

UNIVERSITE KASDI MERBAH – OUARGLA -
FACULTE DES SCIENCES ET TECHNOLOGIE ET SCIENCES DE
LA MATIER

Département des Hydrocarbures



MEMOIRE DE FIN D'ETUDES

En Vue De L'obtention Du Diplôme Master Professionnel

Domaine : Hydrocarbures

Filière : Génie Pétrolières

Spécialité : Forage

Présenté par :

Mr : BENABDALLAH ISSAM

Mr : CHABI ABDERRAHMANE

Mr : MOUADA ABDELHAMID

Thème

**Minimisation des pertes d'énergie au
niveau d'un moteur CAT 3512 V dans les
stations pétrolières**

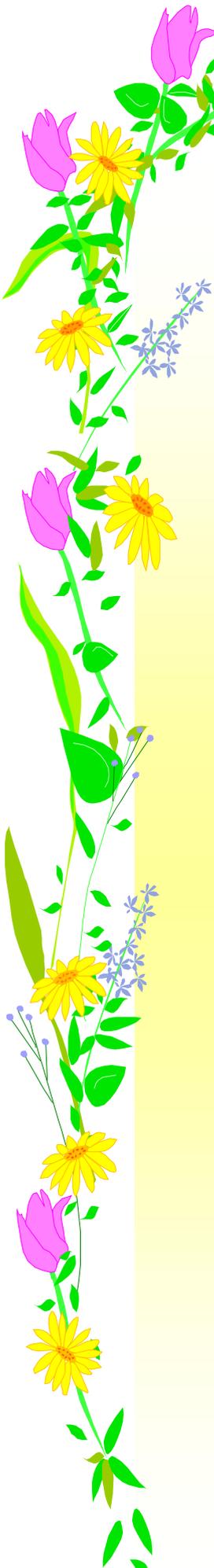
Soutenu publiquement

Le 25 / 06/2013 .

Devant le jury :

Président : Mr. BRAHMIA Alaoua (Univ. K M Ouargla)
Promoteur : Mr. BOUKSANI Mohamed (Univ. K M Ouargla)
Co-promoteur : Mr. WAZAZI Mohamed (Univ. K M Ouargla)

Année Universitaire : 2012/2013



Remerciement

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

Je tiens à remercier vivement, le chargé du suivi de ce travail,

Monsieur Boukasani Mohamed , ET Mr Bilal Saoud pour ses encouragements, ses conseils précieux et sa disponibilité.

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

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



SOMMAIRE

	PAGE
Introduction générale	1
CHAPITRE I : GENERALITE SUR LE MOTEUR DIESEL	
I-1-Historique de moteur Diesel	3
I-2-Classification des moteurs à combustion interne	3
I-3-Cycle à quatre temps de moteur Diesel	4
I-3-1- Cycle théorique	4
I-3-2-cycle réel	6
I-4-Avantages et inconvénients du moteur diesel	9
CHAPITRE II: DESCRIPTION D'UN MOTEUR CAT 3512 V	
II-1-Description et principe de fonctionnement	10
II-2- Description organique du moteur Caterpillar	11
II-2-1-Caractéristiques d'un moteur diesel Caterpillar 3512	11
II-3-les principaux organes	12
II-3-1-les organes fixes	12
II-3-1- 1-Le bloc cylindre	12
II-3-1-2- Culasse	13
II-3-1-3- Le joint de culasse	13
II-3-1-4- Les carters	13
II-3-2-Les organes mobiles	14
II-3-2-1-Le piston	14
II-3-2-2-La bielle	14
II-3-2-3-L'arbre moteur	15
II-3-2-4-L'arbre à cames	16
II-3-2-5-Les soupapes	16
II-3-2-6-Les culbuteurs	16
II-4- circuits sur le moteur	17
II-4-1-Circuit d'air et circuit d'échappement	17
II-4-1-1-Circuit d'air	17
II-4-1-2-Circuit d'échappement	17
II-4-2-Système de refroidissement	19
II-4-3-Circuit de lubrification	20
II-4-4-Circuit d'alimentation en carburant	22
II-4-4-1-Circuit d'alimentation	22
II-4-5- Système d'injection	23
CHAPITRE III: CALCUL THERMIQUE	
III.1.données du moteur cat 3512	26
III.2.3.les phase d'échappement et admission	30
III.2.4..La phase compression	33
III.2.5.Phase combustion	34
III.2.6.La phase de détente	37
III.2.7Performances du moteur	38
III.2.7.1.Pression moyne indiquée	38
III.2.7.2. Rendement indiqué	39
III.2.7.3.Consommation spécifique indiquée	40

III.2.7.4. Pression moyenne effective	40
III.2.7.5. Rendement effectif	41
III.2.7.6. Consommation spécifique effective	41
III.2.7.7. Puissance effective	41
III.2.7.8. Debit du combustible	42
III.2.7.9. Debit d'air	42
III.2.7.10. Pression d'échappement	42
III.2.7.11. Puissance au liter de cylindrée	43
III.2.7.12. puissance par unité de surface du piston	43
III.3.conclusion	44

CHAPITRE IV: PROBLÉMATIQUE

Introduction	45
IV-1-Controverse des résultats	45
IV-1-1-Variation de température au cours d'une année	45
IV-1-2-Influence de température sur la puissance et le rendement	46
IV-1-3-Variation de température moyenne au cours 10 années (2002-2011).	47
Conclusion	47

CHAPITRE V: INTERPRETATION DES RESULTAS

V. I. Introduction	49
V. 2. Différents cas proposes	49
V. 2. 1. Cas n°1 : cas actuel	49
V. 2. 2. Cas n°2 : cas actuel avec un refroidisseur d'air frais avant le compresseur	50
V.2. 3. Cas n°3 : cas actuel avec un refroidisseur d'air comprimé (après le compresseur)	51
V.2. 4. Cas n°4 : cas actuel avec un refroidisseur d'eau avant l'entrée de l'after cooler	51
)	
V. 3. Description de l'échangeur de chaleur étudié	52
V. 4. Procédure de calcul	54
V.3.Interpretation de résultats	55
Conclusion	58

Liste des tableaux

Tableau	Titre	Page
I-2	Classification des moteurs à combustion interne	3
I-4	Avantages et inconvénients du moteur diesel	9
II-2-1	Caractéristiques d'un moteur diesel Caterpillar 3512 V	11
III.2	Comparaison entre les résultats calculés et les données de constructeur	40
V-1	Résultats obtenus pour les différents cas étudiés	57

Liste des Figures

Figure	Titre	Page
Fig. I.1	Diagramme de cycle mixte (cycle de Sabathé)	6
Fig. I.2	Cycle réel	7
Fig. I.3	Diagramme de cycle réel	8
Fig. II.1	Bloc-moteur	12
Fig. II.2	Culasse d'un moteur CAT	13
Fig. II.3	Le joint de culasse d'un moteur CAT	13
Fig. II.4	Piston d'un moteur CAT	14
Fig. II.5	Bielle d'un moteur CAT	14
Fig. II.6	Coussinet d'un moteur CAT	15
Fig. II.7	Vilebrequin ou Arbre manivelle d'un moteur CAT	15
Fig. II.8	Arbre à cames d'un moteur CAT	16
Fig. II.9	soupape d'un moteur CAT	16
Fig. II.10	Circuit d'échappement et admission	18
Fig. II.11	Circuit de refroidissement	20
Fig. II.12	Circuit de lubrification	21
Fig.II.13	Circuit d'alimentation en carburant	23
Fig.II.14	Injecteur pompe	25
Fig.III.1	Cycle réel d'un moteur diesel suralimenté	31
Fig.IV.1	Température Moyenne dans la région d'Ouargla (2011)	46
Fig.IV.2	Puissance et Rendement du Moteur CAT3512 pour l'année 2011	47

Fig.IV.3	Puissance de Moteur CAT 35 12 pour la période (2002-2011)	48
Fig.V.1	Circuit de refroidissement actuel	50
Fig.V.2	Un refroidisseur d'air frais avant le compresseur	51
Fig.V.3	Un refroidisseur d'air après le compresseur	52
Fig.V.4	Un refroidisseur d'eau avant l'after cooler	53
Fig.V.5	schéma simplifié d'un échangeur tubulaire simple	53

Liste des symboles:

- ε : Taux de compression
- α : Coefficient d'axés d'air
- μ_{air} : Masse molaire d'air
- M_1 : Quantité de charge fraîche
- M_2 : Quantité des produits de combustion
- β_0 : Coefficient de variation molaire théorique
- β : 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
- S_n : 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
- β_z : Coefficient de variation molaire réel
- C_{vmz} : Chaleur spécifique moyenne aux points (z)
- C_{vmc} : Chaleur spécifique moyenne aux points(c)
- $Z\xi$: Coefficient d'utilisation de chaleur
- T_z : Température maximal du cycle
- ρ : Coefficient de détente préalable

δ : coefficient de détente postérieur

Tb: Température enfin de détente

n_2 : Exposant poly tropique de détente

Pmi : Pression moyenne indiquée

Pr: Pression vers la fin de détente

ϕ : Coefficient empirique de correction du cycle

Pi: Pression moyenne indiquée

η_i : Rendement indiqué

ρ_s : La masse spécifique de l'air d'admission

g_i : Consommation spécifique indiquée

Pe: Pression moyenne effective

η_m : Rendement mécanique,

η_e : Rendement effectif

g_e : Consommation spécifique effective

n: Nombre de cylindre

N : vitesse de rotation du vilebrequin

S : La course

D : L'alésage

τ : nombre de temps du moteur

Pe : .pression moyenne effective

Ne: Puissance effective

Gcomb : Débit du combustible

Gair : Débit d'air

G O2: Débit d'oxygène

Pj: Puissance au litre de cylindrée

Ggaz: Quantité des gaz d'échappement

N1: Puissance au litre de cylindrée

Vh : Cylindrée unitaire du moteur

Ppis: Puissance par unité de surface du piston

INTRODUCTION
GENERALE

INTRODUCTION GENERALE

Les ressources pétrolières sous terrains existantes en Algérie participe dans le développement économique d'une façon notable, cependant plusieurs entreprises nationales et internationales ont été installés dans le sud algérien dans les spécialités : forage, production, exploitation, raffinage etc..

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

Parmi les équipements utilisés on site le moteur diesel CATERPILLAR 3512 qui est exploités 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.

En effet, à cause des conditions climatique saharienne 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 satisfait la nécessité 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 dans les points suivants :

- On commence d'abord par une représentation du moteur CAT3512 et son mode de fonctionnement.
- Ensuite une vérification de bilan d'énergie du moteur du cas actuel

- puis, une étude d'optimisation pour un bon fonctionnement, à partir de 3 configurations proposées raccordée par une interprétation des résultats obtenues on va apprécier le plus adéquat.
- On termine par une conclusion générale.

Chapitre I

GENERALITE SUR LES MOTEURS DIESEL

I-GENERALITER SUR LES MOTEURS

I-1-Historique de moteur Diesel :

Le moteur diesel doit son nom à son inventeur, l'ingénieur allemand RODULF DIESEL né le 18 mars 1858 à Paris, qui en 1893 à l'âge de 35 ans, 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 TMRODULF 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 :

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

<p>A- <u>Le mode de fonctionnement :</u></p> <ul style="list-style-type: none"> ➤ Moteur à piston alternatif. ➤ Moteur à piston rotatif. ➤ Moteur à turbine. ➤ Moteur mixte (piston libre à turbine). 	<p>B - <u>Le mode de remplissage du cylindre :</u></p> <p>On distingue :</p> <ul style="list-style-type: none"> ➤ Moteur alimenté. ➤ Moteur sur alimenté.
<p>C- <u>Le type de combustible :</u></p> <ul style="list-style-type: none"> ➤ Moteur à combustion légère (essence). ➤ Moteur à combustion lourde (gas-oil). ➤ Moteur à gaz (GPL). 	<p>D - <u>Suivant le cycle adopté :</u></p> <ul style="list-style-type: none"> ➤ Moteur à quatre temps. ➤ Moteur à deux temps.

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

I-3-Cycle à quatre temps de moteur Diesel:

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

1^{er} 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° . Cette évolution a lieu à la pression atmosphérique (1,01325bars).

2^{ème} temps : Compression : (SA fermée ; SE fermée)

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

3^{ème} 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 certains 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^{ème} 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.

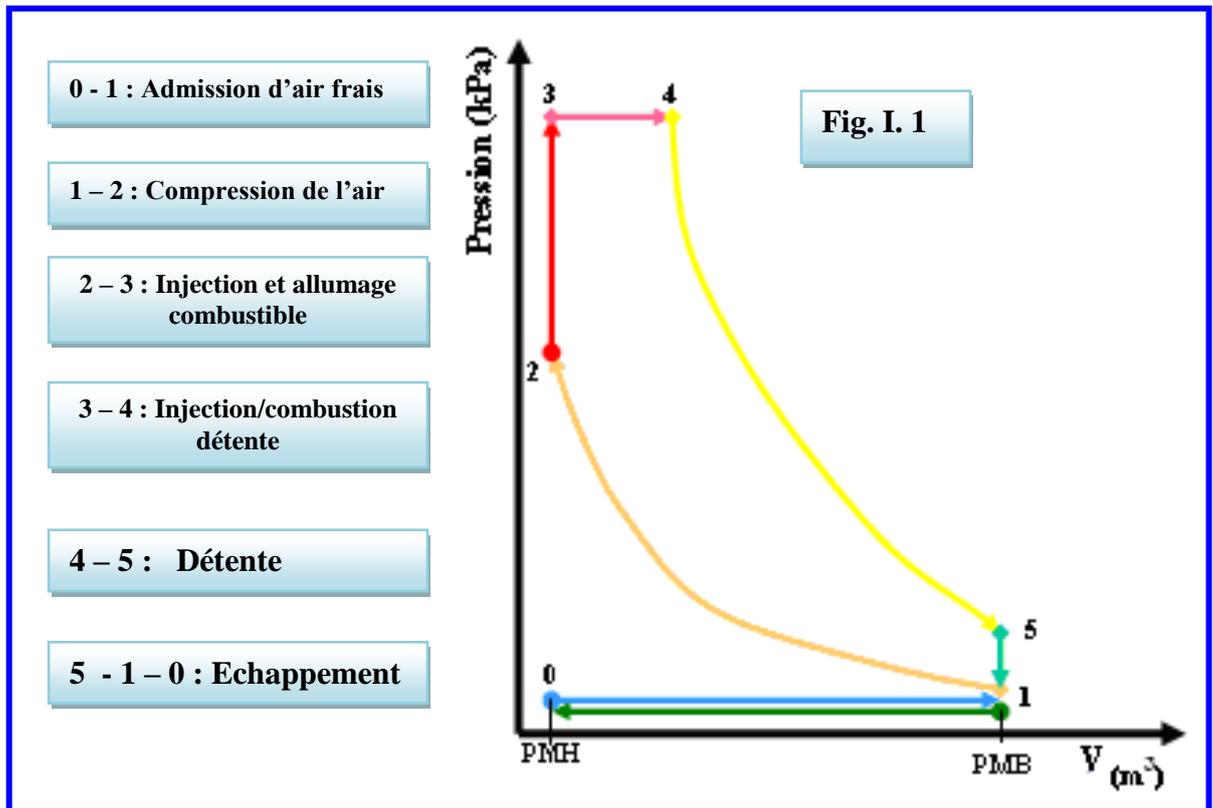


Fig. I.1 : Diagramme de cycle mixte (cycle de Sabathé)

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.

I-3-3-Diagramme cycle réel

En effet, 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 (Fig. I. 3).

- 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 poly tropiques.
- 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.

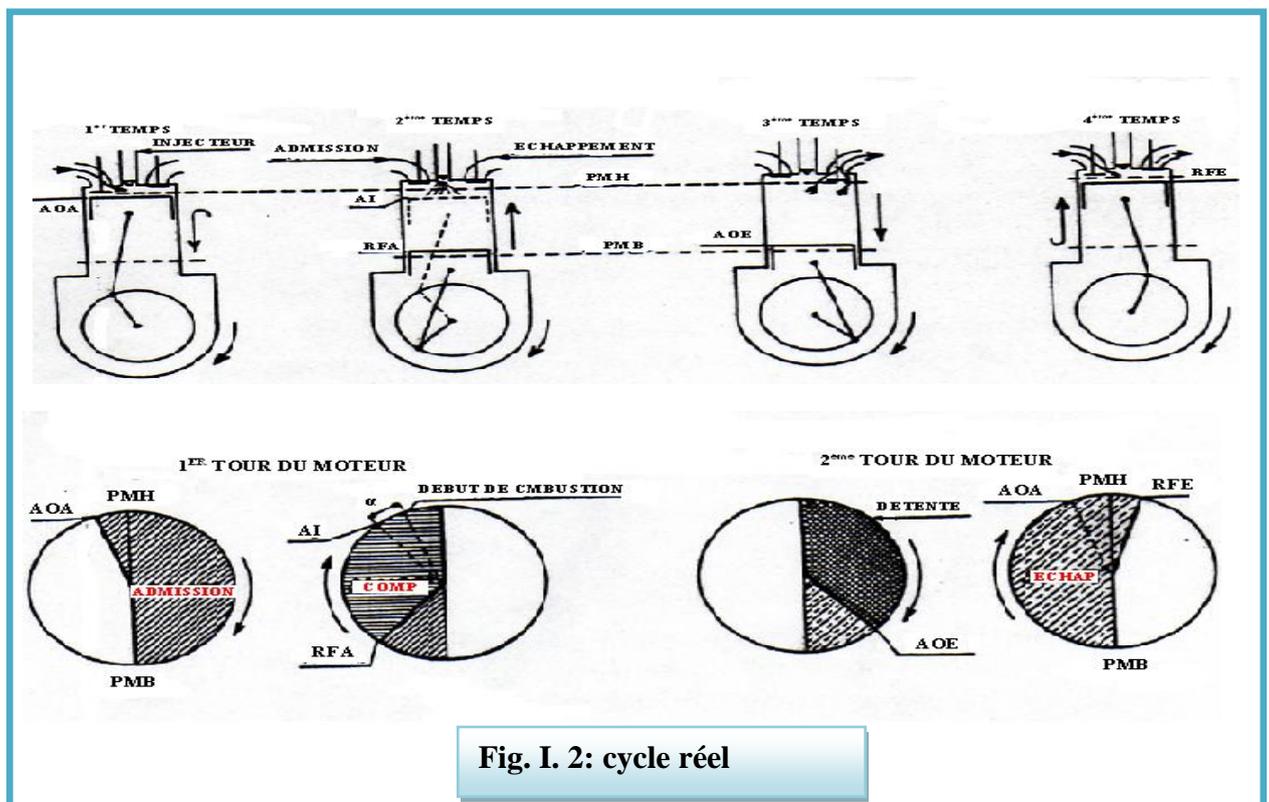


Fig. I. 2: cycle réel

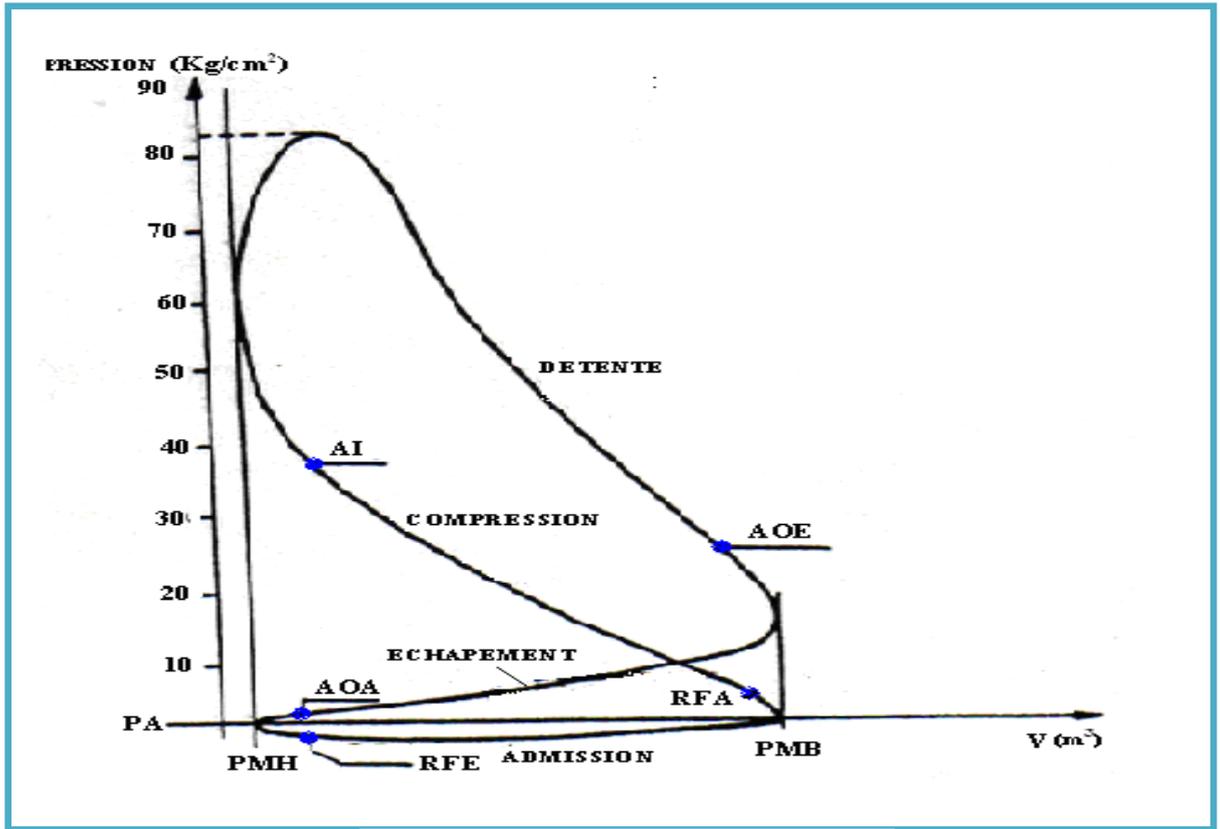


Fig. I. 3: Diagramme de cycle réel

I-4-Avantages et inconvénients du moteur diesel

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

Chapitre II

DESCRIPTION D'UN MOTEUR CAT 3512V

II-MOTEUR DIESEL CATER PILLAR 3512 :

II-1-Description et principe de fonctionnement :

Le moteur CAT 3512 est un moteur de série 3500, 12 cylindres en V. C'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 turbo-compresseur avant de pénétrer dans les cylindres. Le turbo-compresseur 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.

