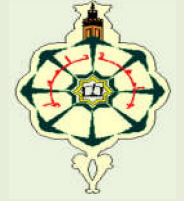


REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET
DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITÉ ABOU BEKR BELKAID-TLEMEN
FACULTÉ DE TECHNOLOGIE
DEPARTEMENT DE GÉNIE



Mémoire de master en génie mécanique

Option

GÉNIE THERMIQUE ET LES ENÉRGIES RENOUVELABLES

Présenté par
Senhadji Toufik

THÈME

***ETUDE THERMODYNAMIQUE D'UN
MOTEUR DIESEL A QUATRE TEMPS
QUATRE CYLINDRES***

Soutenu : le mois de Juin 2015

Devant le jury :

Encadreur :	Mimoune O	MAA	UABB-Tlemcen
Président :	Bousbaa H	MCB	UABB-Tlemcen
Examineur :	Benmansour K	MCB	UABB-Tlemcen
Examineur :	Brakna H	MCA	UABB -Tlemcen

Année universitaire 2014 2015



Remerciement

En premier, je remercie le tout puissant ALLAH, notre créateur qui m'a donné la force d'accomplir ce travail.

*Je tiens à remercier vivement, le chargé du suivi de ce travail, Monsieur **MimouneOkacha**, pour ses encouragements, ses conseils précieux et sa disponibilité.*


*Je remercie chaleureusement **Mr. Bousbaa.H** Maitre de Conférences à l'université de Tlemcen, de m'avoir fait l'honneur de présider le jury de ce mémoire. Je le remercie également pour sa compréhension.*

*Je remercie également **Mr. Benmansour.K** Maitre de Conférences à l'université de Tlemcen, pour leur aimable compréhension et l'honneur qu'il m'a fait en acceptant d'évaluer ce travail.*

*Je remercie également aussi **Mr. Brakna.H** Maitre de Conférences à l'université de Tlemcen, pour leur aimable compréhension et l'honneur qu'il m'a fait en acceptant d'évaluer ce travail.*

Je présente mes chaleureux remerciements aux enseignants du département de génie mécanique pour leurs aides et orientations durant ma formation en particulier.

Et à tous ceux qui ont participé de près ou de loin à la réalisation de ce travail.



Résumé

Le but de ce travail est de calculer les différents paramètres et performances du moteur diesel quatre temps quatre cylindres.

Afin d'atteindre ce but quatre chapitres ont été développés.

Le premier présente les différents organes du moteur diesel.

Le deuxième chapitre j'ai présenté le cycle thermodynamique et les systèmes du moteur diesel.

Le troisième présente le cycle réel avec ces relations et les performances du moteur diesel.

Et le quatrième consacré à la présentation des calculs des paramètres et les performances du moteur diesel à quatre temps et à quatre cylindres.

Summary

The aim of this work is to calculate the various parameters and diesel engine performance four-stroke four-cylinder.

To achieve this goal four chapters were developed.

The first presents the various organs of the diesel engine.

The second chapter I presented the thermodynamic cycle and diesel engine systems.

The third presents the real cycle with these relationships and diesel engine performance.

And the fourth dedicated to the presentation of calculations of parameters and diesel engine performance four-stroke, four-cylinder.

ملخص

الهدف من هذا العمل هو لحساب مختلف المعايير والأداء محرك الديزل رباعي الأشواط الأربعة أسطوانات.

لتحقيق هذا الهدف وضعت أربعة فصول.

الفصل الأول يعرض مختلف أجهزة محرك الديزل.

الفصل الثاني يقدم النظام و الدورة الحرارية لمحرك الديزل.

كما يعرض الفصل الثالث أداء و علاقات الدورة حقيقية لمحرك الديزل.

وفي الختام يخصص الفصل الرابع لعرض حسابات المعلمات وأداء محرك الديزل رباعي

الأشواط، أربع أسطوانات.

Tables des matières

INTRODUCTION

CHAPITRE 1 : Généralité sur les moteurs diesels

1- Généralité	19
1-1-Principe de fonctionnement	19
2-Classification des moteurs à combustion interne	20
2-1-Turbine à gaz	21
2-2-Turboréacteur	21
2-3-Moteur à allumage commandé « moteur à essence »	22
2-3-1-Définition	22
2-3-2- Historique	22
2-4-Moteur à combustion interne dont l'allumage est spontané « Moteur Diesel »	23
2-4-1-Définition & historique	23
2-5- Comparaison entre le moteur Diesel et le moteur à essence classique	24
3- la structure du moteur	24
3-1-Les organes fixes	24
3-1-1- Le bloc moteur	24
3-1-2-Cylindre	25
3-1-3-Chemise de cylindre	25
3-1-4- Culasse	25
3-1-5-Le joint de culasse	26
3-1-6-Carter	26
3-2-Les organes mobiles	27
3-2-1-Les culbuteurs	27
3-2-2-Les soupapes	27
3.2.3. Le piston	27
3.2.4. La Bielle	28
3.2.5. Le vilebrequin	28
3.2.6. Volant moteur	29
3.2.7. L'arbre à cames	29
3.2.8. Les coussinets	30

3.3. Pression cylindre	30
4. Avantages & inconvénients du moteur diesel	31
5. Conclusion	31

CHAPITRE 2 :Etude du moteur diesel quatre temps quatre cylindres

1-Introduction	33
2-Système d'allumage d'un moteur diesel	33
2-1-Le démarrage d'un moteur Diesel	33
2-2-Le contrôle du régime	34
2-3-Ordre d'allumage	34
3-Système d'alimentation	35
3-1-Généralités	35
3-2-L'injection	35
3-2-1-Le moteur diesel à injection directe	35
3-2-2-Le moteur diesel à injection indirecte	35
3-3-Injection haute pression à rampe commune	36
3-4-Schéma et description de l'équipement d'injection	37
3-5-Le circuit d'alimentation	37
3-5-1-Réservoir	38
3-5-2-Pompe d'alimentation	38
3-5-3- Filtres	38
3-6-Le circuit haut pression	39
3-6-1-La pompe à injection	39
3-6-1-1-Différent types	39
3-6-1-2-Fonction à remplir	40
3-7-Description et principe de fonctionnement des pompes d'injection rotatives	40
3-7-1-Fonctionnement de la pompe rotative	40
3-7-2-Variations d'accélération	41
3-7-3-Stop électrique	41
3-8-Les injecteurs	41
3-8-1-Rôle	41
3-8-2-Description	41
3-8-3-Fonctionnement	42

3-9-Le circuit de retour	42
4- Carburants & combustion	43
4-1-Origine de carburant	43
4-1-1-Nature du combustible	43
4-2-la combustion	44
4-2-1-Déroulement de la combustion dans un moteur Diesel	44
4-2-2-Equations chimiques de base	44
4-2-3-L'indice d'octane	46
4-2-4-L'indice de cétane	46
4-2-5-pouvoir calorifique	46
4-3-La quantité d'air stœchiométrique (I_o , L_o)	47
4-4-Le coefficient de l'excès d'air (α)	48
4-5-La quantité et la composition des produits de combustion	49
4-6-Les émissions Diesel	49
4-6-1-Polluants primaires	49
4-6-1-1-Le monoxyde de carbone (CO)	49
4-6-1-2-Les oxydes d'azote (NO_x)	50
4-6-2-Polluants secondaires	50
4-6-2-1-L'ozone (O_3)	50
4-6-2-2-Les pluies acides	50
4-6-2-3-Le dioxyde de carbone (CO_2) et l'effet de serre	50
5-Système de graissage	51
5-1-Description	51
5-2-Les organes du système de graissage	51
5-3-Circulation d'huile dans le moteur diesel	52
5-4-Appareils de contrôle	53
5-5-Fonctionnement	53
5-6-Fluide de graissage : (lubrifiant)	54
5-6-1-Différents types d'huiles moteurs	54
6-Système de refroidissement	55
6-1-Description	55
6-2-Principe de fonctionnement	55
6-3-Organes et accessoires du système de refroidissement	56
6-4-Le fluide de refroidissement	57

7-Rappels thermodynamiques	58
7-1-Moteur à essence	58
7-1-1-Cycle de Beau de Rochas	58
7-1-1-1-Le rendement de beau de Ruchard η_{th}	59
7-1-2-Cycle réel	60
7-1-2-1-Critique du diagramme théorique	60
7-2-Moteur diesel	61
7-2-1-Cycle Diesel pur	61
7-2-2-Le rendement théorique de cycle Diesel η_{th} :	62
7-3-Différences entre le diagramme réel et théorique	63
7-4-Diagramme mixte	64
Conclusion	65

CHAPITRE 3 : Etude du cycle réel du moteur diesel

Introduction	67
1-Cycle diesel réel	68
2-Les processus d'admission – échappement	69
2-1-Les phases de distribution	69
2-2-Paramètres essentiels des processus de l'échappement-admission	70
2-2-1-Le coefficient de remplissage	70
2-2-2-Paramètres à l'admission (P_1, T_1, ρ admise)	70
2-2-3-Le coefficient des gaz résiduels (γ_r)	71
3-Paramètres de processus de l'échappement	71
3-1-Calcul des gaz d'échappement	71
4-Calcul des paramètres de la charge fraîche à la fin de l'admission (P_a, T_a)	72
5-La compression	73
5-1-Le taux de compression (ϵ)	74
5-2-Calcul des paramètres de compression	74
6-La combustion	75
6-1-Combustion complète et combustion incomplète	75
6-2-Le taux de croissance de la pression (λ_p)	76
6-3-Calcul des paramètres de la combustion	77

7-La détente	77
7-1-Le taux de la détente préliminaire (ρ_d)	78
7-2-Le taux de la détente postérieure (δ_d)	78
7-3-Calcul des paramètres de la détente	78
8-Les performances du moteur diesel	78
8-1-Les performances indiquées	79
8-1-1-Définition et formules de calcul des performances indiquées	79
8-1-1-1-La pression moyenne indiquée (P_{mi})	79
8-1-1-2-La puissance indiquée (P_i)	79
8-1-1-3-Le rendement indiqué du moteur (η_i) et la consommation spécifique indiquée du combustible (C_{si})	79
8-1-1-4-Les performances indiquées en fonction de divers paramètres de cycle	80
8-2-Les performances effectives	81
8-2-1-Définitions et formules de calcul des performances effectives	81
8-2-2-La puissance effective et la pression moyenne effective	81
8-2-3-Le rendement effectif et la consommation spécifique effective du combustible	82
8-2-4-Le couple moteur	83
Conclusion	83

CHAPITRE 4 :Calculs des paramètres et les performances du moteur diesel

Introduction	85
1-Introduction des données du moteur diesel quatre temps quatre cylindres	85
1-1-La Pression et la Température ambiantes	85
1-2-La pression et la Température des gaz résiduels	85
1-3-L'exposant polytropique	86
1-3-1-Phase de compression	86
1-3-2-phase de détente	86
1-4-Le taux d'élévation de pression	86
1-5-Coefficient d'utilisation de la chaleur au point z	86
2-Calcul des paramètres thermodynamiques du moteur diesel	86
2-1-La cylindrée V_h	86
2-2-Le volume mort V_0	86
2-3-La masse d'air admise	86

2-4-La masse des gaz résiduels	87
2-5-Coefficient des gaz résiduels γ_r	87
2-6-Coefficient de remplissage η_v	87
2-7-Calcul des paramètres d'admission	88
2-8-Calcul les paramètres de compression P_c et T_c	89
2-9-Calcul des paramètres en fin de combustion	90
2-9-1-Détermination de la quantité théorique de l'air nécessaire pour une combustion complète d'un Kg de combustible	90
2-9-2-Quantité de gaz brûlé (M_2)	90
2-10-Calcul les paramètres de la détente P_b et T_b	92
2-10-1-Le taux de la détente préliminaire (ρ_d)	92
2-10-2-Le taux de la détente postérieure (δ_d)	92
3-Calcul des performances du moteur diesel	93
3-1-Les performances indiquées	93
3-1-1-Le travail indiqué W_i	93
3-1-2-La pression moyenne indiquée P_{mi}	94
3-1-3-La puissance indiquée P_i	94
3-2-Les performances effectives	94
3-2-1-La puissance effective P_e	94
3-2-2-Le travail effectif	94
3-2-3-La pression moyenne effective P_{me}	94
3-2-4-La consommation spécifique	95
3-2-5-Le rendement effectif	95
3-2-6-Le couple moteur	95
4-Calcul des gaz d'échappements	95
Conclusion	100
Bibliographie	101

LISTE DES FIGURES

Figure 1-1 : Éclaté didactique d'un moteur d'automobile	19
Figure 1-2 : Schéma de fonctionnement d'une turbine à gaz à compresseur axial	21
Figure 1-3 : Turboréacteur Pratt & Whitney J58 de l'avion de reconnaissance	22
Figure 1-4 : Jean-Joseph Etienne Lenoir (1822-1900)	22
Figure 1-5 : Alphonse Eugène Beau (1815-1893)	23
Figure 1-6: Rudolf Christian Karl Diesel (1858-1913)	23
Figure 1-7: Bloc moteur V12	24
Figure 1-8 : chemise	25
Figure 1-9 : culasse	25
Figure 1-10 : Joint de culasse	26
Figure 1-11: Équipements de culasse	26
Figure 1-12 : Carter inférieur	26
Figure 1-13: Les détails du piston	28
Figure 1-14 : Piston, axe et segment	28
Figure 1-15: la bielle	28
Figure 1-16 : vilebrequin	28
Figure 1-17: volant moteur	29
Figure 1-18 : Arbre à came	30
Figure 1-19 : Les coussinets	30
Figure 2-1: préchambre	36
Figure 2-2: chambre de turbulence	36
Figure 2-3: Circuit de la rampe commune	37
Figure 2-4: Équipement d'injection d'un moteur diesel	37
Figure 2.5 : Pompe d'alimentation	38
Figure 2-6: Filtre à gasoil	39
Figure 2-7: Pompe à injection rotative (Pompe Bosch EPVE)	40
Figure 2-8 : Model des fiouls	43
Figure 2-9 : Diagramme représente le pourcentage des gaz d'échappement	45
Figure 2-10: Circuit de refroidissement d'eau	55
Figure 2-11: Pompe à eau	57
Figure 2-12: Cycle de Beau de Rochas	58

Figure 2-13: Diagramme P - V	60
Figure 2-14 : Diagramme P-V diesel théorique	61
Figure 2-15: Cycle réel diesel	64
Figure 2-16 : Diagramme mixte	65
Figure 3-1 : Diagramme de cycle réel	68
Figure 3-2 : représente le processus admission – échappement	69
Figure 3-3 : représente le diagramme de distribution	70
Figure 3-4 : représente la phase de compression	73
Figure 3-5 : représente la phase de combustion	75
Figure 3-6 : représente $P, T = f(\text{angle de rotation du vilebrequin})$	76
Figure 3-7 : représente la phase détente	77

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 1-1 : Classification des moteurs	20
Tableau 1-2 : Avantages & inconvénients du moteur diesel	31
Tableau 2-1: L'ordre d'allumage d'un moteur quatre temps	34
Tableau 4-1 : calculs des compositions massique et volumique du mélange	97
Tableau 4-2: représente les propriétés thermodynamique de l'air (d'après le site www.google.fr/idealgaspropertiesofair).	98
Tableau 4-3 : représente la chaleur massique C_p (kj /kmoles k) de l'air (d'après le livre principe de la thermodynamique par KHOJA).	99

NOMENCLATURE	
AOA	L'avance à l'ouverture de la soupape d'admission
AOE	L'avance à l'ouverture de la soupape d'échappement
A	L'alésage du cylindre, m
C	La course du piston ou bien contenance de carbone dans 1kg de combustible
CO	Monoxyde de carbone
CO ₂	Dioxyde de carbone
Cp	Capacité calorifique à pression constante j/kg.k
Cv	Capacité calorifique à volume constant j/kg.k
Csi	Consommation spécifique indiquée du combustible g/kwh
Cse	Consommation spécifique effective du combustible g/kwh
ds	La variation d'entropie
Gc	Consommation du combustible, g/h
H	Contenance de l'hydrogène dans un 1kg de combustible, kg
H ₂ O	Compositions d'eau, g/mole
L, I	Quantité réelle de l'air, en kg/et kmole
L ₀ , I ₀	Quantité stœchiométrique de l'air, en kg/et kmole
M ₁	Masse admise dans le cylindre, en kg ou kmole
M ₂	Masse des gaz brûlés
Me	Couple moteur, Nm
Mr	Masse résiduelle, en kg
n	Exposant polytropique ou le nombre du cylindre ou nombre de mole
n ₁	Exposant polytropique instantané (compression)
n ₂	Exposant polytropique instantané (détente)
N	Vitesse de rotation du moteur, tr/mn
N ₂	Azote, g/mole
NO	Monoxyde d'azote, g/mole
NO ₂	Dioxyde d'azote, g/mole
O	Constante de l'oxygène dans 1kg de combustion, kg
Pci	Pouvoir calorifique inférieur du combustible, j/kg
Pi	Puissance indiquée du moteur en, w
Pe	Puissance effective du moteur en, w

P_m	Puissance des pertes mécaniques en, w
P	Pression dans le cylindre
P_a	Pression de la charge fraîche en fin admission
P_{mi}	Pression moyenne indiquée
P_{me}	Pression moyenne effective
P_m	Pression moyenne des pertes mécaniques du moteur
PMH	Point mort haut
PMB	Point bas
Q_1	Chaleur à partir d'une source chaude en unité de masse, j/kg
Q_2	Chaleur à partir d'une source froide en unité de masse, j/kg
RFA	Retard à la fermeture de l'admission
RFE	Retard à la fermeture de l'échappement
r	Constante spécifique d'air j/kg.k
R	Constante spécifique des gaz parfait
T_1	Température d'admission en, k
T_a	Température de la charge fraîche en fin d'admission, k
T_r	Température des gaz résiduel, en k
u	L'énergie spécifique, j
V_0	Le volume mort du cylindre, m^3
V_h	La cylindrée unitaire du moteur, m^3
W	Travail selon l'indice, j
δ_d	Taux de détente postérieure
γ_r	Coefficient des gaz résiduels
ΔT_a	L'échauffement de la charge fraîche dans le canal d'admission
ΔP_a	Pertes de charge dans le canal d'admission
ΔU	Variation de l'énergie interne
ε	Taux de compression dans cylindre
α	Coefficient d'excès d'air
λ	Taux de croissance de la pression dans le cycle
η_v	Coefficient de remplissage
η_e	Rendement effectif
η_i	Rendement indiqué

η_t	Rendement thermique
η_m	Rendement mécanique
ρ_{admise}	Masse volumique admise dans le cylindre, en kg/m^3
ρ_d	Taux de détente préliminaire dans le cycle
τ	Temps en seconde, le nombre de temps dans le cylindre
ω	Vitesse angulaire du vilebrequin, rd/s

LES INDICES	
l	Pour désigne un paramètre d'admission
a	Pour désigner un paramètre au début de la compression (fin d'admission)
b	Pour désigner un paramètre à la fin de détente
c	Pour désigner un paramètre à la fin de la compression
c'	Désigne un paramètre au début d'injection
e	Se rapporte à un paramètre effectif
i	Se rapporte à un paramètre indiqué
m	Se rapporte à une grandeur des pertes mécaniques
r	Se rapporte à un paramètre dans le cylindre à la fin de l'échappement
z	Se rapporte à un paramètre dans le cylindre à la fin de la combustion
0	Se rapporte à un paramètre atmosphérique

CHAPITRE 01

INTRODUCTION

Le moteur est un organe qui transforme en travail mécanique une source d'énergie qui lui est fournie.

Il est dit "moteur électrique" si la source d'énergie est l'électricité.

Il est dit "moteur thermique" si la source d'énergie est donnée par un combustible.

Dans un moteur thermique si la combustion se fait à l'intérieur du moteur : on le dénomme alors moteur thermique à combustion interne.

C'est le cas de tous les moteurs thermiques employés actuellement en automobile, dont le travail mécanique est obtenu par l'explosion plus détente des gaz portés à haute pression et haute température.

Ce travail a pour objectif de déterminer les paramètres de fonctionnement et les performances d'un moteur diesel en se fixant le nombre de temps et le nombre de cylindre. Afin d'atteindre ce but, quatre chapitres ont été développés :

- ✚ Le premier chapitre présente une description générale du moteur diesel.
- ✚ Le second chapitre, on a fait un rappel thermodynamique sur le cycle théorique mixte diesel quatre temps.
- ✚ Le troisième chapitre présente le cycle réel mixte et les performances du moteur diesel.
- ✚ Le quatrième chapitre présente les calculs des paramètres et les performances du moteur diesel à quatre temps et à quatre cylindres.

1. Généralité

1.1. Principe de fonctionnement

Comme le moteur thermique à essence, le moteur Diesel est constitué de pistons coulissants dans des cylindres, fermés par une culasse reliant les cylindres aux collecteurs d'admission et d'échappement et munie de soupapes commandées par un arbre à cames.

Son fonctionnement repose sur l'auto-inflammation du gazole, fioul lourd ou encore huile végétale brute (Biodiesel ou autres) dans de l'air comprimé à 1:20 du volume du cylindre (environ 35 bar), et dont la température est portée de 600 °C à 1 500 °C environ. Sitôt le carburant injecté (pulvérisé), celui-ci s'enflamme presque instantanément, sans qu'il soit nécessaire de recourir à un allumage commandé par bougie. En brûlant, le mélange augmente fortement la température et la pression dans le cylindre (60 à 100 bars), repoussant le piston qui fournit une force de travail sur une bielle, laquelle entraîne la rotation du vilebrequin (ou arbre manivelle faisant office d'axe moteur, voir système bielle-manivelle).

Les quatre temps du cycle Diesel sont :

1. admission d'air par l'ouverture de la soupape d'admission et la descente du piston ;
2. compression de l'air par remontée du piston, la soupape d'admission étant fermée ;
3. temps moteur : peu avant le point mort haut on introduit, par une injection, 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 moteur ;
4. échappement des gaz brûlés par l'ouverture de la soupape d'échappement, poussés par la remontée du piston.

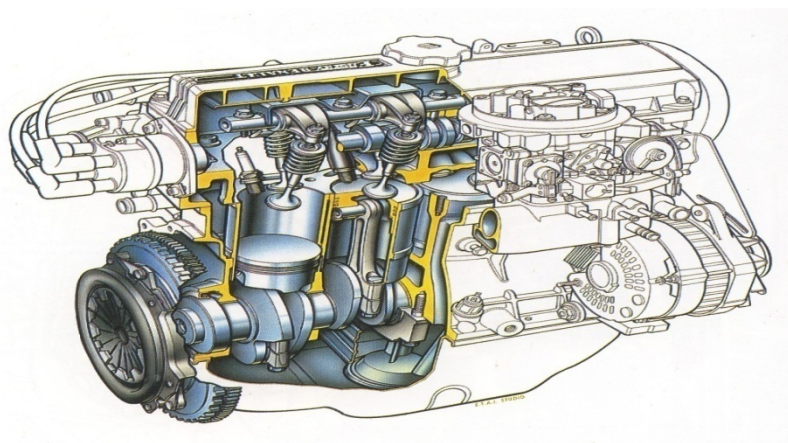


Figure 1-1 : représente un moteur d'automobile

2. Classification des moteurs à combustion interne [1]

Cette famille elle rassemble deux grands types de moteurs à combustion interne :

- Les moteurs fournissant un couple sur un arbre :
- Moteurs thermiques à combustion interne à pistons alternatifs.
- Moteurs à allumage commandé (moteurs à essence).
- Moteurs Diesel.
- Moteurs thermiques à combustion interne à Pistons Rotatifs.
- Turbines à gaz.
- Les moteurs à réaction :
- Turbo réacteurs.
- Statoréacteurs.
- Pulsoréacteurs.
- Moteur-fusée.

Les moteurs à combustion interne sont répartis en divers groupes d'après plusieurs critères et suivant plusieurs paramètres :

Critères de classification	Dénomination des moteurs
Carburant utilisé	<ul style="list-style-type: none"> • Essence. • Diesel. • Gaz.
Disposition des cylindres	<ul style="list-style-type: none"> • Moteur en ligne. • Moteur en V. • Moteur à cylindres opposés.
Nombre de cylindres	<ul style="list-style-type: none"> • Moteur à un seul cylindre. • Moteur multicylindres.
Utilisation	<ul style="list-style-type: none"> • Moteur de transport. • Moteur stationnaire.
Cycle de travail	<ul style="list-style-type: none"> • Moteur à quatre temps. • Moteur à deux temps.
Système d'allumage	<ul style="list-style-type: none"> • Moteur à auto combustion.
Système d'alimentation en carburant	<ul style="list-style-type: none"> • Moteur à injection directe. • Moteur à injection indirecte.
Mode de refroidissement	<ul style="list-style-type: none"> • Moteur de refroidissement par eau. • Moteur de refroidissement par air.
Mouvement des pistons	<ul style="list-style-type: none"> • Moteur à course de piston rectiligne. • Moteur à piston rotatif.
Système de distribution	<ul style="list-style-type: none"> • Moteur à arbre à cames latérales. • Moteur à arbre à cames en tête.
Remplissage des cylindres	<ul style="list-style-type: none"> • Moteur atmosphérique. • Moteur suralimenté.

