le cylindre afin de faciliter l'entrée des gaz frais. Le vilebrequin termine son deuxième tour. Il conclut le cycle moteur à quatre temps. Il est essentiel de noter que le vilebrequin fait 2 tours par cycle moteur. [8]

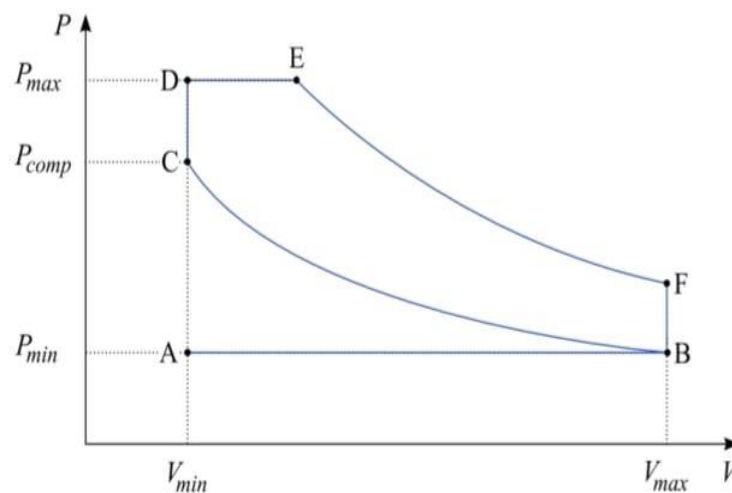


Figure I.5: Diagramme de Clapeyron théorique du cycle d'un moteur à 4 temps. [5]

Dans le cas d'un moteur à quatre cylindres (soit 4 pistons), chacun des pistons effectue les 4 phases décrites précédemment et est décalé de 180° (angle vilebrequin) par rapport au piston avoisinant. Pendant que le premier piston est en fin de phase d'admission, le deuxième est en fin de phase de compression (début de détente), le troisième en fin de phase d'échappement et le quatrième en fin de phase d'explosion (début d'échappement). [3]

I-6. Caractéristique du moteur Diesel

Les moteurs thermiques à combustion interne se caractérisent principalement:

I-6-1. Alésage et course

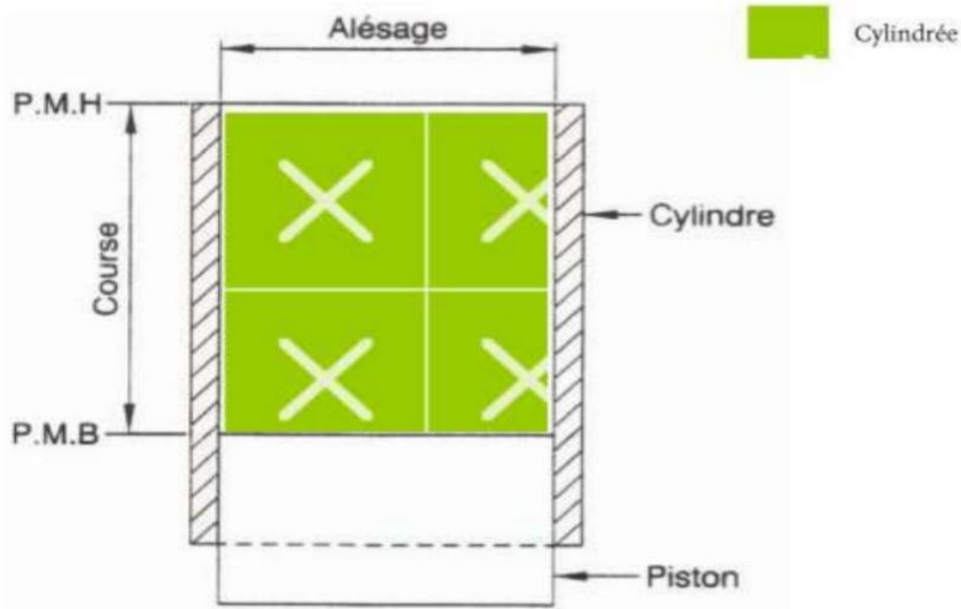


Figure I.6: Alésage et course. [9]

L'alésage est le diamètre intérieur du cylindre.

La course est la distance comprise entre le point mort haut (PMH) et le point mort bas (PMB) (figure I.6).

I-6-2. La cylindrée

C'est le volume total des cylindres d'un moteur exprimé en centimètre cubes ou en litres.

Cylindrée unitaire (d'un seul cylindre), celle-ci est égale:

$$C_u = \pi \frac{B^2}{4} S \quad (1)$$

Avec

B : Alésage en centimètres

S : Course en centimètres

Cylindrée totale qui est égale à:

$$C_u = \pi \frac{B^2}{4} S N_c \quad (2)$$

Avec

N_C : nombre de cylindres

On différencie également les mesures selon leur rapport alésage/course:

Alésage < course : moteur à course longue

Alésage = course : moteur carré

Alésage > course : moteur supercarré. [9]

I-6-3. Rapport volumétrique

Comme nous l'avons vu dans le paragraphe précédent, un cylindre fonctionne comme une pompe volumique. Ainsi après chaque cycle, le cylindre aspire idéalement une masse de gaz équivalente à la variation de volume, causée par le déplacement du piston entre le *PMH* et le *PMB*, multipliée par la densité des gaz dans le collecteur d'admission. Plusieurs facteurs comme les restrictions de flux formées par les soupapes d'admission, le croisement d'ouverture des soupapes d'admission et d'échappement ainsi que les gaz résiduels (une partie des gaz brûlés restant dans les cylindres) contribuent à la réduction de cette masse théorique aspirée.

C'est le rapport existant entre le volume total du cylindre lorsque le piston est au *PMB* ($V+v$) (figure I.7) et le volume restant lorsque le piston est au *PMH* (v) (figure I.8).

C'est volume (v) correspond à la chambre de combustion. [3 et 9]

Le rapport volumétrique se représente par la lettre rho:

$$\rho_v = \varepsilon = \frac{V + v}{v} \quad (3)$$

Avec

ρ_v : rapport volumétrique

V : cylindrée unitaire

v : volume de la chambre de combustion.

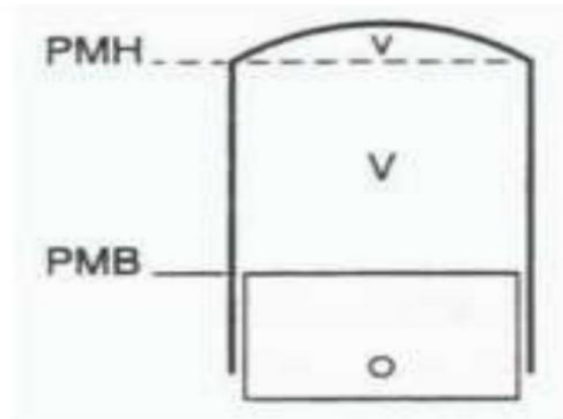


Figure I.7: Volume du cylindre lorsque le piston est au PMB ($V + v$). [9]

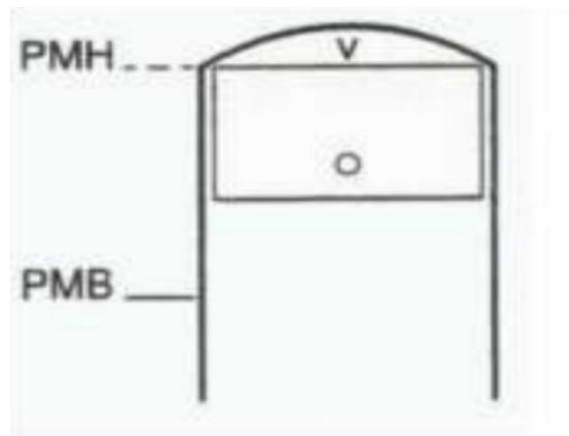


Figure I.8: Volume du cylindre lorsque le piston est au PMH (v). [9]

Dans le tableau (I-1) ci-dessous nous indiquons les valeurs moyennes des éléments qui conditionnent le fonctionnement des moteurs diesel. [10]

Eléments du moteur diesel	Valeurs moyennes
Rapport volumétrique (taux de compression)	16 à 18 /1
Pression de l'air en fin de compression	30 à 35 bars
Température de l'air en fin de compression	500 à 600 °C
Pression d'injection aux injecteurs	120 à 2000 bars

Avance à l'injection (en degrés)	10 à 40 °
Période d'injection (angulaire en degrés moteur)	20 à 40 °
Durée de l'injection	1 à 4/1000 secondes
Dosage combustible-air à pleine charge en poids	1/24 à 1/30
Vitesse de rotations maximales grandes cylindrées, petites cylindrées	1000 à 3200 tr/min, 4000 à 5400 tr/min
Consommation spécifique	180 à 250 g/kW/h

Tableau I-1: Caractéristiques générales des moteurs diesel. [10]

I-7. Classification des moteurs Diesel

Tout d'abord, la combustion dans un moteur diesel doit être la plus complète possible, pour générer un maximum d'énergie, avec un minimum de consommation et de rejets polluants.

Les processus complexes de la phase de combustion sont de mieux en mieux maîtrisés, et, au fil des années, diverses et importantes modifications aux formes des chambres de combustion, aux conduits d'admission, aux matériaux employés, mais aussi aux processus d'injection ont été apportés.

