

Université Kasdi Merbah Ouargla



*Faculté des hydrocarbures, des énergies renouvelables, science de la terre et de l'univers*

**Département de forage et mécaniques des chantiers pétrolier**

## **MEMOIRE**

**Pour obtenir le Diplôme de Master**

**Option : mécanique des chantiers pétroliers**

Réalisé Par :

**DAHOUI Abdelkader, DERRADJI Sami**

**-THEME-**

---

**étude et dimensionnement d'un moteur  
thermique type caterpillar 3512**

---

Soutenue le : 23/05/ 2016 devant la commission d'examen

**Jury :**

<b>Président :</b>	MECIBAH ILYES	UNIV-OUARGLA
<b>Examineur :</b>	BOUKESSANI MOHAMED	UNIV-OUARGLA
<b>Encadreur :</b>	REZAIGUIA YAMINA	UNIV-OUARGLA

# Remerciements

*Nous adressons nos vifs remerciements à notre promotrice « REZAIGUIA Yamina », chargé du suivi de notre travail pour voir diligenté tout au long de ce travail, pour sa compréhension, sa patience, sa compétence, et ces remarques précieuses.*

*Nous tenons aussi à exprimer nos profonds remerciements aux membres de jury qui nous feront l'honneur de juger notre travail, et à nos enseignants de l'université d'Ouargla, pour leurs aides et orientations durant nos études,*

*On remercie aussi :*

*Tous les étudiants, spécialement promotion 2016.*

*Tous ceux qui nous ont aidés de près ou de loin*

*À l'élaboration de ce travail*

*Merci encore à tous....*

*Abdelkader & Sami*



# Sommaire

<b><u>Introduction</u></b> .....	1
----------------------------------	---

## **Chapitre I : Généralité sur le moteur diesel**

<b>I-1--Historique de moteur Diesel</b> .....	2
<b>I-2-Classification des moteurs à combustion interne</b> .....	2
<b>A- Le mode de fonctionnement</b> .....	2
<b>B- Le mode de remplissage du cylindre</b> .....	2
<b>C- Le type de combustible</b> .....	2
<b>D- Suivant le cycle adopté</b> .....	2
<b>E- Le mode d'allumage</b> .....	2
<b>F- La formation de mélange</b> .....	2
<b>G- Le cycle de fonctionnement</b> .....	2
<b>H- La disposition du cylindre</b> .....	2
<b>I- La vitesse du piston</b> .....	2
<b>J- La disposition des soupapes</b> .....	2
<b>I-3-Cycle à quatre temps de moteur Diesel</b> .....	3
<b>I-3-1- Cycle théorique</b> .....	3
<b>I-3-2- Cycle réel</b> .....	5
<b>I-4-Avantages et inconvénients du moteur Diesel</b> .....	8

## **CHAPITRE II : Description d'un moteur CAT 3512 :**

### **II--Etude de moteur Diesel CATER PILLAR 3512**

<b>II-1-1-Description et principe de fonctionnement .....</b>	<b>9</b>
<b>II-1-2-Description organique du moteur Caterpillar.....</b>	<b>10</b>
<b>A- les organes fixes .....</b>	<b>10</b>
<b>1-Le bloc cylindre.....</b>	<b>10</b>
<b>2- Culasse .....</b>	<b>11</b>
<b>3- Le joint de culasse .....</b>	<b>12</b>
<b>4- Les carters .....</b>	<b>12</b>
<b>B- Les organes mobiles .....</b>	<b>13</b>
<b>1- Le piston .....</b>	<b>13</b>
<b>2- La bielle .....</b>	<b>14</b>
<b>3- Les coussinets .....</b>	<b>14</b>
<b>4- L'arbre moteur .....</b>	<b>15</b>
<b>5- L'arbre à cames .....</b>	<b>15</b>
<b>6- Les soupapes .....</b>	<b>16</b>
<b>7- Les culbuteurs .....</b>	<b>17</b>
<b>II-1-3-Etude des circuits et les systèmes .....</b>	<b>17</b>
<b>A- Circuit d'air et d'échappement .....</b>	<b>17</b>
<b>B- Circuit de refroidissement.....</b>	<b>19</b>
<b>C- Circuit de lubrification .....</b>	<b>20</b>
<b>D- Circuit d'alimentation en carburant.....</b>	<b>22</b>
<b>E. Système d'injection.....</b>	<b>23</b>

## **Chapitre III : Calcul thermique et mecanique :**

<b><u>III.1. Données du moteur cat 3512</u></b> .....	25
<b><u>III.2. Calcul thermique</u></b> .....	26
<b>III.2.3. phase d'échappement et admission</b> .....	28
<b>III.2.4. La phase compression</b> .....	29
<b>III.2.5. Phase combustion</b> .....	30
<b>III.2.6. La phase de détente</b> .....	31
<b>III.2.7. Performances du moteur</b> .....	34
<b>III.2.7.1. Pression moyenne indiquée</b> .....	34
<b>III.2.7.2. Rendement indiqué</b> .....	34
<b>III.2.7.3. Consommation spécifique indiquée</b> .....	34
<b>III.2.7.4. Pression moyenne effective</b> .....	34
<b>III.2.7.5. Rendement effectif</b> .....	34
<b>III.2.7.6. Consommation spécifique effective</b> .....	35
<b>III.2.7.7. Puissance effective</b> .....	35
<b>III.2.7.7. Alésage du moteur</b> .....	35
<b>III.2.7.8. Course du piston</b> .....	35
<b>III.2.7.9. La vitesse moyenne du piston</b> .....	36
<b>III.2.7.10. Cylindrée totale du Diesel</b> .....	36
<b>III.2.7.11. Débit du combustible</b> .....	36
<b>III.2.7.12. Débit d'air</b> .....	36
<b>III.2.7.13. Débit d'oxygène</b> .....	36
<b>III.2.7.14. Quantité des gaz d'échappement</b> .....	36
<b>III.2.7.15. Puissance au filtre de cylindre</b> .....	36

**III.2.7.16. Puissance par unité de surface du piston..... 37**

**III.2.9. Conclusion.....37**

### **III.3 Calcul mécanique :**

**III.3.1. détermination des forces agissantes dans le moteur Diesel pendant un cycle complet .....38**

**III.3.2. Calcul de vérification à la résistance .....40**

**III.3.2.1. Calcul de résistance de la bielle au flambage .....40**

**III.3.2.2. Calcul du piston .....44**

**III.3.2.3. Calcul des segments .....46**

**III.3.2.4. Calcul de vérification de la chemise.....47**

## **Liste des tableaux :**

<b>I-2-Classification des moteurs à combustion interne .....</b>	<b>2</b>
<b>I-4-Avantages et inconvénients du moteur diesel.....</b>	<b>8</b>
<b>III.2.8.Tableau :comparaison entre les résultats calculées et les données de constructeur.....</b>	<b>37</b>

## Liste des figures

<b>Fig. I.1 : diagramme de cycle mixte (cycle de Sabathé).....</b>	<b>5</b>
<b>Fig. I.2 : cycle réel.....</b>	<b>7</b>
<b>Fig. I.3 : Diagramme de cycle réel.....</b>	<b>7</b>
<b>Fig. II.1: Bloc-moteur V12.....</b>	<b>11</b>
<b>Fig. II.2.a: Culasse d'un moteur.....</b>	<b>11</b>
<b>Fig. II.2.b : Montage de culasse sur le moteur.....</b>	<b>12</b>
<b>Fig. II.3 : Le joint de culasse d'un moteur CAT.....</b>	<b>12</b>
<b>Fig. II.4 : Piston d'un moteur CAT.....</b>	<b>13</b>
<b>Fig. II.5: Bielle d'un moteur CAT.....</b>	<b>14</b>
<b>Fig. II.6 : Coussinet d'un moteur CAT.....</b>	<b>14</b>
<b>Fig. II.7 : Vilebrequin ou Arbre manivelle d'un moteur CAT.....</b>	<b>15</b>
<b>Fig. II.8 : Arbre à cames d'un moteur CAT.....</b>	<b>16</b>
<b>Fig. II.9 : soupape d'un moteur CAT.....</b>	<b>17</b>
<b>Fig. II.10 : Circuit d'admission et circuit d'échappement.....</b>	<b>18</b>
<b>Fig. II.11 : circuit de refroidissement.....</b>	<b>20</b>
<b>Fig. II. 12 : circuit de lubrification.....</b>	<b>21</b>
<b>Fig. II.13 : circuit d'alimentation en carburant.....</b>	<b>23</b>
<b>Fig. II.14 : injecteur pompe.....</b>	<b>24</b>
<b>Fig. III . 1 : cycle réel d'un moteur diesel suralimenté.....</b>	<b>28</b>
<b>Fig .III.2 :Schéma simplifié du piston / bielle.....</b>	<b>39</b>
<b>Fig. III.3.Profil de la section transversale du corps de la bielle.....</b>	<b>40</b>
<b>Fig. III.4.Calcul de la contrainte dans le plan d'oscillation.....</b>	<b>42</b>
<b>Fig. III.5. Calcul de la contrainte dans le plan d'encastrement .....</b>	<b>42</b>



## Liste des symboles:

$C_{vmc}$  : Chaleur spécifique moyenne aux points(c)

$C_{vmz}$  : Chaleur spécifique moyenne aux points (z)

$D$  : L'alésage de piston

$D_{int}$  : Diamètre intérieur de piston

$d_c$  : Diamètre des orifices,

$E$  : Module d'élasticité pour une fonte alliée.

$F_a$  :Force d'inertie alternative

$G_{air}$  : Débit d'air

$G_{comb}$  : Débit du combustible

$G_{gaz}$ : Quantité des gaz d'échappement

$G_{O_2}$ : Débit d'oxygène

$g_e$ : Consommation spécifique effective

$g_i$ : Consommation spécifique indiquée

$h_j$  :La hauteur de la jupe du piston

$I$  : Le moment d'inertie.

$K$  : coefficient qui dépend de la nature du métal utilisé

$M_1$ : Quantité de charge fraîche

$M_2$ : Quantité des produits de combustion

$m_a$  : La masse réduite de l'ensemble piston bielle.

$m_b$  : La masse de la bielle reportée à  $1\text{ cm}^2$

$m_p$  : La masse du piston reportée à  $1\text{ cm}^2$  de l'air de piston.

N : vitesse de rotation du vilebrequin

N1: Puissance au litre de cylindrée

Ne: Puissance effective

n2 : Exposant poly tropique de détente

$n$  : Nombre des orifices d'huile

n: Nombre de cylindre

P0: Pression de l'air ambiant

Pl: Puissance au litre de cylindrée

Pa : Pression en fin d'admission

Pc : Pression vers la fin de compression

$p_c^i$  :pouvoir calorifique

Pe : .pression moyenne effective

Pi: Pression moyenne indiquée

Pmi : Pression moyenne indiquée

Ppis: Puissance par unité de surface du piston

Pr: Pression vers la fin de détente

Ps: Pression de suralimentation

Pz : Pression maximal du cycle

$P_z$  : Pression des gaz

$r_i$  : Rayon intérieur du fond du piston

S : La course de piston

$S_{o/t}$  : Différence entre les jupes des segments.

$S_n$ : Exposant poly tropique du compresseur

$T_0$ : Température de l'air ambiant

$T_b$ : Température enfin de détente

$T_c$  : Température vers la fin de compression

$T_r$  : Température des gaz résiduels

$T_s$ : Température à la sortie du compresseur

$T_z$ : Température maximal du cycle

$t$  : Epaisseur radiale du segment

$\Delta t$  : Le jeu radial du segment dans la rainure du piston

$V_h$  : Cylindrée unitaire du moteur

$\varepsilon$  : Taux de compression

$\alpha$  : Coefficient d'accès d'air

$\mu_{air}$  : Masse molaire d'air

$\beta_0$ : Coefficient de variation molaire théorique

$\beta$  : Coefficient de variation molaire réel

$\gamma_r$ : Coefficient de gaz résiduel

$\eta_v$  : Coefficient de remplissage

$\lambda$  : Taux d'augmentation de la pression

$\beta_z$ : Coefficient de variation molaire réel

$\xi_z$ : Coefficient d'utilisation de chaleur

$\rho$ : Coefficient de détente préalable

$\delta$  : coefficient de détente postérieur

$\varphi$  : Coefficient empirique de correction du cycle

$\eta_i$ : Rendement indiqué

$\rho_s$  : La masse spécifique de l'air d'admission

$\eta_m$  : Rendement mécanique,

$\eta_e$ : Rendement effectif

$\tau$  : nombre de temps du moteur

$\lambda$  : Est le rapport de la longueur de la manivelle à la longueur de la bielle

$\beta$ : L'angle de la bielle avec l'axe de cylindre.

$\mu$  : Etant le coefficient de réduction de la bielle.

$\delta_f$  : Epaisseur minimum du fond

$\delta_p$  : Epaisseur minimum de la paroi de piston

## **Introduction**

Le forage est un procédé primordial afin d'extraire le pétrole, celui-ci exige des installations importantes afin d'assurer un environnement de travail sûr et efficace.

Parmi les équipements utilisés en site le moteur diesel CATERPILLAR 3512 qui est exploité comme étant un groupe de forces 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.

Ce présent mémoire consiste à étudier un type des moteurs de la famille CATER PILLAR de type « 3512 ». On a commencé par l'étude générale du moteur diesel ensuite la description du moteur Caterpillar en faisant le tour d'horizon sur différents organes et circuits de système. Et finalement nous avons fait le calcul thermique et mécanique qui nous a permis de vérifier les caractéristiques du moteur et la résistance de certaines pièces.

**I-1-Historique de moteur Diesel : [1]**

Le moteur diesel doit son nom à son inventeur, l'ingénieur allemand RODULF DIESEL né le 18 mars 1858 à Paris, qui en 1893 publia après de longues études un ouvrage intitulé « **théories et construction thermique rationnel** ».

Dans cet ouvrage RODULF DIESEL qui avait l'idée de réaliser un moteur dont le cycle se rapproche de cycle de Carnot. Il a présenté ce nouveau moteur comme un moteur à combustion interne dont lequel était utilisé la chaleur due à la compression de l'air pour provoquer l'allumage du combustible.

RUDOLF DIESEL passionné de mécanique a obtenu différents brevets dont un en particulier en 1892, intitulé « **procédés pour produire de la force motrice en faisant brûler un combustible** ».

RODULF DIESEL a mis au point le premier moteur à allumage par compression, en faisant comprimer de l'air à l'intérieur du cylindre et on obtient une haute température de l'air suffisante pour enflammer un combustible finement pulvérisé. Actuellement les progrès réalisés surtout dans l'injection mécanique font ressortir que les moteurs Diesel sont utilisés de plus en plus tant dans l'industrie des centrales électriques, dans les bateaux et sur les routes.

**I-2-Classification des moteurs à combustion interne : [2]**

Malgré la diversité des moteurs à combustion interne, on les classe suivant :

**Tableau des classification des moteur à combustion interne :**

<b><u>A- Le mode de fonctionnement :</u></b> <ul style="list-style-type: none"> <li>➤ Moteur à piston alternatif.</li> <li>➤ Moteur à turbine.</li> <li>➤ Moteur mixte (piston libre à turbine).</li> </ul>	<b><u>B - Le mode de remplissage du cylindre :</u></b> <p>On distingue :</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>➤ Moteur non suralimenté.</li> <li>➤ Moteur suralimenté</li> </ul>
<b><u>C- Le type de combustible :</u></b> <ul style="list-style-type: none"> <li>➤ Moteur à combustion légère (essence).</li> <li>➤ Moteur à combustion lourde (gas-oil).</li> <li>➤ Moteur à gaz (GPL).</li> </ul>	<b><u>D - Suivant le cycle adopté :</u></b> <ul style="list-style-type: none"> <li>➤ Moteur à quatre temps.</li> <li>➤ Moteur à deux temps.</li> </ul>
<b><u>E- Le mode d'allumage :</u></b> <ul style="list-style-type: none"> <li>➤ Moteur à allumage par compression.</li> <li>➤ Moteur à allumage commandé.</li> </ul>	<b><u>F- La formation de mélange :</u></b> <ul style="list-style-type: none"> <li>➤ Moteur à carburateur.</li> <li>➤ Moteur à injection.</li> </ul>

<p><b><u>G - Le cycle de fonctionnement :</u></b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>➤ Moteur à combustion à volume constant (cycle OTTO).</li> <li>    Moteur à combustion à pression constante (cycle Diesel).</li> <li>➤ Moteur à combustion à volume constant pris à pression constante (mixte).</li> </ul>	<p><b><u>H - La disposition du cylindre :</u></b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>➤ Moteur à cylindres en ligne (L).</li> <li>➤ Moteur à cylindres en vé (V).</li> <li>➤ Moteur à cylindres en W.</li> <li>➤ Moteur à cylindres en X.</li> <li>➤ Moteur à plat.</li> <li>➤ Moteur à cylindres en H.</li> <li>➤ Moteur à pistons opposés.</li> <li>➤ Moteur en étoile.</li> </ul>
<p><b><u>I - La vitesse du piston :</u></b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>➤ Moteur lent.</li> <li>➤ Moteur semi rapide.</li> <li>➤ Moteur rapide.</li> </ul>	<p><b><u>J - La disposition des soupapes :</u></b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>➤ Arbre à cames en tête et soupapes en tête.</li> <li>➤ Arbre à cames latéral et soupapes culbuteurs, Arbre à cames latéral et soupapes latérales.</li> </ul>
<p style="text-align: center;"><b><u>K-Le mode de refroidissement:</u></b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>➤ Refroidissement par eau et par air.</li> </ul>	

### **I-3-Cycle à quatre temps de moteur Diesel: [3]**

C'est l'ensemble des évolutions que subit une même masse d'air depuis son entrée dans le cylindre jusqu'à sa sortie dans l'atmosphère, avec une variation de volume, de pression, et de température.

Les quatre temps correspondent à une rotation de vilebrequin égale à  $720^\circ$ , soit deux tours de vilebrequin.

Dans ce cycle nous avons les phases suivantes :

**I-3-1-Cycle théorique :** la (Fig. I.1) représente les quatre temps suivants :

#### **1<sup>er</sup> temps : Admission (SA ouverte ; SE fermée)**

Le piston est au PMH et va se déplacer vers PMB aspirant de l'air frais pour remplir le cylindre ; c'est la course d'aspiration qui dure depuis le PMH jusqu'au PMB soit  $\frac{1}{2}$  tour de vilebrequin qui est égale à  $180^\circ$ . Cette évolution a lieu à la pression atmosphérique (1,01325bars).