Tableau 1-1 : Classification des moteurs

2.1. Turbine à gaz

La turbine à gaz est un moteur thermique réalisant les différentes phases de son cycle thermodynamique dans une succession d'organes traversés par un fluide moteur gazeux en écoulement continu. C'est une différence fondamentale par rapport aux moteurs à pistons qui réalisent une succession temporelle des phases dans un même organe (généralement un cylindre).

Dans sa forme la plus simple, la turbine à gaz fonctionne selon le cycle dit de Joule comprenant successivement et schématiquement :

- une compression adiabatique qui consomme de l'énergie mécanique ;
- un chauffage isobare comme pour un moteur Diesel ;
- une détente adiabatique jusqu'à la pression ambiante qui produit de l'énergie mécanique ;
- un refroidissement isobare.

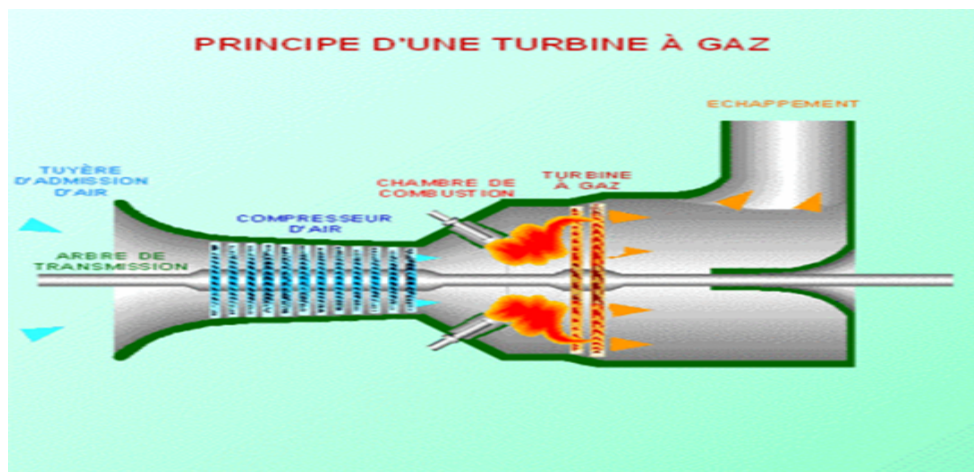


Figure 1-2 : Schéma de fonctionnement d'une turbine à gaz à compresseur axial

2.2. Turboréacteur

Le turboréacteur est un système de propulsion qui transforme l'énergie chimique contenue dans un carburant, associé à un comburant qu'est l'air ambiant, en énergie cinétique permettant de générer une force de réaction en milieu élastique dans le sens opposé à l'éjection. Ce type de moteur est essentiellement utilisé sur les avions de type commercial ou militaire. La poussée générée résulte de l'accélération d'une certaine quantité d'air entre l'entrée (buse d'entrée d'air) et la sortie (tuyère d'éjection).

Afin d'éjecter une quantité d'air suffisante en masse, un accroissement de la pression à vitesse à peu près constante est assuré par le compresseur d'entrée. Un important dégagement d'énergie est ensuite provoqué par la combustion d'un carburant, généralement du kérosène, dans l'oxygène de l'air qui traverse la machine. Une partie de l'énergie produite est récupérée par une turbine à gaz à la sortie de la chambre de combustion pour entraîner certains accessoires dont le compresseur situé juste en aval

de l'entrée d'air, l'autre partie du flux chaud (additionnée ou non au flux froid suivant le type de réacteur) produit la poussée par détente dans la tuyère d'éjection.

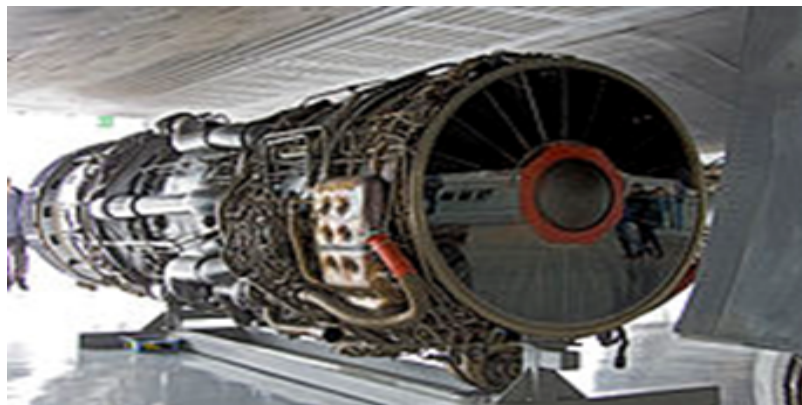


Figure 1-3 : Turboréacteur Pratt & Whitney J58 de l'avion de reconnaissance

2.3. Moteur à allumage commandé « moteur à essence » :

2.3.1. Définition:

Un moteur à allumage commandé, plus communément appelé moteur à essence en raison du type de carburant utilisé, est une famille de moteur à combustion interne, pouvant être à mouvement alternatif (à deux ou quatre temps) ou à mouvement rotatif (Wankel).

Ces moteurs transforment l'énergie potentielle chimique stockée dans un carburant en travail (énergie mécanique) grâce à des combustions très rapides, d'où le terme « d'explosion ». Ils sont constitués d'un ou plusieurs cylindres confinant les combustions. Dans chaque cylindre, un piston coulisse en un mouvement rectiligne alternatif.

Ce mouvement est transformé en rotation par l'intermédiaire d'une bielle reliant le piston au vilebrequin, un assemblage de manivelles sur un axe.

2.3.2. Historique

L'ingénieur belge Étienne Lenoir fabrique en 1860 le premier moteur à allumage commandé. C'est un moteur à deux temps, de rendement très médiocre, mais qu'il fabriquera à quelque 400 exemplaires faisant ainsi de lui le premier industriel de cette technique de l'allumage commandé. Le physicien Beau de Rochas théorise en 1862 la thermodynamique des moteurs à quatre temps.

Ingénieur belge né le 12 janvier 1822 à Mussy-la-ville.
Est-il prise la nationalité française en 1870 et
il décède le 4 août 1900 à Saint-Maur-des-Fossés, France.

En 1860 il fabrique le premier moteur à allumage
commandé avec deux temps.



Figure 1-4 : Jean-Joseph Étienne Lenoir (1822-1900)

Né le 9 avril 1815 à Digne-les-Bains et décédé le 27 mars 1893 à Vincennes, fut un ingénieur thermodynamicien français et lauréat de l'institut (Académie des Sciences). Le 16 janvier 1862 il définit le cycle thermodynamique de moteur à quatre temps.



**Figure 1-5 : Alphonse Eugene Beau
(1815-1893)**

2.4. Moteur à combustion interne dont l'allumage est spontané « Moteur Diesel » :

2.4.1. Définition & historique :

C'est un moteur thermique à combustion interne à allumage spontané à haute pression de 100 à 200 bars.

Dans les moteurs à allumage par compression, le carburant est du gazole.

On l'injecte sous pression dans la chambre de combustion contenant de l'air, préalablement comprimé et chaud, au contact duquel il s'enflamme spontanément.

Ces moteurs sont appelés moteur Diesel.

Fruit des travaux de l'ingénieur franco-allemand Rudolf Diesel de 1893 à 1897, le moteur Diesel est un moteur à combustion interne dont l'allumage est spontané lors de l'injection du carburant, par phénomène d'auto-inflammation lié aux températures élevées dans la chambre de combustion. Celles-ci sont atteintes grâce à un fort taux de compression (rapport volumétrique de 14:1 à 25:1), permettant d'obtenir une température de 700 à 900 °C. Des bougies de préchauffage sont souvent utilisées pour permettre un meilleur démarrage du moteur à froid, en augmentant, temporairement, la température d'un point de la chambre de combustion.

Ingénieur franco-allemand, né le 18 mars 1858 à Paris et disparu dans la nuit du 29 au 30 septembre 1913 lors d'une traversée de la Mer du Nord.

Rudolf Diesel est l'inventeur du moteur à combustion interne portant son nom, conçu pour fonctionner avec des huiles végétales et non avec du gazole. Diesel nomma initialement ce moteur, le « moteur à l'huile ».



**Figure 1-6: Rudolf Christian
Karl Diesel (1858-1913)**

2.5. Comparaison entre le moteur Diesel et le moteur à essence classique

Le moteur diesel se différencie du moteur à explosion par plusieurs points.

Dans le moteur à explosion, le mélange air-essence est formé dans le carburateur à l'extérieur du cylindre. Par contre, dans le moteur Diesel, il se fait dans le cylindre, l'air étant aspiré et le combustible injecté ensuite, à l'aide d'un "injecteur" alimenté par une "pompe d'injection" qui lui communique une pression supérieure à celle régnant dans le cylindre en fin de compression pour permettre son introduction.

Dans le moteur à explosion on essaie d'augmenter le taux de compression mais on est limité par le phénomène "d'auto-allumage". Dans le moteur Diesel, seul l'air est aspiré et on peut le comprimer sans inconvénient pour atteindre des pressions et des températures très élevées (contraintes métallurgiques).

Le taux de compression est plus élevé dans le moteur diesel que dans le moteur à explosion, ce qui permet d'obtenir un rendement de l'ordre de 40 % alors que le rendement d'un moteur à explosion ne dépasse pas 32 %.

C'est au contact de cet air comprimé que le combustible alors injecté s'enflamme. Comparativement au moteur à explosion, le moteur Diesel ne possède ni carburateur, ni système d'allumage, mais chaque cylindre a un système d'alimentation propre qui comprend : un injecteur et un élément de la pompe d'injection.

3. la structure du moteur [2]

Un moteur est structuré, quel que soit le constructeur, d'ensemble d'éléments d'appellations identiques.

Des éléments annexes peuvent différer la structure d'un moteur, tels que par exemple (arbre à cames, soupapes).

3.1. Les organes fixes :

3.1.1. Le bloc moteur :

C'est la pièce maîtresse de moteur. Il est généralement coulé en fonte d'une seule pièce.

Les cylindres peuvent être usinés ou évidés pour recevoir les chemises. Une circulation d'eau assure leur refroidissement et lubrification.

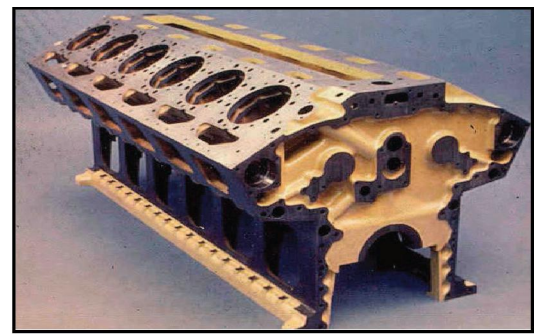


Figure 1-7: Bloc moteur V12

Le bloc cylindre doit remplir plusieurs fonctions :

- Résister à la pression des gaz, qui tendent à dilater et à repousser la culasse ;
- Guider le piston ; Contenir l'eau de refroidissement tout en résistant à la corrosion ;
- Comme, un support, qui reçoit les ensembles
Moteurs des cylindres, chemise....

3.1.2. Cylindre

On englobe généralement sous le monde bloc cylindre l'ensemble fixe constitué par le tube, les cavités de refroidissement, les supports d'organes de distribution et les amorces des tubulures de circulation d'eau d'alimentation et d'échappement.

Le cylindre surmonté de la culasse réalise la chambre de combustion, il est constitué par un tube parfaitement alésé qui contient le piston. Il guide ce dernier entre le PMH et le PMB. Ils sont généralement en fonte.

3.1.3. Chemise de cylindre :

Les chemises sont en fonte spécifique centrifugée et type amovible. Chaque chemise est fixée à sa partie supérieure par sa collerette serrée entre la culasse et le bloc. La partie inférieure est guidée dans le bloc et l'étanchéité assurée par des joints torique.



Figure 1-8 : chemise

3.1.4. Culasse :

C'est une pièce dans laquelle circulent de nombreux fluides. Elle a comme fonction admission de l'air et du carburant, rejet des gaz de combustion. Propriétés attendues d'une culasse résistance mécanique (pression d'explosion, frettage des sièges de soupape, montage...), résistance thermique et bonne conduction de la chaleur (pour un refroidissement facile par eau).

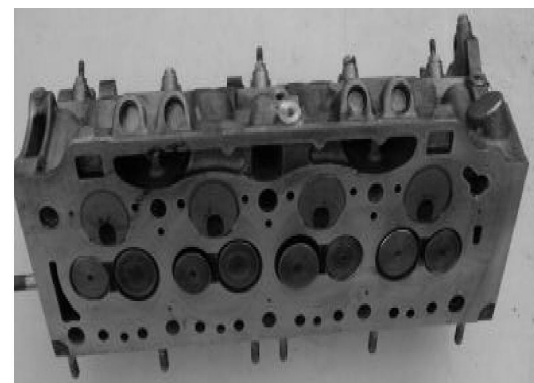


Figure 1-9 : culasse

3.1.5. Le joint de culasse :

Généralement constitué, de deux feuilles de cuivre ou réduit quelque fois à sa plus simple expression : une simple feuille de cuivre. Le joint de culasse assure l'étanchéité entre la culasse et le bloc cylindre.

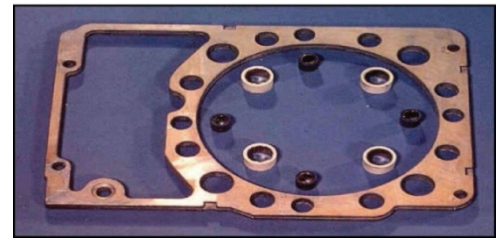


Figure 1-10 : Joint de culasse

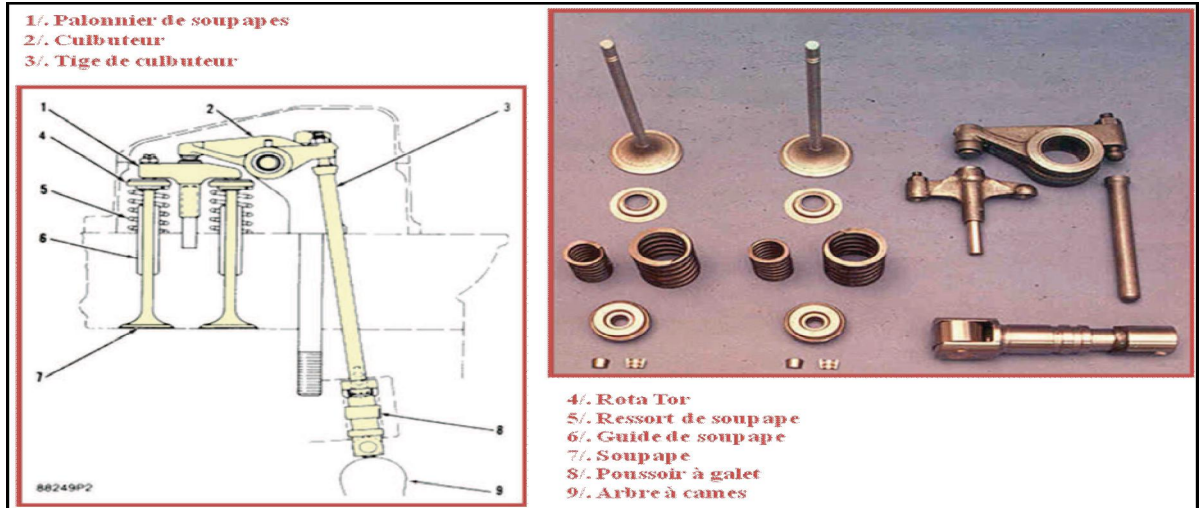


Figure 1-11: Équipements de culasse

3.1.6. Carter :

Le carter est une enveloppe métallique placée à la partie inférieure du moteur, le carter se compose de :

- Le demi-carter supérieur fixé par les boulons à la partie inférieure de bloc-cylindres. Il est coulé avec l'ensemble du bloc-cylindres, il forme le carter cylindre.
- Le demi-carter inférieur ferme complètement la partie inférieure de bloc moteur.



Figure 1-12 : Carter inférieur

3.2. Les organes mobiles :

La transmission de couple moteur est assurée par un système dynamique comportant trois éléments principaux : le piston, la bielle et le vilebrequin. L'ensemble constitue l'attelage mobile.

3.2.1. Les culbuteurs :

Quelque fois appelés aussi basculeurs, les culbuteurs transmettent le mouvement des cames aux soupapes par l'intermédiaire des tiges de culbuteur. L'extrémité en contact avec la tige de culbuteur est munie d'un système vis écrou permettant le réglage du jeu aux culbuteurs.

3.2.2. Les soupapes :

Selon la conception, la puissance du moteur, le nombre de soupapes par cylindre varie généralement au nombre de deux, une d'admission, l'autre d'échappement. Certains moteurs, en vue d'améliorer le remplissage du cylindre, peuvent être dotés de trois voire quatre soupapes par cylindre. Chaque soupape se compose d'une tête munie d'une portée conique et d'une queue, permettant le guidage.

On distingue deux sortes de soupapes :

- Les soupapes d'admission ;
- Les soupapes d'échappement.

3.2.3. Le piston :

Le piston est un organe qui constitue les parois de la chambre de combustion, il est animé d'un mouvement alternatif et rectiligne dans le cylindre, il détermine ainsi l'admission, la compression et l'échappement. Il transmet au vilebrequin par l'intermédiaire de la bielle l'effort exercé par la pression des gaz pendant par combustion est la détente.

Pour que l'aspiration et compression puissent avoir lieu dans des bonnes conditions, il faut que le piston forme avec le cylindre un espace parfaitement clos.

Le piston est en alliage d'aluminium avec un anneau prote-segment en fonte, recouvert d'un enduit graphité permettant de favoriser le rodage et éviter les grippages en cas de surchauffe anormale.

Les segments sont au nombre de trois, le segment key stone à surface bombée, chromée. Le segment intermédiaire est un segment key stone chromé droit. Le segment racleur est de type deux rails chromés.

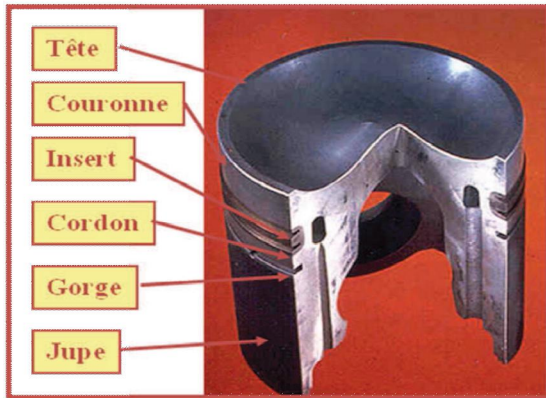


Figure 1-13: Les détails du piston

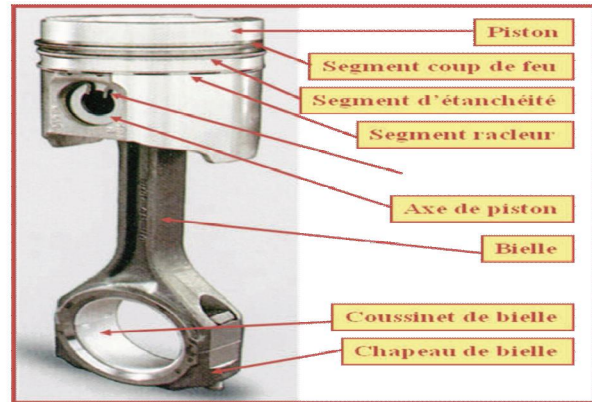


Figure 1-14 : Piston, axe et segment

3.2.4. La Bielle :

La bielle est un organe de liaison entre le piston et le vilebrequin par l'intermédiaire du bras de manivelle du vilebrequin, elle transforme mouvement circulaire continu de l'arbre de vilebrequin. Elle est en acier très résistant. A ce titre les constructeurs ont généralement adoptés une section en H. Le plan de coupe de la tête de bielle est souvent oblique afin de faciliter la dépose de l'ensemble bielle piston par le haut de cylindre.



Figure 1-15: la bielle

3.2.5. Le vilebrequin

Transformation de la force transmise par la bielle en un couple moteur, entraînement en rotation des organes annexes et des accessoires, liaison avec la transmission. L'ensemble bielle-manivelle transforme le mouvement rectiligne alternatif du piston en un mouvement circulaire.



Figure 1-16 : Le vilebrequin

3.2.6. Volant moteur

Le volant moteur est une masse d'inertie servant à régulariser la rotation du vilebrequin. Le volant à également d'autres fonctions secondaires.

- il porte la couronne de lancement du démarreur.
- il porte le système d'embrayage et possède une surface d'appui pour le disque.

Il porte parfois le repère de calage d'allumage ou le déclenchement du repère P.M.H.



Figure 1-17: volant moteur

3.2.7. L'arbre à cames:

Il est entraîné par le vilebrequin et doté d'autant de cames que de soupapes. Selon la conception de la distribution, son emplacement au sein du moteur varie. La solution la plus répandue sur les moteurs de grandes puissances est la distribution culbutée.

L'arbre à came se situe dans le bloc et son entraînement est assuré par un ensemble de pignons dont le rapport de multiplication est d'un demi ($1/2$). La liaison arbre à cames soupapes est assurée par un ensemble de poussoirs, de tiges de culbuteurs et culbuteurs. Des ressorts hélicoïdaux, logés autour des soupapes, referment automatiquement celles-ci, quand la pression communiquée par les cames de l'arbre à cames cesse.

Lorsque l'arbre à cames se situe dans la culasse, il est dit en tête. Cette solution, permet de diminuer le nombre d'éléments donc d'alléger le système de distribution, les poussoirs, les tiges de culbuteurs, les culbuteurs. La liaison arbre à cames vilebrequin est alors réalisée par une courroie crantée.

Cette conception de distribution moderne bénéficie de plusieurs avantages :

- Réduction des masses en mouvement ;
- Lubrification du système de liaison inexistant ;
- Fonctionnement silencieux.

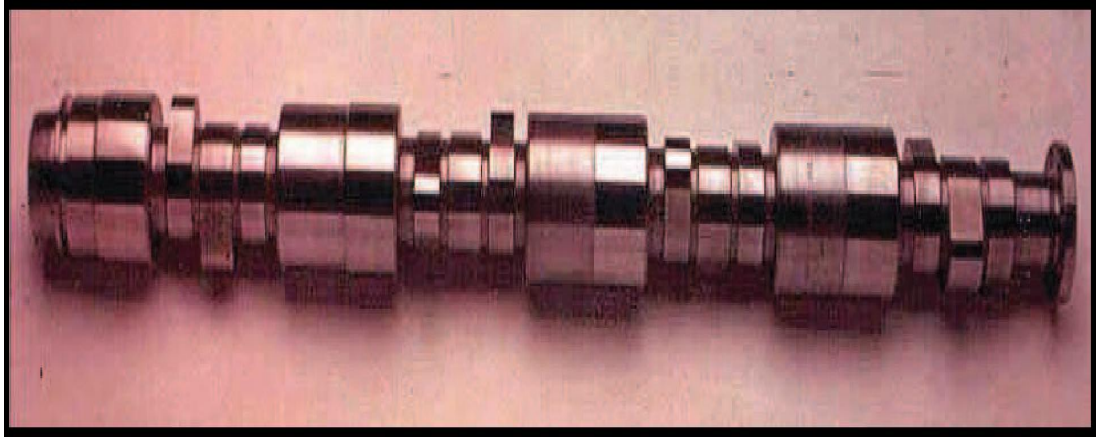


Figure 1-18 : Arbre à came

3.2.8. Les coussinets :

Constitués de demies coquilles démontables, recouvert d'une couche de métal antifriction, ils réalisent les contacts entre le palier du vilebrequin et la tête de la bielle.

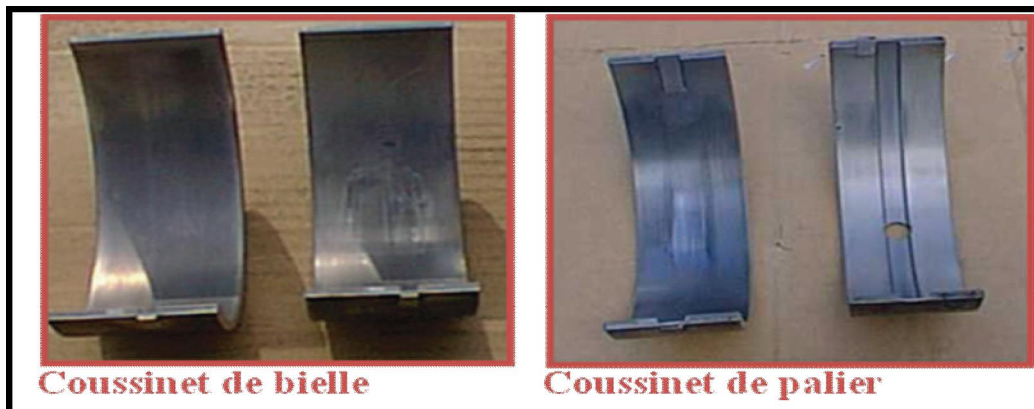


Figure 1-19 : Les coussinets

3.3. Pression cylindre

La chaleur est produite par une combustion dans une chambre à volume variable et elle est utilisée pour augmenter la pression au sein d'un gaz qui remplit cette chambre (ce gaz est d'ailleurs initialement composé du combustible et du comburant : air). Cette augmentation de pression se traduit par une force exercée sur un piston, qui transforme le mouvement de translation du piston en mouvement de rotation du vilebrequin.