Le cycle à quatre temps de ce moteur est le même que celui de tous les moteurs Diesel. Donc, il nécessite deux tours du vilebrequin ; soit 720° de rotation du vilebrequin pour effectuer un cycle complet.

Un cycle complet vaut cinq phases successives suivantes :

➤ **La 1^{ère} 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^{ème} phase :**

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

➤ **La 3^{ème} 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^{ème} 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^{ème} 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-2- DESCRIPTION ORGANIQUE DU MOTEUR CATERPILLAR

II-2-1- Caractéristiques d'un moteur diesel Caterpillar 3512

Alésage	170mm
Course	190mm
Angle entre les rangées	60°
Nbre de cylindres	12
Cylindrée Unitaire	4,31 Litres

Cylindrée Totale	51,8Litres
Taux de compression	13/1
Sens de rotation vue depuis Le volant	Sens antihoraire
Ordre d'injection	1-12-9-4-5-8-11-2-3-10-7-6.
Type d'injection	Injection directe
Type d'injecteur	Injecte-Pompe à 9 Trous
Régime de ralenti	900 tr/mn
Régime Nominal de Plein charge	1200 tr/mn
Puissance Mécanique	1210 HP

DébitdespompesV12

Pompe à huile	340 l/mn
Pompe à gas-oil	21 l/mn
Pompe à eau	1520 l/mn

II-3-PRINCIPEAUXORGANES :

II-3-1-Organes fixes :

II-3-1-1- Bloc cylindre :

C'est la pièce maîtresse de moteur. Il 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.

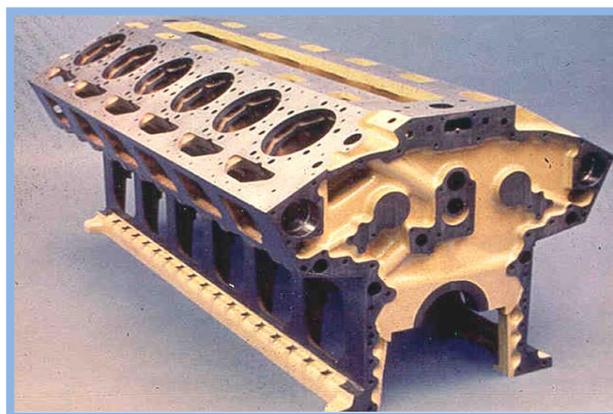


Fig. II.1: Bloc-moteur

II-3-1- 2- Culasse:

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.

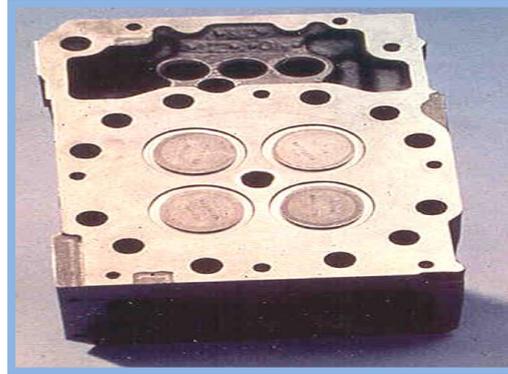


Fig. II.2 : Culasse d'un moteur CAT

II-3-1-3- Joint de culasse :

Généralement constituée, 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.

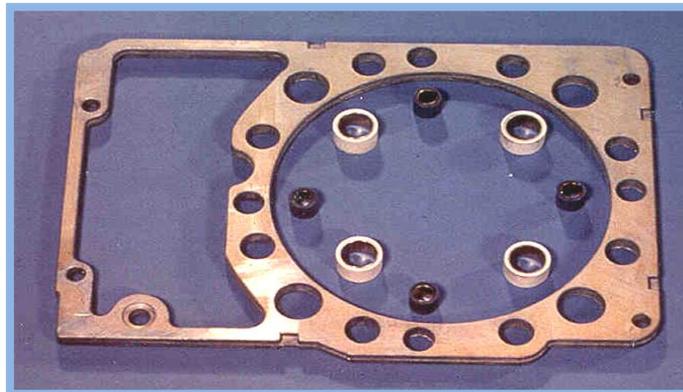


Fig. II.3 : Le joint de culasse d'un moteur CAT

II-3-1-4- 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

II-3-2- Organes mobiles :

II-3-2-1-Piston:

Animé d'un mouvement rectiligne alternatif, le piston est réalisé en fonte alliée, a ce des segments sont logés dans la partie haute du piston, la tête, assurent l'étanchéité de la chambre de combustion.

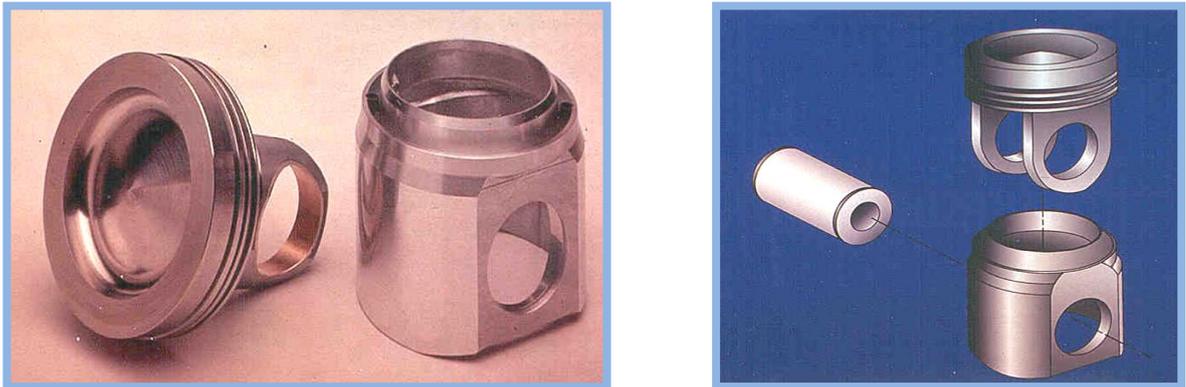


Fig. II.4 : Piston d'un moteur CAT

II-3-2-2- Bielle:

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. La bielle comporte trois parties essentielles.

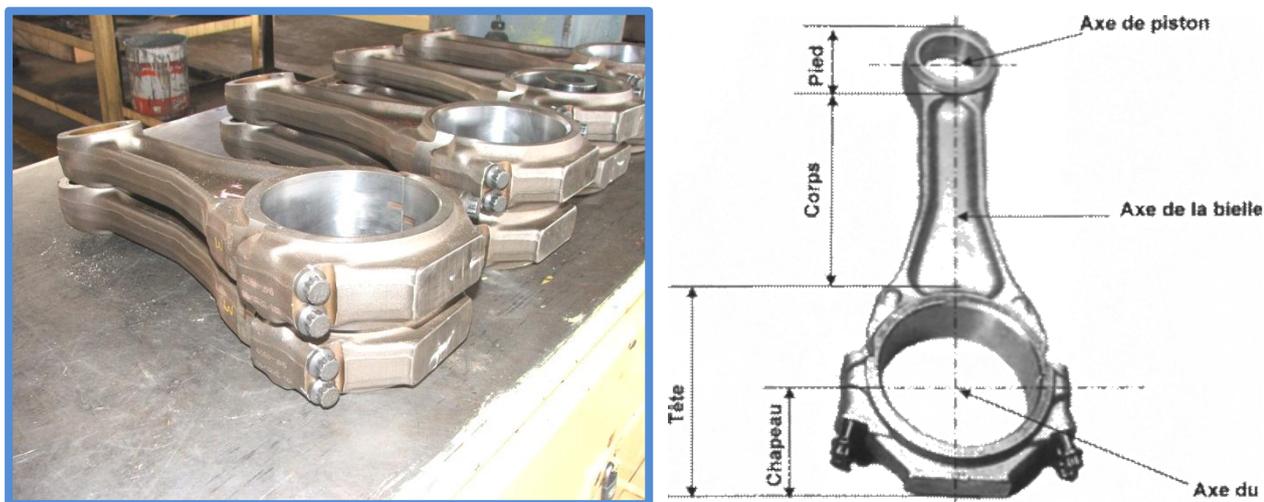


Fig. II.5 : Bielle d'un moteur CAT

II-3-2-3-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.

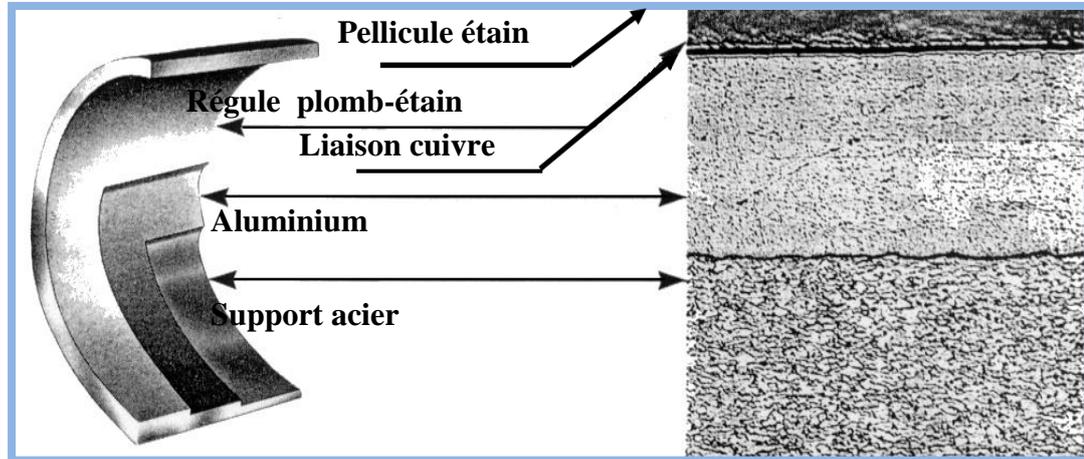


Fig. II.6 : Coussinet d'un moteur CAT

II-3-2-4-Arbre moteur :

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

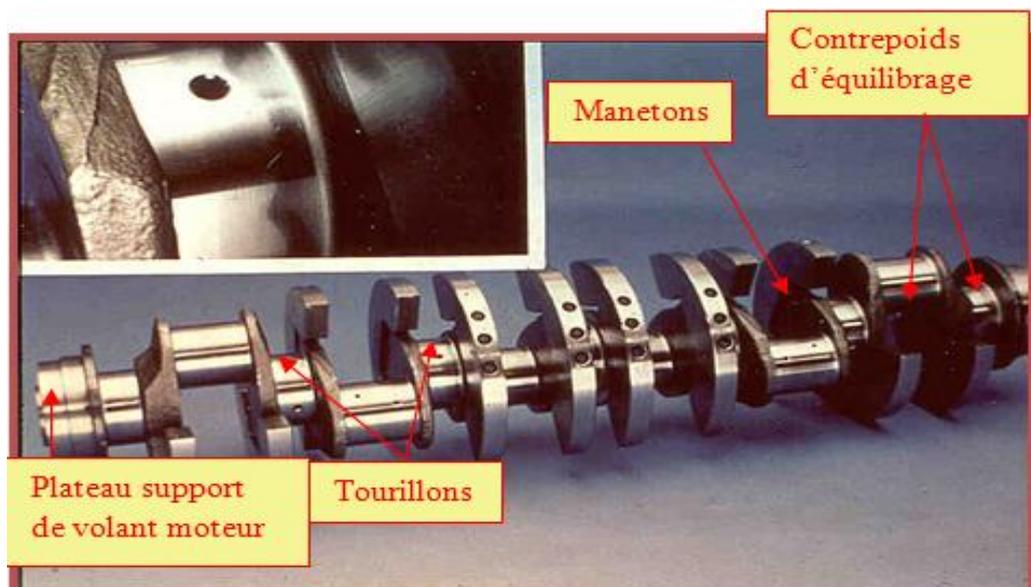


Fig. II.7 : Vilebrequin ou Arbre manivelle d'un moteur CAT

II-3-2-5-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. Lorsque l'arbre à cames se situe dans la culasse, il est dit en tête.



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

II-3-2-6-Soupapes :

Le nombre de soupapes par cylindre varie généralement au nombre de deux, une d'admission et l'autre d'échappement.

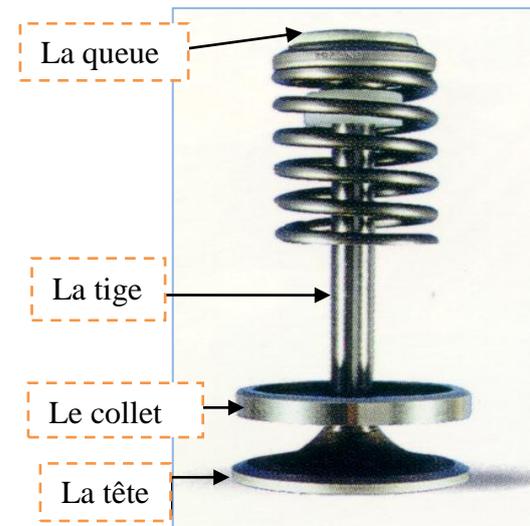
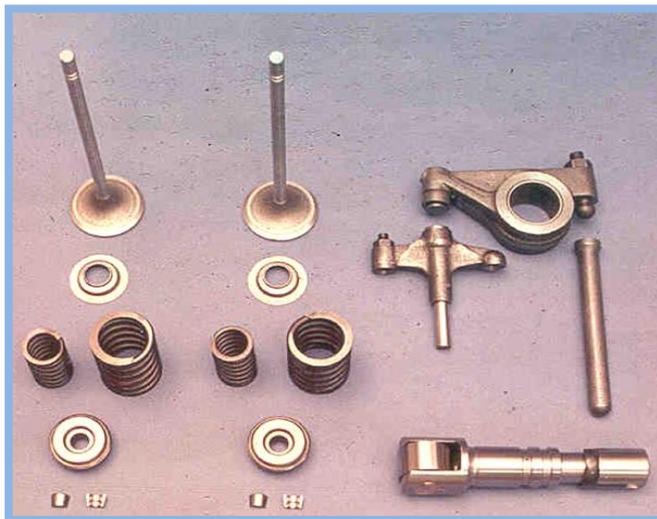


Fig. II.9 : soupape d'un moteur CAT

II-3-2-7-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-4-CIRCUITS SUR LE MOTEUR :

II-4-1-Circuit d'air et circuit d'échappement :

Ces circuits comprennent :

- 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-4-1-1-Circuit d'air :

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 v^é 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.

II-4-1-2-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.

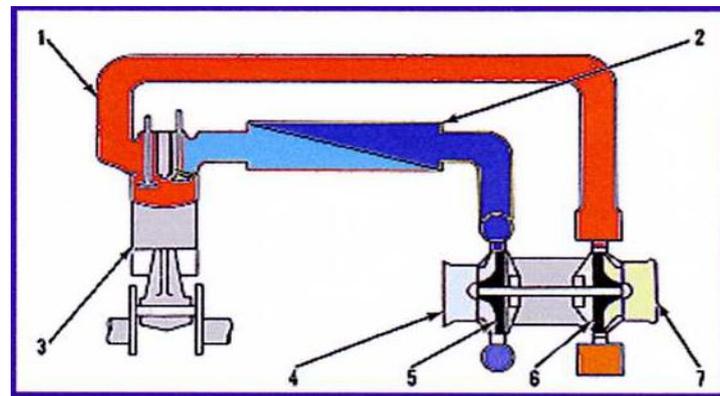
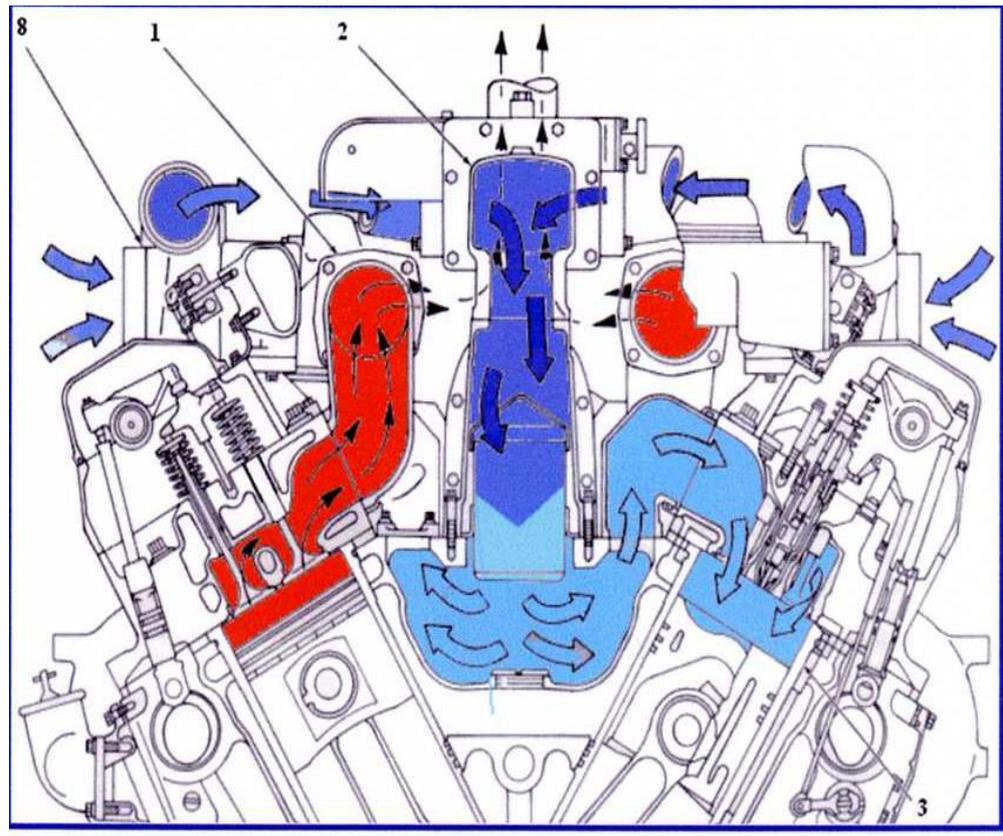


Fig. II.10 :Circuit d'admission et circuit d'échappement

- 1).collecteur d'échappement ;
- 2).réfrigérant d'air de suralimentation ;
- 3).unité cylindre ;
- 4).aspiration d'air compresseur ;
- 5). Rouet de compresseur ;
- 6).Rouet de turbine ;
- 7).Sortie des gaz turbine ;
- 8). Turbo chargeur ;

II-4-2-circuit de refroidissement :

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.