Les chambres de combustion jouent un rôle très important pour le fonctionnement et le rendement du moteur diesel.

Deux grandes familles de types de combustion se dégagent:

- L'injection directe, qui désigne les procédés sans fractionnement de la chambre de combustion;
- L'injection indirecte, qui regroupe les différentes solutions de chambres de combustion divisées. [10]

I-8. Avantages et inconvénients des moteurs Diesel

Les inconvénients des premiers moteurs diesel qui avaient tendance à être plus lourds, plus bruyants et moins puissants n'existent plus sur les véhicules modernes grâce, en particulier, au turbocompresseur à géométrie variable et à la rampe d'injection commune. Néanmoins, certains problèmes subsistent, notamment l'émission de particules polluantes et des oxydes d'azote. Même si les particules sont actuellement mieux maîtrisées grâce à une meilleure gestion du moteur, elles nécessitent l'usage d'un filtre à particules assez coûteux.

Le problème des oxydes d'azote sera sans doute plus difficile à résoudre car ils sont créés en présence d'oxygène aux températures élevées nécessaires, par ailleurs, à un bon rendement. Il semble par conséquent difficile de diminuer les NO_x sans diminuer le rendement des moteurs; or ce dernier détermine directement l'émission de gaz carbonique responsable de l'effet de serre.

Les raisons du succès du moteur diesel dans l'automobile tiennent essentiellement à son rendement supérieur à celui du moteur à essence et au fait qu'il consomme moins de carburant. Ce rendement peut être encore amélioré par l'utilisation d'un turbocompresseur à géométrie variable, qui permet au moteur diesel d'être plus performant à bas régime, et d'un système d'injection directe à haute pression.

À l'origine considéré comme un moteur «sale» du fait de son carburant moins raffiné, du bruit important et des fumées noires qu'il produisait, le moteur diesel a fait beaucoup de progrès : il est aujourd'hui très performant en termes de pollution aussi bien atmosphérique que sonore.[3]

Conclusion

Dans ce chapitre nous donnons une généralité sur le moteur Diesel sur le plan de structure ou de fonctionnement.

On ne peut pas faire une comparaison à propos des deux types du moteur pour dire que l'un des moteurs est plus fiable ou efficace de l'autre.

Mais la classification reste à choisir les types du moteur par rapport aux caractéristiques ou du besoin.

Soutenu par notre étude est un moteur diesel. Système d'alimentation différent qui à bien des égards d'autres types de moteurs à combustion interne.

CHAPITRE II

Calcul des performances de moteur

Ce chapitre examine les caractéristiques de fonctionnement des moteurs alternatifs à combustion interne, il comprend les paramètres de sortie de travail mécanique, les exigences de couple et de puissance pour les compétences d'entrée d'air de carburant et de combustion, ainsi que les émissions d'échappement du moteur.

II-1. Introduction

Les moteurs de production d'énergie ont servi les humains pendant les premières années, transformant l'eau en vapeur entrelacée entre les gaz de combustion produits par la combustion de carburants et un piston expansé dans le cylindre qui produit le travail.

Le but des moteurs à combustion interne est de produire de la puissance mécanique de l'énergie chimique contenue dans le carburant. En combustion interne, à la différence des moteurs à combustion externe, cette énergie est libérée en brûlant ou en oxydant le carburant à l'intérieur du moteur.

La combustion et les produits brûlés après la combustion sont le travail réel.

Les transferts de travail qui fournissent la puissance de sortie souhaitée se produisent directement entre ces fluides de travail et les composants mécaniques du moteur.

La combustion dans un moteur diesel est très différente, le diesel fonctionne sans étranglement de sorte que le débit d'air dans le cylindre dépend de la vitesse lors du fonctionnement avec un turbocompresseur dans et au-dessus de la zone de charge moyenne, le compresseur génère une suralimentation (correspondant à la charge et au régime moteur) et cela augmente le débit d'air dans le moteur. [11]

II-2. Les caractéristiques de fonctionnement

Pour décrire les cycles des moteurs, nous faisons appel aux grandeurs suivantes, qui permettent de comparer les moteurs en s'affranchissant de leur taille. [12]

II-2-1. Paramètres moteur

Pour un moteur à alésage B (voir figure II.1), diamètre de vilebrequin a , longueur de course S , tournant à un régime moteur de N

$$S = 2a \quad (1)$$

La vitesse moyenne du piston est

$$\bar{U}_p = 2SN \quad (2)$$

N est généralement donné en RPM (tours par minute), \bar{U}_p en m / sec, et B , a , et S en m ou cm.

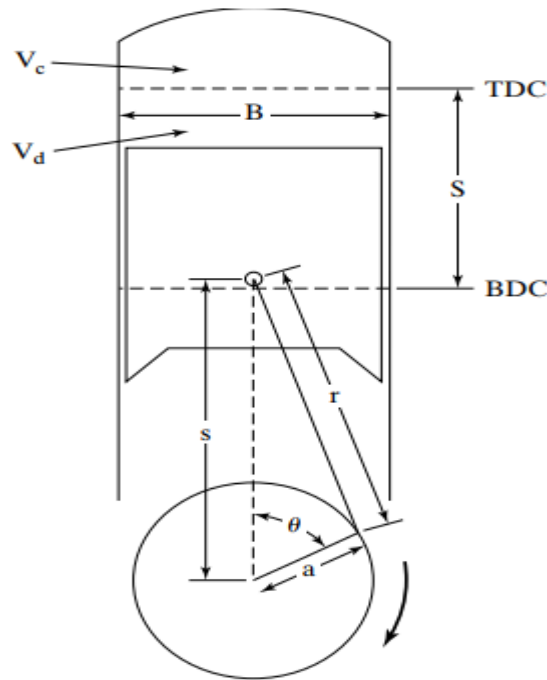


Figure II.1: Géométrie de piston et de cylindre de va-et-vient moteur. [13]

B : alésage; S : course; r : longueur de bielle; a : diamètre de vilebrequin; s : position du piston; θ : d'angle de vilebrequin; V_c : volume de dégagement; V_d : volume de déplacement.

La distance entre l'axe de manivelle et l'axe de goupille de poignet est donnée par

$$S = a \cos \theta + \sqrt{r^2 - a^2 \sin^2 \theta} \quad (3)$$

a : décalage de vilebrequin

r : longueur de bielle

θ : qui est mesuré à partir de l'axe du cylindre et est nul lorsque le piston est au TDC (PMH)

Lorsque s est différenciée par rapport au temps, la vitesse instantanée du piston U_P est obtenu:

$$U_P = \frac{ds}{dt} \quad (4)$$

Le rapport de la vitesse instantanée du piston divisée par la vitesse moyenne du piston peut alors s'écrire comme suit

$$\frac{U_P}{\bar{U}_P} = \left(\frac{\pi}{2}\right) \sin \theta \left[1 + \left(\frac{\cos \theta}{\sqrt{R^2 - \sin^2 \theta}}\right)\right] \quad (5)$$

$$R = r/a$$

Déplacement ou volume de déplacement, V_d , est le volume déplacé par le piston pendant qu'il se déplace de PMB à PMH (BDC à TDC):

$$V_d = V_{PMB} - V_{PMH} \quad (6)$$

Certains livres appellent ce volume balayé. Le déplacement peut être donné pour un cylindre ou pour l'ensemble du moteur. Pour un cylindre,

$$V_d = (\pi/4)B^2S \quad (7)$$

Pour un moteur à cylindres, N_C

$$V_d = N_C(\pi/4)B^2S \quad (8)$$

B : alésage de cylindre

S : course

N_C : nombre de cylindres du moteur

Le volume minimum du cylindre se produit lorsque le piston est au PMH et est appelé volume de jeu V_c . Nous avons

$$V_c = V_{PMH} \quad (9)$$

$$V_{PMB} = V_c + V_d \quad (10)$$

Le taux de compression d'un moteur est défini comme

$$r_c = V_{PMB}/V_{PMH} = (V_c + V_d)/V_c = v_{PMB}/v_{PMH} \quad (11)$$

Le volume du cylindre à n'importe quel angle de manivelle est

$$V = V_c + (\pi B^2/4)(r + a - s) \quad (12)$$

V_c : volume de dégagement

B :alésage

r :longueur de bielle

a :diamètre de vilebrequin

s :position du piston représentée à la figure II.1. [13]

II-2-2. Travail

Le travail est la sortie de tout moteur thermique, et dans un moteur à circuit alternatif, ce travail est généré par les gaz dans la chambre de combustion du cylindre. Le travail est le résultat d'une force agissant à distance. C'est-à-dire que la force due à la pression du gaz sur le piston mobile génère le travail dans un cycle de moteur à circuit intégré.

$$W = \int F dx = \int P A_p dx \quad (13)$$

P : la pression dans la chambre de combustion

A_p : surface du piston

x : déplacement de piston

Et

$$A_p dx = dV \quad (14)$$

dV est le volume différentiel déplacé par le piston lorsqu'il parcourt une distance d/x , ainsi, le travail effectué peut être écrit

$$W = \int P dV \quad (15)$$

$$w = \int P dv \quad (16)$$

Le travail spécifique w est égal à la surface sous les lignes de traitement sur le P.v coordonnées de la figure II.2.