**2<sup>ème</sup> temps : Compression : (SA fermée ; SE fermée)**

Le piston se déplaçant de PMB vers PMH comprime l'air frais qui se trouve emprisonné dans le cylindre à une pression de l'ordre de 35 à 40 bars ce qui le porte à une température voisine de 500 à 600°C.

**3<sup>ème</sup> temps : - Injection – Combustion – Détente (SA fermée ; SE fermée)**

Le piston est au PMH, l'air comprimé puis porté à haute température, on injecte de gas-oil finement pulvérisé dans la chambre de combustion. La pression d'injection doit être supérieure à la pression régnant alors dans le cylindre pour permettre l'introduction de combustible.

La pression varie suivant le type de moteur qui est entre 80 et 250 bars et même plus dans certains moteurs Diesel marins. L'injection est progressive et dure 15/100 environ de la course du piston soit 25° à 30° de rotation de vilebrequin.

Au contact de l'air comprimé à température élevée, le combustible s'enflamme de lui-même. La température d'inflammation du gas-oil étant voisine de 300°C, donc inférieure à celle de l'air contenu dans le cylindre.

Il s'enflamme spontanément à mesure qu'il est injecté. Néanmoins, un certain temps mesurable s'écoule entre le début de l'injection et le début de combustion. Cet intervalle est connu sous le nom de « délai d'allumage ».

Les gaz augmentent de volume, leur détente chasse le piston vers le PMB. Le vilebrequin reçoit de l'énergie durant toute cette course : **c'est le temps moteur.**

Au moment de la combustion la pression des gaz atteint 50 à 100 bars ; la température est alors de l'ordre de 1800 à 2000°C.

**4<sup>ème</sup> temps : Echappement (SA fermée ; SE ouverte)**

La soupape d'échappement s'ouvre, il s'ensuit une retombée instantanée de pression ensuite les gaz brûlés sont chassés par le piston qui remonte vers le PMH. La température est tombée à 500°C environ, la soupape d'admission s'ouvre et le cycle recommence.



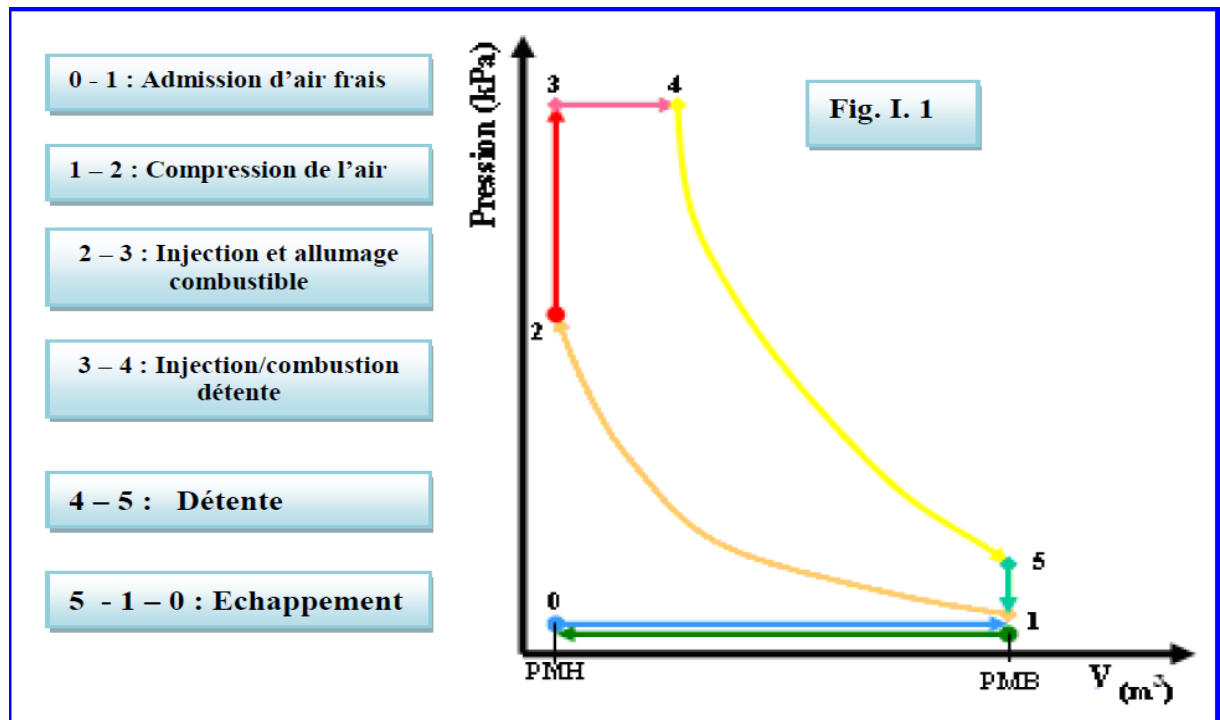


Fig. I.1 : diagramme de cycle mixte (cycle de sabathé)

### I-3-2-cycle réel:

En pratique le cycle réel présente les quatre distinctions suivantes par rapport au cycle idéal ;(Fig.I.2)

#### 1- 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.

#### 2- 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.

**3- 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.

**4- 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.

La comparaison avec le digramme théorique fait ressortir un certain nombre de différences provenant de l'énergie de l'air qui diminue le remplissage, du délai d'allumage et des contre-pressions à l'échappement.

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 AA).

On obtient ainsi le diagramme de la figure.

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

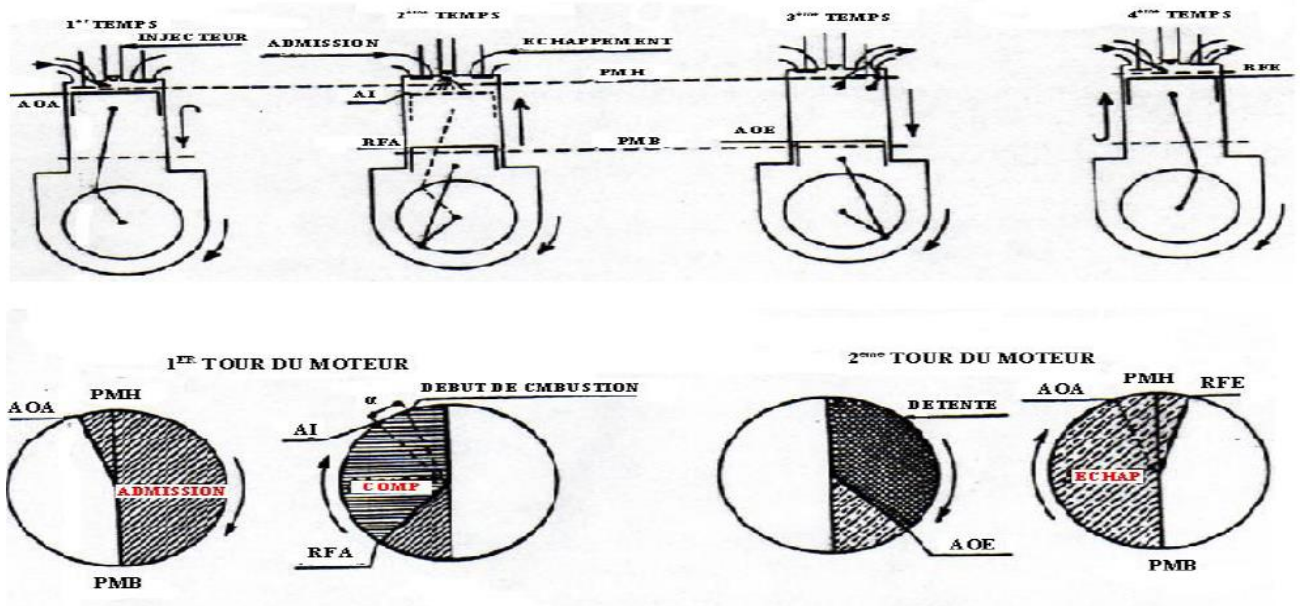


Fig. I.2 : cycle réel

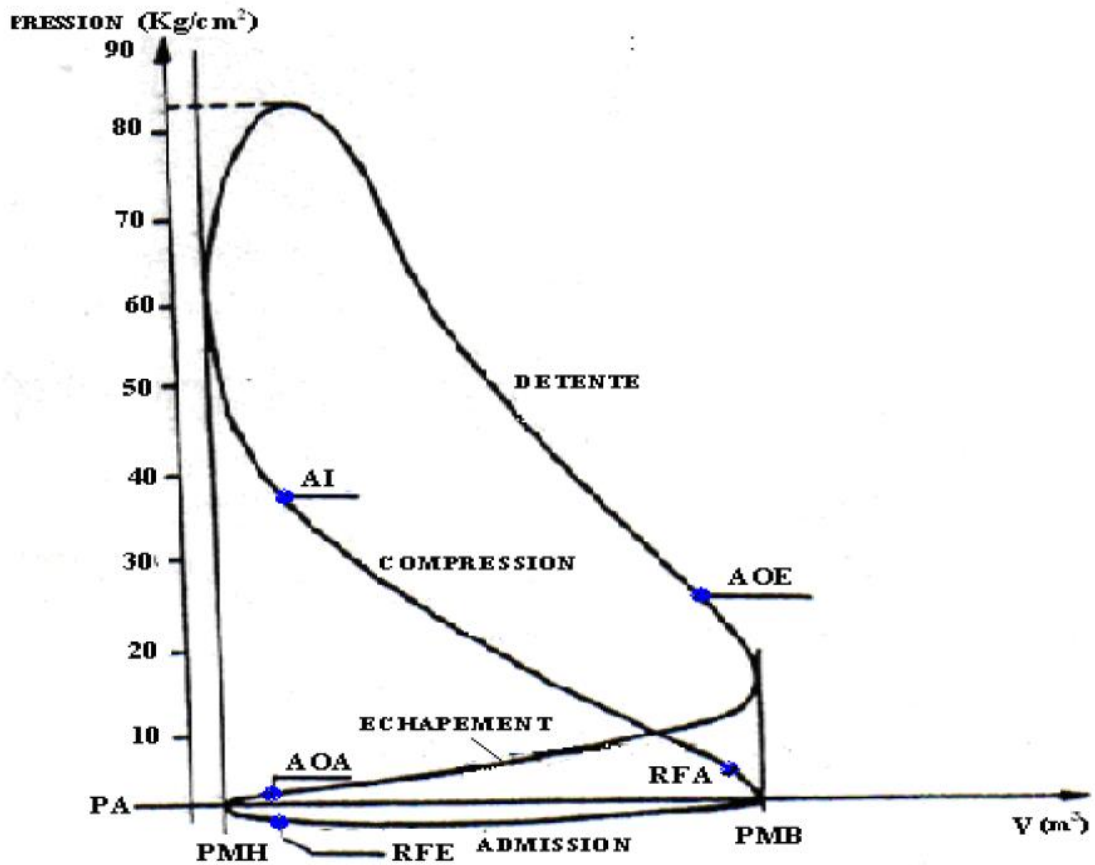


Fig. I.3 : Diagramme de cycle réel

**I-4-Avantages et inconvénients du moteur diesel : [1]****Tableau des Avantages et inconvénients du moteur diesel :**

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

**II-1-Etude de moteur Diesel CATER PILLAR 3512 : [4]****II-1-1-Description et principe de fonctionnement :**

Le moteur CAT 3512 en v est un moteur Diesel à quatre temps à injection directe suralimentée par deux turbocompresseurs qui tournent à une vitesse de 45000 à 60000 tr/mn.

Chaque culasse comporte deux soupapes d'admission et deux soupapes d'échappement. L'arbre à came actionne mécaniquement les culbuteurs et les soupapes par l'intermédiaire de poussoirs. Le gas-oil est injecté directement dans le cylindre. Un régulateur électrique et un mécanisme de commande contrôle le débit de la pompe d'injection afin de maintenir le régime moteur choisi par l'opérateur. La pompe d'injection combine le dosage et le pompage de gas-oil qui est acheminé aux injecteurs (un par cylindre). L'avance automatique du calage assure une injection optimale sur toute plage de régime moteur. L'air d'admission est filtré par le filtre à air. L'air est comprimé par le turbocompresseur avant de pénétrer dans les cylindres. Le turbocompresseur est entraîné par les gaz d'échappement du moteur. Le moteur est suralimenté et inter refroidi. Le liquide de refroidissement du refroidisseur est mis en circulation par la pompe à eau dans le bloc cylindres.

**La 1<sup>ère</sup> phase :**

Est celle d'admission qui fait introduire de l'air frais dans le cylindre par l'intermédiaire des soupapes d'admission ouvertes.

**La 2<sup>ème</sup> phase :**

Fait comprimer l'air à une pression de 30 à 40 bars se trouvant emprisonné dans le cylindre par l'intermédiaire de la montée de piston. Cette compression brutale engendre une température de l'air de 500°C.

**La 3<sup>ème</sup> phase :**

Fait injecter du gas-oil sous forme de brouillard dès que le piston est au voisinage de PMH. Au contact de l'air surchauffé, le gas-oil s'enflamme spontanément.

**La 4<sup>ème</sup> phase :**

Entre en action et provoque une augmentation de volume des gaz qui chasse violemment le piston vers le PMB. Le volant reçoit de l'énergie durant cette phase pour franchir et vaincre les temps résistants.

### **La 5<sup>ème</sup> phase :**

Est celle d'échappement qui fait chasser les gaz brûlés vers l'atmosphère par l'intermédiaire des soupapes d'échappement ouvertes.

### **Remarque :**

Le dosage en air frais doit être maximum pour obtenir une bonne combustion du mélange air + gas-oil.

La pression d'injection est de l'ordre de 196 à 238 bars. Le nez de l'injecteur possède 9 orifices de pulvérisation. La surface du piston a une forme cardioïde (forme chapeau mexicain). Cette forme permet à l'air de tourbillonner ce qui assure un mélange homogène air + gas-oil.

Au moment de la combustion la pression des gaz atteint 50 à 100 bars ; la température des gaz de combustion atteint 1800 à 2000 °c.

Donc, l'efficacité du système de refroidissement doit être indemne de toutes anomalies.

## **II-1-2-description organique du moteur Caterpillar : [4]**

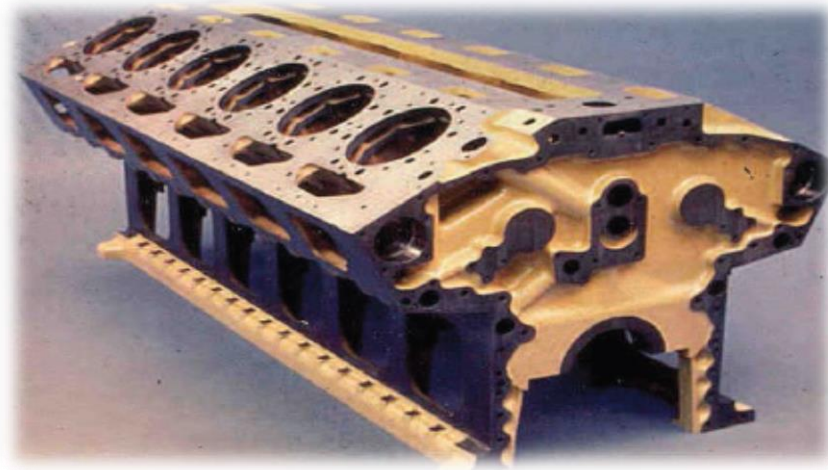
### **A -les organes fixes :**

#### **1-Le bloc cylindre (fig. II. 1) :**

C'est la pièce maîtresse de moteur. Il est généralement coulé en fonte d'une seule pièce. Les cylindres peuvent être usinés ou évidés pour recevoir les chemises. Une circulation d'eau assure leur refroidissement.

Le bloc cylindre doit remplir plusieurs fonctions :

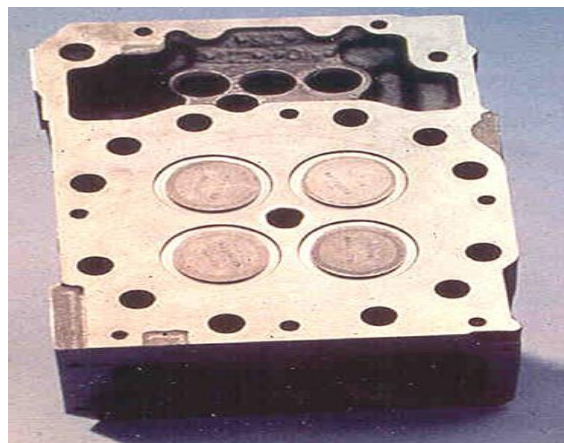
- Résister à la pression des gaz, qui tendent à dilater et à repousser la culasse ;
- Guider le piston ;
- Contenir l'eau de refroidissement tout en résistant à la corrosion ;
- Comme, un support, qui reçoit les ensembles moteurs des cylindres, chemise



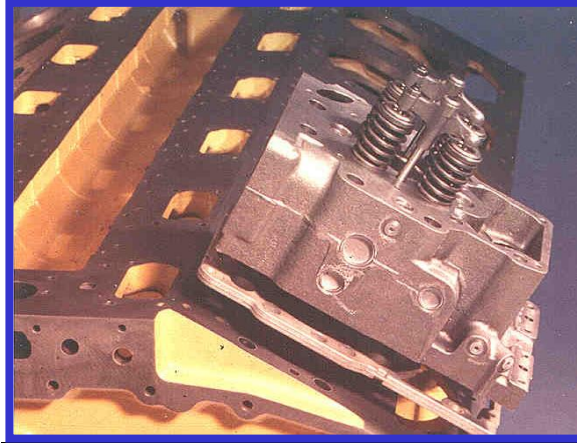
**Fig. II.1:** Bloc-moteur V12

### **2- Culasse (fig. II. 2):**

Disposé à l'extrémité supérieure du cylindre, elle ferme le cylindre et constitue la chambre de combustion. Elle comporte les éléments de distribution, l'injecteur, les conduits d'admission et d'échappement. Très fortement sollicitée de point de vue thermique, des chambres d'eau sont nécessaires à son refroidissement.



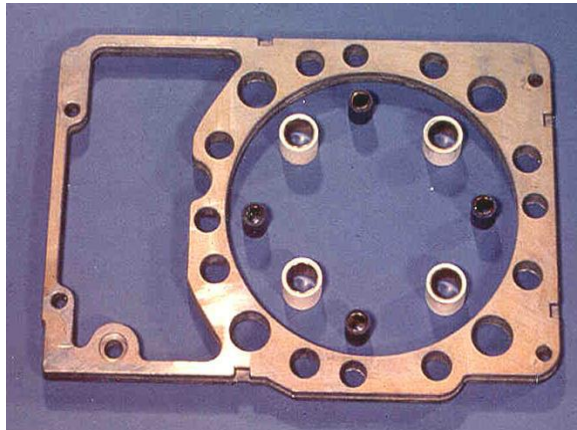
**Fig. II.2.a:** Culasse d'un moteur



**Fig. II.2.b :** Montage de culasse sur le moteur

### **3- Joint de culasse (fig. II. 3) :**

Généralement constitué, de deux feuilles de cuivre en serrant 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.