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 envoyée vers le refroidisseur d'air d'admission et l'autre de 60% est envoyée vers le refroidisseur d'huile de lubrification. Ces deux parties s'assemblent dans le bloc moteur côté arrière. L'eau circule autour des chemises de piston, ensuite remontée 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)**

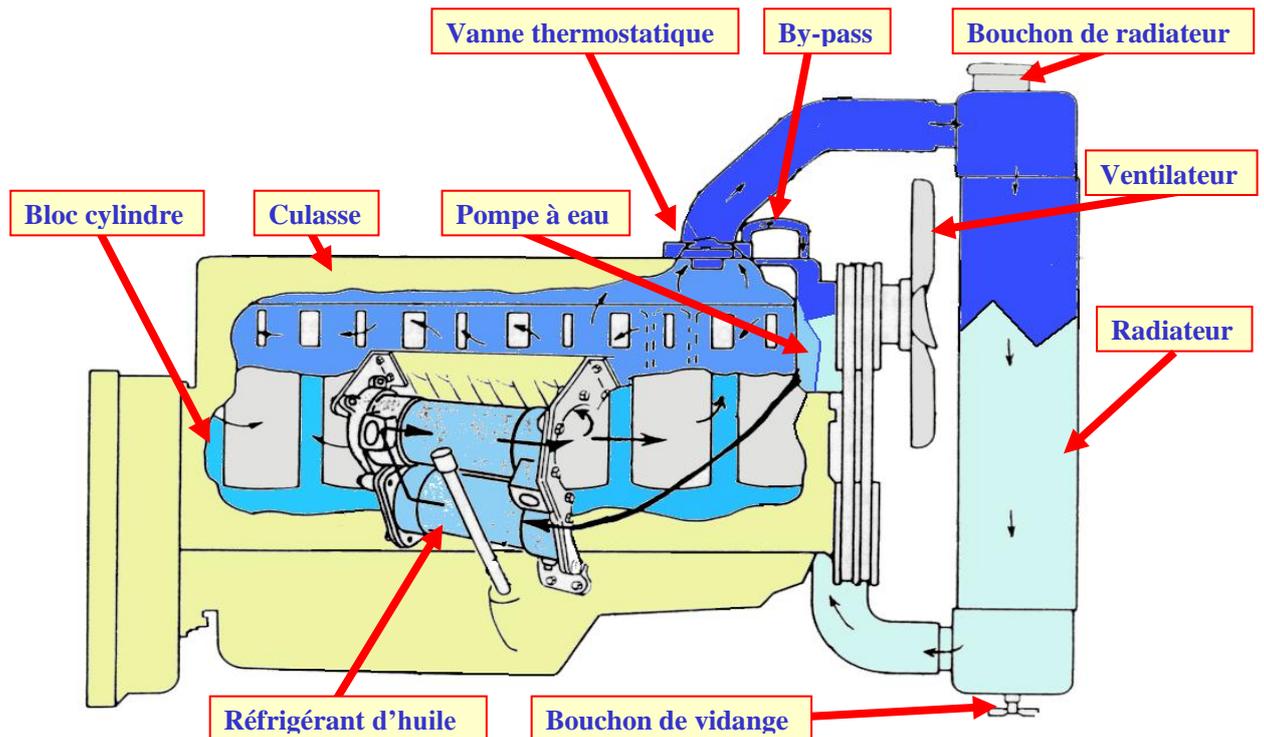


Fig. II.11 : circuit de refroidissement

II-4-3-Circuit de lubrification :

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. (Fig. II.12)

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.

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 droit ;
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.

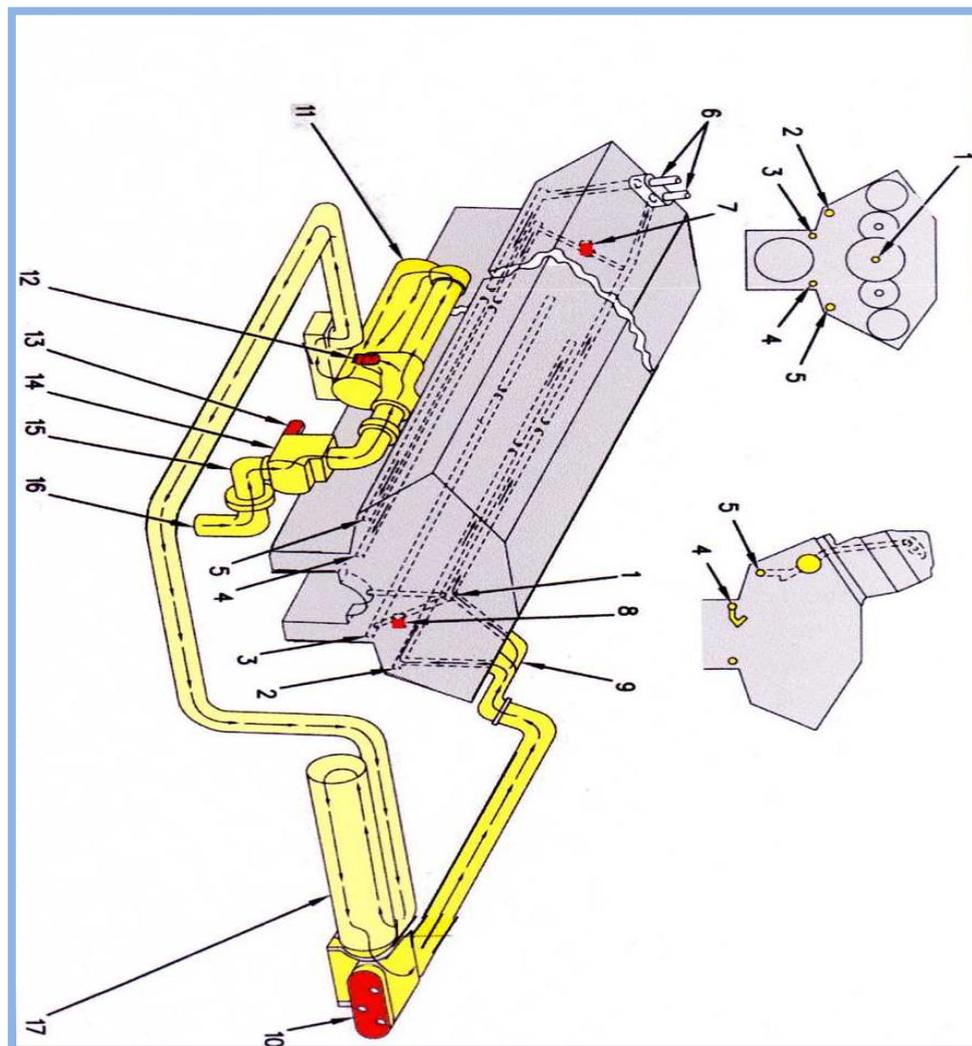


Fig. II. 12 :circuit de lubrification

II-4-4-Circuit d'alimentation en carburant:

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.

II-4-4-1-Circuit d'alimentation :

Un moteur diesel consomme en moyen 30grammes d'air pour brûler un gramme de gasoil. Cet air nécessaire à la combustion du fuel est présent 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**)

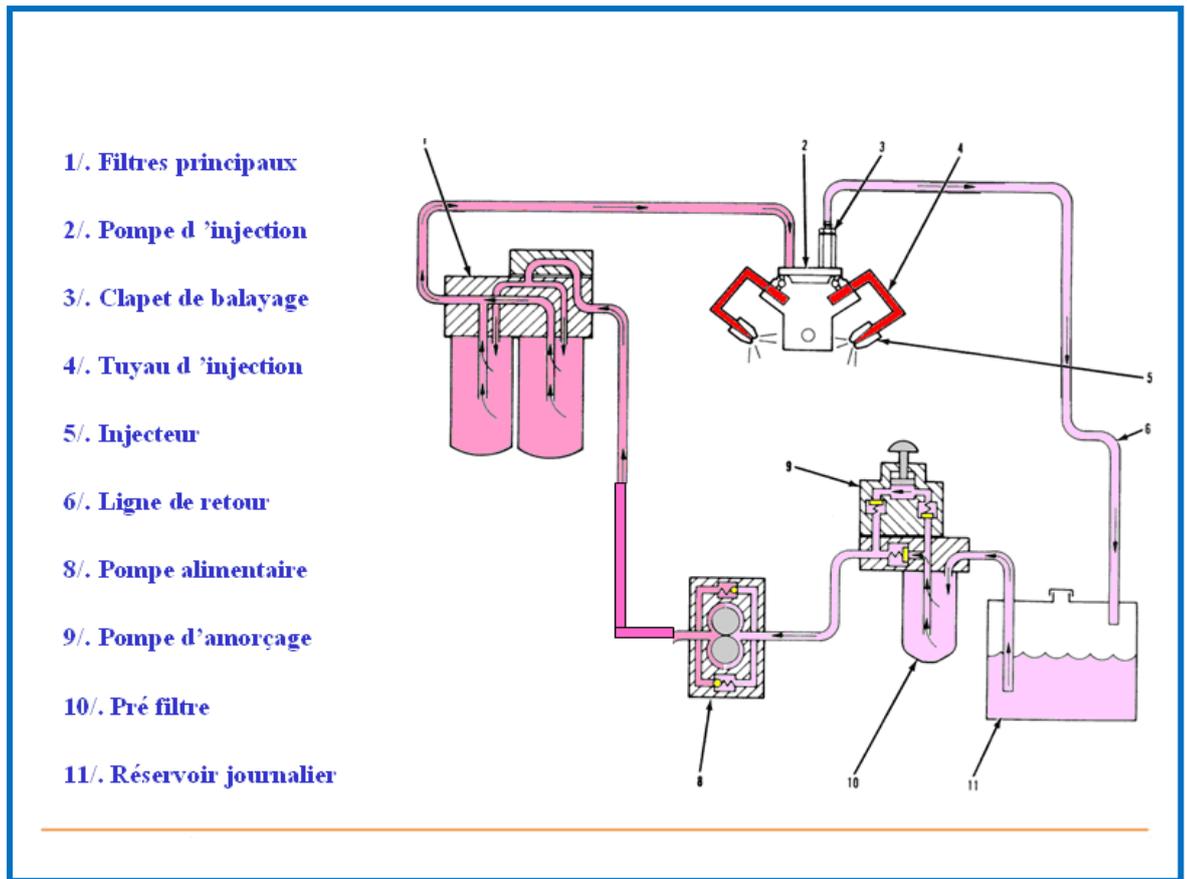


Fig.II.13 :circuit d'alimentation en carburant

II.4.5. Système d'injection :

Le carburant refoulé 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 μm) ; 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. **(Fig. II.14)**

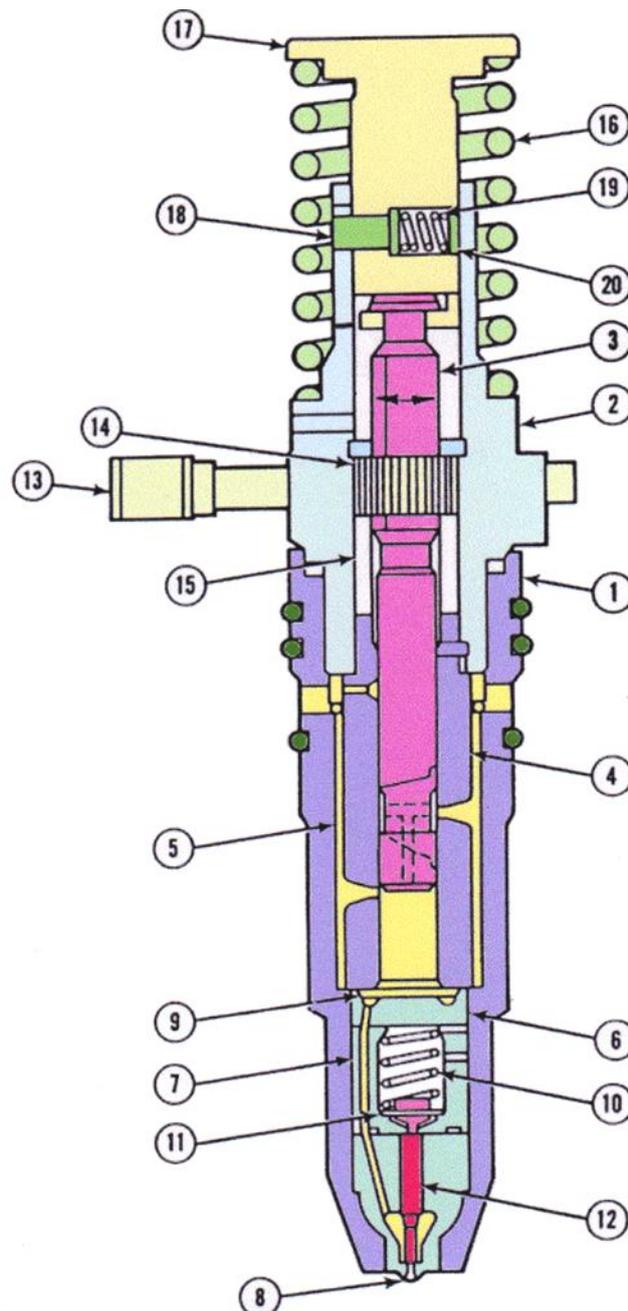


Fig. II.14 : injecteur pompe

1. Erou ;
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

Chapitre III

CALCULE THERMIQUE

III. 1. DONNEES DU MOTEUR CAT 3512 :

Le moteur diesel Caterpillar 3512 fonctionne avec les paramètres suivants :

- vitesse maximale : 1800 tr/mn ;
- vitesse en ralenti : 900 tr/mn ;
- vitesse de rotation du turbo-compresseur : (45 000 à 60 000) tr/mn ;
- débit de la pompe à huile : 340 l/mn ;
- débit de la pompe à gas-oil : 21 l/mn ;
- débit de la pompe à eau : 1520 l/mn.
- alésage : $D=170$ mm ;
- course : $S=190$ mm ;
- angle entre rangées : 60° ;
- nombre de cylindres : $n=12$ en V ;
- taux de compression : $\varepsilon=13$;
- 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 pneumatique ;
- puissance mécanique 747 kW ;
- coefficient d'excès d'air : $\alpha =1,8$;
- le moteur CAT 3512 est un moteur Diesel à quatre temps suralimenté par deux turbocompresseurs ; $P_s = 2,5$ bars

III. 2. CALCUL THERMIQUE :**III. 2. 1. Objectif de calcul :**

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. 2. Quantité d'air nécessaire à la combustion complète de 1 kg de combustible :

On a les composantes du combustible de gasoil :

✚ 87% de carbone ($g_C = 0,87$) ;

✚ 12,6% d'hydrogène ($g_{H_2} = 0,126$) ;

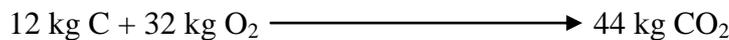
✚ 0,4% d'oxygène ($g_{O_2} = 0,004$) ;

✚ Le pouvoir calorifique du combustible : $H_U = 42500$ kJ/kg.

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



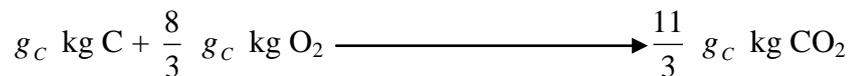
Pour 1 Kilo mole de Carbone on a :



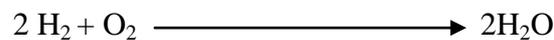
Pour 1 Kg de carbone, on trouve facilement :



Si la teneur en carbone d'un combustible donnée est égale à g_C , on aura :



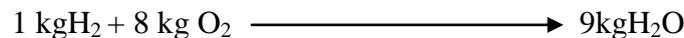
Pour l'oxydation de l'hydrogène on peut écrire:



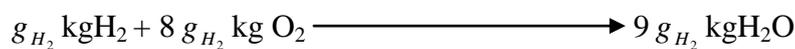
D'où :



Et encore :



Si la teneur en hydrogène est égale à g_{H_2} , nous avons :



La somme de $8 g_{H_2} \text{ kg O}_2$ et $\frac{8}{3} g_C \text{ kg O}_2$ est la quantité d'oxygène nécessaire pour assurer la

combustion de $g_C \text{ kg C}$ et $g_{H_2} \text{ kgH}_2$.