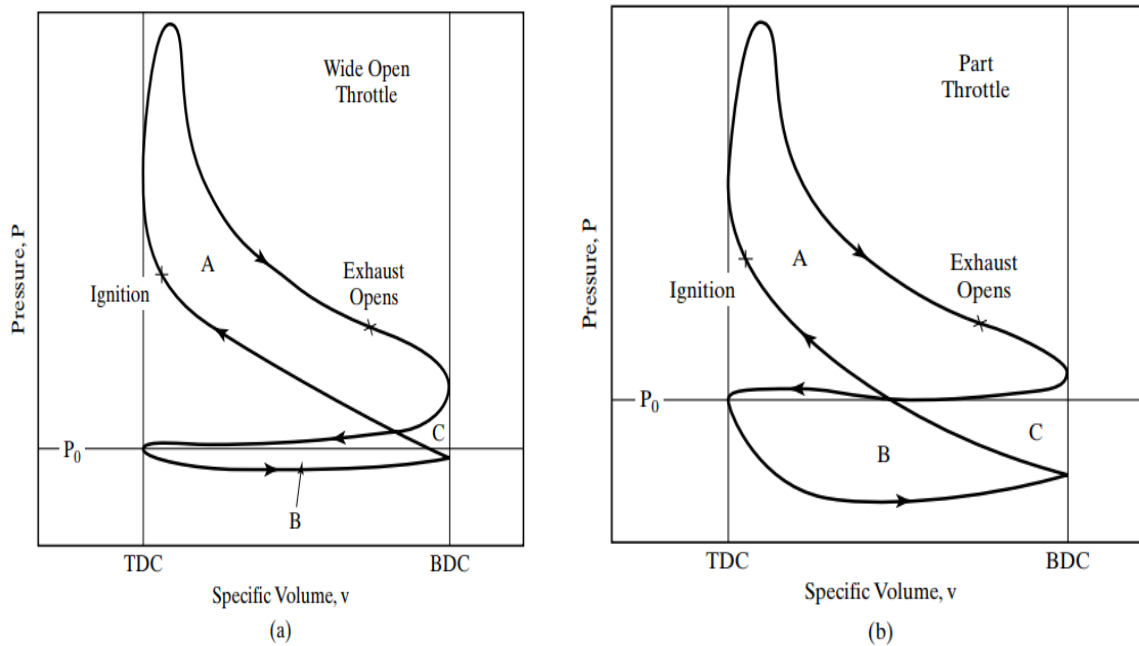


Figure II.2: Cycle à quatre temps du moteur SI typique tracé sur P.v coordonnées à (a) grand ouvert gaz, et (b) de la partie de l'accélérateur. La boucle supérieure se compose de la course de compression et de la course de puissance et la zone représente le brut indiqué travail. La boucle inférieure représente négative les travaux de la course d'admission et d'échappement de course. C'est ce qu'on appelle le travail de pompe indiqué. [13]

La boucle supérieure du cycle moteur de la figure II.2 consiste en la compression et traits de puissance où le travail de sortie est généré et est appelé le travail brut indiqué (zones A et C de la figure II.2). La boucle inférieure, qui comprend l'admission et l'échappement.

Coups, est appelé travail de pompe et absorbe le travail du moteur (zones B et C). Le travail net indiqué est

$$w_{net} = w_{brut} + w_{pompe} \quad (17)$$

Travail de pompe w_{pompe} est négatif pour les moteurs sans compresseur, donc

$$w_{net} = (Zone A) - (zone B) \quad (18)$$

Les moteurs avec suralimentâtes ou turbocompresseurs peuvent avoir une pression d'admission plus grande que la pression d'échappement, donnant un travail de pompe positif (figure II.3). Lorsque cela se produit

$$w_{net} = (Zone A) + (zone B) \quad (19)$$

Les suralimentâtes augmentent le travail net indiqué mais ajoutent au travail de frottement du moteur car ils sont entraînés par le vilebrequin. [13]

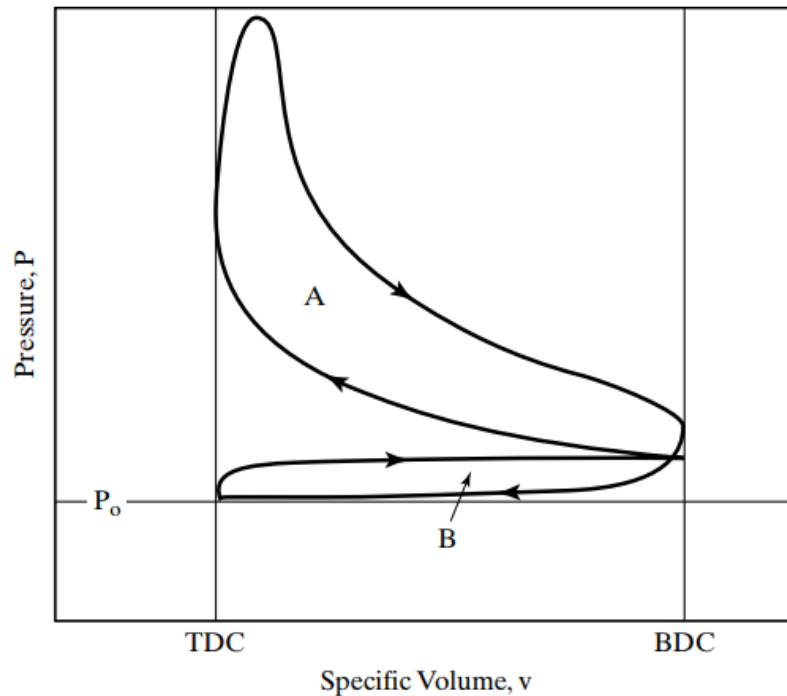


Figure II.3: Cycle à quatre temps d'un moteur SI équipé d'un compresseur ou turbocompresseur, tracé sur les coordonnées P.v. Pour ce cycle, la pression d'admission est plus grande que la pression d'échappement et la boucle de travail de la pompe représente un travail positif. [13]

II-2-3. Pression

La pression est l'effort exercé par centimètre carré de surface et normalement à la surface considérée.

$$F = \pi D^2 / 4 \quad (20)$$

Effort considérable qui nécessite des organes extrêmement robustes. [4]

II-2-3-1. La pression moyenne effective

La pression moyenne effective est un bon paramètre pour comparer les moteurs en ce qui concerne la conception ou la puissance, car elle est indépendante à la fois de la taille et du régime du moteur. Si le couple est utilisé pour la comparaison du moteur, un moteur plus gros aura toujours une meilleure apparence. Si la puissance est utilisée comme comparaison, la vitesse devient très importante.

P_{me} est la pression qui, si elle était constante pendant toute la course de détente, produirait le même travail que celui mesuré sur l'arbre du moteur.

Pour un moteur 4 temps, il y a une course de détente tous les deux tours d'où: [12 et 13]

$$PME \times surface \text{ du piston} \times course = 4 \pi \times couple \quad (21)$$

Et pour un moteur 2 temps, il y a une course de détente à chaque tour:

$$PME \times \text{surface du piston} \times \text{course} = 2 \pi \times \text{couple} \quad (22)$$

II-2-3-2. La pression moyenne indiquée

PMI se calcule comme la *pme*, mais en se référant au travail indiqué produit par les gaz sur la face supérieure des pistons. [12]

II-2-3-3. La pression moyenne résistante

PMR est l'écart entre la *PMI* et la *PME*, tel que $PMR = PMI - PME$

Au régime maximal d'un gros moteur ou d'un moteur de poids lourd, la *PMR* est usuellement comprise entre 2,2 et 2,7 bars. Elle correspond aux pertes de diverses natures:

- Frottements internes et puissance nécessaire pour entraîner les auxiliaires (pompes, ventilateur, etc.)
- Pertes pneumatiques ou pertes par pompage: travaux résistants nécessaires pour expulser les gaz brûlés et pour admettre l'air frais.

Dans le cas des moteurs à aspiration naturelle, les pertes par pompage donnent toujours lieu à un travail résistant. Dans certains cas de suralimentation, l'admission d'air frais peut se faire, pendant la course descendante, avec une pression dans le cylindre supérieure à celle qui y règne pendant la course montante d'échappement. Le cycle de renouvellement de gaz donne alors un travail moteur, ce qui correspond à des pertes par pompage négatives.

