

REMERCIEMENT

TABLE DES MATIERES

GLOSSAIRE

INTRODUCTION

Chapitre I : Généralités sur les Moteurs Diesel	8
I.1 Définition	8
I.2 Principe de fonctionnement	8
I.3 Caractéristique du gazole	9
I.4 Avantages et inconvénients du moteur diesel	11
<i>I.4.1 Avantages</i>	11
<i>I.4.2 Inconvénients</i>	11
 Chapitre II : Pollution de l'atmosphère par les gaz d'échappement du Diesel	 12
II.1 Lois sur les émissions de fumée relative aux gaz d'échappement à Madagascar	12
II.2 L'atmosphère et ses composants	14
II.3 Les substances dans les gaz d'échappement pouvant constituer les polluants atmosphériques	15
<i>II.3.1 Les composés carbonés</i>	15
<i>II.3.2 Les composés azotés</i>	16
<i>II.3.3 Les composés carboxyles</i>	16
<i>II.3.4 Les composés soufrés</i>	16
II.4 Conséquences possible sur l'environnement	17
<i>II.4.1 l'effet de serre</i>	17
<i>II.4.2 Problème de l'ozone</i>	17
<i>II.4.3 Les pluies acides</i>	17
<i>II.4.4 Conséquences sur la santé</i>	18
<i>II.4.5 Exemple d'effet des différents polluants</i>	18

Chapitre III : Caractéristiques du moteur type	20
III.1 Calcul des paramètres thermodynamiques du moteur	21
III.2 Exposants caractéristiques	24
III.2.1 <i>Exposants indiqués</i>	24
III.2.2 <i>Exposants mécaniques</i>	27
III.2.3 <i>Exposants effectifs</i>	27
III.3 Courbes caractéristiques	29
III.3.1 <i>Courbe de puissance</i>	29
III.3.2 <i>Courbe couple</i>	31
III.3.3 <i>Courbe consommation</i>	32
Chapitre IV: Calcul du rendement thermique en fonction du coefficient d'absorption « k »	34
IV.1 Calcul du flux nominal des gaz « G »	34
IV.2 Valeurs limites applicables lors de l'essai en régime stabilisé à pleine charge	35
IV.3 Valeur limite de k correspondant aux valeurs extrémales de G	37
IV.4 Calcul du rendement thermique en fonction de K	38
IV.5 Courbe de variation de K en fonction de η_{th}	39
IV.5 Courbe de variation de K en fonction de la consommation effective C_{se}	40
CONCLUSION	42
BIBLIOGRAPHIE	43
ANNEXES	44
I. Analyses de pannes en fonction des fumées à l'échappement	45
A. <i>Fumée noire ou gris foncé</i>	45
B. <i>Fumée bleue, ou gris bleu, ou gris blanc</i>	48
II. Exemple de fiche de résultat sur l'opacimètre	50

NOMENCLATURE

SYMBOLES	DESIGNATIONS	UNITES
V_h	Cylindrée unitaire	$[\ell]$
n	Nombre de cylindre	-
PMH	Point mort haut	-
PMB	Point mort bas	-
p_e	Pression moyenne effective	$[bar]$
p_i	Pression moyenne indiquée	$[bar]$
P_i	Puissance indiquée	$[kW]$
P_e	Puissance effective	$[kW]$
P_f	Puissance de frottement	$[kW]$
P_M	Puissance mécanique	$[kW]$
C_{si}	Consommation spécifique indiquée	$[g/kWh]$
C_{se}	Consommation spécifique effective	$[g/kWh]$
C_e	Couple effective	$[N \cdot m]$
I	Pouvoir calorifique du combustible	$[kJ/kg]$
η_e	Rendement effectif	-
η_{th}	Rendement thermodynamique	-
η_{rel}	Rendement relatif	-
η_i	Rendement indiqué	-
η_M	Rendement mécanique	-
λ_p	Taux de dilatation de pression	-
ε	Taux de compression	-
k	Exposant adiabatique	-
ρ	Taux de prédétente	-
D	Alésage du cylindre	$[mm]$
s	Course du piston du PMH au PMB	$[mm]$
K	Coefficient d'absorption	$[m^{-1}]$
G	Flux nominal des gaz	$[\ell/s]$

LISTE DES TABLEAUX

N°	DESIGNATIONS	PAGES
1	Récapitulation des paramètres thermodynamiques du moteur choisi	24
2	Valeurs limites applicables lors de l'essai en régime stabilisé à pleine charge	35-36
3	Valeurs limite de k correspondant aux valeurs extrémales de G	37
4	Calcul du rendement thermique en fonction de K	38
5	Variation de K en fonction de la consommation effective C_{se}	40

LISTE DES FIGURES

N°	DESIGNATIONS	PAGES
1	Cycle mixte théorique et réel	21
2	Courbe puissance	30
3	Courbe couple	32
4	Courbe consommation	33
5	Courbe de variation de K en fonction de η_{th}	39
6	Courbe de variation de K en fonction de C_{se}	41

Introduction

Actuellement, la technique dans la construction des moteurs thermiques a considérablement évolué. Les grandes orientations de cette évolution sont déterminées par les règlements relatifs à l'économie d'énergie, mais elle est surtout basée sur la réduction des polluants émis par les gaz d'échappement.

Ces rejets atmosphériques anthropiques sont les principales causes d'accentuation de l'effet de serre, qui tend à augmenter significativement la température moyenne terrestre.

Pour notre bien être et ceux des générations futures, ce mémoire intitulé « contribution à l'étude du rendement thermique d'un moteur à combustion dans le cadre de la protection de l'environnement » est choisi pour atténuer le taux de pollution causée par ces véhicules motorisés.

Notre étude se subdivise en quatre parties :

- La première partie parle sur les moteurs Diesel en général
- Le second parle de la pollution de l'atmosphère par les gaz d'échappement Diesel
- Dans la troisième, caractérisation du moteur qu'on a choisi pour faire notre étude.
- Et dans la dernière partie, on cherche une relation entre le rendement thermique η_{th} et le coefficient d'absorption K

Chapitre I : Généralités sur les Moteurs Diesel

I.1 Définition:

Un **moteur Diesel** est un moteur à explosion dont l'allumage n'est pas commandé, mais spontané. Il n'a pas besoin de bougies d'allumage car il fonctionne par le phénomène « d'auto-allumage ». Cela est possible grâce à l'utilisation d'un très fort taux de compression d'environ 18 à 20, permettant d'obtenir une température de 800°C. Des bougies de préchauffage sont souvent utilisées pour un démarrage facile et aussi pour augmenter la température de la chambre de combustion, mais leur présence n'est pas systématique.

Les **moteurs Diesel** fonctionnent, habituellement, au gazole, au fuel lourd ou aux huiles végétales. Ils peuvent être aussi généralement à deux temps ou à quatre temps.

I.2 Principe de fonctionnement:

Le **moteur Diesel** est constitué de pistons couissant 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.

Il repose sur l'auto combustion d'un mélange air / gazole / huile végétale brute qui, comprimé dans 1/20 du volume du cylindre (environ 65 bar), voit sa température portée à environ 450°C. Sitôt comprimé, le mélange s'enflamme seul (sans bougie) presque immédiatement. En brûlant, il augmente fortement la température et la pression, repoussant le piston qui fournit un travail sur une bielle, laquelle entraîne la rotation du vilebrequin (axe moteur).

Le *cycle Diesel* à quatre temps comporte :

1. L'**admission** d'air par l'ouverture de la soupape d'admission et la descente du piston ;
2. La **compression** de l'air, la soupape d'admission étant fermée, grâce à la remontée du piston ;
3. L'**injection** : peu avant le point mort haut on introduit, par un injecteur, le carburant qui se mêle à l'air comprimé. La combustion rapide qui s'ensuit constitue le temps moteur, les gaz chauds repoussent le piston, libérant une partie de leur énergie. Celle-ci peut être mesurée par la courbe de puissance du moteur ;

4. L'**échappement** des gaz brûlés par l'ouverture de la soupape d'échappement, poussés par la remontée du piston.

Pour réaliser une combustion complète d'1 g de carburant conventionnel (essence ou gazole), il faut, en théorie, environ 14,6 g d'air. Ce mélange idéal est appelé mélange stoechiométrique. Les moteurs Diesel fonctionnent avec un excès d'air. Le gazole est injecté sous pression dans une masse d'air préalablement comprimée. La combustion s'initie par auto inflammation (allumage par compression). La combustion est dite stratifiée ou hétérogène car elle a lieu dans un milieu constitué à la fois de zones très riches en carburant (situées notamment près du nez d'injecteur) et de zones très pauvres, voire sans carburant (près de la paroi du cylindre).

I.3 Caractéristiques du gazole:

Le **gazole** est destiné à être utilisé dans les moteurs Diesel. La masse volumique, la viscosité, le comportement à basse température constituent des caractéristiques essentielles du gazole pour obtenir un fonctionnement satisfaisant du moteur.

Sa masse volumique doit être comprise entre 0,810 à 0,890 $\left[\frac{kg}{\ell} \right]$; de 0,820 à 0,840 $\left[\frac{kg}{\ell} \right]$ pour les commerciaux. Un gazole plus dense permet d'obtenir un gain de puissance mais cet avantage potentiel est rarement exploitable car cela pourrait provoquer une formation plus importante de fumées.