Donc :

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

$$A-N : l_0 = \frac{\frac{8}{3}(0,87) + 8 \cdot (0,126) - 0,004}{0,23}$$

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

Ou bien :

$$L_0 = \frac{l_0}{\mu_{\text{air}}}$$

$\mu_{\text{air}} = 28,97 \text{ kmol/Kg}$ (la masse molaire d'air) ;

$$L_0 = \frac{14,45}{28,97} = 0,5 \left[\frac{\text{kmole}}{\text{kg de combustible}} \right]$$

$$L_0 = 0,5 \left[\frac{\text{kmole}}{\text{kg de combustible}} \right]$$

III.2.2.1. Quantité de charge fraîche :

$$M_1 = \alpha \cdot L_0 \quad ;$$

$$M_1 = 1,8 \cdot 0,5 = 0,9 \left[\frac{\text{kmole}}{\text{kg de combustible}} \right]$$

(III.2)

III.2.2.2. Quantité des produits de combustion :

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

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

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

$$M_{N_2} = 0,79.\alpha.L_0 = 0,79.1,8.0,5 = 0,711 \left[\frac{\text{kmole}}{\text{kg de combustible}} \right]$$

Donc :

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2}$$

(III.3)

$$M_2 = 0,0725 + 0,063 + 0,084 + 0,711 ;$$

$$M_2 = 0,93 \left[\frac{\text{kmole}}{\text{kg de combustible}} \right]$$

III. 2. 2. 3. Le coefficient de variation molaire théorique :

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1}$$

(III.4)

Donc : $\beta_0 = \frac{0,93}{0,90}$,

$$\beta_0 = 1,033$$

III. 2. 2. 4. Le coefficient de variation molaire réel :

$$\beta = \frac{M_2 + Mr}{M_1 + Mr} = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r}$$

(III.5)

$\gamma_r = \frac{Mr}{M_1}$, γ_r : coefficient de gaz résiduel, $\gamma_r : 0,02 \div 0,04$, on prend $\gamma_r = 0,025$.d'après [8].

$$\beta = \frac{1.033 + 0.025}{1 + 0.025},$$

$$\beta = 1,032$$

III. 2. 3. Cycle thermodynamique :

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

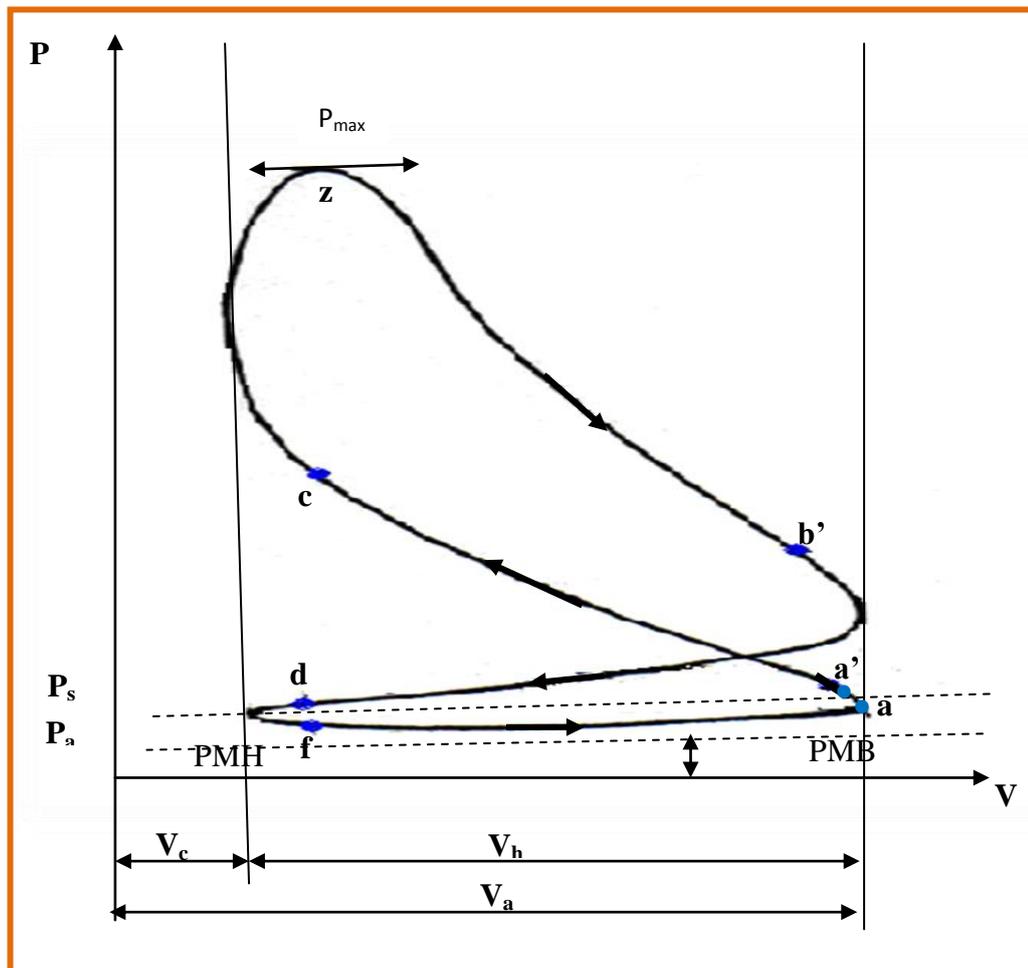


Fig. III. 1 : cycle réel d'un moteur diesel suralimenté

III. 2. 3. Phase d'échappement et phase d'admission :

L'échappement commence par l'ouverture des soupapes d'échappement point (b'). Entre le point (b') et le PMB, les gaz s'échappent librement. Ensuite, les produits de combustion sont refoulés par le piston, la pression reste à peu près constante.

Avant le PMH au point (d), les soupapes d'admission s'ouvrent. Entre les points (f) et (d) les soupapes d'échappement et d'admission restent simultanément ouvertes pour assurer le balayage des cylindres par l'air pour améliorer leur remplissage.

Les soupapes d'échappement se ferment alors avec un certain retard après le PMH, ce qui accroît la période pendant les quels les cylindres se vider.

La phase d'admission se passe entre les points (d) et (a'). Pour améliorer le remplissage des cylindres, les soupapes d'admission se ferment après le PMB point (a').

III. 2. 3. 1. Température à la sortie de compresseur :

$$T_S = T_0 \left(\frac{P_S}{P_0} \right)^{\frac{n_s - 1}{n_s}} \quad (\text{III.6})$$

T_S : Température à la sortie du compresseur ;

T_0 : Température de l'air ambiant ; $T_0 = 313^\circ\text{K}$

P_S : Pression de suralimentation ; $P_S = 2.5 \cdot 10^5 \text{ Pa}$

P_0 : Pression de l'air ambiant ; $P_0 = 1.013 \cdot 10^5 \text{ Pa}$

n_s : Exposant poly tropique du compresseur, ($n_s > 1,4$ à 2), on prend $n_s = 1,71$.d'après [8]

$$\text{A-N : } T_S = 313 \cdot \left(\frac{2,5}{1,013} \right)^{\frac{1,71-1}{1,71}} ;$$

$$T_S = 455,45^\circ\text{K}$$

III. 2. 3. 2. Température enfin d'admission :

On a :

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T + \gamma_r \cdot T_{res} \cdot \varphi_p}{1 + \gamma_r} \quad (\text{III.7})$$

T_s : Température de l'air à la sortie du réfrigérant d'air

D'après la mesure expérimentale de T_s on a :

$$T_s = 380 \text{ K}$$

ΔT : (5÷20) °C, on prend $\Delta T = 15^\circ\text{C}$.d'après [8].

T_{res} : Température des gaz résiduels.

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

$$\varphi_p = 1$$

❖ **Remarque :**

La perte de charge à travers le refroidisseur d'air est très faible se qui fait la pression de la sortie du compresseur est proche à celle de la sortie du réfrigérant d'air ($P_s = P_k$)

A-N :

$$T_a = \frac{380 + 15 + 800 \cdot 0,035 \cdot 1}{1 + 0,035} = 408,46 \text{ K}$$

$$T_a = 408,46 \text{ K}$$

III. 2. 3. 3. Pression en fin d'admission :

$$\text{On a : } P_a = (0,9 \text{ à } 0,95) \cdot P_s \quad (\text{III.8})$$

On prend .d'après [8].

$$P_a = 0,92 \cdot P_s$$

$$P_a = 0,92 \cdot 2,5$$

$$P_a = 2,310^5 [Pa]$$

III. 2. 3. 4. Coefficient de remplissage :

On a :

$$\eta_v = \frac{\varphi_{chap} \cdot \varepsilon \cdot P_a \cdot T_s}{\varepsilon - 1 \cdot P_s \cdot T_a (1 + \gamma_r)}$$

(III.9)

φ_{chap} : Coefficient charge d'appointe; on prend $\varphi_{chap} = 1$.d'après [8].

$$A-N : \quad \eta_v = \frac{1,13 \cdot 2,3 \cdot 380}{13 - 1 \cdot 2,5 \cdot 408,69(1 + 0,035)}$$

$$\eta_v = 0,894$$

III. 2. 4. Phase compression :

La phase de compression est produite quand toutes les soupapes sont fermées et que le piston monte du PMB vers le PMH.

Au début la température de la charge fraiche est inférieure à celle des parois de la chambre de la combustion donc l'échange de chaleur se fait dans le sens des parois vers le fluide puis l'égalisation et enfin flux thermique du mélange gazeux vers les parois des cylindres.

La valeur n_1 varie en fonction de la rapidité, du type et des particularités constructeurs du moteur.

$$n_1 : 1.34 \div 1.38, \quad \text{on prend } n_1 = 1.38 \text{ .d'après [8].}$$

III. 2. 4. 1. Pression vers la fin de compression :

On a:

$$P_c = P_a \cdot \varepsilon^{n_1}$$

(III.10)

$$A-N : \quad P_c = P_a \cdot \varepsilon^{n_1} = 2,310^5 \cdot (13)^{1,38}$$

$$P_c = 75,2810^5 \text{ [Pa]}$$

III. 2. 4. 2. Température vers la fin de compression :

On a:

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

A-N: $T_c = 408,69 \cdot (13)^{1,38-1}$

$$T_c = 1029 \text{ }^\circ\text{K}$$

III. 2. 5. Phase combustion :

La combustion du mélange carburé se passe immédiatement dans la chambre de combustion. La difficulté la plus importante est constituée par la brièveté du temps disponible pour la pulvérisation du gasoil, son évaporation et son mélange avec l'air.

La combustion vive se déclenche après un certain délai d'inflammation, l'augmentation du délai accroît la quantité de combustible présent dans la chambre de combustion au moment de l'inflammation et de la brusque montée en pression. Le délai d'inflammation influe sensiblement sur la pression maximale du cycle.

III. 2. 5. 1. Pression maximale du cycle :

On a :

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

λ : Taux d'augmentation de la pression.

Par expérience $\lambda = 1,6 \div 2,5$ (pour les moteurs diesel à injection directe et formation du mélange dans le volume de la chambre de combustion). On prend $\lambda = 2$. d'après [8].

A-N :

$$P_z = 2.75,28.10^5 = 150,56.10^5 \text{ Pa}$$

III. 2. 5. 2. Température maximal du cycle :

Pour calculer la température du cycle, on fait appel au premier principe de la thermodynamique, on a :

Pour 1kg de combustible, la quantité de chaleur active utilisé entre les points (c) et (z) est égale à : $\xi_z \cdot P_c^i$

ξ_z : Coefficient d'utilisation de chaleur qui tient compte des pertes thermiques par paroi et dissociation des produits de combustion ayant lieu aux température élevées. Le coefficient montre ainsi les pertes dues à la combustion incomplète qui existent toujours quelque soit la quantité d'oxygène.

D'après l'expérience ξ_z : 0,75 à 0,85. (Pour les moteurs diesel à injection direct)

On prend $\xi_z = 0,8$.d'après [8].

L'équation de premier principe de thermodynamique pour la transformation (c-z) peut s'écrire de la manière suivant :

$$\Delta\psi_{cz} = \xi_z \cdot P_c^i = \Delta U_{zc} + \Delta L_{cz} \quad (\text{III.13})$$

Avec :

ΔU_{zc} : Variation de l'énergie interne du fluide moteur.

ΔL_{cz} : Travail de détente.

$$\Delta L_{cz} = P_z(V_z - V_c) = P_z V_z - P_z V_c = P_z V_z - \lambda P_c V_c$$

Après développement on a l'équation :

$$\frac{\xi_z \cdot P_c^i}{M_i(1 + \gamma_r)} + (\bar{C}_{v_{mc}} + 8,14\lambda)T_c = \beta_z (\bar{C}_{v_{mz}} + 8,14)T_z \quad (\text{III.14})$$

$\bar{C}_{v_{mc}}, \bar{C}_{v_{mz}}$: Chaleur spécifique moyenne molaire à volume constant aux points (c) et (z).

Au lieu du coefficient de variation molaire réel β on prend :

$$\beta_z = \frac{\xi_z}{\xi_r}, \text{ car une partie de la combustion se passe lors de détente.}$$

Or :

$$\bar{C}_{v_{mc}} = 20,1 + 1,738 \cdot 10^{-3} T_c \quad (\text{III.15})$$

$$\bar{C}_{v_{mz}} = 20,1 + \frac{0,921}{\alpha} + \left(1,55 - \frac{1,38}{\alpha}\right) 10^{-3} T_z \quad (\text{III.16})$$

ξ_r : Coefficient d'utilisation de la chaleur pendant le déplacement du piston entre les point (c) et (b) et qui montre la variation de chaleur active lors du temps combustion-détente.

$$\xi_r = 0,82 \div 0,92$$

On prend $\xi_r = 0,87$.d'après [8].

En combinant les trois équations (III .14), (III.15), (III.16) on obtient une équation de seconde degré dont sa solution acceptable est :

$$T_z = \frac{\frac{\xi_z \cdot P_c^i}{M_I (1 + \gamma_r)} + (\bar{C}_{v_{mc}} + 8,14\lambda) T_c}{\beta_z (\bar{C}_{v_{mz}} + 8,14)}$$

$$T_z = \frac{-\left(28,414 + \frac{0,921}{1,8}\right) \sqrt{\left(28,414 + \frac{0,921}{1,8}\right)^2 + 4\left(1,55 - \frac{1,38}{1,8}\right) 10^{-3} \left(\frac{A+B}{\beta_z}\right)}}{2\left(1,55 - \frac{1,38}{1,8}\right) 10^{-3}}$$

Avec :

$$A = \frac{\xi_z \cdot P_c^i}{M_I (1 + \gamma_r)} = \frac{0,8 \cdot 42500}{0,9(1 + 0,035)} = 36500$$

$$B = \left[(20,1 + 1,738 \cdot 10^{-3} T_c) + 8,314\lambda\right] T_c$$

$$= [(20,1 + 1,73810^{-3} \cdot 1029) + 8,314 \cdot 2] \cdot 1029 = 39633$$

Alors :

$$T_z = 2677,3\text{K}$$

III. 2. 6. Phase de détente :

La combustion n'est jamais finie au point (z). la phase finale de la combustion occupe une partie de course descendante du piston.

En plus une partie non négligeable de la chaleur contenue dans les gaz brûlés en cours de détente est dissipée par les parois du cylindre.

En raison des échanges de chaleur, la loi de détente n'est pas adiabatique.

III. 2. 6. 1. Coefficient de détente préalable :

On a :

$$\rho = \frac{\beta \cdot T_z}{\lambda \cdot T_c}$$

(III.17)

$$\text{A-N: } \rho = \frac{0,92 \cdot 2677,3}{2 \cdot 1029} = 1,2$$

$$\rho = 1,2$$

III. 2. 6. 2. Coefficient de détente postérieure :

On a :

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho}$$

(III.18)

$$\text{A-N : } \delta = \frac{13}{1,2} = 10,83$$

$$\delta = 10,83$$

III. 2. 6. 3. Température en fin de détente :

On a :

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

(III.19)

n_2 : Exposant poly tropique de détente.

n_2 : 1,22 à 1,32 on prend $n_2=1,27$.d'après [8].

$$\text{A-N : } T_b = \frac{2677,3}{(10,83)^{(1,27-1)}} = 1407,17k$$

$$T_b = 1407,17k$$

III. 2. 6. 4. Pression vers la fin de détente :

On a:

$$P_r = P_z \cdot \delta^{-n_2}$$

(III.20)

$$\text{A-N : } P_r = 150,56 \cdot 10^5 (10,83)^{-1,27} = 7,3 \cdot 10^5 Pa$$

$$P_r = 7,3 \cdot 10^5 Pa$$

III. 2. 7. Performances du moteur :

III. 2. 7. 1. Pression moyenne indiquée : La pression indiquée du cycle théorique est la pression fictive constante que agissant pendant la détente fournirait quantité de travail que la

pression réelle variable. Celle-ci caractérise le degré de perfectionnement de la réalisation des cycles et elle est déterminée par la formule :

$$P_{mi} = \frac{\varphi \cdot P_c}{\varepsilon - 1} \left[\lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{T_r}{T_z} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{T_a}{T_c} \right) \right] \quad (\text{III.21})$$

φ : Coefficient empirique.

$\varphi = 0,92 \div 0,97$, on prend $\varphi = 0,97$. d'après [8].

$$\text{A-N : } P_{mi} = \frac{0,97 \cdot 75,2810^5}{13 - 1} \left[2 \cdot (1,2 - 1) + \frac{2,1,2}{1,27 - 1} \left(1 - \frac{1407,17}{2677,3} \right) - \frac{1}{1,36 - 1} \left(1 - \frac{408,69}{1029} \right) \right]$$

$$P_{mi} = 17,93 \cdot 10^5 \text{ Pa} \quad (\text{III.21})$$

III. 2. 7. 2. Rendement indiqué :

Le rendement indiqué du moteur est le rapport entre l'énergie thermique transformée en travail dans le cycle réel du moteur et l'énergie fournie par le carburant pendant le cycle.

On a :

$$\eta_i = \frac{P_{mi} \cdot l_0 \cdot \alpha}{P_c^i \cdot \rho_s \cdot \eta_v} \cdot 10^2. \quad (\text{III.22})$$

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

$$\rho_s = \frac{P_s}{R_{air} \cdot T_s} \quad (\text{III.23})$$

A-N :

R_{air} : constante des gaz parfait :

$R_{air} = 287 \text{ j /kg. k}$

$$\text{A-N : } \rho_s = \frac{2,5 \cdot 10^5}{287 \cdot 380} = 2,3 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right],$$

$$\rho_s = 2,3 \left[\frac{kg}{m^3} \right]$$

Alors : $\eta_i = \frac{17,93.14,45.1,8}{42500.2,3.0,895} \cdot 10^2 = 0,533$

$$\eta_i = 53,3\%$$

III. 2. 7. 3. Consommation spécifique indiquée :

C'est le débit horaire du combustible par rapport à la puissance indiquée on a :

$$g_i = \frac{36 \cdot 10^5}{P_c^i \cdot \eta_i}$$

(III.24)

A-N : $g_i = \frac{36 \cdot 10^5}{42500 \cdot 0,533}$

$$g_i = 158,92 \left[\frac{g}{kWh} \right]$$

III. 2. 7. 4. Pression moyenne effective :

Pour réaliser le cycle il faut tenir compte les pertes mécaniques dans le dispositif de transmission des pistons jusqu'à l'arbre moteur, et l'énergie fournie pour actionner la pompe à eau et ventilateur ; c'est-à-dire une partie de la pression indiquée est dépensée pour vaincre toutes les pertes résistances du moteur et pour entrainer les mécanismes auxiliaires. Cette dernière s'appelle pression moyenne effective.

on' a:

$$P_{me} = P_i \cdot \eta_m$$

(III.25)

η_m : Rendement mécanique, on prend $\eta_m = 0,8$.d'après [8].

Le rendement mécanique représente le rapport entre l'énergie disponible au volant moteur et l'énergie indiquée sur le piston.

A-N : $P_{me} = 17,93.10^5.0,8$;

$$P_{me} = 14,34 \text{ [bars]}$$

III. 2. 7. 5. Rendement effectif :

Le rendement effectif du moteur est le rapport entre l'énergie mécanique produite et l'énergie calorifique fournie par le carburant.

On a :

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m \quad (\text{III.26})$$

$$\text{A-N : } \eta_e = 0,533 \cdot 0,8 = 0,426$$

$$\eta_e = 42,6\%$$

III. 2. 7. 6. Consommation spécifique effective :

on a :

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m} \quad (\text{III.27})$$

$$\text{A-N : } g_e = \frac{158,92}{0,8} ,$$

$$g_e = 198,65 \left[\frac{g}{kWh} \right]$$

III. 2. 7. 7. Puissance effective :

on a :

$$N_e = P_{me} \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot S \cdot n \cdot \frac{N}{30 \cdot \tau} \quad (\text{III.28})$$

A-N :

$$N_e = 14,34 \cdot 10^5 \cdot \frac{3,14(0,17)^2}{4} \cdot 0,19 \cdot 8 \cdot \frac{1800}{30 \cdot 4} = 741,6 \text{ KW}$$

$$N_e = 741,6 \text{ KW}$$

III. 2. 7. 8. Débit du combustible :

on a :

$$G_{comb} = g_e \cdot N_e$$

(III.29)

A-N : $G_{comb} = 189,65.741,6$,

$$G_{comb} = 147,33 \left[\frac{g}{h} \right]$$

III. 2. 7. 9. Débit d'air :

on a :

$$G_{air} = \alpha \cdot G_{comb} \cdot J_0$$

(III.30)

A-N : $G_{air} = 1,8.147,33.14,45$,

$$G_{air} = 3832,05 \left[\frac{g}{h} \right]$$

III. 2. 7. 10. Pression d'échappement :

on a :

$$P_r = (0,75 \div 1) P_s$$

(III.32)

A-N : $P_r = 0,87.2,5.10^5$

$$P_r = 2,17510^5 \text{ [Pa]}$$

III. 2. 7. 11. Puissance au litre de cylindrée : (puissance volumétrique)

On a :

$$P_1 = \frac{N_e}{i.V_h} \quad (\text{III.33})$$

 V_h : Cylindrée du moteur.

$$V_h = \frac{\pi.D^2}{4} .S \quad (\text{III.34})$$

$$\text{A-N : } V_h = \frac{3,14.(0,17)^2}{4} .0,19 = 4,31.10^{-3} m^3$$

$$V_h = 4,31L$$

$$\text{Alors : } P_1 = \frac{741,6}{12.4,31} ,$$

$$P_1 = 14,33KW / l$$

III. 2. 7. 12. Puissance par unité de surface du piston:

On a :

$$P_{pis} = \frac{N_e}{0,785.i.D^2} \quad (\text{III.35})$$

$$\text{A-N : } P_{pis} = \frac{741,6}{0,785.12.(0,17)^2}$$

$$P_{pis} = 2724,08KW / m^2$$

III.2. Tableau: Comparaison entre les résultats calculés et les données de constructeur

	Données du constructeur	Résultats trouvés	ξ %
Ne [kW]	747	741,6	0,72
g _e [g/kWh]	197	198,65	0,83

III. 3. CONCLUSION :

D'après les calculs thermiques des paramètres de performances, on constate une légère différence entre les résultats de calcul et les valeurs du constructeur en particulier les valeurs concernant la puissance effective (N_e) et la consommation spécifique effective (g_e)

Les légères différences sont dûes aux conditions de site et les approximations utilisées dans le calcul.