En pratique, la *PMR* d'un moteur donné croît avec le régime de fonctionnement mais, pour un régime donné, elle varie peu en fonction de la charge. [12]

II-2-3-4. Détermination des pressions moyennes

Pour évaluer la puissance d'un moteur en essai, nous avons vu qu'on pouvait facilement déterminer *PM* à l'aide des diagrammes relevés sur le moteur et on en déduit *PE* par l'observation de la puissance effective donnée par un essai au frein. Pour évaluer la puissance d'un moteur en projet et déterminer ses dimensions, on pourra se baser sur des valeurs de *PE* déduites de moteurs existants ou calculer directement la pression moyenne en fonction du rapport volumétrique de compression et de la pression maximum de combustible. [4]

II-2-4. Couple et puissance

Le couple est un bon indicateur de la capacité d'un moteur à travailler. Il est défini comme une force agissant à une distance de moment et a des unités de N-m. Le couple τ est lié au travail par:

$$2\pi\tau = W_b = (PME) V_d/n \quad (23)$$

W_b : travail d'un frein de révolution

V_d : volume de déplacement de

n : nombre de tours par cycle

Pour un moteur à deux temps avec un cycle par tour,

$$2 \pi \tau = W_b = (PME)V_d \quad (24)$$

$$\tau = (PME) V_d / 2 \pi \quad (25) \quad \text{Cycle à deux temps}$$

Pour un moteur à quatre temps qui prend deux tours par cycle,

$$\tau = (PME) V_d / 4 \pi \quad (26) \quad \text{Cycle à quatre temps}$$

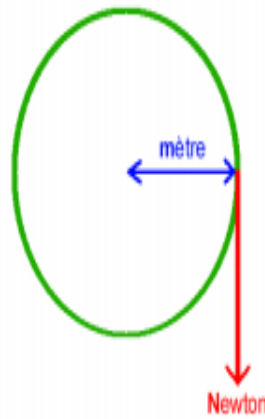


Figure II.4: Le couple le produit de deux grandeurs: une force et un bras de levier. [13]

Dans ces équations, PME et travail de freinage W_b sont utilisés parce que le couple est mesuré sur le vilebrequin de sortie.

La puissance est définie comme la vitesse de travail du moteur. En n : nombre de tours par cycle et N : régime moteur, puis

$$\dot{W} = W N / n \quad (27)$$

$$\dot{W} = 2 \pi N \tau \quad (28)$$

$$\dot{W} = \left(1 / 2n \right) (PME) A_P \bar{U}_P \quad (29)$$

$$\dot{W} = (PME)A_p\bar{U}_p/4 \quad (30) \quad \text{Cycle à quatre temps}$$

$$\dot{W} = (PME)A_p\bar{U}_p/2 \quad (31) \quad \text{Cycle à deux temps}$$

W : travail de cycle

A_p : surface du piston

\bar{U}_p : vitesse moyenne du piston

Selon la définition de travail ou PME utilisée dans les QE. La puissance peut être définie comme la puissance de freinage, la puissance nette indiquée, la puissance brute indiquée, puissance de pompage, et même puissance de frottement. Également,

$$\dot{W}_b = \eta_m \dot{W}_l \quad (32)$$

$$(\dot{W}_l)_{net} = (\dot{W}_l)_{brut} - (\dot{W}_l)_{pompe} \quad (33)$$

$$\dot{W}_b = \dot{W}_l - \dot{W}_f \quad (34)$$

η_m : est l'efficacité mécanique du moteur

D'autres moyens qui sont parfois utilisés pour classer les moteurs sont comme suit:

Puissance spécifique PS: \dot{W}_b/A_p

Sortie par déplacement SPD: \dot{W}_b/V_d

Volume spécifique VS: V_d/\dot{W}_b

Poids spécifique PS: Le poids du moteur / \dot{W}_b

\dot{W}_b : la puissance de freinage

A_p : surface du piston

V_d : volume de déplacement

Ces paramètres sont importants pour les moteurs utilisés dans les véhicules de transport tels que les bateaux, les automobiles et surtout les avions, où le maintien du poids au minimum est nécessaire. Pour les gros moteurs stationnaires, le poids n'est pas aussi important. [13]

II-2-5. Consommation spécifique de carburant

Cs est le rapport entre la consommation de combustible et la puissance produite. Elle s'exprime en g/(Kw·h).

La consommation spécifique ne prend pas en compte le pouvoir calorifique du combustible utilisé, contrairement au rendement qui représente le rapport inverse. [12]

La consommation spécifique de carburant spécifique est définie comme

$$C_{sc} = \dot{m}_f / \dot{W} \quad (35)$$

\dot{m}_f : débit de carburant dans le moteur

\dot{W} : la puissance du moteur

La puissance de freinage donne au frein une consommation spécifique de carburant:

$$C_{sc} = \dot{m}_f / \dot{W}_b \quad (36)$$

La puissance indiquée donne la consommation spécifique indiquée de carburant:

$$C_{sc_i} = \dot{m}_f / \dot{W}_i \quad (37)$$

Il en résulte également que

$$\eta_m = \dot{W}_b / \dot{W}_i = (\dot{m}_f / \dot{W}_i) / (\dot{m}_f / \dot{W}_b) = (C_{sc_i}) / (C_{sc}) \quad (38)$$

η_m : efficacité mécanique du moteur. [13]

II-2-6. Rendement mécanique du moteur

ρ_m est le rapport entre la puissance disponible sur l'arbre et celle produite à l'intérieur des cylindres, soit:

$$\rho_m = \frac{PME}{PMI} = \frac{PMI - PMR}{PMI} = 1 - \frac{PMR}{PMI} \quad (39)$$

Si la combustion est bien maîtrisée, l'accroissement de la pme se fait sans augmentation de la consommation spécifique indiquée.

Les forts niveaux de suralimentation permettent donc à la fois d'accroître la puissance d'un moteur de taille donnée et d'améliorer significativement son rendement. Ces deux types de gain expliquent la généralisation de la suralimentation par turbocompresseur et son évolution vers des niveaux de suralimentation croissants. [12]

II-2-7. Efficacité volumétrique

L'un des processus les plus importants qui régit la puissance et les performances d'un moteur est d'obtenir la quantité maximale d'air dans le cylindre pendant chaque cycle. Plus d'air signifie plus de carburant peuvent être gravés et plus d'énergie peut être convertie en puissance de sortie. Obtenir le volume relativement faible de carburant liquide dans le cylindre est beaucoup plus facile que d'obtenir le grand volume d'air gazeux nécessaire pour réagir avec le carburant. Idéalement, une masse d'air égale à la densité de l'air atmosphérique fois le volume de déplacement du cylindre doit être ingéré pour chaque cycle.

$$\eta_v = m_a / \rho_a V_d \quad (40)$$

$$\eta_v = n \dot{m}_a / \rho_a V_d N \quad (41)$$

m_a : masse d'air dans le moteur (ou le cylindre) pendant un cycle

\dot{m}_a : débitmassique de l'air

ρ_a : densité de l'air évaluée aux conditions atmosphériques à l'extérieur du moteur

V_d : volume de déplacement

N : la vitesse du moteur

n : nombre de tours par cycle

À moins que de meilleures valeurs ne soient connues, des valeurs standard de pression et de température de l'air environnant peuvent être utilisées pour trouver la densité.

$$\rho_a = p_0 / RT_0 \quad (42)$$

p_0 : pression de l'air environnant

T_0 : la température de l'air ambiant

R : constante de gaz pour l'air: 0.287 kJ/kg.K. [13]

II-2-8. Rapport air-carburant et rapport carburant-air

L'apport d'énergie à un moteur ϕ_{in} provient de la combustion d'un carburant hydrocarboné. L'Air est utilisé pour fournir l'oxygène nécessaire à cette réaction chimique. Pour que la réaction de combustion se produise, les quantités relatives appropriées d'air (oxygène) et de carburant doivent être présentes.

Le rapport air-carburant (AF) et le rapport carburant-air (FA) sont des paramètres utilisés pour décrire le rapport de mélange. Nous avons

$$AF = m_a/m_f = \dot{m}_a/\dot{m}_f \quad (43)$$

$$FA = m_f/m_{fa} = \dot{m}_f/\dot{m}_a = 1/AF \quad (44)$$

m_a : la masse d'air

\dot{m}_a : débit massique de l'air

m_f : la masse de carburant

\dot{m}_f : débit massique de carburant

Le rapport d'équivalence ϕ est défini comme le rapport réel du carburant-air au carburant-air idéal ou stœchiométrique:

$$\phi = (FA)_{act}/(FA)_{stoich} = (AF)_{stoich}/(AF)_{act} \quad (45)$$

Dans certains cas, AF et FA sont donnés sous forme de rapports molaires. Ceci est beaucoup moins courant et AF et FA doivent toujours être considéré comme des rapports de masse, sauf indication contraire. Certaines publications utilisent la valeur lambda au lieu du rapport d'équivalence, la valeur lambda étant l'inverse du rapport d'équivalence: [13]

$$\lambda = 1/\phi = (FA)_{stoich}/(FA)_{act} = (AF)_{act}/(AF)_{stoich} \quad (46)$$

II-3 Mesure des grandeurs mécaniques et thermiques

II-3-1. Mesure du couple et de la vitesse moyenne du moteur

Le couple effectif moyen du moteur est mesuré sur l'arbre, grâce à un frein W450 à courants de Foucault de construction SCHENCK, relié au moteur par un arbre télescopique sur lequel est interposé un couple mètre instantané. Le bras du frein est relié à un peson électrique du type U2A de charge dynamique 1,6 t. La vitesse de rotation est obtenue à l'aide d'un capteur photoélectrique.

La figure II.4 montre schématiquement la composition d'un frein à courants de Foucault un arbre porte un ou plusieurs disques crénelés, lesquels tournent dans l'entrefer du stator à l'intérieur duquel se trouvent des chambres pour la circulation de l'eau de refroidissement ainsi que la bobine d'excitation. Le stator est monté oscillant sur le bâti par l'intermédiaire de roulements ou de ressorts à lames. La réaction au couple du moteur est transmise au bâti par l'intermédiaire du système de mesure du couple.