Le gas-oil a la composition moyenne suivante en poids :

- Carbone C : 83 à 87 %.
 - Hydrogène H : 11 à 14 %.
 - Oxygène O
 - Azote N.
 - Soufre S.
- } Faibles quantités : moins de 10 %

La **densité** du gazole varie suivant l'origine du pétrole brut et le mode de traitement qu'il a subi. La densité moyenne est de : $d = 0,85 \text{ à } 0,92 \left[\frac{g}{cm^3} \right]$ (à 15°C) et cela diminue de 0,0007 pour chaque degré d'élévation de température.

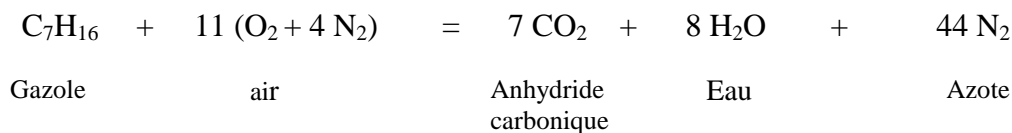
La **viscosité** est la difficulté avec laquelle un liquide s'écoule dans un tube ou s'étale sur une surface plane. Elle diminue lorsque la température s'élève. Les variations de viscosité ne sont pas proportionnelles aux variations de température. Dans le viscosimètre d'Engler, la viscosité du gazole est comprise entre 1,3 et 2 (à 20°C).

Ce paramètre est plus important car la grosseur des gouttelettes du jet produit par les injecteurs en dépend. Or, les dimensions de ces gouttelettes déterminent le degré de pulvérisation et leur capacité de pénétration dans la chambre de combustion. La viscosité doit être assez faible pour assurer une bonne pulvérisation et un écoulement facile aux basses températures, et suffisante pour lubrifier les organes d'injection.

L'**indice de cétane** ($C_{16}H_{32}$) caractérise le délai d'allumage du combustible. Il doit être supérieur ou égal à 50, plus l'indice de cétane est élevé, plus le combustible devient très inflammable.

Le **pouvoir Calorifique** est la quantité de chaleur en kilocalorie [$kCal$] dégagée par la combustion complète de un kilogramme de gazole. Il est légèrement inférieur à celui de l'essence. Sa valeur moyenne est de : $10800 \left[\frac{kCal}{Kg} \right]$

Le **pouvoir comburivore** est la quantité d'air nécessaire à la combustion. Bien que le gazole est un mélange complexe d'hydrocarbures, nous pouvons adopter la formule : C_7H_{16} . L'équation de combustion peut s'écrire :



I.4 Avantages et inconvénients du moteur diesel

I.4.1 Avantages

- Le combustible employé coûte moins cher.
- Son rendement est supérieur à celui du moteur à essence et il consomme moins de carburant.
- Les risques d'incendie sont moindres car le point d'inflammation du gazole est plus élevé que celui de l'essence.

I.4.2 Inconvénients

- Ils émettent des particules polluantes.
- Le bruit de fonctionnement est élevé.
- La température dans les chambres de combustion est élevée ce qui implique un système de refroidissement plus efficace.
- L'aptitude au démarrage à froid est moins bonne qu'un moteur à allumage commandé (Taux de compression élevé).

Chapitre II : Pollution de l'atmosphère par les gaz d'échappement du Diesel

Comme dans tous les pays existant sur cette planète, Madagascar a sa propre loi concernant les émissions de gaz provoquées par les véhicules motorisés.

II.1 Lois sur les émissions de fumée relative aux gaz d'échappement à Madagascar:

ARRETE INTERMINISTERIEL N° 6941/ 2000

Fixant les émissions de fumées relatives aux gaz d'échappement des véhicules automobiles et abrogeant les dispositions prévues par l'arrêté n°1186 du 26 Mars 1971

Article premier :

Le présent arrêté a pour objet de réglementer les émissions de fumées relatives aux gaz d'échappement de véhicules. A cet effet, il en fixe les limites d'émission admissibles.

Article 2 :

Les moteurs des véhicules automobiles doivent être conçus réglés, entretenus et conduits de façon à ne pas provoquer des émissions de fumées incommodantes.

Article 3 :

Les véhicules en stationnement doivent avoir leur moteur arrêté.

Article 4 :

Aucun véhicule en service ne doit émettre pendant la marche ou l'arrêt des fumées nettement opaques. Les émissions fugitives au moment de changements de régime du moteur sont, toutefois admises.

Article 5 :

Indépendamment des sanctions qu'il encourt lorsque son véhicule est en infraction aux dispositions de l'article 4 ci-dessus et de l'article 7 ci-dessous, le propriétaire ou le

conducteur sera en outre prescrit de présenter ledit véhicule au service de contrôle local compétant afin de justifier des réparations ou réglages effectués en vue de la mise en conformité avec les dispositions du présent arrêté.

A cet effet, la carte de visite technique lui sera retirée par les agents dudit service, et ne lui sera restitué qu'après le contrôle sus mentionné.

Article 6 :

Les véhicules neufs équipés d'un moteur à combustion interne présentés à la réception par type ou à titre isolé pourront faire l'objet d'une mesure de l'opacité de la fumée (pour les moteurs diesel) ou d'une analyse des gaz d'échappement (pour les moteurs à essence) dans les conditions fixée par l'article 7 ci-dessous.

Article 7 :

Selon la carburation du moteur (diesel, essence), la mesure de l'émission sera faite au moyen d'un opacimètre ou d'un analyseur de gaz d'un modèle agréé par l'Etat. L'appareil devra être étalonné avant chaque série de mesures.

Conformément aux conditions spécifiées par les protocoles opératoires, la mesure ne devra pas excéder les valeurs indiquées ci-après pour les véhicules de la catégorie concernée :

Véhicules Diesel

CATEGORIE	Moyenne arithmétique des coefficients d'absorption (m^{-1})
Voiture particuliers	$\leq 2,50$
Autobus et autocars	$\leq 2,50$
Véhicules industriels et commerciaux	$\leq 2,50$
Véhicules et tracteurs agricoles	$\leq 2,50$
Véhicules spéciaux de travaux publics	$\leq 2,50$

Article 8 :

Des contrôles volants des gaz d'échappement pourront être effectués suivant les méthodes mentionnées à l'article 7 ci-dessus.

Article 9 :

Les contrôles seront effectués lors des visites techniques des véhicules exigées par les articles R.123 et R. 124 du Code de la Route.

Article 10 :

Les mesures prescrites dans l'article 7 du présent Arrêté seront effectués par un organisme agréé par l'Etat.

Article 11 :

Sont abrogées toutes dispositions antérieures contraires au présent Arrêté, et notamment celles de l'Arrête N° 1186 du 26 Mars 1971 relatif aux fumées produites par les véhicules automobiles.

L'état malagasy a confié à la **Direction générale de la sécurité routière** (DGSR) la responsabilité sur le suivi de cette loi. Il a pour mission :

- D'assurer la sécurité de la circulation routière, essentiellement par le contrôle et la vérification de la conformité et de l'état technique des véhicules automobiles et remorqués.
- De participer suivant ses possibilités au financement des activités de la Gendarmerie Nationale relative à la sécurité publique et la sécurité routière.

II.2 L'atmosphère et ses composants :

L'**atmosphère** est un mélange de gaz et de particules qui enveloppent tout le corps céleste (la Terre, par exemple) possédant un champ de gravitation suffisamment fort pour les empêcher de s'échapper.

Les principaux composants de l'atmosphère sont :

- L'**azote** est le composant majoritaire, il n'est pas toxique mais si sa concentration augmentait trop, ce serait au détriment des processus respiratoires.

- L'**oxygène** nécessaire à la vie aérobie, deviendrait toxique à des teneurs beaucoup plus élevées.
- Le **gaz carbonique** n'est pas non plus toxique aux concentrations atmosphériques. Il faudrait une concentration cent (100) fois plus élevée pour amener des intoxications par étouffement. Il est par contre ; indispensable à la vie par sa participation à la synthèse chlorophyllienne et sa transformation en tissu végétal.
- La **vapeur d'eau**, constituant également nécessaire à la vie, a une concentration naturellement limitée par sa tension de vapeur saturante au-delà de laquelle elle se condense en gouttelettes engendrant les nuages.
- L'**ozone**, essentiellement présent dans la stratosphère, est engendré par réaction de la molécule d'oxygène créée au niveau du sol par photosynthèse avec l'atome d'oxygène obtenu par dissociation de cette molécule sous l'action du rayonnement solaire.

II.3 Les substances dans les gaz d'échappement pouvant engendrer les polluants atmosphériques :

II.3.1 Les composés carbonés

Gaz à base de carbone, donc essentiellement des anhydrides carboniques (gaz carboniques CO_2) et monoxyde de carbone (oxyde de carbone CO)

Le monoxyde de carbone (**CO**) est un gaz incolore de densité voisine à celle de l'air, non détectable par l'odeur, très toxique. Il naît dans des conditions de combustions très riches. Au-delà de 0.01% (en volume), les maux de tête surviennent. Un taux de 0.1 % de CO provoque la mort. Sa durée de vie est courte mais une fois transformée, le CO contribue à l'augmentation des niveaux d'ozone et de méthane, participant ainsi à la formation du smog photochimique c'est-à-dire un mélange de brouillard et de fumée, il se combine aussi avec l'hémoglobine saturant celle-ci et empêchant l'oxygénation du sang.