4. Avantages & inconvénients du moteur diesel [3]

Les Avantages	Les inconvénients
<ul style="list-style-type: none"> ➤ Le rendement est élevé. La consommation moyenne en combustible est voisine de 190g/cv/h. ➤ Le combustible employé par les moteurs Diesel est relativement bon marché. ➤ Les gaz d'échappement sont moins toxiques puisque la teneur en oxyde de carbone est de 0,1% à 2%. ➤ Les dangers d'incendie sont réduits. ➤ L'admission est toujours maximale. ➤ En effet, le gas-oil ne produit des vapeurs inflammables que chauffé aux environs de 80°C, soit à une température nettement supérieure à celle de l'été. 	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Les organes du moteur sont soumis à des pressions élevées donc à des efforts considérables, si bien que la construction de ces moteurs pose des problèmes mécaniques plus complexes. ➤ Les hautes températures sont indispensables pour enflammer spontanément le combustible injecté, ce qui nécessite des matériaux ayant une bonne tenue aux températures élevées. ➤ Les pressions en cours de combustion normales sont voisines de 50 à 80 bars mais ces valeurs sont dépassées s'il se produit des « rates d'inflammation ».

Tableau 1-2 : Avantages & inconvénients du moteur diesel

5. Conclusion

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.

CHAPITRE 02

1. Introduction

Pour le fonctionnement normal, selon le type, le moteur doit être équipé des systèmes et mécanismes.

Un moteur diesel fonctionne différemment d'un moteur à essence. Même si leurs principaux organes sont semblables et s'ils respectent le même cycle à quatre temps, un moteur diesel et un moteur à explosion présentent des différences sensibles, en particulier dans la façon dont le mélange carburé y est enflammé et dans la manière dont la puissance délivrée y est régulée.

2. Système d'allumage d'un moteur diesel [4]

Dans un moteur à essence, le mélange carburé est enflammé par une étincelle électrique. Dans un moteur Diesel, l'allumage est obtenu par une auto-inflammation du carburant à la suite de l'échauffement de l'air sous l'effet de la compression. Un rapport volumétrique normal est de l'ordre de 20 à 1 pour un moteur Diesel (alors qu'il est de 9 à 1 pour un moteur à essence). Un tel taux de compression porte la température de l'air dans le cylindre à plus de 450 °C. Cette température étant celle de l'auto-inflammation du gasoil, celui-ci s'enflamme spontanément au contact de l'air, sans qu'il y ait besoin d'une étincelle.

2.1. Le démarrage d'un moteur Diesel

Comme les moteurs à essence, les moteurs Diesel sont lancés par un moteur électrique (démarreur) qui amorce le cycle compression-inflammation. A froid, cependant, les Diesel sont difficiles à démarrer. Pour faciliter le départ à froid on élève la température des parois de la chambre de combustion et de l'air admis, les Diesel sont équipés de bougies de préchauffage. Ces organes, qui ressemblent à des bougies d'allumage mais qui sont plus courts et plus épais, sont connectés à l'alimentation électrique du véhicule ; ils comprennent une résistance intérieure qui s'échauffe très rapidement dès qu'elle est mise sous tension. Les bougies de préchauffage sont mises en fonction par la clé de contact-démarrage-antivol. Sur les moteurs les plus récents, elles sont mises automatiquement hors circuit dès que le moteur est lancé et accéléré au-dessus de son régime de ralenti. Ce problème de démarrage à froid a au moins deux raisons, d'une part, ils opposent, du fait de leur taux de compression élevé, une forte résistance à l'entraînement, d'autre part, la seule compression de l'air froid ne permet pas d'atteindre une température suffisamment élevée pour que le carburant s'enflamme spontanément.

2.2. Le contrôle du régime

Un moteur Diesel n'est pas régulé comme un moteur à essence, car la masse d'air aspirée à chaque cycle y est toujours la même quel que soit l'effort qui lui est demandé. Le régime du moteur est uniquement régulé par la quantité de carburant pulvérisé dans la chambre de combustion une quantité supérieure de gasoil injecté donne une combustion plus vive et produit une force plus importante.

La pédale d'accélération est reliée au dispositif de dosage (le régulateur) du système d'injection et non pas, comme dans un moteur à essence, à un Papillon d'admission d'air. Si l'arrêt d'un Diesel s'obtient maintenant par la manœuvre d'une clé semblable à une clé de « contact », il s'agit de couper non pas un circuit assurant la production d'étincelles, mais un circuit assurant l'alimentation électrique d'une électrovanne qui contrôle l'arrivée de carburant à la pompe d'injection du système de dosage et de distribution.

2.3.Ordre d'allumage

Les pistons des deux cylindres 1 et 4 se trouvent ensemble au PMH. Si le cylindre 1 est en fin de compression, l'autre cylindre 4 est en fin d'échappement. Ou si le cylindre 4 est en fin de compression. L'autre cylindre 1 est en fin d'échappement.

Les pistons des deux autres cylindres 2 et 3 se trouvent ensemble au PMB. Si le cylindre 2 est en fin d'admission l'autre cylindre 3 est en fin de combustion détente.

Lorsque le cylindre 1 descend pour le temps admission, le cylindre opposé 4 descend pour le temps combustion détente. C'est le temps moteur.

Lorsque le cylindre 2 monte pour le temps compression, le cylindre opposé 3 monte pour le temps échappement. C'est un temps mort, c-à-dire que l'ordre d'allumage d'un moteur à quatre temps quatre cylindres c'est 1-3-4-2.

- Rotation du vilebrequin (°)

0°	180°	360°	540°	720°
Cylindre 1	Comb-Détente	Echappement	Admission	Compression
Cylindre 2	Echappement	Admission	Compression	Comb-Détente
Cylindre 3	Compression	Comb-Détente	Echappement	Admission
Cylindre 4	Admission	Compression	Comb-Détente	Echappement

Tableau 2-1 : L'ordre d'allumage d'un moteur quatre temps

3. Système d'alimentation [5]

3.1. Généralités

Le moteur Diesel ne possédant ni carburateur, ni système d'allumage, chaque cylindre est alors alimenté par un équipement d'injection qui doit y introduire le carburant pour réaliser la combustion. A cet effet, il faudra:

- Une pression d'injection supérieure à la pression de fin de compression,
- Une quantité de carburant injectée à un moment précis du cycle dans chaque cylindre,
- Résister à la température élevée.

Pour réaliser ces fonctions, le moteur Diesel est doté d'un équipement d'injection.

3.2. L'injection [6]

3.2.1. Le moteur diesel à injection directe

Le moteur à injection directe s'impose pour son rendement supérieur à ceux des moteurs à injection indirecte.

En effet, le rapport entre la surface et le volume de la chambre de combustion est nettement plus faible pour un moteur à chambre à espace mort unique (injection directe) que pour un moteur à préchambre (injection indirecte) ; de plus, la durée de la combustion est plus courte dans un moteur à injection directe.

Ces deux paramètres diminuent les échanges thermiques entre la chambre de combustion et le système de refroidissement, facteurs de perte de rendement.

Les problèmes liés à l'injection directe sont de deux ordres : bruits de combustion et émission d'oxyde d'azote(NOx).

L'apparition de la régulation électronique dans les systèmes d'injection a permis de stabiliser et d'affiner les réglages de base, tant au niveau du moment d'injection que du débit de combustible.

Ces différents systèmes d'injection mécaniques par pompe distributrice, régulés ou non de manière électronique, présentent comme caractéristique commune la variation de la pression d'injection en fonction de la vitesse de rotation du moteur.

Cette variation de pression d'injection rend difficile une maîtrise totale de la combustion.

3.2.2. Le moteur diesel à injection indirecte

L'application du moteur Diesel aux véhicules automobiles légers privilégie parfois le silence de fonctionnement au détriment d'une légère surconsommation.

Pour satisfaire à ces conditions, les moteurs Diesel montés sur les voitures étaient, jusqu'à un passé récent, de type à chambre divisée (injection indirecte).

Deux principes sont utilisés : les préchambres et les chambres de turbulence.

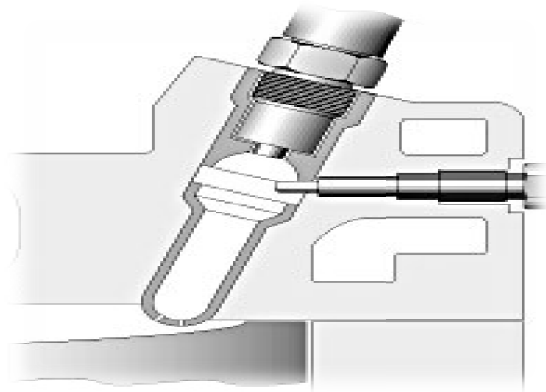


Figure 2-1: préchambre

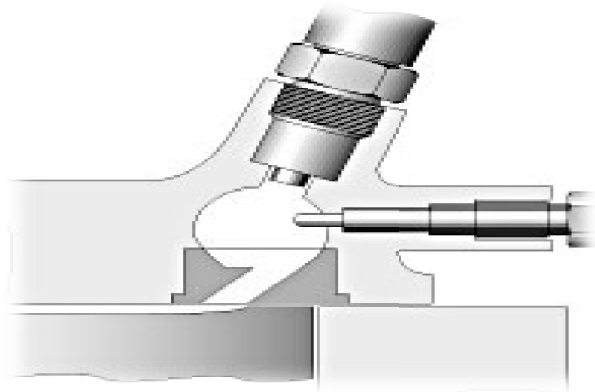


Figure 2-2: chambre de turbulence

Dans ces deux cas, la combustion se déroule dans deux volumes séparés : une chambre, représentant 30 à 60% du volume total, qui reçoit l'injection du carburant et où s'amorce la combustion, et une chambre principale dans laquelle elle s'achève.

L'injection du carburant dans ce petit volume relativement chaud permet de réduire le délai d'allumage du combustible. Seule la quantité minimum de combustible nécessaire à l'amorçage de la combustion s'enflamme, le reste se trouve chassé de la préchambre par l'augmentation de pression et la combustion se poursuit dans la chambre principale.

Les moteurs à injection indirecte remplissent les conditions requises pour son application à l'automobile, à savoir un relatif silence de fonctionnement et un faible taux d'émissions de NOx.

Le second choc pétrolier en 1973 et les normes de dépollution toujours plus sévères ont amené les constructeurs à repenser le moteur Diesel en termes d'économie et de faible pollution.

3.3. Injection haute pression à rampe commune

Contrairement aux systèmes à pompe distributrice, la pression d'injection est indépendante de la vitesse de rotation du moteur et demeure constante pendant la phase d'injection.

Le pilotage de l'injection par un calculateur électronique laisse une grande latitude de programmation aux motoristes.

La quantité de combustible injecté peut être fractionnée pour réaliser une pré-injection, ce qui permet de réduire les bruits de combustion et la formation de NOx.

Cette faible quantité de carburant (1 à 4 mm³) permet de préparer, par une augmentation de la température et de la pression dans la chambre de combustion, l'inflammation du combustible lors de l'injection principale.

Les véhicules équipés de filtres à particules présentent une phase de nettoyage qui nécessite une post-injection, rendue possible grâce au pilotage des injecteurs par un calculateur électronique.

Le pilotage par une électronique numérique de tous les paramètres de l'injection permet d'optimiser le fonctionnement du moteur.

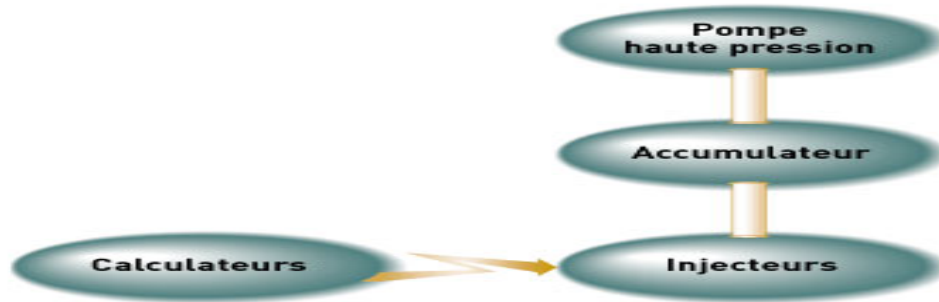


Figure 2-3: Circuit de la rampe commune

3.4. Schéma et description de l'équipement d'injection

L'équipement d'injection est constitué de trois sous-systèmes:

- Un circuit d'alimentation
- Un circuit haut pression
- Un circuit de retour au réservoir

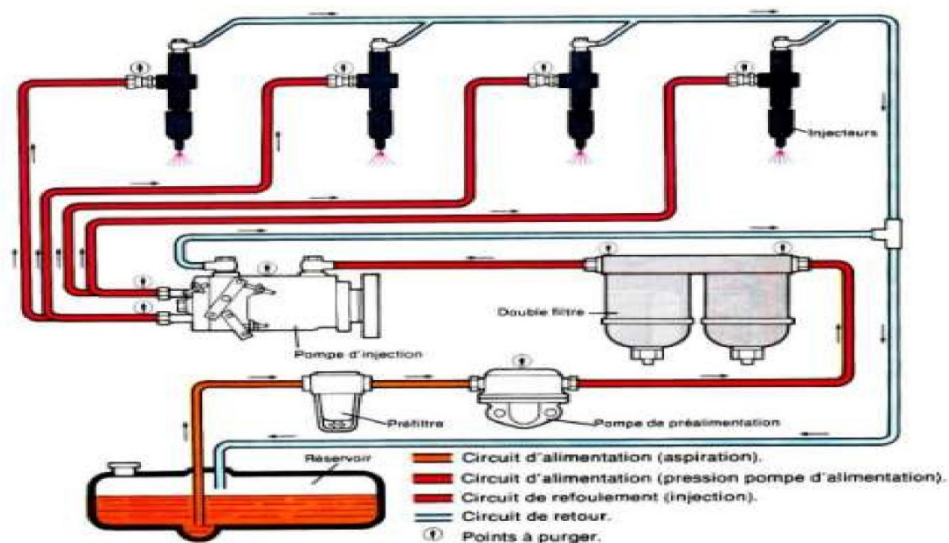


Figure 2-4: Equipement d'injection d'un moteur diesel

3.5. Le circuit d'alimentation

Le circuit d'alimentation ou circuit basse pression, se compose d'un réservoir, de la pompe d'alimentation et d'un dispositif de filtrage très poussé (éventuellement composé de tamis, pré-filtre et filtre).

3.5.1. Réservoir

C'est le contenant du carburant. Il est composé par trois éléments :

- Le bouchon qui permet le remplissage, mais aussi lors du fonctionnement du moteur, il permet à l'air extérieur de compenser en volume la consommation de carburant. Il comporte également un joint d'étanchéité pour éviter toute pénétration de poussière ou eau (pluie, lavage).
- Le réservoir proprement dit peut être en tôle d'acier ou en polypropylène, sa capacité dépend avant tout de la puissance du véhicule et procure une autonomie de travail d'au moins dix heures.
- Le robinet de fond de cuve. Il n'est présent que sur les réservoirs positionnés en hauteur afin de couper la circulation du gas-oil vers le circuit d'injection et permettre des interventions sans avoir à le vidanger. Pour les circuits en aspiration (réservoir sous la cabine), il n'y a pas de robinet.

3.5.2. Pompe d'alimentation

Elle n'est pas toujours présente. Son rôle est d'absorbé le carburant qui est dans le circuit en amont de la pompe d'injection. On distingue généralement deux modèles: pompe à pistons, fixée et entraînée sur les pompes d'injection du type en ligne (ZETOR) ou pompes à membrane, fixée sur le bloc moteur. Elles sont entraînées par l'arbre à cames du moteur (pompe à membrane) ou par la transmission de la pompe d'injection (pompe à piston) et, assure la mise en pression du circuit primaire encore appelé basse pression dont la valeur maximale varie de 1,5 à 2 bars.

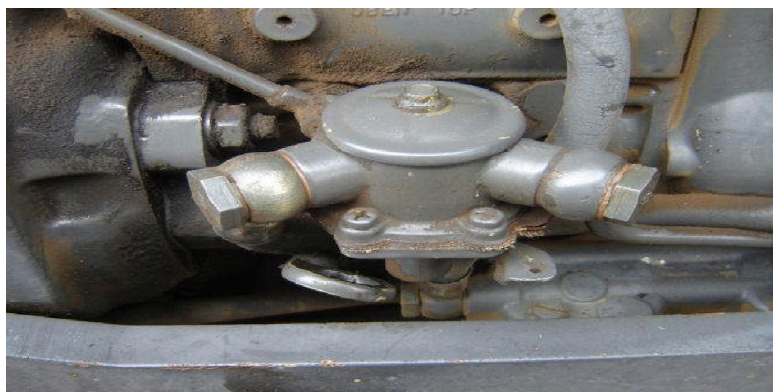


Figure 2.5 : Pompe d'alimentation

3.5.3. Filtres

Lorsqu'ils sont deux on parle alors de pré filtre et de filtre. Ils sont les derniers du circuit pour éviter que de l'eau pénètre jusqu'aux composants (pompe d'injection et injecteurs) de l'injection du carburant dans le moteur. Le rôle du pré filtre et du filtre est de séparer les impuretés solides en suspension dans le carburant. Ces particules sont majoritairement introduites accidentellement lors des différents transvasements des contenants (fûts, bidons, pompes manuelles ou électriques) jusqu'au réservoir.

Quelques fois le pré filtre ou le filtre peut être équipé d'un bol décanteur (bol en verre transparent) permettant de contrôler visuellement la présence d'eau. Si le véhicule n'est pas équipé d'origine d'un décanteur, il est toujours possible d'en ajouter un ou d'utiliser des filtres possédant une vis de vidange permettant un contrôle par prélèvement et décantation. Ce contrôle est dit "aveugle" puisqu'il est impossible de vérifier une présence d'eau par contrôle visuel direct, il faut donc le réaliser au moins une fois toutes les 50 heures ou une fois par semaine.



Figure 2-6: Filtre à gazoil

3.6. Le circuit haut pression

Le circuit d'injection haute pression se compose d'une pompe à injection, des injecteurs dont la forme est appropriée au type de chambre de combustion du moteur.

3.6.1. La pompe à injection

3.6.1.1. Différent types

On rencontre deux grandes familles de pompes à injection :

- ❖ Les pompes en ligne : Elles comportent un piston par injecteur à alimenter, les pistons sont actionnés par un arbre de pompe à cames.
- ❖ Les pompes rotatives dont la tête hydraulique comporte un seul piston commandant successivement tous les injecteurs.

Dans tous les cas, ces pompes doivent comporter :

- ❖ Un régulateur de pression,
- ❖ Un dispositif de variation de débit commandé en parallèle par l'accélérateur et par un régulateur,
- ❖ Un dispositif d'avance à l'injection automatique.

3.6.1.2. Fonction à remplir

Quel que soit le type de pompe, le système d'injection doit assurer trois fonctions :

- ❖ Pompage (mise en pression du carburant)
- ❖ Dosage (variation de la quantité de carburant injectée)
- ❖ Distribution (liaison avec chaque injecteur).

3.7. Description et principe de fonctionnement des pompes d'injection rotatives

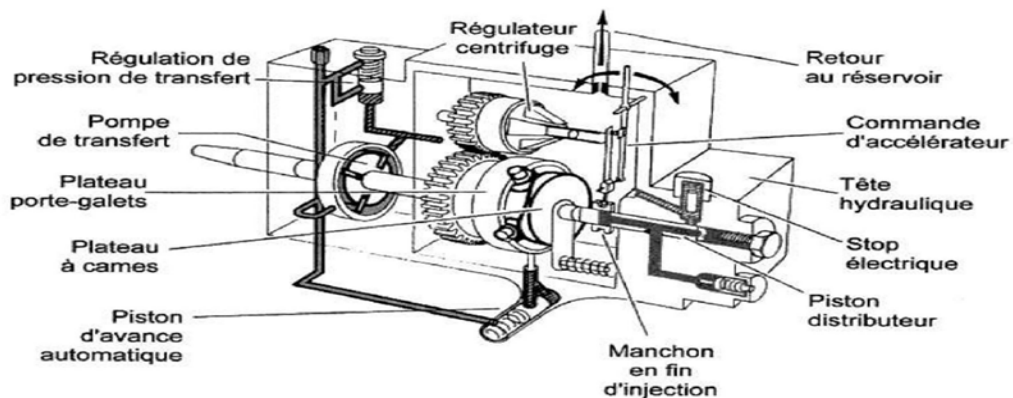


Figure 2-7: Pompe à injection rotative (Pompe Bosch EPVE)

La rotation continue du piston sur lui-même permet d'alimenter successivement chacun des injecteurs dans l'ordre d'allumage. Le piston de ces pompes est donc animé simultanément d'un mouvement de rotation et d'un mouvement rectiligne alternatif.

3.7.1. Fonctionnement de la pompe rotative

Phase 1 : (admission)

Le piston recule et découvre l'orifice d'aspiration. Le gazole pénètre dans le piston qui est creux et remplit également la chambre à l'avant du piston.

Phase 2 : (début d'injection)

Le piston s'avance en faisant un quart de tour, l'orifice d'aspiration est fermé. Le carburant monte en pression et est refoulé vers l'injecteur concerné, en passant par le clapet de ré-aspiration.

La pression de refoulement dépend du tarage des ressorts d'injecteurs.

Phase 3 : (fin d'injection)

L'injection prend fin lorsque le piston, en s'avançant, découvre le trou de fin d'injection qui n'est plus masqué par le manchon. Le clapet de ré-aspiration se referme. Son rôle est double:

- ❖ il maintient les canalisations en charge pour éviter tout retard à l'injection suivante,
- ❖ il crée une petite chute de pression suffisante pour fermer l'injecteur de manière nette et éviter que de celui-ci ne fuite.

3.7.2. Variations d'accélération

Elles sont obtenues par déplacement du manchon de fin d'injection, ce qui a pour effet de prolonger ou d'écourter la durée d'injection selon deux critères:

- la volonté du conducteur (accélérateur),
- L'action du régulateur centrifuge.

3.7.3. Stop électrique

L'arrêt du moteur est obtenu par coupure de l'arrivée de carburant grâce à une électrovanne commandée par la clé de contact.

3.8. Les injecteurs

3.8.1. Rôle

Ils assurent l'introduction, la pulvérisation et la répartition du carburant dans la chambre ou préchambre (selon le type de moteur). Ils sont généralement commandés par la pression du carburant.

3.8.2. Description

L'injecteur comporte une aiguille dont la pointe possède une forme en rapport avec le type de jet que l'on veut obtenir. Cette aiguille est maintenue sur son siège par la poussée d'un ressort taré à une valeur précise.

NB : Il existe deux types d'injecteurs :

- **Les injecteurs à téton** (Pour moteur à injection indirecte)

On utilise dans les moteurs équipés de chambres de précombustion ou de chambre de turbulence, la pression à l'ouverture de l'injecteur varie de 80 à environ 150 bars.

L'aiguille de cet injecteur est formée en son extrémité inférieure d'un téton-gicleur de forme caractéristique qui pénètre dans le trou d'injection du corps d'injecteur, le jet d'injection peut être modifié en changeant la forme et la dimension du téton.

Le téton empêche les dépôts de calamines d'obstruer l'orifice d'injection.

- **Les injecteurs à trous** (Pour moteur à injection directe)

Il est utilisé dans les moteurs à injection directe car il permet une vaporisation de carburant particulièrement fine, la pression d'ouverture de l'injecteur varie entre 150 et 250 bar.

Pour une étanchéité optimum, un cône est rectifié à l'extrémité inférieure de l'aiguille afin de s'adapter au siège conique du corps de l'injecteur, il existe des injecteurs à un seul orifice et d'autres à orifices multiples, lorsqu'il n'y a qu'un trou de dispersion, il se situe dans l'axe ou sur le cote d'injecteur.

Les injecteurs à trous multiples comportent jusqu'à 8 trous de dispersion répartis, en règle générale, de manière symétrique et formant les uns par rapport aux autres des angles allant jusqu'à 160°.

Le diamètre de ces orifices de (0,15 à 0,4 mm environ) détermine la forme et la profondeur de dispersion du jet.

Chaque type d'injecteur possède des caractéristiques précises en fonction du type de moteur sur lequel il est monté :

- La pression de tarage,
- La forme du jet,
- La direction du jet.