Par conséquent, il sera évident que les performances du moteur dépendent des conditions climatiques de température et de pression de l'air frais d'admission.

Chapitre IV

PROBLEMATIQUE

IV. 1. INTRODUCTION :

Après la présentation du moteur **CAT 3512** puis la vérification du bilan thermique, l'évolution de température de la région d'Ouargla au cours de **2002** jusqu'à **2011** ont été réunis d'après le centre de météo (**ONM**) et l'influence de la variation de température sur la puissance et le rendement délivrés par le moteur ont été analysés afin de déterminer les paramètres optimaux de fonctionnement le long d'une année.

IV. 2. CONTROVERSE DES RESULTATS :

IV. 2. 1. Variation de température au cours d'une année :

D'après l'histogramme de la figure ci-dessous, 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 restes (5 sur 12) dépassent 40°C.

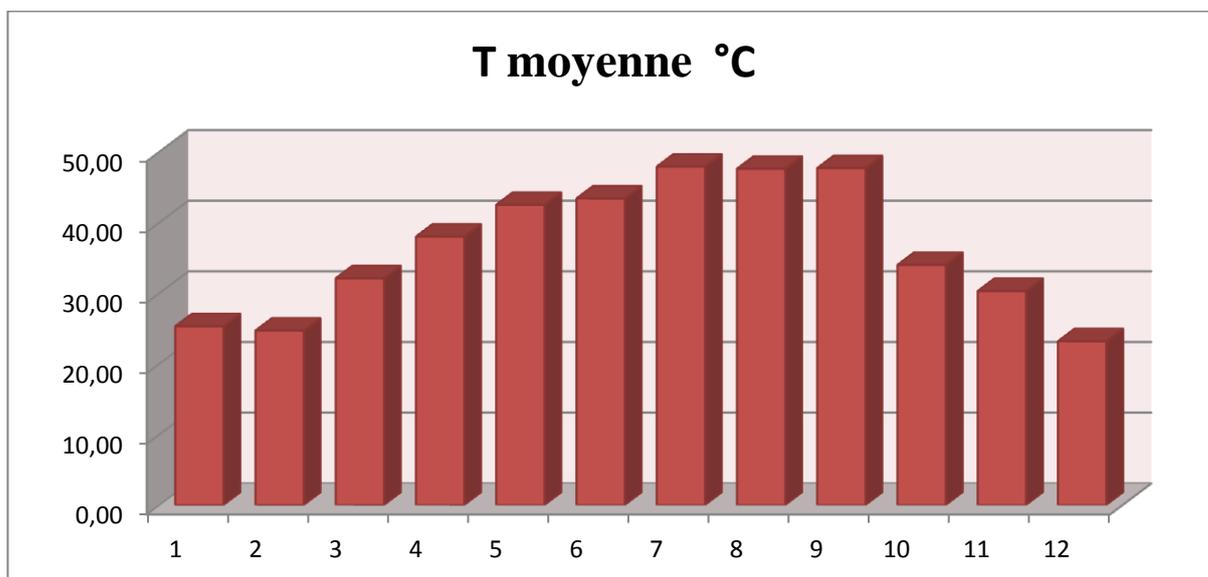


Fig. IV.1:Température Moyenne dans la région d'Ouargla (2011)

IV. 2. 2. Influence de température sur la puissance et le rendement :

Les figures IV.2 et IV.3 montre l'effet de la température ambiante sur le fonctionnement du moteur **CAT3512** ; dont les histogrammes présentent la variation de la puissance et du rendement pendant l'année (**2011**) et durant les dix années arrières de (**2002** jusqu'à **2011**).

On constate que la puissance et le rendement 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 atteint sa valeurs maximale de **51,4%** pour une puissance de **892W**.

Une fois la température augmente (à partir de Avril où il fait chaud), un abaissement dans la puissance apparaisse, et le rendement peut atteint **48,3%** quand la température atteint **47°C**.

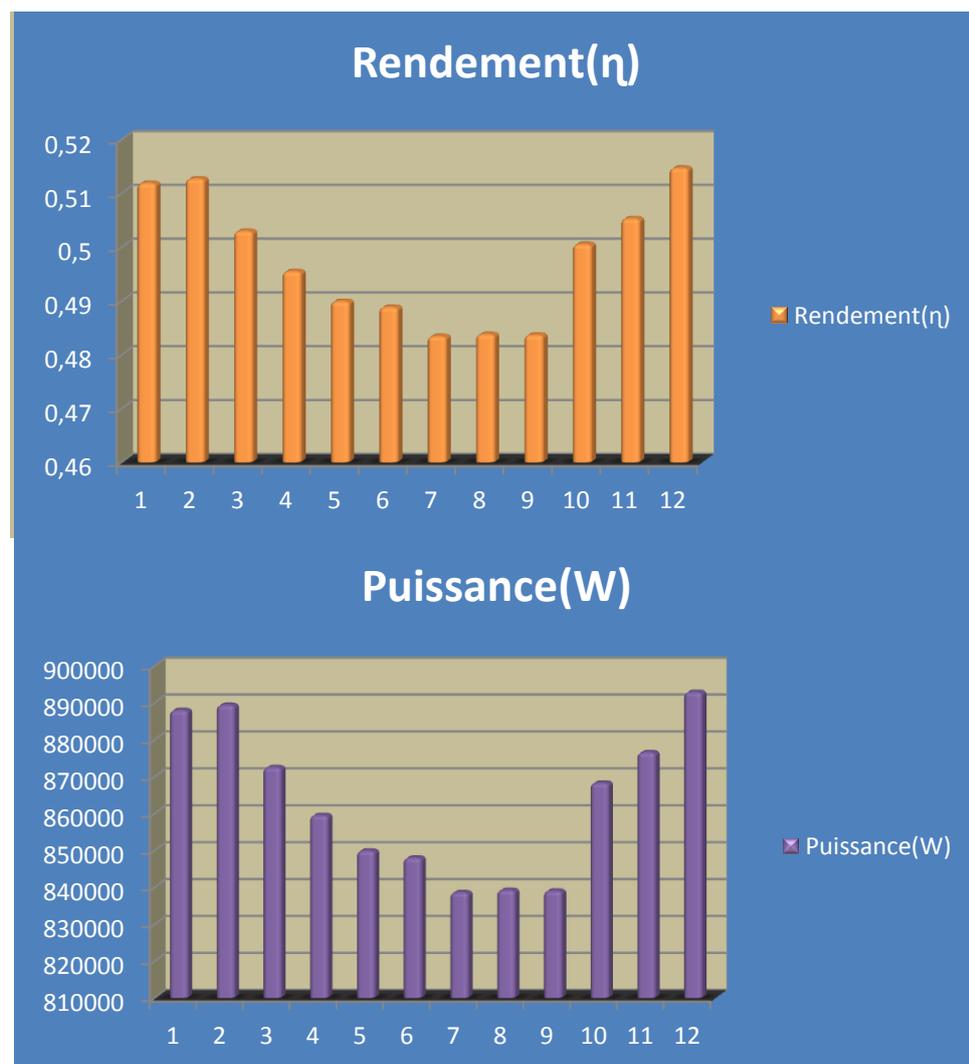


Fig. IV.2: Puissance et Rendement du Moteur CAT 3512 pour l'année 2011

La figure IV.2 montre que mois de Décembre présente les paramètres de fonctionnement optimale qui correspond à une température de **23,2 °C**, un rendement de **51,4%** et puissance de **892W**.

IV. 2. 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 ou la puissance du moteur idéale en considérant le mois janvier la plus froid la température a atteint (24,56 c°), et elle se ressemble d'un pourcentage variable en décembre de température (24,9 c°) .

On remarqué qu'en juillet et aout que la puissance a beaucoup diminuée et le fonctionnement du moteur a régressé par ce que la température à atteint son maximum (47,89 c° et 47,91 c°) par apport à les autres mois. (**Fig. IV.3**)

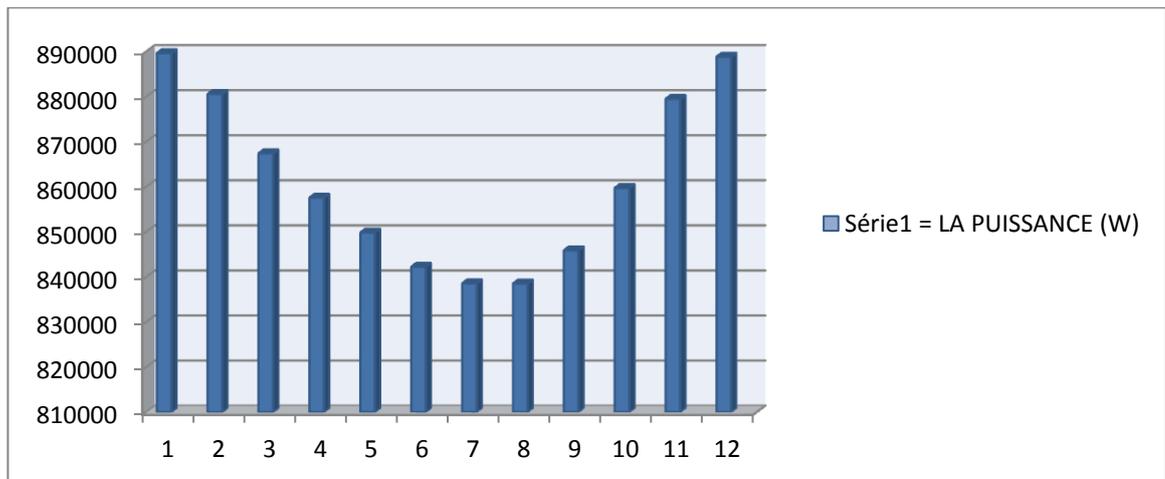


Fig. IV.3 : Puissance de Moteur CAT 35 12 pour la période (2002-2011)

Conclusion

Par conséquence ; 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 optimal pendant toute l'année; notre travail est basé sur les points suivants :

- ✓ Vérifier les paramètres thermodynamique et le bilan d'énergie du cas actuel.
- ✓ Apporter un refroidisseur pour l'air d'admission qui permet au moteur de fonctionner comme si on est à Décembre.

Chapitre V

RESULTAT ET INTERPRETATION

V. I. INTRODUCTION :

D'après les résultats théoriques de chapitre IV on va proposer trois (3) cas possibles, selon l'emplacement de l'échangeur ;

Pour le choix de l'équipement (réfrigérant d'air) adéquat pour avoir un meilleur rendement et puissance d'un moteur CAT 3512, on tient compte des caractéristiques finales de l'échangeur tel que (section d'échange, le flux de chaleur et le coefficient de transfert).

V. 2. DIFFERENTS CAS PROPOSES :

V. 2. 1. Cas n°1 : Cas actuel

Cette configuration présente le cas de circuit de refroidissement actuel, il est composé d'un radiateur, une pompe à eau, un refroidisseur pour l'huile, un refroidisseur de l'air comprimé, le bloc moteur qui est considéré comme réchauffeur de l'eau de circuit et enfin un thermostat.

Ce cas est considéré comme un état de référence pour les autres configurations proposées.

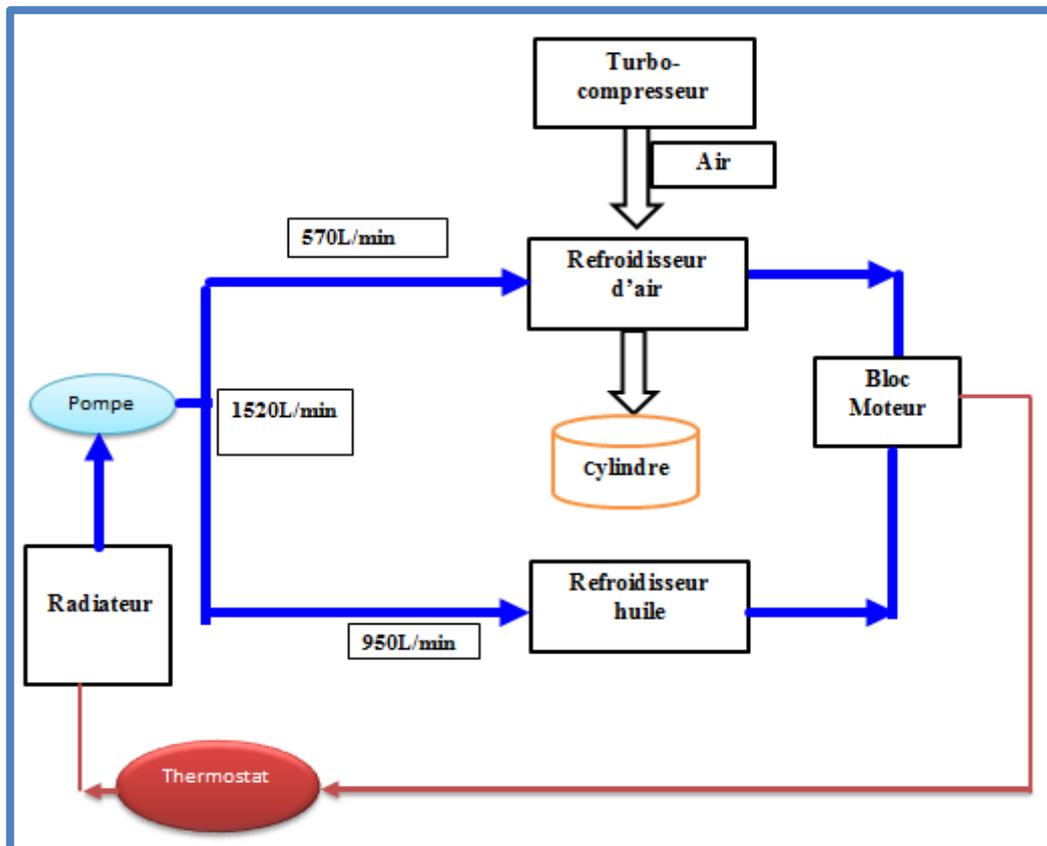


Fig.V.1. Cas n°1 : Circuit de refroidissement actuel

V. 2. 2. Cas n°2 : Cas actuel avec un refroidisseur d'air frais avant le compresseur

Ce cas est similaire au cas actuel- considéré comme référence - sauf qu'on a en plus de l'installation du circuit de refroidissement de l'eau, un *échangeur de chaleur* utilisé pour le refroidissement de l'*air frais* afin de le ramener aux conditions de décembre. Ce refroidisseur se trouve avant le compresseur.

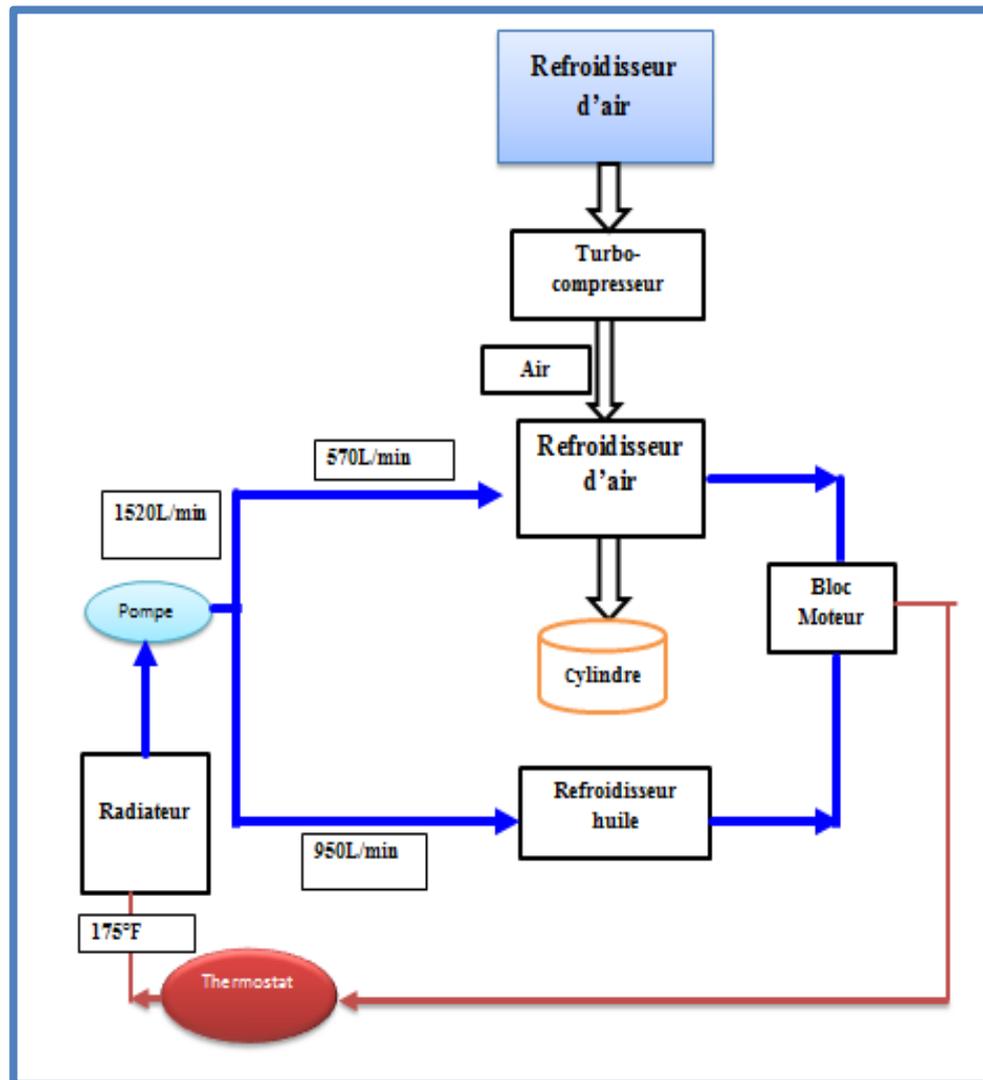


Fig.V.2. Cas n°2 : un refroidisseur d'air frais avant le compresseur

V.2.3. Cas n°3 : Cas actuel avec un refroidisseur d'air comprimé (après le compresseur)

Ce cas est identique au cas actuel, la seule différence est : « l'after cooler » l'échangeur de chaleur utilisé pour le refroidissement de l'air comprimé issu par le turbocompresseur. Le cas étudié nous permet de déterminer la surface nécessaire pour refroidir l'air comprimé à l'été, c'est-à-dire si la température de l'air ambiante dépasse 48°C.