Le dioxyde de carbone (**CO_2**) est un produit final normal de combustion de tout combustible carboné, l'augmentation de sa teneur dans l'atmosphère risque d'altérer le cycle de carbone et de modifier le climat par « l'effet de serre ». Chaque kilo de carburant brûlé se décompose en trois kilos de CO_2 , soit une vingtaine de kilos pour chaque centaine de

kilomètres qu'une voiture moyenne parcourt.

II.3.2 Les composés azotés

Le **monoxyde** et le **dioxyde d'azote** (NO et NO₂) sont la plupart du temps étudiés. La combustion elle-même ne produit que du monoxyde d'azote NO, mais celui-ci peut-être oxydé en dioxyde d'azote NO₂ lors de son refroidissement. La dénomination NO_x désigne un mélange de NO et de NO₂, dans des proportions qui sont environ de 90%-10%. Cependant, le NO peut également s'oxyder en NO₂ dans l'environnement, NO₂ susceptible de réagir ensuite avec des hydrocarbures non brûlés (notamment l'éthylène et le butane) pour former un brouillard (le fameux smog, dont l'ozone O₃ est un des principaux constituants) sous l'action des ultraviolets.

Les émissions directes d'**acide nitrique** reste négligeables après les mesures dans les échappements diesel.

Le **protoxyde d'azote** N₂O est un gaz comptabilisé à part les NO_x car il a une stabilité beaucoup plus grande c'est-à-dire sa durée de vie est d'environ 125 ans. Le N₂O est également engendré dans la combustion à partir de l'azote inclus dans le combustible.

L'**ammoniac** : l'automobile n'émet normalement pas d'ammoniac, sauf en cas de dérèglement des systèmes catalytiques de réduction de NO_x.

II.3.3 Les composés carboxyles

Ce sont par définition, les composés contenant le groupement carboxyle au sein de leur molécule c'est-à-dire les aldéhydes et les acides.

Par contre, les aldéhydes sont des produits de combustion incomplète des composés carbonés du gazole.

II.3.4 Les composés soufrés

Le **dioxyde de soufre** SO₂ est le principal composé soufré émis dans l'atmosphère. Le SO₂ se forme par la combustion des composés soufrés résiduels contenus dans les carburants.

Les moteurs diesel émettent relativement peu de sulfate qui ne représente que de 1 à 3% des émissions correspondant au soufre.

II.4 Conséquences possible sur l'environnement :

II.4.1 L'effet de serre

L'**effet de serre** est le réchauffement progressif de l'atmosphère terrestre dû essentiellement aux émissions de CO₂ et de chlorofluorocarbone (CFC). L'accroissement des gaz réfléchissant le rayonnement infrarouge de la Terre peut bouleverser l'équilibre thermique du globe. L'effet de serre engendre la hausse de température, le relèvement de la mer, la modification climatique et l'apparition plus fréquente de cancers de la peau. La nuit la teneur en CO devient nulle.

II.4.2 Problèmes de l'ozone

Le maintien de la couche d'ozone stratosphérique, créée par dissociation photochimique de l'oxygène, dépend de l'équilibre entre les réactions de formation et de destruction catalysée par les gaz traces azotées, chlorées ou hydrogénées.

Sans la couche filtre qui est le rayonnement ultra violet, il y a multiplication des cancers cutanés et des mutations biologiques, l'action du rayonnement sur les molécules d'ADN peut entraîner des mutations virales et l'apparition de maladies nouvelles dépourvues encore des moyens thérapeutiques. Il provoquerait en outre des modifications sur les populations bactériennes des sols ; avec les conséquences prévisibles sur la végétation et par contre coup sur le climat.

II.4.3 Les pluies acides

Ils se caractérisent par une diminution du pH des pluies avec des conséquences néfastes pour la faune et la flore. Les polluants résultent d'interaction entre produits oxydants d'acides. Les pluies acides sont responsables de l'acidification des lacs, des cours d'eau et le dépérissement des forêts.

Les polluants responsables des pluies acides sont vraisemblablement des oxydes d'azote NO_x qui n'exercent toutefois leur action novice qu'en présence de SO₂. La transformation du SO₂ et des NO_x en sulfates et nitrates donnent les acides sulfuriques et nitriques par les nuages.

II.4.4 Conséquences sur la santé

Les effets de la pollution de l'air due au transport qui menacent la santé des habitants des villes, commencent à être connus :

- Problèmes respiratoires qui frappent en particulier les enfants et les personnes fragiles,
- Irritation des yeux et des bronches,
- Emphysème pulmonaire : il s'agit d'une destruction des parois des alvéoles résultant du gonflement anormal des bronchioles et réduisant le débit des échanges air – sang et, par là, l'intensité de l'oxygénation.
- Pneumoconioses et fibrose pulmonaire : les particules « inertes » de l'air peuvent, en fonction de leur taille, pénétrer plus ou moins profondément dans l'arbre pulmonaire.
- L'asthme : se caractérise par des crises d'essoufflement.
- Développement des cancers

II.4.5 Exemple d'effet des différents polluants

a. La toxicité à court terme illustrée par le cas du CO (mesurés à 1,5m au dessus du sol).

La toxicité du CO est relativement bien connue : mortel au-delà de 1000ppm, il agit à des hauteurs beaucoup plus basses, par son affinité pour l'hémoglobine réduit l'alimentation en oxygène. Le monoxyde de carbone peut aussi représenter une toxicité à long terme. L'intoxication chronique se traduit par des symptômes non spécifiques comme le maux de tête, vertige, nausée quand le CO bloque 20% de l'hémoglobine et même à des pertes de conscience dangereuses pour les conducteurs, quand ce taux atteint 50%, la mort survenant pour 70%.

b. Effets des oxydes d'azote (NO_x)

Le monoxyde d'azote NO est peu toxique. Combiné à l'eau, les oxydes d'azote deviennent de l'acide nitrique. L'effet essentiel du NO tient à son rôle de précurseur du NO₂, le dioxyde d'azote est peu soluble et peut pénétrer profondément dans le système pulmonaire. Il agit au niveau des alvéoles pulmonaires et amène des altérations de leur structure, il stimule leur activité à faible dose, puis affaiblit les défenses de l'organisme. Les

symptômes de l'action toxique de NO_2 sont l'insomnie, la toux, la respiration haletante et une altération des muqueuses. Il provoque une paralysie en se combinant à l'hémoglobine, le NO_2 est un gaz toxique brun rouge, dégageant une forte odeur piquante. Il détruit les tissus pulmonaires.

c. Effet de l'ozone

Toutefois, sa plus faible stabilité et sa grande solubilité limitent la profondeur de sa pénétration. Le corps humain réagit par un rétrécissement des voies respiratoires dès que la concentration de O_3 dépasse 0,1ppm. Il se produit directement dans le milieu urbaine par l'action du rayonnement ultraviolet solaire sur les NO_x et composés organiques volatiles ; très nocif pour le système respiratoire.

Chapitre III : Caractérisation du moteur type

Pour que notre étude soit plus réaliste, on a choisi un moteur qui est en état de marche dont ses caractéristiques sont les suivantes :

Constructeur: DAIMLER-BENZ A.G – Stuttgart Untertürkheim (R.F.A.)

Marque : MERCEDES-BENZ

Genre : CTTE ou, châssis cabine ou châssis nu pour CTTE - VASP

Type et versions : 307D/30 – 307D/37

Puissance administrative : 10[CV]

MOTEUR :

Dénomination : OM 616

Marque : MERCEDES-BENZ

Description générale :

- Type : moteur à combustion interne, à pistons en mouvement alternatif et vilebrequin.
- Cycle : diesel
- Nombre de temps : 4

Nombre et disposition des cylindres : 4 en ligne.

Dimensions :

- Alésage (D) [mm] : 90,9
- Course (s) [mm] : 92,4
- Cylindrée (V) [cm³] : 2399

Rapport volumétrique de compression : 21/1

Puissance maximale [kW DIN] : 53

Régime de puissance maximale [tr/min] : 4400

Couple maximal [mdaN DIN]: 13.7

Régime de couple maximal [tr/min] : 2400

Régime de rotation maximale [tr/min] : 5200

Carburant utilisé : gazole.

