

Université KASDI MERBAH OUARGLA

Faculté des Hydrocarbures, des Energies Renouvelables et des Sciences de la
Terre et de l'Univers

Département : Forage et Mécanique des chantiers pétroliers



Mémoire

MASTER PROFESSIONNEL

Domaine : Sciences et techniques

Filière : Hydrocarbures

Spécialité : Mécanique des chantiers pétroliers.

Présenté par

HIDECHE Yakoub

MOULAY LAKHDAR Abdelfattah

BEN MESSAOUD Oussama Mahmoud Mostafa

Thème

**Evaluation des performances énergétiques
du moteur CAT3512 d'une station
pétrolière**

Soutenu publiquement le :08/06/2022

Devant le jury:

M.CHAICHE Zineb	MAB	U.OUARGLA	Présidente	UKMO
Mme. REZAIGUIA Yamina	MAA	U.OUARGLA	Examinatrice	UKMO
M. BOUKSANI Mohamed	MCB	U.OUARGLA	Encadreur	UKMO

Année Universitaire: 2021/2022

REMERCIEMENT

En premier lieu, nous tenons à remercier Allah, notre créateur pour nous avoir donné la force pour accomplir ce travail.

Nous tenons à remercier Dr. Bouksani mohammed notre promoteur pour son grand soutien et ses conseils considérables.

Que toute personne ayant participé de près ou de loin à la réalisation de ce travail accepte nos grands et sincères remerciements.

sans oubliés tous ceux que nous avons appris de lui meme une seule lettre dans toutes nos etapes académique et ceux qui sont liés ,de près ou de loin , à commencer par les parent , la famille et les amis accepte nos grands et sincères remerciement .

Sommaire

Introduction	1
--------------------	---

Chapitre I : Généralité sur moteurs à combustion interne

I-1-Introduction	3
I.1.1. Développement chronologique du cycle de moteur	3
I.1.2. Propriétés du moteur à combustion interne	4
I.2- Principe de fonctionnement du moteur diesel	4
I.3-Différents types des moteurs à combustion interne	5
I 3-1 Moteur avec cylindre en ligne	5
I 3-2 Moteur flat (à plat)	6
I 3-3 Moteur w	7
I 4-Classification des moteurs à combustion interne	8
I.4-1- Types d'allumage	8
I.4-2- Cycle moteur	8
I.4-3- La disposition des soupapes	9
I.4-4- conception de base	10
I.5- Cycle thermodynamique du moteur diesel	10
I.5.1- Cycle réel	11
I.6. Les avantages et le inconvénients du moteur diesel	14

Chapitre II : Description du moteur CAT3512

II.1-Introduction	15
II.2-Les organes principaux du moteur	16

II.2.1-Les organes fixes	16
II.2-1-1-Le bloc moteur.....	16
II.2-1-2.Cylindre(La chemise).....	17
II.2-1-3-La culasse.....	17
II.2-1-4. Joint de culasse.....	18
II.2-1-5 Le carter.....	18
II.2-2-Les organes mobiles	19
II.2-2-1 Le piston.....	19
II.2-2-2-Les Bielles.....	20
II.2-2-3-Le vilebrequin (L'arbre moteur.....	20
II.2-2-4 l'arbre à cames.....	21
II.2-2-5-Les coussinets.....	22
II.2-2-6-Les Soupapes.....	23
II.2-2-7-Les culbuteurs.....	23
II.2-2-8-La distribution.....	24
II.3-Accessoires moteur.....	25
II.4-Etude les circuits de systèmes.....	25
II.4.1.Système de distribution.....	25
II.4.2.Système d'injection.....	25
II.4.2.1.Les organes du système d'injection.....	26
II.4.3.Système de refroidissement	27
II 4.3.1.Description.....	27
II.4.3.2. Organes et accessoires du système de refroidissement.....	28

II.4.3.3. Le fluide de refroidissement.....	31
II.4.4. Système de graissage.....	32
II.4.4.1. Description.....	32
II.4.4.2. Les organes du système de graissage.....	32
II.4.5. Circuit d'air et suralimentaion.....	34
II.4.5.1. Circulation d'air dans le moteur.....	35
II.4.5.2. Circuit d'échappement.....	35
II.4.5.3. Turbo compresseur.....	36
II.4.5.4. Le dispositif de suralimentation.....	36
II.4.5.5. Principe de fonctionnement de suralimentation.....	36
II.4.6. Circuit du gas-oil dans le moteur.....	37
II.4.7. Système de sécurité.....	39
II.4.7.1. Shutoff.....	39
II.4.7.2. Tableaux d'affichage.....	40
II.4.8. Système de démarrage.....	41
II.4.8.1. Organes de système de démarrage pneumatique.....	41
II.4.8.2. Principe de fonctionnement.....	41

Chapitre III: Etude thermodynamique du moteur CAT3512

III-1- Spécification du moteur CAT 3512	42
III-2- Les données statiques du moteur CAT3512	42
III-3- Partie de calcul thermique	43
III-3-1- Quantité d'air nécessaire à la combustion complète de 1kg de combustible.....	43

III-3-2 Quantité de charge fraiche	44
III-3-3 -Quantité des produits de combustion	44
III-3-4 - Quantité totale des produits de combustion	44
III-3-5 - Le coefficient de variation molaire théorique	44
III-3-6 - La fonction de variation molaire	44
III-3-7 - Paramètres de fluide moteur à l'admission	45
III-3-8 - Pression en fin d'admission	45
III-3-9 - Température en fin d'admission	46
III-3-10 - Coefficient de remplissage	45
III-3-11 - Pression vers la fin de compression	46
III-3-12 - Température vers la fin de compression	47
III-3-13 - Pression maximale du cycle	47
III-3-14 - Les équations pour trouver U_n et U	47
III-3-15 - Température maximale du cycle	48
III-3-16 - Le taux de détente préliminaire	49
III-3-17 - Le taux de détente postérieure	49
III-3-18 - Température en fin de détente et l'exposant Poly tropique de détente postérieur.....	50
III-3-19 - Pression vers la fin de détente.....	51
III-3-20 - Vérification de Tr	51
III-3-21 - pression moyenne indiquée	51
III-3-22 - Le rendement indiqué	51
III-3-23 - La consommation spécifique indiquée	52
III-3-24 - La pression moyenne effective	52

III-3-25- Le rendement effectif	52
III-3-26- Consommation spécifique effective	52
III-3-27- Alésage du moteur	52
III-3-28- Course du piston.....	52
III-3-29- La vitesse moyenne du piston	52
III-3-30- Cylindre total du diesel	52
III-3-31- Débit du combustible.....	52
III-3-32- Débit d'air	53
III-3-33- Débit d'oxygène	53
III-3-34- Quantité des gaz d'échappement	53
III-3-35- Puissance effective	53
III-3-36- Puissance au filtre de cylindrée	53
III-3-37- Puissance par unité de surface du piston	53

Chapitre IV :Vérification des performances du CAT 3512

IV. 1. Controverse des resultats	54
IV. 1.1. Variation de température au cours d'une année.....	54
IV. 1. 2. Influence de température sur la puissance.....	55
IV. 1. 3. Variation de température au cours 10 années (2002-2011).....	56
IV.2. Vérification des performances du CAT3512.....	57
IV. 3. Vérification des résultats et validation du programme.....	58
IV. 4. Comparaison entre les résultats calculés et les données de constructeur.....	60

Chapitre V : Etude de l'influence de température et de l'excès d'air

V. 1. Différents cas étudiés.....	61
V.1.1. L'effet de température	61
V.1.2. L'effet de Coefficient d'excès d'air	63

Conclusion67

VI. Conclusion générale.....68

Liste de symbole

ε : Taux de compression
 α : Coefficient d'excès d'air
 μ_{air} : La masse molaire d'air
 M_1 : Quantité de charge fraîche
 M_2 : Quantité des produits de combustion
 L_0 : Quantité d'air nécessaire à la combustion complète de 1kg de combustible
 β_0 : Le coefficient de variation molaire théorique
 β : Le coefficient de variation molaire réel
 γ_r : Coefficient de gaz résiduel
 T_s : Température à la sortie du compresseur
 T_0 : Température de l'air ambiant
 P_s : Pression de suralimentation
 P_0 : Pression de l'air ambiant
 n_s : Exposant poly tropique du compresseur
 T_r : Température des gaz résiduels
 P_a : Pression enfin d'admission
 η_v : Coefficient de remplissage
 P_c : Pression vers la fin de compression
 T_c : Température vers la fin de compression
 λ : Taux d'augmentation de la pression
 P_z : Pression maximal du cycle
 $C_{v_{mz}}$: Chaleur spécifique moyenne aux points (z)
 $C_{v_{mc}}$: Chaleur spécifique moyenne aux points(c)
 ξ_Z : Coefficient d'utilisation de chaleur
 T_z : Température maximal du cycle
 ρ : Coefficient de détente préalable
 δ : Coefficient de détente postérieur
 T_b : Température enfin de détente
 n_2 : Exposant poly tropique de détente
 P_b : Pression moyenne indique : Pression vers la fin de détente
 φ : Coefficient empirique de correction du cycle
 P_i : Pression moyenne indique
 η_i : Rendement indiqué
 ρ_s : La masse spécifique de l'air d'admission
 g_i : Consommation spécifique indiquée
 P_e : Pression moyenne effective
 η_m : Rendement mécanique,
 η_e : Rendement effectif
 g_e : Consommation spécifique effective
 i : Nombre de cylindre
 N : Vitesse de rotation du vilebrequin
 C : La course
 D : L'alésage

τ : Nombre de temps du moteur

P_e : Pression moyenne effective

N_e : Puissance effective

Q_{comb} : Débit du combustible

Q_{air} : Débit d'air

Q_{O_2} : Puissance au litre de cylindrée : Débit d'oxygène

Q_{gaz} : Quantité des gaz d'échappement

N_1 : Puissance au litre de cylindrée

Liste des Figures

Fig. I -1 : Principe de fonctionnement du moteur diesel	5
Fig. I -2 : Moteur avec cylindre en ligne	6
Fig. I -3 : Moteur flat	7
Fig. I -4 : Moteur W	8
Fig. I -5 : Disposition des soupapes.....	9
Fig. I -6 : Cycle thermodynamique de moteur diesel	10
Fig. I -7 : Schéma représentant le cycle réel du moteur 4 temps	12
Fig. II -1 : Les différents organes du moteur CAT3512	15
Fig. II -2 : Bloc moteur CAT 3512	16
Fig. II -3 : Chemise.....	17
Fig. II -4 : Culasse	18
Fig. II -5 : Joint de culasse.....	18
Fig. II -6 : Carter	19
Fig. II -7 : Les pistons.....	19
Fig. II -8 : La bielle	20
Fig. II -9 : Vilebrequin	21
Fig. II -10 : Arbre à came	22
Fig. II -11 : Les coussinets	22
Fig. II -12 : Soupape et accessoires	23
Fig. II -13 : Les culbuteurs	24
Fig. II -14 : La distribution	24
Fig. II -15 : Système de distribution	25
Fig. II -16 : Circuit d'injection du gaz oil.....	26
Fig. II -17 : Injecteur de pompe	27
Fig. II -18 : Système de refroidissement	28
Fig. II -19 : Radiateur	29
Fig. II -20 : Ventilateur.....	29
Fig. II -21 : Pompe à eau	30
Fig. II -22 : Thermostat	31
Fig. II -23 : Circuit de refroidissement d'eau	32
Fig. II -24 : Pompe à l'huile	33

Fig. II -25 : Circuit de lubrification	34
Fig. II -26 : Circuit d'admission et circuit d'échappement.....	36
Fig. II -27 : Circuit du suralimentation	37
Fig. II -28 : Circuit de gaz oil	38
Fig. II -29 : Shutoff	39
Fig. II -21 : Démarreur pneumatique.....	41
Fig III.1 : L'évolution de la pression dans un cylindre de moteur.....	45
Fig III.2 : L'évolution de la pression dans le cycle réel.....	46
Fig III.3 : La variation de chaleur active lors du temps combustion – détente.....	50
Fig III.4 : Cycle réel de thermodynamique.....	51
Fig. IV.1: Température Moyenne dans la région d'Ouargla (2001-2011).....	54
Fig. IV.2: Puissance du Moteur CAT 3512 pour l'année 2011.....	55
Fig. IV.3 : Puissance de Moteur CAT 35 12 pour la période (2002-2011).....	56
Fig. IV. 4 : L'organigramme utilisé sur Matlab.....	57
Fig. V -1 : La variation de la consommation en fonction de température.....	61
Fig.V-2 : La variation de la puissance effective et la puissance indiquée.....	62
Fig.V-3 : La variation de rendement en fonction de température.....	63
Fig.V. 4.a : La variation de la consommation en fonction du coefficient d'excès d'air à la température 300°K.....	64
Fig.V. 4 .b: La variation de la consommation en fonction du coefficient d'excès d'air à la température 330°K.....	64
Fig.V. 5.a : La variation de la puissance effective et la puissance indiquée en fonction du coefficient d'excès d'air à la température 300°K.....	65
Fig.V. 5.b : La variation de la puissance effective et la puissance indiquée en fonction du coefficient d'excès d'air à la température 330°K.....	65
Fig.V.6.a : La variation de rendement en fonction de en fonction du coefficient d'excès d'air à la température 300°K.....	66
Fig.V.6.b : La variation de rendement en fonction de en fonction du coefficient d'excès d'air à la température 330°K.....	66

Liste des tableaux :

Tab. I.1 : Avances et retards à l'ouverture et à la fermeture des soupapes d'admission et d'échappement pour un moteur diesel.	13
Tab. II.1 : Traduit des signaux de table d'affichage	40
Tableau III.1 : brochure du calcul thermique	47
Tableau IV.1 : Les données statiques du moteur CAT3512	58
Tableau IV.2 : Calcule thermodynamique de pression & de température aux points essentiels du cycle (vérifier vos données chap 3)	59
Tableau IV.3 : comparaison des performances obtenus avec ceux du constructeur	59
Tableau IV.4 : Comparaison des performances obtenues avec ceux du constructeur (pour $T_0=15^\circ\text{C}$)	60

Introduction

INTRODUCTION GENERALE

Les hydrocarbures sont encore utilisés dans le monde et peuvent être la source d'énergie la plus efficace pendant longtemps. En pratique, les fonds investis dans des projets de forage représentent plus de 30 % de tous les investissements dans les industries pétrolières et gazières de notre pays. Pour récupérer les hydrocarbures le sondage est le seul moyen pour atteindre le réservoir et extraire le pétrole avec un prix de revient le plus minimal possible et dans des meilleures conditions de sécurité.

La technologie de forage des puits de pétrole et de gaz demande l'énergie pour assurer le fonctionnement du système de forage.

Les équipements des systèmes de puissance de forage jouent un rôle très important dans le forage des puits. En effet, ils assurent l'énergie nécessaire pour le forage des puits.

Parmi les équipements utilisés on cite le moteur diesel CATERPILLAR 3512 qui est exploité comme étant un groupe de force ou bien comme un groupe électrogène qui entraîne un alternateur pour produire de l'énergie électrique afin d'alimenter les équipements de forage (pompe à boue, treuil, table de rotation,...) ainsi pour assurer l'éclairage dans la plate forme pétrolière, les camps et les bases de vie. Donc ce moteur est le cœur de l'appareil de forage dans ce site considéré comme aride.

Ces moteurs sont influencés touchés en raison du climat de désert et d'autres, par des températures élevées ainsi que fines particules de sable tous ces facteurs au fil du temps ont causé la détérioration continue et rapide des moteurs, ce qui nécessite une maintenance adéquate et stricte.

En effet, à cause des conditions climatique sévères sur site ; surtout la température ; la productivité énergétique du moteur CAT3512 accorde des pertes d'énergie, or une dissipation en puissances qui rend le rendement faible d'une part, et pour satisfaire le besoin énergétique de l'installation il faut consommer plus de combustible d'autre part.

Dans cet axe que notre mémoire se base, or l'objectif de notre travail est de trouver une solution adéquate pour minimiser ces pertes d'énergie et bien sure on assurant le bon fonctionnement du moteur

Pour cela notre travail est subdivisé comme suit :

- On commence d'abord par une présentation des généralités sur le moteur à combustion interne dans le premier chapitre, dans laquelle nous avons donné un historique sur les moteurs diesel et leur principe de fonctionnement .
- Ensuite, une description des composants principaux du moteur diesel CAT3512 a été exposée dans le second chapitre
- Afin de déterminer les performances du CAT3512 et de les comparer avec ceux du constructeur, le troisième chapitre montre une étude thermodynamique qui nous permette de vérifier le bilan énergétique et les performances thermiques de ce moteur actuel ainsi de valider le code de calcul effectué sur la base du logiciel Matlab.
- Une fois le code de calcul est validé, il sera judicieux de l'utiliser pour étudier l'influence des conditions opératoires du site sur les performances de notre équipement

Chapitre I

Généralité sur le moteur a combustion interne

I. Généralité sur le moteur à combustion interne :

Le moteur à combustion interne est une machine chargée de transformer l'énergie calorifique en énergie mécanique. Son fonctionnement est ainsi régi à la fois par des paramètres dynamiques (masse, vitesse, accélération) liés à la cinématique du système bielle/vilebrequin, et par des paramètres thermodynamiques (température, pression, volume), liés au principe du mélange gazeux dans la chambre de combustion, la combustion du mélange gazeux dans le cylindre génère le déplacement du piston. Ce dernier, par l'intermédiaire de la bielle, va permettre au vilebrequin de tourner. Un volant moteur en bout de vilebrequin rajoute de l'inertie afin de régulariser la vitesse de rotation du moteur. L'autre extrémité du vilebrequin permet d'entraîner l'arbre à cames et les divers accessoires : pompes, alternateur, climatisation. La transmission du mouvement de rotation aux accessoires ou à l'arbre à cames se fait grâce à des courroies, des chaînes ou des pignons.

L'arbre à cames actionne les soupapes qui assurent les échanges gazeux dans le cylindre. Dans les machines alternatives à combustion interne, la combustion s'effectue au sein même du fluide moteur. C'est le même fluide qui repousse le piston et qui subit une combustion. Par exemple moteur à essence, moteur diesel. La conception des moteurs à combustion interne remonte à la deuxième partie du 19^e siècle.

I.1. Développement chronologique du cycle de moteur:

- ❖ 1860 : Cycle de Lenoir. Lenoir propose un moteur à deux temps avec piston à double effet, la pression agissant à chaque demi-tour sur l'une des faces du piston.
- ❖ 1862 : Cycle de Beau de Rochas. Beau de Rochas propose un moteur à quatre temps. La même année Otto (Allemagne) réalise le moteur à quatre temps.
- ❖ 1892 : Cycle Diesel. Diesel dépose un brevet sur un moteur à allumage par compression. Son moteur commencera à fonctionner avec une injection d'huile lourde.[7]

I.2. Propriétés du moteur à combustion interne :

Le moteur à combustion interne est caractérisé par :

- ❖ Un taux de compression faible pour les moteurs à essence (8 à 10) ; plus élevé (pour le moteur diesel)
- ❖ Une préparation du mélange du combustible (carburateur,) ;
- ❖ Un allumage du mélange combustible en fin de compression ;
- ❖ Une combustion produisant des polluants NO₂, CO ;
- ❖ Un diamètre du cylindre compris entre quelques mm et 200 mm maximum.[7]

I.3- Principe de fonctionnement du moteur diesel :

Le moteur diesel est un moteur à combustion interne dans lequel le combustible est injecté et s'allume sous l'action de la chaleur de l'air porté à haute pression si l'on comprime de l'air, le travail de la compression est transformé en chaleur ce qui conduit à une élévation de sa température, il faut donc que dans ce moteur la compression soit d'une valeur suffisante pour obtenir une température nécessaire pour brûler de la charge de combustible injecté.

Le fonctionnement peut être décrit de la façon suivante :

Au début, le cylindre est rempli d'air aspiré par le piston. Cette charge est comprimée jusqu'à une certaine position.