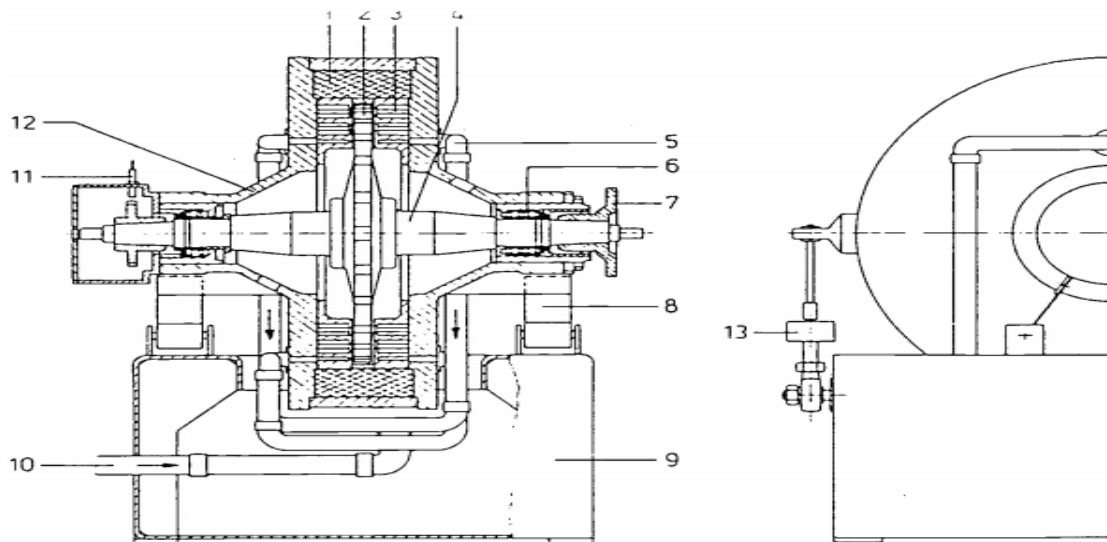
Le principe de fonctionnement est le suivant un courant continu parcourt la bobine d'excitation créant ainsi un champ magnétique et, lorsque le disque crénelé est en rotation, il y a création de courants de Foucault générant un couple antagoniste. La régulation du frein est réalisée en agissant sur le courant continu traversant la bobine d'excitation.

Le coffret de commande de l'excitation (série: LSG 2010) permet, grâce à son électronique moderne, de larges possibilités dans la commande du moteur: Commande à régime constant, commande à couple constant et commande selon une relation polynomiale: [14]

$$\bar{U}_p = a N^2 \quad (47)$$

II-3-2. Mesure du couple et de la vitesse instantanée du moteur

Le couple instantané sur l'arbre du moteur est mesuré grâce à un couple mètre instantané de construction VIBRO-METER, type TG-BPM 1. Ce dernier est relié au moteur d'une part, et au frein à courant de Foucault d'autre part, par des arbres télescopiques munis de deux accouplement. Cet appareil mesure la déformation angulaire due au couple appliqué. Cette déformation se traduit par le déplacement des noyaux de capteurs inductifs, qui en montage différentiel, transforment le déplacement en variation d'amplitude d'un signal modulé. Après une mise en forme électronique interne, l'appareil délivre une tension en volts, proportionnel à la valeur du couple. Ce couple mètre réalise en même temps la mesure de la vitesse de rotation. [14]



1 Bobine d'excitation

2 Roue polaire

3 Chambre de refroidissement

4 Demi arbre de rotor

5 Sortie d'eau avec

6 Roulements d'arbre

7 Bride d'accouplement

8 Suspension du corps pendulaire

9 Cadre

10 Arrivée d'eau

11 Capteur de vitesse

12 Corps pendulaire

13 Peson électrique

Figure II.5: Coupe frontale d'un frein à courant de Foucault. [14]

II-3-3. Mesure de la vitesse de rotation du turbocompresseur

Nous avons utilisé une chaîne de mesure composée d'un capteur de proximité et d'un conditionneur adapté. Le tout forme un ensemble calibré. La technique de cette mesure fait appel à un capteur inductif à courants de Foucault. Le détecteur de proximité est ici constitué par une bobine qui représente l'élément sensible d'un oscillateur réalisé à l'aide d'un circuit auxiliaire (figure II.5). Au voisinage du capteur, la cible conductrice (pâle du rotor du turbocompresseur) est le siège de courants de Foucault qui tendent à réduire l'inductance de la bobine et à augmenter les pertes. L'approche de la cible se traduit par un accroissement de l'amortissement et de la fréquence d'oscillations, avec arrêt de l'oscillation lorsque la distance entre le capteur et la pâle est inférieure à une certaine limite. Le signal de sortie est ensuite transformé à l'aide d'un convertisseur fréquence-tension. Le temps de réponse du capteur est de $10\mu\text{s}$. [14]

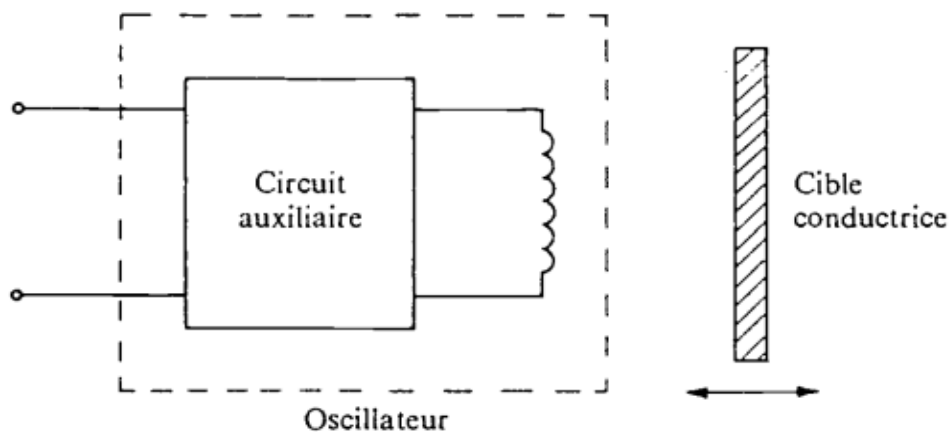


Figure II.6: Circuit d'un capteur de proximité. [14]

II-4. Les émissions Diesel

Les émissions du moteur Diesel peuvent être classés suivant deux catégories : les polluants (primaires provenant directement de la combustion du gazole et émis à travers le système d'échappement, et secondaires résultant de la transformation chimique des premiers dans l'atmosphère), et le CO_2 . Leurs effets sont différents sur la santé humaine et sur l'environnement selon la nature du gaz et sa concentration. Par la suite, on va citer leurs effets sanitaires et leur contribution à la pollution globale de notre planète.

Les quatre principales émissions d'échappement des moteurs à contrôler sont les oxydes d'azote (NO_x), le monoxyde de carbone (CO), les hydrocarbures (HC) et les particules solides (partie). Deux méthodes communes pour mesurer les quantités de ces polluants sont les émissions spécifiques (SE) et l'indice d'émissions (EI). Les émissions spécifiques ont généralement des unités de gm/Kw.h , tandis que l'indice d'émissions comporte des unités de débit d'émissions par débit de carburant. [13 et 15]

✓ Émissions Spécifiques

$$(ES)NOx = \dot{m}_{NOx} / \dot{W}_b \quad (48)$$

$$(ES)CO = \dot{m}_{CO} / \dot{W}_b \quad (49)$$

$$(ES)HC = \dot{m}_{HC} / \dot{W}_b \quad (50)$$

$$(ES)Part = \dot{m}_{Part} / \dot{W}_b \quad (51)$$

\dot{m} : débit des émissions en

\dot{W}_b : la puissance de freinage

✓ Émissions de l'indice:

$$(EI)NOx = \dot{m}_{NOx} \left[\frac{gm}{sec} \right] / \dot{m}_f \left[\frac{kg}{sec} \right] \quad (52)$$

$$(EI)CO = \dot{m}_{CO} \left[\frac{gm}{sec} \right] / \dot{m}_f \left[\frac{kg}{sec} \right] \quad (53)$$

$$(EI)HC = \dot{m}_{HC} \left[\frac{gm}{sec} \right] / \dot{m}_f \left[\frac{kg}{sec} \right] \quad (54)$$

$$(EI)Part = \dot{m}_{Part} \left[\frac{gm}{sec} \right] / \dot{m}_f \left[\frac{kg}{sec} \right] \quad (55)$$

CHAPITRE III

Résultats et discussions

Dans ce chapitre, il sera exposé premièrement, les valeurs nécessaires et les caractéristiques essentielles pour la simulation, les conditions initiales et le maillage généré.

Les résultats obtenus de la simulation numérique en émis par le moteur diesel.

Sur la base du modèle thermodynamique proposé, un programme « Fortran 6 » a été élaboré.

Le programme permet de calculer les paramètres du moteur dans les différents points caractéristiques du cycle ainsi que ses performances en fonction des paramètres de fonctionnement.

III-1. Les caractéristiques essentielles d'un moteur

III-1-1. Pression moyenne effective

Alors que le couple est une mesure importante de la capacité d'un moteur particulier à faire travail, cela dépend de la taille du moteur.