III.1 Calcul des paramètres thermodynamiques du moteur

Exposant adiabatique : $k = 1,4$

Taux de dilatation de pression : $\lambda_p = \frac{P_3}{P_2} = 1,4$

Taux de compression : 21

Taux de pré détente : $\rho = 1,25$

Cycle mixte théorique et réel du moteur

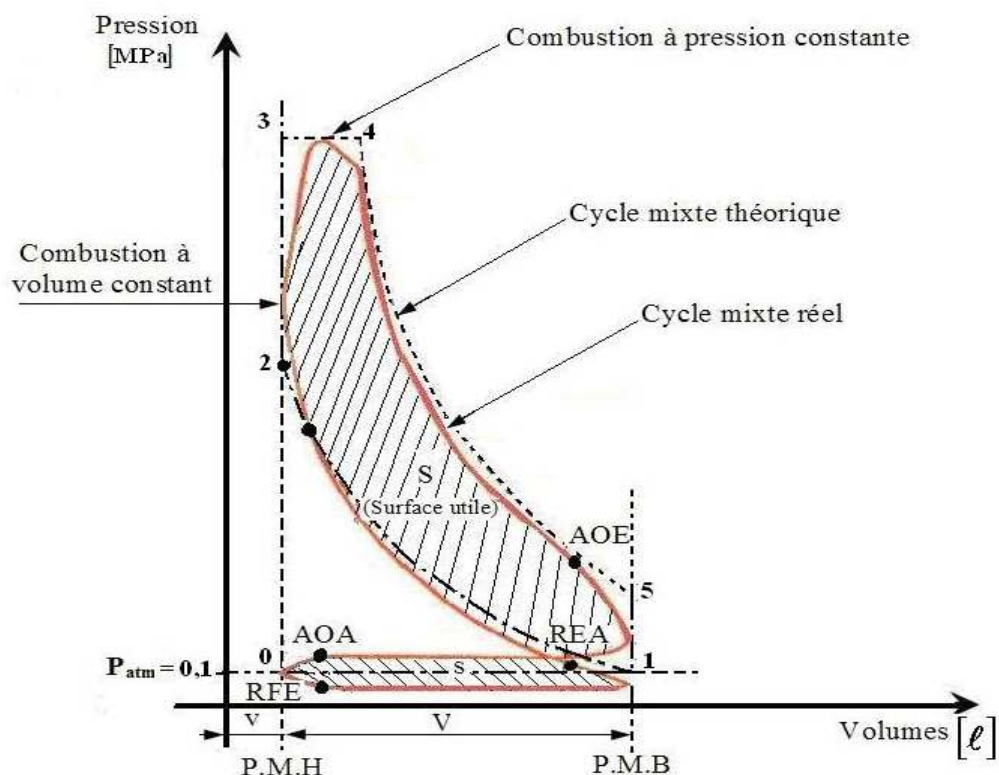


Fig- N°1

Cycle mixte théorique et réel

Ce cycle est employé principalement sur les diesels modernes à grande vitesse de rotation (1500 à 5400 tr/min). C'est une combinaison des deux cycles classiques dans lesquels une partie du combustible brûle à volume constant et l'autre partie à pression constante. Le cycle mixte se rapproche plus ou moins de l'un des deux cycles classiques selon les réglages qui déterminent l'injection. Le cycle à pression constante donne un rendement meilleur et le cycle à volume constant permet la construction de moteurs plus légers puisque la pression maximale est plus faible.

ETAPE 0 - 1 : **Aspiration** (voir fig-N°1)

Supposant que l'air dans le cylindre est un gaz parfait :

$$P_{atm} = 760[mmHg] = 1[Atm] = 0.1[MPa]$$

$$T_{amb} = 25^{\circ}C = 298[K]$$

- L'air admis est supposé parfait
- Toutes les transformations sont réversibles

➤ **Point 0 :**

$P_0 = 0,1[MPa]$	$T_0 = 298[K]$	$V_0 = 0,03[L]$
------------------	----------------	-----------------

➤ **Point 1 :**

$V_1 = V_h + v$

$$V_h = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot s$$

Or $\varepsilon = \frac{V_h + v}{v}$ d'où $v = \frac{V_h}{\varepsilon - 1}$

AN : $V_h = 0,5993 [L]$ (cylindre unitaire)

$$v = 0,03 [L]$$

$$V_1 = 0,63 [L]$$

$P_1 = 0,1[MPa]$	$T_1 = 298[K]$	$V_1 = 0,63[L]$
------------------	----------------	-----------------

ETAPE 1 - 2 : **Transformation adiabatique**

➤ **Point 2 :**

$$\varepsilon = \frac{V_1}{V_2} \quad \rightarrow \quad V_2 = \frac{V_1}{\varepsilon}$$

$$P_1 \cdot V_1^k = P_2 \cdot V_2^k \quad \rightarrow \quad P_2 = P_1 \cdot \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^k$$

$$T_1 \cdot V_1^{k-1} = T_2 \cdot V_2^{k-1} \quad \rightarrow \quad T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{k-1}$$

$$P_2 = 7,09[MPa] \quad T_2 = 1007,17[K] \quad V_2 = 0,03[l]$$

ETAPE 2 – 3 : **Transformation isochore**

➤ **Point 3 :**

$$V_3 = V_2$$

$$\text{On a : } P \cdot V = R \cdot T \quad (1 \text{ mol}) \rightarrow P = \frac{R \cdot T}{V}$$

$$\lambda_p = \frac{P_3}{P_2} = \frac{R \cdot T_3}{V_3} \cdot \frac{V_2}{RT_2} = \frac{T_3}{T_2}$$

$$P_3 = 9,93[MPa] \quad T_3 = 1410,04[K] \quad V_3 = 0,03[l]$$

ETAPE 3 – 4 : **Transformation isobare**

➤ **Point 4 :**

$$P_4 = P_3 \quad \rho = \frac{V_4}{V_3} = \frac{T_4}{T_3}$$

$$P_4 = 9,93[MPa] \quad T_4 = 1762,55[K] \quad V_4 = 0,04[l]$$

ETAPE 3 – 4 : **Transformation adiabatique**

➤ **Point 5 :**

$$V_5 = V_1 \quad P_5 = P_4 \cdot \left(\frac{V_4}{V_5} \right)^k \quad T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{V_4}{V_5} \right)^{k-1}$$

$$P_5 = 0,19[MPa] \quad T_5 = 570,18[K] \quad V_5 = 0,63[l]$$

Tableau récapitulatif :

	0	1	2	3	4	5
P [MPa]	0,1	0,1	7,09	9,93	9,93	0,19
T [K]	298	298	1007,17	1410,04	1762,55	570,18
V [ℓ]	0,03	0,63	0,03	0,03	0,04	0.63

Tableau N°1

Récapitulation des paramètres thermodynamiques du moteur choisi

III.2 Exposants caractéristiques

III.2.1 Exposants indiqués :

▪ **Rendement thermique théorique**

$$\eta_{th} = 1 - \frac{\lambda_p \varphi^k - 1}{\varepsilon^{k-1} [\lambda_p - 1 + k \cdot \lambda_p (\varphi - 1)]} \quad (0,5 \div 0,7) \quad \text{III-1}$$

Avec :

λ_p : taux de dilatation de pression (1,4 ÷ 1,8)

φ : taux de dilatation de volume (1,25 ÷ 1,7)

k : exposant adiabatique (1,36 ÷ 1,42)

ε : taux de compression (15 ÷ 22)

AN :

On prendra :

$$\lambda_p = 1,4 \quad \varphi = 1,25 \quad k = 1,4 \quad \varepsilon = 21$$

$$\eta_{th} = 0,69$$

▪ *Puissance indiquée*

Le travail développé par la combustion du mélange gazeux dans le cylindre par unité de temps s'appelle puissance indiquée. (Puissance développée par le piston). Son expression est :

$$P_i = \frac{P_e}{\eta_M} \quad \text{III-2}$$

P_e : puissance effective = 53[kW]

η_M : rendement mécanique = 0.80

AN :

$$P_i = 66,25 \text{ [kW]}$$

▪ *Pression moyenne indiquée*

C'est la pression constante qui, agissant sur le piston pendant la détente produirait un travail égal à W_i . Sa valeur peut être obtenue par :

$$p_i = \frac{1200 \cdot P_i}{V \cdot N} \text{ [bar]} \quad \text{III-3}$$

V : cylindrée totale = 2,399 [ℓ]

N : Régime nominal du moteur = 4400 [tr/min]

AN :

$$p_i = 7,53 \text{ [bar]}$$

▪ ***Rendement indiqué***

C'est le produit du rendement thermique spécifique ou relatif et du rendement thermique théorique.

$$\eta_i = \eta_{th} \cdot \eta_{rel}$$

III-4

η_{rel} : rendement thermique spécifique (0,6 ÷ 0,9)

On prendra $\eta_{rel} = 0,65$

AN :

$$\eta_i = 0,45$$

▪ ***Consommation spécifique indiquée***

On appelle consommation spécifique indiquée, le rapport entre la consommation du carburant et la puissance indiquée. C'est le poids en gramme du combustible consommé par kWh.

$$C_{si} = \frac{3600 \cdot 10^3}{C \cdot \eta_i} \quad [\text{g/kWh}] \quad (200 \div 340) \quad \text{III-5}$$

C : pouvoir calorifique du combustible = 42000 [kJ/kg]

AN :

$$C_{si} = 187,02 \text{ [g/kWh]}$$

III.2.2 Exposants mécaniques

▪ *Puissance mécanique :*

On appelle puissance mécanique, le reste de la puissance indiquée recueillie sur le piston à la suite des pertes mécaniques engendrées par :

- Le frottement au niveau des organes mobiles.
- L'entraînement des organes auxiliaires.

$$P_M = P_i \cdot (1 - \eta_M)$$
III-6

AN :

$$P_M = 13,25[kW]$$

▪ *Rendement mécanique :*

Ce rendement tient compte des pertes mécaniques par frottement et de l'énergie nécessaire à l'entraînement des accessoires indispensables au fonctionnement du moteur.

$$\eta_M = 0,80$$

III.2.3 Exposants effectifs

C'est la puissance fournie par le moteur au bout du vilebrequin. C'est-à-dire la puissance indiquée nécessaire pour effectuer un travail effectif correspondant, en tenant compte des pertes relatives à la puissance mécanique.

