

**REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE**  
**Ministère de L'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique**

**UNIVERSITE M'HAMED BOUGARRA BOUMERDES**



**Faculté des Hydrocarbures et de la Chimie**

**Mémoire de fin d'étude**  
**En vue de l'obtention du diplôme :**

**MASTER**

**Filière :** Hydrocarbures

**Spécialité :** Mécanique des chantiers pétroliers

**Thème :**

**Etude de jet du carburant haute Pression dans un moteur Diesel Caterpillar  
3512 A suralimenté**

**Présenté par**

**Kechen Zine Eddine**

**Boutchacha Hadj Med Dif Allah**

**Youcef Sid Ali**

**Devant le jury :**

Gaceb Mohammed	UMBB	Président
Halimi Djamel	UMBB	Examineur
Bettayab Mourad	UMBB	Examineur
Djemaa Med Amine	UMBB	Examineur

2015/ 2016

## *Remerciements*

*Langage tout d'abord à Dieu qui nous a donné la force*

*Pour terminer ce modeste travail.*

*Nos infinis remerciements vont ensuite à notre enseignant  
encadreur **MR. Serrier Mohamed** pour leurs aides précieuses et leurs  
Conseils judicieux.*

*Nous remercions aussi les membres de jury qui nous fait l'honneur  
d'accepter le jugement de notre travail*

*Notre sincère reconnaissance à nos enseignants du département :*

*Transport et équipements des hydrocarbures.*

*Un grand merci pour l'équipe de chantier  
TP160*

*Enfin nous remercions tous ceux qui ont contribué de près ou de loin à  
l'élaboration de ce modeste travail, trouvent ainsi l'expression de notre  
profondes gratitude et respects.*

*Dif Allah & Sid Ali  
Zine Eddine*

## RESUME

---

### Résumé :

L'efficacité d'un moteur diesel dépend du processus de combustion qui est à son tour conditionné par la qualité de la pulvérisation du carburant par le système d'injection, les paramètres de jet injecté sont liés aux plusieurs facteurs comme : la pression d'injection, la géométrie de l'injecteur et les propriétés de l'air comprimé.

Dans ce mémoire nous avons fait une étude sur le système d'injection de moteur CATERPILLAR 3512 utilisé sur chantiers de forage pétrolier. On a traité les caractéristiques de jet Diesel et l'influence de différents facteurs sur le comportement de ce dernier dans la chambre de combustion en se basant sur les données du moteur.

**Mots clés :** Moteur Diesel, Injection, injecteur, Jet.

### Abstract :

*The efficiency of a Diesel engine depends on the process of combustion which is controlled by the quality of the fuel pulverization, the spray settings are influenced by many factors as : injection pressure, injector geometry and pressurized air properties.*

*We have studied the injection system of CATERPILLAR 3512 engine used in oil drilling rigs. We've treated the Diesel jet characteristics and the effect of different factors upon the spray behavior in cylinder chamber.*

**Keywords :** Diesel engine, Injection, injector, Jet.

### ملخص :

فعالية محرك الديزل مرتبطة بعملية الاحتراق التي بدورها مشروطة بنوعية رذاذ الوقود المنبعث من نظام الحقن. عدة عوامل تؤثر على خصائص الرذاذ منها : ضغط الحقن، الخصائص الهندسية للحاقن و خصائص الهواء المضغوط.

في هذه المذكرة قمنا بدراسة لنظام الحقن الخاص بمحرك CATERPILLAR 3512 المستعمل في ورشات التنقيب عن النفط، عالجتنا أيضا مميزات رذاذ الوقود و تأثير مختلف العوامل على سلوكه غي عرفة الاحتراق اعتمادا على معطيات المحرك.

كلمات مفتاحية: محرك الديزل، عملية الحقن، الحاقن، رذاذ .

# SOMMAIRE

---

<b>Introduction</b> .....	1
<b>CHAPITRE I</b>	
<b>I.1.Présentation de l'entreprise</b> .....	3
I.1.1-Historique de L'ENTP .....	3
I.1.2-Missions de L'E.N.T.P .....	3
I.1.3.Organisation .....	4
I.1.4.Parc d'appareils de forage .....	5
<b>I.2.Caractéristique de l'appareil TP160</b> .....	6
<b>I.3.Présentation de puit CEN-1</b> .....	8
I.3.1.Informations sur le puit : .....	8
I.3.2.Position et itinéraire vers le chantier TP160 .....	9
I.3.3.La courbe profondeur (m)-durée(jours) du puit CEN-1 .....	10
I.3.4.La durée de forage de chaque section .....	10
<b>I-4- Généralités sur l'injection Diesel</b> .....	11
I-4-1-Type d'injection dans les moteurs diesel .....	11
I-4-1-1-Moteur à injection directe .....	11
I-4-1-2-Moteur à injection indirecte .....	13
I-4-2-Injecteurs-pompes mécaniques .....	14
I-4-3- Injecteurs-pompes à commande électronique .....	14
I-4-4-Evolution des injecteurs pompes .....	15
I-4-5- Différents types d'injecteurs .....	17
I-2-5-1-Injecteurs à trous .....	17
I-2-5-2-Injecteurs à tétons .....	18
<b>I-5-Etat de l'art</b> .....	19
I-5-1-Les régimes de fractionnement .....	20
I-5-2-Atomisation et régions de spray .....	21
I-5-2-1-Les modèles d'atomisation primaire .....	22
I-5-2-2-L'atomisation secondaire .....	23
I-5-3-Les paramètres morphologiques d'un jet .....	25
I-5-3-1-Pénétration .....	25
I-5-3-2-Angle .....	25
I.5.4.La combustion .....	26
I.5.5.Influence des conditions d'injection sur l'auto-inflammation .....	28