Une performance relative du moteur plus utile la mesure est obtenue en divisant le travail par cycle par le volume de déplacement, déplacés par cycle. [11]

Le paramètre ainsi obtenu a des unités de force par unité de surface et est appelée pression effective moyenne, depuis:

$$PME = \frac{2 P_e}{V_d N} \quad (1)$$

P_e : puissance effective [Kw]

V_d : volume de déplacement [m]

N : vitesse de rotation [tr/min]

III-1-2. Puissance effective

Pour connaître les caractéristiques effectives d'un moteur, on mesure sa puissance à différents régimes de rotation, en réglant l'efficacité du freinage, on peut diminuer la vitesse de rotation du moteur jusqu'à le caler complètement ou le laisser s'emballer à vide.

La puissance effective P_e disponible au vilebrequin, mesurée à l'entrée de la machine réceptrice lorsque tous les auxiliaires accouplés mécaniquement, indispensable à la marche normale et continue du moteur, sont en service. [16]

$$P_e = 2 \pi \tau N \quad (2)$$

τ : Couple [N.m]

N : vitesse de rotation [tr/min]

III-1-3. Couple

Le terme « couple » vient du fait qu'il relie deux tailles : une puissance et une grue.

Dans le moteur, la force est ce qui fait tourner le vilebrequin, le bras L'effet de levier est la longueur du vilebrequin du vilebrequin.

Le couple qu'un moteur fournit à travers son arbre de transmission est normalement mesuré avec un dynamomètre. Le moteur est monté sur un banc d'essai et l'arbre est connecté au rotor du dynamomètre.

Le couple exercée sur le stator avec le rotor tournant est mesurée en équilibrant le stator avec poids, ressorts ou moyens pneumatiques. Le dynamomètre habituellement à une inertie suffisante pour que cette procédure avec un moteur multicylindre additionne les contributions de couple de chaque cylindre, et mesure le temps moyen couple. [16]

$$\tau = P_e / 2 \pi N \quad (3)$$

P_e : puissance effective [Kw]

N : vitesse de rotation [tr/min]

III-1-4. Consommation spécifique de carburant

Dans les essais moteurs, la consommation de carburant est mesurée en tant que débit-débit massique par unité de temps \dot{m}_f . Un paramètre plus utile est la consommation spécifique de carburant (C_{sc})-le débit de carburant par unité de puissance de sortie. C'est un paramètre normalisé (c'est-à-dire indépendamment de la taille du moteur), et mesure l'efficacité d'un moteur utilisation du carburant fourni pour produire des travaux dans des conditions de fonctionnement spécifiques: [11]

$$C_{sc} = \dot{m}_f / P_e \quad (4)$$

$$C_{sc} = \dot{m}_f / 2 \pi \tau N \quad (5)$$

\dot{m}_f : débit massique de carburant [kg/s]

P_e : puissance effective [kw]

III-1-5. Smoke émission

Les émissions des moteurs diesel sont constituées d'un mélange complexe de plusieurs centaines de substances gazeuses et particulaires. La nature chimique et la concentration des différents constituants des émissions diesel dépendent de nombreux paramètres, notamment

de la composition du carburant, du type et de l'âge du moteur ainsi que de son régime et de son entretien, du traitement des gaz et des particules à l'échappement. [17]

III-2. Résultats et commentaires

III-2-1. Le tableau des résultats

Vitesse de rotation [tr/min]	PME Pression moyenne effective [bar]	Puissance effective [Kw]	Couple [N.m]	Consommation spécifique de carburant [g/Kw.h]	Smoke émission
800	11,023	85,815	1,024	233,008	4,25
1000	11,133	108,348	1,035	226,411	4,088
1200	10,812	126,267	1,005	223,878	4,005
1400	10,057	137,025	0,935	225	3,783
1600	9,561	148,874	0,889	227,159	3,736
1800	9,053	158,577	0,841	231,44	3,654
2000	8,414	163,762	0,782	239,027	3,46
2100	8,008	163,666	0,744	244,308	3,295

Tableau III-1: Résultat de calcul de caractéristiques d'un moteur Diesel.

- Tout d'abord, il exprimait la vitesse de rotation du moteur qui était utilisée comme principe de base pour le calcul des variables ou caractéristiques de base suivantes:

III-2-2.Trace les courbes

III-2-2-1.Trace de la courbe $PME = f(N)$

- La courbe de pression moyenne effective en fonction de vitesse de rotation

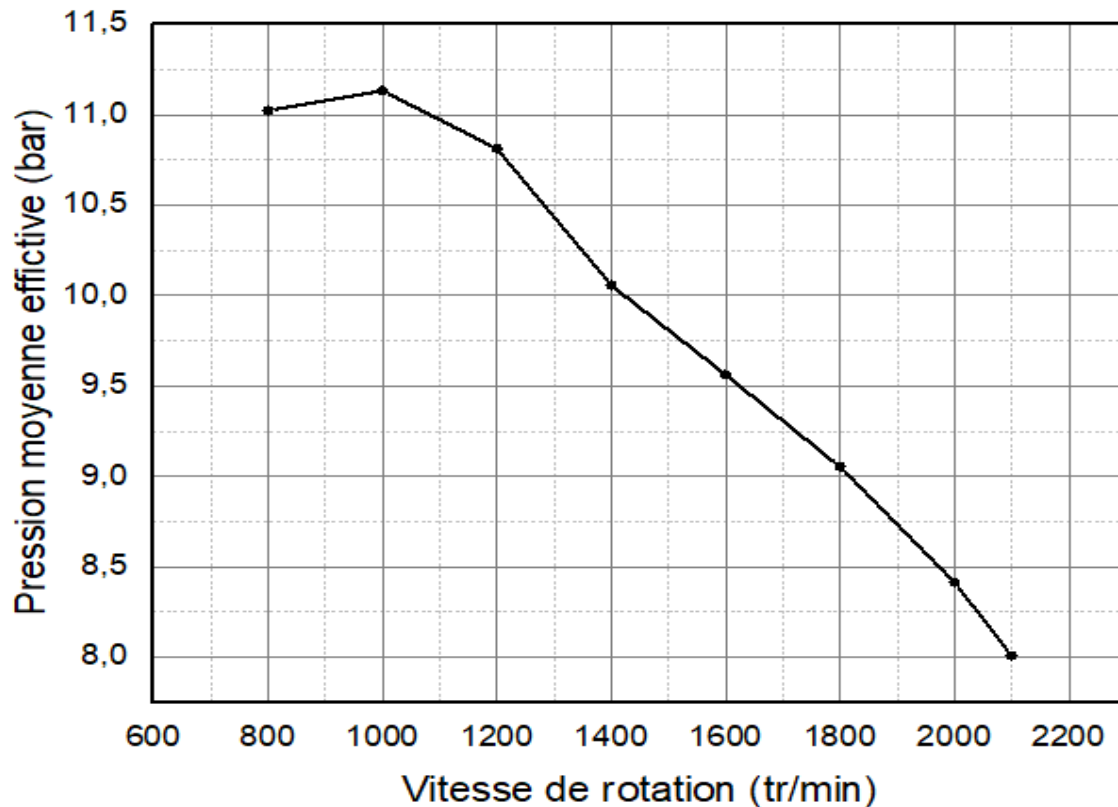


Figure III.1: Evolution de pression moyenne effective en fonction de la vitesse de rotation.

Cette courbe représente les changements de pression en termes de vitesse. Lorsque la vitesse était de 800, la pression atteignait une valeur élevée, et lorsque la vitesse atteignait 1000, elle atteignait son pic. Par conséquent la pression diminue progressivement avec l'augmentation de la vitesse.

La figure III.1 montre que l'augmentation de la vitesse de rotation diminue considérablement la pression moyenne effective. Ce résultat s'explique par la relation inverse de l'équation (1) qui montre la relation directe entre la pression moyenne effective et la vitesse de rotation.

III-2-2-2. Trace de la courbe $P_e = f(N)$

- La courbe de puissance effective en fonction de vitesse de rotation

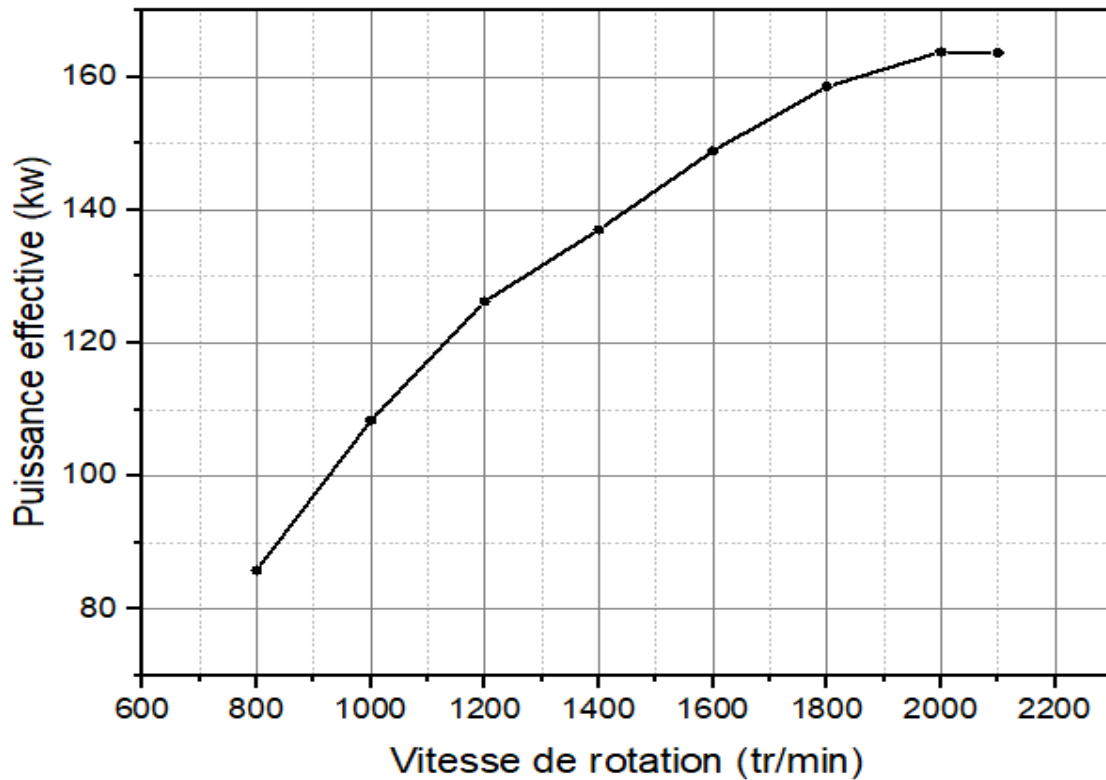


Figure III.2: Evolution de puissance effective en fonction de la vitesse de rotation.