▪ *Puissance effective*

$$P_e = 53[kW]$$

▪ *Pression moyenne effective*

$$p_e = \frac{1200 \cdot P_e}{V \cdot N}$$
III-8

AN :

$$p_e = 6,02[bar]$$

▪ ***Rendement effectif***

Le rendement effectif est défini par le rapport entre la quantité de chaleur transformée en travail moteur effectif recueilli au bout du vilebrequin lors de la combustion de 1kg de combustible de la cylindre et le pouvoir calorifique inférieur du combustible. D'une manière générale, on l'exprime aussi comme suit :

$$\eta_e = \eta_{rel} \cdot \eta_{th} \cdot \eta_M$$

on a

$$\eta_{rel} = 0,65 \quad \text{III-9}$$

AN :

$$\eta_e = 0,36$$

▪ ***Consommation spécifique effective***

C'est la quantité de combustible consommée par kWh pour effectuer un travail effectif correspondant.

$$C_{se} = \frac{3600 \cdot 10^3}{C \cdot \eta_e}$$

III-10

AN :

$$C_{se} = 233,78 \left[\frac{g}{kWh} \right]$$

III.3 Courbes caractéristiques :

On appelle **courbes caractéristiques** d'un moteur, les courbes représentant la variation de puissance, du couple et de la consommation spécifique en fonction du régime du moteur.

On dit qu'un moteur Diesel tourne à pleine charge quand l'injection est maximale. Pour tracer ces courbes caractéristiques, prenons comme exemple le type de moteur que l'on va étudier dans la partie suivante.

III.3.1 Courbe de puissance

On appelle **courbe de puissance** la représentation graphique de la variation de puissance effective en fonction du régime. Sa formule est empiriquement définie par :

$$P_e = P_{e\text{-max}} \cdot \frac{N}{N_p} \cdot \left[0,6 + 1,4 \cdot \frac{N}{N_p} - \left(\frac{N}{N_p} \right)^2 \right] \quad \text{III-11}$$

Avec $P_{e\text{-max}} = 53[kW]$ et $N_p = 4400[tr / min]$

A.N

$$P_e = 0,012 \cdot N \cdot [0,6 + (3,18 \cdot 10^{-4} \cdot N) - (4,16 \cdot 10^{-8} \cdot N^2)]$$

Tableau des valeurs

N	1600	2000	2400	2800	3200	3600	4000	4400	4415
P _e	18.82	24.80	30.82	36.62	41.98	46.66	50.41	53	53.07

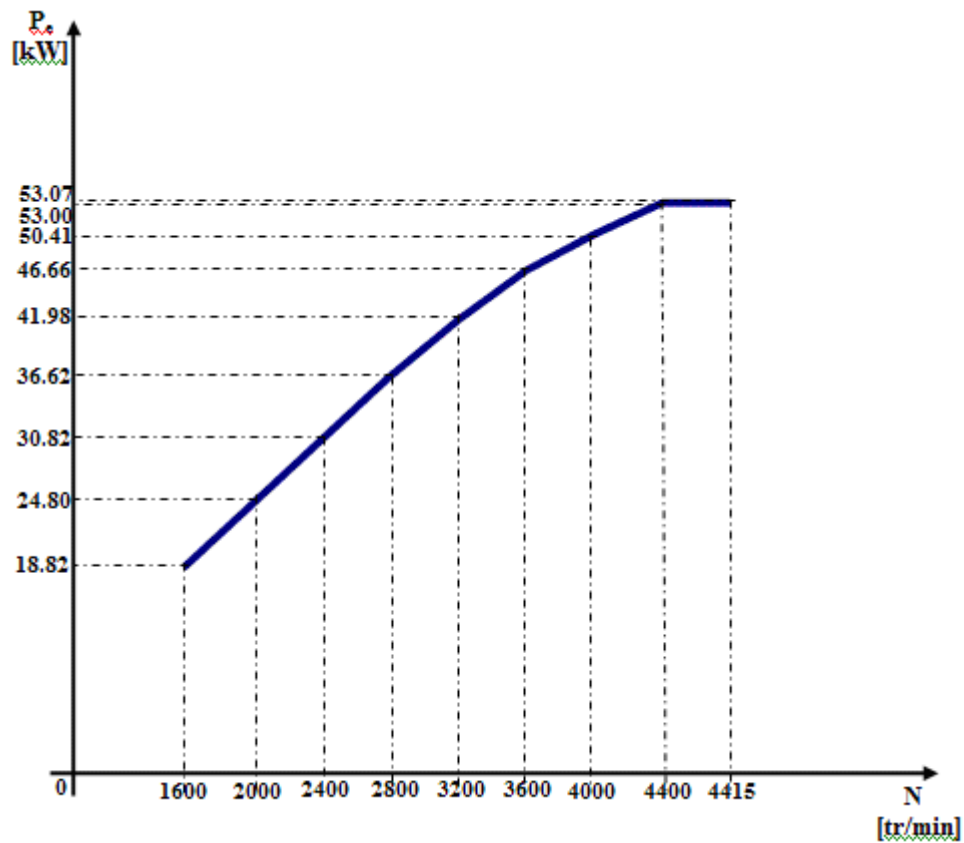


Fig- N°2

Courbe puissance

III.4.2 Courbe couple

A partir de la relation donnant la variation de puissance en fonction du régime, on peut déduire la représentation du couple également en fonction du régime. La variation du couple effectif est exprimé comme suit :

$$\boxed{C_e = 9550 \cdot \frac{P_e}{N}} \quad [N \cdot m] \quad \text{III-12}$$

A.N.

$$P_e = 53 [kW]$$

Tableau des valeurs

N	1600	2000	2400	2800	3200	3600	4000	4400	4415
P _e	18.82	24.80	30.82	36.62	41.98	46.66	50.41	53	53.07
C _e	112.37	118.45	122.63	124.92	125.30	123.78	120.35	115.03	114.79

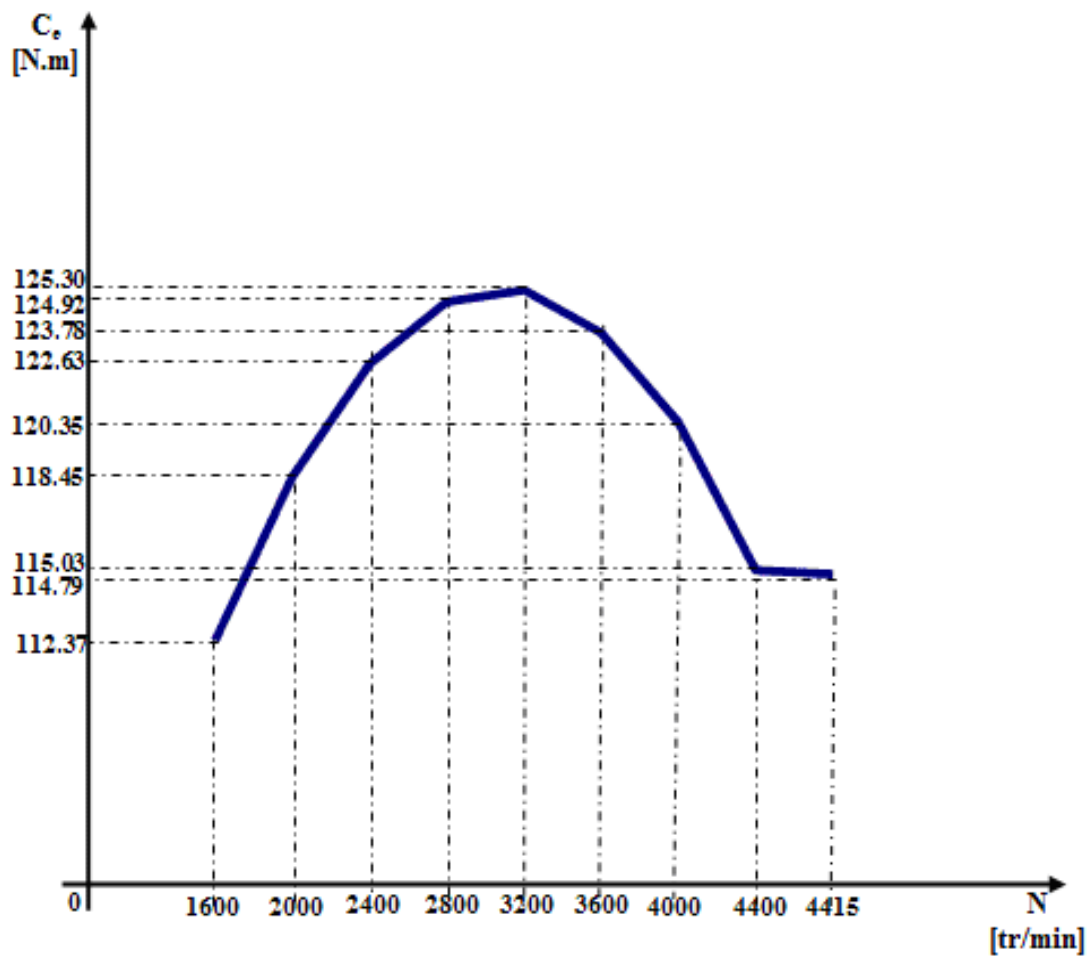


Fig- N°3

Courbe couple

III.4.3 Courbe consommation

Elle est obtenue par la formule expérimentale suivante :

$$C_{se} = C_{sp} \cdot \left[1,2 - 1,2 \cdot \frac{N}{N_p} + \left(\frac{N}{N_p} \right)^2 \right] \quad \text{III-13}$$

pour $N = N_p$ $C_{se} = C_{sp} = 233,78 \left[\frac{g}{kWh} \right]$

A.N.