Lorsque la température de l'air est suffisamment élevée on injecte le combustible dans le cylindre où se forme le mélange gazeux.

Grâce à la haute température, ce mélange gazeux brûle en provoquant une brusque augmentation de température ceci descend le piston et le vilebrequin tourne par l'intermédiaire du système bielle manivelle et le moteur donne une énergie mécanique (rotation volant moteur).

En fin et sous l'effet des forces d'inerties, le piston refoule les gaz brûlés dans l'atmosphère à travers les collecteurs d'échappements. (Voir fig. I-1)[10]

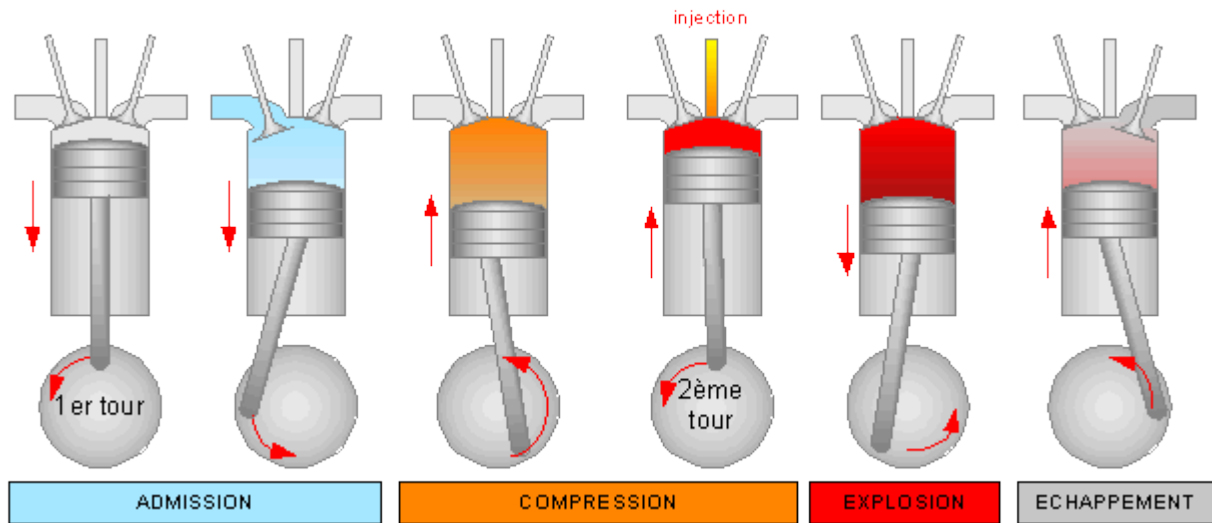


Fig. I - 1 : Principe de fonctionnement du moteur diesel[10]

I .4-Différents types des moteurs à combustion interne :

Il est important de noter que plus il y a de cylindres à un moteur et plus votre véhicule sera puissant (cela ne veut pas dire que vous devez rouler plus vite !). Cependant la puissance de votre véhicule dépend aussi du régime moteur de votre voiture (la vitesse de rotation de votre moteur en tour par minute) et du couple moteur (la force du mouvement de rotation de votre moteur).[1]

I .4-1Moteur avec cylindres en ligne :

Le moteur avec cylindres en ligne est le type de moteur automobile le plus répandu. Il comporte une seule ligne de cylindres, disposés d'un seul côté du vilebrequin.

Il s'agit du moteur le plus simple à mettre en place. Il est par conséquent peu coûteux. S'il prend peu de place en largeur du fait de sa configuration en ligne , ce moteur nécessite en revanche beaucoup d'espace en longueur.

Son principal inconvénient réside dans le déséquilibre provoqué par la disposition des cylindres sur une seule ligne. Le déséquilibre du moteur peut entraîner d'importantes vibrations qui sont très inconfortables pour le conducteur et les passagers. Pour éviter cela, on ajoute un système appelé « arbre d'équilibrage » qui fonctionne comme un contrepoids.(Voir fig. I-2)[1]



Fig. I.2 :moteur avec cylindres en ligne.[1]

I .4-2.Le moteur flat(à plat) :

Le moteur à plat, comme son nom l'indique, est totalement plat : les pistons se trouvent sur un seul plan, en général horizontal. Les cylindres sont toujours en nombre pair et sont situés de chaque côté du vilebrequin.

Cette configuration du moteur est très pratique puisqu'elle lui permet de prendre très peu de place en hauteur. Le moteur à plat peut ainsi être positionné très bas sur le châssis. Cela induit un centre de gravité très bas, qui améliore la tenue de route du véhicule.

Aussi, la présence de pistons des deux côtés du vilebrequin entraîne un meilleur équilibre du moteur, ce qui se traduit également par un meilleur équilibre du véhicule sur la route.

En revanche, le moteur à plat est assez difficile à entretenir, notamment s'il faut changer les bougies.(Voir fig. I-3)[1]



Fig. I – 3 :moteur FLAT [1]

I.4-3.Moteur W:

Les moteurs en « W » sont identiques et fonctionnent comme les modèles « V », à la différence qu'ils sont doublés. Les cylindres seront alignés en quinconce. Ce type de moteur est principalement utilisé dans l'aviation ou les voitures haut de gamme.

Les cylindres en configuration « W » peuvent se présenter de deux manières :

Disposés en double V « accolé » : 3 rangées de cylindres

Disposés en double V « séparé » : 4 rangées de cylindres

Le principal avantage du moteur en W est qu'il peut comporter un grand nombre de cylindres sur un minimum de place, puisque le vilebrequin est plus court que sur un moteur en V. En revanche, le moteur prend plus de place en largeur.

Encore une fois, il s'agit d'un moteur très complexe, notamment au niveau des culasses. Il a par conséquent un coût élevé.(Voir fig. I-4)[1]



Fig. I – 4 : moteur w[1]

I .5-Classification des moteurs à combustion interne :

En peut classes les moteurs suivant :[8]

I.5-1- Types d'allumage:

(a) Allumage par étincelle (SI) :

Un moteur SI démarre le processus de combustion dans chaque cycle à l'aide d'une bougie d'allumage. La bougie d'allumage fournit un courant électrique à haute tension décharge entre deux électrodes qui enflamme le mélange air-carburant dans le chambre de combustion entourant la bougie. Au début du développement du moteur, avant l'invention de la bougie d'allumage électrique, de nombreuses formes de trous de torche ont été utilisés pour initier la combustion à partir d'une flamme externe

(b) Allumage par compression (CI).

Le processus de combustion dans un moteur CI commence lorsque le mélange air-carburant s'enflamme automatiquement en raison d'une température élevée dans la combustion chambre causée par une forte compression.

I.5-2- Cycle moteur :

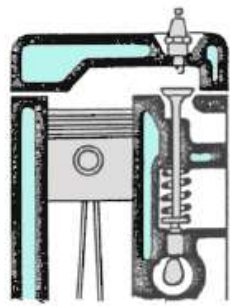
(a) Cycle à quatre temps. Un cycle à quatre temps subit quatre mouvements de piston plus de deux tours de moteur pour chaque cycle.

(b) Cycle à deux temps. Un cycle à deux temps comporte deux mouvements de piston sur un révolution pour chaque cycle.

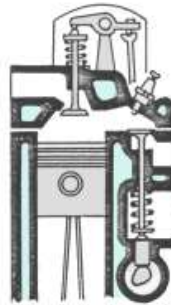
Des cycles à trois temps et des cycles à six temps ont également été essayés au début du développement du moteur

I.5-3- La disposition des soupapes :

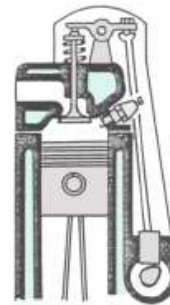
- ✓ Arbre à cames en tête et soupapes en tête
- ✓ Arbre à cames latéral et soupapes culbutées
- ✓ Arbre à cames latéral et soupapes latérales
- ✓ soupapes opposées , admission en tête ,échappement latéral
- ✓ soupapes en tête deux rangs arbre à cames latéral
- ✓ soupapes en tête ; deux rangs , deux arbres à cames latéraux
- ✓ soupapes en tête deux rangs , un arbre à cames en tête (Voir fig. I-5)



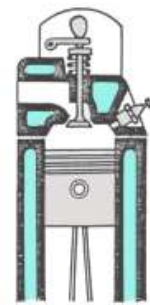
Soupapes latérales
Verticales
À arbre à cames latéral



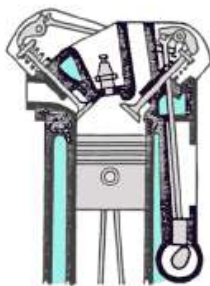
Soupapes opposées,
Admission en tête,
Échappement latéral



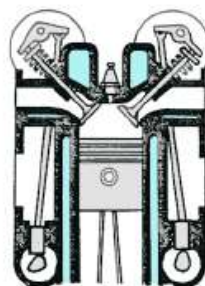
Soupapes culbutées
À arbre à cames
latéral



Soupapes en tête
Avec
Arbre à cames en tête



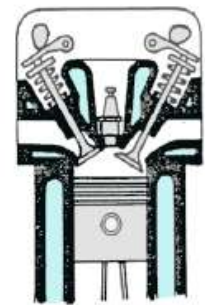
Soupapes en tête
Deux rangs
Arbre à cames latéral



Soupapes en tête,
deux rangs,
deux arbres à cames
latéraux



Soupapes en tête
deux rangs,
un arbre à cames en tête



Soupapes en tête,
deux rangs
deux arbres
à cames en tête

Fig. I – 5 : disposition des soupapes

I.5-4- conception de base :

(a) **Réciproque.** Le moteur a un ou plusieurs cylindres dans lesquels les pistons vont et viennent d'avant en arrière. La chambre de combustion est située dans l'extrémité fermée de chaque cylindre. La puissance est transmise à un vilebrequin de sortie rotatif par liaison mécanique avec les pistons.

(b) Rotatif :

Le moteur est constitué d'un bloc (stator) construit autour d'un gros axe non concentrique rotor et vilebrequin. Les chambres de combustion sont intégrées dans le bloc non tournant.

I.6- Cycle thermodynamique du moteur diesel :

On appelle cycle, l'ensemble des évolutions que subit une même masse de mélange depuis son entrée dans le cylindre jusqu'à sa sortie dans l'atmosphère, avec variation de volume, de pression et de températures. (Voir fig. I-6)

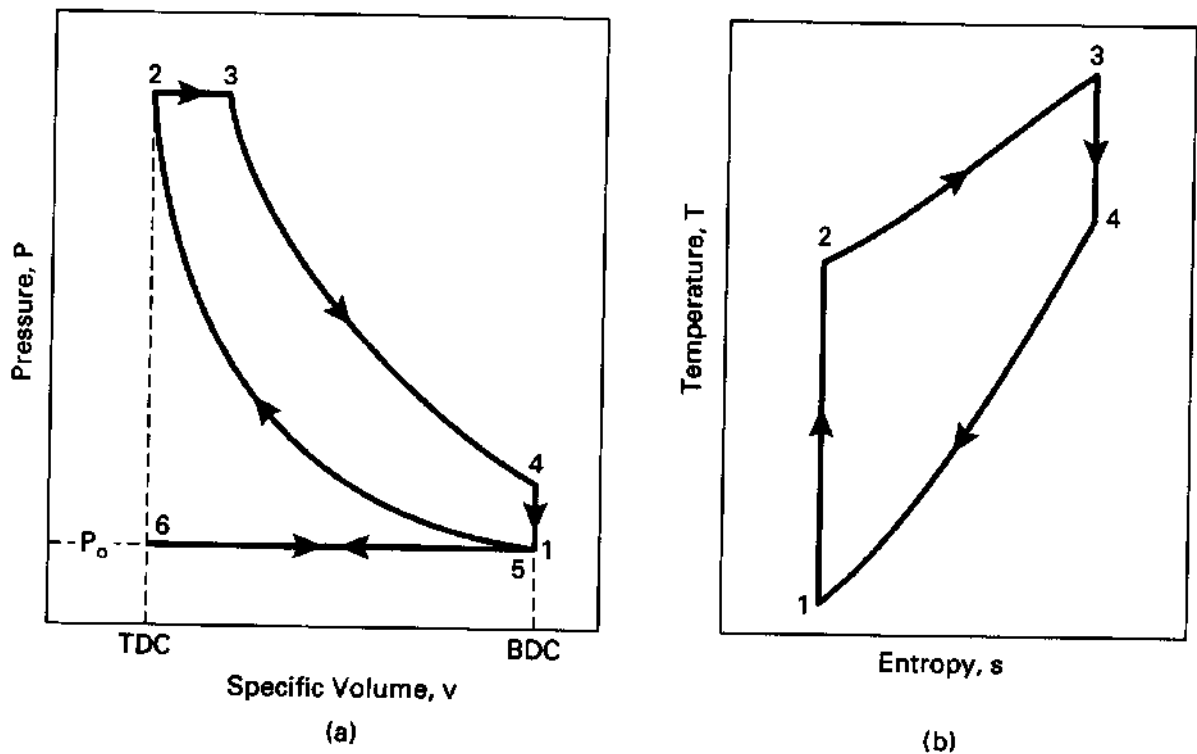


Fig. I – 6 :cycle thermodynamique de moteur diesel [8]

Le cycle débute au PMH du piston, il comprend, quatre courses successives, ce qui nécessite deux tours du vilebrequin (correspondant à une rotation de $2 \times 360^\circ$), les quatre temps correspondant aux quatre courses du piston sont :

1^{er} temps : ADMISSION [6-1]:

- Le piston descend du PMH au PMB et la soupape d'admission s'ouvre.
- L'air frais s'engouffre dans le cylindre (aspiration d'air pur).

2^{ème} temps : COMPRESSION [1-2]:

- Soupape admission fermée – soupape échappement fermée et le piston remonte du PMB au PMH.
- L'air est comprimé et s'échauffe fortement 500° - 750° .

3^{ème} temps : COMBUSTION DETENTE [2-3-4] :

On injecte le carburant dans l'air porté à haute température et celui-ci s'enflamme à son contact. L'augmentation de pression qui en résulte provoque le refoulement du piston(descend du PMH au PMB) . La pression des gaz atteint 50 à 100 bars ; la température à 1800 à 2000°C .

On peut dire *c'est le temps MOTEUR*

4^{ème} temps : ECHAPPEMENT [4-1] :

Le piston remonté du PMB au PMH Soupape admission fermée – soupape échappement ouverte, les gaz brûlés sont chassés à l'extérieur la température tombée à 500°C

Les soupapes d'admission s'ouvrent et le cycle recommence.

I.6.1.Cycle réel :

En pratique le cycle réel présente les quatre distinctions suivantes par rapport au cycle idéal(Voir fig. I-7)

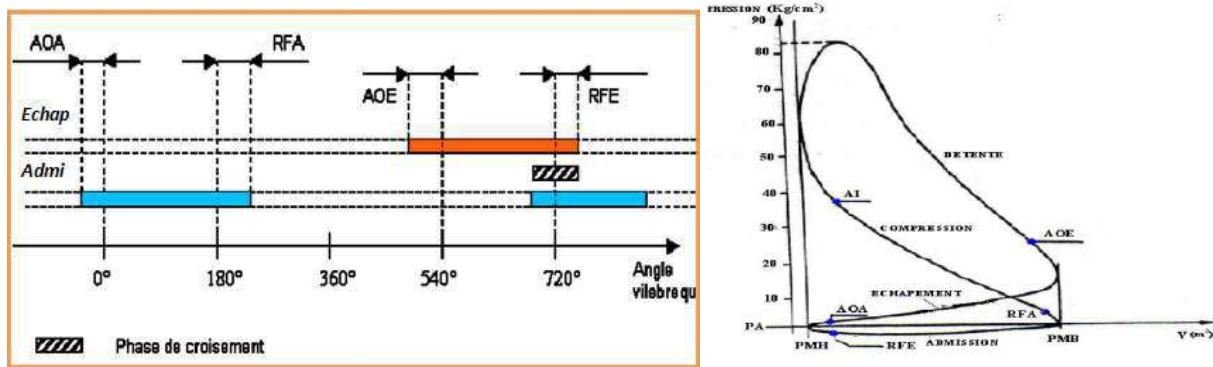


Fig. I.7: Schéma représentant le cycle réel du moteur 4 temps. [3]

❖ Avance ouverte admission (AOA) :

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

❖ Retard fermeture admission (RFA) :

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

❖ Avance ouverture échappement (AOE) :

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

❖ Retard fermeture échappement (RFE) :

Nous remarquons que ce retard correspond à peu près à l'avance à l'ouverture de la soupape d'admission.

En effet, les gaz frais pénétrant dans le cylindre chassent les gaz brûlés. On a donc été ramené, sur le moteur diesel, à opérer comme sur le moteur à explosion un réglage de la distribution (AOA- RFA- AOE- RFE et AI).

On obtient ainsi le diagramme de la figure.

❖ L'aspiration et l'échappement ne s'effectuent pas à la pression atmosphérique en raison des pertes de charge.

❖ La compression et la détente ne sont pas adiabatiques mais polytropiques.

❖ La combustion n'est pas instantanée, ne commence pas au début du 3^{ème} temps pour remédier à cet état de choses on réalise une avance à l'injection AI.

Les différents avances et retards à l'ouverture et à la fermeture des soupapes d'admission et d'échappement pour un moteur Diesel sont représentés dans le tableau suivant :Avances et retards(en degrés)[3]

Avances et retards (en degrés)	Moteur Diesel non Suralimenté	Moteur Diesel suralimenté
AOA :avance ouverture admission	5 à 15	60 à 75
AOE : avance ouverture échappement	35 à 50	35 à 50
RFA : retard fermeture admission	30 à 45	30 à 45
AFE : avance fermeture échappement	5 à 15	60 à 75

Tab. I.1 : Avances et retardes à l'ouverture et à la fermeture des soupapes d'admission et d'échappement pour un moteur diesel.[3]

I.7. Les avantages et le inconvénients du moteur diesel :

➤ **Les avantages du moteur diesel :**

❖ Le rendement (rapport entre l'énergie utilisable et l'énergie fournie à la machine) est meilleur : le taux de compression étant plus élevé , une proportion plus grande de chaleur est convertie en travail . En outre , la consommation spécifique est en moyenne de moins de 200 g / kW / h au lieu de 300 g / kW / h pour le moteur à allumage commandé (explosion) .

Rendement thermique moyen du moteur diesel = 0,35 à 0,38 en version aspiré ; > à 0,40 en version suralimenté ; et actuellement > à 0,45 en équipement turbo compound (fiche 17) .

❖ Le couple moteur est plus important et il reste sensiblement constant pour les faibles vitesses .

❖ Le carburant employé est avantageé fiscalement dans certains pays .

❖ Les risques d'incendie sont moindres car le point d'inflammation du gazole est plus élevé que celui de l'essence .

❖ Les gaz d'échappement sont beaucoup moins toxiques car ils

contiennent moins d'oxyde de carbone (la combustion est plus complète) , les particules sont main tenant filtrées .

❖ Le moteur diesel est le plus adapté à la suralimentation ,contrairement au moteur à allumage commandé où la température de fin de compression est limitée par l'indice d'octane de l'essence .[9]

➤ **Les inconvénients du moteur diesel :**

❖ Les organes du moteur sont largement calculés, car ils sont soumis à des températures élevées et à des pressions très fortes (de 50 bar à 60 bar) (1 bar = 100 kPa, ou 105 Pa).

Ces pressions peuvent atteindre 120 à 150 bar s'il se produit un raté d'inflammation et beaucoup plus sur un système haute pression (fiche 88).

❖ L'étanchéité entre le cylindre et le piston est plus difficile à réaliser.

❖ L'aptitude au démarrage à froid est moins bonne que pour un moteur à allumage commandé.