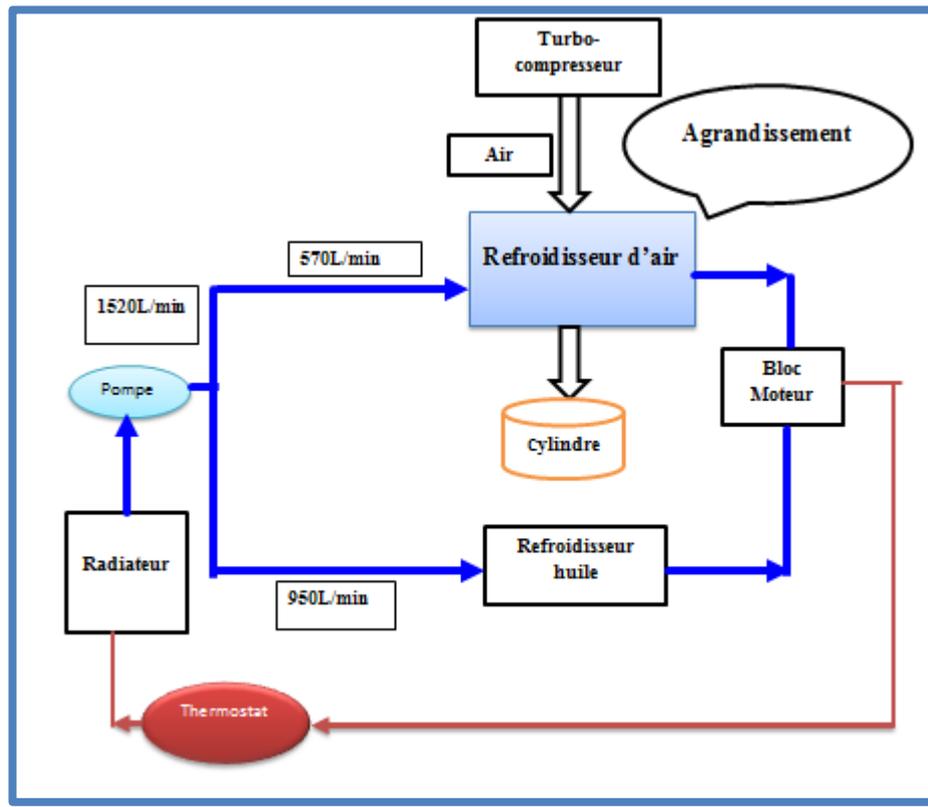


Fig.V .3. Cas n°3 : un refroidisseur d'air après le compresseur

V.2.4. Cas n°4 : Cas actuel avec un refroidisseur d'eau avant l'entrée de l'after cooler :

Ce cas est un peu particulier par rapport au cas précédents qui se base sur le refroidissement de l'air. Pour cette configuration, on essaie de diminuer la température de l'eau à l'entrée de l'after cooler, on faisant un autre refroidisseur coté eau qui se situe en amont de l'after cooler.

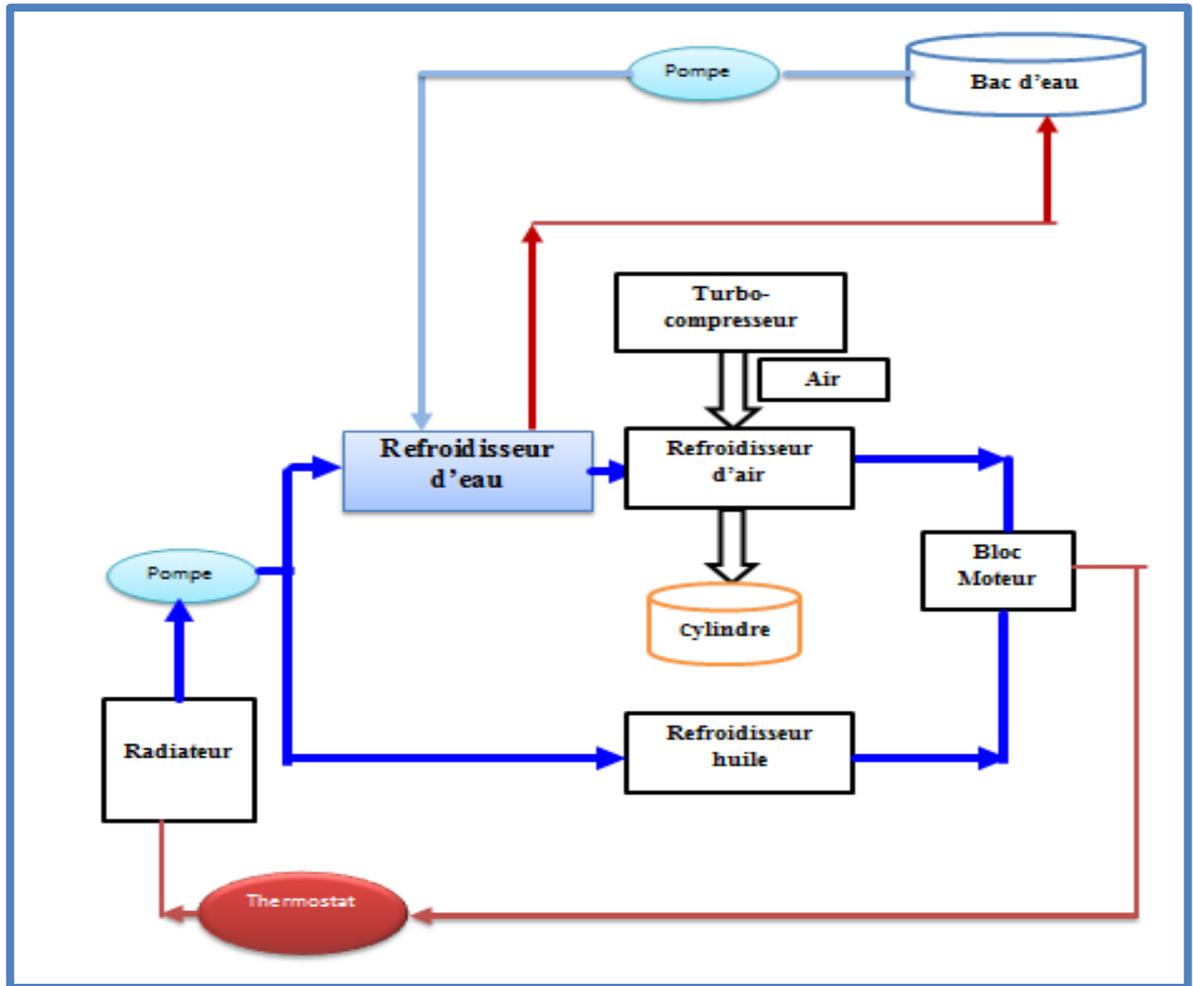


Fig. V .4. Cas n°4 : un refroidisseur d'eau avant l'after cooler

V. 3. DESCRIPTION DE L'ÉCHANGEUR DE CHALEUR ETUDIÉ :

Un *échangeur de chaleur* est un système qui permet de transférer un flux de chaleur d'un fluide chaud à un fluide froid à travers une paroi sans contact direct entre les deux fluides.

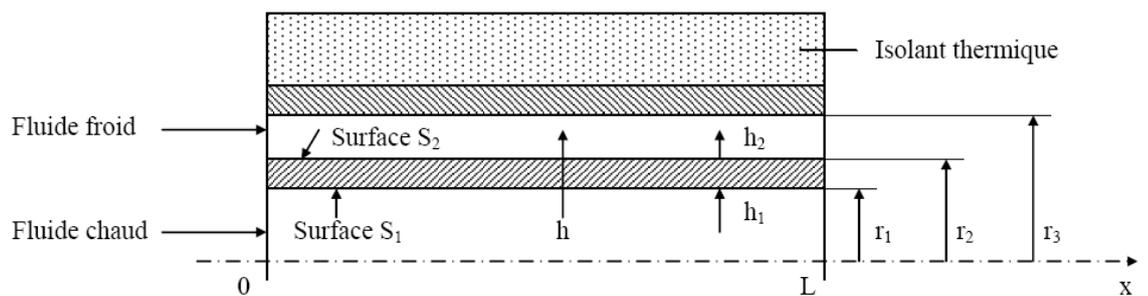


Fig.V. 5. Schéma simplifié d'un échangeur tubulaire simple

Un *échangeur tubulaire simple* qui est constitué de deux tubes cylindriques coaxiaux. Un fluide (*généralement le chaud*) circule dans le tube intérieur, l'autre dans l'espace compris entre les deux tubes (espace annulaire). Le transfert de chaleur du fluide chaud au fluide froid s'effectue à travers la paroi que constitue le tube intérieur.

Deux modes de fonctionnement sont réalisables (Fig V.6) :

- ✓ Ecoulement Co-courant
- ✓ Ecoulement Contre-courant

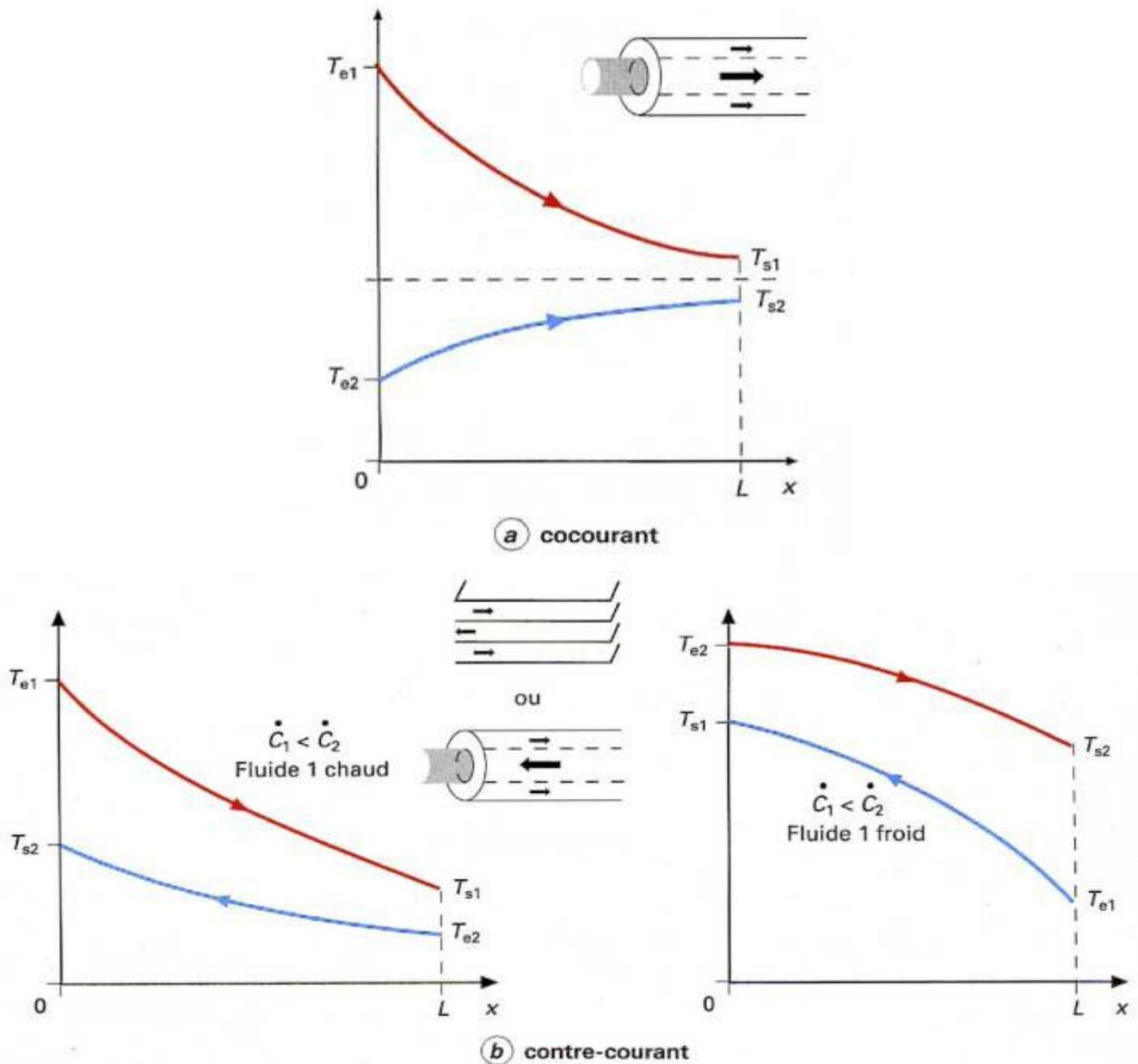


Fig .V. 6. Différents profils qualitatifs de température dans un échangeur

Il est intéressant de noter que :

- Dans un fonctionnement à contre-courant il est possible d'obtenir $T_{2s} > T_{1s}$
- Il est par contre impossible d'obtenir $T_{2s} > T_{1e}$ ou $T_{1e} < T_{2s}$

Plus généralement, un échangeur de chaleur de configuration quelconque aura des performances toujours supérieures à celles de l'échangeur tubulaire simple en co-courant et inférieures à celles d'un échangeur tubulaire simple en contre-courant.

V. 4. PROCEDURE DE CALCULE :

Dans les calculs qui suivent, nous avons retenu les hypothèses suivantes :

- ✓ Afin de faciliter la comparaison entre les cas cités auparavant, on base sur le type d'échangeur tubulaire simple qui est constitué de deux tuyaux concentriques.
- ✓ un fonctionnement à contre-courant.
- ✓ régime est permanent
- ✓ Pas de pertes thermiques : la surface de séparation est la seule surface d'échange.
- ✓ Pas de changement de phase au cours du transfert.

1^{er} étape :

- On impose les données de *fluide coté tube* :
Température d'entrée « T_{t1} », la température de sortie « T_{t2} » et le débit massique « m_t »
- Calculer la température moyenne de fluide coté tube ($T_{t\text{moy}}$) afin de déterminer les propriétés de fluide (ρ, λ, μ, C_p)_{tube}.
- Déterminer la densité de flux de chaleur ($Q = m_t * C_p * (T_{2s} - T_{1s})$),

2^{ème} étape :

- Déclarer les données de fluide le coté calandre :
Température d'entrée « T_{c1} », et le débit massique « m_c »

- Calculer température de sortie « T_{c2} » $T_{c2} = T_1 + \frac{Q}{mc \times Cp}$
- Déterminer la température moyenne ($T_{c\text{ moy}}$) et par la suite $(\rho, \lambda, \mu, Cp)_{\text{calandre}}$.
- Calculer le DTLM

3^{ème} étape :

- Mettre les caractéristique de l'échangeur, $R_{\text{intérieur}}$, $R_{\text{extérieur}}$, matériau des tubes, épaisseur et conductivité de tube λ, e_t
- A partir des relations de Nusselt, Reynolds et Prandtl on calcule les coefficients de transfert d'échange pour les deux fluides (h_1 et h_2) et puis le coefficient d'échange global « U_{global} »
- Ensuite, calculer la section d'échange nécessaire ($S = Q / (U_g \cdot \text{DTLM})$).

4^{ème} étape :

- Déterminer les pertes de charge coté tube et coté anneau.

V. 3. INTERPRETATION DES RESULTATS :

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

« Afin de comparer et de vérifier la crédibilité de nos résultats on est besoin d'une configuration de référence, mais comme ses données spécifiques ne sont pas disponible, on va supposer que les résultats obtenus à partir des calculs effectués sur l'*after cooler* comme étant les mêmes apportées par le constructeur. Par conséquence, on va prendre l'*after cooler* présent comme une référence pour tous les autres cas proposés ».

L'application de la procédure dite nous permet de déterminer la surface d'échange nécessaire pour assurer l'extraction de l'excès de quantité de chaleur dû aux conditions climatiques à l'été pour chaque cas afin d'obtenir une puissance optimale comme si on travaillait le mois de décembre.

Le but de ce calcul consiste à vérifier l'efficacité des échanges thermiques des différents cas étudiés par rapport au cas de référence - cas actuel - sans oublier l'effet de la perte de charge non seulement sur l'échangeur apporté mais sur le cycle théorique du moteur diesel.

Donc, la dualité transfert de chaleur – perte de charge domine tout le problème. En effet, les résistances au transfert matérialisées par des films, sont d'autant plus faibles que la vitesse de circulation est, en conséquence, le nombre de Reynolds est élevé, ce qui entraîne une réduction de la surface d'échange à prévoir. En contrepartie, l'élévation du nombre de Reynolds provoque une augmentation de la perte de charge qui conduit à diminuer la pression à l'entrée de cylindre, donc exigeant plus d'énergie, de sorte que ce que l'on a gagné sur la surface de l'appareil est contrebalancé par l'accroissement des frais opératoires (consommation en carburant)

Les influences des variables paramétriques suivantes font l'objet d'une explication sur l'évaluation du choix compatible :

- En principe, l'évaluation du coefficient de transfert de chaleur global, U , engage l'évaluation de chacune des résistances d'éléments (h_i , λ/e , h_o), et comme le fluide à refroidir est « l'air comprimé » (h_{air} faible) le coefficient d'échange global sera faible.
- La variation du coefficient d'échange global est l'une des raisons qui a conduit à développer la géométrie d'échanges. La conception actuelle utilise $5,43 \text{ m}^2$, mais les autres configurations représentent des surfaces plus grandes que celle de référence.
- L'analyse des pertes de charge s'avère en général précieuse néanmoins l'ordre de grandeur de cette chute de pression est faible pour tous les cas proposés qui explique que l'échangeur ne perturbe plus la pression d'air frais à l'entrée de cylindre.

Tableau V.1 : Les résultats obtenus pour les différents cas étudiés

Cas proposé	Les coté de l'échangeur kg/s	Les pertes de charge $\Delta P =$ kg/cm ²	Le flux de chaleur (Q)= W	Le coefficient d'échange global(h)= W/m ² °C	La section d'échange global (S) = m ²
Cas 01 « état originale »	Tube : 0,0127	Tube= $9,40.10^{-3}$	980,18	2,634	5,433
	Anneau : 9,5	Anneau = $7,03.10^{-2}$			
Cas 02	Tube : 0,0127	Tube= $1,16.10^{-3}$	257,52	2,494	11,480
	Anneau : 0,02	Anneau = $3,42.10^{-4}$			
Cas 03	Tube : 9,5	Tube= $4,53.10^{-3}$	1251,22	2,460	6,739
	Anneau:0,0127	Anneau = $9,27.10^{-4}$			
Cas 04	Tube : 0,0127	Tube= $1,55.10^{-3}$	1266,13	1192,68	4,894
	Anneau : 9,5	Anneau = $6,66.10^{-1}$			
	Tube : 9,5 (eau)	Tube= $5,80.10^{-3}$	198550	1694,33	(4,89+5,43) =10,32
	Anneau : 2 (eau)	Anneau = $4,14.10^{-2}$			

Par conséquent, l'évaluation des coefficients de transfert de chaleur, la surface d'échange et la chute de pression dans les échangeurs nous permettent de sélectionner la configuration la plus judicieuse en vue d'optimiser le rendement et de minimiser le prix de revient pour dire que :

Le 1^{er} choix est le 3^{ème} cas qui est semblable au cas de référence mais il faut agrandir la surface d'échange par 50%, il a la petite surface d'échange sans qu'il influe sur la pression de l'air comprimé ; donc ce cas est le meilleur s'il ne pose pas un problème d'encombrement dans le moteur.

Le 2nd choix est le 4^{ème} cas qui il est constitué de deux échangeurs, l'*after cooler* qui est similaire à celle de référence accompagner avec un autre échangeur pour le refroidissement de

l'eau utiliser pour le refroidissement d'air comprimé, ce cas qui représente un montage de deux échangeurs en série pour la coté d'eau de refroidissement.

Le 3^{ième} choix est de faire un refroidisseur en amont du compresseur, mais ce cas nécessite une surface qui peut atteint 11m^2 .

Conclusion :

L'objectif des configurations proposées est d'extraire une certaine quantité de chaleur dans les conditions économiques optimales qui sont un compromis entre les frais d'investissement et les frais opératoires.

Pour cela et afin de facilité la comparaison des cas proposés, nous avons étudié le modèle le plus simple d'échangeur que l'on puisse concevoir à savoir l'échangeur tubulaire simple.

En effet, le calcul de tout appareil comportera toujours deux études parallèles : transfert de chaleur et perte de charge mais comme l'effet de perte de charge est faible sur la pression de l'air comprimé le choix d'agrandir l'*after cooler* est le plus judicieux si cette solution ne pose pas un problème d'encombrement sinon le choix de faire refroidir préalablement l'eau entrant à l'*after cooler* par un autre échangeur, si cette dernière est couteuse on essaie le cas de faire refroidi l'air avant son entrée au compresseur.