La deuxième courbe représente les changements de puissance effective en termes de vitesse, c'est-à-dire dans la première étape, la force augmentait avec l'augmentation de la vitesse, pour prouver par la suite peu importe combien cette dernière augmentait.

La figure III.2 montre que l'augmentation de la vitesse de rotation augmente considérablement puissance effective. Ce résultat est expliqué par l'équation (2) qui mis en évidence la relation directe entre la puissance effective et la vitesse de rotation.

III-2-2-3. Trace de la courbe $\tau = f(N)$

- La courbe de couple en fonction de vitesse de rotation

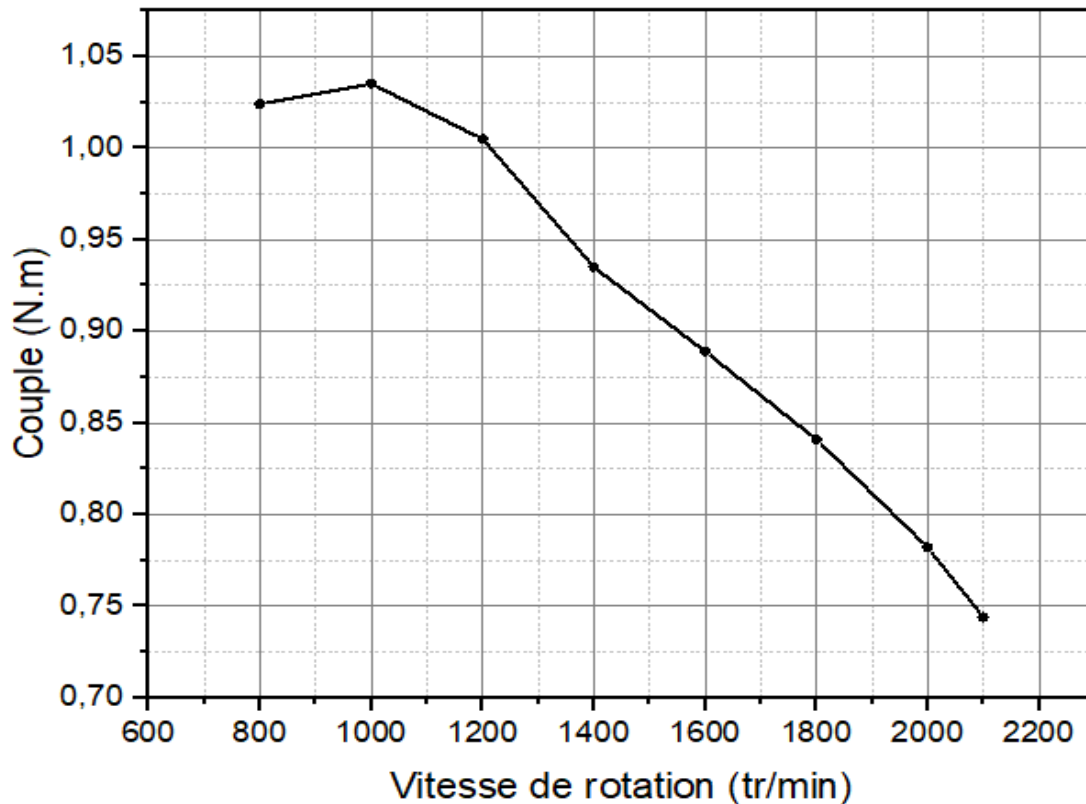


Figure III.3: Evolution de couple en fonction de la vitesse de rotation.

La courbe représente les changements de couple en termes de vitesse, de sorte qu'à la vitesse 800 le couple atteint une valeur de 1,24 pour atteindre un pic à la vitesse 1000. Puis, au fur et à mesure que la vitesse augmente, celle-ci diminue pour atteindre sa valeur minimale.

Figure III.3 montre que plus la vitesse de rotation est élevée, plus le couple est faible. Ce résultat s'explique par l'équation (3), qui montre la relation directe entre le couple et la vitesse de rotation.

III-2-2-4. Trace de la courbe $C_{sc} = f(N)$

- La courbe de consommation spécifique de carburant en fonction de vitesse de rotation

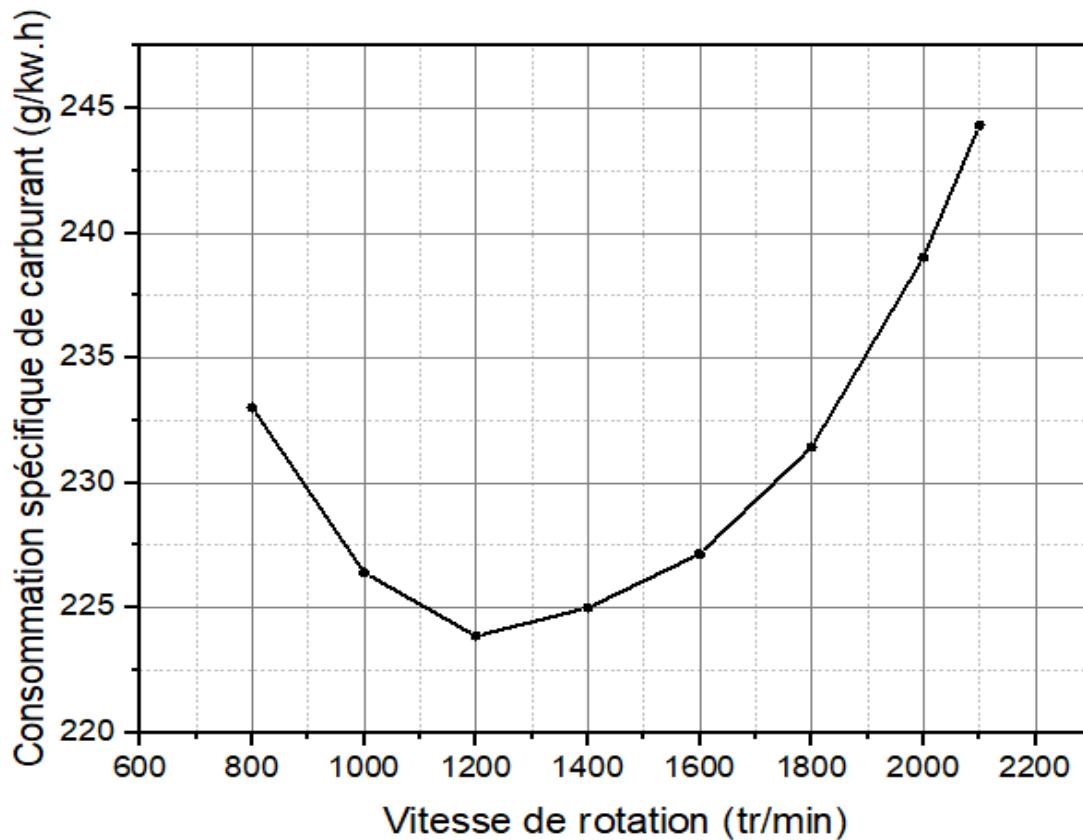


Figure III.4: Evolution de la consommation spécifique de carburant en fonction de la vitesse de rotation.

La quatrième courbe représente l'évolution de la consommation en termes de vitesse, donc il y a une augmentation lente et progressive de la consommation avec l'augmentation de la vitesse.

La figure III.4 est divisée en deux parties: d'abord, elle montre que l'augmentation de la vitesse de rotation réduit la consommation spécifique. Ce résultat s'explique par l'équation (5) qui montre la relation directe entre la consommation spécifique et la vitesse de rotation. Deuxièmement, l'augmentation de la vitesse de rotation a entraîné une augmentation significative de la consommation spécifique de carburant, ce qui s'explique que lorsque l'air est insuffisant pour oxyder complètement le carburant, le manque d'oxygène empêche cette énergie de carburant fournie d'être entièrement libérée.