$$C_{se} = 233,78 \cdot \left[1,2 - (2,72 \cdot 10^{-4} \cdot N) + (4,16 \cdot 10^{-8} \cdot N^2) \right]$$

Tableau des valeurs

N	1600	2000	2400	2800	3200	3600	4000	4400	4415
C _{se}	209.43	201.32	197.07	196.68	200.16	207.50	218.70	233.78	234.42

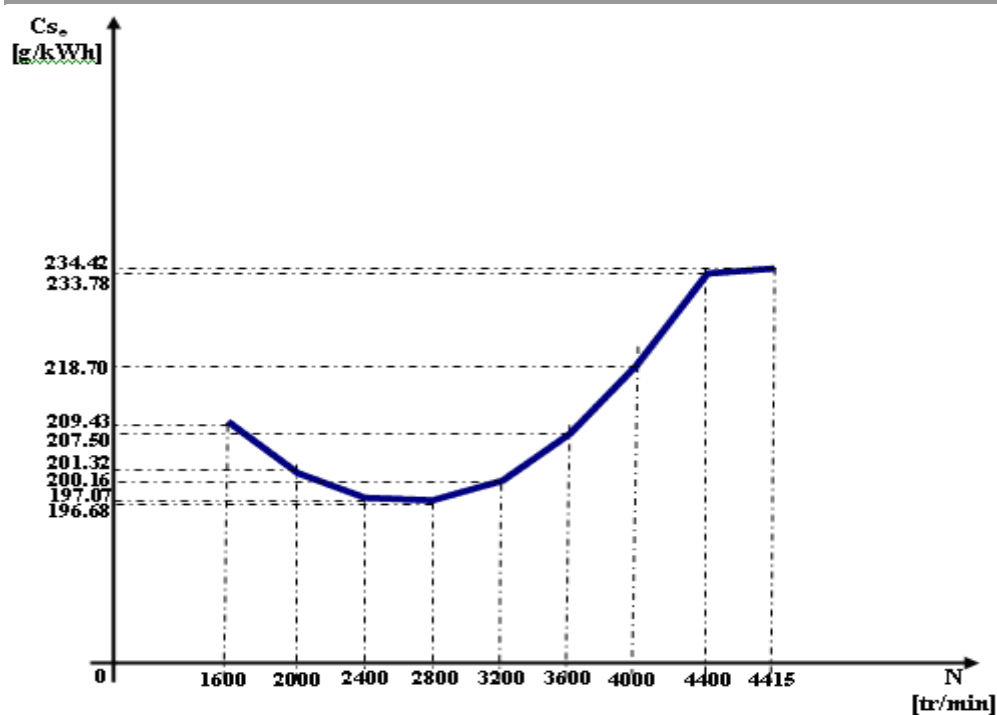


Fig- N°4

Courbe consommation

Chapitre IV : Relation entre le rendement thermique η_{th} et le coefficient d'absorption K

La fumée d'échappement est caractérisée par ses caractéristiques d'obscurcissement (opacité). Une mesure applicable à la densité de la fumée est par conséquent le coefficient d'absorption d'une partie des gaz d'échappement. Il a été observé que l'opacité du gaz d'échappement qui est reconnue comme acceptable diminue avec l'augmentation du flux des gaz.

En pratique, la corrélation entre obscurcissement de la lumière et la concentration de suie ne peut pas être déterminée avec suffisamment de précision pour les organes interchangeables aussi pour cette norme, l'opacité des gaz d'échappement est définie et mesurée directement par des « **opacimètres** ».

IV.1 Calcul du flux nominal des gaz « G » :

$$G = \frac{V \cdot n}{60} \left[\frac{\ell}{s} \right]; \quad \text{Pour les moteurs à deux}$$

$$G = \frac{V \cdot n}{120} \left[\frac{\ell}{s} \right]; \quad \text{Pour les moteurs à quatre}$$

IV-1

V : cylindrée totale du moteur $[\ell]$

n : vitesse de rotation $\left[\frac{tr}{min} \right]$

A.N.

On a $V = 2,399 [\ell]$ $n = 4400 \left[\frac{tr}{min} \right]$

$$G = 88 \left[\frac{\ell}{s} \right]$$

IV.2 Valeurs limites applicables lors de l'essai en régime stabilisé à pleine charge :

Flux nominal G $\left[\frac{\ell}{s}\right]$	Coefficient d'absorption K $[m^{-1}]$
≤ 42	2.26
45	2.19
50	2.08
55	1.985
60	1.90
65	1.84
70	1.775
75	1.72
80	1.665
85	1.62
90	1.575
95	1.535
100	1.495
105	1.465
110	1.425
115	1.395
120	1.37
125	1.345

130	1.32
135	1.30
140	1.27
145	1.25
150	1.225
155	1.205
160	1.19
165	1.17
170	1.155
175	1.14
180	1.125
185	1.11
190	1.095
195	1.08
≥ 200	1.065

Tableau N°2

Pour chaque vitesse de rotation le coefficient d'absorption des gaz d'échappement mesuré par l'opacimètres ne doit pas dépasser la valeur limite qui figure dans le tableau ci-dessus. Lorsque la valeur du débit nominal est différente de celle figurant dans ce tableau, la valeur limite est obtenue par interpolation.

A.N.

On a $G = 88 \left[\frac{\ell}{s} \right]$

Après interpolation :

$$K = 1,59 \left[m^{-1} \right]$$

IV.3 Valeurs limite de k correspondant aux valeurs extrémales de G :

La valeur extrémales de G dépend de la variation de V entre $D \pm 1,5$ [mm] qui correspondent à la diminution ou augmentation du diamètre du cylindre.

On a $G = \frac{V \cdot n}{120} \left[\frac{\ell}{s} \right]$: et $V = \pi \cdot D^2 \cdot s$

En variant D, on a trouvé les valeurs ci-dessous :

D[mm]	89,4	89,7	90	90,3	90,6	90,9	91,2	91,5	91,8	92,1	92,4
v[ℓ]	2,32	2,335	2,351	2,366	2,382	2,398	2,414	2,43	2,446	2,462	2,478
$G \left[\frac{\ell}{s} \right]$	85,068	85,64	86,214	86,789	87,367	87,947	88,528	89,111	89,697	90,284	90,873
k[m ⁻¹]	1,6206	1,615	1,609	1,603	1,597	1,592	1,587	1,582	1,577	1,572	1,567

Tableau N°3

IV.4 Calcul du rendement thermique en fonction de K

On sait que le rendement thermique $\eta_{th} = 1 - \frac{\lambda_p \varphi^k - 1}{\varepsilon^{k-1} [\lambda_p - 1 + k \cdot \lambda_p (\varphi - 1)]}$, mais seul ε se présente comme le seul paramètre parmi les autres possédant une influence conséquente sur la variation de η_{th} . Comme $\varepsilon = \frac{V_h + v}{v}$, le changement de V_h implique le changement de ε et respectivement η_{th} .

D'après la formule IV-1, on trouvera une corrélation entre G et η_{th} . Mais dans cette variation, ε sera limité entre 18 à 23.

A.N.

Après calcul, on a :

D [mm]	89.4	89.7	90	90.3	90.6	90.9	91.2	91.5	91.8	92.1	92.4
ε	20.66	20.73	20.79	20.86	20.92	20.99	21.05	21.12	21.19	21.25	21.32
η_{th}	0,6943	0,6947	0,6951	0,6955	0,6959	0,6963	0,6966	0,697	0,6974	0,6978	0,6982
k [m ⁻¹]	1,6206	1,615	1,609	1,603	1,597	1,592	1,587	1,582	1,577	1,572	1,567

Tableau N°4

IV.5 Courbe de variation de K en fonction de η_{th} :