3.8.3. Fonctionnement

Le carburant venant de la pompe d'injection à travers le raccord HP est introduit à la base de l'aiguille. Lorsque la pression de ce carburant devient supérieure à celle exercée par le ressort, l'aiguille se soulève et l'injection commence. Lorsque la pompe cesse de débiter, la pression devient inférieure à celle du tarage du ressort. L'aiguille revient sur son siège: c'est la fin de l'injection. La fermeture par l'aiguille évite tout écoulement de carburant après la fin de l'injection.

Quelques causes nécessitant la remise en état d'un injecteur :

- Le moteur chauffe exagérément.
- Le moteur perd de la puissance.
- Emission de fumée noire à l'échappement.
- La consommation de combustible augmente.

3.9. Le circuit de retour

Il est essentiellement composé de canalisations hydrauliques.

4. Carburants & combustion

4.1. Origine de carburant

4.1.1. Nature du combustible

- ❖ combustible HC légers liquides : essence
- ❖ combustible HC moyens liquides ; gasoil
- ❖ combustible gazeux : méthane, LPG, biogaz
- ❖ combustibles HC lourds liquides : fuel lourd
- ❖ combustibles spéciaux : alcool, huile végétale,...

Gazole

Gazole, également appelé pétro-diésel, ou diesel d'origine fossile est produit à partir de la distillation fractionnée du pétrole brut entre 200 ° C (392 ° F) et 350 ° C (662 ° F) à la pression atmosphérique, résultant en un mélange de carbone les chaînes qui contiennent généralement entre 8 et 21 de carbone atomes par molécule.

Le fioul léger

Le fioul léger est issu de la même coupe que le gazole. Il s'agit d'un combustible dérivé du pétrole, classé dans les ressources énergétiques dites « fossiles » ; il est composé d'un mélange d'hydrocarbures, d'additifs et de colorants. L'arrêté du 15 juillet 2010 définit officiellement le fioul comme étant un mélange d'hydrocarbures d'origine minérale ou de synthèse, et éventuellement d'ester méthylique d'acide gras, destiné notamment à la production de chaleur dans les installations de combustion et sous certaines conditions d'emploi à l'alimentation des moteurs à combustion interne.

Les fiouls lourds

Les fiouls lourds sont des combustibles à haute viscosité souvent utilisés par les gros moteurs Diesel installés à bord des navires ou pour alimenter les centrales thermiques. Il est issu des coupes lourdes de la distillation du pétrole brut, s'ensuit une phase de distillation sous vide, une phase de viscoréduction et une phase de mélange et d'apports d'additifs terne.



Figure 2-8 : Model des fiouls

4.2. La combustion

La combustion est une réaction chimique d'oxydation d'un combustible par un comburant. Les produits de combustion s'appellent aussi gaz brûlés ou fumées.

La combustion fournit de l'énergie calorifique et émet généralement de la lumière.

Le développement de la société industrielle moderne et la sauvegarde de l'environnement se fondent sur la maîtrise de cette réaction de combustion.

4.2.1. Déroulement de la combustion dans un moteur Diesel

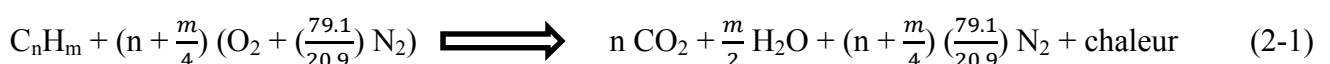
Il est possible de distinguer trois phases entre le début et la fin de la combustion.

Phase 1 : L'injection à très haute pression pulvérise finement le carburant qui progresse dans la chambre sous la forme d'un jet de liquide immédiatement vaporisé par la température de fin de compression. La partie liquide du jet continue sa pénétration pendant que la partie vapeur est entraînée par le swirl (mouvement de rotation de la masse d'air autour de l'axe du cylindre dans le bol du piston) et se mélange à l'air.

Phase 2 : Toute la partie vaporisée et mélangée à l'air se trouve en situation de pré-mélange et brûle très brutalement dès que le délai d'inflammation est écoulé. La montée en pression rapide qui en résulte provoque le bruit typique du moteur Diesel.

Phase 3 : La combustion se poursuit en étant limitée dans ses réactions par la surface de mise en contact du carburant et de l'air résiduel. La combustion se fait alors par diffusion. La majeure partie du carburant est ainsi brûlée avec une vitesse de combustion contrôlée par le taux d'introduction du carburant.

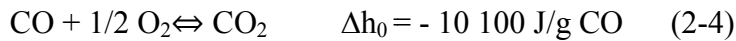
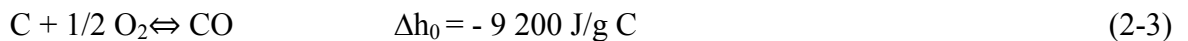
La réaction globale de combustion se décrit sous la forme d'une équation chimique qui tient compte de la composition initiale du mélange de réactifs. Le processus de réaction fait intervenir une succession d'un nombre très élevé de réactions élémentaires en chaîne dont chacune ne met en jeu que deux ou au maximum trois espèces qui sont soit des molécules stables, soit plus généralement des radicaux libres.



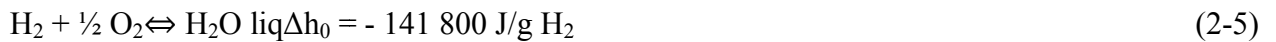
4.2.2. Equations chimiques de base :

La combustion du carbone C, de l'hydrogène H et du soufre S donne lieu aux équations chimiques de base suivantes:

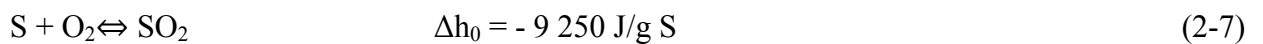
❖ Combustion du Carbone



❖ Combustion de l'Hydrogène



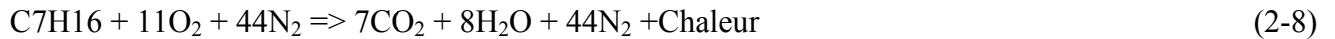
❖ Combustion du soufre



Δh_0 est appelée chaleur de réaction ou enthalpie de réaction (par les chimistes et les physiciens).

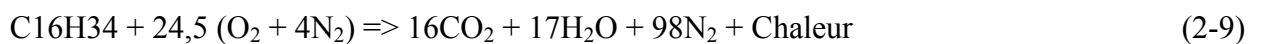
Δh_0 est appelée pouvoir énergétique (par les thermiciens).

➤ Combustion d'essence (Heptane)



Dosage stœchiométrique: **1g** d'essence pour **15,1g** d'air.

➤ Combustion Gas-oil (Cétane):



Dosage stœchiométrique **1g** de gas-oil pour **14,88g** d'air.

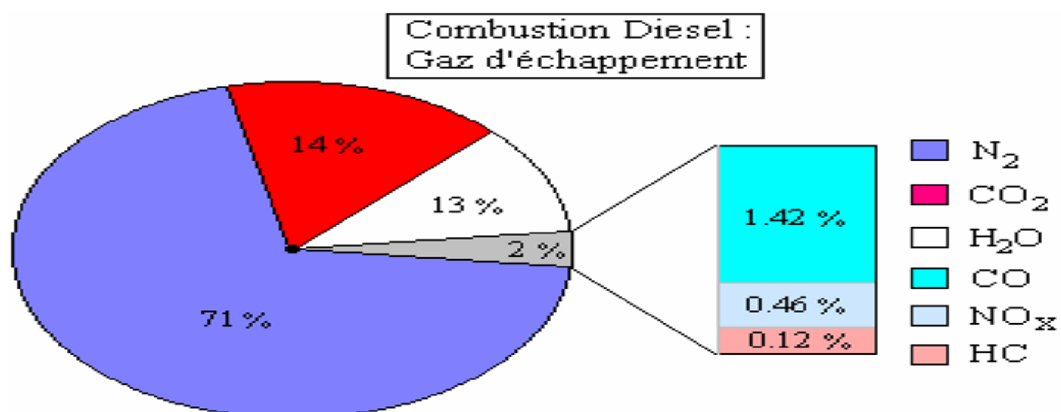


Figure 2-9 : Diagramme représente le pourcentage des gaz d'échappement

4.2.3. L'indice d'octane [1]

Mesure la résistance d'un carburant utilisé dans un moteur à allumage commandé à l'auto-allumage (allumage sans intervention de la bougie). Ce carburant est très généralement l'essence. On parle assez souvent improprement de capacité antidétonante du carburant pour un carburant d'indice d'octane élevé, un carburant ayant tendance à l'auto-allumage pouvant dans certains cas transiter à la détonation.

On dit qu'un carburant a un indice d'octane de 95 par exemple, lorsque celui-ci se comporte, au point de vue auto-allumage, comme un mélange de 95 % d'isooctane qui est résistant à l'auto-inflammation (son indice est de 100 par définition) et de 5 % de n-heptane, qui lui s'auto-enflamme facilement (son indice est de 0 par définition).

Pour mesurer l'indice d'octane, on se sert d'un moteur monocylindrique spécial (moteur CFR ou Coopérative Fuel Research). On mesure l'indice d'octane du produit à étudier et, par comparaison avec les valeurs obtenues dans la mesure des produits de référence, on connaît l'indice d'octane du produit.

Le moteur CFR est alimenté, tour à tour, avec le carburant à étudier et des carburants de référence dont les pourcentages respectifs d'isooctane et d'heptane sont connus.

4.2.4. L'indice de cétane

L'indice de cétane, l'équivalent pour les moteurs Diesel de l'indice d'octane (pour les moteurs à essence), évalue l'aptitude à l'auto-inflammation d'un carburant. Un carburant à haut indice de cétane est caractérisé par sa facilité à s'auto-allumer.

L'indice de cétane d'un combustible est déterminé dans des conditions normalisées, par rapport à des mélanges de cétane (*n*-hexa décane) et d'*a*-méthylnaphtalène. Le cétane, qui s'enflamme facilement, a un indice 100, et l'*a*-méthylnaphtalène, qui s'enflamme difficilement, à un indice 0. Un combustible a un indice de cétane x , s'il présente le même pouvoir d'auto-inflammation que le mélange de x % en volume du cétane et de $(100 - x)$ % d'*a*-méthylnaphtalène.

L'indice de cétane d'un gazole commercial varie entre 40 et 60 selon le pays où il est distribué.

4.2.5. Pouvoir calorifique

La valeur du pouvoir calorifique d'un carburant détermine la quantité d'énergie qui peut être libérée lors de la combustion. C'est une grandeur indispensable pour établir le bilan énergétique du moteur et d'un point de vue pratique, la compacité du système de stockage et le rayon d'action d'un véhicule en dépendent. Le pouvoir calorifique (PC) est égal à la chaleur dégagée pour une

combustion complète, à pression constante ou à volume constant, d'une unité de masse de combustible initialement à la température (les normes de mesures imposent généralement une température standard de 25^0). Le pouvoir calorifique s'exprime en J/kg, il est mesuré en laboratoire avec un matériel spécifique (bombe calorimétrique). On peut aussi le calculer si on dispose des enthalpies de formation des corps purs. Conformément au premier principe de la thermodynamique, le pouvoir calorifique massique, PC_m est égal, en signe inverse, à la variation d'enthalpie de la réaction de combustion.

Il faut distinguer le pouvoir calorifique supérieur PCS du pouvoir calorifique inférieur PCI. On adopte le PCI lorsque l'eau produite en fin de combustion est à l'état gazeux et le PCS lorsque l'eau est à l'état liquide. Pour les moteurs à combustion interne, seul le PCI est utile pratiquement puisque l'eau est toujours rejetée sous forme de vapeur. Les PCI du carbone et de l'hydrogène ont été déterminés expérimentalement avec une bonne précision: 33000 kJ/kg pour le carbone et 14430 kJ/kg pour l'hydrogène. Le pouvoir calorifique inférieur d'un gazole léger de formule $C_nH_{1.8n}$ est égal à 43200 kJ/kg. La consommation d'un véhicule s'exprime généralement en litres pour 100 km. Il est par conséquent intéressant de connaître la quantité d'énergie qui peut être libérée rapportée à un litre de combustible. A cet égard, le pouvoir calorifique volumique PCI_v (exprimé en J/l) est un bon indicateur économique. Il s'obtient à partir de la masse volumique du carburant ρ_f :

$$PCI_v = \rho_f PCI \quad (2-10)$$

4.3. La quantité d'air stœchiométrique (I_o , L_o) [1]

L'air atmosphérique nécessaire pour la combustion est introduit dans la chambre de combustion durant le temps de l'admission, les expressions qui permette de déterminer la quantité en kg (I_o) ou en kmol (L_o) de l'air théoriquement nécessaire pour la combustion complète de 1 kg de combustible

(La quantité stœchiométrique) peuvent être obtenues sur la base des équations finales suivante de la réaction chimique de la combustion lors de la combustion complète on suppose que le carbone et l'hydrogène rentrent en réaction chimique avec l'oxygène en formant le gaz carbonique (CO_2) et les vapeurs d'eau (H_2O) :



Selon la première équation pour brûler les C kg de carbone se trouvant dans 1 kg de combustible il faut avoir kmol et kg) d'oxygène.

Et selon la deuxième équation pour brûler les H kg du combustible il faut disposer de kmol kg d'oxygène.

Il faut tenir compte du fait que dans le 1kg considéré de combustible se trouve kmol (O kg) d'oxygène qui peut participer dans la réaction chimique.

Au total la quantité d'oxygène en kmol qu'il faut amener de l'extérieur pour brûler le 1 kg de combustible est égale à : $(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32})$ en kg elle est $(\frac{8}{3} C + 8H - O)$.

Sachant que 100 kmol (100 kg) d'air contiennent 21 kmol (23 kg) d'oxygène alors la quantité d'air nécessaire pour la combustion du 1 kg de combustible est :

$$L_o = \frac{1}{0.21} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) \text{ en kmol} \quad (2-13)$$

$$I_o = \frac{1}{0.23} \left(\frac{8}{3} C + 8H - O \right) \text{ en kg} \quad (2-14)$$

La composition du mélange de gaz brûlés est assez complexe, puisque la réaction de combustion n'est jamais complète à cause de l'hétérogénéité du mélange air – gazole, des variations très rapides de la température et de la durée très faible laissée aux processus chimiques d'oxydation. De plus, le gazole modélisé par un hydrocarbure est en réalité un mélange complexe qui contient outre les hydrocarbures, des composés soufrés, nitrés, et diverses sortes d'additifs qui lui confèrent des propriétés spécifiques. Ces conditions expliquent la nature des produits de combustion observés à l'échappement et la présence dans le gaz d'échappement de composés polluants.

4.4. Le coefficient de l'excès d'air (α) [1]

la quantité de l'air introduit dans la chambre de combustion peut être supérieure, inférieure ou égale à la quantité théoriquement nécessaire pour la combustion totale du combustible, le rapport de la quantité réelle (I,L) de l'air introduit dans le cylindre à la quantité (I_o, L_o) théoriquement nécessaire pour la combustion totale de 1kg de combustible est appelé coefficient de l'excès d'air (α).

$$\alpha = \frac{I}{I_o} \quad (2-15)$$

Ou bien :

$$\alpha = \frac{L}{L_o} \quad (2-16)$$

Selon la valeur de ce coefficient le mélange air + combustible peut être stœchiométrique ou riche, pour :

$\alpha > 1$: ($I > I_0$) : le mélange est dit pauvre

$\alpha = 1$: ($I = I_0$) : le mélange est dit stœchiométrique

$\alpha < 1$: ($I < I_0$) : le mélange est dit riche

La valeur du coefficient de l'excès d'air dépend du type de la formation du mélange et du régime du fonctionnement du moteur.

Dans les moteurs à formation interne du mélange (diesel) le coefficient de l'excès d'air est toujours supérieur à 1 selon le régime de fonctionnement il est dans les limites suivantes :

$$(\alpha = 1.3 \dots 6).$$

4.5. La quantité et la composition des produits de combustion

La composition et la quantité des gaz brûlés lors de la combustion complète du combustible ne peut pas avoir lieu, une partie du carbone et une partie d'hydrogène vont se brûler complètement pour former (CO_2) et (H_2O).

L'autre partie de ces éléments n'aura pas assez d'oxygène pour se brûler complètement, et par conséquent le reste du carbone se transforme en (CO) et le reste d'hydrogène en (H_2). A part ces composants, les gaz brûlés contiennent l'azote qui par supposition ne participe pas à la réaction chimique.

4.6. Les émissions Diesel [7]

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.

4.6.1. Polluants primaires

4.6.1.1. Le monoxyde de carbone (CO)

Le monoxyde de carbone se fixe à la place de l'oxygène sur l'hémoglobine du sang conduisant à un manque d'oxygénation du système nerveux et du cœur. Le système nerveux central et les organes

sensoriels sont les premiers affectés (céphalées, asthénies, vertiges, troubles sensoriels). Il peut engendrer l'apparition de troubles cardio-vasculaires.

4.6.1.2. Les oxydes d'azote (NO_x)

Le dioxyde d'azote NO₂ est un gaz irritant qui pénètre dans les plus fines ramifications des voies respiratoires. Il peut, dès 200 µg/m³, entraîner une altération de la fonction respiratoire, une hyperréactivité bronchique chez l'asthmatique et un accroissement de la sensibilité des bronches aux infections chez l'enfant. Les NO_x interviennent aussi dans le processus de la formation d'ozone O³, un gaz à effet de serre, dans la basse atmosphère.

4.6.2. Polluants secondaires

4.6.2.1. L'ozone (O₃)

L'ozone est le résultat d'une transformation photochimique des émissions primaires des Diesel (surtout NO_x et COVNM) dans l'atmosphère sous l'effet des rayonnements ultraviolets. Il provoque de la toux et une altération pulmonaire, surtout chez les enfants et les asthmatiques ainsi que des irritations oculaires. En plus il est un gaz à effet de serre.

4.6.2.2. Les pluies acides

Les NO_x et les SO₂ contribuent aux phénomènes des pluies acides qui menacent la vie des forêts et des eaux et s'attaquent aux cultures et aux bâtiments.

4.6.2.3. Le dioxyde de carbone (CO₂) et l'effet de serre

L'effet de serre est un phénomène essentiel pour préserver la vie sur la terre comme nous la connaissons puisqu'il aide à maintenir une température moyenne de la planète de 15°C au lieu de -18°C sans effet de serre. Cependant le danger réside dans l'excès des émissions des GES, cet excès détruit l'équilibre naturel et emmène vers le réchauffement climatique. Le dioxyde de carbone est le contributeur principal à l'effet de serre. Sa concentration dans l'atmosphère n'a cessé d'augmenter durant le dernier millénaire et a marqué des valeurs très effrayantes qui n'ont jamais été atteintes durant les 400,000 dernières années.

Cette augmentation est principalement due aux activités humaines et à la production d'énergie d'origine fossile. Dans le passé, la terre a connu des changements climatiques plus sévères mais bien étendus sur de longues périodes alors qu'aujourd'hui ce sont la vitesse et l'accélération des changements actuelles qui mettent les différentes espèces sur terre en danger.

5. Système de graissage [2]

5.1. Description

Le système de graissage est destiné à protéger les pièces en mouvement de l'usure et de diminuer les frottements qui sont à l'organe de l'usure.

Ce système assure la formation des films de lubrifiant entre les surfaces de la pièce en mouvement (segment, cylindre, paliers et tourillons de vilebrequin, ..., etc.

Le procédé de graissage est déterminé d'après la position et le mouvement des pièces. On distingue trois types de graissage dans le moteur diesel qui sont graissage sous pression, par barbotage et par écoulement.

5.2. Les organes du système de graissage

- **Réservoir d'huile**

C'est généralement le carter qui joue le rôle de réservoir d'huile, il est muni des orifices de remplissage et de vidange.

L'orifice de vidange est une Chimène cylindrique venue de la fonderie avec le carter.

- **Reniflard**

Le reniflard est une mise à l'air du bloc moteur. Le proviennent principalement des fuites à travers de segmentation. Ces reniflards sont chargés de vapeur d'huile.

Le montage du conduit d'évacuation des gaz doit être de diamètre suffisant et exempt de point bas pour éviter toutes contre pression excessive.

- **Les Canalisations**

Sont destinées pour transporter l'huile de graissage du pompe à huile à les pièces à graisser. Elles sont des types variés par exemple des trous comme dans le vilebrequin.

- **La pompe à l'huile**

La pompe à l'huile utilisée dans le moteur diesel est de type pompe à engrainage à double étages. Elle est composée d'un boîtier moulé dans le quel tourne trois pignons à denture droite. Elle est de construction robuste.

Un des pignons est entraîné par un arbre vertical prenant son mouvement sur un renvoi de l'arbre à cames.

Les autres pignons montés fous et entraînés par le premier corps de la pompe demandent un ajustage assez soigné. Ils sont généralement rapportés et placés au point le plus bas du carter pour des facilités d'amorçage de la pompe.

L'entrée d'huile est toujours protégée par une crépine, qui évite la détérioration des pignons par des impuretés ou par des particules métalliques.

L'huile pénètre dans les chambres d'aspiration c'est-à-dire du côté où les dents se séparent. Elle remplit l'espace compris entre les dents et le carter, est entraînée par elles et est ainsi chassée dans les chambres de refoulement situées du côté opposé à l'entrée.

5.3. Circulation d'huile dans le moteur diesel

La pompe à huile aspire de l'huile du carter à travers une crépine et à travers le coude. La crépine est équipée d'un tamis pour filtrer l'aspiration d'huile du carter.

La pompe à huile refoule de l'huile vers le refroidisseur d'huile, cette huile entre et sort vers les filtres à huile.

L'huile refroidie et filtrée est envoyée vers le coude. Cette huile entre dans la tubulure. La tubulure assure la lubrification des tourillons et des bagues de l'arbre à cames gauche.

La tubulure assure la lubrification des tourillons et des bagues de l'arbre à cames droit.

L'huile circulant autour des tourillons des arbres à cames monte et passe à travers des tétons creux vers les culasses pour lubrifier la rampe culbutrice et les trois culbuteurs. L'huile s'écoulant par les trois extrémités des trois culbuteurs lubrifie les ressorts des soupapes et les ressorts des injecteurs.

La tubulure principale qui est située dans le vif du moteur assure la lubrification des coussinets et des tourillons de vilebrequin par l'intermédiaire des perçages verticaux de chaque palier.

Les manetons et les coussinets de bielles sont lubrifiés à partir des perçages obliques pratiqués sur chaque tourillon du vilebrequin.

Les soupapes des séquences sont alimentées à partir de la tubulure principale pour lubrifier par jet les pistons.

La soupape de séquence est montée à l'arrière du moteur et la soupape de séquence est montée à l'avant du moteur.

Les deux tubulures assurent la lubrification des pistons par jet d'huile. Chaque buse d'huile a deux perçages. Quand l'huile arrive sous pression dans les buses, un jet d'huile est envoyé et dirigé pour lubrifier les segments et l'autre jet est dirigé pour lubrifier le fond du piston, son axe et son palier.

Les soupapes de séquences s'ouvrent à une pression égale ou supérieure à 1,38 bar.

Si une pression d'huile descend en dessous de 1,38 bar, les soupapes de séquence coupent la lubrification des pistons ; ce but est d'assurer constamment une pression d'huile suffisante pour la lubrification des paliers du vilebrequin.

5.4. Appareils de contrôle

a) La jauge (indicateur de niveau)

Est constitué par une tige métallique graduée plongeant à demeure dans le carter. Après avoir retiré de son logement, niveau d'huile se lit directement sur le bas de la tige graduée en fonction de la contenance et de la forme de carter.

b) Indicateur de pression

On utilise pour contrôler le bon fonctionnement de la pompe par des manomètres gradués qui donnent alors l'indication chiffrée.

Les manomètres sont montés en dérivation sur le circuit de graissage.

5.5. Fonctionnement

Le système de graissage fonctionne pour assurer le graissage des pièces suivantes:

- Les pistons et les parois des cylindres.
- La tête de bielle et le maneton.
- Les poussoirs, les tiges soupapes dans leur guide.
- Les paliers des arbres.
- Les culbuteurs.

Le vilebrequin est l'un des pièces grisé sous pression, l'huile envoyée sous pression aux principaux paliers. Il est percé de canalisation permettant la circulation d'huile.

Les coussinets des paliers portent à leur partie médiane une rainure circulaire fermant bain d'huile.

Les parois de cylindre et le partie inferieur du piston peut être graissé par l'injection d'huile à partir de deux trous sont fixées au-dessous du piston.

La vapeur d'huile condensé à la couvre-coulasse est le responsable de graisser, les culbuteurs, les tiges poussoirs est les soupapes par écoulement.

5.6. Fluide de graissage (lubrifiant)

Le lubrifiant doit présenter de sérieuses qualités, les conditions aux quelles il doit satisfaire sont le suivant :

- Avoir une bonne stabilité.
- Avoir une conductibilité thermique.
- Avoir un point de congélation assez bas.
- Ne pas prendre exagérément sa viscosité en s'échauffant.