**Fig. II.3 :** Le joint de culasse d'un moteur CAT

### **4- Carters :**

Supérieur, inférieur, ou de distributions, réalisées en tôle emboutie ou moulés en alliage léger. Ils constituent des caches ou des couvercles qui ferment les différentes faces du moteur.

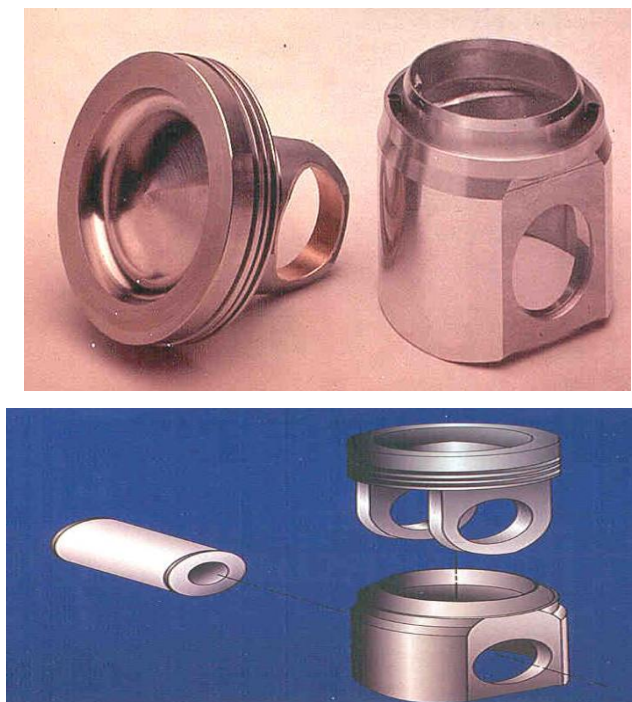


**B- Les organes mobiles :**

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.

**1-Piston (fig. II.4) :**

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.



**Fig. II.4 : Piston d'un moteur CAT**

## 2- La bielle (fig. II. 5) :

La bielle assure la liaison mécanique entre le piston animé d'un mouvement rectiligne, et le vilebrequin doté d'un mouvement de rotation. Réalisée en acier, elle doit pouvoir résister à des efforts de compression très élevés. 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. La bielle comporte trois parties essentielles :

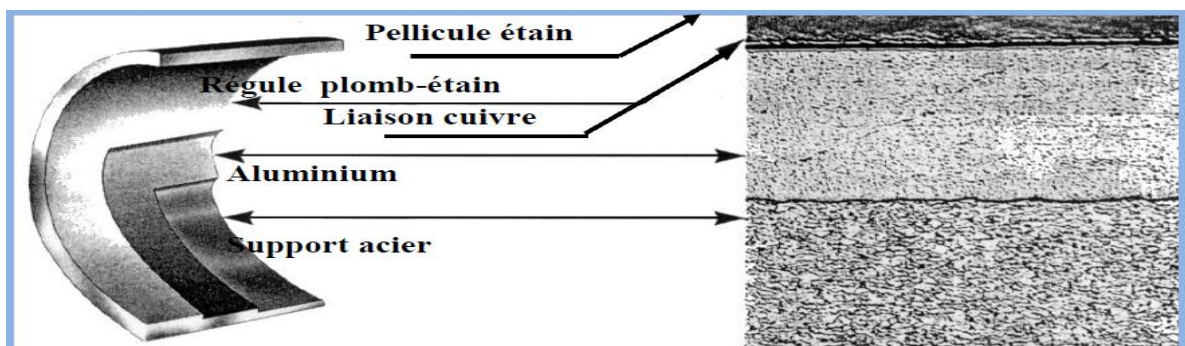
- Le pied articulé sur l'axe de piston ;
- La tête articulée sur le maneton du vilebrequin ;
- Le corps qui transmet les efforts entre les articulations.



**Fig. II.5:** Bielle d'un moteur CAT

## 3-Les Coussinets (fig. II. 6) :

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.



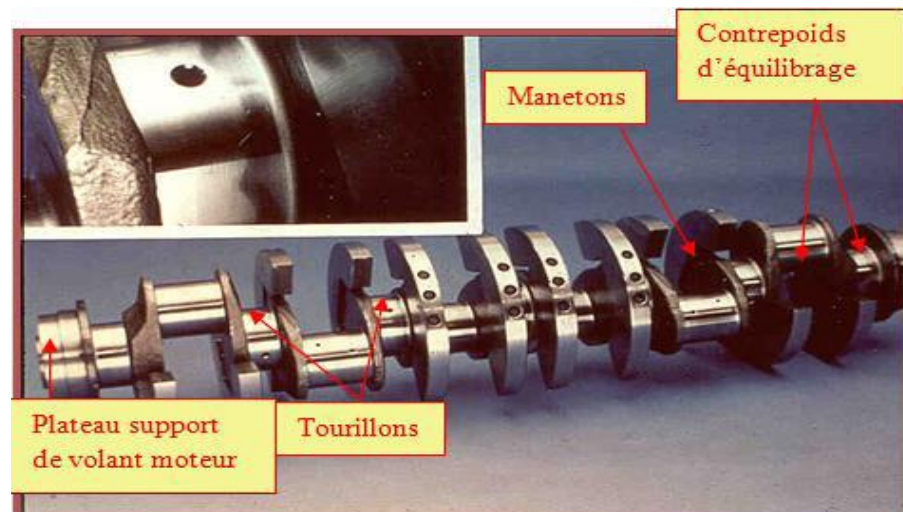
**Fig. II.6 :** Coussinet d'un moteur CAT

**4-Arbre moteur (fig. II. 7) :**

Constitué du vilebrequin et de volant moteur, il transmet sous la forme d'un couple l'énergie développée lors de la combustion. La régularisation du fonctionnement du moteur l'équilibrage de la rotation du vilebrequin est réalisé par le volant moteur. Le vilebrequin est réalisé avec un soin tout particulier, acier au nickel chrome, usinage de précision des parties tournantes, traitements thermiques, équilibrage, font que le vilebrequin, pièce maîtresse du moteur, en constitue l'un des éléments les plus onéreux.

Parmi les éléments principaux du vilebrequin on distingue :

- Les tourillons qui permettent à l'arbre de reposer sur les paliers de carter ;
- Les manetons sur lesquels s'articulent les bielles.



**Fig. II.7 :** Vilebrequin ou Arbre manivelle d'un moteur CAT

**5-Arbre à cames : (fig. II. 8)**

Il est entraîné par le vilebrequin et doté d'autant des 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, des 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.



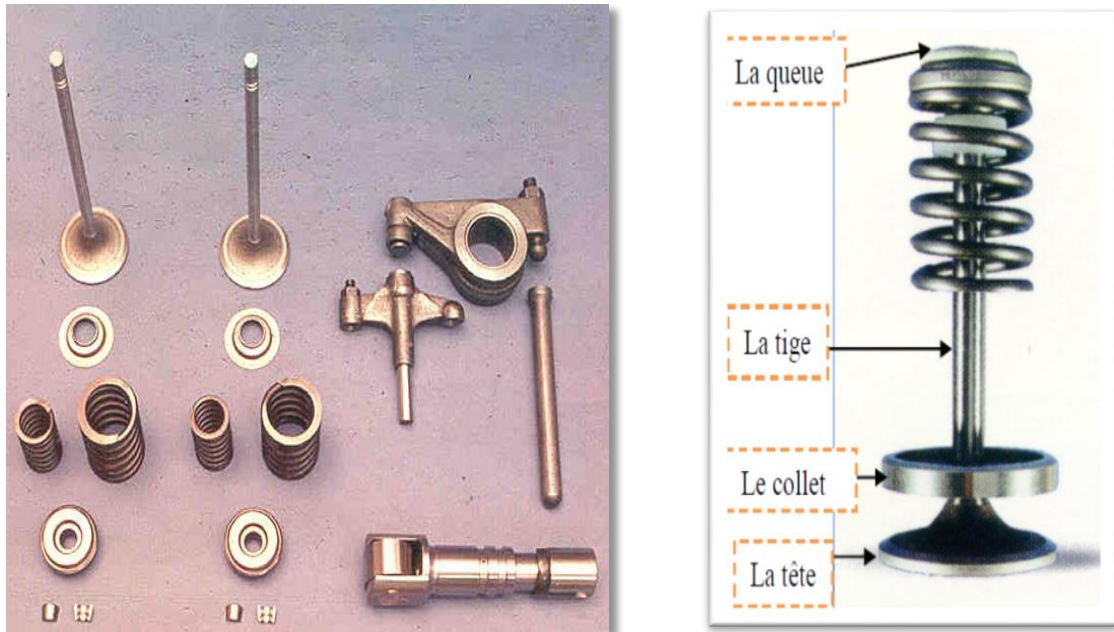
**Fig. II.8 :** Arbre à cames d'un moteur CAT

### **6-Soupapes (fig. II. 9) :**

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

On distingue deux sortes de soupapes :

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



**Fig. II.9 :** soupape d'un moteur CAT

### **7-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.

### **II-1-3-Etude des circuits et les systèmes : [4]**

#### **A- Circuit d'air et d'échappement :**

Ces circuits comprennent (fig. II. 10) :

- 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.

### **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 véhicule de moteur. Cette action fera abaisser la température d'air à 38°C environ.

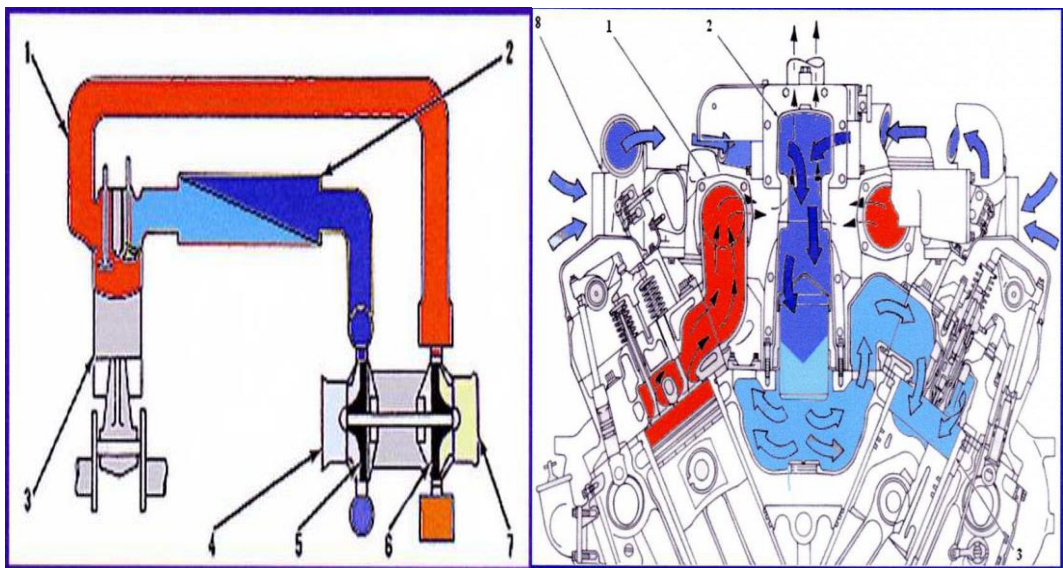
L'air frais se trouvant dans la chambre centrale passe dans les coudes en aluminium communiquant avec les orifices d'admission.

Dès 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.

### **Circuit d'échappement : [8]**

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.



**Fig. II.10 :** Circuit d'admission et circuit d'échappement

- |  |                              |
|--|------------------------------|
| 1/. Collecteur d'échappement ;             | 5/. Roue de compresseur ;    |
| 2/. Réfrigérant d'air de suralimentation ; | 6/. Roue de turbine ;        |
| 3/. Unité cylindre ;                       | 7/. Sortie des gaz turbine ; |
| 4/. Aspiration d'air compresseur ;         | 8/. Turbo chargeur.          |

**B-circuit de refroidissement (Fig. II.11) :**

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 engrenage, 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.

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

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

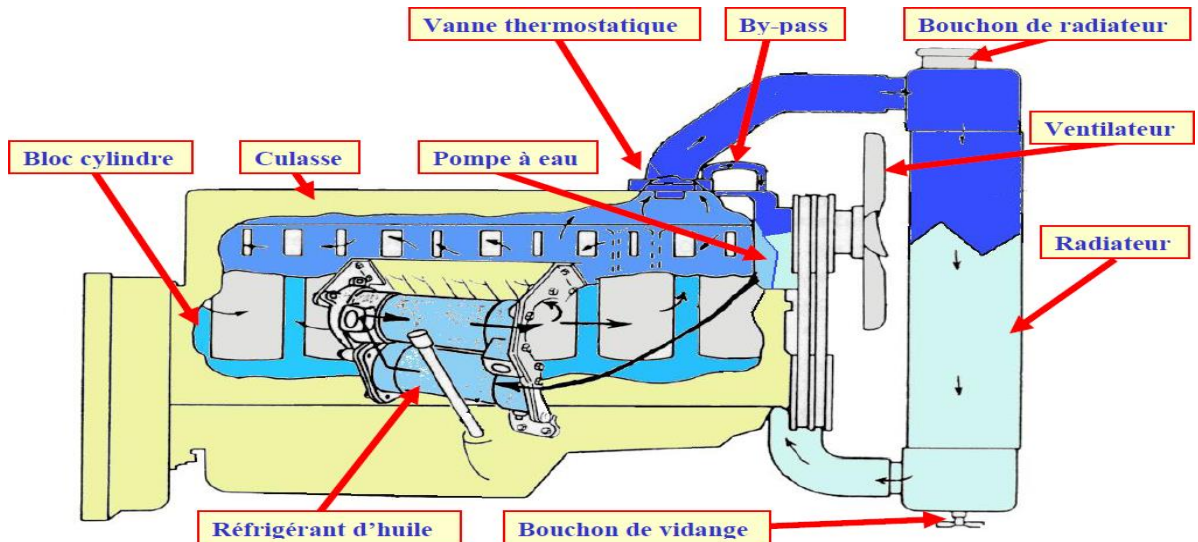


Fig. II.11 : circuit de refroidissement

### C-Circuit de lubrification (Fig. II.12) :

Le système de lubrification du moteur a pour rôle de diminuer la résistance passive due au frottement des pièces en mouvement les unes par rapport aux autres en facilitant leur glissement.

La lubrification favorise en outre le refroidissement des différents organes du moteur tout en assurant leur propreté.

Ce circuit comprend:

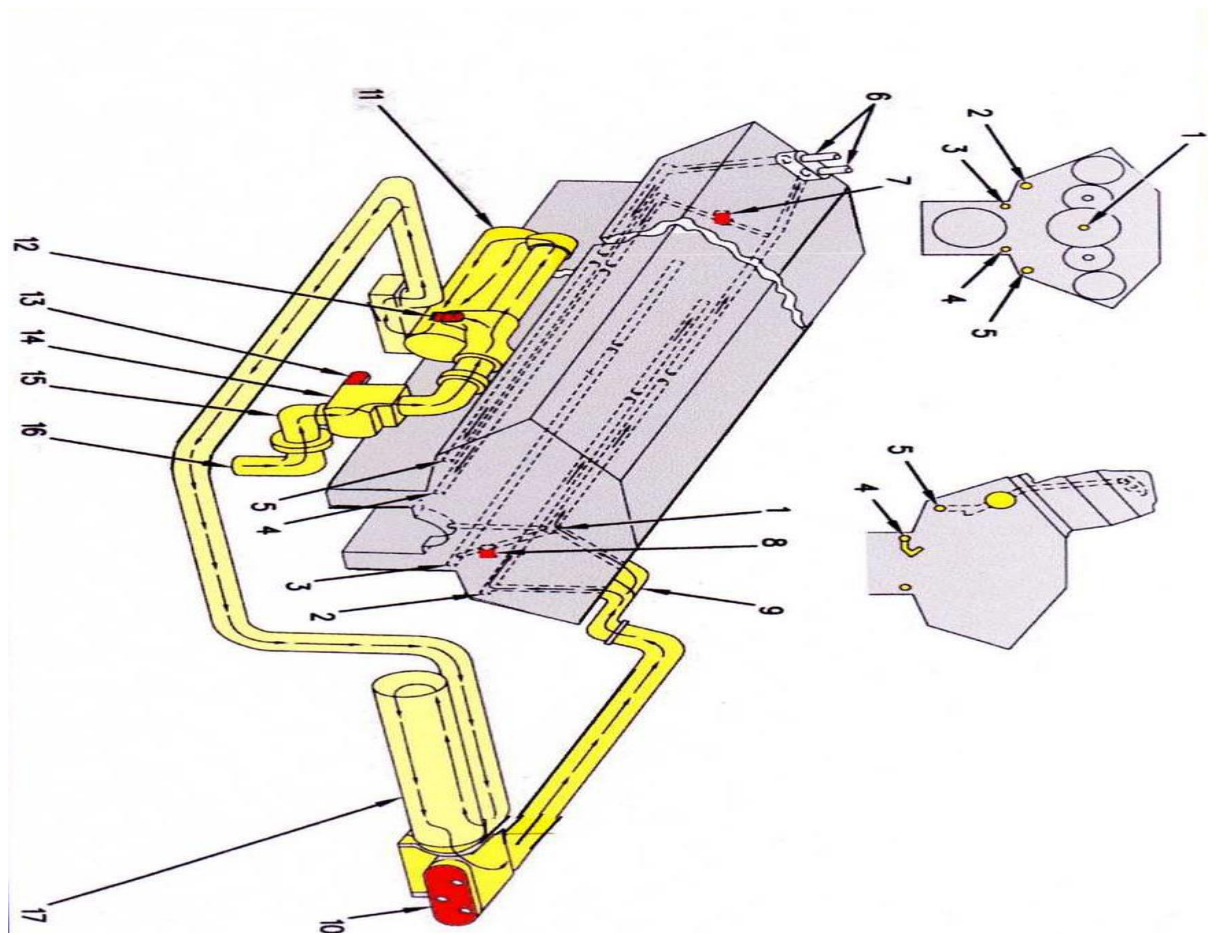
- Un carter d'huile ;
- Une pompe à huile et son clapet de décharge ;
- Une crépine logée dans le carter d'huile ;
- Un boîtier des filtres et ses éléments filtrants ;
- Un refroidisseur d'huile avec sa soupape de dérivation ;
- Des tubulures principales, des orifices d'huile et des conduites d'huile.