❖ Il faut assurer un refroidissement suffisant du moteur pour obtenir une bonne tenue des métaux. Le graissage est plus délicat du fait des

hautes températures atteintes et des charges plus fortes des organes mobiles .

❖ Le moteur est plus coûteux à l'achat (les organes d'injection demandent un usinage délicat et très précis).

❖ Le fonctionnement du diesel est plus bruyant que celui du moteur à essence, et

l'on y perçoit aisément un bruit de fonctionnement caractéristique, dû aux fortes pointes de pression dans les cylindres. Des progrès importants ont cependant été réalisés avec les

systèmes « à rail commun » (appelés commineraï).

❖ Problème de viscosité du carburant par très basses températures.[9]

Chapitre I I

Description

du moteur CAT3512

Le moteur Diesel CATERPILLAR 3512 sert en particulier dans l'entraînement de génératrices électrique utilisé dans les chantiers pétroliers à . Dans le domaine du forage et Works-Over, il existe plusieurs entreprises opérantes en Algérie. Les deux premières sont des entreprises nationales (ENTP, ENAFOR)

Dans l'série 3500 il existe deux classes :

Classe A (" CAT3512A " injection à commande mécanique).

Classe B (" CAT3512B " injection à commande électronique).

Alors dans ce chapitre on va traiter généralement, les organes et les différents circuits du moteur CAT 3512 B [12]

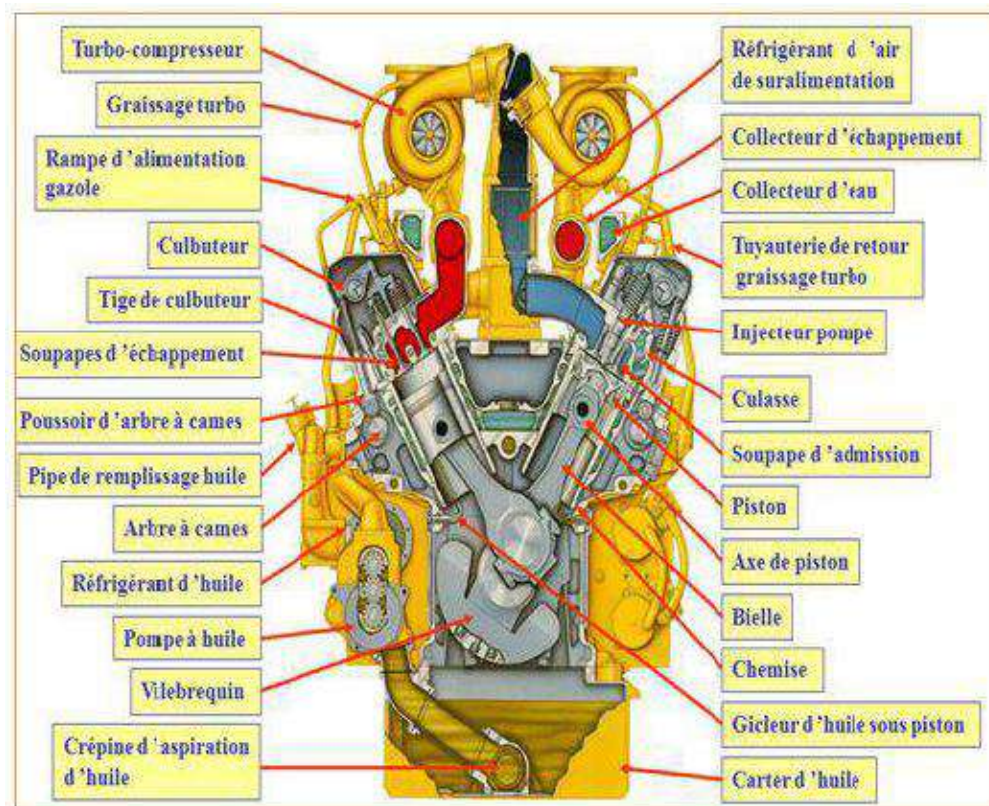


Fig. II.1 : Les différentes organes du moteur CAT3512 [12]

II.1-Les organes principaux du moteur :

Comme tous les moteurs Diesel la série 3500 à des organes principaux et des autres accessoires. [12]

II.1.1-Les organes fixes :

II.1-1-1-Le bloc moteur :

C'est la pièce maîtresse de moteur, généralement les moteurs CAT 3500 et 3600 sont réalisés en alliage de fonte d'une seule pièce, Les cylindres peuvent être usinés ou évidés pour recevoir les chemises, Les circuits de lubrification et de refroidissement sont intégrés au bloc (Voir Fig. II-2)

Le bloc moteur doit remplir plusieurs fonctions :

- Résister la pression des gaz, qui tendent à dilater et à repousser la culasse.
- Assurer circulations d'huile de graissage et l'eau de refroidissement à l'intérieur.
- Guider le piston.
- Les blocs des séries CAT 3500 et 3600 comportent des portes de visite qui autorisent l'accès aux embiellages, aux paliers de vilebrequin et aux arbres à cames



Fig. II-2 : bloc moteur CAT3512

II.1-1-2 Cylindre(La chemise) :

Les chemise du moteur CAT est en fonte centrifugée et du type amovible. Chaque chemise comporte les placements des trois joints toriques inférieurs et un joint supérieur.

- la partie supérieure est fixée par sa collerette serrée entre la culasse et le bloc moteur
- La partie inférieure est guidée dans le bloc et l'étanchéité assurée par des joints toriques.
- La surface extérieure est revêtue d'un traitement antioxydant. La surface interne est pierrée (Voir Fig. II-3)



Fig. II-3 : Chemise

II.1-1-3-La culasse :

Les culasse de série 3512 sont de type individuel et reçoivent quatre soupapes par cylindre. Elles sont fabriquées en fonte alliée.

Une plaque intermédiaire en aluminium assure un appuie sur le bloc et la chemise.

Les guides et sièges de soupapes sont amovibles (fixation par ajustage serré).

Le puits central d'injecteur est directement usiné dans la culasse.

Un conduit d'huile assure le graissage des culbuteurs et les queux de soupapes. Un conduit de gasoil permet l'alimentation des injecteurs. Des férules indépendantes permettant le passage de d'huile et du liquide de refroidissement entre culasse et bloc (Voir Fig. II-4)



Fig. II-4 : Culasse

II.1-1-4. Joint de culasse :

Généralement constitué, de deux feuilles de cuivre enserrant une feuille d'amiante, 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. (Voir Fig. II-5)

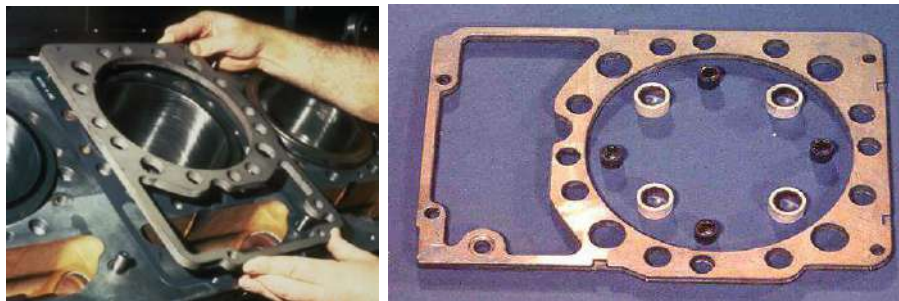


Fig. II-5 : Joint du Culasse

II.1-1-5. Le carter :

Le carter est une organe 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

(Voir Fig. II-6)



Fig. II-6 : Carter

II.1-2-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.

II.1-2-1 Le piston:

Animé d'un mouvement rectiligne alternatif, le piston est réalisé en fonte alliée. La tête de piston forme une partie de la chambre de combustion. A ce titre, elle est quelque fois creusée de cavités destinées à créer une turbulence favorable à la combustion. Des segments sont logés dans la partie haute du piston, la tête, assure l'étanchéité de la chambre de combustion.

On distingue le segment de feu, les segments de l'étanchéité et les segments racleurs, dont l'un est souvent disposé plus bas que l'axe de piston. Le segment de feu est le plus souvent chromé. Il est disposé assez loin du bord de piston afin d'éviter qu'il soit soumis directement à la chaleur dégagée lors de la combustion. (Voir Fig. II-7)



Fig. II-7 : Les pistons

II.1-2-2-Les Bielles:

La bielle est un organe de liaison entre le piston et le vilebrequin par l'intermédiaire du bras de manivelle du vilebrequin, elle transforme le 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. (Voir Fig. II-8)



Fig. II-8 : Bielle

II.1-2-3-Le vilebrequin (L'arbre moteur):

Constitué du vilebrequin et de volant moteur, il transmet sous la forme d'un couple l'énergie développée lors de la combustion. Il reçoit l'effort transmis par la bielle et fournit un mouvement circulaire à la sortie du moteur. La régularisation du fonctionnement du moteur l'équilibrage de la rotation du vilebrequin est réalisé par le volant moteur.

Les vilebrequins CAT3512 sont en acier forgé à haut teneur en carbone. Les congés et portées sont durcis par traitement thermique. Les contrepoids d'équilibrage en acier sont vissés. Des conduits de graissage permettent de lubrifier les manetons. Le graissage des tourillons est assuré par arrivée d'huile dans le bloc.

Parmi les éléments principaux du vilebrequin on distingue :

- Les tourillons qui permettent à l'arbre de reposer sur les paliers de bloc moteur ;
- Les manetons sur lesquels s'articulent les bielles.
- Plateau support de volant moteur. (Voir Fig. II-9)

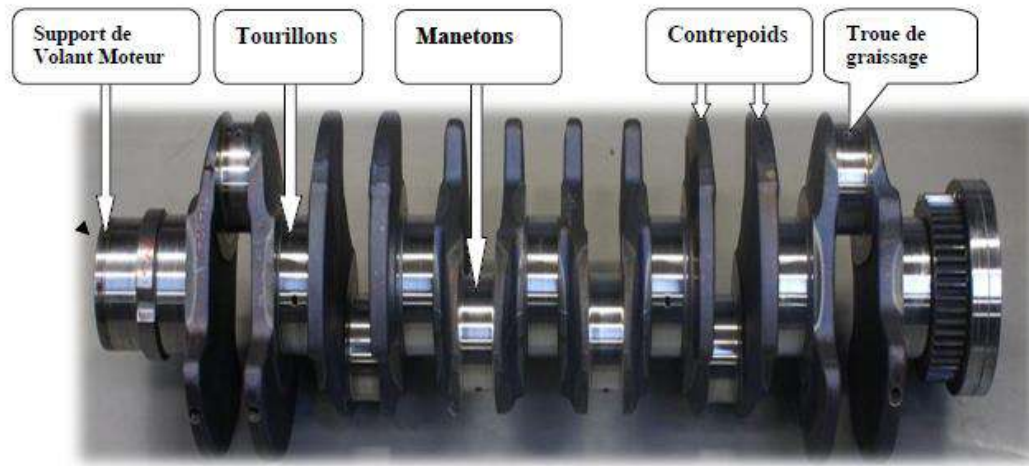


Fig. II-9 : Vilebrequin

II.1-2-4 l'arbre à cames :

Il est entraîné par le vilebrequin et doté d'autant de cames que des 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 . (Voir Fig. II-10) .



Fig. II-10 : Arbre à came

II.1-2-5-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. (Voir Fig. II-11)



Fig. II-11: Les coussinets

II.1-2-6-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. (Voir Fig.II-12)

On distingue deux sortes de soupapes :

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



Fig. II-12 : soupapes et ses accessoires

II.1-2-7-Les culbuteurs :

Quelque fois appelée 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.

(Voir Fig. II-13)



Fig. II-13 : les culbuteurs

II.1-2-8-La distribution :

Elle gère l'ouverture et la fermeture des soupapes donc l'entrée et la sortie de gaz.

(Voir Fig. II-14)



Fig. II-14 : La distribution

II.2-Accessoires moteur :

- ❖ deux turbo compresseurs.
- ❖ reniflard.
- ❖ démarreur.
- ❖ Réfrigérants d'huile et d'air
- ❖ Radiateur
- ❖ chut-off

II.3-Etude les circuits des systèmes [12]:

II.3.1.Système de distribution :

La distribution se compose des pignons d'arbre à cames, entraînés par le pignon de vilebrequin et cela par l'intermédiaire de pignons libres. Sur les moteurs CAT de série 3500, le pignon d'arbre à cames est fixé par un montage conique serré.

Afin de réduire le bruit, les dentures de pignon sont du type hélicoïdal (Voir Fig. II-15)

1-pignon d'entraînement des pompes à eau et d'huile.
 2-balancier
 3-pignon de vilebrequin
 1Amé-pignon des arbres à cames gauche et droite.
 2, 3, 4, 5, 6,8-pignons intermédiaires.
 7- arbre à cames.
 9- pignon de vilebrequin.
 10- Volant moteur.

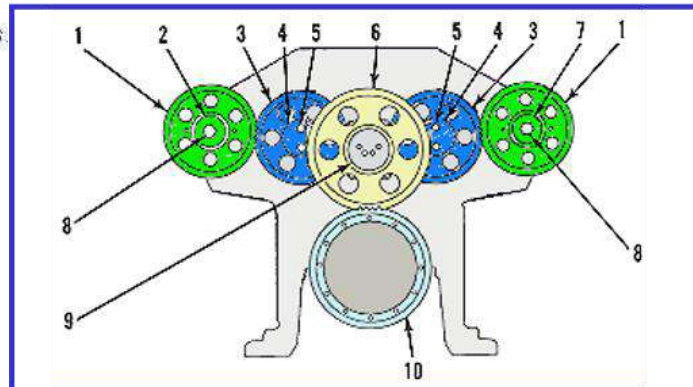


Fig. II-15: Système de distribution.

II.3.2.Système d'injection :

Le fuel pour un moteur diesel est la source d'énergie caractérisée par son pouvoir calorifique inférieur (P_c^i). Pour l'acheminer dans la chambre de combustion et il faut l'envoyer sous pression. (Voir Fig. II-16)

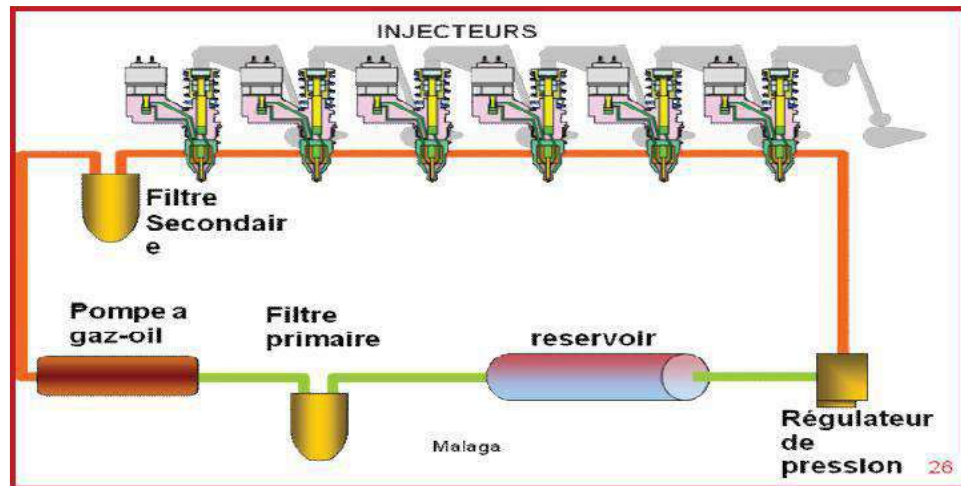


Fig. II.16: Circuit d'injection du gas-oil.

II.3.2.1. Les organes du système d'injection :

a) Le pré filtre :

Il filtre le gas-oil pour le purifier, son rôle est de protéger la pompe d'alimentation.

b) La pompe d'alimentation :

Son rôle est d'amener le fuel du réservoir à la pompe d'injection à une basse pression (200 à 500 KPa) afin d'assurer un bon remplissage des éléments de pompe d'injection dans un temps très court. Cette pompe doit amener une quantité de carburant suffisante pour le fonctionnement du moteur à tous les régimes et sous les variations de charge.

c) Filtre principale :

Le cartouche est du type étoile, en papier le passage du combustible s'effectue dans le sens radial, d'extérieur vers l'intérieur.

Les plis que forme le papier sont fermés en haut et en bas par des disques de recouvrement.

Une fois filtré, le combustible afflue à l'intérieur du tube central perforé. Les impuretés sont tenues à la surface du filtre ou elles adhèrent.

d) Les injecteurs :

Les injecteurs utilisés dans le moteur CAT 3512 sont des injecteurs de type injecteurs pompe, le gas-oil est injecté à la quantité exactement dosée et dans un moment bien déterminé, avec une injection directe.

Tous les réglages des régimes de moteur sont au niveau de l'injecteur pompe qui sont réalisés par crémaillère. L'injecteur pompe est actionné par un poussoir, une tige et un culbuteur. La

crémaillère est mue par un arbre situé de chaque côté de moteur à l'aide d'une tige montée en compression sur le ressort. (Voir Fig. II-17)

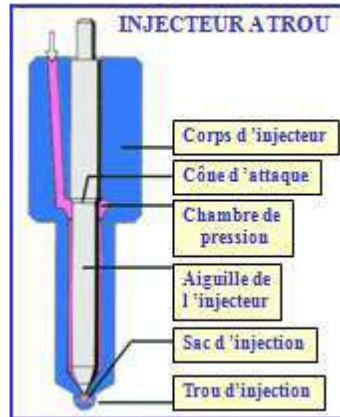


Fig. II.17: Injecteur pompe

II.3.3. Système de refroidissement :

II.3.3.1. 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 à huit pales entraîné par courroies. (Voir Fig. II-18)

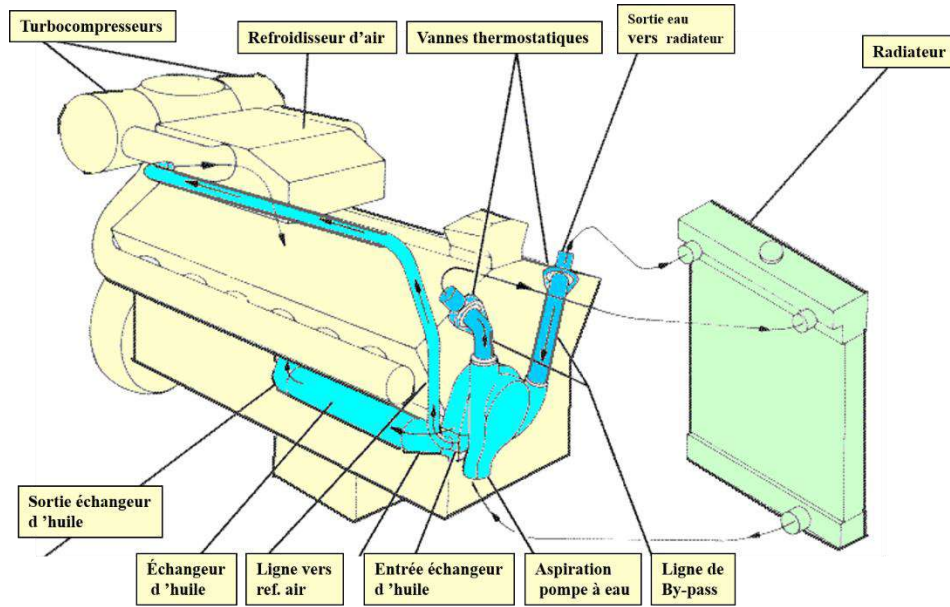


Fig. II.18: Système de refroidissement.