5.6.1. Différents types d'huiles moteurs

Les huiles moteurs sont classées suivant leur viscosité, les normes de classement sont déterminées par la S.A.E. (Society Auto motive Engineering).

On distingue :

Les huiles multigrades dont la viscosité est donnée pour une valeur de la température. On trouve les huiles SAE 10W, 15W, 20W, 30, 40, 50.

Exemple 1: Une huile classée SAE 10W signifie que :

- 10 indique la valeur de la viscosité,
- W indique que la valeur de la viscosité a été mesurée à la température de 0°F (18°C).

Exemple 2 : Une huile classée SAE 40 signifie que :

- 40 indique la valeur de la viscosité,
- L'absence de lettre indique que la valeur de la viscosité est donnée à la température de 210°F (100°C).

Une huile SAE 40 est plus visqueuse qu'une huile SAE 30 à la température de 210°F. Les huiles multigrades dont la viscosité est donnée pour deux valeurs de la température. On trouve les huiles SAE 10W30, 10W40, 10W50, 15W40, 15W50, 20W40, 20W50.

6. Système de refroidissement [8]

6.1. Description

On appelle "système de refroidissement" l'ensemble des mécanismes et dispositifs qui maintiennent l'état thermique requis des pièces. Le système de refroidissement comprend une pompe à eau centrifuge entraînée par engrainage, avec un boîtier des thermostats comprenant quatre thermostats pour régler la température de l'eau de refroidissement qui circule dans le moteur, les refroidisseurs d'huile et les refroidisseurs d'admission.

L'évacuation de chaleur s'effectue dans le radiateur par l'air envoyé à l'aide d'un ventilateur entraîné par courroies.

6.2. Principe de fonctionnement

Le système de refroidissement est un système fermé, avec circulation d'eau forcée.

La pompe à eau aspire l'eau du radiateur à travers une conduite, le débit d'eau de refroidissement est divisé à la sortie de la pompe à eau en deux parties. Une partie de 40% du débit est envoyé vers le refroidisseur d'air d'admission et l'autre de 60% est envoyé vers le refroidisseur d'huile de lubrification. Ces deux parties s'assemblent dans le bloc moteur coté arrière. L'eau circule autour les chemises de piston, ensuite remonté dans les culasses pour refroidir les conduites d'échappement, puis s'écoule dans les tuyaux coudés dans la tubulure de retour.

L'eau se dirige vers le boîtier des thermostats. Le boîtier a un passage supérieur et un passage inférieur. Si l'eau est encore froide alors il est envoyé à la conduite by-pass (passage inférieur) vers la pompe à eau, au fur et à mesure que l'eau s'échauffe et des quelles atteint 82°C, les thermostats commencent à s'ouvrir pour laisser l'eau passée par le passage supérieur vers le radiateur qui est chargé d'évacuer la chaleur d'eau à l'aide de l'air ventilé.

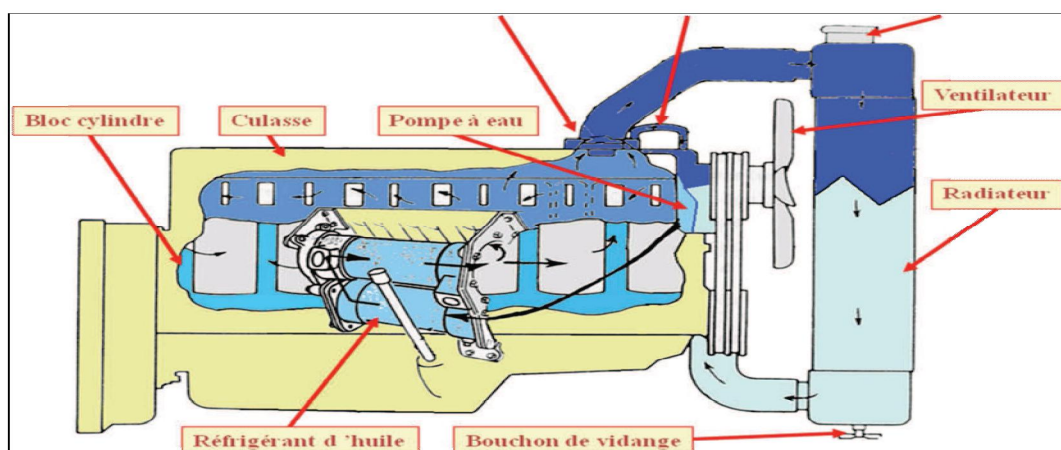


Figure 2-10: Circuit de refroidissement d'eau

6.3. Organes et accessoires du système de refroidissement

- **Chemises d'eau**

La chemise d'eau doit entourer la chambre de combustion, les cylindres les sièges de guides de soupapes, les parties fixes du moteur qui sont en contact avec les gaz résultant de la combustion.

- **Radiateur**

Le radiateur est de type tubulaire (tube à ailettes plat). C'est l'organe chargé de céder la chaleur enlevée aux cylindres, par l'intermédiaire de l'eau en circulation.

La quantité de chaleur cédée par le radiateur est proportionnelle :

➤ A la différence entre la température de l'eau et celle de l'air ambiant d'où l'intérêt d'obtenir une température de l'eau voisine de l'ébullition mais sans l'atteindre (l'évaporation).

➤ A la surface frontale de radiateur.

➤ Au temps pendant lequel l'eau reste en contact avec la surface radiante. Le radiateur se compose de :

- Un réservoir supérieur muni d'un orifice permettant le remplissage, et deux orifices pour l'entrée de l'eau chaude du moteur.
- Un réservoir inférieur pour envoyer l'eau refroidie au moteur.
- Une série de canalisation de forme circulation réunissant les deux réservoirs, et dans lesquelles l'eau en circulation se refroidit.

Le radiateur comporte ainsi un bouchon pour la fermeture de l'orifice de remplissage, un tube de trop-plein chargé de rejeter l'excès d'eau et vapeur dans le cas d'ébullition de l'eau et un robinet en bas du radiateur pour la vidange.

Les tubes sont en laiton étamé avec disposition verticale, les ailettes sont en clinquant planes montées à force.

- **Ventilateur**

Le refroidissement de l'eau chaude est assuré par le courant d'air qui passe à travers le radiateur, pour augmenter le volume d'air admis en dispose d'un ventilateur près du radiateur.

Le ventilateur est en tôle avec des ailettes boulonnées sur le moyeu. Ce dernier est fixé au bloc cylindre.

- **Pompe à eau**

La plus répandue est la pompe centrifuge. Elle se compose d'un corps de pompe, généralement en bronze et portant deux ouvertures, une d'aspiration pressée au centre du corps de la pompe, l'autre de refoulement placée à la périphérie.

Dans le corps de la pompe se meut une roue à ailettes. L'arbre de la pompe à eau est entraîné par le vilebrequin à l'intermédiaire de pignons.

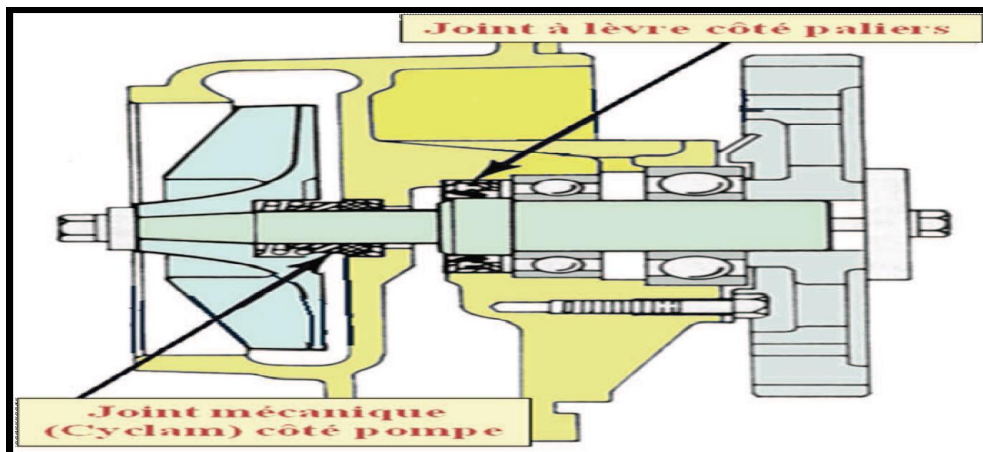


Figure 2-11: Pompe à eau

- **Thermostat**

A pour rôle maintenir la température de l'eau les limites déterminées et d'accélérer le chauffage de l'eau au démarrage du moteur. La pièce principale du thermostat est appelée soufflet en laiton, lorsque la température est inférieure à 82°C, la soupape central est appliquée parfaitement contre son siège. Il en résulte que l'eau circule dans le by-pass, avec l'augmentation de la température de l'eau, le liquide contenu dans le soufflet commence à se transformer en vapeur saturée, alors la pression augmente. Il s'ensuit que la soupape s'ouvre progressivement, la soupape latérale masque les lumières, le fluide alors passe au radiateur.

6.4. Le fluide de refroidissement

Le fluide de refroidissement se compose normalement de trois éléments qui sont :

L'eau est utilisée dans le circuit de refroidissement pour assurer l'échange thermique. Les additifs contribuent à protéger les surfaces métalliques du circuit de refroidissement contre la corrosion. Le glycol protège le circuit contre l'ébullition, gel et la cavitation de la pompe à eau et les chemises de cylindre.

7. Rappels thermodynamiques [9]

7.1. Moteur à essence

7.1.1. Cycle de Beau de Rochas

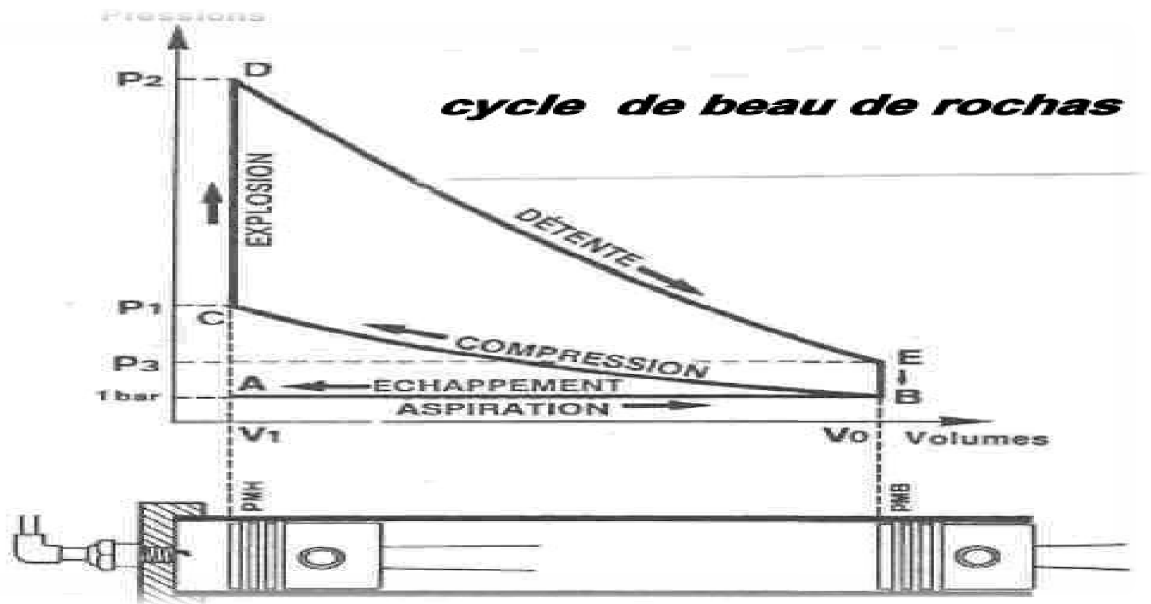


Figure 2-12: Cycle de Beau de Rochas

Le cycle de fonctionnement se décompose analytiquement en quatre temps ou phases.

AB : Admission des gaz carburés (air + carburant) ($m_a + m_c$).

BC : Compression adiabatique du mélange. Fermeture de la soupape d'admission, puis remontée du piston qui comprime le mélange jusqu'à 30 bars et 400 à 500 °C dans la chambre de combustion.

$$P \cdot V^\gamma = \text{cte} \implies P_1 \cdot V_1^\gamma = P_2 \cdot V_2^\gamma \implies \frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^\gamma = \left(\frac{V+v}{v}\right)^\gamma \quad (2-17)$$

On pose que $\epsilon = \frac{V+v}{v}$: le rapport volumétrique de compression.

$$T \cdot V^{\gamma-1} = \text{cte} \implies T_1 \cdot V_1^{\gamma-1} = T_2 \cdot V_2^{\gamma-1} \implies \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\gamma-1} = \left(\frac{V+v}{v}\right)^{\gamma-1} = \epsilon^{\gamma-1} \quad (2-18)$$

CD : Combustion à volume constant (explosion).

Rapport de chaleur par combustion de m_c en présence de l'oxygène de m_a .

$$Q_1 = (m_a + m_c) \cdot C_v \cdot (T_3 - T_2) = m_c \cdot P_{ci} \quad (2-19)$$

Avec : m_a : Masse d'air.

m_c : Masse du carburant.

P_{ci} : Pouvoir calorifique du carburant.

DE : Détente adiabatique des gaz. (Temps moteur).

Les gaz chauds à une pression de 40 à 60 bars repoussent le piston, vers le point mort bas (PMB) initiant le mouvement :

$$\frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{V_4}{V_3}\right)^{\gamma-1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\gamma-1} = \left(\frac{V+v}{v}\right)^{\gamma-1} = \epsilon^{\gamma-1} \implies \frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4} = \epsilon^{\gamma-1} \quad (2-20)$$

EB : Echappement des gaz brûlés,

Remontée du piston vers le point mort haut (PMH) en chassant les gaz brûlés détendus dans le collecteur d'échappement avec dégagement de chaleur Q_2 ,

Avec :

$$Q_2 = (m_a + m_c) C_v (T_1 - T_4) \quad (2-21)$$

7.1.1.1. Le rendement de beau de Rochas η_{th}

$$\eta_{th} = \frac{W_e}{Q_1} = \frac{-W}{Q_1} = \frac{Q_1 + Q_2}{Q_1} = 1 + \frac{Q_2}{Q_1} \quad (2-22)$$

$$\eta_{th} = 1 + \frac{(m_a + m_c) C_v (T_1 - T_4)}{(m_a + m_c) C_v (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} \quad (2-23)$$

On a

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4} T_4 = \frac{T_1 \times T_3}{T_2} \quad (2-24)$$

$$\implies \eta_{th} = 1 - \frac{\frac{T_1 \times T_3}{T_2} - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{T_1 \times T_3 - T_1 \times T_2}{T_2 (T_3 - T_2)} \quad (2-25)$$

$$\eta_{th} = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \frac{1}{\epsilon^{\gamma-1}} \quad (2-26)$$

7.1.2. Cycle réel

La première réalisation pratique d'un moteur à piston a été réussie par Otto chez Deutz à Cologne en 1876.

Sur ce moteur, l'évolution de la pression relevée ne correspondait pas exactement au cycle théorique et le rendement en était très inférieur. En voici les raisons :

Admission : l'inertie des gaz augmentant avec la vitesse de rotation du moteur est responsable du remplissage incomplet du cylindre.

Compression : la compression n'est pas adiabatique. Du fait de la communication de la chaleur aux parois, la pression des gaz s'élève moins vite que dans la loi adiabatique.

Combustion : la combustion du mélange air/essence n'est pas instantanée au PMH d'où une zone de combustion arrondie sur le diagramme.

Détente : la détente des gaz brûlés n'est pas adiabatique car les gaz cèdent une partie de leur chaleur aux parois.

Echappement : en fin de détente, la pression des gaz est nettement supérieure à la pression atmosphérique.

7.1.2.1. Critique du diagramme théorique

Hypothèses de départ non vérifiées, ouverture des soupapes et combustion non instantanée, pression ne s'équilibrant pas dès qu'une soupape est ouverte (inertie), échanges de chaleur avec l'extérieur.

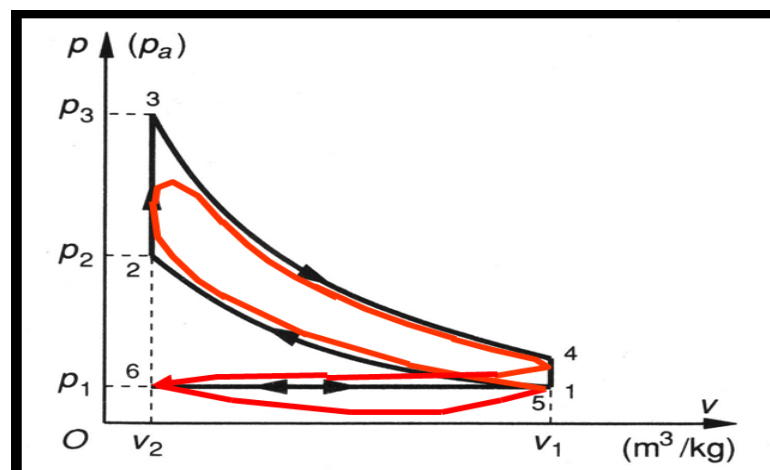


Figure 2-13: Diagramme P - V

7.2. Moteur diesel

7.2.1. Cycle Diesel pur

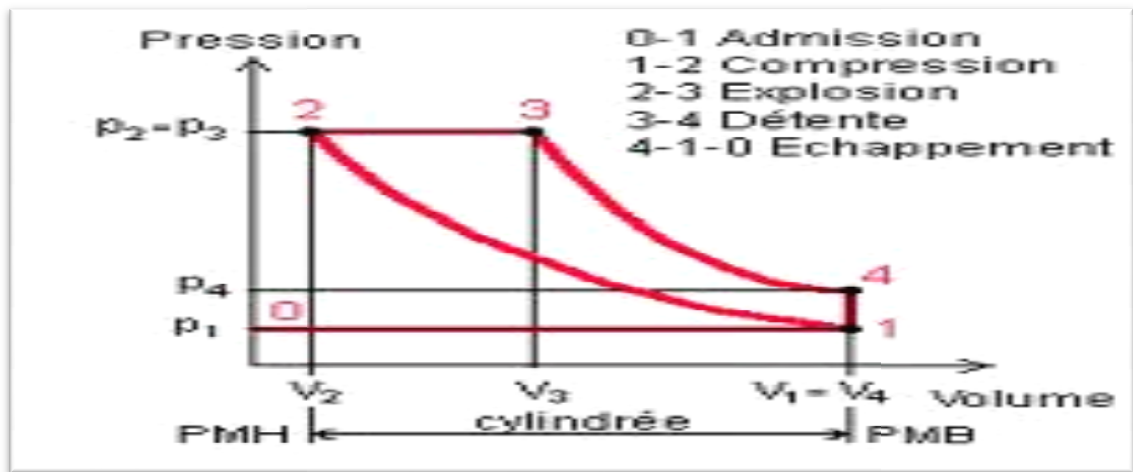


Figure 2-14 : Diagramme P-V diesel théorique

0 → 1: Admission d'air.

1 → 2: Compression d'air

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^\gamma = \epsilon^\gamma \tag{2-27}$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\gamma-1} = \epsilon^{\gamma-1} \tag{2-28}$$

2 → 3: Combustion isobare rapporte de chaleur

$$Q_1 = (m_a + m_c).C_p (T_3 - T_2) = m_c.P_{ci} \tag{2-29}$$

Avec : m_a : Masse d'air.

m_c : Masse du carburant.

P_{ci} : Pouvoir calorifique du carburant.

3 → 4: Détente adiabatique des gaz

$$\frac{p_3}{p_4} = \left(\frac{V_4}{V_3}\right)^\gamma = \epsilon^\gamma \tag{2-30}$$

$$\frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{V_4}{V_3}\right)^{\gamma-1} = \epsilon^{\gamma-1} \tag{2-31}$$

4 \longrightarrow 1 \longrightarrow 0 : Echappement des gaz brulés avec dégagement de chaleur Q_2

$$Q_2 = (m_a + m_c).C_p (T_1 - T_4) = m_c.P_{ci} \tag{2-32}$$

Avec : m_a : Masse d'air.

m_c : Masse du carburant.

P_{ci} : Pouvoir calorifique du carburant.

7.2.2. Le rendement théorique de cycle Diesel η_{th}

$$\eta_{th} = \frac{W_e}{Q_1} = \frac{-W}{Q_1} = \frac{Q_1 + Q_2}{Q_1} = 1 + \frac{Q_2}{Q_1} \tag{2-33}$$

$$\eta_{th} = 1 + \frac{(m_a + m_c)C_p(T_1 - T_4)}{(m_a + m_c)C_p(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{1}{\gamma} \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} \tag{2-34}$$

On a l'équation d'état des gaz parfait : $PV = m_r T$

$$T = \frac{PV}{m_r} \quad \Longrightarrow \quad \eta_{th} = 1 - \frac{1}{\gamma} \frac{P_4 V_4 - P_1 V_1}{P_3 V_3 - P_2 V_2} \tag{2-35}$$

On a $P_2 = P_3$ "isobare" et $V_1 = V_4$ "isochore" donc :

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{\gamma} \frac{P_4 V_1 - P_1 V_1}{P_2 V_3 - P_2 V_2} = 1 - \frac{1}{\gamma} \frac{\frac{P_4}{P_2} \frac{P_1}{P_1} \frac{V_1}{V_1}}{\frac{V_3}{V_1} \frac{V_2}{V_1}} \tag{2-36}$$

$$\text{On dit que : } \begin{cases} \frac{P_4}{P_2} = \frac{1}{\epsilon'^{\gamma}} \\ \frac{P_1}{P_2} = \frac{1}{\epsilon^{\gamma}} \\ \frac{V_3}{V_1} = \frac{1}{\epsilon'} \\ \frac{V_2}{V_1} = \frac{1}{\epsilon} \end{cases} \tag{2-37}$$

$$\text{On a : } \delta = \frac{\epsilon}{\epsilon'} \tag{2-38}$$

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{\gamma} \frac{1}{\epsilon^{1-\gamma}} \frac{1-\delta^{\gamma}}{1-\delta} \tag{2-39}$$

7.3. Différences entre le diagramme réel et théorique [10]

En pratique, le diagramme réel est nettement différent du diagramme théorique, du fait des hypothèses inexactes citées au-dessus.

Pratiquement :

- À l'admission, la pression est inférieure à l'atmosphérique (dans le cas d'un moteur non suralimenté) du fait de l'aspiration du piston et de l'inertie du gaz non nulle.
- La composition chimique et la quantité du fluide-moteur sont toujours variées par suite de la combustion au cours du cycle.
- Les caractéristiques du fluide-moteur (chaleur spécifique, etc.) du fluide-moteur comptées constantes dans le cycle thermodynamique varient avec la température dans le cycle réel,
- Les deux temps de compression et détente ne sont pas adiabatiques, mais polytropiques à cause des échanges de chaleur ayant lieu au cours de ces deux temps entre le fluide-moteur et les parois du cylindre,
- Le fonctionnement du moteur nécessite l'évacuation des produits de combustion et l'introduction périodique, au début de chaque cycle, de la charge fraîche. Le remplissage du cylindre du moteur dépend considérablement de son nettoyage.
- À la compression, la pression finale est inférieure à la théorique du fait du remplissage moindre et des échanges de chaleur entre le fluide-moteur et les parois du cylindre,
- La combustion qui n'est pas instantanée donc non isochore, et ni isobare donne une pression maximum inférieure, Rapport Interne Moteur diesel suralimenté, Bases et calculs
- À l'échappement, du fait de la difficulté de vidage, la pression est toujours supérieure à l'atmosphérique.