Enfin, comme les données des prix ne sont pas disponibles nous recommandons de faire une étude économique pour confirmer mieux le choix d'une telle configuration et pour apprécier mieux ce modeste travail.

CONCLUSION

CONCLUSION

Les moteurs diesels fournissent une énergie nécessaire d'où leurs importances dans une installation de forage ou ils offrent une puissance fiable pour les équipements de forage.

En effet, ces moteurs sont influencés par le climat saharien, caractérisé par le grand écart température, et afin de maintenir ses performances et ses caractéristiques, et afin d'améliorer la puissance et le rendement d'un moteur, et minimiser les pertes financières, il faut améliorer les conditions de fonctionnement et appliquer une bonne politique plus technique et économique.

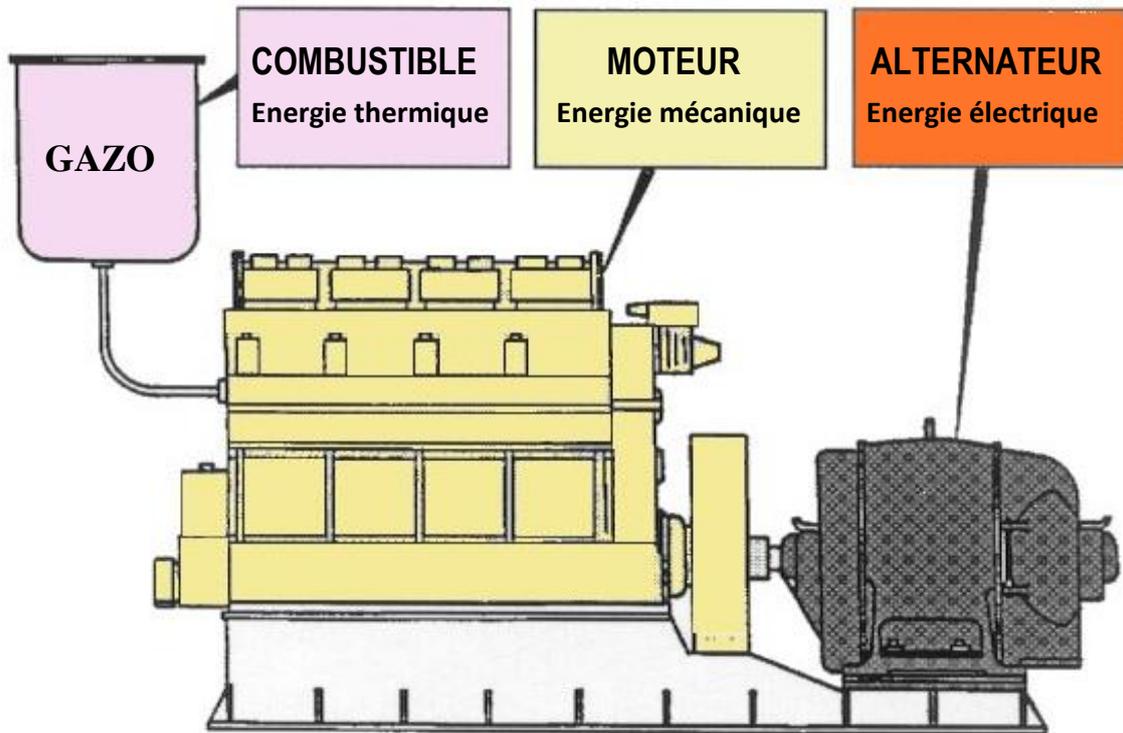
D'après l'étude que nous avons effectuée sur le moteur diesel CAT3512, nous pouvons retenir les conclusions suivantes :

- Les calculs des caractéristiques thermiques ont montré la liaison des performances du moteur avec les conditions de pression et de température d'air ambiant.
- Une 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 rendre le moteur à son fonctionnement optimal pendant toute l'année il faut ramener l'air d'admission aux mêmes conditions climatiques qui permet au moteur de fonctionner comme si on est à Décembre.
- Le but des configurations proposées est d'extraire une certaine quantité de chaleur dans les conditions économiques optimales qui sont un compromis entre les frais d'investissement et les frais opératoires :
 - ❖ le choix d'agrandir l'*after cooler* est le plus judicieux si cette solution ne pose pas un problème d'encombrement
 - ❖ le choix de faire refroidir préalablement l'eau entrant à l'*after cooler* par un autre échangeur, est considéré comme la deuxième solution mais il révèle qu'il est coûteux

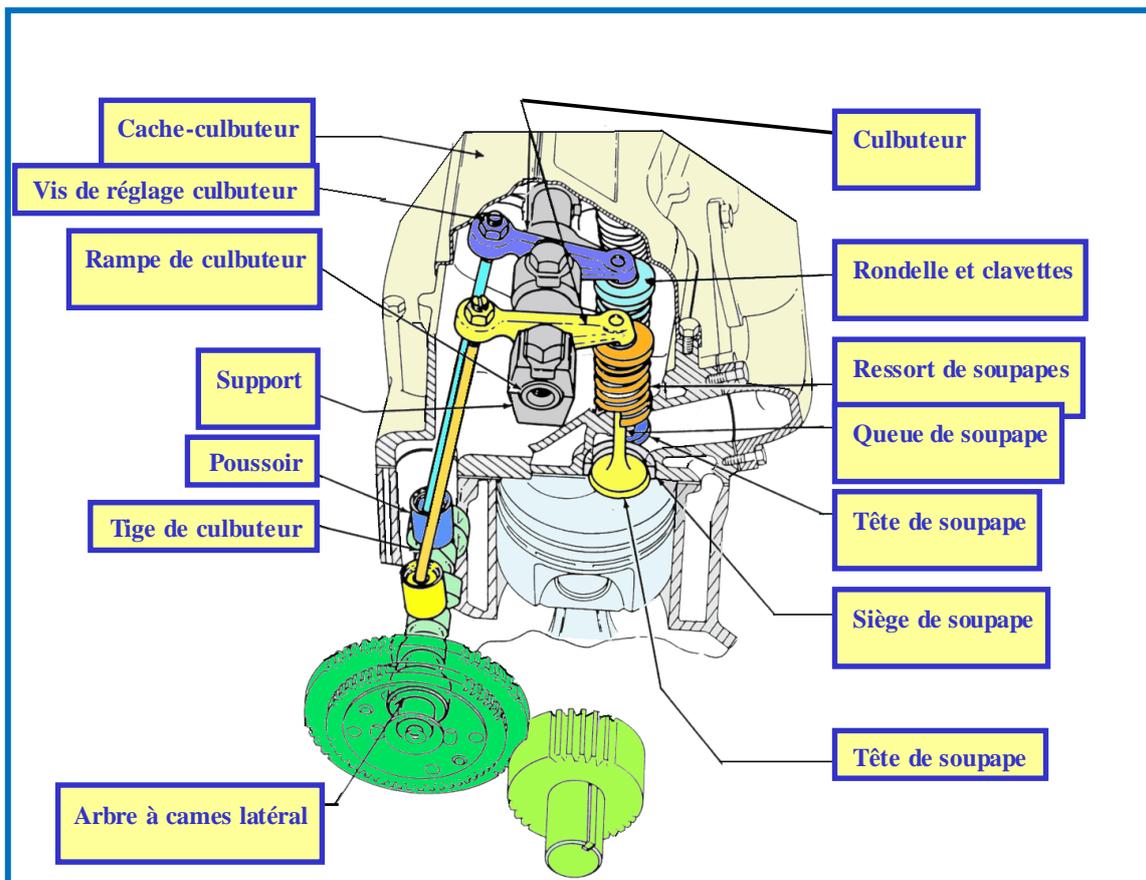
- ❖ De faire refroidir l'air avant son entrée au compresseur est le dernier choix à cause de sa surface d'échange élevée.

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

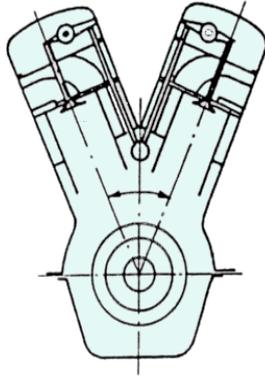
ANNEXE



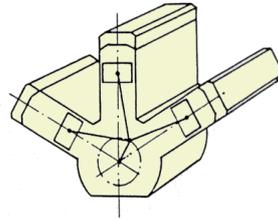
SYSTEME DE DISTRIBUTION



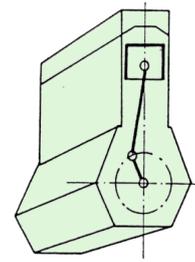
LA TRANSFORMATION D'ENERG



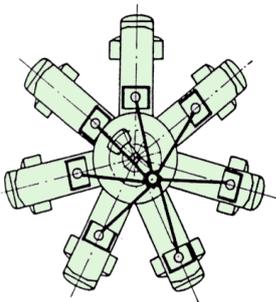
Moteur V16 à 45°



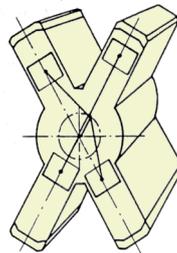
Moteur en W



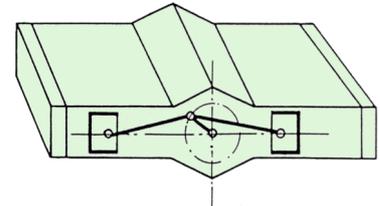
Moteur en ligne



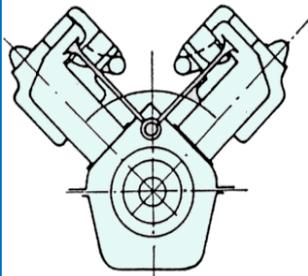
Moteur en étoile



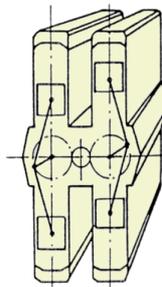
Moteur en X



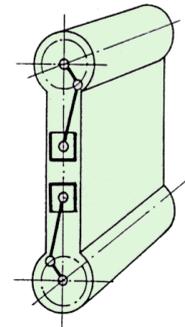
Moteur à



Moteur V8 à 90°

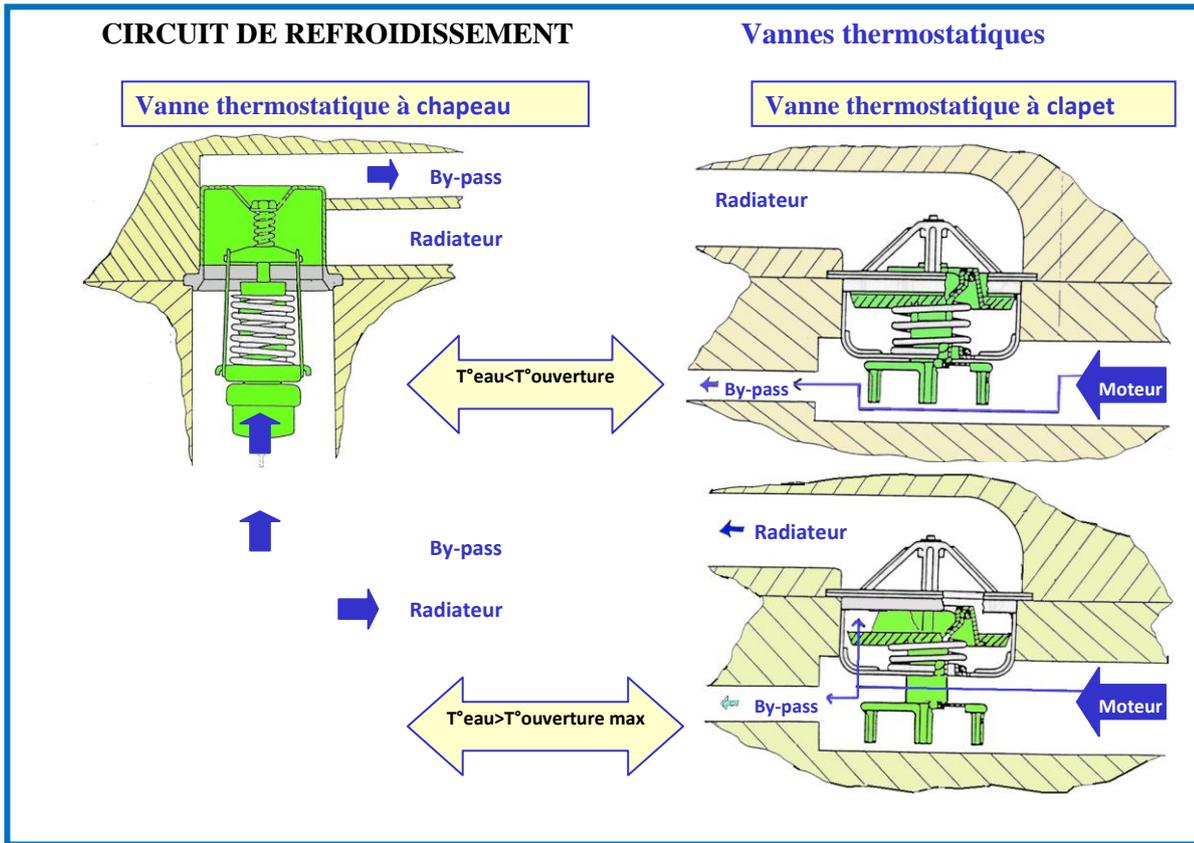


Moteur en H

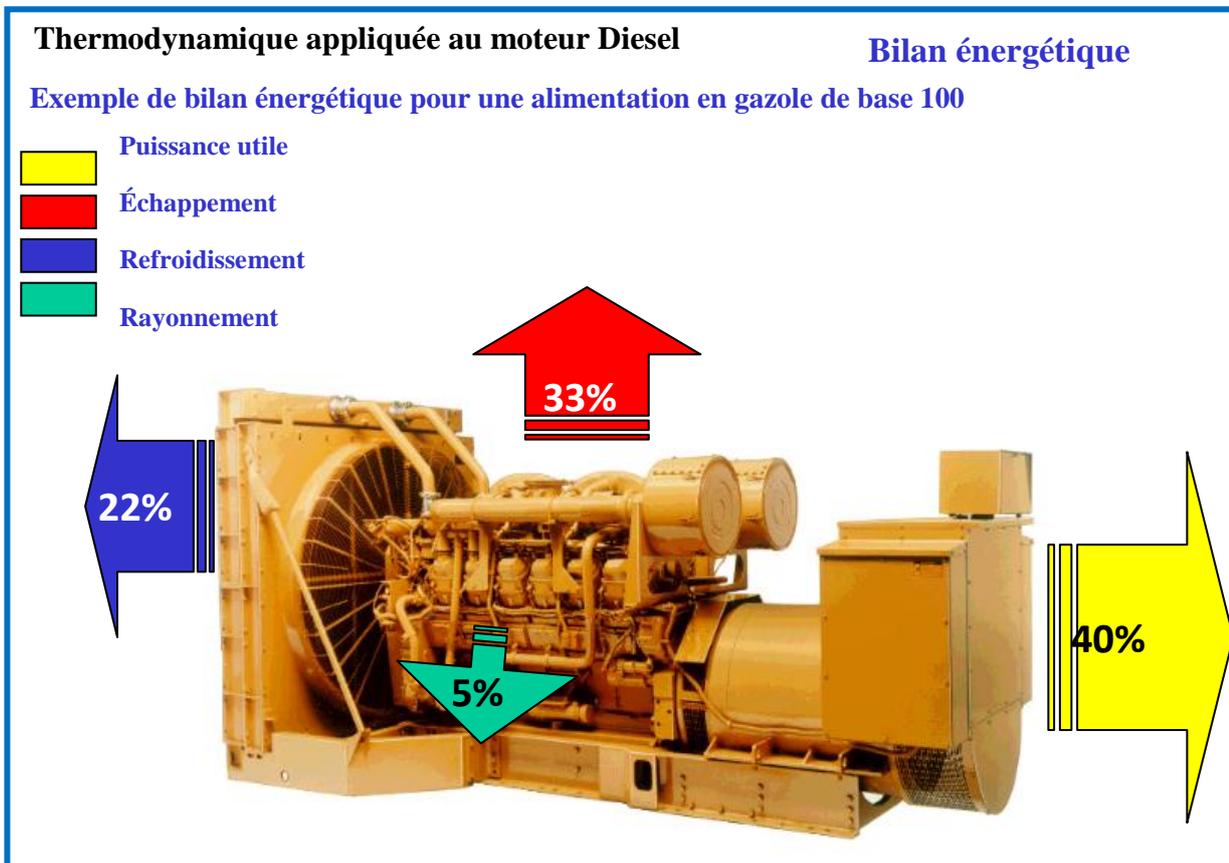


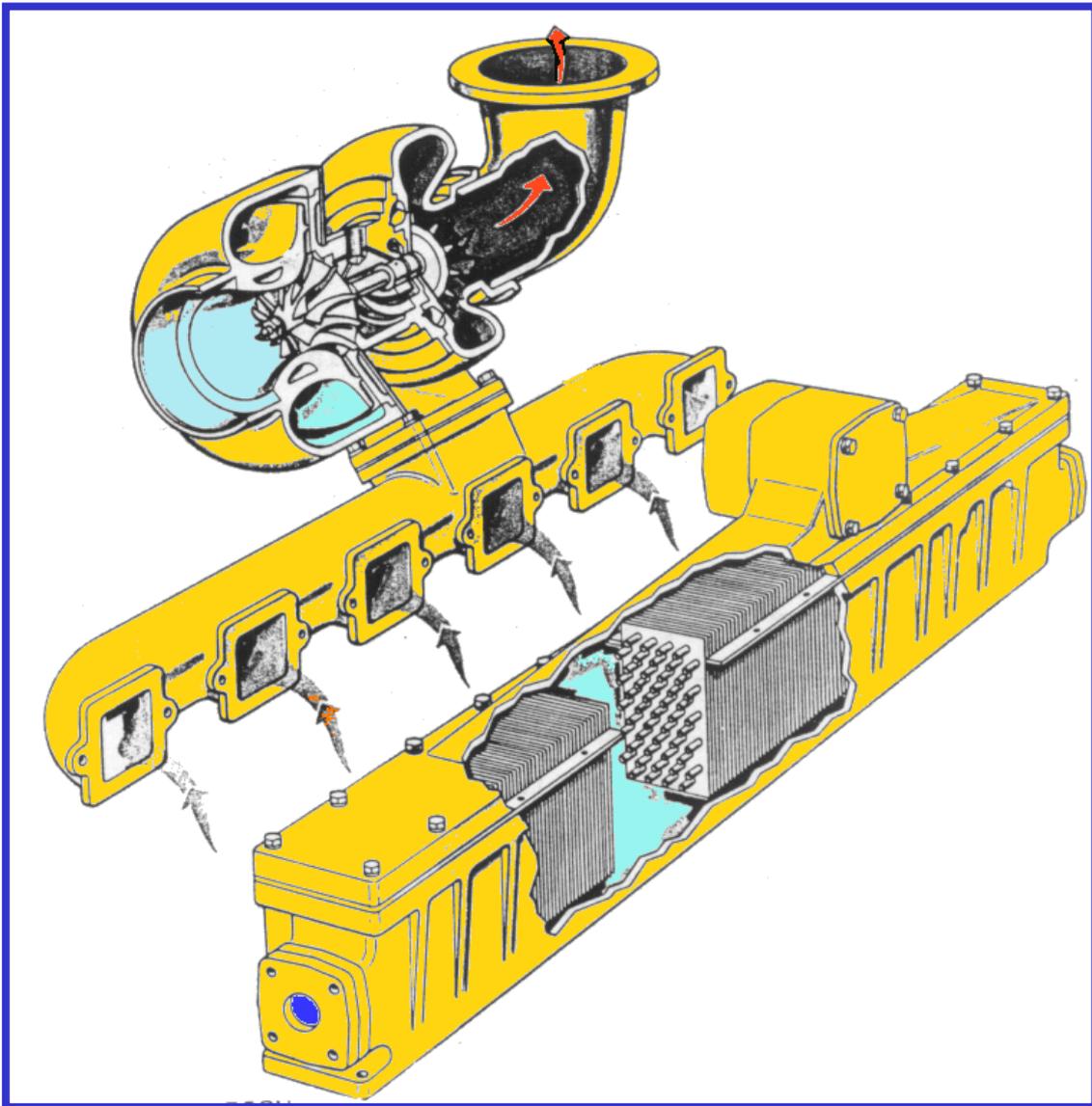
Moteur à piston opposé

DISPOSITION DES CYLINDRES

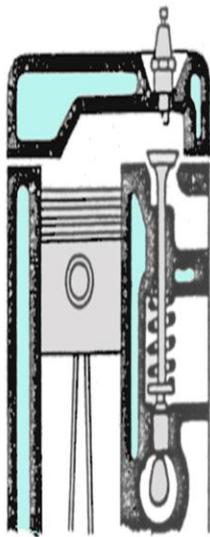


VANNES THERMOSTATIQUE

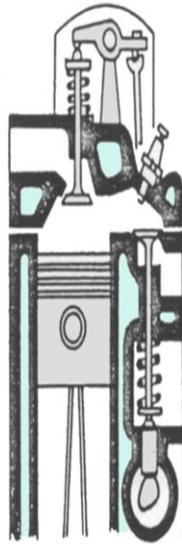




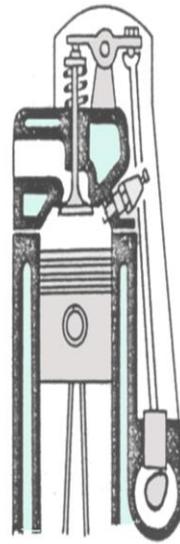
SCHEMA REEL DE REFROIDISSEUR D'UN MOTEUR CAT 3512