II.3.3.2. Organes et accessoires du système de refroidissement :

a) 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.

b) 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 les quel 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 les quelles l'eau en circulation se refroidit. (Voir Fig. II-19)



Fig. II.19: Radiateur

c) 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. Le ventilateur est entraîné par six courroies trapézoïdales en toile caoutchoutée. (Voir Fig. II-20)



Fig. II.20: Ventilateur

d) 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. (Voir Fig. II-21)

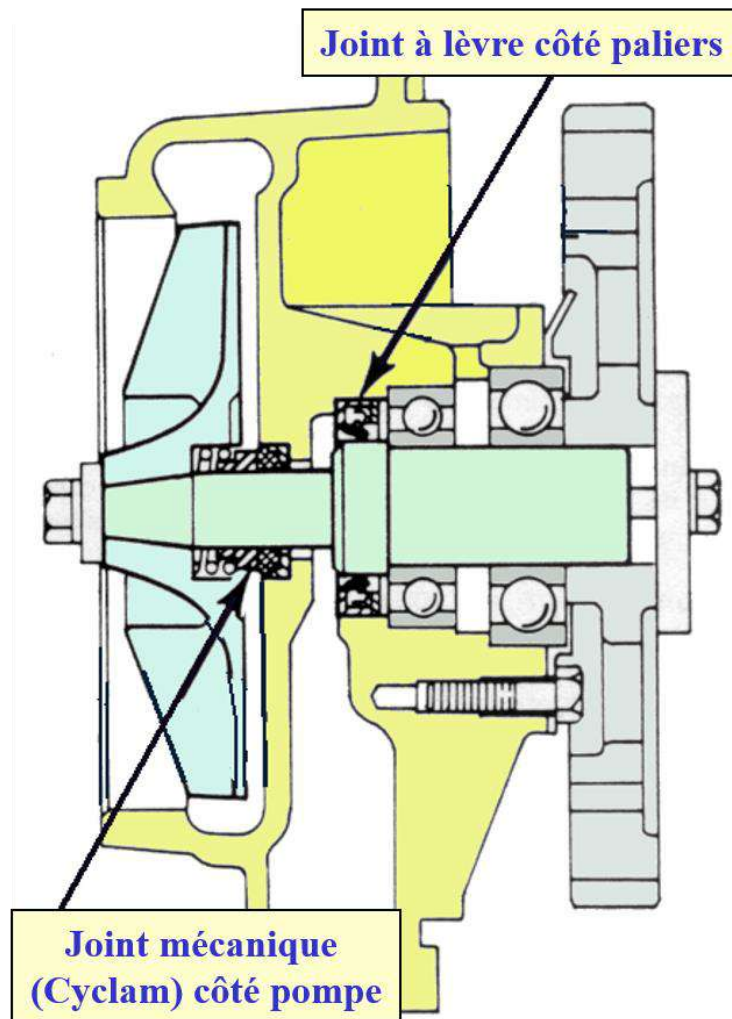


Fig. II.21: Pompe à eau

e) 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. (Voir Fig. II-22)



Fig. II.22: Thermostat

II.3.3.3. 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.

On utilise le liquide de refroidissement longue durée Caterpillar, celui-ci est un antigel à base d'éthylène-glycol. Toute fois, le liquide de refroidissement long duré Caterpillar contient des inhibiteurs de corrosion et des agents anti-mousses ayant une faible teneur en nitrites.

Le liquide de refroidissement Caterpillar permet de protéger la durée de service du liquide de refroidissement à six ans. La durée de vie de liquide de protéger contre gel jusqu'à -36°C, il peut aussi être concentré pour protéger le point de gel -51°C. (Voir Fig. II-23)

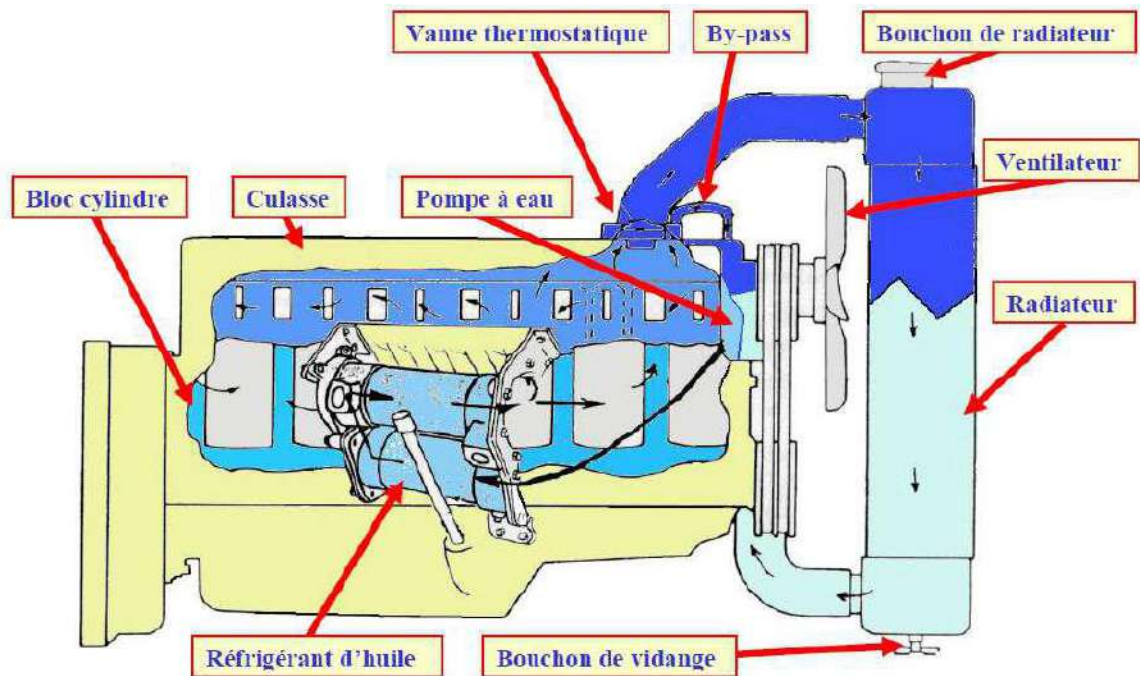


Fig. II.23 : Circuit de refroidissement d'eau.

II.3.4. Système de graissage :

II.3.4.1. 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 CAT 3512 qui sont graissage sous pression, par barbotage et par écoulement.

II.3.4.2. Les organes du système de graissage :

a) 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 Chemine cylindrique venue de la fonderie avec le carter.

b) Reniflard :

Le reniflard est une mise à l'air du bloc moteur. Le proviennent principalement des fuites à traverse 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.

c) Les Canalisations :

Sont destinées pour transporte l'huile de graissage du pompe à huile à les pi ces à graisser.

Elles sont des types variés par exemple des trous comme dans le vilebrequin et réfrigérant de l'huile

d) La pompe à l'huile :

La pompe à l'huile utilisée dans le moteur 3512 CAT sont de type pompe à engrainage à double étages. Elle est compose d'un boitier moulé dans le quel tourne trois pignons à denture droite.

Elle est de construction robuste. (Voir Fig. II-24)

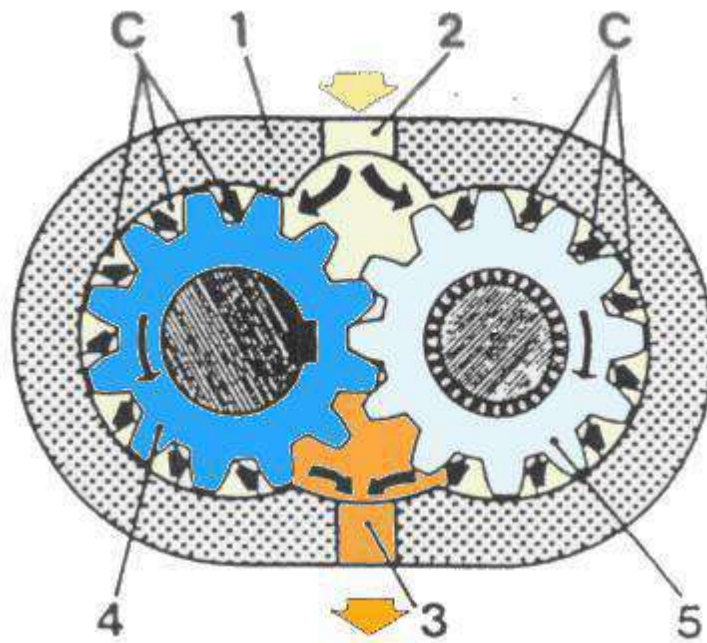


Fig. II.24: La pompe à l'huile

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. Il est généralement rapporté et placé 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. (Voir Fig. II-25)

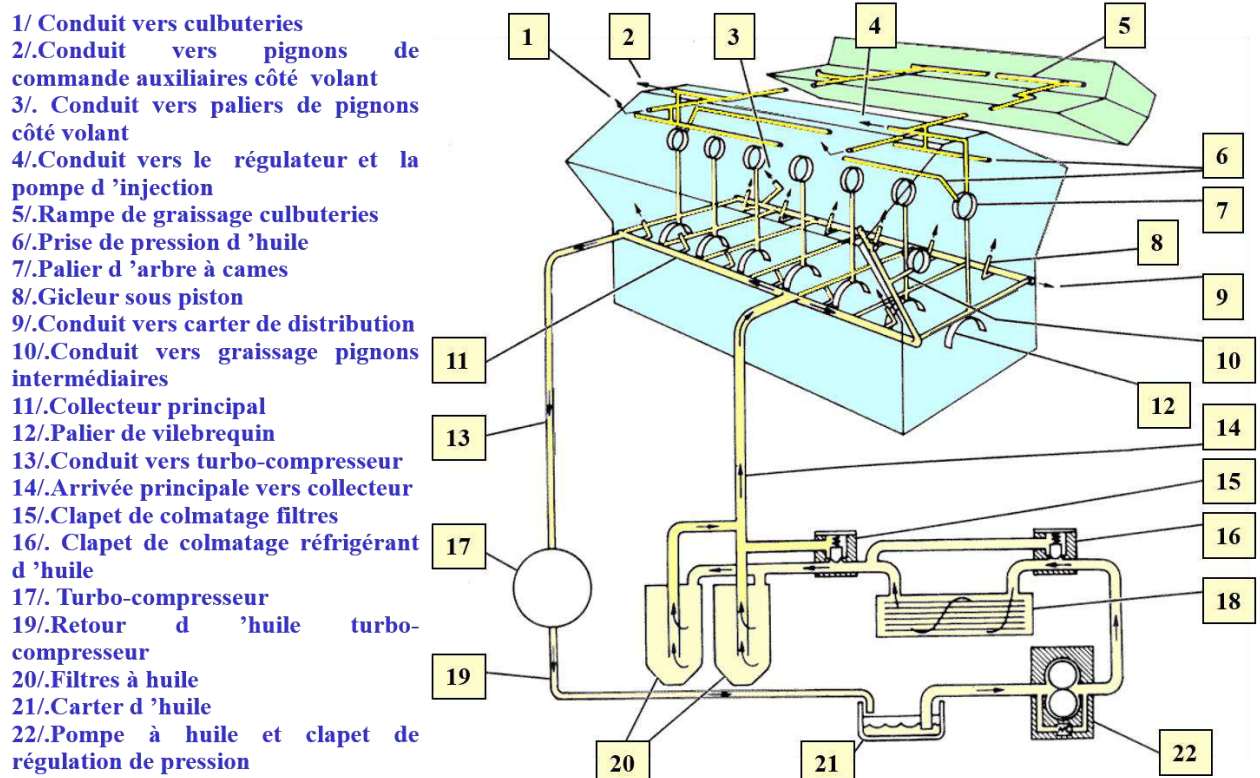


Fig. II.25: Circuit de lubrification

II.3.5. Circuit d'air et suralimentation :

Ces circuits comprennent (Fig. II. 25) :

- ❖ Un refroidisseur d'air ;

- ❖ Deux turbo-chargeurs ;
 - ❖ Deux filtres à air ;
 - ❖ Deux pipes d'admission d'air ;
 - ❖ Deux soupapes d'admission par cylindres ;
- Deux soupapes d'échappement par cylindre ;
- ❖ Deux collecteurs d'échappement ;
 - ❖ Une chambre de combustion par cylindre .

II.3.5.1.Circulation d'air dans le moteur :

L'air aspiré par les deux turbo-chargeurs passe d'abord à travers les filtres à air sur la turbine d'admission de chaque turbo-chargeur ; l'air est ensuite refoulé vers le refroidisseur d'air à une température de 93°C environ et avec une pression plus importante. L'air traverse le refroidisseur d'air et entre dans la chambre centrale du vé de moteur. Cette action fera abaisser la température d'air à 38°C environ.

L'air frais se trouvant dans la chambre centrale passe dans les coudes en aluminium communiquant avec les orifices d'admission.

Des que les soupapes d'admission s'ouvrent, l'air entre en quantité suffisante dans la chambre de combustion. Quand l'injection de fuel aura lieu dans la chambre de combustion, le mélange air + fuel s'enflamme spontanément au contact de l'air surchauffé.

II.3.5.2.Circuit d'échappement :

Les gaz brûlés sortent par l'intermédiaire des soupapes d'échappement ouvertes, puis par les collecteurs d'échappement. Ces gaz se détendent sur les turbines des turbo-chargeurs et enfin s'échappent dans l'atmosphère par l'intermédiaire du silencieux d'échappement. (Voir Fig. II-26)

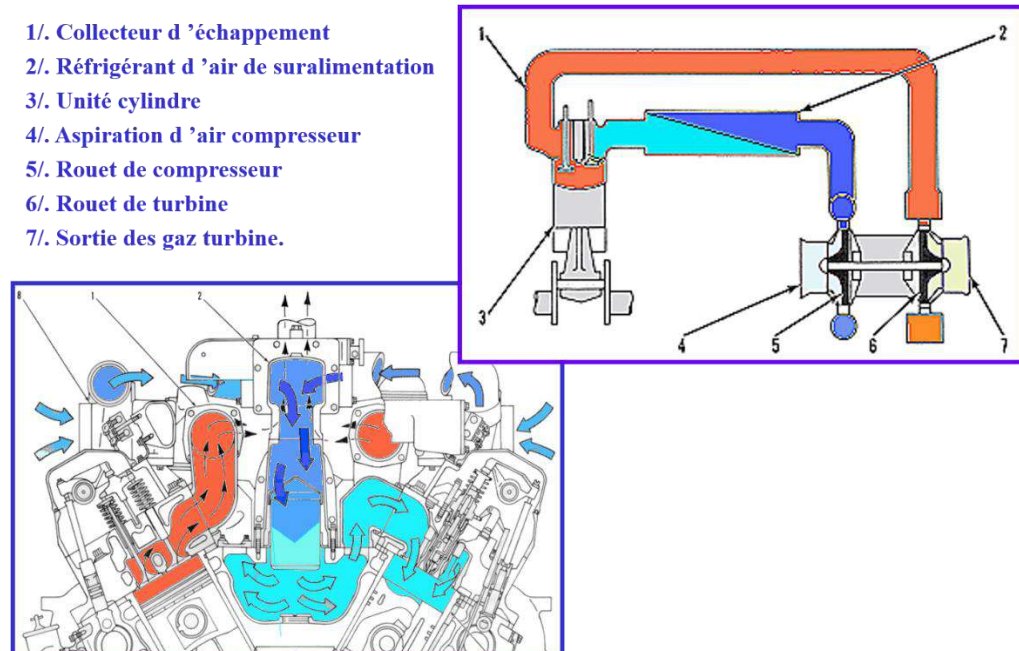


Fig. II.26: Circuit d'admission et circuit d'échappement

II.3.5.3. Turbo compresseur:

Un moteur à aspiration naturelle ne peut aspirer que 80% de sa cylindrée en air, ce qui limite la masse d'air introduite. Sachant que la puissance est fonction de la quantité de combustible injecté et que cette quantité est limitée par la masse d'air introduite, la suralimentation et le refroidissement de cet air permettront d'augmenter la puissance.

Les moteurs CAT sont équipés de turbocompresseurs à paliers lisses graissés par l'huile du moteur.

Le refroidissement de l'air comprimé est assuré par des échangeurs air/eau du type tubulaire. Le turbo compresseur est situé à l'arrière droit du moteur, sur les tubes transversaux des deux collecteurs d'échappement.

II.3.5.4. Le dispositif de suralimentation :

Afin d'augmenter le remplissage du cylindre lors de la phase d'admission d'air, certains moteurs sont munis d'un système de suralimentation. Cette suralimentation consiste à augmenter la masse spécifique de l'air en lui faisant subir une compression préalable. C'est le rôle de turbocompresseur.

II.3.5.5. Principe de fonctionnement de suralimentation :

- ❖ Une augmentation de la puissance du moteur pour une même cylindre ;
- ❖ Une amélioration des performances du moteur à haut régime et à forte charge.

Le turbocompresseur utilise l'énergie des gaz d'échappements. Ce transfert d'énergie est réalisé par un ensemble de deux turbines. La turbine d'entraînement, actionnée par les gaz d'échappements à leur sortie du moteur entraîne la turbine de suralimentation. Celle-ci aspire l'air de l'extérieur et le refoule en amont de la soupape d'admission. Cet ensemble dont la vitesse de rotation est très élevée, nécessite un graissage sous pression d'huile. La pression de suralimentation nécessite une diminution du rapport volumétrique. (Voir Fig. II-27)

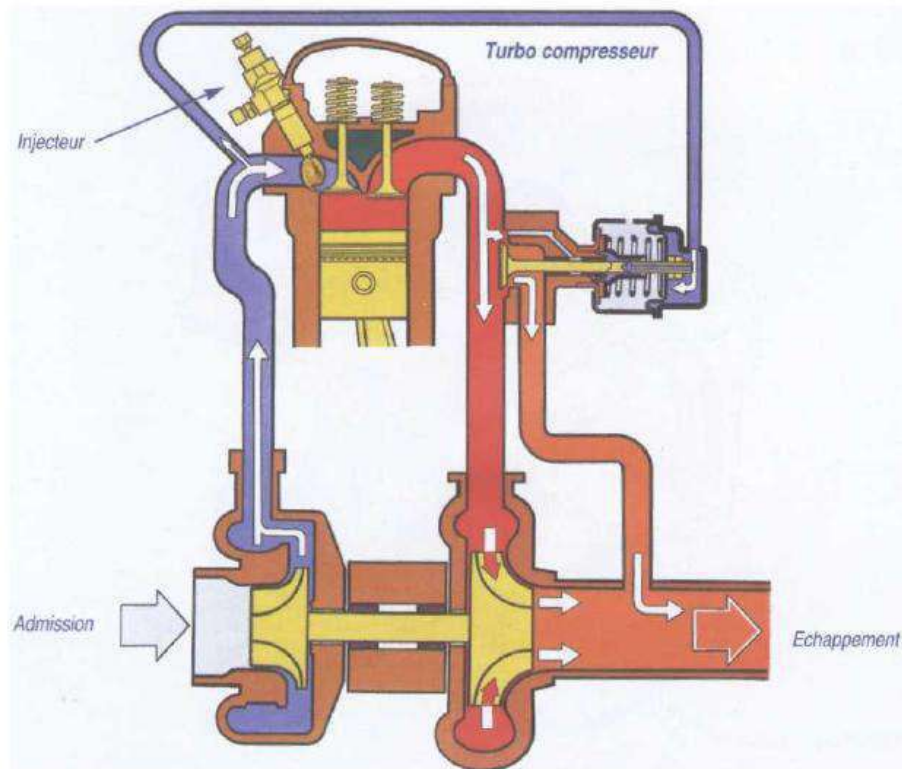


Fig. II.27: Circuit du suralimentation.

II.3.6. Circuit du gas-oil dans le moteur :

La pompe à gas-oil de transfert aspire du gas-oil de la citerne en passant par un filtre primaire. Puis ce gas-oil est refoulé directement vers le filtre principal et vers les deux tubulures d'alimentation.

Chaque tubulure à deux passages. Le gas-oil circulant à travers le passage supérieur est celui d'admission qui alimente chaque injecteur-pompe par une conduite et par la chambre annulaire se trouvant dans la culasse.

La chambre annulaire pratiquée dans la culasse communique avec l'orifice d'admission

de l'injecteur-pompe.