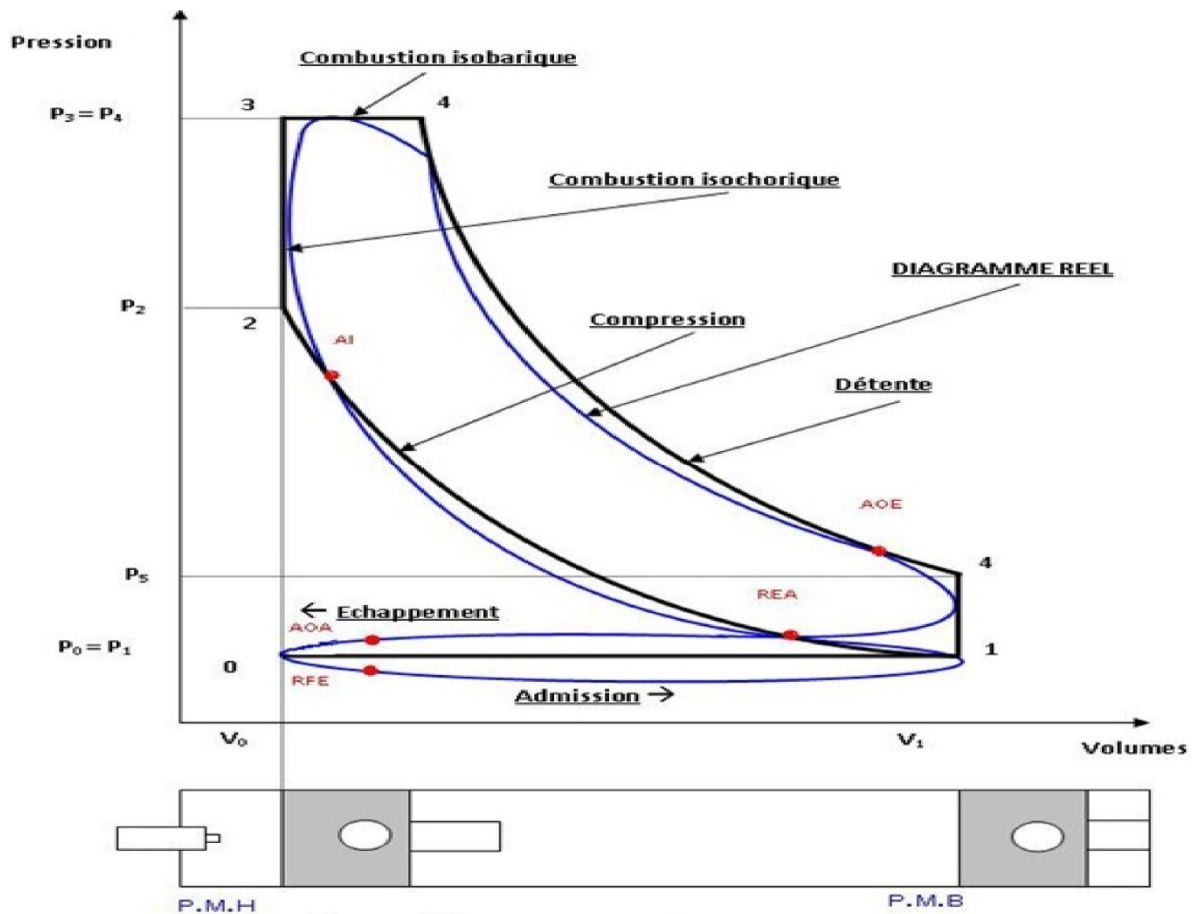


Figure 2-15: Cycle réel diesel

7.4. Diagramme mixte

Dans le cycle à introduction mixte de la chaleur ; une partie de cette chaleur est

Introduite à volume constant et l'autre partie est introduite à pression constante il est composé des transformations suivante :

- une compression adiabatique (1-2)
- une introduction de la chaleur à volume Constant (2-3)
- une introduction de la chaleur à pression Constante (3-4)
- une détente adiabatique (4-5)
- une prise de chaleur à volume constant (5-1)

Dans les moteurs diesels rapides, la grande partie des processus du dégagement de la chaleur et de la formation du mélange se fait au fur et à mesure de l'introduction du combustible dans le cylindre, et par conséquent, les premières portions du combustible se brûlent spontanément presque à volume constant, alors que les autres portions se brûlent par la suite presque à pression constante pour cette raison on suppose que les moteurs diesels rapides fonctionnent selon le cycle à introduction mixte de la chaleur.

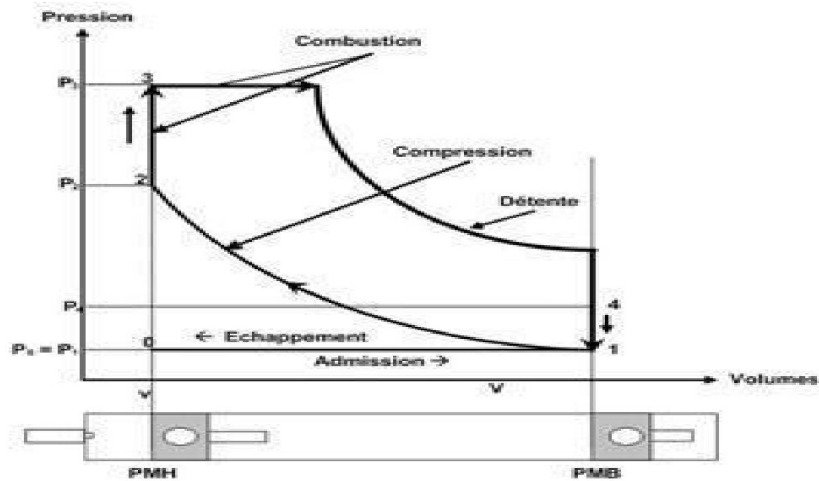


Figure 2-16: Diagramme mixte

Conclusion

Les quelques problèmes d'utilisation qui viennent d'être évoqués constituent en fait l'aboutissement d'une très complexe optimisation moteur-carburant. Celle-ci repose sur une connaissance précise des carburants et des mécanismes de combustion.

Dans les cycles moteurs étudiés, les quantités de chaleur nécessaires au fonctionnement du cycle sont obtenues par combustion d'hydrocarbures, c.-à-d. par des réactions chimiques d'oxydation exothermiques.

CHAPITRE 03

Introduction

C'est le tracé des transformations réelles subies par le fluide au cours du cycle à la différence des cycles thermodynamique.

La compression et la détente du fluide dans le cylindre ne sont plus supposées adiabatiques on tiendra compte des pertes thermique qui accompagnent ces deux transformations à cause de l'échange de chaleur entre le fluide moteur et les parois du cylindre.

L'introduction de la chaleur est assurée par la combustion qui se déroule dans la chambre de combustion ici en tiendra compte des pertes liées à l'organisation de la combustion.

L'extraction de la chaleur par la source froide amenant le fluide moteur à l'état initial est réalisée par le processus de l'échappement et de l'admission en tenant compte des pertes de charge durant l'écoulement du fluide à travers les canaux d'admission et de l'échappement.

Le cycle réel est composé des processus et phénomènes suivants :

- L'admission du fluide moteur.
- La compression polytropique de celui-ci.
- La combustion du mélange (pulvérisation, vaporisation, brassage des vapeurs de combustible avec l'air et inflammation).
- La détente polytropique des produits de combustion.
- L'échappement des gaz brûlés.

1. Cycle diesel réel [3]

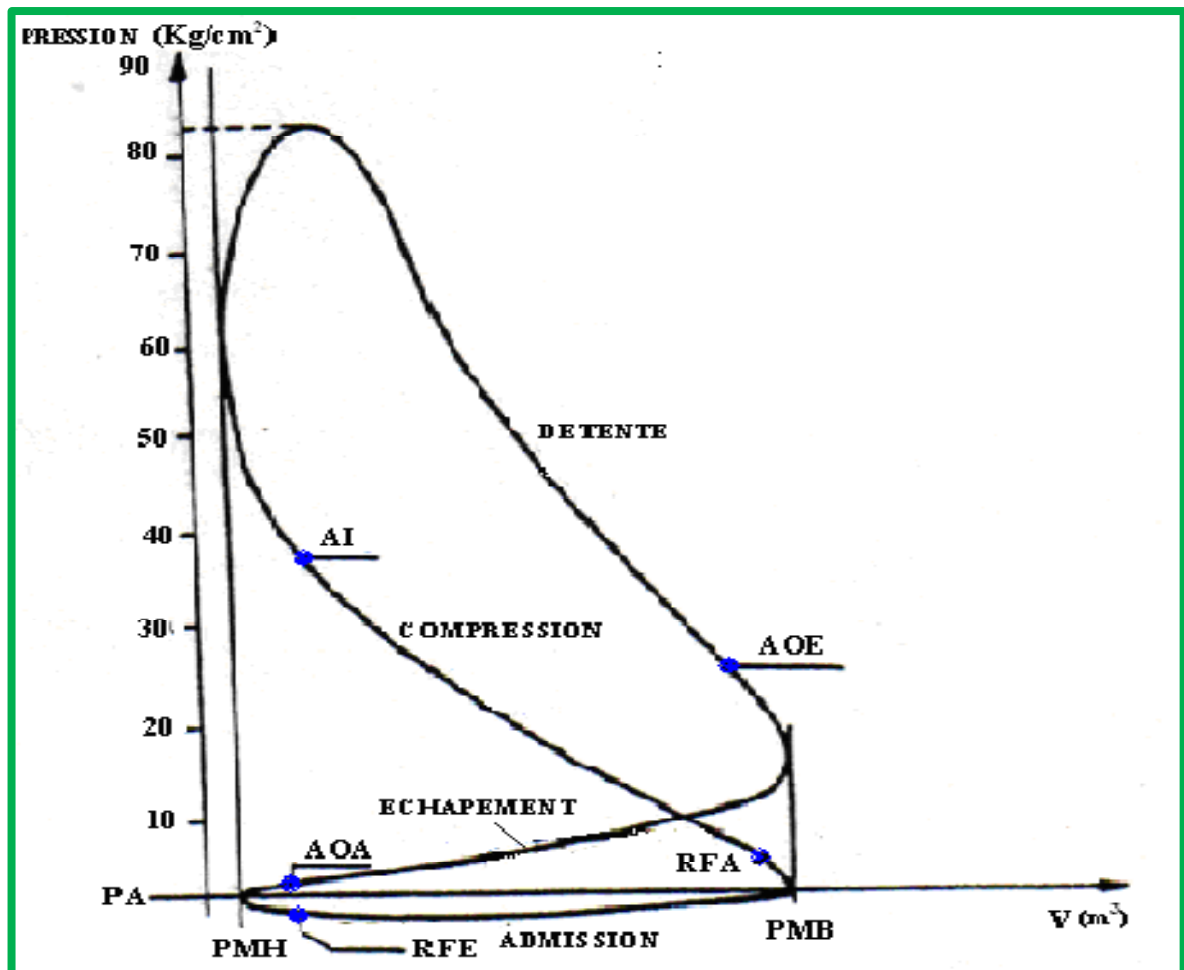


Figure 3-1 : Diagramme de cycle réel

Pour obtenir un fonctionnement correct du moteur diesel, les modifications suivantes ont été apportées au cycle théorique.

- Avance ouverture admission (AOA) :

Pour permettre un bon remplissage du cylindre et faciliter l'évacuation des gaz brûlés.

- Retard fermeture admission (RFA) :

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

- Avance ouverture échappement (AOE) :

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

- Retard fermeture échappement (RFE) :

Entre fin échappement et début admission les deux soupapes sont ouvertes en même temps cette position est appelé soupapes emballantes.

D'une part le croisement des soupapes favorise le balayage du cylindre des produits de combustion et d'autre part, il s'effectue un soufflage de la chambre de combustion par l'air frais participant ainsi au refroidissement de cette partie chaude du moteur.

- Avance à l'injection (A.I) :

Pour assurer une combustion efficace et complète il faut que l'injection un peu plus en avant par rapport au temps mort (PMH), cette opération est assurée au niveau de la pompe à l'injection par un variateur d'avance à l'injection.

2. Les processus d'admission – échappement [1]

Le trajet effectué par le fluide à l'admission et à l'échappement dans les moteurs diesel est montré respectivement sur la figure (3-2).

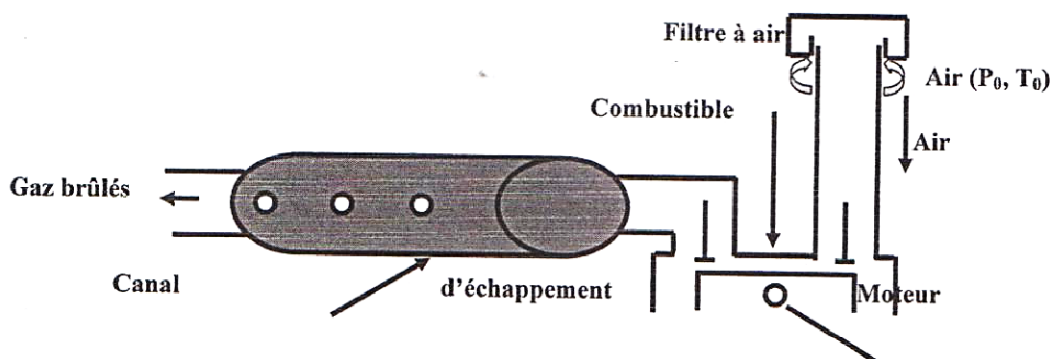


Figure 3-2 : représente le processus admission – échappement

2.1. Les phases de distribution

Les périodes entre les moments de l'ouverture et la fermeture des soupapes d'admission et l'échappement exprimées en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin sont appelés phases de distributions on les présente soit sous la forme d'un diagramme appelé diagramme de distribution ou simplement sous la forme d'un tableau un exemple de diagramme ou épure de la distribution est montré sur la figure (3-3).

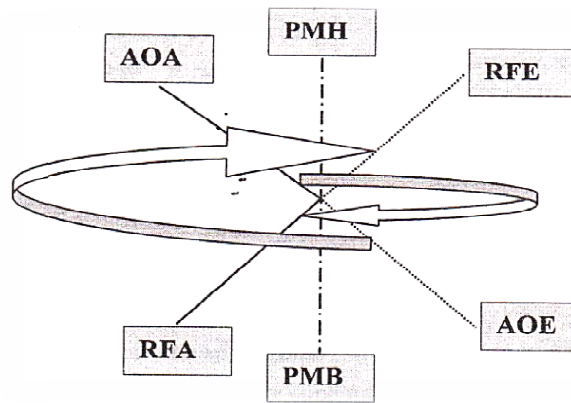


Figure 3-3 : représente le diagramme de distribution

2.2. Paramètres essentiels des processus de l'échappement-admission [11]

Les paramètres qui caractérisent les processus de l'échappement-admission sont essentiellement le coefficient de remplissage et le coefficient des gaz résiduels.

2.2.1. Le coefficient de remplissage

Ce coefficient appelé aussi rendement volumique c'est le rapport de la masse volumique aspirée sur la masse volumique atmosphérique.

$$\eta_v = \frac{\rho_{\text{aspiration}}}{\rho_{\text{atmosphérique}}} \quad (3-1)$$

2.2.2. Paramètres à l'admission (P_1 , T_1 , ρ_{admise})

Les paramètres à l'admission (P_1 , T_1) dans notre programme sont supposés comme des paramètres de donnée et donc (ρ_{admise}) on peut le calculer.

$$\rho_{\text{admise}} = \frac{P_1 \cdot 10^5}{r \cdot T_1} \quad (3-2)$$

2.2.3. Le coefficient des gaz résiduels (γ_r)

Le coefficient des gaz résiduels caractérise le processus de l'échappement du point de vue qualité de nettoyage du cylindre des gaz brûlés il représente le rapport de la quantité de ces gaz (M_r) qui occupent le cylindre depuis le cycle précédent à la quantité totale de la charge fraîche introduite dans le cylindre (M_l) :

$$\gamma_r = \frac{M_r}{M_l} = \frac{\rho_r \cdot (V_o + V(RFE))}{M_l} = \frac{Pr \cdot (V_o + V(RFE))}{r \cdot Tr \cdot M_l} \quad (3-3)$$

$$V_o = \frac{V}{\varepsilon - 1} \quad (3-4)$$

$$\rho_r = \frac{Pr}{r \cdot Tr} \quad (3-5)$$

3. Paramètres de processus de l'échappement [1]

3.1. Calcul des gaz d'échappement

Au début de chaque cycle le cylindre contient une certaine quantité des produits de combustion (M_r) occupant le volume de la chambre de combustion sous la pression (Pr) et la température (Tr).

La pression (Pr) de ces gaz dépend :

- Des phases de distribution.
- Du nombre de soupapes
- De la perte de charge dans le canal d'échappement.
- Du régime de rotation du moteur caractérisé par la vitesse de rotation du vilebrequin (N) et de la charge sur le moteur (c'est-à-dire de la puissance développée par le moteur). Avec la croissance de la vitesse de rotation, la valeur de la pression (Pr) accroît cette valeur, est estimée sur la base des données expérimentales :
- Pour les moteurs non suralimentés généralement :

$$Pr = (1,05 \dots 1,25) \cdot P_0 \quad (3-6)$$

La valeur de la température (Tr) dépend du type de moteur, de la vitesse de rotation de moteur, du taux de compression et du coefficient de l'excès d'air.

Selon les données expérimentales la valeur de (Tr) est :

- Pour les moteurs diesels :

$$Tr = (600 \dots 900) \text{ K} \quad (3-7)$$

Pour estimer la valeur de $\alpha = (1,3\dots6)$.

4. Calcul des paramètres de la charge fraîche à la fin de l'admission (P_a, T_a)

A cause des pertes de charge (ΔP_a) dans le canal d'admission, la pression (P_a) de la charge fraîche à la fin de l'admission dans le cylindre, apparaît inférieure de la pression à l'admission (à l'entrée du moteur) (P_1) d'une valeur égale à (ΔP_a) :

$$P_a = P_1 - \Delta P_a \quad (3-8)$$

Selon l'équation de Bernoulli, la valeur de ces pertes dépend de :

- La valeur des pertes de frottement et donc de la qualité d'usinage, notamment des surfaces intérieure du canal d'admission et de la présence des obstacles dans ce canal par exemple la présence du filtre à air provoque l'augmentation des pertes de charges.
- La vitesse de l'écoulement de la charge fraîche dans le canal d'admission avec la croissance de cette vitesse, les pertes de charges augmentent.

Selon les données expérimentales la valeur des pertes de charge est :

❖ Dans les moteurs diesel non suralimentés :

$$\Delta P_a = (0.03 \dots 0.18) P_o \quad (3-9)$$

Dans les moteurs diesels, pour diminuer ces pertes il est nécessaire :

- D'augmenter les sections de passage et diminuer la longueur du canal d'admission.

La valeur de la température (T_a) de la charge fraîche à la fin d'admission dépend :

- De l'échauffement (ΔT_a) qui peut se produire à cause du contact de cette charge avec les parois chaudes du canal d'admission durant le fonctionnement du moteur.
- De la quantité des gaz résiduels évalué par le coefficient des gaz résiduels (γ_r) et par la température de ces gaz (T_r) les gaz résiduels occupant le cylindre depuis le cycle précédent se mélangent selon le type de moteur avec de l'air dans les moteurs diesels pour former la charge fraîche qui participera par la suite dans la combustion.

L'échauffement de la charge fraîche dépend de l'écart de température de la charge fraîche et des parois du canal de l'admission.

❖ Dans les moteurs non suralimentés :

$$\Delta T_a = (10 \dots 40) \tag{3-10}$$

Pour développer la formule qui permet de déterminer la température (T_a) de la charge fraîche à la fin de l'admission, on utilise le bilan thermique établi avant la formation de la charge fraîche après :

La quantité (M_1) du fluide arrivant dans le cylindre durant l'admission et possédant la température ($T_1 + \Delta T_a$) se mélange avec la quantité (M_r) des gaz résiduels se trouvant dans le cylindre et possédant la température (T_r) pour former la quantité ($M_1 + M_r$) de la charge fraîche possédant la température (T_a) sachant que les valeurs des températures sont rapprochées il est possible de supposer que les capacités calorifiques de ces quantités sont égales au totale on a :

$$M_1 (T_1 + \Delta T_a) + M_r T_r = (M_1 + M_r) T_a \tag{3-11}$$

Sachant que : $\gamma_r = \frac{M_r}{M_1}$ on a $(T_1 + \Delta T_a) + \gamma_r T_r = (1 + \gamma_r) T_a$ et finalement :

$$T_a = \frac{T_1 + \Delta T_a + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r} \tag{3-12}$$

5. La compression

La compression du fluide dans le cylindre a pour rôle de faire augmenter la température et la pression de celui-ci, elle favorise la réalisation de la combustion.

La partie du diagramme indiqué correspondant à la compression est montrés sur la figure (3-4).

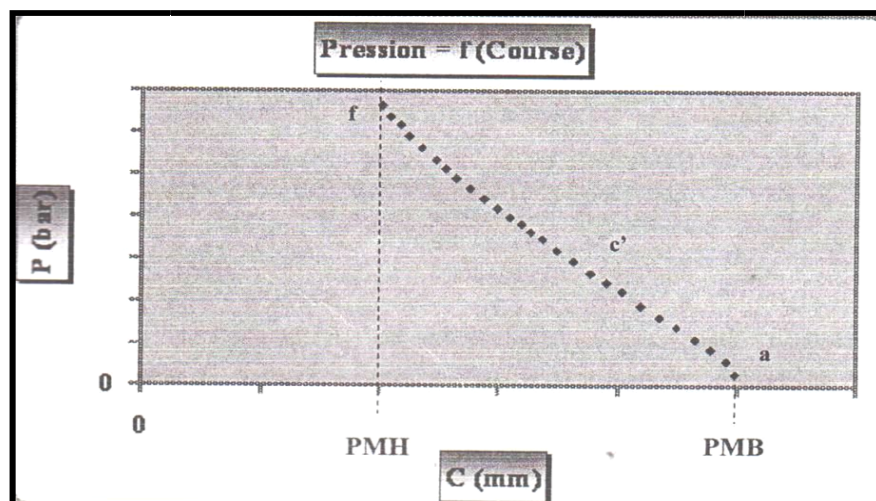


Figure 3-4 : représente la phase de compression

Dans cette figure :

- Le point (a) correspond au début de compression.
- Le point (c') correspond au début de l'injection dans les moteurs diesels.
- Le point (f) correspond au début de l'inflammation, ce point est caractérisé par la séparation de la ligne de compression en l'absence de la combustion avec la ligne de la compression à la présence de la combustion.

Dans les cycles réels, la compression est accompagnée par un échange de chaleur considérable entre le fluide moteur et les parois.

5.1. Le taux de compression (ε)

La définition de ce paramètre a été donnée auparavant il représente le rapport du volume (V_a) du cylindre au début de la compression sur le volume (V_c) à la fin de la compression :

$$\varepsilon = \frac{V_a}{V_c} \quad (3-13)$$

5.2. Calcul des paramètres de compression [1]

Le calcul de la compression a pour objectif de déterminer les paramètres suivants :

- La pression à la fin de la compression (P_c).
- La température à la fin de la compression (T_c).
- La valeur moyenne de l'exposant polytropique de la compression $n_1 = 1,35$.

Les formules de calcul des paramètres de la compression sont basées d'une part sur l'équation de la loi de compression polytropique et d'autre part sur l'équation d'état appliquée aux points (c) et (a), durant la compression, les soupapes de l'admission et de l'échappement sont toutes complètement fermées et donc, les quantités de fluide (M_a) au début et à la fin (M_c) de la compression sont égales le rapport des volumes $\left(\frac{V_a}{V_c}\right)$ représente le taux de compression (ε) alors d'une part on a :

Dans le cas où les paramètres (P_c , T_c , ε) sont connus par exemple expérimentalement il est possible de déterminer l'exposant polytropique moyen de la compression (n_1) à l'aide de la loi de la compression polytropique.

$$T_c = T_a \varepsilon^{n-1} \quad (3-14)$$

$$P_c = P_a \varepsilon^n \quad (3-15)$$

Dans le temps de compression il est nécessaire de calculer le travail résistant en tenant compte la quantité de chaleur $Q = 0$ donc d'après la relation :

$$\Delta u = Q + W \quad (3-16)$$

$$W = M_1 C_v (T_c - T_a) \quad (3-17)$$

6. La combustion

La combustion est une réaction chimique entre comburant (oxygène) et carburant. Plus la température de la combustion est importante plus les atomes d'azote réagissent avec le dioxygène, plus on obtient des molécules de dioxyde d'azote (NO_2) et monoxyde d'azote (NO) $\Rightarrow \text{NO}_x$.

La combustion du gazole engendre la formation de produits de combustion qui sont identiques pour tous les carburants (puisque tous les carburants sont formés en grande majorité d'hydrocarbures).

La température de combustion dans un moteur diesel est plus importante, donc la production de dioxyde d'azote est plus importante.

6.1. Combustion complète et combustion incomplète

- Une combustion est complète s'il y a assez de dioxygène.
 - la combustion complète du carbone produit uniquement de CO_2 .
 - La combustion complète d'un hydrocarbure produit uniquement de CO_2 et du H_2O .
- Une combustion incomplète s'il n'y a pas assez de dioxygène.
 - La combustion incomplète du carbone produit : du CO_2 et du CO .
 - La combustion incomplète d'un hydrocarbure produit : du CO , CO_2 , H_2O et des hydrocarbures imbrûlés.

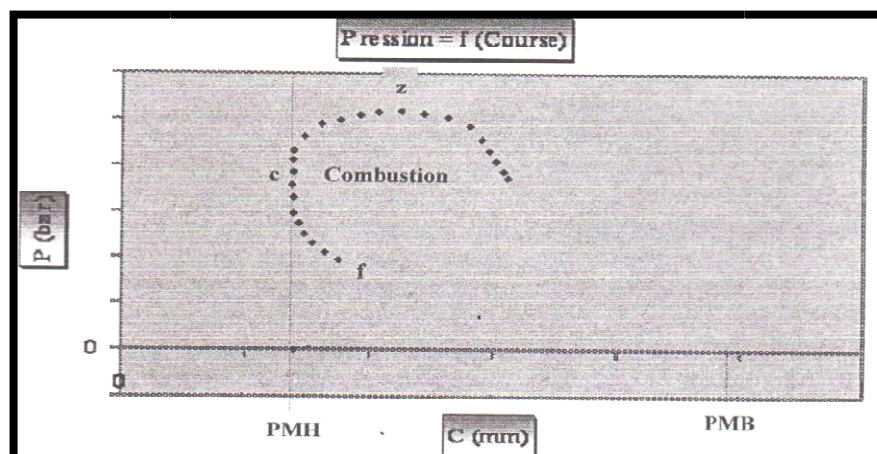


Figure 3-5 : représente la phase de combustion

Dans cette figure

- Le point (f) correspond au début de l'inflammation du combustible.
- Le point (c) correspond à la fin de la compression en l'absence de la combustion.
- Le point (z) correspond à la valeur maximale de la pression durant la combustion.