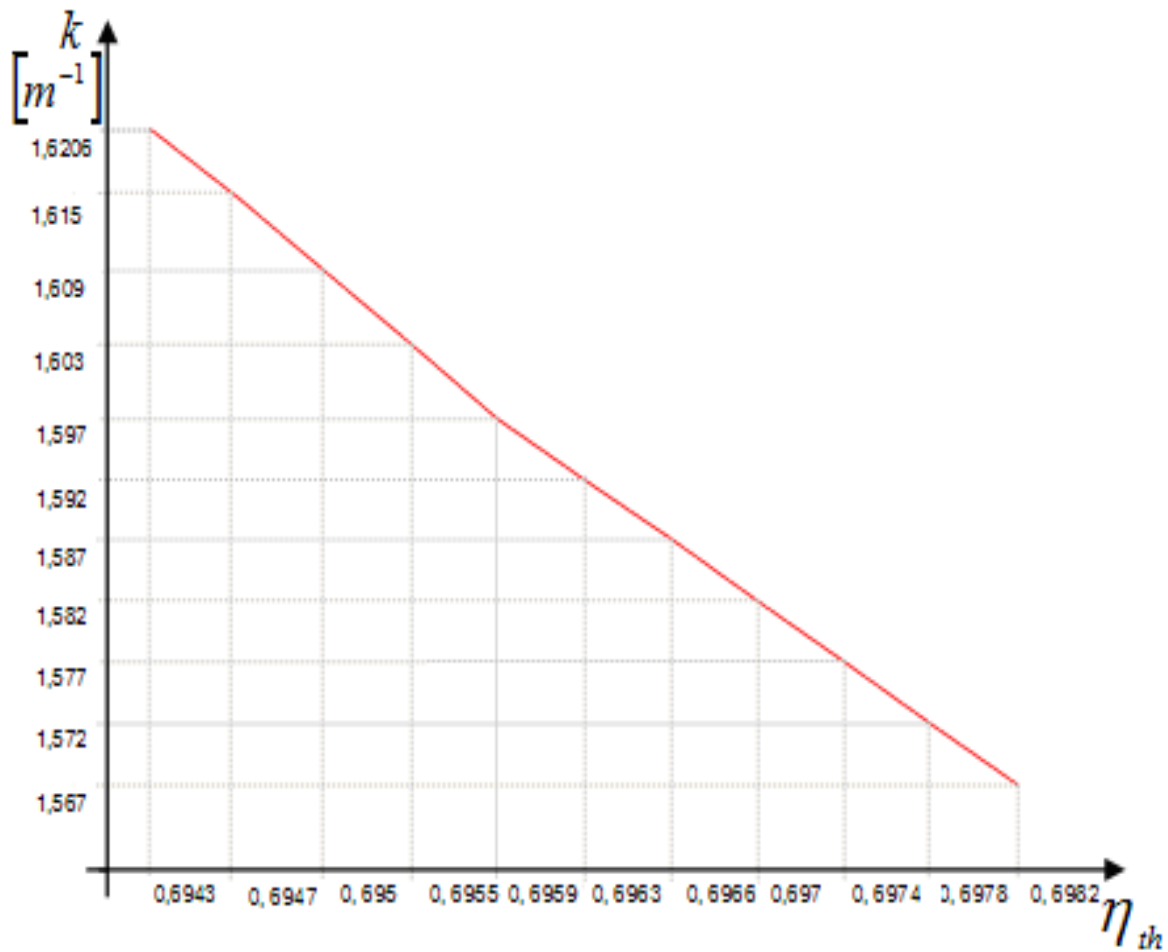


Fig. N°5

Courbe de variation de K en fonction de η_{th}

Malgré les variations restreintes effectuées au niveau de η_{th} on a pu quand même arrivé à obtenir un résultat significatif au niveau de K qui correspond à celui escompté.

IV.5 Courbe de variation de K en fonction de la consommation effective C_{se}

$$C_{se} = \frac{3600 \cdot 10^3}{C \cdot \eta_e} \quad \text{avec} \quad \eta_e = \eta_{rel} \cdot \eta_{th} \cdot \eta_M$$

On prendra $\eta_{rel} = 0,65$ et $\eta_M = 0,80$

Après calcul, on a :

K [m^{-1}]	1,6206	1,615	1,609	1,603	1,597	1,592	1,587	1,582	1,577	1,572	1,567
η_{th}	0,6943	0,6947	0,6951	0,6955	0,6959	0,6963	0,6966	0,697	0,6974	0,6978	0,6982
C_{se}	237,38	237,25	237,12	236,99	236,86	236,73	236,6	236,47	236,34	236,21	236,09

Tableau N°6

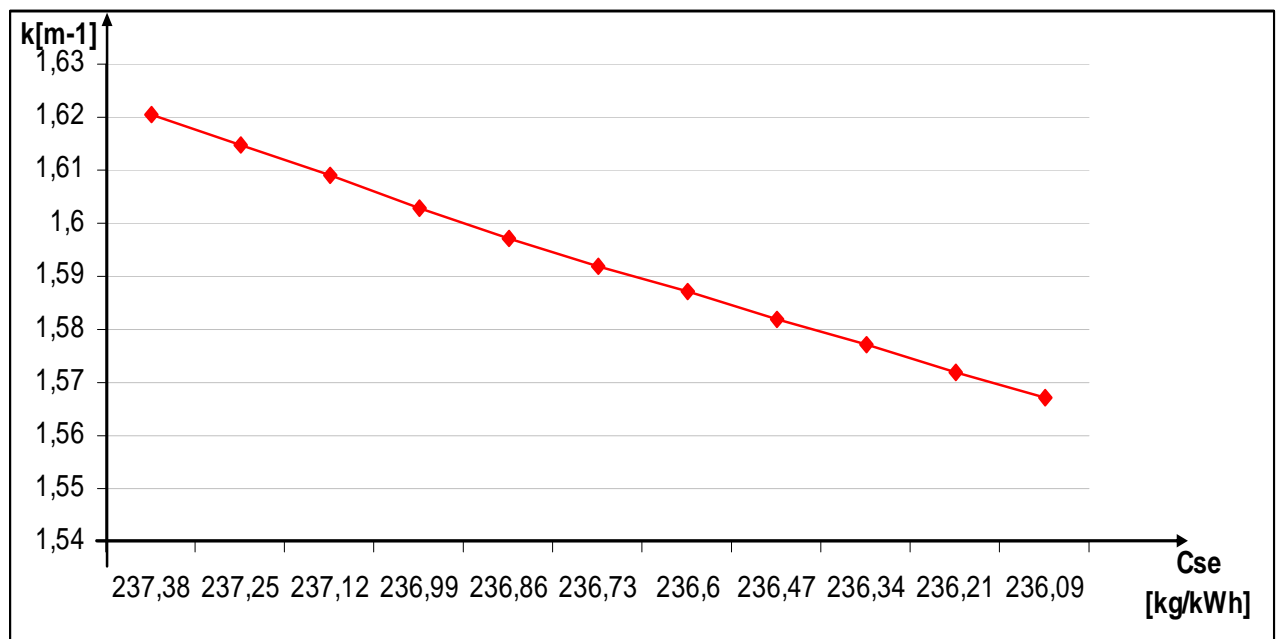


Fig. N°6

Courbe de variation de K en fonction de C_{se}

D'après cette courbe, on a pu constater que la consommation décroît en fonction du coefficient d'absorption K c'est-à-dire plus le moteur consomme, plus il pollue l'atmosphère.

CONCLUSION

Si on rappelle alors le thème de ce mémoire : « Contribution à l'étude du rendement thermique d'un moteur à combustion dans le cadre de la protection de l'environnement » ; nous avons pu constater que l'objectif global du travail est atteint. En variant le taux de compression ε entre 18 à 20 et l'alésage du cylindre entre $D \pm 1,5$ [mm], le coefficient d'absorption K alors varie en fonction du rendement thermique.

Or, pour s'assurer que cette variation ne provoque pas de changement sur la consommation de notre moteur ; on a varié la consommation effective en fonction du coefficient d'absorption et on a constaté que plus la consommation augmente et plus le moteur pollue l'atmosphère.

Actuellement à causes du réchauffement climatique, les chercheurs du monde entiers cherchent des produits pour substituer les carburants qui sont le principal destructeur de l'environnement et aussi des réponses pour atténuer l'effet polluant qui proviennent des gaz d'échappement.

BIBLIOGRAPHIE

- Le mécanicien d'automobiles Tome II
par Joseph MAURIZOT – Maurice DELANETTE
10è Edition mise à jour et augmenté
Edité par EYROLLES 61, Boulevard Saint- Germain 75005 Paris -1982
- Technique de l'ingénieur « Contrôle de la pollution de l'air atmosphérique par les véhicules automobiles ».
par C. Paulmier (formule IV-1 et tableau N°2)
- Technologie fonctionnelle de l'automobile et l'Industrie Tome 1
par Hubert MEMETAU
- Comprendre et appliquer la thermodynamique
par H. DEMANGE – G. GERMAIN – M. NOTIN
2è édition
- Revue Technique automobile : N°603 1998
- Journal officiel de la république de Madagascar (lois sur les émissions de fumée relative aux gaz d'échappement à Madagascar)
- Document de la Direction Générale de la Sécurité Routière (D.G.S.R.)

Site internet :

- www.wikipédia.com
- www.studyrama.com
- www.econologie.net
- www.ifp.com
- www.motorlegend.com

ANNEXES

I. Analyses de pannes en fonction des fumées à l'échappement :

A- Fumée noire ou gris foncé :

Elle se produit dans différentes conditions de fonctionnements :

CONSTATATIONS	CAUSES POSSIBLES ET REMEDES
A pleine charge à grande vitesse : le moteur tournant plus lentement qu'à la normale lorsqu'il est contrôlé par le régulateur (type à dépression)	Le diffuseur du venturi du régulateur est partiellement bouché par du carbone. ⇒ détacher le carbone (calamine)
A la plupart des vitesses, fumée tendant vers le bleu ou le blanc, ainsi qu'à froid qu'au départ.	Les jets de l'injecteur heurtent la culasse à cause d'un montage défectueux de l'injecteur dans la culasse. ⇒ vérifier le nombre de rondelles entre l'injecteur et la culasse ; généralement il n'en faut qu'une (parfois pas, voir notice d'instructions).
Aux charges et aux vitesses élevées : pas nécessairement au maximum	La levée d'aiguille de l'injecteur est trop forte, à cause de rectification répétée de l'aiguille ou du siège sans correction de la levée. ⇒ peut être corrigée à l'aide de l'équipement normal dont on dispose.
A toutes les vitesses et aux charges élevées, surtout aux vitesses basses et moyennes : s'accompagne souvent d'une mise en marche difficile.	Perte de compression dans les cylindres du moteur dû à un défaut d'étanchéité. ⇒ segments de pistons gommés ou jeux excessifs, ovalisation des cylindres ⇒ soupapes portant mal, grillées, grippées ou mal réglées : une révision s'impose.
A pleine charge, soit aux charges élevées, surtout aux vitesses basses et	Type d'injecteur convenant pas ou montage de plusieurs types sur le même moteur.