#### C.1. Les coordonnées du schéma de circuit de lubrification :

1. Conduit de lubrification des coussinets, et des tourillons de vilebrequin ;
2. Conduit de lubrification des tourillons, bagues de l'arbre à cames à gauche ;
- 3,4. Conduit de lubrification des pistons par jet d'huile ;
5. Conduit de lubrification des tourillons, bagues de l'arbre à cames à droite ;
6. Conduit pour le graissage de turbo ;
7. Soupape de séquence à l'arrière du moteur ;
8. Soupape de séquence à l'avant du moteur ;



9. Entrée de l'huile au block pour la lubrification des différents organes ;
10. Filtre pour empêcher les parties solides ;
11. Refroidisseur d'huile ;
12. Sorte d'huile de refroidisseur d'huile ;
13. Arbre d'entraînement ;
14. Pompe à huile ;
15. Conduite d'entrée de pompe à huile ;
16. Entrée d'huile dans la pompe ;
17. Filtre à huile.



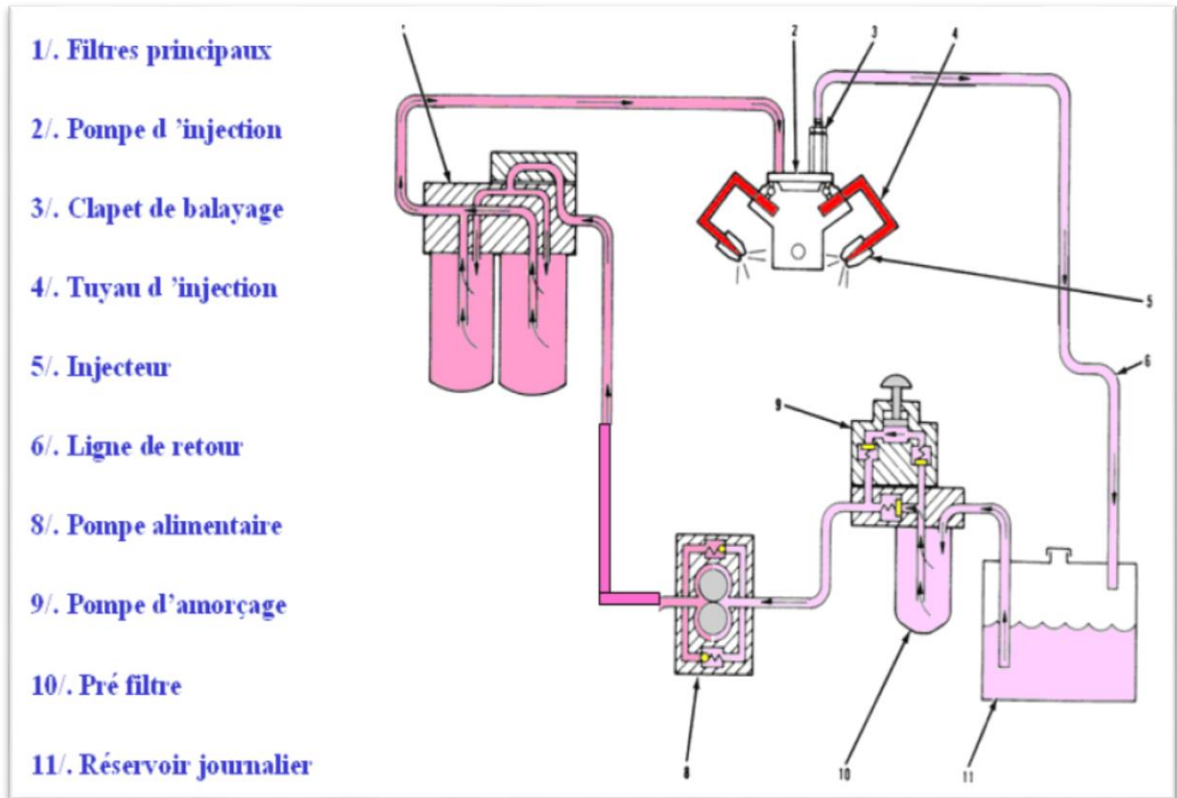
**Fig. II. 12 :** circuit de lubrification

**D-Circuit d'alimentation en carburant (Fig. II.13) :**

Ce circuit comprend

- Un réservoir ou une citerne de fuel ;
- Une pompe d'alimentation (transfert) ;
- Une pompe de gavage (amorçage) ;
- Des filtres à gas-oil ;
- Des tubulures d'alimentation des injecteurs pompes;
- Des tubulures de retour de gas-oil ;
- Des injecteurs pompes ;
- Un circuit d'alimentation à basse pression (de pompe de gas-oil vers l'injecteur pompe) ;
- Un circuit d'alimentation à haute pression (de l'injecteur pompe vers la chambre de combustion) ;
- Un circuit de purge d'air ;
- Une soupape de maintien de pression de gas-oil.

Un moteur diesel consomme en moyen 30grammes d'air pour brûler un gramme de gasoil. Cet air nécessaire à la combustion du fuel est présenté partout dans l'atmosphère, toute fois il est pollué par des particules de toutes sortes. Le rôle essentiel du circuit d'admission est donc de purifier cet air aspiré, afin d'éviter l'introduction des poussières qui sont l'une des causes d'usure des organes mécanique. On considère qu'un moteur fonctionnant dans un milieu poussiéreux tel qu'un kilogramme de poussière abrasive en deux à chantier aspirerait un trois heures de fonctionnement sans filtre.



**Fig. II.13** : circuit d'alimentation en carburant

### E. Système d'injection(Fig.II.14) :

Le carburant refoule à haute pression par la pompe est injecté dans la chambre de combustion du moteur par l'injecteur. L'injecteur comprend le corps et l'aiguille d'injecteur. Ils sont appariés l'un par rapport à l'autre à un ajustement fin (de 2 à 4  $\mu\text{m}$ ) ; c'est pourquoi ils ne doivent être utilisés que comme unité complète. A l'aide d'une porte injecteur, l'injecteur est monté dans la culasse du moteur. Les injecteurs utilisés sur les moteurs CAT sont principalement «à trou».

L'équipement d'injection sert à injecter le carburant à la quantité exactement dosée et à un moment bien déterminé.

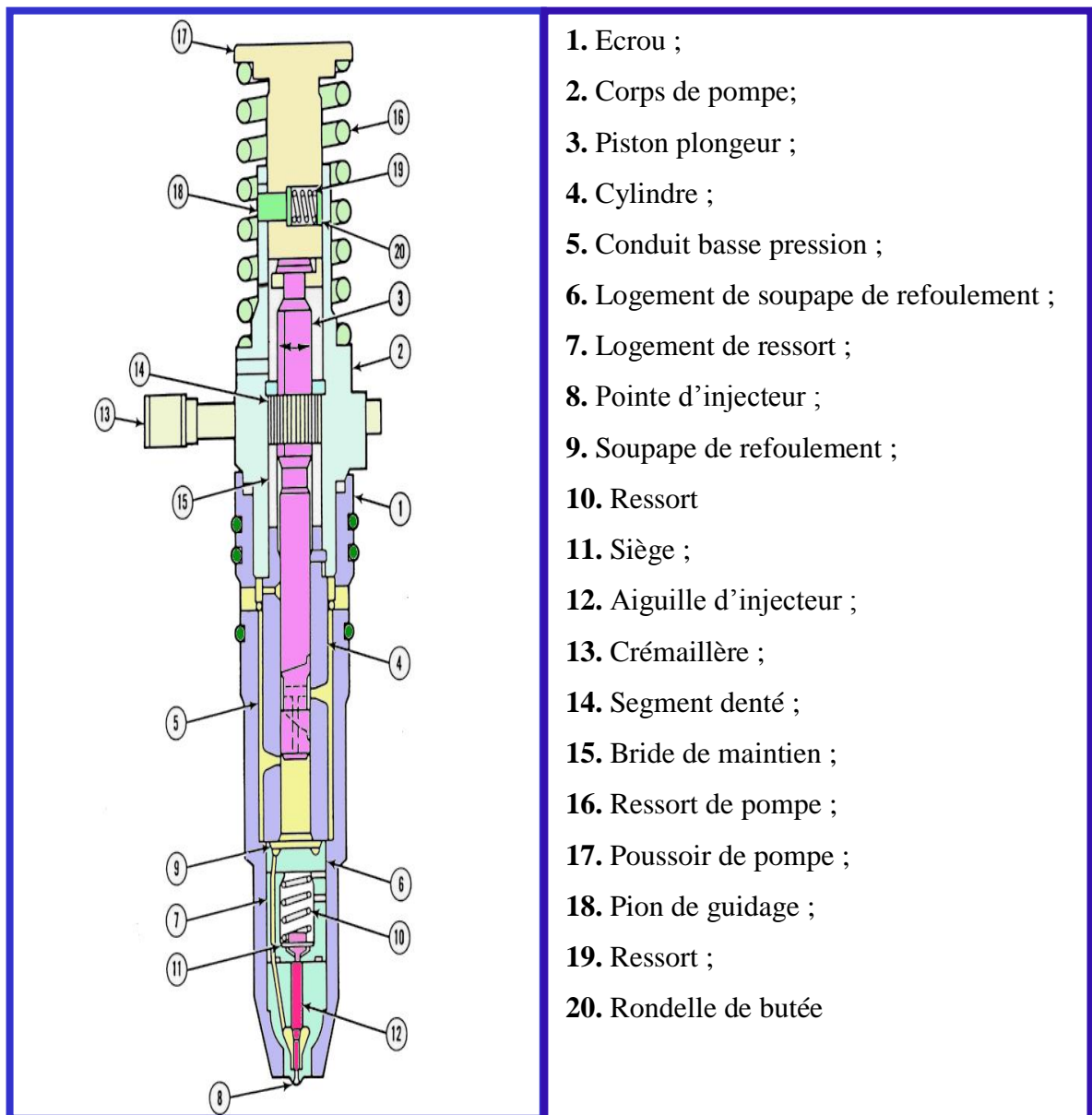
L'injecteur pompe engendre la pression nécessaire à l'injection du carburant et elle conduit le carburant aux cylindres correspondants du moteur diesel. Les processus de combustion dans le moteur diesel dépendent grandement de la quantité et de la manière dont le carburant est conduit au moteur.

Voici les critères les plus importants :

- Le moment ou le carburant est injecté ;

- La durée de l'injection du carburant ;
- La répartition du carburant dans la chambre de combustion ;
- Le moment du début de la combustion ;
- La quantité de carburant amenée par degré de rotation de vilebrequin ;
- La quantité totale de carburant amené en fonction de la charge du moteur.

Ces conditions doivent être remplies d'une manière optimale pour assurer le fonctionnement parfait du moteur diesel



1. Ecrou ;
2. Corps de pompe;
3. Piston plongeur ;
4. Cylindre ;
5. Conduit basse pression ;
6. Logement de soupape de refoulement ;
7. Logement de ressort ;
8. Pointe d'injecteur ;
9. Soupape de refoulement ;
10. Ressort
11. Siège ;
12. Aiguille d'injecteur ;
13. Crémaillère ;
14. Segment denté ;
15. Bride de maintien ;
16. Ressort de pompe ;
17. Poussoir de pompe ;
18. Pion de guidage ;
19. Ressort ;
20. Rondelle de butée

**Fig. II.14** : injecteur pompe

**III. 1. DONNEES DU MOTEUR CAT 3512 : [5]**

Le moteur Caterpillar fonctionne avec les paramètres suivants :

- Vitesse maximale : 1200 tr/mn ;
- Vitesse en ralenti : 900 tr/mn ;
- Vitesse de rotation du turbo-compresseur : (45 000 à 60 000) tr/mn ;
- Débit du pompe à huile : 340 l/mn ;
- Débit du pompe à gas-oil : 21 l/mn ;
- Débit du pompe à eau : 1520 l/mn.
- Alésage : 170 mm ;
- Course : 190 mm ;
- Angle entre rangées : 60° ;
- Nombre de cylindre : 12 en V ;
- Cylindrée unitaire : 4,3 l ;
- Cylindrée totale : 51,8 l ;
- 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 anti-horaire ;
- Type d'injection : injection directe ;
- Type d'injecteur : injecteur-pompe à 9 trous ;
- Aspiration : suralimentation ;
- Méthode de démarrage : démarreur électrique ;
- Puissance mécanique : 1200 *HP* = 902,3 *Kw* ;
- Coefficient d'axés d'air :  $\alpha = 1,8$  ;
- Le moteur cat 3512 est un moteur Diesel à quatre temps suralimenté par deux turbocompresseurs ;  $P_s = 1,5$  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 :  $p_c = 42500$  KJ/Kg.

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. Apprécier des critères importants tels que :
  - a) Puissance au litre de cylindrée.
  - b) Puissance par unité de surface du piston.

### **III.2.Calcul thermique : [6]**

Le calcul thermique du moteur a pour but de déterminer les paramètres thermodynamiques et les performances du moteur aux conditions de site afin de les comparer avec ceux donné par le constructeur.

#### **III.2.1. Quantité d'air nécessaire à la combustion complète de 1 kg de combustible :**

$$l_0 = \frac{\frac{8}{3}g_C + 8g_{H_2} - g_{O_2}}{0,23} = \frac{\frac{8}{3}(0,87) + 8.(0,126) - 0,004}{0,23} \quad (\text{III.1})$$

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

$$L_0 = \frac{l_0}{\mu_{air}} = \frac{14,45}{28,97} ; L_0 = 0,5 \left[ \frac{\text{Kmole}}{\text{Kg de combustible}} \right]$$

#### **III.2.1.1. Quantité de charge fraîche :**

$$M_1 = \alpha \cdot L_0 = 1,8 \cdot 0,5 ; M_1 = 0,9 \left[ \frac{\text{Kmole}}{\text{Kg de combustible}} \right] \quad (\text{III.2})$$

#### **III.2.1.2. Quantité des produits de combustion :**

$$M_{CO_2} = \frac{g_C}{12} = \frac{0,87}{12} = 0,0725 \left[ \frac{\text{Kmole}}{\text{Kg de combustible}} \right]$$

$$M_{H_2O} = \frac{g_{H_2}}{2} = \frac{0,126}{2} = 0,063 \left[ \frac{\text{Kmole}}{\text{Kg de combustible}} \right]$$

$$M_{O_2} = 0,21(\alpha - 1)L_0 = 0,21(1,8 - 1)0,5 = 0,084 \left[ \frac{\text{Kmole}}{\text{Kg de combustible}} \right]$$

$$M_{N_2} = 0,79 \cdot \alpha \cdot L_0 = 0,79 \cdot 1,8 \cdot 0,5 = 0,711 \left[ \frac{\text{Kmole}}{\text{Kg de combustible}} \right]$$

**III.2.1.3. Quantité totale des produits de combustion :**

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2} \quad (\text{III.3})$$

$$M_2 = 0,0725 + 0,063 + 0,084 + 0,711 ; \quad M_2 = 0,93 \left[ \frac{\text{K mole}}{\text{Kg de combustible}} \right]$$

**III.2.1.4. Le coefficient de variation molaire théorique :**

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1} = \frac{0,93}{0,90} \quad , \quad \beta_0 = 1,033 \quad (\text{III.4})$$

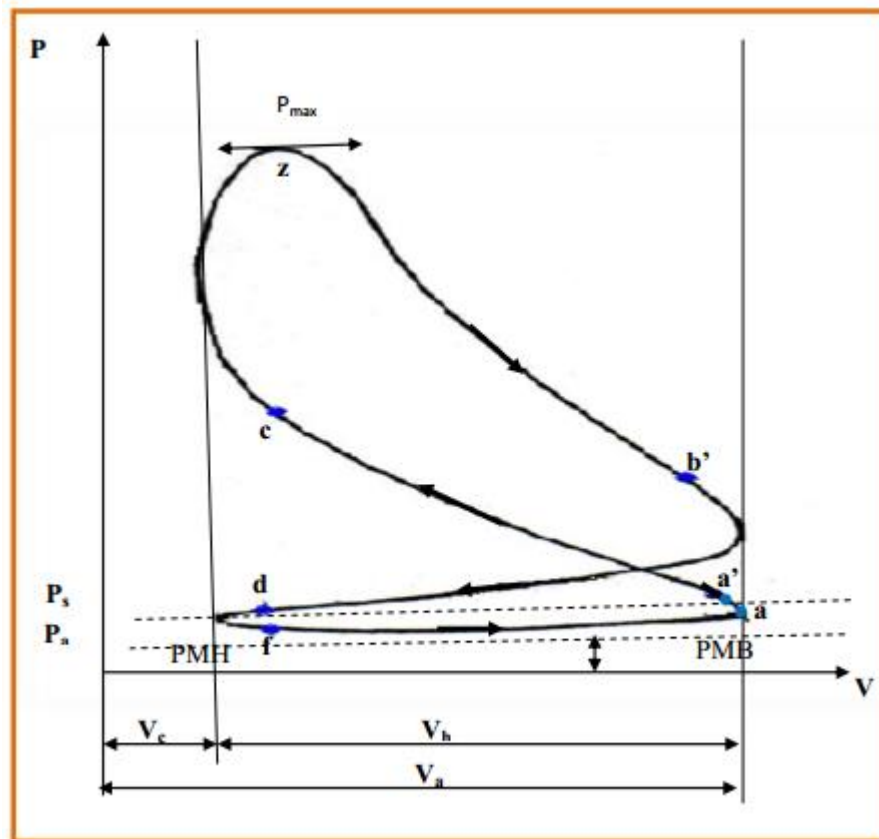
**III.2.1.5. La fonction de variation molaire réel :**

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1,033 + 0,025}{1 + 0,025} \quad , \quad \beta = 1,032 \quad (\text{III.5})$$

Notre moteur est suralimenté donc on prend  $\gamma_r$  coefficient des gaz résiduel ( $\gamma_r = 0,025$ ).