Le mouvement de va et vient de l'injecteur-pompe aspire et force le gas-oil jusqu'à la pression d'injection. Quand l'injection de gas-oil est terminée, le restant du gas-oil dans l'injecteur refroidit les pi ces internes de l'injecteur, puis retourne par la conduite de retour (conduite de retour inférieure se trouvant juste au dessous de la tubulure d'alimentation).

Le gas-oil acheminant le retour depuis les injecteurs traverse une soupape régulatrice de pression qui sont montée sur le bout avant de la tubulure de retour droite.

Cette soupape régulatrice maintient une pression entre (4,14 et 4,5) bars. Puis le gas-oil sort et retourne vers la citerne en passant par un refroidisseur à air. Un petit orifice relie l'entrée et la sortie du gas-oil pour créer un siphon au moment du changement des filtres, cela a pour conséquence de réduire le besoin de purge après le remplacement des éléments filtrants (Voir Fig. II-28)

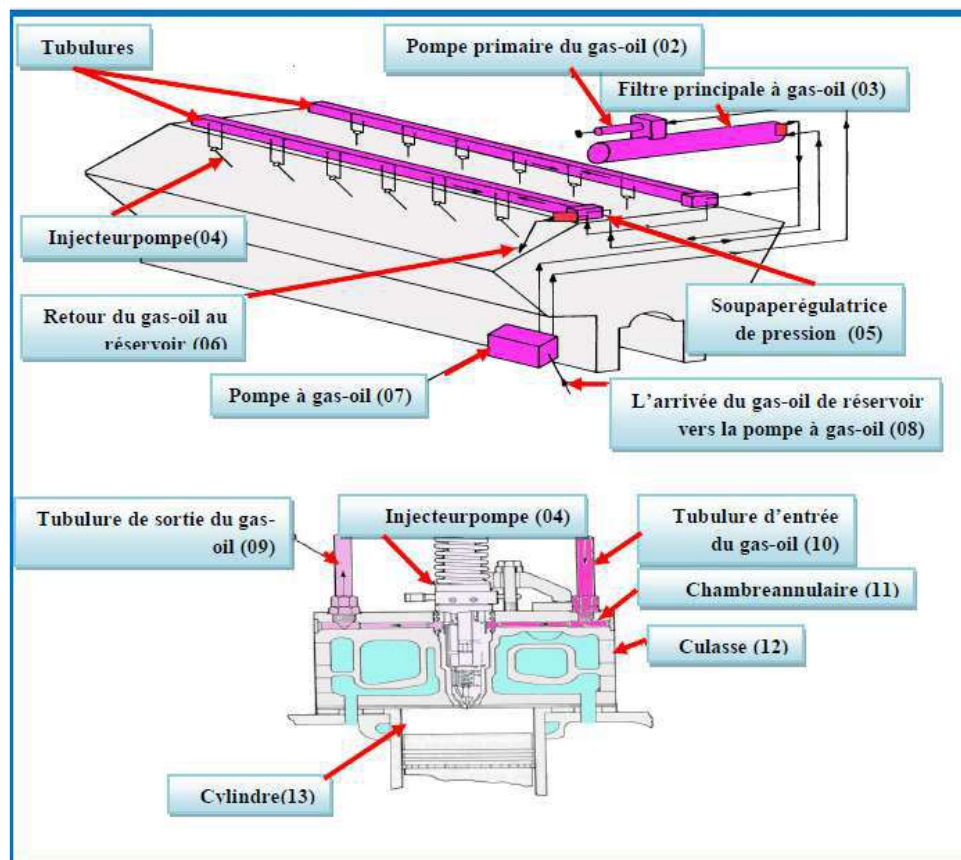


Fig. II.28: Circuit de gasoil

II.3.7. Système de sécurité :

II.3.7.1. Shutoff :

Un dispositif utilisé pour arrêter le moteur , en cas de:





- ❖ Diminution ou augmentation de la pression et de la température d'huile ;
- ❖ Diminution de la pression de carburant ;
- ❖ Augmentation de la température d'eau de refroidissement . (Voir Fig. II-29)



Fig. II.29: Shutoff

II.3.7.2. Tableaux d'affichage :

C'est un écran de contrôle de tous les variations des paramètres qui affectent les performances du moteur. Il détermine facilement les problèmes du moteur.

 <p>Cette jauge indique la pression d'huile du moteur.</p>	 <p>Cette jauge indique la température du liquide de refroidissement</p>
 <p>Cette jauge indique la pression de carburant à la pompe d'injection de carburant et au filtre à carburant</p>	 <p>Cette jauge indique la température des gaz d'échappement à l'entrée du turbocompresseur.</p>
 <p>Cette jauge indique la différence de pression de carburant entre l'entrée et la sortie du filtre carburant.</p>	 <p>Cette jauge indique la différence de pression entre l'entrée et la sortie des filtres d'huile du moteur.</p>
 <p>Cette jauge indique la pression d'air (pression de turbocompresseur) dans le collecteur d'entrée d'air après le post-refroidisseur</p>	 <p>Cette jauge indique la température du liquide de refroidissement après le refroidissement.</p>
 <p>Cette jauge indique la température de l'air à l'entrée du collecteur aux cylindres.</p>	 <p>Cette jauge indique la température d'huile du moteur après sa sortie du refroidisseur d'huile.</p>
 <p>Cette jauge indique la différence de pression d'air entre l'entrée de filtre et l'entrée du turbocompresseur.</p>	 <p>Ce compteur indique les heures de fonctionnement du moteur.</p>

Tab. II.1: Traduit des signaux de table d'affichage

II.3.8. Système de démarrage :

Il existe deux types de démarrage :

- ❖ Démarrage pneumatique;
- ❖ Démarrage électrique.

Actuellement le démarrage pneumatique est le plus utilisé.

II.3.8.1. Organes de système de démarrage pneumatique.:

Il se compose de :

- ❖ Collecteur d'air;
- ❖ Moteur à turbine;
- ❖ Réducteur;
- ❖ Mécanisme à cliquets;
- ❖ Couronne et arbre d'entraînement de l'attelage.

II.3.8.2. Principe de fonctionnement :

Le démarreur reçoit l'air comprimé du compresseur et le transforme en énergie mécanique ce qui tourne l'induit du démarreur qui à son tour entraîne le pignon de commande et donc le volant moteur pour faire tourner le vilebrequin. (Voir Fig. II-30)



Fig. II.30: Démarreur pneumatique

Chapitre III
Calcule
thermodynamique du
CAT3512

III.1 - Spécification du moteur CAT 3512 :

Le moteur Caterpillar fonctionne avec les paramètres suivants [5] :

- ❖ Vitesse maximale : 1200tr/min ;
- ❖ Vitesse en ralenti : 900 tr/min ;
- ❖ Vitesse de rotation du turbocompresseur : (45 000 à 60 000) tr/min ;
- ❖ Débit du pompe à huile : 340 L/min ;
- ❖ Débit du pompe à gas-oil : 21 L/min ;
- ❖ Débit de la pompe à eau : 1520 L/min.

III.2 - Les données statiques du moteur CAT3512 :

- Alésage : 170 mm ;
- Course : 190 mm ;
- Angle entre rangées : 60° ;
- Nombre de cylindre : 12 en V ;
- Cylindrée unitaire : 4,31 ;
- Cylindrée totale : 51,81 ;
- Taux de compression : 14 ;
- Ordre d'allumage : 1-12-9-4-5-8-11-2-3-10-7-6 ;
- Sens de rotation vu depuis le volant : sens antihoraire ;
- Type d'injection : injection directe ;
- Type d'injecteur : injecteur-pompe à 9 trous ;
- Aspiration : suralimentation ;
- Méthode de démarrage : démarreur électrique ;
- Puissance mécanique : 1200HP = 902,3 kw ;
- Coefficient d'axés d'air : $\alpha = 1,8$;
- Le moteur CAT3512 est un moteur diesel à quatre temps suralimenté par deux turbocompresseurs ; $P_s = 2,5$ bars ;
- Le combustible gas-oil moteur à composition massique :
 - $g_c = 0,87$ (teneur en Carbone) ;
 - $g_{H_2} = 0,126$ (teneur en Hydrogène) ;
 - $g_{O_2} = 0,004$ (teneur en Oxygène) ;
- le pouvoir calorifique du combustible : $H_u = 42500$ kj/kg [5] .

III.3 - Partie de calcul thermique :

On se propose à faire le calcul thermique du moteur :

1. déterminer les pressions et les températures dans les points caractéristiques du cycle.
2. Préciser les pressions indiquées et effectives ;
3. Evaluer les performances économiques du moteur ;
4. Déterminer les dimensions essentielles du cylindre ;
5. Apprécier des critères importants tels que :
 - a) Puissance au litre de cylindrée ;
 - b) Puissance par unité de surface du piston. [6]

III.3.1 - Quantité d'air nécessaire à la combustion complète de 1kg de combustible :

A partir des réaction d'oxydation de combustibles pour les moteur diesel on détermine la quantité d'air nécessaire [5] :

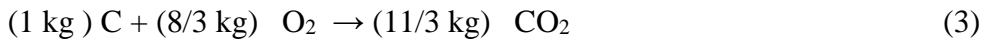
- on suppose que la combustion du carbone a lieu d'après l'équation :



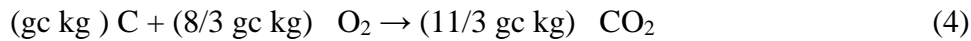
- Pour 1 kilomole de carbone on a :



- Donc pour 1 kg de C on trouve facilement :



- Si la teneur en carbone d'un combustible donné est égale 'gc' on a :



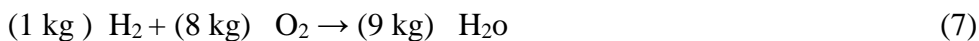
- pour oxydation d'hydrogène on peut écrire :



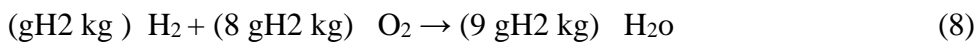
D'où :



Et encore :



Si le teneur en hydrogène est égale a 'gH2' nous avons :



- La somme de $(8/3 gc \text{ kg}) O_2$ et $(8 gH_2 \text{ kg}) O_2$ est la quantité d'oxygène nécessaire pour assurer la combustion complète l0 de ' gc kg de C' et ' gH2 kg de H2'

$$l_0 = \frac{\frac{8}{3}g_c + 8g_{H_2} - g_{O_2}}{0,23} = \frac{\frac{8}{3}(0,87) + 8*(0,126) - 0,004}{0,23} \quad (9)$$

avec 'g O₂' – la teneur en oxygène de carburant .

$$l_0 = 14,45 \left[\frac{kg \text{ d'air}}{kg \text{ de combustible}} \right]$$

$$L_0 = \frac{l_0}{\mu_{air}} = \frac{14,45}{28,29} \left[\frac{kmole}{kg \text{ de combustible}} \right] \quad (10)$$

$$l_0 = 0,5 \left[\frac{kmole}{kg \text{ de combustible}} \right] \text{ avec } L_0 \text{ – la quantité d'air de 1 kg de combustible}$$

III.3.2 - Quantité de charge fraiche :

$$M_1 = \alpha * l_0 = 1,8 * 0,5; M_1 = 0,89 \left[\frac{kmole}{kg \text{ de combustible}} \right] \quad (11)$$

III.3.3 - Quantité des produits de combustion :

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{O_2} + M_{H_2O} + M_{N_2} \quad (12)$$

$$M_{CO_2} = \frac{g_c}{12} = \frac{0,87}{12} = 0,073 \left[\frac{kmole}{kg \text{ de combustible}} \right] \quad (13)$$

$$M_{H_2O} = \frac{g_{H_2}}{2} = \frac{0,126}{2} = 0,063 \left[\frac{kmole}{kg \text{ de combustible}} \right] \quad (14)$$

$$M_{O_2} = 0,21 * (\alpha - 1) l_0 = 0,21 * (1,8 - 1) * 0,5 = 0,08 \left[\frac{kmole}{kg \text{ de combustible}} \right] \quad (15)$$

$$M_{N_2} = 0,79 * \alpha * l_0 = 0,79 * 1,8 * 0,5 = 0,709 \left[\frac{kmole}{kg \text{ de combustible}} \right] \quad (16)$$

III.3.4 - Quantité totale des produits de combustion :

$$M_2 = 0,073 + 0,063 + 0,084 + 0,709; M_2 = 0,93 \left[\frac{kmole}{kg \text{ de combustible}} \right] \quad \text{AN de (12)}$$

III.3.5 - Le coefficient de variation molaire théorique :

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1} = \frac{0,93}{0,89}; \quad \beta_0 = 1,034 \quad (17)$$

III.3.6 - La fonction de variation molaire :

Notre moteur est suralimenté donc on prend γ_r coefficient des gaz résiduel

$$\gamma_r = \frac{M_r}{M_1} \quad M_r : \text{quantité des gaz résiduels} \quad \gamma_r = 0,02 - 0,05 = 0,025 \quad (18)$$

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1,034 + 0,025}{1 + 0,025}; \quad \beta = 1,033 \quad (19)$$

III.3.7 - Paramètres de fluide moteur à l'admission :

Supposant que la pression atmosphérique est égale à 1 bar et la température ambiante est de 27° c (T0=300°K)

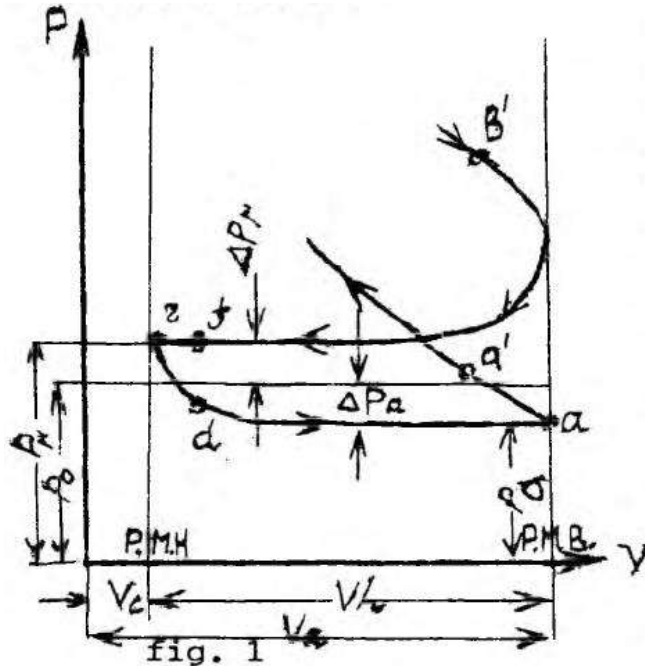


Fig III.1 l'évolution de la pression dans un cylindre de moteur
Non suralimentée pendant la recharge fluide moteur [6]

La phase d'admission se passe entre les points f et a

$$P_s = \frac{P_s}{P_0} * P_0 = 2,5 [\text{bar}] \quad (20)$$

$$T_s = T_0 \left(\frac{P_s}{P_0} \right)^{\frac{n_s-1}{n_s}} = 300 \left(\frac{2,5}{1} \right)^{\frac{1,7-1}{1,7}} \quad (21)$$

$$T_s = 437,5^\circ\text{K}$$

T_s : Température à la sortie du compresseur ;

P_s : Pression de suralimentation ;

n_s : Exposant poly tropique du compresseur, $n_s = 1,4$ à 2 , on prend $n_s = 1,7$

III.3.8 - Pression en fin d'admission :

$$P_a = (0,9 \text{ à } 0,95) * P_s ; \text{ on prend } P_a = 0,94 * P_s \quad (22)$$

$$P_a = 0,94 * 2,5$$

$$P_a = 2,35 [\text{bar}]$$

III.3.9 - Température en fin d'admission :

T_r : température des gaz résiduels.

$T_r = (700 \text{ à } 900)^\circ\text{K}$, on prend $T_r = 900^\circ\text{K}$

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T + \gamma_r * T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{437.5 + 5 + 0,025 * 900}{1 + 0,025} \quad (23)$$

$$T_a = 453.66^\circ\text{K}$$

III.3.10 - Coefficient de remplissage :

$$\eta_v = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} * \frac{P_a}{P_s} * \frac{T_s}{T_a (1 + \gamma_r)} = \frac{14}{14 - 1} * \frac{2.35}{2.5} * \frac{437.5}{453.66(1 + 0.025)} \quad (24)$$

$$\eta_v = 0,952$$

K_1 = exposant adiabatique pour la transformation de compression. On prend $K_1 = 1,36$;

$$n_1 = (K_1 - 0,02) \rightarrow K_1 + 0,02$$

$$n_1 : \text{Exposant poly tropique donc } n_1 = K_1 + 0,02 \quad (25)$$

$$n_1 = 1,36 + 0,02 = 1,38$$

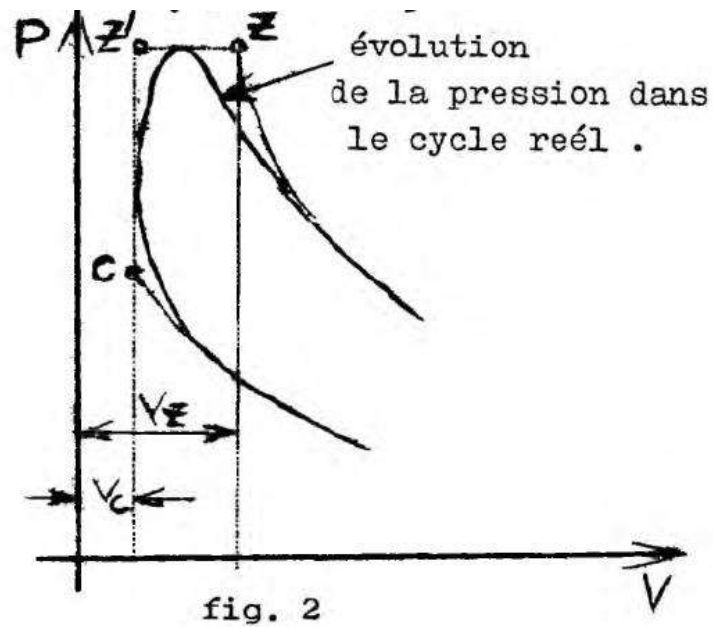
III.3.11 - Pression vers la fin de compression :

Fig III.2 l'évolution de la pression dans le cycle réel [6]

$$P_C = P_a * \varepsilon^{n_1} \quad (25)$$

$$P_C = 89,68 \text{ [bar]}$$

III.3.12 - Température vers la fin de compression :

$$TC = Ta * \epsilon^{n_1-1} = 453.66 * (14)^{1.38-1} \tag{26}$$

$$TC = 1236.68^\circ K$$

III.3.13 - Pression maximale du cycle :

$$PZ = \lambda * PC \tag{27}$$

λ : Taux d'augmentation de pression, $\lambda = 1,6 \rightarrow 2$ on prend $\lambda = 1,8$

$$PZ = 1,8 * 89,68 ; PZ = 161,42 \text{ bars.}$$

III.3.14 - Les équations pour trouver Un et U :

Nous utilisons ces équations lorsque nous ne trouvons pas la valeur de " T °c " que nous recherchons dans le tableau suivant lorsque $\alpha = 1.8$

$$Un(x) = T(x) - 300 * 0.003 + 22.439$$

$$U(x) = T(x) - 300 * 0.003 + 21.215$$

T °c	$\overline{\mu}_{cv} \int_0^t \frac{KJ}{kmoledegré} U_n(x)$							$\overline{\mu}_{cv_{air}} \int_0^t \frac{KJ}{kmoledegré}$
	$\alpha=1.2$	$\alpha=1.3$	$\alpha=1.4$	$\alpha=1.5$	$\alpha=1.6$	$\alpha=1.8$	$\alpha=2.0$	
300	23,020	22,887	22,713	22,614	22,586	22,439	22,320	21,215
400	24,423	23,281	23,158	23,051	22,956	22,798	22,798	21,482
500	23,842	23,619	23,561	23,448	23,348	23,181	23,046	21,788
600	24,260	24,101	23,965	23,845	23,740	23,564	23,422	22,098
700	24,679	24,513	24,350	24,245	24,135	23,951	23,802	22,416
800	25,085	24,916	24,762	24,613	24,517	24,324	24,169	22,722
1400	27,133	26,924	26,742	26,584	26,445	26,288	26,024	24,271
1500	27,414	27,199	27,013	26,851	26,708	24,469	26,276	24,480
1600	27,674	27,454	27,264	27,098	26,953	26,708	26,511	24,673
1700	27,918	27,694	27,500	27,331	27,182	26,933	26,731	24,857
1800	28,149	27,920	27,723	27,550	27,399	27,145	26,940	25,029
1900	28,367	28,134	28,933	27,758	27,604	27,345	27,136	25,192
2000	28,571	28,334	28,130	27,951	27,795	27,532	27,139	25,343

Tableau III. I de brochure du calcul thermique [6]

III.3.15 - Température maximale du cycle :

D'après la Fig III.2 on détermine le point de T maximal du cycle qui est entre les point c et z Et a l'aide de premier principe de thermodynamique on détermine [6] :

$$Q_{c-z} = \xi Z * HU = \Delta U_z - c + L_z - c \quad (28)$$

ξZ : coefficient d'utilisation de chaleur qui tient comptes des pertes thermique par parois et dissociation des produit de combustion ayant lieux aux températures élevés. Le coefficient montre aussi les pertes dues à la combustion incomplète qui existent toujours quelque soit la quantité d'oxygène [6] (voir fig III.3)

$\Delta U_z - c$: la variation d'énergie interne de fluide moteur

$L_z - c$: travail de détente

$$\frac{\xi Z * HU}{M_1 * (1 + \gamma_r)} + \frac{U_c + \gamma * U_c^n}{1 + \gamma_r} + R * \lambda * T_c = \beta (U_z^n + R * T_z) \quad (29)$$

$$\text{Désignons } \frac{1}{\beta} \left[\frac{\xi Z * HU}{M_1 * (1 + \gamma_r)} + \frac{U_c + \gamma * U_c^n}{1 + \gamma_r} + R * \lambda * T_c \right] \text{ par } \ll A \gg$$

Pour calculer la valeur numérique de $\ll A \gg$ on doit être déterminé U_c et U_c^n

par l'équation suivante en se servant du tableau N° 1 (brochure de calcul thermique).