Dans les moteurs diesels le fluide admis durant l'admission est composé uniquement de l'air avant l'arrivée du piston au PMH de quelques degrés de rotation du vilebrequin le combustible est injecté dans la chambre de combustion sous une haute pression.

L'injection du combustible sous une forme finement pulvérisée est assurée par l'injecteur et par la pompe d'injection qui refoule le combustible, la formation du mélange (air + combustible) dans ce cas se fait à l'intérieur de la chambre de combustion.

Pour l'étude et l'optimisation des paramètres de la combustion on suppose que le processus de la combustion dans les moteurs diesels se déroule en quatre phases ces phases sont montrées sur la figure (3-6).

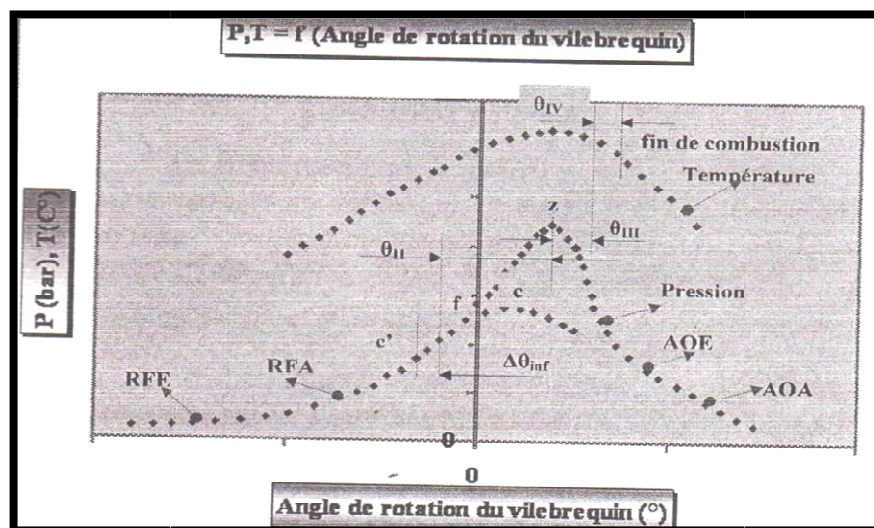


Figure : 3-6 : représente $P, T = f(\text{angle de rotation du vilebrequin})$

6.2. Le taux de croissance de la pression (λ_p)

Le taux de croissance de la pression (λ_p) est le rapport de la pression (P_z) à la fin de l'introduction de la chaleur sur la pression (P_c) en fin de compression :

$$\lambda_p = \frac{P_z}{P_c} \tag{3-18}$$

6.3. Calcul des paramètres de la combustion

Les calculs de combustion sont basés essentiellement sur les paramètres suivants :

- La pression maximale en fin de combustion.
- La température maximale en fin de combustion.
- La masse du carburant dans la chambre de combustion.
- La masse du mélange dans la chambre de combustion.
- La quantité de chaleur dans la chambre de combustion.

$$m_c = M_1 \times d_r \quad (3-19)$$

$$m_m = m_c + M_1 \quad (3-20)$$

$$Q = m_c \times P_{ci} = m_m \times C_{pm} \times (T_{max} - T_c) \quad (3-21)$$

$$C_{pm} = 6,8 + 12 \times 10^{-4} \cdot t \quad \text{kcal / kmole} \quad (3-22)$$

$$P_{max} \cdot (V_h + V_0) = m_m \times r_m \times T_{max} \quad (3-23)$$

$$X_4 = \frac{c}{2} \times (1 - \cos(\text{AOE})) \quad (3-24)$$

7. La détente [1]

Durant ce temps le fluide effectue le travail mécanique en se détendant dans le cylindre, la partie du diagramme indiqué qui correspond à la détente est montrée respectivement sur la figure (3-7), le processus de la détente est accompagné de plusieurs phénomènes tels que :

- L'échange de chaleur entre le fluide moteur et les parois.
- Le prolongement de la combustion une partie considérable de combustion se déroule durant la détente.
- Les fuites des gaz.

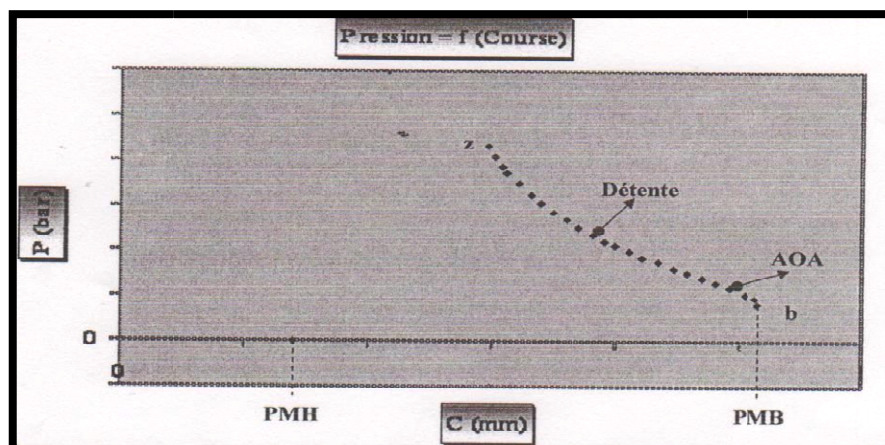


Figure 3-7 : représente la phase détente

7.1. Le taux de la détente préliminaire (ρ_d)

Le taux de la détente préliminaire (ρ_d) représente le rapport du volume (V_z) du cylindre à la fin de l'introduction de la chaleur sur le volume (V_c) de celui-ci en fin de compression :

$$\rho_d = \frac{V_z}{V_c} \quad (3-25)$$

7.2. Le taux de la détente postérieure (δ_d)

Le taux de la détente postérieure (δ_d) est le rapport du volume (V_b) du cylindre à la fin de la détente sur le volume (V_z) du cylindre à la fin de l'introduction de la chaleur :

$$(\delta_d) = \frac{V_b}{V_z} \quad (3-26)$$

7.3. Calcul des paramètres de la détente

Le calcul de la détente a pour objectif de déterminer les paramètres du fluide moteur à la fin de la détente, les paramètres de la détente sont la pression (P_b) et la température (T_b) ainsi que l'exposant polytropique moyen de la détente (n_2).

Pour déterminer ces paramètres on suit la même méthode employée durant l'étude de la compression ceci utilisant la loi de la détente polytropique et l'équation d'état appliqué aux points (z) et (b).

On obtient ainsi les formules suivantes :

$$P_b = \frac{P_z = P_{max}}{\varepsilon^{n_2}} \quad (3-27)$$

$$T_b = \frac{T_z = T_{max}}{\varepsilon^{n_2-1}} \quad (3-28)$$

$$n_2 = \frac{\ln(P_z) - \ln(P_b)}{\ln(\varepsilon)} \quad (3-29)$$

8. Les performances du moteur diesel [1]

Le moteur est caractérisé par deux types de performances :

- Performance indiquées.
- Performance effectives.

8.1. Les performances indiquées [1]

8.1.1. Définition et formules de calcul des performances indiquées

Les performances indiquées sont calculés au niveau du cylindre parmi ces performances on cite :

- La pression moyenne indiquée (P_{mi}).
- La puissance indiquée du moteur (P_i).
- Le rendement indiqué (η_i).
- La consommation spécifique indiquée du combustible (C_{si}).

8.1.1.1. La pression moyenne indiquée (P_{mi})

A partir des résultats de calcul obtenu à l'aide de formules exposée précédemment, la pression moyenne indiquée est une pression supposée constante qui en agissant sur le piston, elle effectue le même travail que celui effectué par la pression des gaz durant leur détente dans le cylindre, elle est définie par le rapport du travail indiqué (W_i) à la cylindrée unitaire (V_h) :

$$P_{mi} = \frac{W_i}{V_h} \quad (3-30)$$

8.1.1.2. La puissance indiquée (P_i)

La puissance indiquée est le travail indiquée effectué dans le cylindre durant une unité de temps par exemple en une seconde la puissance indiquée reflète la puissance développée par le moteur en tenant compte uniquement des pertes thermiques.

$$W_i = P_{mi} \cdot V_h \quad (3-31)$$

La vitesse de rotation (N) tr/min et le nombre de temps (τ) par cycle le moteur effectue le nombre ($\frac{2N}{60\tau}$) cycle par seconde donc la puissance développée en une seconde dans (n) cylindres est :

$$P_i = \frac{P_{mi} \cdot n \cdot V \cdot 2 \cdot N}{60 \cdot \tau} \quad \text{C'est-à-dire : } P_i = \frac{P_{mi} \cdot n \cdot V \cdot N}{30 \cdot \tau} \quad (3-32)$$

8.1.1.3. Le rendement indiqué du moteur (η_i) et la consommation spécifique indiquée du combustible (C_{si})

Pour évaluer l'économie du cycle on utilise le rendement indiqué (η_i), c'est le rapport du travail indiqué sur la quantité de chaleur introduite dans la chambre de combustion.

$$\eta_i = \frac{\lambda \cdot I_0 \cdot P_{mi}}{P_{ci} \cdot \eta_v \cdot \rho_{adm} \cdot v} \quad (3-33)$$

L'économie de fonctionnement du moteur peut être évaluée aussi à l'aide de la consommation spécifique indiquée (C_{si}) en combustible, elle représente la consommation du combustible en une unité de temps par unité de puissance développée :

$$C_{si} = \frac{G_c}{P_i} \quad (3-34)$$

Ici (G_c) est la consommation du combustible en une unité de temps (par exemple en une heure).

$$C_{si} = \frac{3600}{P_{ci} \cdot \eta_i} \quad \text{et aussi} \quad \eta_i = \frac{3600}{P_{ci} \cdot C_{si}} \quad (3-35)$$

Le rendement indiqué et la consommation spécifique indiquée de combustible sont liés entre eux effectivement le terme (C_{si}, P_{ci}) représente une chaleur en (kj) introduite dans le cylindre pour chaque (Kw) de puissance durant une heure alors le terme ($\eta_i \cdot C_{si} \cdot P_{ci}$) exprime une énergie égale à (Kw.h) ou bien (3600Kj).

8.1.1.4. Les performances indiquées en fonction de divers paramètres de cycle

Pour établir le lien entre certains paramètres et les performances indiquées on va représenter la quantité de l'air introduit dans le moteur à travers le coefficient de l'excès d'air (α).

Et à partir de l'expression (3-34) :

$$G_c = C_{si} \cdot P_i \implies G_c = \frac{C_{si} \cdot P_{mi} \cdot n \cdot V \cdot N}{30 \cdot \tau} \quad (3-36)$$

Cette expression définissant le coefficient de remplissage η_v on obtient la relation suivante qui relie ce coefficient aux paramètres du cycle :

$$\eta_v = \frac{\lambda \cdot I_0 \cdot C_{si} \cdot P_{mi}}{\rho \cdot admise} \quad (3-37)$$

Cette formule permet d'obtenir la relation suivante qui relie la consommation spécifique indiquée du combustible à d'autres paramètres du cycle :

$$C_{si} = \frac{\eta_v \cdot \rho \cdot admise}{\lambda \cdot I_0 \cdot P_{mi}} \quad (3-38)$$

L'expression (3-38) permet de calculer la consommation spécifique indiquée du combustible en (kj/j) pour obtenir celle en (g / Kw.h) on utilise la relation suivante sachant que :

$$1 \text{Kw.h} = 3600 \text{ Kj} \implies C_{si} = 3600 \frac{\eta_v \cdot \rho \cdot admise}{\lambda \cdot I_0 \cdot P_{mi}} \quad (3-39)$$

En remplaçant l'expression (3-39) de la consommation spécifique du combustible dans l'expression du rendement indiqué donné ci avant (3-35) on obtient la formule suivante qui relie celui-ci aux performances du cycle.

Cette dernière expression permet de déduire la relation de pression moyenne indiquée du cycle en fonction de plusieurs facteurs :

$$P_{mi} = \frac{P_{ci} \cdot \eta_v \cdot \eta_i \cdot \rho_{admise}}{I_0 \cdot \lambda} \quad (3-40)$$

Le remplacement de l'expression (3-40) de la pression moyenne indiquée dans la formule de la puissance indiquée (3-32) obtenu ci-dessus donne la possibilité d'exprimer aussi la puissance indiquée en fonction de plusieurs paramètres :

$$P_i = \frac{P_{ci} \cdot \eta_i \cdot N \cdot n \cdot V \cdot \eta_v \cdot \rho_{admise}}{I_0 \cdot \lambda \cdot 30 \cdot \tau} \quad (3-41)$$

8.2. Les performances effectives [1]

8.2.1. Définitions et formules de calcul des performances effectives

Les performances effectives prennent en considération non seulement les pertes thermiques dans le cylindre mais aussi les pertes mécaniques liées aux frottements et à la dépense d'une certaine partie de la puissance pour la mise en marche des mécanismes auxiliaires nécessaire pour le fonctionnement normale du moteur parmi ces performances il faut citer :

- La puissance effective (P_e)
- La pression moyenne effective (P_{me})
- Le rendement effectif (η_e)
- La consommation spécifique effective du combustible (C_{se})
- Le couple moteur (moment de rotation) (M_e).

8.2.2. La puissance effective et la pression moyenne effective

Par analogie à la pression moyenne indiquée et la puissance indiquée on introduit la notion de la pression moyenne effective, la puissance effective ainsi que la notion de la pression moyenne des pertes mécaniques et de la puissance des pertes mécaniques en utilisant cette analogie ainsi que les formules obtenu auparavant on peut représenter la puissance effective en fonction de la pression moyenne effective par :

$$P_e = \frac{P_{me} \cdot n \cdot V \cdot h \cdot N}{30 \cdot \tau} \quad (3-42)$$

Et la puissance des pertes mécaniques en fonction de la pression moyenne des pertes mécaniques par :

$$P_m = \frac{Pm.n.Vh.N}{30.\tau} \quad (3-43)$$

La pression moyenne des pertes mécaniques est estimée à l'aide des formules expérimentales, en fonction de la vitesse de rotation.

Les performances effectives sont liées aux performances indiquées à travers le rendement mécanique (η_m) par :

$$\eta_m = \frac{Pme}{Pmi} = 1 - \frac{Pme}{Pme} = \frac{We}{Wi} = 1 - \frac{Pm}{Pi} \quad (3-44)$$

De cette expression (3-44) et de la formule (3-40) de (Pmi) obtenu ci-dessus résulte la formule suivante qui relie la pression moyenne effective (Pme) aux différents paramètres du cycle.

$$Pme = \frac{Pci.\eta_i.\eta_m.\eta_v.\rho_{admise}}{I_0.\lambda} \quad (3-45)$$

De la même façon à l'aide de l'expression (3-32) et (3-44) on obtient la formule de la puissance effective en fonction de plusieurs paramètres :

$$Pe = \frac{Pci.\eta_i.N.n.Vh.\eta_v.\rho_{admise}.\eta_m}{I^0.\lambda.30.\tau} \quad (3-46)$$

8.2.3. Le rendement effectif et la consommation spécifique effective du combustible

La même chose pour le rendement effectif il est lié au rendement indiqué par :

$$\eta_e = \eta_i.\eta_m \quad (3-47)$$

De l'expression (3-47) et la formule (3-33) déroule la formule du rendement effectif :

$$\eta_e = \frac{\lambda.I^0.Pmi.\eta_m}{Pci.\eta_v.\rho_{admise}} = \frac{\lambda.I_0.Pme}{Pci.\eta_v.\rho_{admise}} \quad (3-48)$$

Par analogie à la consommation spécifique indiquée et la consommation spécifique du combustible sont liée au rendement effectif :

Lorsqu'elle est déterminée en ($\frac{g}{kw.h}$) par :

$$Cse = \frac{3600}{Pci.\eta_e} \quad (3-49)$$

Lorsqu'elle est déterminée en ($\frac{kg}{j}$) par :

$$Cse = \frac{1}{Pci.\eta_e} \quad (3-50)$$

A partir de l'expression (3-48) et les formules (3-49) et (3-50) on obtient les formules de la consommation spécifique effective du combustible en fonction des paramètres du cycle en ($\frac{g}{kw.h}$).

$$Cse = 3600 \frac{\eta_v.\rho_{admise}}{\lambda.I_0.Pme} \quad (3-51)$$

8.2.4. Le couple moteur

Le couple moteur est lié à la puissance effective à travers la vitesse angulaire du vilebrequin par :

$$Me = \frac{Pe}{\omega} \quad (3-52)$$

$$\text{Or: } \omega = \frac{\pi.N}{30} \quad (3-53)$$

$$\text{Alors : } Me = \frac{30.Pe}{\pi.N} \quad (3-54)$$

$$\text{Ou encore } Me = \frac{n.Vh.Pme}{\pi.\tau} \quad (3-55)$$

Ou mieux en remplaçant (Pme) à partir de l'expression (3-45):

$$Me = \frac{Pci.\eta_i.\eta_m.\eta_v.\rho_{admise}.n.Vh}{\tau.\pi.I_0.\lambda} \quad (3-56)$$

Conclusion

L'étude du cycle réel prend en considération tous les paramètres qui peuvent être influé sur la dépression, vitesse, échange de chaleur avec le milieu extérieur et les pertes d'énergie par friction.

CHAPITRE 04

Introduction

Les études introduites sur les comportements globaux du moteur diesel quatre temps quatre cylindres deviennent aussi extrêmement complexes.

Donc pour calculer des paramètres et les performances de ce moteur on va suivre le plan suivant :

- Introduction des données du moteur diesel quatre temps quatre cylindres.
- Calcul des paramètres thermodynamiques du moteur diesel suivant les quatre temps (pression, température, volume, travail, masse...).
- Calcul des performances du moteur diesel quatre temps quatre cylindres.
- Calcul des gaz d'échappements.

1. Introduction des données du moteur diesel quatre temps quatre cylindres

Nos études se faites sur un moteur diesel à :

- Quatre temps
- Quatre cylindres
- L'alésage $a = 80 \text{ mm}$ (4-1)
- La course $c = 96 \text{ mm}$ (4-2)
- Avance ouverture admission (AOA) = 5° (4-3)
- Retard fermeture admission (RFA) = 38° (4-4)
- Avance ouverture échappement (AOE) = 40° (4-5)
- Retard fermeture échappement (RFE) = 8° (4-6)
- La vitesse de rotation du vilebrequin $N = 3600 \text{tr/mn}$ (4-7)

1.1. La Pression et la Température ambiantes

- $P_0 = p_{\text{atm}} = 1,013 \text{ bar}$ (4-8)
- $T_0 = T_{\text{atm}} = 300 \text{K}$ (4-9)

1.2. La pression et la Température des gaz résiduels

- $P_r = 1,15P_0 = 1,165 \text{ bar}$ (4-10)
- $T_r = 700 \text{ à } 900 \text{ K} \Rightarrow 750 \text{ k}$ (4-11)

1.3. L'exposant polytropique

1.3.1. Phase de compression

- $n_1 = 1,32 \text{ à } 1,39 \Rightarrow n_1 = 1,35$ (4-12)

1.3.2. Phase de détente

- $n_2 = 1,14 \text{ à } 1,23 \Rightarrow n_2 = 1,19$ (4-13)

1.4. Le taux d'élévation de pression

- $\lambda = 1,6 \text{ à } 2,1 \Rightarrow \lambda = 1,8$ (4-14)

1.5. Coefficient d'utilisation de la chaleur au point z

- $\xi_z = 0,65 \text{ à } 0,85 \Rightarrow \xi_z = 0,8$ (4-15)

2. Calcul des paramètres thermodynamiques du moteur diesel

2.1. La cylindrée V_h

$$V_h = \frac{\pi a^2}{4} c = \frac{3,14 \times 0,08^2}{4} \times 0,096 = \mathbf{0,482 \text{ L}}$$
 (4-16)

2.2. Le volume mort V_0

On sait que ε des moteurs diesel varie de 18 à 20 et $\varepsilon = \frac{V_0 + V_h}{V_0}$. (4-17)

Dans notre cas on prend $\varepsilon = 18$. (4-18)

Donc : $V_h = 17 \times V_0 \Rightarrow V_0 = \mathbf{0,028 \text{ L}}$ (4-19)

2.3. La masse d'air admise :

$$M_{\text{air}} = M_1 = \alpha \cdot \rho \cdot V_h = \alpha \cdot \frac{P_0}{r \cdot T_0} \cdot V_h$$
 (4-20)

Dans notre cas on prend l'excès d'air $\alpha = 1,5$. (4-21)

Donc $M_{\text{air}} = 1,5 \cdot \frac{1,013 \cdot 10^5}{287 \cdot 300} \cdot 0,482 \Rightarrow M_{\text{air}} = \mathbf{0,85 \text{ g/cylindre/cycle}}$ (4-22)

2.4. La masse des gaz résiduels

Suivant les données précédentes, on trouve que :

$$T_r = 750\text{k} \quad (4-23)$$

$$P_r = 1,165 \text{ bar} \quad (4-24)$$

$$\text{On sait que : } M_r = \rho_r \cdot V_0 = \frac{P_r}{r \cdot T_r} \cdot V_0 \quad (4-25)$$

$$\text{Donc : } M_r = \frac{1,165 \cdot 10^5}{287 \cdot 700} \cdot 0,028 \Rightarrow M_r = \mathbf{0.016 \text{ g/cylindre/cycle}} \quad (4-26)$$

2.5. Coefficient des gaz résiduels γ_r

$$\gamma_r = \frac{M_r}{M_{air}} = \frac{0,016}{0,85} \Rightarrow \gamma_r = \mathbf{0.019} \quad (4-27)$$

2.6. Coefficient de remplissage η_v

$$\eta_v = \frac{\rho_{\text{aspiration}}}{\rho_{\text{atmosphérique}}} \quad (4-28)$$

$$\text{Donc : } \rho_{\text{atm}} = \frac{P_{\text{atm}}}{r \cdot T_{\text{atm}}} = \frac{1,013 \cdot 10^5}{287 \cdot 300} = \mathbf{1,18 \text{ g/l}} \quad (4-29)$$

$$\rho_{\text{asp}} = \frac{P_0}{r \cdot T_0} = \frac{9,13 \cdot 10^4}{287 \cdot 330} = \mathbf{0,96 \text{ g/l}} \quad (4-30)$$

$$\text{Alors : } \eta_v = \frac{0,96}{1,18} = \mathbf{0,81} \quad (4-31)$$

2.7. Calcul des paramètres d'admission

- La pression P_a

$$P_{\text{atm}} = 1,013 \text{ bar} \quad (4-32)$$

$$T_{\text{atm}} = 300 \text{ K} \quad (4-33)$$

$$P_a = P_{\text{atm}} - \Delta P_a \quad (4-34)$$

$$\Delta P_a = (0.03 \dots 0.18) P_{\text{atm}} \quad (4-35)$$

$$\text{On prend } \Delta P_a = 0.15 \text{ bar} \quad (4-36)$$

$$\text{Donc : } P_1 = P_a = 1,013 \cdot 10^5 - 0,15 \cdot 1,013 \cdot 10^5 \Rightarrow P_a = \mathbf{0,861 \text{ bar}} \quad (4-37)$$

- La température T_a

$$T_1 = T_{\text{atm}} + \Delta T_a \quad (4-38)$$

$$\Delta T_a = (10 \dots 40) \quad (4-39)$$

$$\text{Dans ce cas on prend } \Delta T_a = 30 \quad (4-40)$$

$$\text{Alors : } T_1 = 300 + 30 \Rightarrow T_1 = \mathbf{330 \text{ K}} \quad (4-41)$$

$$P_r = (1,05 \dots 1,25) P_{\text{atm}} \quad (4-42)$$

$$\text{On prend } P_r = 1,15 P_{\text{atm}} \quad (4-43)$$

$$T_r = 600 \dots 900 \text{ K} \quad (4-44)$$

$$\text{On prend } T_r = 750 \text{ k} \quad (4-45)$$

$$\text{Donc : } T_a = \frac{T_{\text{atm}} + \Delta T_a + \gamma r \cdot T_r}{1 + \gamma r} = \frac{300 + 30 + 0,019 \cdot 750}{1 + 0,019} \Rightarrow T_a = \mathbf{337 \text{ k}} \quad (4-46)$$