III-2-2-5. Trace de la courbe *Smoke émission = f(N)*

- La courbe de smoke émission en fonction de vitesse de rotation

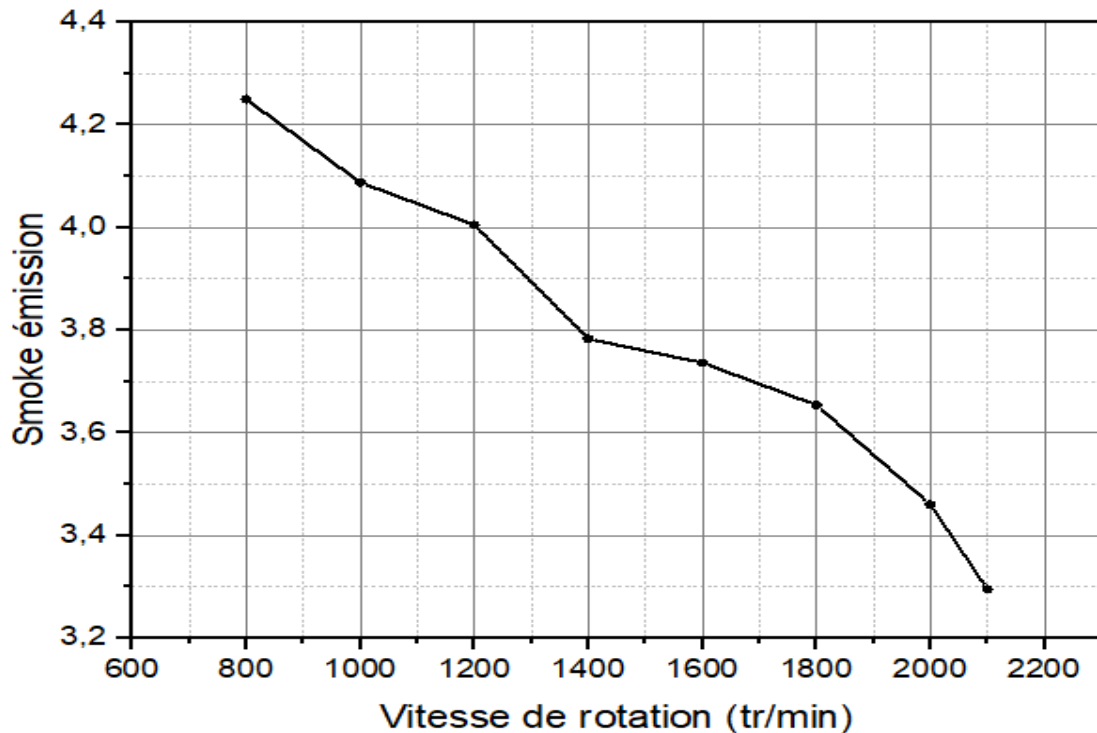


Figure III.5: Evolution smoke émission en fonction de la vitesse de rotation.

Cette courbe représente les changements smoke émission en termes de vitesse, au contraire, la courbe de consommation enregistre une diminution progressive de l'émission avec l'augmentation de la vitesse.

- Conclusions et opinions en termes de vitesse d'un moteur. Les résultats ont montré que les paramètres de la processus ci-dessus ont un impact significatif sur les performances le système:

La Consommation spécifique de carburant et la Puissance effective augmentent avec l'augmentation de la vitesse de rotation.

L'augmentation de la vitesse de rotation une diminution de la pression moyenne effective et le couple et aussi le Smoke émission du moteur à la suite de ce programme.

Conclusion et Perspectives

Dans le but d'entreprendre une analyse thermodynamique, il est nécessaire de disposer d'un modèle permettant le calcul des propriétés thermodynamique du moteur.

Dans ce contexte, des formules simples et précises pour le calcul des propriétés thermodynamique de l'air et divers produits de combustion, ces formulaire d'éviter le recours aux tables thermodynamiques, opération très laborieuse, pour le calcul des cycles des moteurs à combustion interne. De plus, Les données thermodynamiques pour les différentes espèces peuvent être facilement stockées sous forme de coefficients associés aux équations qui correspondent aux données en vue d'une utilisation dans des programmes informatiques.

Tous les résultats des calculs étaient obtenus à partir d'un logiciel« Fortran"6"» développé pour cette raison ainsi que pour dessiner les cycles réels et théoriques pour le moteur.

Enfin, cette étude pourrait être une base pour concevoir des moteurs diesel dans le but de les faire fonctionner seulement, en profitant de tous les avantages constructifs et énergétiques de ce type de moteurs.

Conclusion

Générale

Conclusion générale

Ce projet de fin des études de master en Génie Mécanique, option énergétique, ma permis de faire le contact directe avec la réalité des problèmes au niveau des moteurs à combustion interne , en particulier les problèmes du vibrations et de l'équilibrage de moteur diesel quatre cylindre en ligne, considérés comme des éléments essentiels de bon fonctionnement du moteurs.

Cette étude à permet d'appliquer nos connaissances de thermodynamique dans un problème réel qui est le calcul thermique dans les moteurs diesel, il nous a aussi permis d'élargir nos connaissances dans le domaine de vibration, ainsi que la familiarisation avec les méthodes de calcul utilisées pour la détermination des paramètres thermiques dynamiques de moteur.

Dans un contexte de développement incessamment croissant de moteur diesel le sujet de cette mémoire a été initié pour atteindre l'objectif précité comme tout travail de recherche énergétique, cette thèse n'a fait que marquer quelques pas en avant notamment sur le plan de l'application et du transfert de la théorie vers le domaine technologique et technique, plusieurs idées de développement futur pourraient faire suite à ce travail sur le plan de modélisation les résultants obtenues peuvent constitues un point de départ de l'étude de l'équilibrage du présent moteur et servent à déterminer les vitesses critiques du moteur qu'on doit éviter pour échapper à la résonance du moteur.

Bibliographie

- [1] Klaus Mollenhauer, Helmut Tschoeke. Handbook of Diesel Engines. Springer, Berlin, Heidelberg 2010; (page 08).
- [2] Christophe Gauthier. Commande multivariable de la pression d'injection dans un moteur diesel common rail. Automatique / Robotique. Institut National Polytechnique de Grenoble - INPG, 2007. Français.
- [3] Zahi Sabeh. Diagnostic à base de modèle : application à un moteur diesel suralimenté à injection directe. Autre. Institut National Polytechnique de Lorraine, 2006. Français.
- [4] René BARDIN. LES MOTEURS A COMBUSTION DIESEL ET SEMI-DIESEL. DESFORGES, GIRARDOT ET Cie: Paris, 1933.
- [5] L. Pruvost. Extraction du bruit de combustion d'un moteur Diesel. Développement et application d'un spectrofiltre.. Sciences de l'ingénieur [physics]. INSA de Lyon, 2009. Français.
- [6] Kebli Fethi, Bouchikhi Amine. «Calcul des performances d'un moteur Diesel», Mémoire de fin d'études «Université Saad Dahleb de Blida». Promotion 2006/2007.
- [7] Nicolas Bordet. Modélisation 0D/1D de la combustion diesel : du mode conventionnel au mode homogène. Autre. Université d'Orléans, 2011. Français.
- [8] Irina Zhekova. Analyse temps-fréquence et synthèse granulaire des bruits moteur diesel au ralenti: Application pour étude perceptive dans le contexte des scènes auditives.. Acoustique [physics.class-ph]. Université de la Méditerranée - Aix-Marseille II, 2007. Français.
- [9] Bekhti Mohamed Amine. «Equilibrage du moteur diesel quatre temps quatre cylindres», Mémoire présenté pour l'obtention du diplôme de MASTER «Université Abou Bekr Belkaïd – Tlemcen». Promotion Juin 2017.
- [10] RIBOUH Nouredine. «Etude de la combustion dans le moteur diesel F8L413 monté sur des véhicules SONACOME», Mémoire du Projet de Fin d'Etudes pour l'obtention du diplôme de Master «Université Djilali Bounaama - Khemis Miliana». Promotion 2017/2018.
- [11] Heywood, John B. Internal Combustion Engine Fundamentals. New York :McGraw-Hill, 1988.
- [12] LAIN HAUPAIS, (1994), Combustion dans les moteurs Diesel, Paris.

[13] Pulkrabek, W. W. (1997). Engineering fundamentals of the internal combustion engine. Upper Saddle River, N.J: Prentice Hall.

[14] Rafic Younes. Elaboration d'un modèle de connaissance du moteur diesel avec turbocompresseur à géométrie variable en vue de l'optimisation de ses émissions. Optimisation et contrôle [math.OC]. Ecole Centrale de Lyon, 1993. Français.

[15] Rabih Omran. MODELISATION DU MOTEUR DIESEL, EN VUE DE SA COMMANDE DYNAMIQUE PAR RESEAUX DE NEURONES POUR MINIMISER LES EMISSIONS. Optimisation et contrôle [math.OC]. Ecole Centrale de Lyon, 2007. Français.

[16] Mr MERABET Abderrezak. «Contribution à l'étude des échanges thermiques dans un moteur diesel atmosphérique a taux de compression variable», Pour l'Obtention Du Diplôme De Doctorat En Sciences en Génie Mécanique «UNIVERSITE MENTOURI CONSTANTINE».

[17] C. Habert, R. Garnier, Effets sur la sante des émissions des moteurs diesel: revue des connaissances, Revue des Maladies Respiratoires, Volume 32, Issue 2, 2015.