**III.2.2. Cycle thermodynamique :**

Le moteur diesel CAT3512 fonctionne suivant le cycle ci-dessous :



**Fig. III. 1 : cycle réel d'un moteur diesel suralimenté**

### **III.2.3.Phase d'échappement et phase d'admission :**

#### **III.2.3.1. Paramètres de fluide moteur à l'admission :**

Supposant que la pression atmosphérique est égale à 1 bar et la température ambiante est de 25°C ( $T_0 = 298 \text{ °K}$ )

$$P_s = \frac{P_s}{P_0} \cdot P_0 = P_s = 1,5 \text{ [bar]} \quad (\text{III.6})$$

$$T_s = T_0 \left( \frac{P_s}{P_0} \right)^{\frac{n_s-1}{n_s}} = 298 \cdot \left( \frac{1,5}{1} \right)^{\frac{1,6-1}{1,6}}$$

$$T_s = 347 \text{ °K}$$

$T_s$  : Température à la sortie du compresseur ;

$P_s$  : Pression de suralimentation ;

$n_s$  : Exposant polytropique du compresseur,  $n_s = 1,4$  à  $2$ , on prend  $n_s = 1,6$



**III.2.3.2. Pression en fin d'admission :**

$$P_a = (0,9 \text{ à } 0,95)P_s \quad ; \quad \text{On prend } P_a = 0,94.P_s \quad (\text{III.7})$$

$$P_a = 0,94.1,5$$

$$P_a = 1,41 \text{ [bar]}$$

**III.2.3.3. Température en fin d'admission :**

$T_r$  : Température des gaz résiduels

$$T_r = (700 \text{ à } 900)^\circ K \quad , \quad \text{on prend } T_r = 800^\circ K$$

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{347 + 5 + 0,025 \cdot 800}{1 + 0,025} \quad (\text{III.8})$$

$$T_a = 363^\circ K$$

**III.2.3.4. Coefficient de remplissage :**

$$\eta_v = \frac{\varepsilon \cdot \frac{P_a}{P_s} \cdot \frac{T_s}{T_a(1 + \gamma_r)}}{\varepsilon - 1} = \frac{14 \cdot 1,41 \cdot 347}{14 - 1 \cdot 1,5 \cdot 363(1 + 0,025)} \quad (\text{III.9})$$

$$\eta_v = 0,94$$

**III.2.4.Phase compression :****III.2.4.1 Pression vers la fin de compression :**

$$P_c = P_a \cdot \varepsilon^{n_1} \quad , \quad \text{on a } \varepsilon = 14 \text{ et } T_a = 363^\circ K \quad (\text{III.10})$$

$K_1$  : Exposant adiabatique pour la transformation compression. On prend  $K_1 = 1,36$

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

$n_1$  : Exposant polytropique donc  $n_1 = K_1 + 0,02$

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

$$P_c = P_a \cdot \varepsilon^{n_1} = 1,41 \cdot (14)^{1,38}$$

$$P_c = 53,81 \text{ [bar]}$$

**III.2.4.2. Température vers la fin de compression :**

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1 - 1} = 363 \cdot (14)^{1,38 - 1} \quad (\text{III.11})$$

$$T_c = 989,54^\circ K$$

**III. 2. 5. Phase combustion :****III.2.5.1.Pression maximale du cycle :**

$$P_z = \lambda \cdot P_c \quad (\text{III.12})$$

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

$$P_z = 1,8 \cdot 53,81, \quad P_z = 96,86 \text{ [bars]}$$

**III.2.5.2. Température maximale du cycle :**

$$\frac{\xi_z \cdot P_c^i}{M_1 \cdot (1 + \gamma_r)} + \frac{U_c + \gamma_r U_c''}{1 + \gamma_r} + \mu \cdot R \cdot \lambda \cdot T_c = \beta \cdot (U_z'' + \mu \cdot R \cdot T_z) \quad (\text{III.13})$$

$$\text{Désignons } \frac{1}{\beta} \cdot \left[ \frac{\xi_z \cdot P_c^i}{M_1 \cdot (1 + \gamma_r)} + \frac{U_c + \gamma_r \cdot U_c''}{1 + \gamma_r} + \mu \cdot R \cdot \lambda \cdot T_c \right] \text{ par « A »}$$

Pour calculer la valeur numérique de « A » on doit déterminer  $U_c$  et  $U_c''$  par l'équation suivante en se servant du tableau N° 1 (brochure de calcul thermique).

Avec  $\xi_z = 0,7 \rightarrow 0,8$

$$U_c'' = \overline{\mu_{\alpha=1,8} C_V''} \int_0^{t_c} dt_c = 24,324 \cdot (989,54 - 273)$$

$$U_c'' = 17439 \left[ \frac{\text{KJ}}{\text{K mole}} \right]$$

$$U_c = \mu \cdot C_{V \text{ air}} \int_0^t dt_c = 22,722 \cdot (989,54 - 273)$$

$$U_c = 16281,22 \left[ \frac{\text{KJ}}{\text{K mole}} \right]$$

- Prenons  $\xi_z = 0,82$  nous avons :

$$A = \frac{1}{1,032} \cdot \left[ \frac{0,82 \cdot 42500}{0,9 \cdot (1 + 0,025)} + \frac{16281,22 + 0,025 \cdot 17429}{1 + 1,025} + 8,314 \cdot 1,8 \cdot 989,54 \right]$$

$$A = 66759,35 \left[ \frac{\text{KJ}}{\text{K mole}} \right]$$

Désignons  $U_c'' + \mu \cdot R \cdot T_z$  par « B »

- Prenons  $t_z = 1800^\circ\text{C}$  :

$$B = U_Z'' + \mu \cdot R \cdot T_Z = \overline{\mu C_V''}_{\alpha=1,8} \int_0^{t_Z} t_Z + 8,314 \cdot T_Z$$

$$B = 27,145 \cdot 1800 + 8,314 \cdot 2073 \quad , \quad B = 66096 \left[ \frac{KJ}{Kmole} \right]$$

Comme auparavant on trouve la valeur de  $\overline{\mu C_V''} \int_0^{t_Z}$  en fonction de t et  $\alpha$  à l'aide du tableau de

brochure du calcul thermique.

- Prenons  $t_Z = 1700 \text{ } ^\circ\text{C}$  :

$$B = U_Z'' + \mu \cdot R \cdot T_Z = \overline{\mu C_V''} \int_0^{t_Z} t_Z + 8,314 \cdot T_Z$$

$$B = 26,933 \cdot 1700 + 8,314 \cdot 1973$$

$$B = 62190 \left[ \frac{KJ}{Kmole} \right]$$

- Prenons  $t_Z = 1900 \text{ } ^\circ\text{C}$  :

$$B = U_Z'' + \mu \cdot R \cdot T_Z = \overline{\mu C_V''} \int_0^{t_Z} t_Z + 8,314 \cdot T_Z$$

$$B = 27,345 \cdot 1900 + 8,314 \cdot 2173$$

$$B = 70022 \left[ \frac{KJ}{Kmole} \right]$$

Nous voyons alors que la température recherchée se trouve entre 1800 et 1900°C.

La solution graphique du système d'équation « A » et « B » (fig. 1) donne :

$$t_Z = 1816 \text{ } ^\circ\text{C} = 2089 \text{ } ^\circ\text{K}$$

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

### **III.2.6.Phase de détente :**

#### **III.2.6.1. Le taux de détente préliminaire :**

$$\rho = \frac{\beta \cdot t_Z}{\lambda \cdot t_C} = \frac{1,032 \cdot (1816 + 273)}{1,8 \cdot 989,54} \quad \text{(III.14)}$$

$$\rho = 1,21$$

**III.2.6.2. Le taux de détente postérieure :**

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{14}{1,21} \tag{III.15}$$

$$\delta = 11,57$$

**III.2.6.3. Température en fin de détente et l'exposant polytropique de détente postérieure :**

On a le système :

$$n_2 = 1 + \frac{\mu \cdot R \cdot (t_z + t_b)}{\frac{(\xi_b - \xi_z) \cdot P_c^i}{M_1 \cdot (\beta_0 + \gamma_r)} - (U_b'' - U_z'')} \tag{1}$$

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2 - 1}} \tag{2}$$

$\xi_b$  : Coefficient d'utilisation de chaleur,  $\xi_b = (0,82 \rightarrow 0,92)$

$n_2$  : Exposant polytropique de détente.

On prend  $\xi_b = 0,87$  donc :

$$n_2 = 1 + \frac{8,314 \cdot (2089 - t_b)}{\frac{(0,87 - 0,82) \cdot 42500}{0,9 \cdot (1,033 + 0,025)} - \left[ \frac{\mu_{\alpha=1,8} C_V''}{0} \int_0^{t_b} t_b - (A - \mu \cdot R \cdot T_z) \right]}$$

$$n_2 = 1 + \frac{8,314 \cdot (2089 - t_b)}{2231,67 - \left[ \frac{\mu_{\alpha=1,8} C_V''}{0} \int_0^{t_b} t_b - 49391,4 \right]}$$

On détermine  $\frac{\mu_{\alpha=1,8} C_V''}{0} \int_0^{t_b} t_b$  d'après le tableau de la brochure de calcul thermique des moteurs diesel.

- Pour  $t_b = 700^\circ C$  on a :  $U_b'' = 23,951.700 = 16765,7 \left[ \frac{KJ}{K mole} \right]$

$$n_2 = 1 + \frac{8,314 \cdot [2089 - (700 + 273)]}{2231,61 - (16765,7 - 49391,4)}$$

$$n_2 = 1,266$$

- Pour  $t_b = 800^\circ C$  on a :  $U_b'' = 24,324.800 = 19459,2 \left[ \frac{KJ}{K mole} \right]$

$$n_2 = 1 + \frac{8,314 \cdot [2089 - (800 + 273)]}{2231,61 - (22175,1 - 49391,4)}$$

$$n_2 = 1,263$$

- Pour  $t_b = 900^\circ\text{C}$  on a :  $U_b'' = 24,639 \cdot 900 = 22175,1 \left[ \frac{\text{KJ}}{\text{K mole}} \right]$

$$n_2 = \frac{8,314 \cdot [2089 - (900 + 273)]}{2231,6 - (22175,1 - 49391,4)}$$

$$1 \quad n_2 = 1,259$$

D'après (2) on a :

$$\text{Si } n_2 = 1,266 \Rightarrow T_b = \frac{2089}{(11,57)^{1,266-1}} = 1089,16^\circ\text{K}$$

$$\text{Si } n_2 = 1,263 \Rightarrow T_b = \frac{2089}{(11,57)^{1,263-1}} = 1097,19^\circ\text{K}$$

$$\text{Si } n_2 = 1,259 \Rightarrow T_b = \frac{2089}{(11,57)^{1,259-1}} = 1107,98^\circ\text{K}$$

La solution graphique de l'ensemble d'équation (1) et (2) nous donne  $n_2 = 1,252$  et  $T_b = 1130^\circ\text{K}$

Ce qui correspond d'une manière satisfaisante au  $T_b$  des moteurs diesels suralimentés ou  $T_b = (1000 \div 1200)^\circ\text{K}$

#### **III.2.6.4. Pression vers la fin de détente :**

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_c}} = \frac{96,86}{(11,57)^{1,252}}, \quad P_b = 4,52 \text{ [bars]} \quad (\text{III.16})$$

#### **III.2.6.5. Vérification de $T_r$ :**

$$T_r = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{P_b}{(0,75 \rightarrow 1,0) \cdot P_s}}} = \frac{1130}{\sqrt[3]{0,92 \cdot 1,5}} \quad (\text{III.17})$$

$$T_r = 760,89^\circ\text{K}$$

Auparavant on a pris  $T_r = 800^\circ\text{K}$ , il est évident que le choix été fait d'une manière correcte.

**III.2.7. Performances du moteur :****III.2.7.1. pression moyenne indiquée :**

$$P_i = \frac{\varphi \cdot P_c}{\varepsilon - 1} \left[ \lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \left( 1 - \frac{T_b}{T_z} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left( 1 - \frac{T_a}{T_c} \right) \right] \quad (\text{III.18})$$

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

$$P_i = \frac{0,96 \cdot 53,81}{14 - 1} \left[ 1,8 \cdot (1,21 - 1) + \frac{1,8 \cdot 1,21}{1,252 - 1} \left( 1 - \frac{1130}{2089} \right) - \frac{1}{1,38 - 1} \left( 1 - \frac{363}{989,54} \right) \right]$$

$$P_i = 10,67 \text{ [bars]}$$

**III.2.7.2. Le rendement indiqué :**

$$\eta_i = \frac{10^2 \cdot l_0 \cdot \alpha}{p_c^i \cdot \rho_s \cdot \eta_v}$$

$\rho_s$  : La masse spécifique d'air à l'admission.

$$\rho_s = \frac{P_s \cdot 10^5}{R_{air} \cdot t_s} = \frac{1,5 \cdot 10^5}{287 \cdot 347} = 1,5 \left[ \frac{Kg}{m^3} \right]$$

$$\eta_i = \frac{10^2 \cdot 10,67 \cdot 14,45 \cdot 1,8}{42500 \cdot 1,5 \cdot 0,93}$$

$$\eta_i = 0,46$$

**III.2.7.3. La consommation spécifique indiquée :**

$$g_i = \frac{36 \cdot 10^5}{p_c^i \cdot \eta_i} = \frac{36 \cdot 10^5}{42500 \cdot 0,46} \quad (\text{III.19})$$

$$g_i = 184,14 \left[ \frac{g}{KWh} \right]$$

**III.2.7.4 La pression moyenne effective :**

$$P_e = P_i \cdot \eta_m = 10,67 \cdot 0,87 \quad (\text{III.20})$$

$$P_e = 9,6 \text{ [bars]}$$

**III.2.7.5. Le rendement effectif :**

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m = 0,46 \cdot 0,87 \quad (\text{III.21})$$

$$\eta_e = 0,40$$

**III.2.7.6. Consommation spécifique effective :**

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m} = \frac{184,14}{0,87} \quad (\text{III.22})$$

$$g_e = 212 \left[ \frac{g}{KWh} \right]$$

**III.2.7.7. Puissance effective :**

On a :

i : Nombre de cylindre

N : vitesse de rotation du vilebrequin

S : La course

D : L'alésage

$\tau$  : nombre de temps du moteur

Pe : .pression moyenne effective

$$N_e = P_e \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot S \cdot i \cdot \frac{n}{30\tau} \quad (\text{III.23})$$

A-N :

$$N_e = 9,6 \cdot 10^5 \cdot \frac{3,14 \cdot (0,17)^2}{4} \cdot 0,19 \cdot 12 \cdot \frac{1200}{30 \cdot 4}$$

$$N_e = 890,54 \text{ KW}$$

**III.2.7.8. Alésage du moteur :**

$$D = \sqrt[3]{\frac{300 \cdot \tau \cdot N_e}{i \cdot P_e \cdot n \cdot 0,785 \cdot \frac{S}{D}}} \quad [dm] \quad (\text{III.24})$$

$$\frac{S}{D} = 1,1 \rightarrow 1,3 ; \text{ On prend } \frac{S}{D} = 1,3$$

$$D = \sqrt[3]{\frac{300 \cdot 4 \cdot 890,54}{12 \cdot 9,6 \cdot 1200 \cdot 0,785 \cdot 1,3}}$$

$$D = 1,96 [dm] \Rightarrow D = 196 [mm]$$

**III.2.7.9. Course du piston :**

$$S = D \cdot \left( \frac{S}{D} \right) = 196 \cdot 1,3 = 254,8 [mm] \quad (\text{III.25})$$

**III.2.7.10. La vitesse moyenne du piston :**

$$\omega_p = \frac{S \cdot n}{300} = \frac{2,548 \cdot 1200}{300} \quad (\text{III.26})$$

$$\omega_p = 10,19 \left[ \frac{m}{s} \right]$$

**III.2.7.11. Cylindrée totale du Diesel :**

$$i_v h = i \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot S = 12 \cdot \frac{3,14 \cdot (1,96)^2}{4} \cdot 2,548 \quad (\text{III.27})$$

$$i_v h = 92,2 \left[ l \right]$$

**III.2.7.12. Débit du combustible :**

$$G_{comb} = g_e \cdot N_e \cdot 10^{-3} = 204,6 \cdot 890,54 \cdot 10^{-3} \quad (\text{III.28})$$

$$G_{comb} = 182,2 \left[ \frac{Kg}{h} \right]$$

**III.2.7.13. Débit d'air :**

$$G_{air} = \alpha \cdot G_{comb} \cdot J_0 = 1,8 \cdot 182,2 \cdot 14,45 \quad (\text{III.29})$$

$$G_{air} = 4739 \left[ \frac{Kg}{h} \right]$$

**III.2.7.14. Débit d'oxygène :**

$$G_{O_2} = 0,23 \cdot G_{air} = 0,23 \cdot 4739 \quad (\text{III.30})$$

$$G_{O_2} = 1089,97 \left[ \frac{Kg}{h} \right]$$

**III.2.7.15. Quantité des gaz d'échappement :**

$$G_{gaz} = G_{comb} + G_{air} = 182,2 + 4739 \quad (\text{III.31})$$

$$G_{gaz} = 4921,2 \left[ \frac{Kg}{h} \right]$$

**III.2.7.16. Puissance au filtre de cylindre :**

$$N_{e1} = \frac{N_e}{i_v h} = \frac{890,54}{92,2} \approx 10 \left[ \frac{Kg}{l} \right] \quad (\text{III.32})$$



**III.2.7.17. Puissance par unité de surface du piston :**

$$N_{ep} = \frac{N_e}{0,785 \cdot i \cdot D^2} = \frac{890,54}{0,785 \cdot 12 \cdot (1,96)^2} \quad (\text{III.33})$$

$$N_{ep} = 25,48 \left[ \frac{Kw}{dm^2} \right]$$

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

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

**III.2.8. Tableau :** comparaison entre les résultats calculés et les données de constructeur :

	Données du constructeur	Résultats trouvés
<b>Ne [kW]</b>	882.59	890.54
<b>ge [g/kWh]</b>	197	212

**III.2.9. Conclusion :**

D'après l'étude effectuée sur les performances du moteur, on peut dire que notre calcul est acceptable, on constate une différence` entre les résultats de calcul et les valeurs de constructeur en particulier les valeurs concernant la puissance effective (Ne) et la consommation spécifique effective (ge).

ces différences sont dues aux condition de cite et les approximations de calcul.

**III.3. Calcul mécanique : [7]**

Afin de vérifier les dimensions, on est appelé à déterminer toutes les forces agissantes dans le moteur Diesel pendant un cycle complet de fonctionnement.

**III.3.1. détermination des forces agissantes dans le moteur Diesel pendant un cycle complet :**

On distingue d'après le schéma des forces et des réactions développées dans le monocylindre (Fig.1) que la pression des gaz s'exerce en tout sens dans la chambre de combustion, par conséquent :

$$F_p = F_{cul}$$

Où  $F_p$  et  $F_{cul}$  sont des forces de pression agissant sur le cylindre et la culasse.

Le schéma nous indique les forces suivantes, qui sont compatible entre elles.

**a. Force d'inertie alternative ( $F_a$ ) :**

C'est une force d'inertie agissant le long de l'axe du cylindre en sens opposé par rapport à l'accélération du piston :

$$F_a = -m_a \cdot r \cdot \omega^2 \cdot (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha) \quad (\text{III.34})$$

$m_a$  : La masse réduite de l'ensemble piston bielle.

$$m_a = m_p + 0,275 \cdot m_b$$

$m_p$  : La masse du piston reportée à  $1 \text{ cm}^2$  de l'air de piston.