moyennes s'accompagne souvent d'une mise en marche difficile.	⇒ la correction sera apportée automatiquement si les injecteurs sont reconditionnés (mentionner les détails exacts du type de moteur et du genre d'application).
A pleine charge, surtout aux vitesses moyennes et aux vitesses élevées : s'accompagne souvent d'une perte de puissance.	Tube haute pression, de longueur ou de diamètre inférieur incorrect. ⇒ extrémités de tube avec coudes trop faibles : ne monter que les tubes indiqués par le constructeur. Vérifier les extrémités et le rayon des coudes.
A pleine charge et à vitesse élevée : le moteur tournant le plus vite qu'à la normale lorsqu'il est contrôlé par le régulateur.	Le réglage du régulateur est nettement au dessus du maximum fixé par le constructeur du moteur ; avec les pompes munies de régulateurs mécaniques ou hydrauliques, réduire le réglage de la vitesse du régulateur et sceller les butées ; éventuellement déposer la pompe pour vérifier. Avec les régulateurs à dépression, régler les butées sur le papillon de venturi.
A pleine charge et à n'importe quelle vitesse mais en particulier aux vitesses les plus élevées et les plus basses : la puissance développée par le moteur est normale.	a- Le débit maximal de la pompe d'injection est trop élevé. ⇒ déposer la pompe, régler suivant les données du constructeur b- après démarrage, le dispositif de surcharge ne revient pas automatiquement à zéro. ⇒ déposer la pompe afin de réparer.
A pleine charge, en particulier aux vitesses élevées et aux vitesses moyennes : le moteur est plus silencieux ou plus bruyant qu'à la normal.	a- la pompe a trop de retard ou le dispositif éventuel d'avance n'est pas correct. ⇒ régler suivant les instructions du constructeur en reprenant le jeu sur l'axe d'entraînement ou en rectifiant le dispositif

	<p>d'avance.</p> <p>b- l'avance à l'injection est trop grande</p> <p>⇒ corriger comme précédemment</p>
A vide en particulier au régime au ralenti : le moteur n'est pas stable et fumé noir	<p>Enclenchement anormal du système de surcharge automatique.</p> <p>⇒ contrôle la pression d'alimentation et vérifier le circuit de retour.</p>
A pleine charge, en particulier aux vitesses élevées moyennes : s'accompagne d'une perte de puissance.	<p>Les orifices de pulvérisation des injecteurs, ou certains de ceux-ci, sont partiellement ou entièrement bouchés.</p> <p>⇒ remplacer les injecteurs ou remettre en état avec de l'équipement spécialisé.</p> <p>Le réglage de la butée du limiteur de fumée (turbo) est incorrect.</p> <p>⇒ déposer la pompe et régler au banc d'essai.</p>
A pleine charge, uniquement à grande vitesse.	<p>Passage réduit au filtre à air, dû à un blocage par impuretés ou encore à un filtre endommagé.</p> <p>⇒ nettoyer ou remplacer l'élément du filtre suivant le type.</p>
L'émission de fumée intermittente ou « poussive », parfois avec nuance blanche ou bleue : le moteur fait entendre un cognement.	<p>Aiguille d'injecteur restant bloquée sur l'ouverture, par intermittence.</p> <p>⇒ vérifier s'il n'y a pas d'aiguille bloquée, ressort brisé ou si la pression d'ouverture n'est pas anormalement basse, également si des signes de coincement de la porte injecteur ne se présentent pas.</p>

A pleine charge et à vitesse élevée : le moteur tournant plus vite qu'à la normale lorsqu'il contrôlé par le régulateur.	<p>Le réglage du régulateur est nettement au dessus du maximum fixé par le constructeur du moteur.</p> <p>⇒ avec les pompes munies de régulateurs mécaniques ou hydrauliques, réduire le réglage de la vitesse du régulateur et sceller les butées, éventuellement déposer la pompe pour vérifier. Avec les régulateurs à dépression, régler les butées sur le papillon de venturi.</p>
--	---

B- Fumée bleue, ou gris bleu, ou gris blanc :

Elle se produit dans différentes conditions de fonctionnement.

CONSTATATIONS	CAUSES POSSIBLES ET REMEDES
Aux vitesses élevées et charges légères ou en particulier à froid : l'émission diminue en passant au noir, à chaud et pleine. Il y a perte de puissance aux vitesses élevées.	Trop de retard à l'injection, ou défaut de fonctionnement du dispositif d'avance. ⇒ remettre au point ou corriger le dispositif d'avance.
En particulier à charge réduite, surtout à froid, la fumée est bleue ou blanchâtre avec persistance à chaud : le moteur cogne.	Aiguilles d'injecteur bloquées ou nez d'injecteur détérioré ou bleui. ⇒ vérifier si l'aiguille ne coince pas ou si le ressort n'est pas brisé, si le nez d'injecteur est cassé, on peut supposer que la rupture a eu lieu lors de la dépose.
A toutes les vitesses et sous toutes les charges à chaud ou à froid.	Remontée d'huile aux segments de pistons de moteur (segments usés ou gorges de pistons déformées, segments gommés, parois de cylindres usées). ⇒ La révision du moteur s'impose.
En particulier aux reprises à bas régime, une	L'huile du moteur repassant par les guides

<p>fumée bleue apparaît : elle disparaît au régime normal.</p>	<p>de soupapes, soit à cause de l'usure ou du bouclier pare huile du guide qui est mal placé.</p> <p>⇒ Vérifier : guides des soupapes, soupapes, culasse et remettre éventuellement en état.</p>
<p>A vitesses maximale, pleine charge ou charge réduite, une fumée bleue apparaît.</p>	<p>Le filtre à air, à bain d'huile déborde.</p> <p>⇒ vérifier, revoir le niveau d'huile et l'état du filtre.</p>
<p>A vitesses élevées et charges réduites, ou en descente, une fumée bleu clair apparaît : elle s'accompagne d'une odeur acre.</p>	<p>Moteur trop froid, la température normale de fonctionnement n'est pas atteint ou seulement après une longue durée de marche.</p> <p>⇒ le thermostat placé dans le circuit de refroidissement est bloqué ouvert.</p>

II. Exemple de fiche de résultat sur l'opacimètre :

CONTROLE DIESEL

28.11.2006

10 : 02

Opacimètre FACOM XR. 743 NF

Marque : MERCEDES

Type : 307D CU 1982

Numéro : 3708 TAC

Km : 210245

Votre centre d'essais

CENTRE
DE SECURITE
ROUTIERE
AMPASAPITO

Appareil type PL

Contrôle de l'opacité

Mesurage conforme à la norme NF R 10 – 25

Moteur chaud T $\geq 80^{\circ}\text{C}$

Température d'huile estimée

Valeurs relevées :

Mesure	Coefficient d'absorption m^{-1}	Température moteur $^{\circ}\text{C}$	Régime moteur tours / min
C 1	2.94	Chaud	--
C 2	9.99	Chaud	--
C 3	3.66	Chaud	--
C 4	4.19	Chaud	--
C 5	5.33	Chaud	--

Résultat retenu : $\leq 0.5 \text{ m}^{-1}$

Constructeur :

RESULTAT ACCEPTABLE

Limite pour véhicule moteur atm. :

Coefficient d'absorption $\leq 2.50 \text{ m}^{-1}$

Observations :

Merci de votre visite.



Auteur : Luc RAKOTOBE

Adresse : logt 1320 67ha Nord Ouest

Tél : 0324339191

Titre : Contribution à l'étude du rendement thermique d'un moteur à combustion dans le cadre de la protection de l'environnement.

Nombre de pages : 50

Nombre de figures : 6

Nombre de tableau : 5

RESUME

Ce travail a pour objectif d'étudier le rendement thermique d'un moteur à combustion dans le cadre de la protection de l'environnement. Pour cela, on a étudié les différents polluants émis par les moteurs Diesel et leurs effets sur l'environnement. Mais pour que cette étude soit plus réaliste, on a choisi un moteur qui est en état de marche comportant quatre cylindres disposés en ligne de régime nominale 4400[tr/min] et de rendement thermique $\eta_{th} = 0,69$. On a cherché une relation entre le rendement thermique η_{th} et le coefficient d'absorption K, alors en variant le taux de compression ϵ entre 18 à 20 et l'alésage du cylindre entre $D \pm 1,5$ [mm] ; on a pu constater que le coefficient d'absorption K varie proportionnellement avec le rendement thermique.

ABSTRACT

This work has for objective to study the thermal output of a motor to combustion in the setting of the protection of the environment. For it, we studied the different pollutants given out by the motors Diesel and their effects on the environment. But so that this survey is more realistic, we chosen a motor that is in working order including four on line disposed cylinders of nominal regime 4400[tr/min] and of thermal output $\eta_{th} = 0,69$. We looked for a relation between the thermal output η_{th} and the coefficient of absorption K, then while varying the rate of compression ϵ between 18 to 20 and the boring of the cylinder between $D \pm 1,5$ [mm]; we could note that the coefficient of K absorption varies according to the thermal output.

Mots-clés : coefficient d'absorption, opacité, opacimètre.

Directeur de mémoire : Monsieur Allain RASOLOFOARINDRIAKA