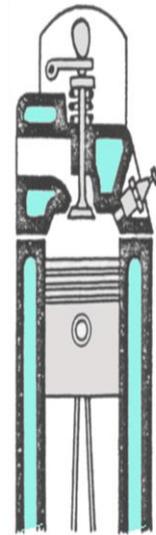
Soupapes latérales verticales à arbre à cames latéral



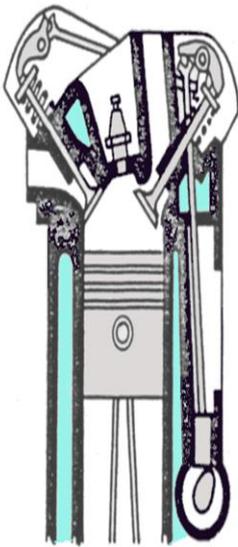
Soupapes opposées, admission en tête, échappement latérale



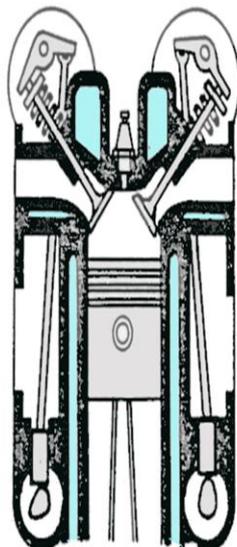
Soupapes culbutées à arbre à cames latéral



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

DISPOSITION DES SOUPAPES ET ARBRE A CAMES

CORRELATIONS ENTRE 0 ET 100 °C

(θ : température en °c, T température en k)

Pour l'air

- $C_p = 1008$ $J\ kg^{-1}\ ^\circ C^{-1}$
- $\lambda = 7,57.10^{-5}\ \theta + 0,0242$ $W\ m^{-1}\ ^\circ C^{-1}$
- $\mu = 10^{-5}\ (0,0046\ \theta + 1,7176)$ $Pa\ s$
- $\alpha = 10^{-5}\ (0,0146\ \theta + 1,8343)$ $m^2\ s^{-1}$
- $Pr = -2,54.10^{-4}\ \theta + 0,7147$

Pour l'eau

- $\rho = -0,00380\ \theta^2 - 0,0505\ \theta + 1002,6$ $kg\ m^{-3}$
- $C_p = 4180$ $J\ kg^{-1}\ ^\circ C^{-1}$
- $\lambda = -9,87.10^{-6}\ \theta^2 + 2,238.10^{-3}\ \theta + 0,5536$ $W\ m^{-1}\ ^\circ C^{-1}$
- $\mu = 10^{-4}\ (0,00200\ \theta^2 - 0,3389\ \theta + 17,199)$ $Pa\ s$
- $\alpha = 10^{-7}\ (-0,00360\ \theta + 1,340)$ $m^2\ s^{-1}$
- $Pr = 1,577.10^{-3}\ \theta^2 - 0,261\ \theta + 12,50$

PROPRIETES PHYSIQUES DE L'AIR ET DE L'EAU

<u>Propriétés de l'eau à saturation</u>							<u>propriétés de l'air à(1)atm</u>						
θ	ρ	Cp	λ	10 ⁴ .μ	10 ⁷ .α	Pr	θ	ρ	Cp	λ	10 ⁴ .μ	10 ⁷ .α	Pr
(°C)	(kg/m3)	(J/kg.°C)	(W/m.°C)	(Pa.s)	(m2/s)		(°C)	(kg/m3)	(J/kg.°C)	(W/m.°C)	(Pa.s)	(m2/s)	
0	1009	4218	0.552	17.90	1.31	13.06	0	1.292	1006	0.0242	1.72	1.86	0.72
20	1001	4182	0.597	10.10	1.43	7.02	20	1.204	1006	0.0257	1.81	2.12	0.71
40	995	4172	0.628	6.55	1.51	4.34	40	1.127	1007	0.0272	1.90	2.40	0.70
60	985	4184	0.651	4.71	1.55	3.02	60	1.059	1008	0.0287	1.99	2.64	0.70
80	974	4196	0.668	3.55	1.64	2.22	80	0.999	1010	0.0302	2.09	3.00	0.70
100	960	4216	0.680	2.82	1.68	1.74	100	0.946	1012	0.0318	2.18	3.32	0.69
120	945	4250	0.685	2.33	1.71	1.45	120	0.898	1014	0.0333	2.27	3.66	0.69
140	928	4283	0.684	1.99	1.72	1.24	140	0.854	1016	0.0345	2.34	3.98	0.69
160	910	4342	0.680	1.73	1.73	1.10	160	0.815	1019	0.0359	2.42	3.32	0.69
180	889	4417	0.675	1.54	1.72	1.00	180	0.779	1022	0.0372	2.50	3.67	0.69
200	867	4505	0.665	1.39	1.71	0.94	200	0.746	1025	0.0389	2.57	4.05	0.68
220	842	4610	0.652	1.26	1.68	0.89	220	0.700	1028	0.0399	2.64	4.43	0.68
240	816	4756	0.635	1.17	1.64	0.88	240	0.688	1032	0.0412	2.72	4.80	0.68
260	786	4949	0.611	1.08	1.58	0.87	260	0.662	1036	0.0425	2.79	5.20	0.68
280	753	5208	0.580	1.02	1.48	0.91	280	0.638	1040	0.0437	2.86	5.59	0.68
300	714	5728	0.540	0.96	1.32	1.02	300	0.616	1045	0.0450	2.93	5.99	0.68

Calcul d'un échangeur double-tube.

1-bilan thermique : $Q=M*(h_1-h_2) = M*(h'_2-h'_1)$

$$h'_2=h'_1+Q/M \longrightarrow t_2$$

2-calcul de la (DTLM) : $(T_1-T_2)=\Delta t_1(T_2-t_1)=\Delta t_2$

3-choix des diamètres d et D des deux tubes concentriques.

4-choix des fluides dans le tube intérieur et dans l'anneau.

5-calcul du coefficient de transfert global propre U_p .

a) Cas général : calcul de U_p , à chaque extrémité : U_1 pour (T_1, t_2) et U_2 pour (T_2, t_1) ;

b) Fluide visqueux : calcul de U_p aux températures caloriques T_c et t_c définies par :

K_c et F_c de la figure V.1.28

$$T_c = T_2 + F_c (T_1 - T_2)$$

$$t_c = t_1 + F_c (t_2 - t_1)$$

c) Si : $DTLM < 30^\circ C$, $(T_1 - T_2) < 60^\circ C$ et $(t_2 - t_1) < 60^\circ C$, calcul de U_p aux températures calorique

définies par $F_c = 0,5$:

$$T_c = 0,5 (T_1 + T_2)$$

$$t_c = 0,5 (t_1 + t_2)$$

Coté tube

-section : $a_t=(\pi/4)*d_i^2$

-vitesse massique : $G_t=M/a_t$

-caractéristique du fluide l à T_1 et T_2 ou T_c : c, d, λ et μ

-nombre de Reynolds aux extrémités ou à T_c :

$$Re_t = \frac{d_i * G_t}{\mu}$$

$$J_h = \frac{h_i * d_i}{\lambda} - \left(\frac{c * \mu}{\lambda} \right)^{-1/3} * Q t^{-1}$$

(Fig.v.1.20)

$$\frac{hi}{Qt} = jh * \frac{\lambda}{di} * \left(\frac{c * \mu}{\lambda}\right)^{1/3}$$

$$\frac{hio}{Qt} = \left(\frac{hi}{Qt}\right) * \frac{di}{do}$$

Coté annaux

-section : $a_a = \frac{\pi}{4} * (D_i^2 - d_o^2)$

-diamètre équivalent : $d_e = (D_i^2 - d_o^2)$

-vitesse massique : $G_a = M / a_a$

.caractéristique du fluide 2 à t_1 et t_2 ou t_c , c , d , λ , d et μ

Nombre de Reynolds aux extrémités ou a t_c :

$$Re_a = (d_e * G_a) / \mu$$

$$J_h = \frac{ho * d_e}{\lambda} - \left(\frac{c * \mu}{\lambda}\right)^{-1/3} * Qa^{-1}$$

$$\frac{ho}{Qa} = jh * \frac{\lambda}{d_e} * \left(\frac{c * \mu}{\lambda}\right)^{1/3}$$

Température du tube extrémités ou au niveau des températures caloriques.

$$t_t = T - \frac{hio / Qt}{(ho / Qa) + (hio / Qt)} * (T - t)$$

Coté tube

-détermination de μ_t a t_t

$$Qt = \left(\frac{\mu}{\mu_t}\right)^{0.14}$$

$$h_{io} = \left(\frac{hio}{Qt}\right) * Qt$$

coté anneau

.détermination de μ_t a t_t

$$Qa = \left(\frac{\mu}{\mu_t}\right)^{0.14}$$

$$h_o = \left(\frac{ho}{Qa}\right) * Qa$$

Calcul des coefficients de transfert propre U_1 et U_2 à chaque extrémité ou de U_p aux températures caloriques

$$U = \frac{h_{io} \cdot h_o}{h_{io} + h_o} \text{ avec } U_1 \text{ et } U_2, \text{ calcul de : } \frac{Q}{Ap} = \frac{(U_2 \Delta t_1 - U_1 \Delta t_2)}{2.3 \log \left(\frac{U_2 \Delta t_1}{U_1 \Delta t_2} \right)} \text{ et } U_p = \frac{Q}{Ap} * \frac{1}{DTLM} \text{ ou}$$

directement $U_p = \frac{h_{io} \cdot h_o}{h_{io} + h_o}$ aux températures caloriques

6-estimation des résistances de salissement (tableau v.1.7)

$$R_{sio} = R_{si} * \left(\frac{d_o}{d_i} \right) \text{ et } R_{so}$$

$$R_s = R_{sio} + R_{so}$$

$$7\text{-Coefficient de transfert sal : } U_s = \frac{1}{1/U_p + R_s}$$

$$8\text{-surface d'échange : } A_s = \frac{Q}{U_s(DTLM)}$$

9-choix de longueur d'épingle

$$\text{-surface d'échange par épingle : } a_s = 2 * \pi * d * l$$

$$\text{-nombre d'épingles : } n = \frac{A_s}{a_s}$$

9-Calcul perte de charge :

Sur le coté tube :

$$Re = \frac{dt \cdot Gt}{\mu} \text{ (di : transfert de chaleur)}$$

$$L = (2 * n * l)$$

Ft = (facteur de friction en tubes rugueux)

$$\Delta Pt = \frac{n \cdot ft \cdot G^2 \cdot t \cdot l}{0,635 \cdot E15 \cdot di \cdot d \cdot \varnothing t} \text{ kg/cm}^2$$

sur le coté calandre :

diamètre équivalent : $d'e = (Di - do)$

$$Re_a = \frac{d'e \cdot Ga}{\mu'} \text{ (différent de } Re_a)$$

Fa = (facteur de friction)

$$\Delta Pa = \frac{n \cdot G^2 \cdot a}{0,635 \cdot E15 \cdot d'} \left[\frac{fa \cdot l}{d' \cdot a \cdot \varnothing a} + \frac{1}{4} \right] \text{ kg/cm}^2$$

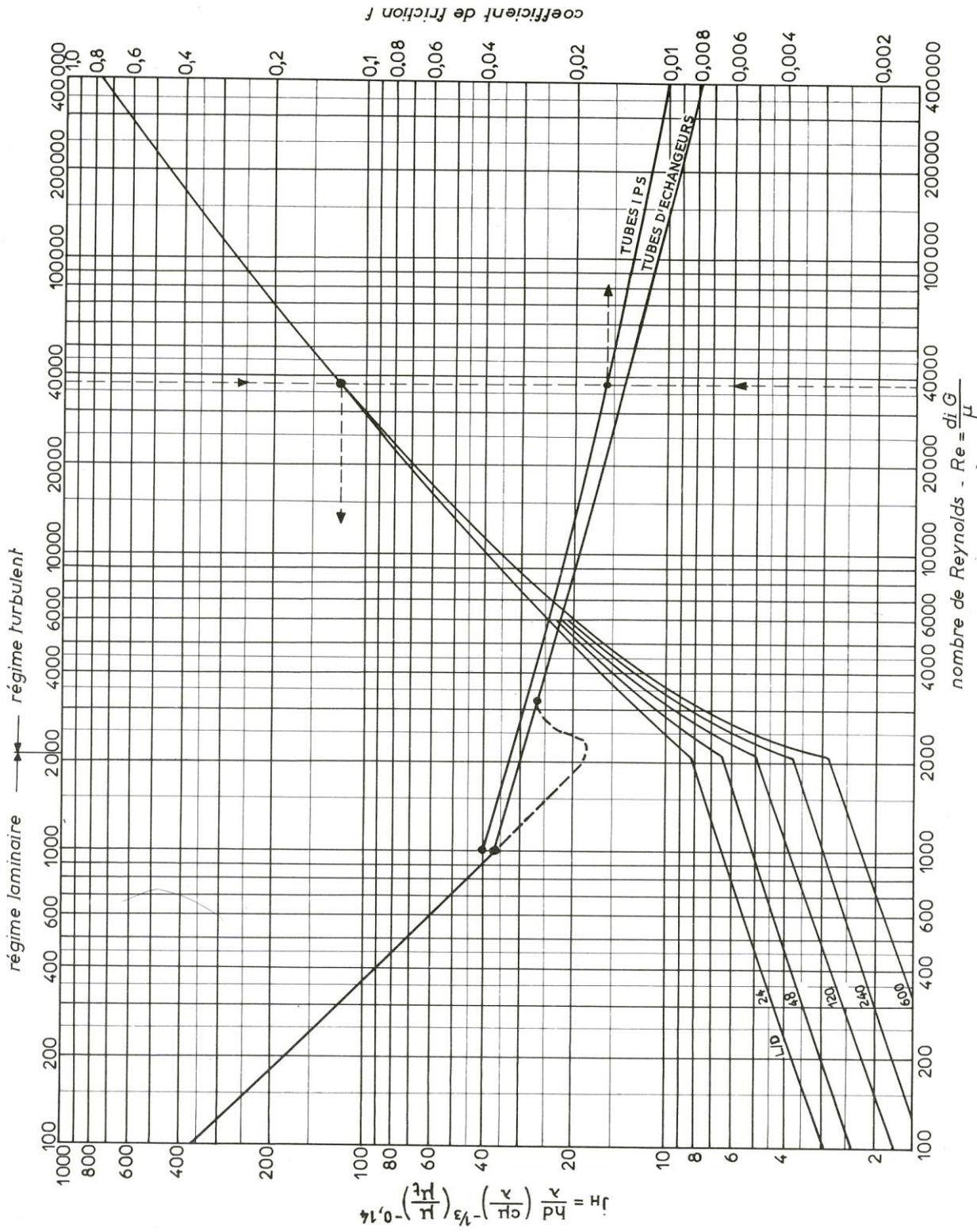


Fig. V.1.20. — Coefficient de transfert et coefficient de friction en fonction du nombre de Reynolds, à l'intérieur des tubes.

BIBLIOGRAPHIE

- [1] Y. JANOT «*transfert thermique* », 2003.
- [2] G.RENAUD « *moteur à combustion interne* », Edition l'Ecole des Mines, Paris ,2005.
- [3] M.CRINE « *opérations physiques unitaires CH.III* », Edition l'Ecole des Mines, Nancy, 2004.
- [4] A.BONTEMPS- A.GARRIGUE- Ch. GOUBIER « *Description des échangeurs* », Edition par groupement pour la recherche sur les échangeurs thermiques (GRETh), Grenoble, 2007.
- [5] J.TAINE- J.PETIT « *Transferts thermiques, cours et données de base* », édition Dunod, 1995.
- [6] Document Caterpillar, Société de montage et démontage et maintenance BERGERA « *Product information section* », model view N°=18 SMCS Code: 1000, France, 2012.
- [7] I.BENABDALLAH, A.MOUADA mémoire fin d'étude licence professionnelle, MCP, « *Caterpillar 3512V et système de sécurité* », Univ-Ouargla, 2011.
- [8] Document de calcul thermique, ENAFOR , Edition centre de formation ,2005.
- [9] CENTRE DE METEO « *les températures moyenne de la région de Ouargla à partir 2002-2011* »,2013
- [10] D. BENSEDDIK , B. DJAMAI mémoire fin d'étude licence professionnelle, MCP, « *Etude la maintenance de moteur CAT 3512* », Univ-Ouargla, 2011.

[11] P.WUITHIER « *Le pétrole, raffinage et génie chimique* » Tome II , édition Technip,
1972

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

هذا ما يتطلب أساسا ضمان فعالية عمل آلة الحفر و المنشآت التابعة لها في البترولية قصد

البترولية, ومن بين المنشآت الأساسية و المهمة في عمل آلة الحفر , محرك الديزل CATERPILLAR 3512 يستعمل بكثرة في الشركات البترولية في الجزائر و يعتبر مصدر الأساسي في إنتاج الطاقة الكهربائية اللازمة لتغذية كل الآلات المتواجدة على مستوى الورشة البترولية وملحقاتها (غيرها) ولهذا

الكهربائية المولدة من طرف محرك الديزل CATERPILLAR 3512 , و هذا الجانب هو

حيث نتطرق (المردود الطاقوي والاستطاعة الكهربائية)

الخارجي مثلا مما يؤدي إلى الضيـح للتقليل منها

حول مبرد الهواء الخاص بالمحرك لضمان إنتاج مثالي للطاقة الكهربائية.

: التنقيب , , , , التقليل من الضياع في الطاقة, مبرد الهواء

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

Parmi les équipements utilisés on site le moteur diesel CATERPILLAR 3512 qui est exploités 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.

En effet, à cause des conditions climatique saharienne sévères sur site ; surtout la température ; la productivité énergétique du moteur CAT3512 accorde des pertes d'énergie.

Dans cet axe que notre mémoire se base trouve des solutions pour minimiser cette perte

Mots clés : Le forage, alternateur, groupe électrogène, pertes d'énergie,