$m_b$  : La masse de la bielle reportée à  $1 \text{ cm}^2$ .

D'après le tableau de la masse réduite on a :

$$m_p = 30 \left[ \frac{g}{\text{cm}^2} \right]$$

$$m_b = 35 \left[ \frac{g}{\text{cm}^2} \right]$$

$$m_a = 30 + 0,275 \cdot 35 \Rightarrow m_a = 39,625 \left[ \frac{g}{\text{cm}^2} \right]$$

- Sachant que  $r$  est le rayon du manivelle :

$$r = \frac{C}{2} = \frac{190}{2} = 95 \text{ [mm]} \Rightarrow r = 9,5 \cdot 10^{-2} \text{ [m]}$$

$\omega$  : La vitesse angulaire moyenne de rotation du vilebrequin ou régime nominal en  $\text{S}^{-1}$  :

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 1200}{60}$$

$$\omega = 125,6 \text{ [S}^{-1}\text{]}$$

$\lambda$  : Est le rapport de la longueur de la manivelle à la longueur de la bielle :

$$\lambda = \frac{r}{l} = \frac{95}{430} = 0,22$$

D'où :  $F_a = -39,625 \cdot 9,5 \cdot 10^{-2} \cdot (125,6)^2 \cdot [\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha]$

$$F_a = -5,94 \cdot (\cos \alpha + 0,22 \cdot \cos 2\alpha) \text{ [bars]}$$

### **b. La force résultante :**

(III.35)

La force résultante  $F_1$  appliquée au point « A » du piston est la somme algébrique de la force de pression des gaz  $F_p$  et la force alternative  $F_a$ .

$$F_1 = F_p + F_a$$

Avec :  $F_p = P_z - P_0$

$P_z$  : Pression des gaz .

$P_0$  : Pression atmosphérique.

$$F_1 = P_z - P_0 - 5,94 \cdot (\cos \alpha + 0,22 \cdot \cos 2\alpha)$$

La force  $F_1$  peut être décomposée en 2 forces :

- Force agissant le long de la bielle  $F_b$  :

$$F_b = \frac{F_1}{\cos \beta}$$

- Force résultante latéralement sur les parois du cylindre  $F_{cyl}$  appelée force normale :

$$F_{cyl} = F_1 \cdot \tan \beta$$

$\beta$  : L'angle de la bielle avec l'axe de cylindre.

### **c. force agissante au point « B » :**

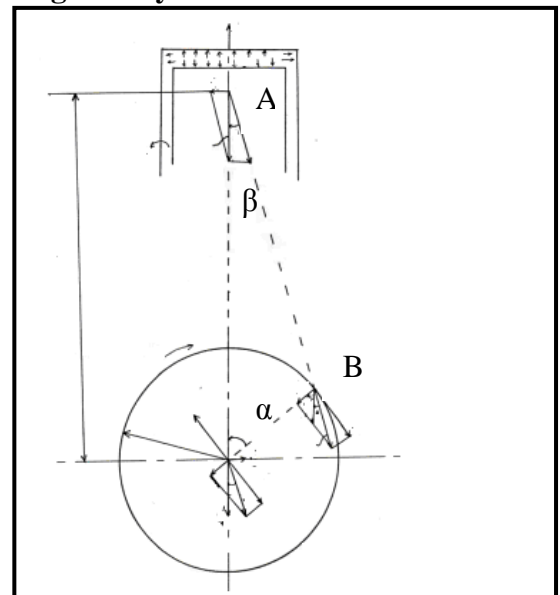
La force  $F_b$  déplacée sur elle-même à l'extrémité du rayon de la manivelle peut être décomposé à son tour en deux forces :

- Force nominale ;
- Force tangentielle :

$$F_t = F_b \cdot \sin(\alpha + \beta) = \frac{F_1 \cdot \sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta} \quad \text{(III.36.1)}$$

- Force s'exerçant le long du rayon de la manivelle :

**Fig.III.2.systeme bielle et manivelle :**



$$F_m = F_b \cdot \cos(\alpha + \beta) = \frac{F_1 \cdot \cos(\alpha + \beta)}{\cos \beta} \quad (\text{III.36.2})$$

#### **d. Couple moteur :**

Le couple moteur pour un monocylindre est calculé par la formule suivante :

$$C_e = F_t \cdot R \cdot S_p$$

Le couple moteur d'un moteur à plusieurs cylindres il faut déterminer la force tangentielle sommaire.

Pour la détermination de la force tangentielle sommaire, on peut procéder soit à l'addition analytique ou bien celle graphique des forces tangentielles des cylindres séparés en les déplaçant pour l'intervalle angulaire  $\theta_0$  correspondant à l'intervalle angulaire entre les explosions dans chaque cylindre.

$$\text{Pour le moteur à quatre temps : } \theta_0 = \frac{720}{i}$$

$$\text{Dans notre cas on a : } i = 12 \text{ d'où } \theta_0 = \frac{720}{12} \Rightarrow \theta_0 = 60^\circ$$

### **III.3.2. Calcul de vérification à la résistance :**

#### **III.3.2.1. Calcul de résistance de la bielle au flambage :**

Condition à vérifier est  $\sigma \leq [\sigma^\alpha]$

$$\sigma \leq \frac{F}{S} \left( 1 + K \cdot \frac{L^2}{i^2} \right) ; \text{ Formule de RANKINE} \quad (\text{III.37})$$

F : la force totale correspondante à la pression maximale.

$$P_{\max} = 96,86 \text{ [bars]} = 96,86 \cdot 10^5 \left[ \frac{N}{m^2} \right]$$

$$F = P_{\max} \cdot S_p = P_{\max} \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4}$$

$$D = 170 \text{ [mm]} = 170 \cdot 10^{-3} \text{ [m]}$$

$$\text{Donc : } F = 96,86 \cdot 10^5 \cdot \frac{3,14 \cdot (170 \cdot 10^{-3})^2}{4} = 219741,44 \text{ [N]}$$

$$F = 219,74 \text{ [KN]}$$

$L = \mu \cdot l$  : Etant la longueur de la bielle flambée.

Le flambage se manifeste dans deux plans de la bielle qui sont :

- Le plan d'encastrement de la bielle.

- Le plan d'oscillation.

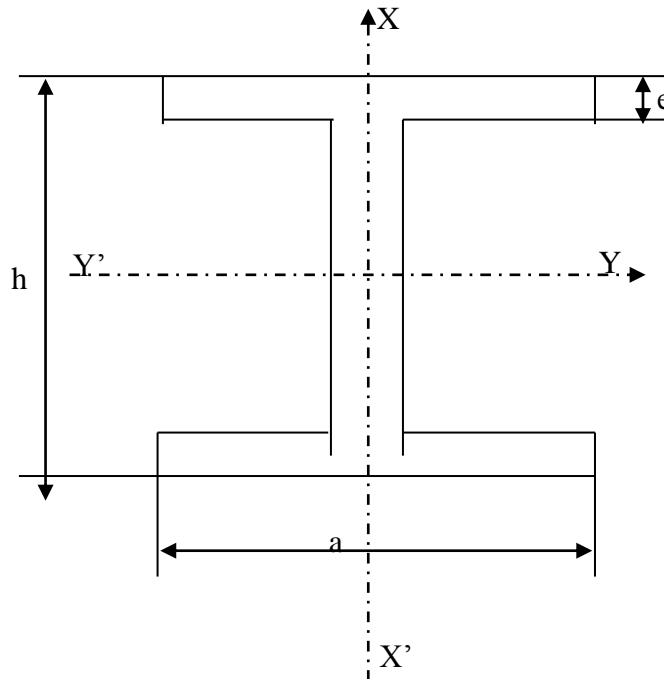
$\mu$  : Etant le coefficient de réduction de la bielle.

a) Au plan d'oscillation  $\mu = 1 \Rightarrow L = l.1 = 430$  [mm].

b) Au plan d'encastrement  $\mu = 0,5 \Rightarrow L = 0,5.l = 215$  [mm]

$i = \sqrt{\frac{I}{S}}$  : est le rayon de giration des sections.

I : Le moment d'inertie.



$$h = 60 \text{ mm} ; a = 40 \text{ mm} ; e = 8 \text{ mm}$$

Fig.III.3.Profil de la section transversale du corps de la bielle

**a. Calcul des moments d'inertie par rapport aux deux axes :**

1. par rapport à l'axe (Y, Y') : (plan d'encastrement).

$$I_{yy'} = \frac{a.h^3}{12} - \frac{(a-e)(h-2e)^3}{12} \tag{III.37.1}$$

$$I_{yy'} = \frac{40.60}{12} - \frac{(40-8).(60-16)^3}{12} = 492842,6 = 49,2.10^4 \text{ mm}^4$$

2. par rapport à l'axe (X, X') : (plan d'oscillation).

$$I_{xx'} = \frac{h.a^3}{12} - \frac{(h-2e)(a^3 - e^3)}{12} \quad (\text{III.37.2})$$

$$I_{xx'} = \frac{60.40^3}{12} - \frac{(60-16)(40^3 - 8^3)}{12} = 8,72.10^4 \text{ mm}^2$$

**b. Calcul de l'air de la section de bielle :**

$$S = e.(2a + h) - 2e^2 = 8.(2.40 + 60) - 2.8^2 \quad (\text{III.37.3})$$

$$S = 992 \text{ mm}^2$$

**c. Calcul des rayons de giration des sections :**

$$i_{xx'} = \sqrt{\frac{I_{xx'}}{S}} = \sqrt{\frac{8,72.10^4}{992}} = 9,73 \text{ mm} = 0,973 \text{ cm} \quad (\text{III.37.4})$$

$$i_{yy'} = \sqrt{\frac{I_{yy'}}{S}} = \sqrt{\frac{49,28.10^4}{992}} = 22,28 \text{ mm} = 2,228 \text{ cm} \quad (\text{III.37.5})$$

**d. Calcul de la contrainte dans le plan d'oscillation (fig. III.4) :**

K : coefficient qui dépend de la nature du métal utilisé.

$$K = 0,0004 \rightarrow 0,0016$$

Pour l'acier allié au Nickel  $K = 0,001$

$$\sigma_{osc} = \frac{F}{S} \left( 1 + K \frac{l^2}{i_{xx'}^2} \right) = \frac{219,74}{9,92.10^{-2}} \left( 1 + 0,001 \frac{43^2}{(0,97)^2} \right) = 6541,3 \left[ \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} \right] \quad (\text{III.37.6})$$

$$\sigma_{osc} = 6541,3 \left[ \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} \right] < [\sigma] = 10500 \left[ \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} \right]$$

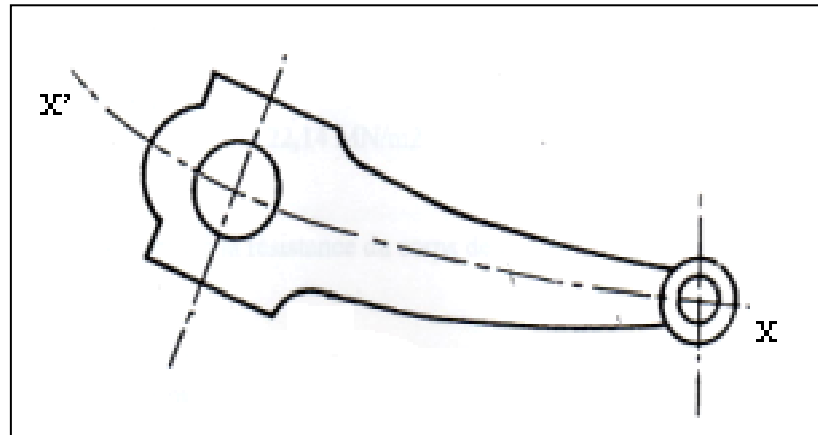


Fig. III. 4. plan d'oscillation

**e. Calcul de la contrainte dans le plan d'encastrement (fig. III. 5) :**

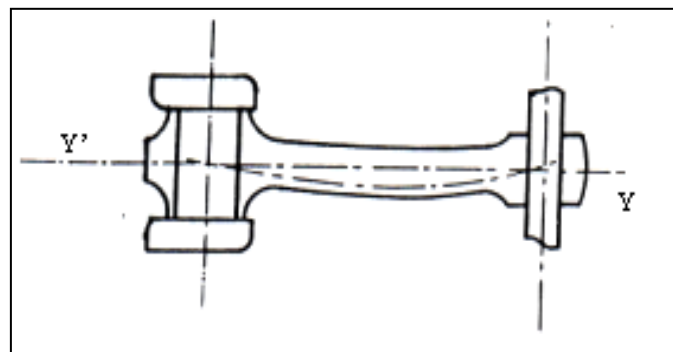


Fig. III. 5. plan d'encastrement

$$\sigma_{enc} = \frac{F}{S} \left( 1 + K \frac{l^2}{I^2_{yy'}} \right) = \frac{219,74}{9,92 \cdot 10^{-2}} \left( 1 + 0,001 \frac{43^2}{(2,22)^2} \right) = 3046,2 \left[ \frac{Kg}{cm^2} \right] \quad (\text{III.37.7})$$

$$\sigma_{enc} = 3046,2 \left[ \frac{Kg}{cm^2} \right] < [\sigma] = 10500 \left[ \frac{Kg}{cm^2} \right]$$

Lorsque  $\sigma_{osc} + \sigma_{enc} = 6541,3 + 3046,2 = 9587,5 \left[ \frac{Kg}{cm^2} \right] < 10500 \left[ \frac{Kg}{cm^2} \right]$  alors la condition de résistance au flambage de la bielle est vérifiée, avec les coefficients de sécurité suivants :

$$n_{osc} = \frac{[\sigma]}{\sigma_{osc}} = \frac{10500}{6541,3} = 1,6$$

$$n_{enc} = \frac{[\sigma]}{\sigma_{enc}} = \frac{10500}{3046,2} = 3,45$$

**III.3.2.2. Calcul du piston :**

Les pistons sont également fabriqués d'alliage d'aluminium, le calcul se fait d'après la pression maximale de cycle ( $P_z$ ) dans le cylindre et de la pression latérale maximale.

-Pour ce calcul on doit déterminer :

**a. La contrainte de flexion au fond du piston :**

$$\sigma_{fl} = P_z \left( \frac{r_i}{\delta_f} \right)^2 \left[ \frac{N}{m^2} \right] \quad (\text{III.38})$$

$$r_i = \frac{1}{2} [D - 2(\delta_p + t + \Delta t)]$$

$r_i$  : Rayon intérieur du fond [m] ,

$\delta_f$  : Epaisseur minimum du fond [m] ;  $\delta_f = (0,12 \div 0,20).D$ , on prend  $\delta_f = 30 \text{ mm}$

D : Diamètre du piston [m]

$\delta_p$  : Epaisseur minimum de la paroi de piston [m] , on prend  $\delta_p = 40 \text{ mm}$

t : Epaisseur radiale du segment [m]

$\Delta t$  : Le jeu radial du segment dans la rainure du piston, on prend  $\Delta t = 1$

$$\text{Donc : } r_i = \frac{1}{2} [170 - 2(40 + 7 + 1)]$$

$$r_i = 37 \text{ mm}$$

$$\sigma_{fl} = 96,86.10^5 \cdot \left( \frac{37.10^{-3}}{30.10^{-3}} \right)^2 = 11,94 \left[ \frac{MN}{m^2} \right]$$

$$\sigma_{fl} = 11,94 \left[ \frac{MN}{m^2} \right] \langle [\sigma_{fl}^a] = 20 \left[ \frac{MN}{m^2} \right]$$

**b. La contrainte de compression dans la section circulaire par les orifices d'huile :**

$$\sigma_{comp} = \frac{P_z \cdot S_p}{F_{sec; h}} \quad (\text{III.39})$$

$S_p$  : Section du piston

$$S_p = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{3,14 \cdot (170.10^{-3})^2}{4} \Rightarrow S_p = 0,022 \text{ m}^2$$



$F_{\text{sec};h}$  : La surface de la section de calcul à travers les rainures de segments en tenant compte des orifices d'huile  $[m^2]$

$$F_{\text{sec};h} = \frac{\pi}{4} (D_{\text{int}} + 2\delta_p)^2 - D_{\text{int}}^2 - n \cdot d_c^2$$

$D_{\text{int}}$  : Diamètre intérieur de piston,  $D_{\text{int}} = D_{\text{ext}} - 2(\delta_p + t)$

$n$  : Nombre des orifices d'huile,  $n = 12$

$d_c$  : Diamètre des orifices,  $d_c = 1,5 \text{ mm}$

$$F_{\text{sec};h} = \frac{\pi}{4} (76 + 2 \cdot 40)^2 - 76^2 - 12 \cdot (1,5)^2$$

$$F_{\text{sec};h} = 0,014 m^2$$

Donc :

$$\sigma_{\text{comp}} = \frac{96,86 \cdot 10^5 \cdot 0,022}{0,014} = 15,22 \left[ \frac{MN}{m^2} \right]$$

$$\sigma_{\text{comp}} = 15,22 \left[ \frac{MN}{m^2} \right] < [\sigma_{\text{comp}}^a] = 30 \left[ \frac{MN}{m^2} \right]$$

### **c. La pression maximale sur la surface de frottement de la jupe du piston :**

$$q_{fr} = \frac{F_{\text{cyl}}^{\text{max}} \cdot S_p}{h_j \cdot D_{\text{ext}}} \quad (\text{III.40})$$

$h_j$  : La hauteur de la jupe du piston  $[m]$ ,  $h_j = 0,9 \cdot D$

$$h_j = 0,9 \cdot 170 = 153 \text{ mm}$$

$$F_{\text{cyl}}^{\text{max}} = 5,75 \text{ [bars]}$$

$$q_{fr} = \frac{5,75 \cdot 10^5 \cdot 0,022}{153 \cdot 170} = 0,5 \left[ \frac{MN}{m^2} \right]$$

$$q_{fr} = 0,5 \left[ \frac{MN}{m^2} \right] < [q_{fr}^a] = 0,96 \left[ \frac{MN}{m^2} \right]$$

Puisque les conditions a, b, c sont vérifiés donc la résistance du piston est assurée.

**III.3.2.3 Calcul des segments :****a. La pression moyenne du segment sur la paroi :**

$$P_m = \frac{0,425 \cdot E \cdot S_{o/t}}{(3 - \mu) \left( \frac{D}{t} - 1 \right)^3 \cdot \frac{D}{t}} \quad (\text{III.41})$$

$E$  : Module d'élasticité pour une fonte alliée.

$$E = 1,2 \cdot 10^5 \left[ \frac{MN}{m^2} \right]$$

$S_{o/t}$  : Différence entre les jupes des segments.