Avec $\xi_z = 0,7 \rightarrow 0,8$ on prend $\xi_z = 0,80$

$$\text{Partie 1} = \frac{\xi Z * HU}{M_1 * (1 + \gamma_r)} ; \text{Partie 2} = \frac{U_c + \gamma * U_c^n}{1 + \gamma_r} ; \text{Partie 3} = R * \lambda * T_c$$

$$cU_c^n = \overline{\mu_{\alpha=1,8}} * C_V^n \int_0^{t_c} t_c = 24,2025 * (1236,68 - 273)$$

$$U_c^n = 23323,46 \left[\frac{KJ}{K \text{ mole}} \right]$$

$$U_c = \mu * C_V \text{ air} \int_0^{t_c} t_c = 23,1827 * (1236,68 - 273)$$

$$U_c = 22340,24 \left[\frac{KJ}{K \text{ mole}} \right]$$

$$A = \frac{1}{1,033} \left[\frac{0,8 * 42500}{0,89(1+0,025)} + \frac{22340,24 + 0,025 * 23323,46}{1+0,025} + 8,314 * 1,8 * 1236,68 \right]$$

$$A = 75645 \left[\frac{KJ}{K \text{ mole}} \right]$$

Désignons $U_z^n + R * T_z$ par $\ll B \gg$

* prenons $T_z = 1800 \text{ } ^\circ\text{C}$:

$$B = U_z^n + R * T_z = \overline{\mu_{\alpha=1,8}} * C_V^n \int_0^{t_z} t_z + 8,314 * T_z$$

$$B = 27,145 * 1800 + 8,314 * 2073 \quad B = 66096 \left[\frac{KJ}{K \text{ mole}} \right]$$

Comme auparavant on trouve la valeur de $\overline{\mu C_V^n} \int_0^{t_z}$ en fonction de t et α à l'aide du tableau de brochure du calcul thermique.

* prenons $T_Z=1850$ °C :

$$B = U_Z^n + R * T_Z = \overline{\mu C_V^n}_{\alpha=1,8} \int_0^{t_z} t_z + 8,314 * T_Z$$

$$B = 27,245 * 1850 + 8,314 * 2123 \quad B = 68164,37 \left[\frac{KJ}{K \text{ mole}} \right]$$

* prenons $T_Z=1884$ °C :

$$B = U_Z^n + R * T_Z = \overline{\mu C_V^n}_{\alpha=1,8} \int_0^{t_z} t_z + 8,314 * T_Z$$

$$B = 27,313 * 1884 + 8,314 * 2157$$

$$B = 69565,79 \left[\frac{KJ}{K \text{ mole}} \right]$$

* prenons $T_Z=1900$ °C :

$$B = U_Z^n + R * T_Z = \overline{\mu C_V^n}_{\alpha=1,8} \int_0^{t_z} t_z + 8,314 * T_Z$$

$$B = 27,345 * 1900 + 8,314 * 2173 \quad B = 70022 \left[\frac{KJ}{K \text{ mole}} \right]$$

* prenons $T_Z=2000$ °C :

$$B = U_Z^n + R * T_Z = \overline{\mu C_V^n}_{\alpha=1,8} \int_0^{t_z} t_z + 8,314 * T_Z$$

$$B = 27,532 * 2000 + 8,314 * 2273$$

$$B = 73961,773 \left[\frac{KJ}{K \text{ mole}} \right]$$

Nous voyons alors que la température recherchée se trouve

$$T_Z = 2000^\circ C = 2273^\circ K.$$

Normalement pour les moteurs suralimentés $t_z = (1800 \div 2300)$ ce que nous ramène à dire que notre résultat est vérifié.

III.3.16 - Le taux de détente préliminaire :

$$\rho = \frac{\beta * t_z}{\lambda * t_c} = \frac{1,033(2000+273)}{1,8 * 1090,20} \quad (30)$$

$$\rho = 1,05$$

III.3.17 - Le taux de détente postérieure :

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{14}{1,05} \quad (31)$$

$$\delta = 13,33$$

III.3.18 - Température en fin de détente et l'exposant polytropique de détente postérieure :

On a le système d'après le premier principe :

$$(\xi_b - \xi_z) Hu = (M_2 + M_r)(U_b^n - U_z^n) + L z - b \quad (33)$$

D'après l'équation (32)

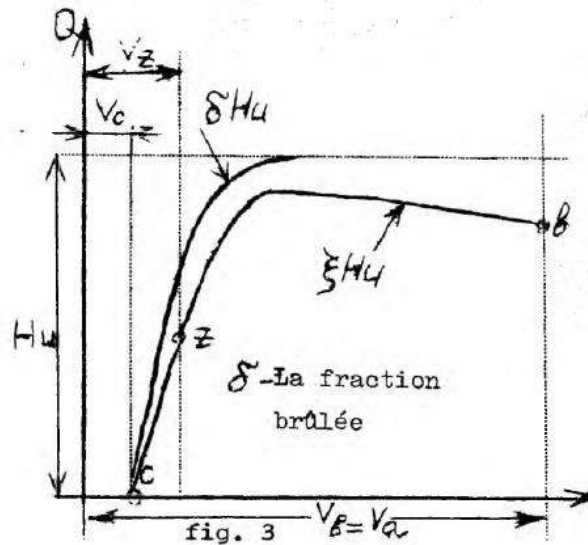


Fig III.3 : la variation de chaleur active lors du temps combustion - détente [6]

$$n_2 = 1 + \frac{R*(t_z - t_b)}{\frac{(\xi_b - \xi_z)}{M_1(\beta_0 + \gamma_r)} - (U_b^n - U_z^n)} \dots\dots\dots (34)$$

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2 - 1}} \dots\dots\dots (35)$$

ξ_b : Coefficient d'utilisation de chaleur pendant le déplacement de piston entre les points c et b (voir fig III.3) $\xi_b = (0,82 \rightarrow 0,92)$ On prend $\xi_b = 0,82$

n_2 : Exposant polytropique de détente.

$$n_2 = 1 + \frac{8,314*(2273 - t_b)}{\frac{(0,82 - 0,80)*42500}{0,9(1,034 + 0,025)} - [\mu * C_V^n_{\alpha=1,8} \int_0^{t_b} t_b - (A - R*T_z)]}$$

$$n_2 = 1 + \frac{8,314*(2273 - t_b)}{901,85 - [\mu * C_V^n_{\alpha=1,8} \int_0^{t_b} t_b - 51625,85]}$$

On détermine $\overline{\mu * C_V^n}_{\alpha=1,8} \int_0^{t_b} t_b$ d'après le tableau de la brochure de calcul thermique des moteurs diesel. $n_2 = 1.02$ et $T_b = 2158.2 \text{ }^\circ\text{K}$

III.3.19 - Pression vers la fin de détente :

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}} ; P_b = 11.5 \text{ [bar]} \quad (36)$$

III.3.20 - Vérification de Tr :

$$T_r = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{P_b}{(0,75-1)*P_s}}} = \frac{2030,3}{\sqrt[3]{\frac{10,86}{0,92*2,5}}} \quad T_r = 1262,15 \text{ }^\circ\text{K} \quad (37)$$

III.3.21 - pression moyenne indiquée :

$$P_i = \frac{\varphi * P_c}{\varepsilon - 1} \left[\lambda * (\rho - 1) + \frac{\lambda * \rho}{n_2 - 1} \left[1 - \frac{T_b}{T_z} \right] - \frac{1}{n_1 - 1} \left[1 - \frac{T_a}{T_c} \right] \right] \quad (38)$$

φ : Coefficient empirique qui varie entre 0,92 et 0,97, on prend $\varphi = 0,96$.

$$P_i = 20.93 \text{ [bars]}$$

III.3.22 - Le rendement indiqué :

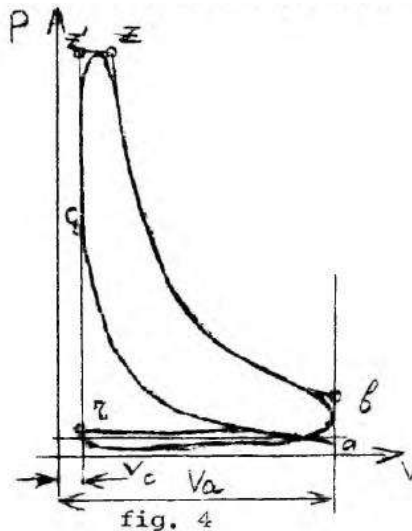


Fig III.4 : cycle réel de thermodynamique [6]

$$n_i = \frac{10^2 * l_0 * \alpha * P_i}{H_v * \rho_s * \eta_v} \quad (39)$$

ρ_s : La masse spécifique d'air à l'admission.

$$\rho_s = \frac{P_s * 10^5}{R_{air} * t_s} = \frac{2,5 * 10^5}{287 * 437,50} = 1,99 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] \quad (40)$$

$$n_i = \frac{10^2 * 14,45 * 1,8 * 20,93}{42500 * 1,99 * 0,952} \quad n_i = 0,68$$

III.3.23 - La consommation spécifique indiquée :

$$g_i = \frac{36 \cdot 10^5}{H_U \cdot n_i} = \frac{36 \cdot 10^5}{42500 \cdot 0,68} \quad (41)$$

$$g_i = 124,56 \left[\frac{g}{KWh} \right]$$

III.3.24 – Pression moyenne effectif :

$$P_e = P_i \cdot \eta_m = 20,93 \cdot 0,87 \quad (42)$$

$$P_e = 18,2 \text{ [bars]}$$

III.3.25 - Le rendement effectif :

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m = 0,68 \cdot 0,87 \quad (43)$$

$$\eta_e = 0,59$$

III.3.26 - Consommation spécifique effective :

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m} = \frac{124,56}{0,87} \quad (44)$$

$$g_e = 143,17 \left[\frac{g}{KWh} \right]$$

III.3.27 - Alésage du moteur :

$$D = \sqrt[3]{\frac{300 \cdot \tau \cdot N_e}{i \cdot P_e \cdot \eta \cdot 0,785 \cdot \frac{S}{D}}} \text{ [dm]} \quad (45)$$

$$\frac{S}{D} = 1,1 \rightarrow 1,3 \text{ on a prend } \frac{S}{D} = 1,1$$

$$D = 1,70 \text{ [dm]} \rightarrow D = 170 \text{ [mm]}$$

III.3.28 - Course du piston:

$$C = D \cdot \left[\frac{S}{D} \right] = 1,70 \cdot 1,1 = 1,87 \text{ [dm]} \quad (46)$$

III.3.29. - La vitesse moyenne du piston :

$$\omega_p = \frac{C \cdot n}{300} = \frac{1,87 \cdot 1200}{300} \quad (47)$$

$$\omega_p = 7,49 \text{ [m/s]}$$

III.3.30 - Cylindre total du diesel :

$$ivh = i \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot C = 12 \cdot \frac{3,14 \cdot (1,70)^2}{4} \cdot 1,87 \quad ivh = 51,11 \text{ [l]} \quad (48)$$

III.3.31 - Débit du combustible:

$$Q_{comb} = g_e \cdot N_e \cdot 10^3 = 143,17 \cdot 930,8 \cdot 10^{-3} \quad (49)$$

$$Q_{comb} = 133,26 \left[\frac{kg}{h} \right]$$

III.3.32 - Débit d'air :

$$Q_{air} = \alpha * Q_{comb} * L_0 = 1,8 * 133.26 * 14,45 \quad (50)$$

$$Q_{air} = 3466.09 \left[\frac{kg}{h} \right]$$

III.3.33 - Débit d'oxygène :

$$Q_{o_2} = 0,23 * Q_{air} = 0,23 * 3466.09 = \quad Q_{o_2} = 797.2 \left[\frac{kg}{h} \right] \quad (51)$$

III.3.34 - Quantité des gaz d'échappement :

$$Q_{gaz} = Q_{air} + Q_{comb} = 3466.09 + 133.26 \quad (52)$$

$$Q_{gaz} = 3599.35 \left[\frac{kg}{h} \right]$$

III.3.35 - Puissance effective :

$$N_e = \frac{pe * n * ivh}{300 * \tau} \quad (53)$$

$$N_e = \frac{18.2 * 1200 * 51.10}{300 * 4}$$

$$N_e = 930.8 [kw]$$

III.3.36 - Puissance au filtre de cylindrée :

$$N_{el} = \frac{N_e}{ivh} = \frac{930.8}{50.90} = 18.28 \left[\frac{kg}{l} \right] \quad (54)$$

III.3.37 - Puissance par unité de surface du piston :

$$N_{ep} = \frac{N_e}{0,785 * l * D^2} = \frac{930.28}{0,785 * 12 * (1,70)^2} \quad (55)$$

$$N_{ep} = 34.19 \left[\frac{kw}{dm^2} \right]$$

Ce qui correspond d'une manière satisfaisante au N_{ep} des diesels modernes existant ou [6]

$$N_{ep} = (15; 40) \left[\frac{kw}{dm^2} \right]$$

Chapitre IV

Vérification des performances du CAT 3512

Après la vérification des performances thermiques du moteur **CAT 3512** et la validation du code de calcul, l'influence de la variation de température sur la puissance délivrer par le moteur , le rendement et la consommation en carburant ont été analysée afin de déterminer les paramètres optimales de fonctionnement le long d'année.

Dans de chapitre V on va étudier l'influence de la température et le coefficient de l'excès d'air sur les caractéristiques du moteur.

IV. 1. CONTROVERSE DES RESULTATS :

IV. 1. 1. Variation de température au cours d'une année :

En effet, l'évolution de température de la région d'Ouargla au cours de cette dernière décennie (**2001** jusqu'à **2011**) ont été réuni d'après le centre de météo (**ONM**) et sur plusieurs site d'internet.

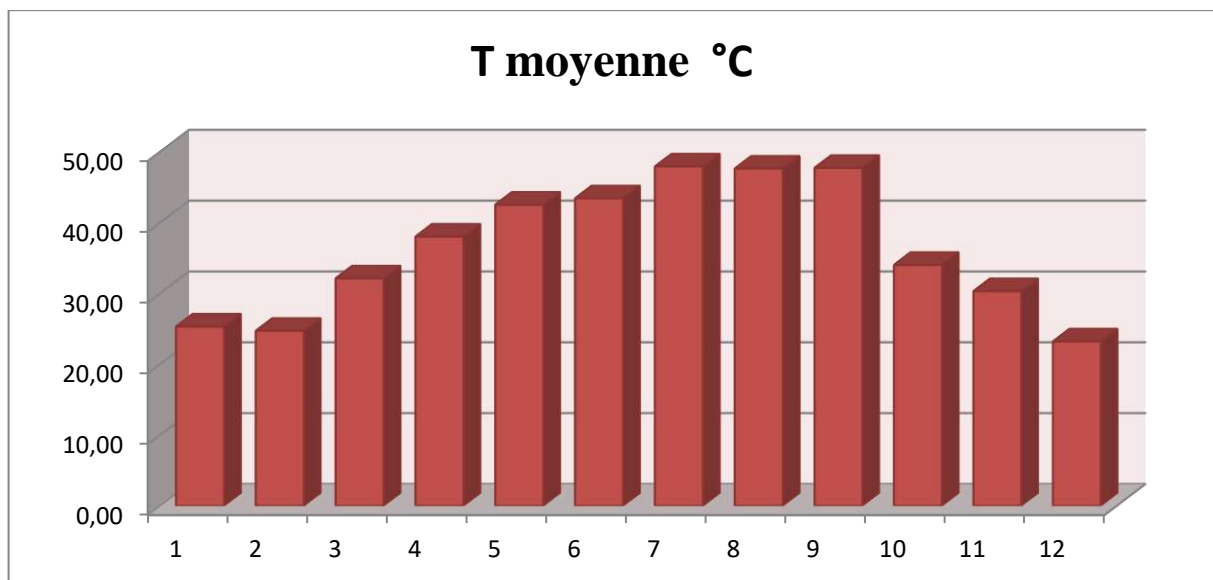


Fig. IV.1: Température Moyenne dans la région d'Ouargla (2001-2011)

D'après l'histogramme de la figure ci-dessus, nous avons remarqué que la température des mois Décembre, Janvier et Février varie autour de 25°C pour qu'elle dépasse les 30°C pour le reste des mois, comme on note bien que à partir de Mai et jusqu'à Septembre la température dépasse les 40°C et elle peut atteindre 48°C et même plus.

Donc, on peut constater que la température minimale est autour de 23°C et la température maximale est de 48°C. En plus, 4 sur 12 mois ont une température autour de 25°C et 3 sur 12 ont une température au-dessus de 30°C, les reste (5 sur 12) dépasse 40°C.

IV. 1. 2. Influence de température sur la puissance :

Les figures IV.2 et IV.3 montrent l'effet de la température ambiante sur le fonctionnement du moteur CAT3512 ; dont les histogrammes présentent la variation de la puissance durant les dix années arrières de (2001 jusqu'à 2011).

On constate que la puissance du moteur varie d'une façon proportionnellement inversée par rapport à la température.

Autrement dite ; les mois où il fait froids où la température est minimale (Décembre, Janvier, Février et Mars) le rendement peut atteindre sa valeur maximale pour une puissance de **892W**.

Une fois la température augmente (à partir de Avril où il fait chaud), un abaissement dans la puissance apparaisse quand la température atteint 47°C.