- Calcul du volume admis

$$V_{\text{admis}} = (\text{distance AOA} + \text{la course} + \text{distance RFA}) \frac{\pi a^2}{4} \quad (4-47)$$

$$\text{➤ la distance de AOA : } R - R\cos(5) = R(1 - \cos(5)) \Rightarrow \mathbf{0,1827 \text{ mm}} \quad (4-48)$$

$$\text{➤ la course} = 96 \text{ mm}$$

$$\text{➤ la distance de RFA : } R - R\cos(38) = R(1 - \cos(38)) \Rightarrow \mathbf{10,1755 \text{ mm}} \quad (4-49)$$

$$\text{Donc : } V_{\text{admis}} = (0,1827 + 96 + 10,1755) \times \frac{3,14 \cdot 80^2}{4} \Rightarrow V_{\text{admis}} = \mathbf{0,534 \text{ L}} \quad (4-50)$$

2.8. Calcul les paramètres de compression P_c et T_c

$$P_c = P_a \left(\frac{V_a}{V_c} \right)^{n_1} \quad (4-51)$$

$$T_c = T_a \left(\frac{V_a}{V_c} \right)^{n_1 - 1} \quad (4-52)$$

$$\text{D'où : } P_c = P_a (\varepsilon)^{n_1} \quad (4-53)$$

$$T_c = T_a (\varepsilon)^{n_1 - 1} \quad (4-54)$$

$$n_1 = 1,35 \quad (4-55)$$

$$\text{Donc : } P_c = 8,61 \cdot 10^4 (18)^{1,35} \quad (4-56)$$

$$T_c = 337 (18)^{1,35 - 1} \quad (4-57)$$

Alors :

$$P_c = \mathbf{42,62} = \mathbf{42,62 \text{ bar}} \quad (4-58)$$

$$T_c = \mathbf{926,78 \text{ K}} \quad (4-59)$$

2.9. Calcul des paramètres en fin de combustion [10]

2.9.1. Détermination de la quantité théorique de l'air nécessaire pour une combustion complète d'un Kg de combustible

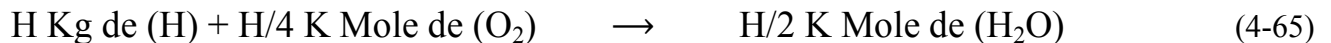
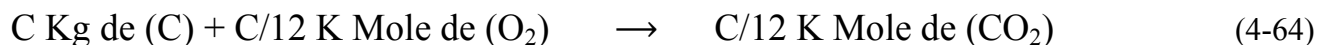
C'est la quantité théorique d'oxygène O_{th} ; minimale qui peut être importé pour l'oxydation complète d'1 Kg de combustible liquide composé essentiellement du C Kg de carbone, H Kg de hydrogène et de O Kg d'oxygène ; Elle est décrite par les réactions chimiques :



Nous savons que le combustible renferme par Kg :



On peut écrire :

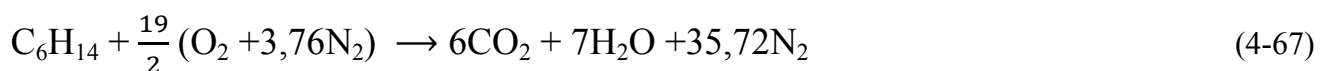


D'après les calculs précédents

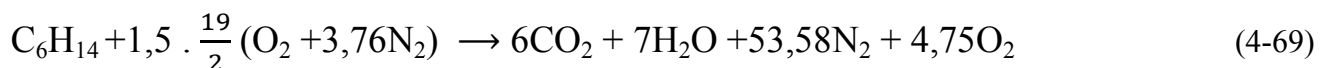
$$M_o = 0.4924 \text{ K Mole/ Kg} \quad (4-66)$$

2.9.2. Quantité de gaz brulé (M_2)

L'équation chimique pour une combustion stœchiométrique :



L'équation chimique avec l'excès d'air $\alpha = 1,5$ (4-68)



$$M_2 = M (CO_2) + M (H_2O) + M (O_2) + M (N_2) \text{ K Mole} \quad (4-70)$$

Pour 1kg de C_6H_{14}

$$CO_2 = \frac{6 \cdot 1000}{86} = 69,76 \text{ moles} \quad (4-71)$$

$$H_2O = \frac{7.1000}{86} = 81,3953 \text{ moles} \quad (4-72)$$

$$N_2 = \frac{53,58.1000}{86} = 623,0233 \text{ moles} \quad (4-73)$$

$$O_2 = \frac{4,75.1000}{86} = 55,2326 \text{ moles} \quad (4-74)$$

$$M_2 = (69,76 + 81,3953 + 623,0233 + 55,2326) \Rightarrow M_2 = \mathbf{829,4112 \text{ moles}} \quad (4-75)$$

Comme: $\gamma_r = 0,019 = \frac{M_r}{M_1} \Rightarrow M_r = 0.019. M_1 = \mathbf{14,03 \text{ moles /kg } C_6H_{14}}$ (4-76)

- D'après le premier principe de la thermodynamique : $\Delta U = W + Q$ (4-77)

$$\xi_Z \times I_p = U_Z - U_C + W_{CZ} \quad (4-78)$$

$$W_{CZ} = P_Z \times V_Z - P_C \times V_C = P_Z \times V_Z - \lambda p \times P_C \times V_C \quad (4-79)$$

$$W_{CZ} = M_Z \times R \times T_Z - \lambda p \times M_C \times T_C \quad (4-80)$$

Avec $M_Z = M_r + M_2$ (4-81)

$$M_C = M_r + M_1 \quad (4-82)$$

$$\xi_Z \times I_p = U_Z - U_C + [P_Z \times V_Z - P_C \times V_C] = U_Z - U_C + [P_Z \times V_Z - \lambda p \times P_C \times V_C] \quad (4-83)$$

$$U_Z = M_Z \times C_{Vz} \times T_Z = [M_r + M_2] C_V \times T_Z \quad (4-84)$$

$$U_C = M_C \times C_{Vc} \times T_C = M_1 \times C_{V1} \times T_C + M_r \times C_{Vr} \times T_C \quad (4-85)$$

$$U_C = T_C [M_1 \times C_{V1} + M_r \times C_{Vr}] \quad (4-86)$$

$$\begin{aligned} W_{CZ} &= P_Z \times V_Z - \lambda p \times P_C \times V_C = M_Z \times R \times T_Z - \lambda p \times M_C \times R \times T_C \\ &= (M_2 + M_r) R \times T_Z - \lambda p [M_1 + M_r] R \times T_C \end{aligned} \quad (4-87)$$

$$\begin{aligned} \xi_Z \times I_p &= (M_r + M_2) C_V \times T_Z - (M_1 \times C_{V1} + M_r \times C_{Vr}) T_C + (M_2 + M_r) R \times T_Z - \lambda p [M_1 + \\ &M_r] R \times T_C \end{aligned} \quad (4-88)$$

$$\begin{aligned} \xi_Z \times I_p + (M_1 \times C_{V1} + M_r \times C_{Vr}) T_C + \lambda p [M_1 + M_r] R \times T_C &= (M_2 + M_r) (C_V + R) T_Z = \\ (M_2 + M_r) C_p \times T_Z \end{aligned} \quad (4-89)$$

Comme $(M_1 + M_r) = M_1 (1 + \gamma_r)$ et $\frac{M_1}{M_1 + M_r} = \frac{1}{1 + \gamma_r}$ et $\frac{M_r}{M_1 + M_r} = \frac{\gamma_r}{1 + \gamma_r}$ (4-90)

$$\frac{\xi_z \times I_p}{M_1 + (1 + \gamma r)} + \left(\frac{1}{1 + \gamma r} \times C_{V1} + \frac{\gamma r}{1 + \gamma r} \times C_{Vr} \right) T_C + \lambda p \times R \times T_C = \frac{M_2 + M_r}{M_1 + M_r} \times C_P \times T_Z \quad (4-91)$$

$$\frac{0,8 \times 46000}{0,7386 \times (1 + 0,019)} + \left(\frac{1}{1 + 0,019} \times 26,62 + \frac{0,019}{1 + 0,019} \times 25,67 \right) 926,78 + 1,8 \times 8,314 \times 926,78 = \frac{0,829 + 0,014}{0,738 + 0,014} \times C_P \times T_Z = 1,12 \times C_P \times T_Z \quad (4-92)$$

$$87419,05 = 1,12 \times C_P \times T_Z \quad (4-93)$$

$$78052,73 = C_P \times T_Z \quad (4-94)$$

D'après plusieurs essais et d'après les tableaux (4-2) et (4-3) on trouve que :

$$T_z = 1986,3 \text{ k} \quad \text{et} \quad C_p = 39,2956 \text{ kJ/kmoles k} \quad (4-95)$$

- **La Pression P_z**

$$\lambda = \frac{P_z}{P_c} = P_z = \lambda \times P_c = 1,8 \times 42,62 \Rightarrow P_z = 76,72 \text{ bar} \quad (4-96)$$

2.10. Calcul les paramètres de la détente P_b et T_b

2.10.1. Le taux de la détente préliminaire (ρ_d)

$$\rho_d = \frac{V_z}{V_c} = \frac{\beta_z \times T_z}{\lambda \times T_c} \quad (4-97)$$

Avec : β_z c'est coefficient de variation de volume au point z

$$\beta_z = \frac{M_0 + (M_2 - M_1)}{M_0} = \frac{0,492 + (0,829 - 0,738)}{0,492} = 1,18 \quad (4-98)$$

$$\text{Donc : } \rho_d = \frac{1,18 \times 1986,3}{1,8 \times 926,78} = 1,41 \quad (4-99)$$

2.10.2. Le taux de la détente postérieure (δ_d)

$$(\delta_d) = \frac{V_b}{V_z} = \frac{\varepsilon}{\rho_d} = \frac{18}{1,41} = 12,76 \quad (4-100)$$

$$P_b V_b^{n_2} = P_z V_z^{n_2} \quad (4-101)$$

$$T_b V_b^{n_2-1} = T_z V_z^{n_2-1} \quad (4-102)$$

$$\text{Donc: } P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}} = P_b \left(\frac{\rho}{\varepsilon}\right)^{n_2} \quad (4-103)$$

$$T_b = T_z \delta^{1-n_2} = T_b \left(\frac{\rho}{\varepsilon}\right)^{n_2-1} \quad (4-104)$$

$$P_b = \frac{76,72}{12,76^{1,19}} \quad (4-105)$$

$$T_b = 1986,3 \times 12,76^{1-1,19} \quad (4-106)$$

$$\text{Enfin : } \quad P_b = 3,71 \text{ bar} \quad (4-107)$$

$$T_b = 1224,4 \text{ k} \quad (4-108)$$

3. Calcul des performances du moteur diesel

3.1. Les performances indiquées

3.1.1. Le travail indiqué W_i

$$\text{Travail indiqué} = \text{travail de compression} + \text{travail de détente} \quad (4-109)$$

$$W_i = W_c + W_b \quad (4-110)$$

$$\text{Avec : } W_c = \frac{P_c \times V_c}{n_1 - 1} \left[1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right] \quad (4-111)$$

$$W_b = \left[\frac{\lambda \times \rho \times P_c \times V_c}{n_2 - 1} \right] \left[1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right] \quad (4-112)$$

$$\text{Donc : } W_i = \frac{P_c \times V_c}{n_1 - 1} \left[1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right] + \left[\frac{\lambda \times \rho \times P_c \times V_c}{n_2 - 1} \right] \left[1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right] \quad (4-113)$$

$$W_i = P_c \times V_c \left[\frac{\lambda \times \rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) + \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right] \quad (4-114)$$

$$W_i = 42,62 \times 0,028 \times 10^2 \left[\frac{1,8 \times 1,41}{1,19 - 1} \left(1 - \frac{1}{12,76^{1,19 - 1}} \right) + \frac{1}{1,35 - 1} \left(1 - \frac{1}{18^{1,35 - 1}} \right) \right] \quad (4-115)$$

$$W_i = 838,5 \text{ j} \quad (4-116)$$

3.1.2. La pression moyenne indiquée P_{mi}

$$P_{mi} = \frac{W_i}{Vh} = \frac{838,5}{0,482 \times 10^{-3}} = 17,4 \text{ bar} \quad (4-117)$$

3.1.3. La puissance indiquée P_i

$$P_i = \frac{P_{mi} \cdot n \cdot V \cdot 2 \cdot N}{60 \cdot \tau} = \frac{W_i \times N \times n}{120} = \frac{838,5 \times 3600 \times 4}{120} = 100,62 \text{ KW} \quad (4-118)$$

3.2. Les performances effectives

3.2.1. La puissance effective P_e [12]

$$P_e = \frac{P_{me} \cdot n \cdot Vh \cdot N}{30 \cdot \tau} \quad (4-119)$$

$$Et\eta_m = \frac{P_{me}}{P_{mi}} = 1 - \frac{P_{me}}{P_{me}} = \frac{W_e}{W_i} = 1 - \frac{P_m}{P_i} = \frac{P_e}{P_e + \text{perte}} \quad (4-120)$$

$$\text{Car : } P_i = P_e + \text{perte} \quad (4-121)$$

Dans un moteur diesel les pertes presque égales 15%.

$$\eta_m = \frac{1}{1+0,15} = 0,87 = 87\% \quad (4-122)$$

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i} \Rightarrow P_e = \eta_m \times P_i = 0,87 \times 100,62 \quad (4-123)$$

$$P_e = 87,54 \text{ Kw} \quad (4-124)$$

3.2.2. Le travail effectif

$$P_e = W_e \times \frac{N \times n}{120} \Rightarrow W_e = \frac{P_e \times 30}{3600} \quad (4-125)$$

$$W_e = 729,5 \text{ j} \quad (4-126)$$

3.2.3. La pression moyenne effective P_{me}

$$P_{me} = \frac{W_e}{Vh} = \frac{729,5}{0,482 \times 10^{-3}} \quad (4-127)$$

$$P_{me} = 15,14 \text{ bar} \quad (4-128)$$

3.2.4. La consommation spécifique

$$C_S = \frac{3600 \times mc}{W_e} \quad (4-129)$$

Avec : $mc = 0,056g$ (4-130)

$$C_S = \frac{3600 \times 0,056}{729,5} = \mathbf{0,28 \text{ g /kwh}}$$
 (4-131)

3.2.5. Le rendement effectif

$$\eta_e = \eta_g = \eta_i \times \eta_m \quad (4-132)$$

Et $C_S = \frac{3600 \times mc}{W_e} = \frac{3600 \times mc}{mc \times I_p \times \eta_g} \Rightarrow \eta_e = \eta_g = \frac{3600}{I_p \times C_S} = \frac{3600}{0,28 \times 44000}$ (4-133)

$$\eta_e = \eta_g = \mathbf{0,296 \approx 30\%}$$
 (4-134)

3.2.6. Le couple moteur

$$M_e = \frac{P_e}{\omega} \quad (4-135)$$

Or: $\omega = \frac{\pi \cdot N}{30}$ (4-136)

Alors : $M_e = \frac{30 \cdot P_e}{\pi \cdot N}$ (4-137)

Ou encore $M_e = \frac{n \cdot V_h \cdot P_{me}}{\pi \cdot \tau} = \frac{4 \times 0,482 \times 10^{-3} \times 15,14 \times 10^5}{3,14 \times 4} = \mathbf{232,4N.m}$ (4-138)

4. Calcul des gaz d'échappements [12]

Raisonnons pour 1 gramme de carburant.

$$ds = \frac{100}{23} \left(\frac{8}{3} C + 8H \right) = 15,3 \text{ g d'air /1g de } C_6H_{14} \quad (4-139)$$

On a l'excès d'air $\alpha = 1,5$. (4-140)

- La masse de C :

$$C = \frac{12 \cdot x}{12x + y} = \frac{12 \times 6}{(12 \times 6) + 14} = \frac{72}{86} = \mathbf{0,837 \text{ g}}$$
 (4-141)

- La masse de H :

$$H = \frac{Y}{12x+y} = \frac{14}{(12 \times 6)+14} = \frac{14}{86} = 0,163 \text{ g} \quad (4-142)$$

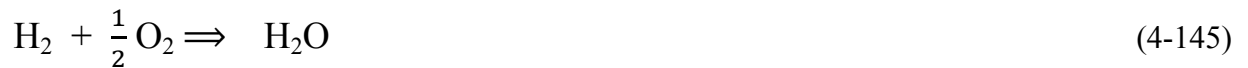
- La masse de O :

$$O = 0,23 \times 1,5 \times 15,3 = 5,28 \text{ g} \quad (4-143)$$

- La masse de N :

$$N = 0,77 \times 1,5 \times 15,3 = 17,67 \text{ g} \quad (4-144)$$

- Formation de H₂O :



$$2 + 16 \Rightarrow 18 \quad (4-146)$$

$$\text{La masse H}_2\text{O formé} = 9H = 9 \times 0,163 = \mathbf{1,467 \text{ g}} \quad (4-147)$$

$$\text{La masse d'O}_2 \text{ nécessaire pour former H}_2\text{O} = 8H = 8 \times 0,163 = \mathbf{1,304 \text{ g}} \quad (4-148)$$

$$\text{La masse d'O}_2 \text{ restée} = 5,28 - 1,304 = \mathbf{3,976 \text{ g}} \quad (4-149)$$

- Formation de CO₂ :



$$12 + 32 \Rightarrow 44 \quad (4-151)$$

$$0,837 + X \quad (4-152)$$

$$\text{La masse d'O}_2 \text{ nécessaire pour former CO}_2 = X = \frac{0,837 \times 32}{12} = \mathbf{2,232 \text{ g}} \quad (4-153)$$

$$\text{La masse de CO}_2 \text{ formée} = 0,837 + 2,232 = \mathbf{3,069 \text{ g}} \quad (4-154)$$

$$\text{La masse d'O}_2 \text{ restée} = 3,976 - 2,232 = \mathbf{1,744 \text{ g}} \quad (4-155)$$

Sans oublier que le N₂ ne rentre pas dans la transformation, donc sa quantité reste la même = 17,67 g (4-156)

On va réduire les résultats précédents dans le tableau suivant :

	Masse des gaz (g)	Composition massique (%)	Nombre de mole (n)	Composition volumique (%)
N ₂	17,67	$\frac{17,67}{23,95} \times 100 = 73,78$	$\frac{17,67}{28} = 0,63$	$\frac{0,63}{0,755} \times 100 = 83,44$
CO ₂	3,069	$\frac{3,069}{23,95} \times 100 = 12,81$	$\frac{3,069}{44} = 0,07$	$\frac{0,07}{0,755} \times 100 = 9,27$
O ₂ reste	1,744	$\frac{1,744}{23,95} \times 100 = 7,28$	$\frac{1,744}{32} = 0,055$	$\frac{0,055}{0,755} \times 100 = 7,28$
H ₂ O	1,467	$\frac{1,467}{23,95} \times 100 = 6,13$		
Total	23,95	100	0,755	

Tableau 4-1 : calculs des compositions massique et volumique du mélange

Température K	C_v kJ/kg.K	C_p kJ/kg.K	K
1160	0.8813	1.168	1,325
1180	0.8843	1.171	1.324
1200	0.8873	1.174	1.323
1220	0.8902	1.177	1.322
1240	0.8930	1.180	1.321
1260	0.8958	1.183	1.320
1280	0.8985	1.185	1.318
1300	0.9011	1.188	1.318
1320	0.9036	1.191	1.318
1340	0.9061	1.193	1.316
1360	0.9085	1.196	1.316
1380	0.9109	1.198	1.315
1400	0.9132	1.200	1.314
1420	0.9154	1.202	1.313
1440	0.9176	1.205	1.313
1460	0.9197	1.207	1.312
1480	0.9218	1.209	1.311
1500	0.9239	1.211	1.310
1520	0.9259	1.213	1.310
1540	0.9278	1.215	1.300
1560	0.9297	1.217	1.309
1580	0.9316	1.219	1.308
1600	0.9334	1.220	1.307
1620	0.9352	1.222	1.306
1640	0.9369	1.224	1.306
1660	0.9386	1.226	1.306
1680	0.9403	1.227	1.305
1700	0.9419	1.229	1.304
1720	0.9435	1.231	1.304
1740	0.9451	1.232	1.303
1760	0.9466	1.234	1.303
1780	0.9481	1.235	1.302
1800	0.9496	1.237	1.302
1820	0.9511	1.238	1.301
1840	0.9525	1.240	1.301
1860	0.9539	1.241	1.300
1880	0.9553	1.242	1.300
1900	0.9566	1.244	1.300
1920	0.9579	1.245	1.299
1940	0.9592	1.246	1.298
1960	0.9605	1.248	1.299
1980	0.9618	1.249	1.298
2000	0.9630	1.250	1.298
2020	0.9633	1.250	1.297
2040	0.9645	1.252	1.298
2060	0.9656	1.253	1.297
2080	0.9668	1.254	1.297
2100	0.9679	1.255	1.296

Tableau 4-2: représente les propriétés thermodynamique de l'air

T °K	Air	$\lambda = 4$	$\lambda = 2$	$\lambda = 1,5$	$\lambda = 1$
200	29,05	29,39	29,64	29,89	30,31
300	29,09	29,47	29,85	30,14	30,64
400	29,34	29,85	30,35	30,68	31,35
500	29,85	30,39	30,97	31,39	32,19
600	30,43	31,10	31,73	32,23	33,07
700	31,14	31,90	32,61	33,15	34,03
800	31,85	32,65	33,45	33,99	34,95
900	32,48	33,32	34,16	34,74	35,79
1 000	33,07	33,95	34,83	35,45	36,54
1 100	33,53	34,53	35,45	36,08	37,25
1 200	33,99	35,04	36,00	36,63	37,84
1 300	34,41	35,41	36,46	37,17	38,39
1 400	34,74	35,79	36,92	37,63	38,89
1 500	35,08	36,12	37,34	38,00	39,35
1 600	35,33	36,46	37,67	38,34	39,77
1 700	35,58	36,75	38,05	38,68	40,14
1 800	35,79	37,00	38,22	39,01	40,48
1 900	36,00	37,21	38,47	39,26	40,77
2 000	36,21	37,42	38,68	39,52	41,02
2 100	36,38	37,63	38,89	39,73	41,27
2 200	36,54	37,80	39,10	39,93	41,48
2 300	36,71	37,97	39,26	40,14	41,69
2 400	36,84	38,13	39,47	40,31	41,90
2 500	37,00	38,30	39,64	40,48	42,07

Tableau 4-3 : représente la chaleur massique C_p (kj /kmoles k) de l'air

Conclusion

Aujourd'hui la technologie avance, le développement au niveau des moteurs diesels est une ouverture sur le marché économique mondial tel que :

- Les exigences économiques : concurrence.
- Les exigences technologiques : qualité et performances.
- Les exigences écologiques : diminution de la pollution environnementale.

Ce travail nous a permis de développer les calculs au point de vue performances et écologique du moteur diesel quatre temps quatre cylindres.

Les résultats obtenus s'approchent de la réalité et l'analyse des gaz apportés sur une combustion idéal et on n'a pas tenu compte de la dissociation des éléments brûlés, cette partie peut faire l'objet d'un sujet de fin d'étude pour les promotions futures.

Je souhaite que ce travail soit repris par les futures promotions pour créer une base des données informatisée, capable d'étudier précisément les paramètres et les performances du moteur diesel quatre temps quatre cylindres.

Bibliographie

- [1] **D.r.A.BENABASSI** maitre de conférences C.U BECHAR les moteurs à combustion interne, introduction à la théorie ISBN : 9961-0-0555-4.
- [2] **Bebboukha Fathi - Benazza Adedrraouf** mémoire de master professionnel sur l'étude d'un moteur diesel de station pétrolière Caterpillar 3512 – année 2012.
- [3] **Benabdallah Issam – Mouada Abdehamid** mémoire de master professionnel sur la minimisation des pertes d'énergie du moteur diesel Caterpillar 3512 V – année 2013.
- [4] **Dr. Henni Mansour Z** Thermo propulsion 1 chapitre 3- moteurs thermiques.
- [5] **E.ALBERTAL** moteurs diesel (tome 2) Onzième Édition D /0032/242 1986.
- [6] **Alfred – Remy Koumnda** chapitre 3 – injection des moteurs diesel Novembre 2010.
- [7] **www.google.fr**.combustion dans le moteur diesel.
- [8] **Hubert Mémeteau – Bruno Collomb** Technologie professionnelle de l'automobile le moteur et ces auxiliaire 6^{ème}Édition ISBN : 978-2-10-052105-0.
- [9] **Olivier PERROT**- cours de thermodynamique 2 eme Semestre - I.U.T. de Saint-Omer Dunkerque 2010-2011.
- [10] **Fetnaci Faiza** - Mémoire de Fin d'Etudes sur la détermination du couple moteur du moteur diesel F4L912 de la SONACOME - Juin 2013.
- [11] **Philippe Arquès** - moteurs alternatifs à combustion interne de la théorie à la compétition ISBN : 2-7298-9942-1.
- [12] **Mr Mimoune Okacha** - 2 eme Semestre – module des moteurs thermiques à combustion interne - université de Tlemcen 2014-2015.