$S_{o/t} = 3,2 \div 4$  (Pour les moteur Diesel), on prend  $S_{o/T} = 3,6$ .

$\mu = 0$  (Pour les segments à pression régulière).

$$P_m = \frac{0,425 \cdot 1,2 \cdot 10^5 \cdot 3,6}{(3 - 0) \left( \frac{170}{7} - 1 \right)^3 \cdot \frac{170}{7}} = 0,20 \left[ \frac{MN}{m^2} \right]$$

$$P_m = 0,20 \left[ \frac{MN}{m^2} \right] \langle [P_m^a] = 0,37 \left[ \frac{MN}{m^2} \right]$$

**b. La contrainte de flexion dans le segmentent état de travail :**

$$\sigma_{fl,1} = 2,61 \cdot P_m \cdot \left( \frac{D}{t} - 1 \right)^2 = 2,61 \cdot 0,20 \cdot \left( \frac{170}{7} - 1 \right)^2 = 283 \left[ \frac{MN}{m^2} \right] \quad (\text{III.42})$$

$$\sigma_{fl,1} = 283 \left[ \frac{MN}{m^2} \right] \langle [\sigma_{fl,1}^a] = 450 \left[ \frac{MN}{m^2} \right]$$

**c. La contrainte de flexion dans le segment en état de montage sur piston :**

$$\sigma_{fl,2} = \frac{4 \cdot E \cdot (1 - 0,114 \cdot S_{o/t})}{m \left( \frac{D}{t} - 1,4 \right) \cdot \frac{D}{t}} \quad (\text{III.43})$$

$m$  : Coefficient dépendant du mode de montage du segment,  $m = 1,57$

$$\sigma_{fl,2} = \frac{4,1,2 \cdot 10^5 \cdot (1 - 0,114 \cdot 3,6)}{1,57 \cdot \left(\frac{170}{7} - 1,4\right) \cdot \frac{170}{7}} = 324,32 \left[ \frac{MN}{m^2} \right]$$

$$\sigma_{fl,2} = 324,32 \left[ \frac{MN}{m^2} \right] < [\sigma_{fl,2}^a] = 600 \left[ \frac{MN}{m^2} \right]$$

Lorsque les conditions (a, b, c) sont vérifiés donc la résistance des segments est assurée.

### **III.3.2.4 Calcul de vérification de la chemise :**

Ce calcul a pour but, la détermination de la résistance à l'éclatement de la chemise, la détermination de l'épaisseur de la paroi de celle-ci d'après les caractéristiques des matériaux utilisés et la pression d'essai de cette chemise.

La chemise est fabriquée en fonte graphique sphéroïdale

- Sa résistance pratique  $R_p = \frac{R_e}{S}$
- Sachant que  $R_e = 40 \frac{daN}{mm^2}$  (limite d'élasticité) et S son coefficient de sécurité  
 $S = 3$

$$R_p = \frac{40}{3} = 13,33 \left[ \frac{daN}{mm^2} \right]$$

$$P_i = P_{\max} = P_z = 96,86 [bars] = 0,968 \left[ \frac{daN}{mm^2} \right]$$

$D_i$  : Le diamètre intérieur,  $D_i = 170 \text{ mm}$

$$e = \frac{D_i}{2} \left[ \left( \frac{R_p + P_i}{R_p - P_i} \right)^{\frac{1}{2}} - 1 \right] = \frac{170}{2} \left[ \left( \frac{13,33 + 0,968}{13,33 - 0,968} \right)^{\frac{1}{2}} - 1 \right] = 6,41 \text{ mm} \quad (\text{III.44})$$

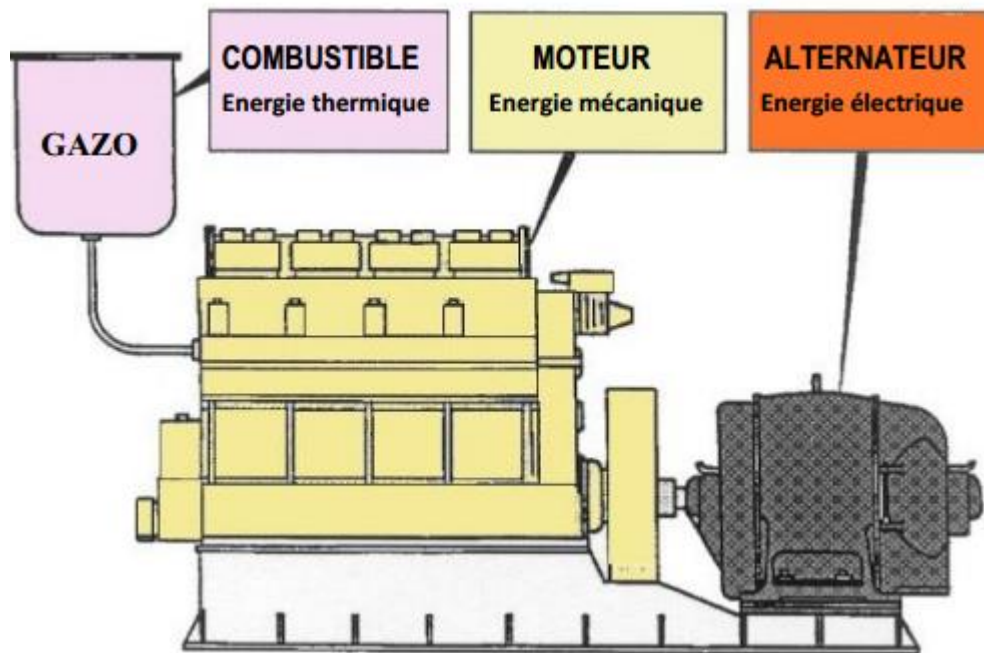
$$e = 6,41 \text{ mm} < 8,5 \text{ mm} = (\sigma_{cy})_{réelle}$$

L'épaisseur de la paroi de la chemise est vérifiée d'après ses caractéristiques des matériaux et sa pression d'essai ce qui nous ramène à dire que la résistance à l'éclatement est satisfaisante.

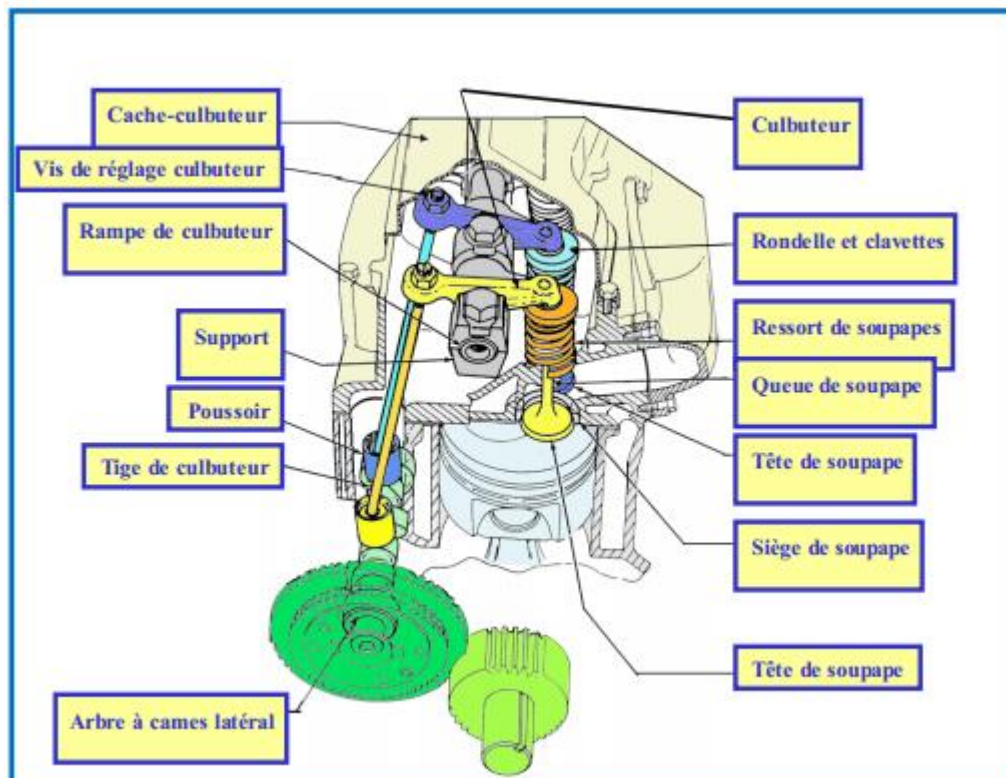
## **CONCLUSION :**

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...) Le CATRPELLAR est considéré comme le cœur de la sonde, est la seule Source d'énergie.

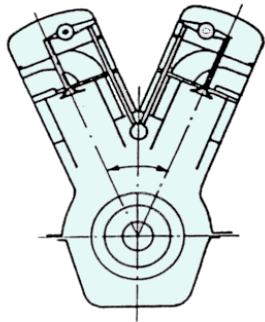
Les calculs des caractéristiques thermiques ainsi que les calculs de vérification à la résistance sont utilisés pour maintenir le bon rendement du moteur par l'établissement d'un organigramme de maintenance contre plusieurs problèmes tels que la corrosion des échangeurs, l'augmentation de la température maximale de moteur, la destruction des organes de moteur dus aux grands contraintes.



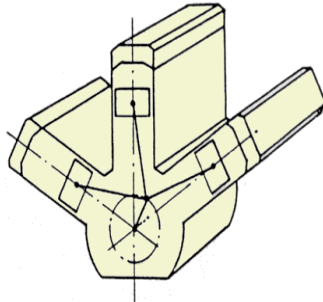
**SYSTEME DE DISTRIBUTION**



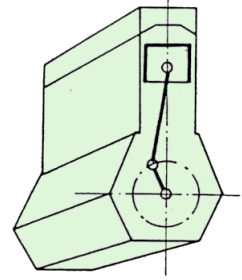
**LA TRANSFORMATION D'ENERGIE**



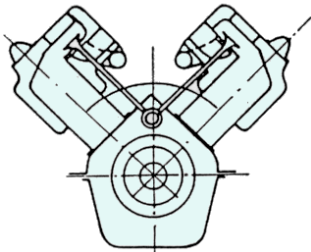
**Moteur V16 à 45°**



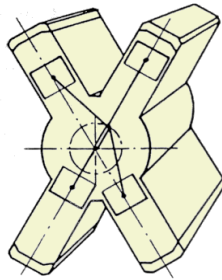
**Moteur en W**



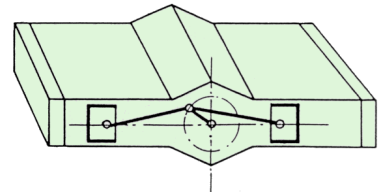
**Moteur en ligne**



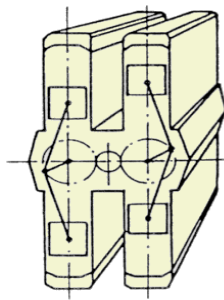
**Moteur V8 à 90°**



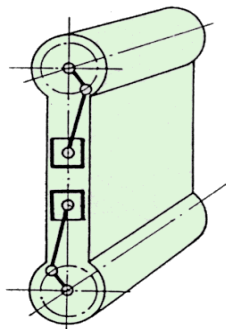
**Moteur en X**



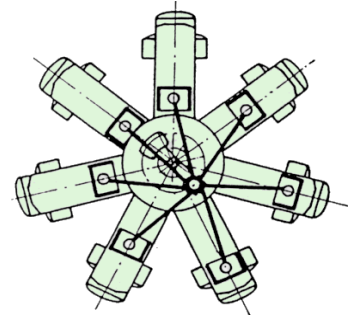
**Moteur à plat**



**Moteur en H**



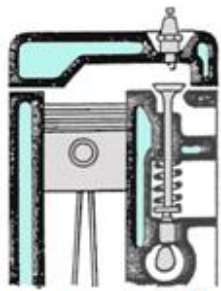
**Moteur à piston opposé**



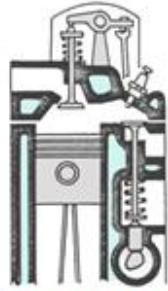
**Moteur en étoile**

## **Disposition des cylindres**

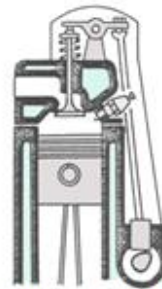
## Disposition des soupapes et arbre à cames



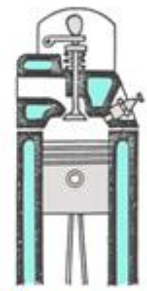
Soupapes latérales  
Verticales  
À arbre à cames latéral



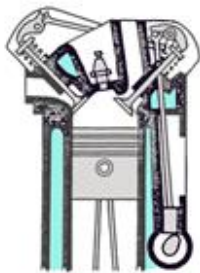
Soupapes opposées,  
Admission en tête,  
Échappement latéral



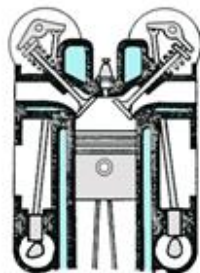
Soupapes culbutées  
À arbre à cames latéral



Soupapes en tête  
Avec  
Arbre à cames en tête



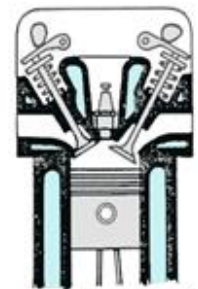
Soupapes en tête  
Deux rangs  
Arbre à cames latéral



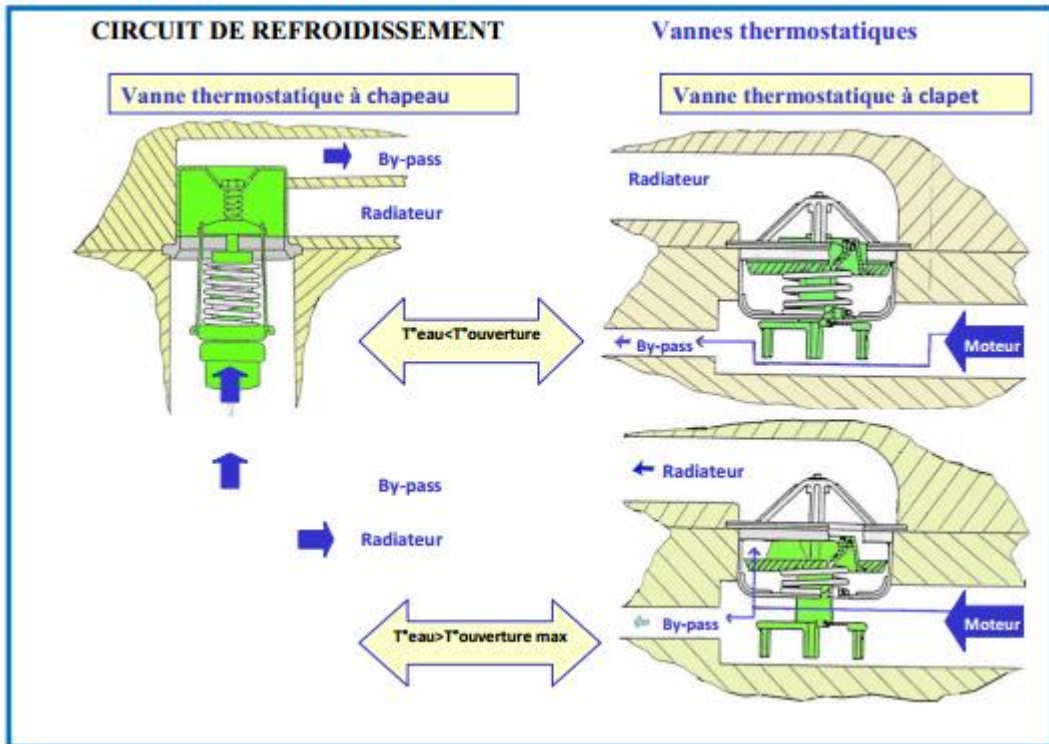
Soupapes en tête,  
deux rangs,  
deux arbres à cames  
latéraux



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



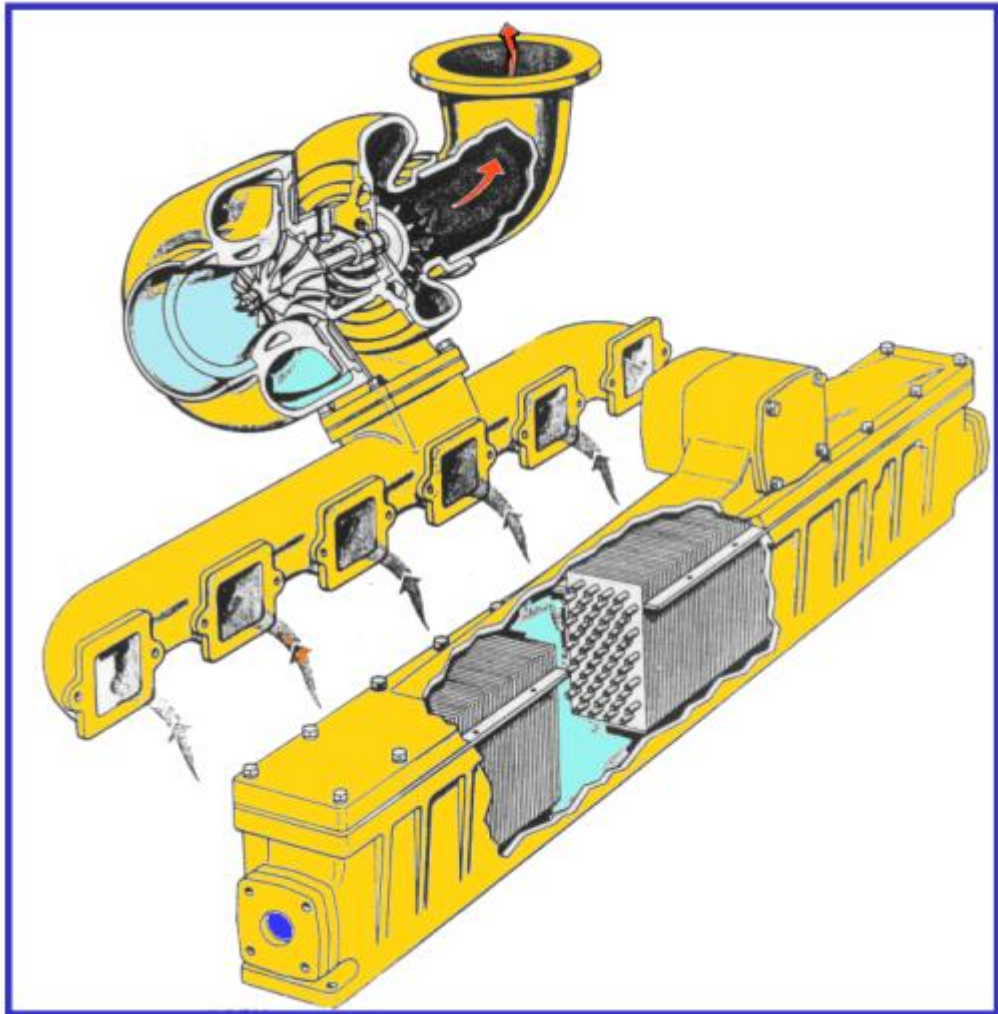
Soupapes en tête,  
deux rangs  
deux arbres  
à cames en tête