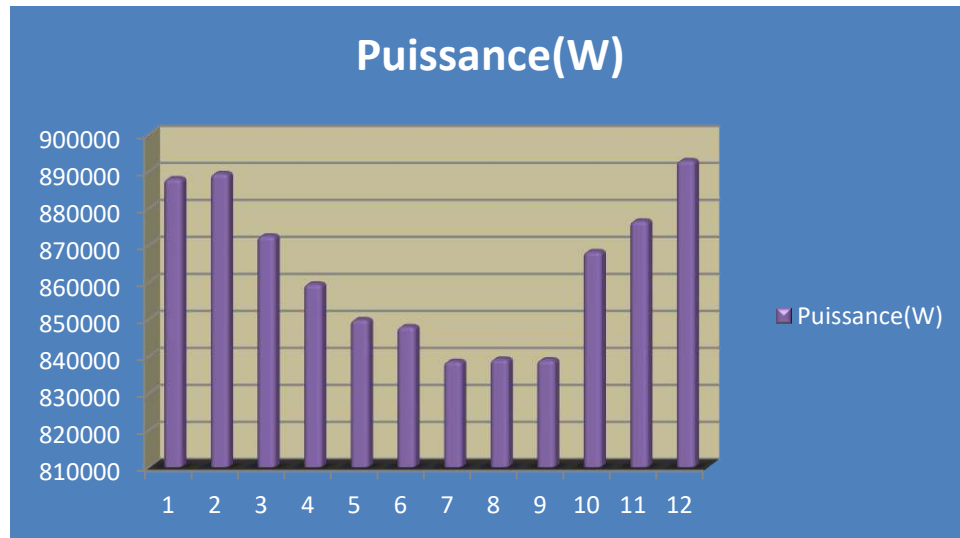


Fig. IV.2: Puissance du Moteur CAT 3512 pour l'année 2011

La figure IV.2 montre que le mois de Décembre présente les paramètres de fonctionnement optimaux qui correspondent à une température de 23,2 °C pour une puissance de **892W**.

IV. 1. 3. Variation de température au cours 10 années (2002-2011)

En comparant ce qui a précédé d'analyse des graphes du rendement et la puissance, on a étudié l'analyse de la diagraphie de la puissance d'après la température annuelle de (2002 à 2011), ce qui explique que les mois où la puissance du moteur idéale en considérant le mois janvier la plus froide la température a atteint (24,56 °C), et elle se ressemble d'un pourcentage variable en décembre de température (24,9 °C) .

On remarque qu'en juillet et août que la puissance a beaucoup diminuée et le fonctionnement du moteur est reculé par ce que la température a atteint son maximum (47,89 °C et 47,91 °C) par rapport aux autres mois. (Fig. IV.3)

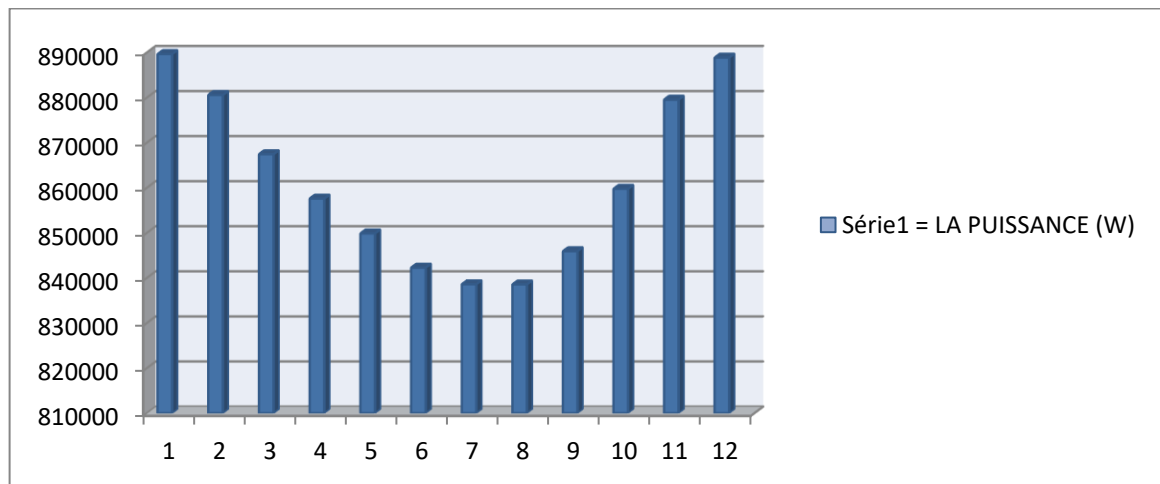


Fig. IV.3 : Puissance de Moteur CAT 35 12 pour la période (2002-2011)

Par conséquent ; d'après l'analyse précédente on peut conclure que l'augmentation excessive de la température est la cause essentielle de la diminution de la puissance et le rendement du moteur, ce qui signifie la perte d'énergie et la consommation plus de carburant pour le même régime de fonctionnement.

Pour cela ; pour rendre le moteur à son fonctionnement optimale pendant toute l'année; notre travail est basé sur les points suivants :

- ✓ Vérifier les paramètres thermodynamique et le bilan d'énergie du cas actuel.
- ✓ Étudier l'effet du coefficient de l'excès d'air sur les performances du moteur

IV.2. Vérification des performances du CAT3512 :

Après la vérification du bilan thermique du moteur **CAT 3512**, un code de calcul sur le logiciel MATLAB a été programmé suivant l'organigramme présenté par la figure IV.4. Ce programme est basé d'abord sur la détermination de la quantité exacte de la chaleur absorbé par le moteur, ainsi sur la recherche d'une valeur plus précise pour la chaleur spécifique à pression constante (C_p) au cours du cycle thermodynamique.

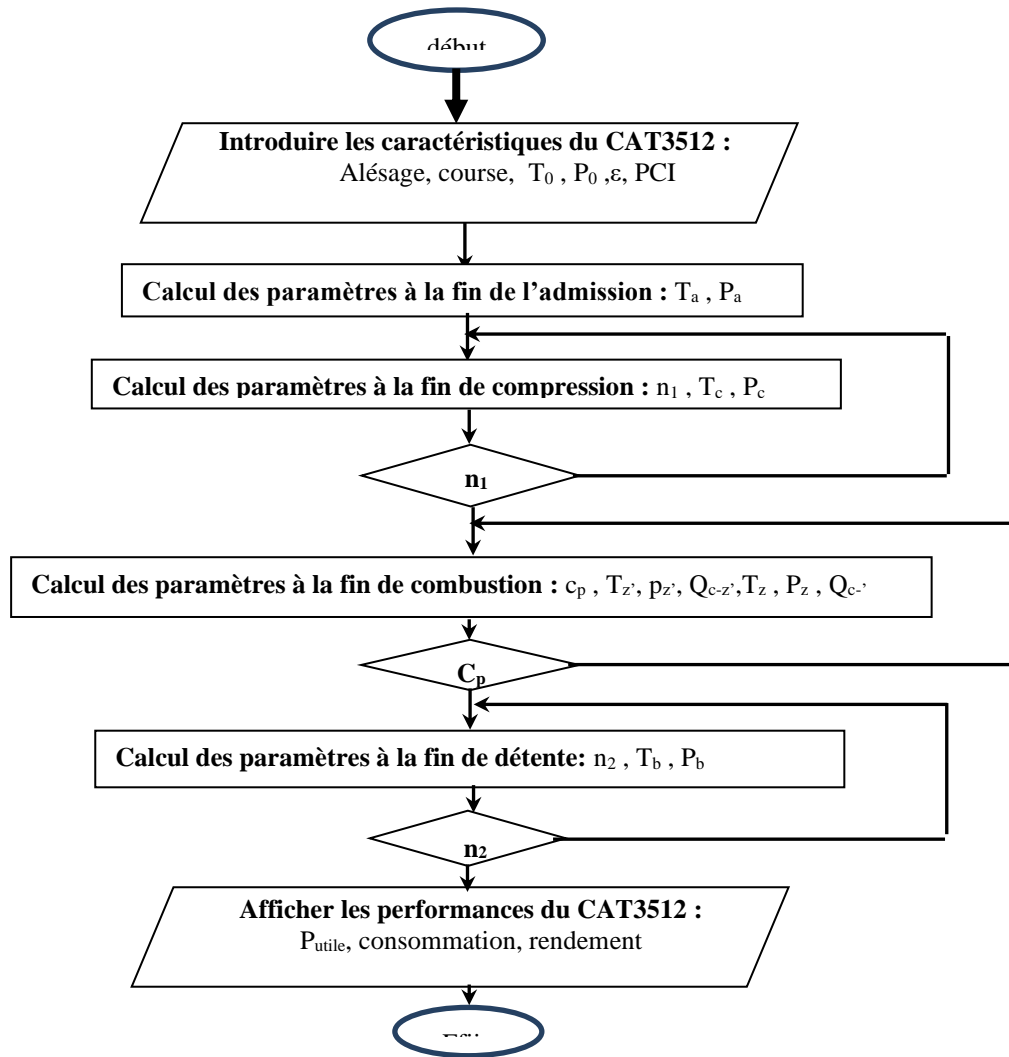


Figure IV. 4 : L'organigramme utilisé sur Matlab

Les tableaux IV.2 et IV.3 résument les résultats obtenus et comparés avec ceux du constructeur. En effet ce programme nous aide à faire une étude plus souple ultérieurement des paramètres influençant le fonctionnement du moteur.

IV. 3. Vérification des résultats et validation du programme :

Avant d'entamer l'interprétation des résultats obtenus, il est intéressant de signaler à l'hypothèse de base suivante :

« Afin de vérifier la crédibilité du code de calcul et de nos résultats on a comparé les valeurs obtenus avec ceux du constructeur, néanmoins on est besoin d'une configuration de référence, mais comme ses données spécifiques (P_i, T_i) durant le cycle ne sont pas disponible, on va supposer que les résultats obtenus à partir des calculs effectués dans les mémoires de fin d'études précédentes comme étant les mêmes apportées par le constructeur».

Le calcul thermique du moteur est pour raison de déterminer les paramètres thermodynamique et les performances du moteur aux conditions opératoires et vérifier si ce CAT3512 répond aux exigences du site ou non.

Tableau IV.1:Les données statiques du moteur CAT3512

Les données statiques du moteur CAT3512	
Alésage (D)	170 mm
Course (C)	190 mm
Nombre de cylinder (i)	12 en V
Cylindrée unitaire	4,31
Cylindrée total (ivh)	51,81
Taux de compression (ϵ)	14
Puissance mécanique	902,3 kw
Coefficient d'excès d'air (α)	1.8
le pouvoir calorifique du combustible (Hu)	42500 kj/kg.
Température ambiante (T_0)	27° c

Tableau IV.2: Calcule thermodynamique de pression & de température aux points essentiels du cycle

	Paramètres	Les valeurs du Calcules	Vérification sur Matlab
Admission	T_s : Température à la sortie du compresseur	437.5°K	437.5°K
	P_a : Pression en fin d'admission	2.35 bar	2.35 bar
	T_a : Température en fin d'admission	453.66°K	453.65°K
Compression	P_c : Pression vers la fin de compression	89.68 bar	89.68 bar
	T_c : Température vers la fin de compression	1236.7°K	1236.7°K
Combustion	T_z : Température maximale du cycle	2273°K	2183°K
	P_z : Pression maximale du cycle	161.42 bar	161.43 bar
Détente	T_b : Température en fin de détente	2150.2°K	2030.35°K
	P_b : Pression vers la fin de détente	11.5 bar	10.86 bar

Tableau IV.3: comparaison des performances obtenus avec ceux du constructeur (pour $T_0=40^\circ\text{C}$)



Spécifications Groupe Electrogène	
Puissance Minimale (N_e)	890 kW (1000kVA)
Consommation	297.8 L/hr
Débit d'Air d'Admission	100.4 m ³ /min
Débit des Gaz d'Echappement	260.8 m ³ /min
Spécifications calculé	
Puissance Minimale (N_e)	873.07 kW
Consommation calculée	153.04 g/kWh
Débit d'Air à l'admission	3475.4 Kg/h
Débit des Gaz à l'échappement	3609.1 kg/h

IV. 4. Comparaison entre les résultats calculés et les données de constructeur :

D'après l'étude effectuée sur les performances du moteur **CAT3512**, on peut dire que notre code de calcul est validé parce que les résultats obtenus sont acceptables, on constate une différence` entre les résultats de calcul et les valeurs de constructeur en particulier les valeurs concernant la puissance effective (N_e) et la consommation spécifique effective(g_e).

Ces différences sont dues aux condition de site et les approximations de calcul.

	Données du constructeur	Résultats trouves	ξ %
N_e [KW]	882,59	815,44	7,6
g_e [g/KWh]	197	211,65	6,92

**Tableau IV.4: Comparaison des performances obtenues avec ceux du constructeur
(pour $T_0=15^\circ\text{C}$)**

Chapitre V

Etude de l'influence de température et de l'excès d'air

A la lumière des résultats du chapitre précédent, l'objectif de cette phase est de rendre le moteur à son fonctionnement optimal pendant toute l'année, pour cela, notre travail est basé sur les points suivants :

- ✓ Maîtriser les paramètres thermodynamique qui donnent les meilleures performances du moteur.
- ✓ Étudier l'effet du coefficient de l'excès d'air sur les caractéristiques ((consommation , rendement et puissance)) du CAT3512.

V. 1. DIFFERENTS CAS ÉTUDIÉS:

V. 1. 1. Effet de température

Les figures V.1, V.2 et V.3 présentent l'évolution de température ambiante sur la consommation, la puissance utile et le rendement du moteur.

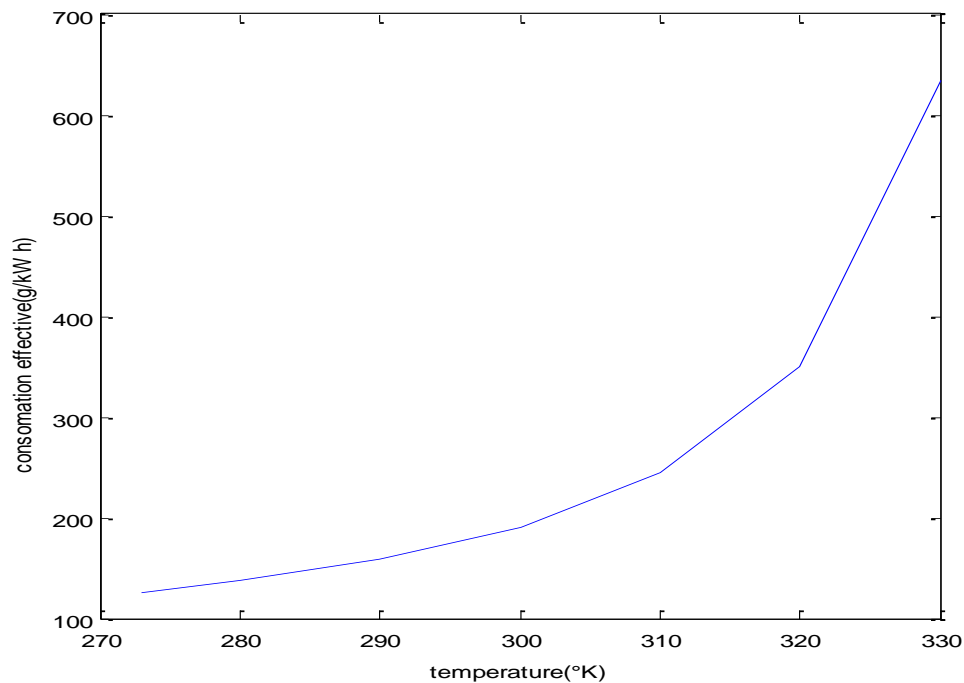


Fig.V. 1 : La variation de la consommation en fonction de température.

Selon la figure V.1 qui montre l'évolution de la consommation (en g/kW h) en fonction de température (en °K), on constate que si on augmente la température la consommation spécifique augmente aussi

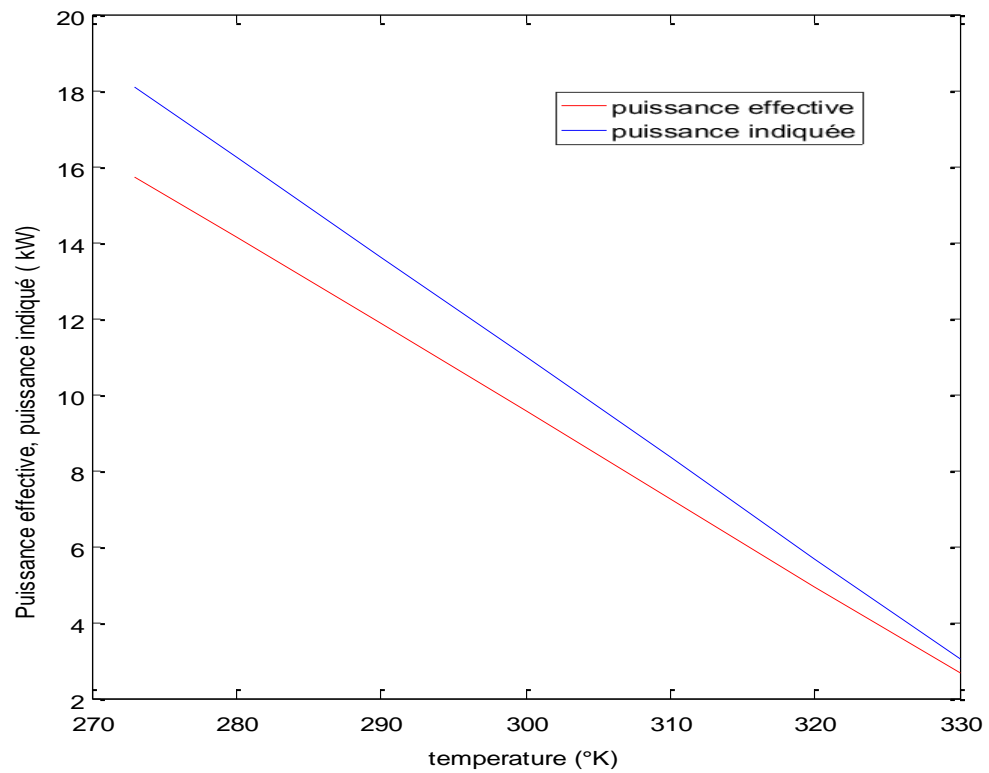


Fig.V.2 : La variation de la puissance effective et la puissance indiquée en fonction de température.

La diminution de la puissance utile avec l'accroissement de la température est clairement présentée dans la figure V.2, ceci est dû à l'excès de la consommation en combustible.

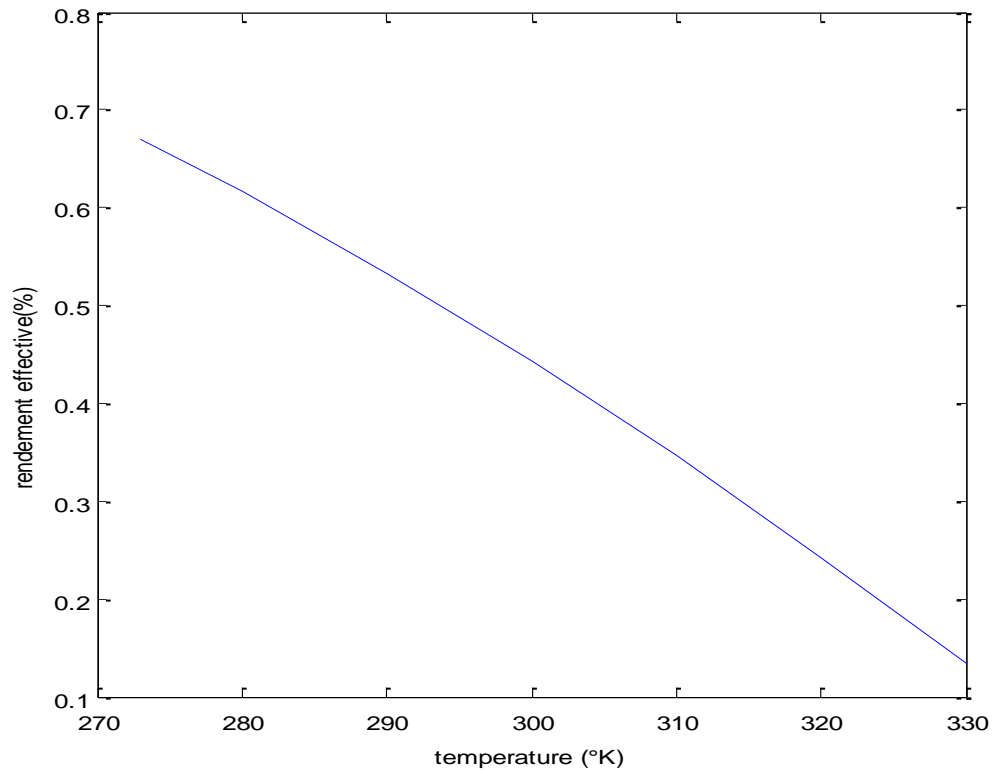


Fig.V.3 : la variation de rendement en fonction de température.