### VANNES THERMOSTATIQUE







**SCHEMA REEL DE REFROIDISSEUR D'UN MOTEUR CAT 3512**

Tableau II.1

Température t. °C	Air	Oxygène O <sub>2</sub>	Nitrogène (atmosphérique) N <sub>2</sub>	Carbon dioxide CO <sub>2</sub>	Water vapour H <sub>2</sub> O	Carbon monoxide CO	Hydrogen H <sub>2</sub>
0*	20.758	20.959	20.704	27.545	25.184	20.808	20.302
100	20.838	21.223	20.733	29.797	25.426	20.863	20.620
200	20.984	21.616	20.800	31.744	25.803	20.988	20.758
300	21.206	22.085	20.972	33.440	26.260	21.202	20.808
400	21.474	22.563	21.185	34.935	26.775	21.474	20.871
500	21.780	23.019	21.449	36.258	27.315	21.784	20.934
600	22.090	23.446	21.729	37.438	27.880	22.110	21.001
700	22.408	23.834	22.027	38.498	28.474	22.437	21.093
800	22.713	24.187	22.320	39.448	29.077	22.755	21.202
900	23.006	24.510	22.609	40.302	29.693	23.061	21.332
1000	23.283	24.803	22.881	41.077	30.304	23.350	21.474
1100	23.547	25.071	23.140	41.784	30.901	23.622	21.629
1200	23.794	25.318	23.392	42.425	31.510	23.877	21.792
1300	24.018	25.548	23.626	43.007	32.092	24.112	21.972
1400	24.250	25.761	23.848	43.543	32.661	24.338	22.152
1500	24.459	25.967	24.057	44.033	33.210	24.543	22.332
1600	24.652	26.159	24.250	44.485	33.741	24.736	22.517
1700	24.863	26.343	24.434	44.903	34.261	24.916	22.697
1800	25.003	26.519	24.602	45.299	34.755	25.087	22.877
1900	25.167	26.691	24.765	45.644	35.224	25.246	23.057
2000	25.326	26.854	24.916	45.975	35.680	25.393	23.233
2100	25.474	27.013	25.062	46.281	36.120	25.535	23.408
2200	25.611	27.168	25.200	46.566	36.538	25.665	23.576
2300	25.745	27.319	25.326	46.829	36.940	25.791	23.743
2400	25.870	27.470	25.447	47.076	37.330	25.908	23.907
2500	25.992	27.612	25.560	47.302	37.702	26.021	24.070

Tableau II.2

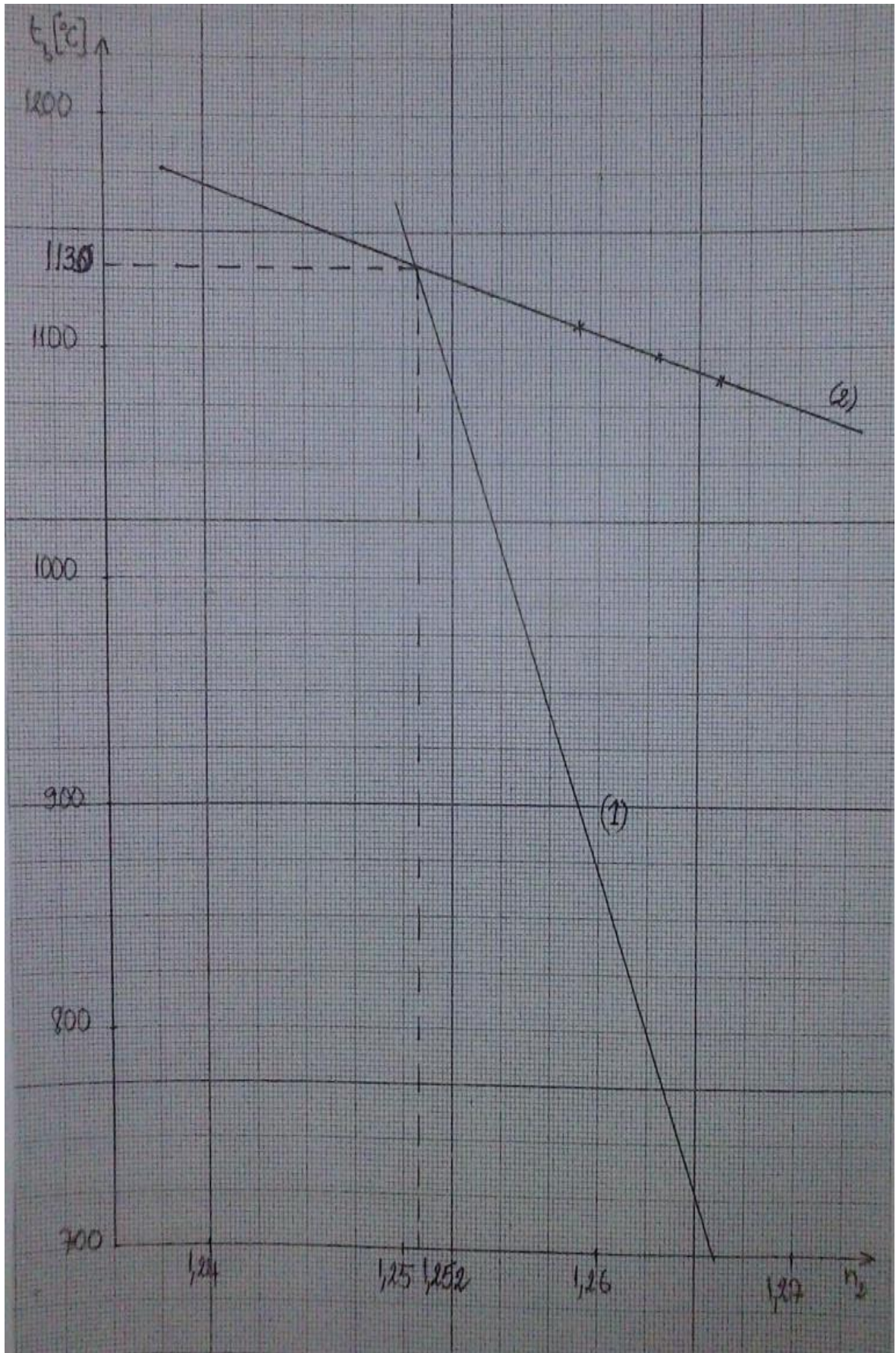
Temperature $t, ^\circ\text{C}$	Petrol at				Diesel fuel $\alpha=1$
	$\alpha=1.0$	$\alpha=0.9$	$\alpha=0.8$	$\alpha=0.7$	
0	22.1849	22.0451	21.8810	21.6845	22.190
100	22.5304	22.3556	22.1502	21.9040	22.525
200	22.8830	22.6762	22.4334	22.1426	22.902
300	23.2899	23.0552	22.7790	22.4480	23.320
400	23.7203	23.4605	23.1459	22.7807	23.739
500	24.1478	23.8772	23.5376	23.1426	24.200
600	24.5828	24.2931	23.9316	23.5095	24.618
700	25.0191	24.7126	24.3315	23.8859	25.079
800	25.4382	25.1173	24.7191	24.2530	25.498
900	25.8439	25.5088	25.0967	24.6122	25.874
1000	26.2261	25.8806	25.4548	24.9534	26.293
1100	26.5899	26.2355	25.7948	25.2698	26.628
1200	26.9370	26.5726	26.1230	25.5950	27.005
1300	27.2636	26.8896	26.4306	25.8912	27.298
1400	27.5722	27.1808	26.7235	26.1738	27.633
1500	27.7840	27.4646	26.9993	26.4402	27.884
1600	28.1340	27.7300	27.2578	26.6905	28.177
1700	28.3928	27.9833	27.5047	26.9295	28.428
1800	28.6314	28.2180	27.7337	27.1518	28.638
1900	28.8604	28.4420	27.9527	27.3647	28.889
2000	29.0752	28.6526	28.1587	27.5649	29.098
2100	29.2812	28.8546	28.3564	27.7548	29.308
2200	29.4755	29.0455	28.5432	27.9386	29.517
2300	29.6555	29.2299	28.7173	28.1099	29.584
2400	29.8284	29.3930	28.8845	28.2732	29.852
2500	29.9905	29.5528	29.0415	28.4271	30.019

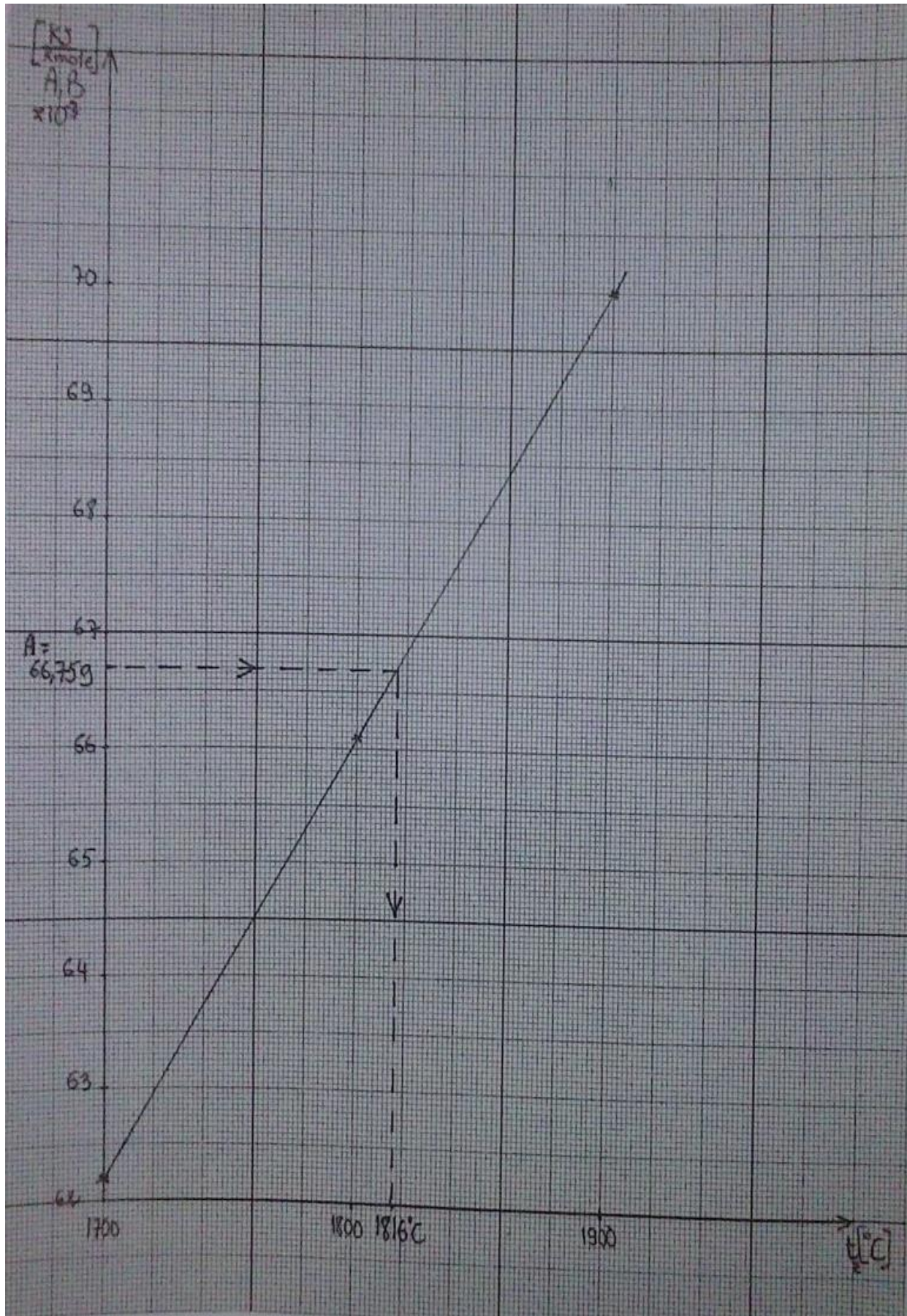
Tableau II.3

Temperature $t, ^\circ\text{C}$	Petrol at				Diesel fuel $\alpha=1$
	$\alpha=1.0$	$\alpha=0.9$	$\alpha=0.8$	$\alpha=0.7$	
0	0	0	0	0	0
100	2.2530	2.2045	2.1881	2.1685	2.252
200	4.5766	4.5352	4.4867	4.4285	4.580
300	6.3969	6.9165	6.8337	6.7344	6.992
400	9.4881	9.3842	9.2584	9.1123	9.483
500	12.0740	11.9386	11.7688	11.5713	12.100
600	14.7500	14.5759	14.3590	14.1057	14.779
700	17.5130	17.2989	17.0422	16.7202	17.585
800	20.3090	20.0938	18.7753	19.4024	20.390
900	23.2600	22.9688	22.5870	22.1510	23.237
1000	26.2262	25.8806	25.4548	24.9534	26.293
1100	29.2490	28.8569	28.3743	27.7968	29.308
1200	32.3250	31.8871	31.3476	30.7140	32.406
1300	35.4430	34.9565	34.3598	33.6586	35.504
1400	38.6010	38.0531	37.4129	36.6433	38.686
1500	41.6760	41.1969	40.4990	39.6603	41.868
1600	45.0140	44.3680	43.6125	42.7048	45.008
1700	48.2680	47.5716	46.7580	45.7802	48.358
1800	51.5370	50.7924	49.9207	48.8732	51.498
1900	54.8350	55.0398	53.1101	51.9929	54.931
2000	58.1500	57.3052	56.3174	55.1298	58.197
2100	61.4910	60.5947	59.5484	58.2851	61.546
2200	64.8460	63.9001	62.7955	61.4671	64.979
2300	68.2080	67.2127	66.0498	64.6528	68.287
2400	71.5880	70.5432	69.3228	67.8557	71.594
2500	74.9760	73.8820	72.6038	71.0678	75.027

Tableau II.4

Tempera- ture $t$ , $^{\circ}\text{C}$	Air	Oxygen $\text{O}_2$	Nitrogen (atmos- pheric) $\text{N}_2$	Carbon dioxide $\text{CO}_2$	Water vapour $\text{H}_2\text{O}$	Carbon monoxide $\text{CO}$	Hydrogen $\text{H}_2$
0	0	0	0	0	0	0	0
100	2.015	2.123	2.072	2.981	2.541	2.085	2.064
200	4.195	4.325	4.162	6.347	5.162	4.199	4.153
300	6.364	6.628	6.293	10.031	7.879	6.360	6.242
400	8.591	9.027	8.474	13.975	10.710	8.591	8.348
500	10.890	11.509	10.726	18.129	13.657	10.790	10.467
600	13.255	14.068	13.038	22.462	16.726	13.268	12.602
700	15.684	16.684	15.420	26.950	19.933	15.705	14.767
800	18.171	19.347	17.857	31.560	23.262	18.204	16.965
900	20.708	22.060	20.348	36.270	26.724	20.754	19.201
1000	23.983	24.803	22.881	41.077	30.304	23.350	21.474
1100	25.899	27.578	25.456	45.971	34.001	25.983	23.793
1200	28.554	30.379	28.068	50.911	37.811	28.654	26.152
1300	31.238	33.241	30.714	55.894	41.721	31.346	28.562
1400	33.951	36.065	33.385	60.960	45.720	34.072	31.011
1500	36.689	38.950	36.086	66.086	49.823	36.814	33.498
1600	39.444	41.855	38.799	71.175	53.758	38.578	36.023
1700	42.203	44.799	41.537	76.325	58.238	42.370	38.585
1800	45.008	47.729	44.296	81.517	62.551	45.175	41.177
1900	47.813	50.702	47.059	86.708	66.947	47.981	43.794
2000	50.660	53.716	49.823	90.942	71.343	50.786	46.473
2100	53.507	56.731	52.628	97.175	75.865	53.633	49.153
2200	56.354	59.787	55.433	102.541	80.386	56.480	51.879
2300	59.201	62.844	58.100	107.726	84.950	59.327	54.596
2400	62.090	65.942	61.085	113.002	89.597	62.174	57.359
2500	64.979	69.040	63.890	118.277	94.245	65.063	60.164









## **Bibliographie**

- [1] DIDIER JOLIVET , le moteur diesel,CHOTARD ASSOCIES EDITEURS 1994.
- [2] G.RENAUD « moteur à combustion interne », Edition l'Ecole des Mines,Paris ,2005.
- [3] ROGER TORRI,les moteurs à quatre temps et à deux temps,LES EDITIONS FOUCHER 1983.
- [4] BERGERA (CATERPILLAR),moteurs Diesels et technologie de construction, EDITION DOCUMENT DE FORMATION (BERGERA).
- [5] Site internet de l'entreprise CATERPILLAR [www.CAT.com](http://www.CAT.com).
- [6] E.BESTHAROV ET S.NETCHAEV , calcul thermique du diesel (INH 1974).
- [7] I.KALAKOUTSKI ET V.VOLKOV , calcul dynamique du diesel (INH 1686).
- [8] Y. JANOT «transfert thermique », 2003.

## **Résumé**

Le forage est un procédé primordial afin d'extraire le pétrole, celui-ci exige des installations importantes afin d'assurer un environnement de travail sûr et efficace.

Parmi les équipements utilisés en site le moteur diesel CATERPILLAR 3512 qui est exploité comme étant un groupe de forces 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 plateforme 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.

Ce travail présente les résultats du calcul thermodynamique et mécanique du moteur diesel Caterpillar à combustion interne.

Ces résultats sont acceptables pour la vérification de fonctionnement du moteur dans le cas réel.

## **SUMMARY**

Drilling is an essential process to extract oil, it requires important system to ensure a working environment sure is effective. Among the equipment used in drilling operation is the diesel engine CATERPILLAR 3512 that is operated as a group forces or as a generator that drives a generator to produce electricity to power drilling equipment (mud pump, draw work ,rotary table, ...) and to ensure lighting in the oil platform, camps and bases of life. So this engine is the heart of the rig.

This work presents the results of thermodynamic and mechanical calculations internal of combustion Caterpillar diesel engine.

These results are acceptable for motor operation in the real case.