La figure V.3 montre comment impose la température sur la réduction du rendement, ceci est logique, parce que la consommation en carburant augmente avec la température pour la même valeur du travail produit par le moteur

V.1.2. Effet de Coefficient d'excès d'air :

Les figures V.4, V.5 et V.6 montrent comment varie les performances (consommation, la puissance utile et le rendement thermique) du moteur CAT3512 avec la valeur du coefficient d'excès d'air.

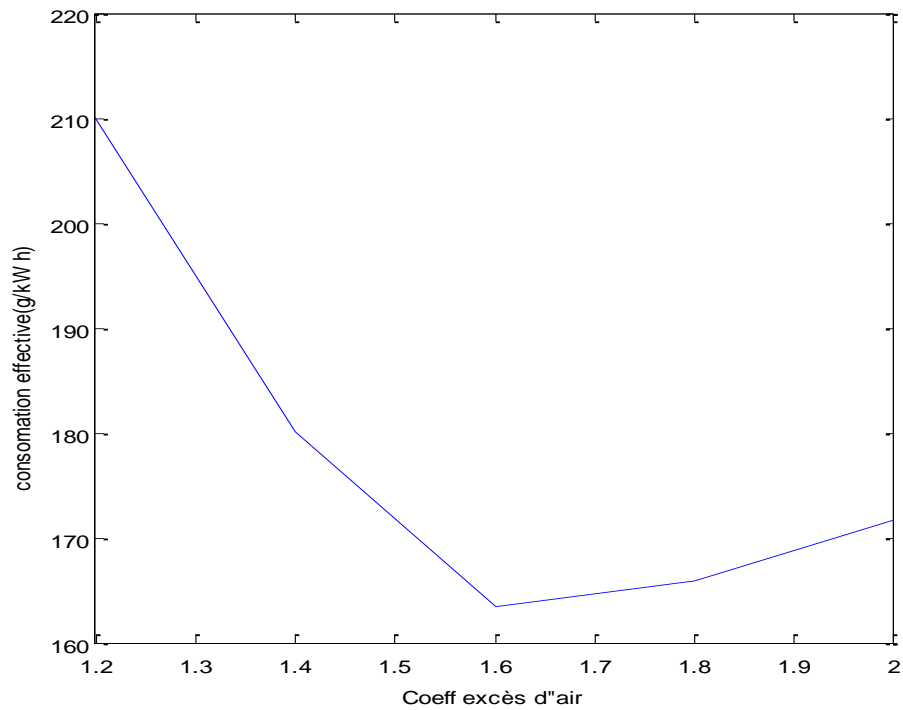


Fig.V. 4.a : La variation de la consommation en fonction du coefficient d'excès d'air à la température 300°K.

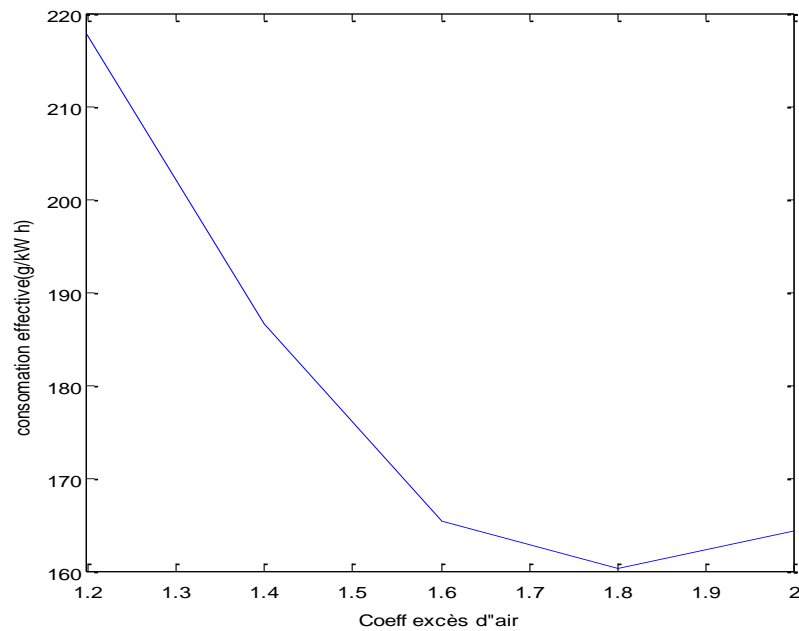


Fig.V. 4 .b: La variation de la consommation en fonction du coefficient d'excès d'air à la température 330°K.

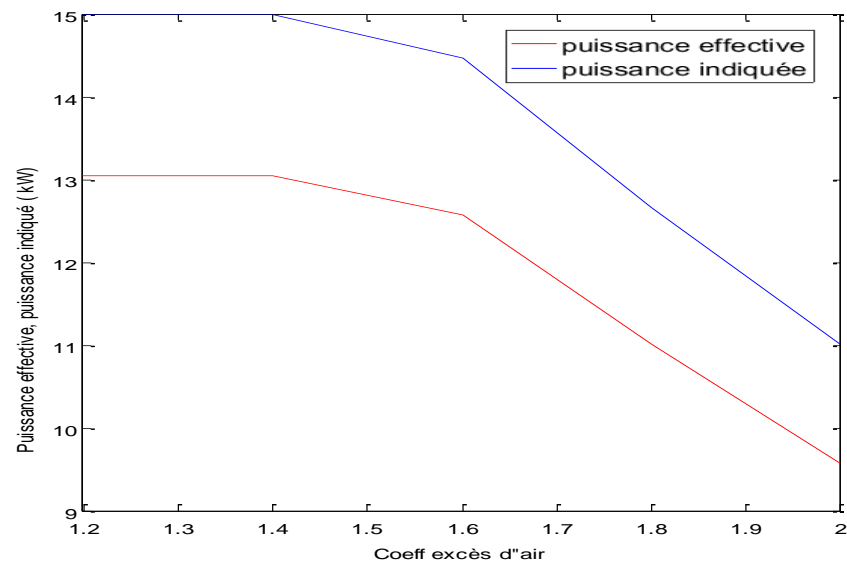


Fig.V. 5.a : La variation de la puissance effective et la puissance indiquée en fonction du coefficient d'excès d'air à la température 300°K.

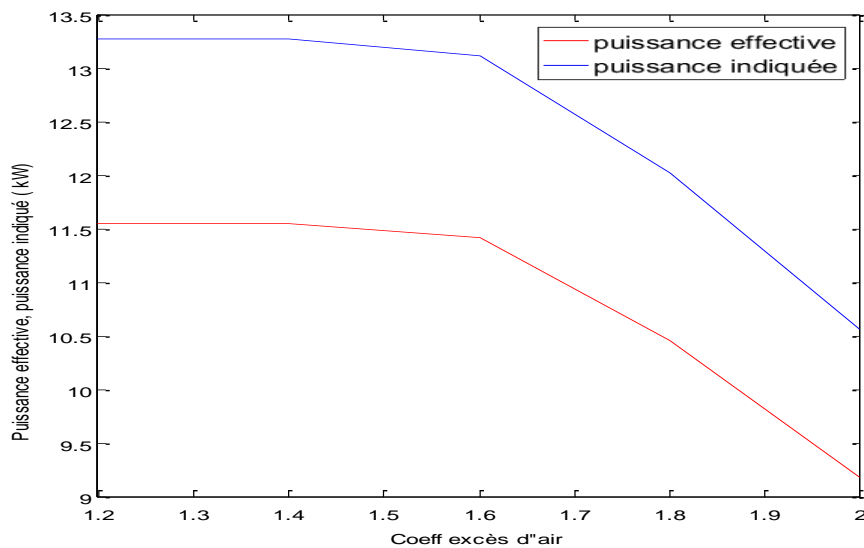


Fig.V. 5.b : La variation de la puissance effective et la puissance indiquée en fonction du coefficient d'excès d'air à la température 330°K.

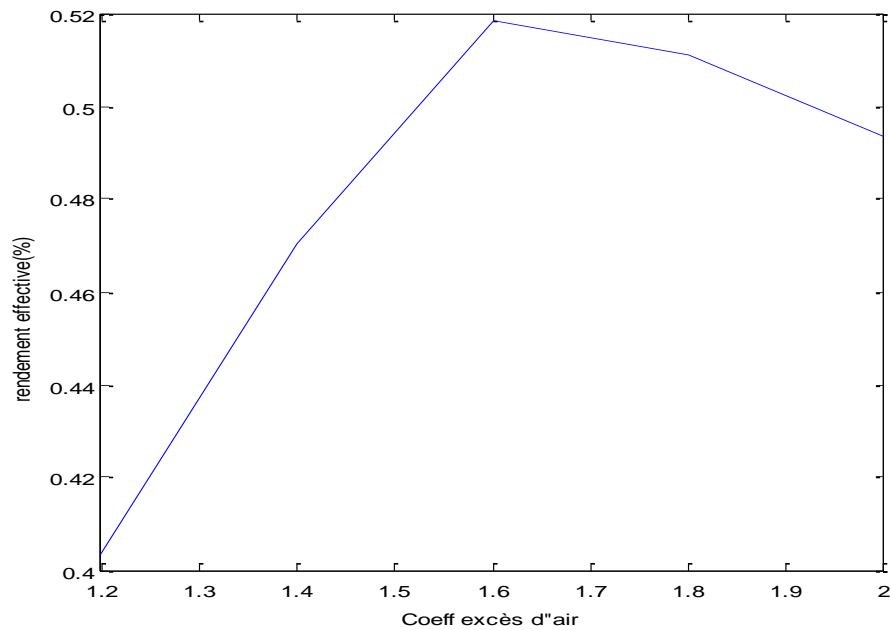


Fig.V.6.a : la variation de rendement en fonction de en fonction du coefficient d'excès d'air à la température 300°K.

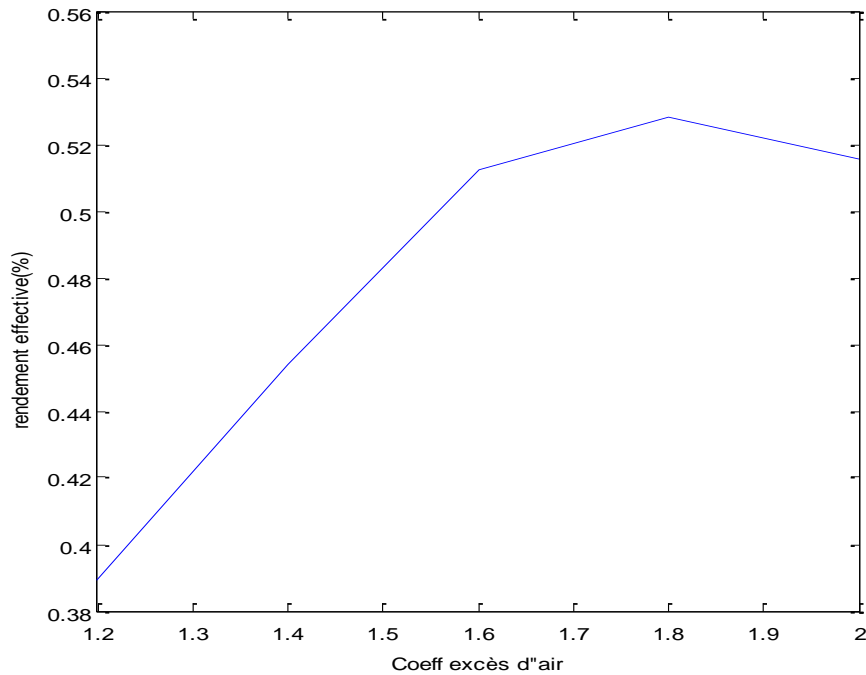


Fig.V.6.b : la variation de rendement en fonction de en fonction du coefficient d'excès d'air à la température 330°K.

La figure V.4. a & b présentent l'effet de coefficient de l'excès d'air sur la consommation, on remarque que pour $\alpha = 1.6$ on obtient une valeur optimale de consommation spécifique lorsque la température est 300°K et elle devient $\alpha = 1.8$ si la température ambiante sera 330°K.

La diminution de la puissance utile avec l'accroissement de coefficient de l'excès d'air, est présentée sur les figures V.5.a & b, cette diminution est à cause de la diminution de la température de la réaction de combustion.

L'évolution du rendement thermique avec le coefficient d'excès d'air est présentée sur la figure V.6.a & b. On constate que pour la température de travail ($T_0=300^\circ\text{K}$), la valeur optimale du coefficient d'excès d'air est pour $\alpha = 1.6$, cependant, si la température est 330°K la valeur sera $\alpha = 1.8$.

Le moteur CAT3512 est caractérisé par sa robustesse et sa fiabilité et la souplesse de manipuler. Néanmoins, l'élévation de température, surtout en été, provoque une perte remarquable sur le plan énergétique, c'est-à-dire entraîne une diminution des performances de moteur CAT3512 et par conséquent, une insuffisance dans le besoin énergétique du site.

L'étude de l'effet du coefficient d'excès d'air montre qu'il est intéressant d'augmenter le coefficient d'excès d'air afin de compenser les pertes d'énergie dues aux élévations de températures ambiantes au cours de l'année.

Conclusion

Bibliographie

Les moteurs diesels fournissent une énergie indispensable d'où leurs importances dans une installation de forage où ils offrent une puissance fiable pour les équipements de forages (pompe à boue, les applications rotatives, les tables de rotations, les treuils...) pour cela on utilise Le moteur CAT3512 qui est caractériser par sa robustesse et sa fiabilité et la souplesse de manipuler.

D'après l'étude que nous avons effectuée sur le moteur diesel CAT3512, nous pouvons retenir les conclusions suivantes :

- Les calculs des performances thermiques du moteur présentent une satisfaction avec les besoin énergétique du site.
- Au cours de la verification effectuée sur les caractéristiques du moteur, nous avons constaté que le code de calcul est satisfait pour assurer l'étude de l'évolution des conditions d'exploitation pour chercher les conditions de fonctionnement optimales.
- L'élévation de température, surtout en été, provoque une perte remarquable sur le plan énergétique, c'est-à-dire entraine une diminution des performances de moteur CAT3512 et par conséquence, une insuffisance dans le besoin énergétique du site.
- L'étude de l'effet du coefficient d'excès d'air montre qu'il est intéressant d'augmenter le coefficient d'excès d'air afin de compenser les pertes d'énergie dues aux élévations de températures ambiantes au cours de l'année.

Enfin, nous recommandons de faire une étude économique pour confirmer mieux le choix d'une telle valeur de coefficient d'excès d'air et pour apprécier mieux ce modeste travail.

Bibliographie

- [1] Site internet <https://www.avatacar.com/blog/mecanique-auto/les-differents-types-de-moteurs/>
le 05/03/2022 11 :16pm
- [2] **FRANCOIS MONCHY**, la fonction maintenance, EDITION MASSON,1996.
- [3] cours moteur thermique et conversion d'énergie 3^{eme} année MCP réalisée par **Dr.mohamed bouksani** (2019/2020)
- [4] **KALAKOUTSKI ET V.VOLKOV**, calcul thermique du diesel
- [5] fichiers de description de moteur Caterpillar 3512
- [6] **E.Bestcharov .S.Netchaev** calcule thermique de diesel , Boumerdes 1974
- [7] **Olivier P.**, COURS DE THERMODYNAMIQUE , I.U.T. de Saint-Omer Du/nkerque,2010-2011
- [8] Engineering Fundamentals of the Internat Combustion Engine **Willard W. Pulkrabek**
- [9] moteur diesel technologie général **Bernard Vieux** ; Edition Foucher paris 2003
- [10] **ZAHY SABEH** thèse de Doctorat de l'Institut National Polytechnique de Lorraine (Application `a un moteur diesel suralimenté` `a injection directe)20/12/2006
- [11] Site internet de l'entreprise CATERPILLAR www.CAT.com 15/April/2013
- [12] Document de l'entreprise ENTP (moteur CATHRPILLAR série 3500);

ملخص – تعتبر عملية التنقيب عن البترول من أهم الآليات الأساسية للرفع من القدرات الإنتاجية للمحروقات في الجزائر ومن

بين المنشآت الأساسية و المهمة في هذه العملية آلة الحفر التي بدورها تزود بالطاقة عن طريق محرك الديزل CATERPILLAR 3512 الذي يعتبر مصدر الأساسي في إنتاج الطاقة الكهربائية اللازمة لعمل آلة الحفر و المنشآت التابعة لها (الرافعة والمضخات و غيرها..), و هذا الجانب هو محل دراستنا هذه من خلال التطرق إلى العوامل المؤثرة في مردوده الطاقوي كحرارة الوسط الخارجي مثلا مما يؤدي إلى الضياع في الطاقة المنتجة للمحرك و عبر فرض حلول مناسبة للإنقاص من الضياع في الطاقة عبر تجريب حلول مناسبة لتعويض الطاقة الضائعة و ذلك برفع كمية الهواء المشاركة في معادلة الاحتراق لتحسين قدرة أداء محرك الديزل قصد ضمان الإنتاج الكامل و الأمتل لهاته الطاقة الكهربائية اللازمة لعمل آلة الحفر و المنشآت التابعة لها .

الكلمات الدالة : آلة الحفر, درجة الحرارة ، فعالية- مردوده الطاقوي, الإنقاص من الضياع في الطاقة, حلول - تحسين قدرة .

Summary - The process of oil exploration is considered one of the most important basic mechanisms for raising the production capacities of hydrocarbons in Algeria. Among the basic and important facilities in this process is the drilling machine, which in turn is supplied with energy through the CATERPILLAR 3512 diesel engine, which is the main source in the production of electrical energy needed for the work of the drilling machine and Its facilities (crane, pumps, etc.), and this aspect is the subject of our study by addressing the factors affecting its energy return, such as the heat of the external medium, for example, which leads to loss in the energy produced by the engine and by imposing appropriate solutions to reduce energy loss. By experimenting with appropriate solutions to compensate for the wasted energy by increasing the amount of air participating in the combustion equation to improve the capacity and performance of the diesel engine in order to ensure the full and optimal production of this electrical energy necessary for the work of the drilling machine and its affiliated facilities

Résumé – Le processus d'exploration pétrolière est considéré comme l'un des mécanismes de base les plus importants pour augmenter les capacités de production d'hydrocarbures en Algérie. Parmi les installations de base et importantes de ce processus se trouve la machine de forage, qui à son tour est alimentée en énergie par le diesel CATERPILLAR 3512. moteur, qui est la source principale dans la production d'énergie électrique nécessaire au travail de la machine de forage et de ses installations (grue, pompes, etc.), et cet aspect fait l'objet de notre étude en abordant les facteurs affectant son rendement énergétique , comme la chaleur du milieu extérieur, par exemple, qui entraîne une perte d'énergie produite par le moteur et en imposant des solutions appropriées pour réduire la perte d'énergie. En expérimentant des solutions appropriées pour compenser l'énergie perdue en augmentant la quantité de air participant à l'équation de combustion pour améliorer la capacité et les performances du moteur diesel afin d'assurer la production complète et optimale de cette énergie électrique nécessaire au travail de la foreuse et de ses installations affiliées .