# SOMMAIRE

---

## CHAPITRE II

<b>II.1- Description du moteur - Fonctionnement</b> .....	30
II.1.1-Cycle à quatre temps .....	32
<b>II.2. Description organique du moteur CATER PILLAR 3512</b> .....	35
II.2.1. Les organes fixes .....	35
II.2.1.1.Le bloc cylindre .....	35
II.2.1.2.Culasse .....	35
II.2.1.3.Le joint de culasse .....	36
II.2.1.4. Les carters .....	36
II.2.2. Les organes mobiles .....	36
II.2.2.1.Le piston .....	36
II.2.2.2. La bielle .....	37
II.2.2.3.Les coussinets .....	37
II.2.2.4.L'arbre moteur .....	37
II.2.2.5.L'arbre à cames .....	38
II.2.2.7.Les culbuteurs.....	38
II.2.2.6.Les soupapes .....	39
<b>II.3.Etude des circuits du moteur CAT3512</b> .....	39
II.3.1.Circuit d'air .....	39
II.3.1.1.Circulation d'air dans le moteur .....	39
II.3.1.2.Les turbocompresseurs .....	40
II.3.2.Circuit de gas-oil .....	42
II.3.3. Circuit de refroidissement à eau .....	43
II.3.4.Circuit de lubrification .....	45
<b>II.4- Système d'injection</b> .....	48
II.4.1.Rôle .....	48
II.4.2.Condition à remplir .....	48
II.4.3.L'injection directe .....	48
II.2.4 .Principe de fonctionnement .....	49

## CHAPITRE III

<b>III.1.Paramètres thermiques</b> .....	50
III.1.1.La quantité d'air stœchiométrique .....	50
III.1.2.Quantité de charge fraîche .....	52
III.1.3.quantité des produits de combustion .....	52

# SOMMAIRE

---

III.1.4. Quantité totale des produits de combustion .....	52
III.1.5. Le coefficient de variation molaire théorique .....	52
III.1.6. La fonction de variation molaire .....	52
<b>III.2. paramètres de Cycle de fonctionnement .....</b>	<b>53</b>
III.2.1. Paramètres de l'air à l'admission .....	54
III.2.1.1. Température à la sortie de compresseur .....	54
III.2.1.2. Température en fin d'admission .....	55
III.2.1.3. Pression en fin d'admission .....	55
III.2.1.4. Coefficient de remplissage .....	56
III.2.2. Phase compression .....	56
III.2.2.1. Pression vers la fin de compression .....	56
III.2.2.2. Température vers la fin de compression .....	56
III.2.3. Phase combustion .....	56
III.2.3.1. Pression maximale du cycle .....	57
III.2.3.2. Température maximale du cycle .....	57
III.2.4. Phase de détente .....	59
III.2.4.1. Le taux de détente préliminaire .....	59
III.2.4.2. Le taux de détente postérieure .....	59
III.2.4.3. Température en fin de détente .....	59
III.2.4.4. Pression vers la fin de détente .....	59
III.2.5. Calcul de travail de cycle .....	60
III.2.5.1. Travail en phase de compression .....	60
III.2.5.2. Le travail en phase de combustion isobare .....	60
III.2.5.3. Travail en phase de détente .....	60
III.2.5.4. Travail de cycle .....	60
<b>III.3. Performances du moteur .....</b>	<b>61</b>
III.3.1. Pression moyenne indiquée .....	61
III.3.2. Le rendement indiqué .....	61
III.3.3. La pression moyenne effective .....	62
III.3.4. la puissance indiquée .....	62
III.3.6. Le rendement effectif .....	62
III.3.7. La consommation spécifique indiquée .....	62
III.3.8. Consommation spécifique effective .....	63
III.3.9. La quantité du combustible injectée par cycle .....	63
III.3.10. Débit d'air .....	63
III.3.11. Puissance au litre de cylindrée .....	64

# SOMMAIRE

---

III.3.12.Le couple moteur effectif .....	64
<b>III.4.Conclusion .....</b>	<b>64</b>
<b>CHAPITRE IV</b>	
<b>IV.1. Définition et mode d'injection .....</b>	<b>65</b>
IV.1.1.Circuit basse pression .....	65
IV.1.1.1.Le réservoir de carburant .....	65
IV.1.1.2.Le pré filtre .....	66
IV.1.1.3.La pompe alimentaire .....	66
IV.1.1.4.Les filtres principaux .....	67
IV.1.1.5.La pompe d'amorçage .....	68
IV.1.2.Circuit haute pression .....	68
<b>IV.2. Injecteur-pompe .....</b>	<b>68</b>
IV.2.1.Caractéristiques .....	68
IV.2.2.Principe de fonctionnement .....	70
IV.2.3.Avantages des injecteurs-pompes .....	70
<b>IV.3. Etude du jet du carburant haute pression .....</b>	<b>71</b>
IV.3.1.vitesse au nez de l'injecteur .....	73
IV.3.2.Taille des gouttes .....	74
IV.3.3.Angle principal de l'injecteur-pompe .....	76
IV.3.4.Calcul de pénétration maximale de jet .....	77
IV.3.5.Calcul de Volume de jet .....	77
IV.3.6. Modèle empirique d'angle du jet .....	78
IV.3.6.1.Analyse et comparaison .....	79
IV.3.6.1.1.Influence de la pression d'injection .....	79
IV.3.6.1.2.Influence de la densité d'air .....	80
IV.3.6.1.3.Influence de diamètre de trou .....	80
IV.3.7.Modèle empirique de pénétration de vapeur du carburant (le spray) .....	81
IV.3.7.1.Analyse et comparaison .....	82
IV.3.7.1.1.Influence de la pression d'injection .....	82
IV.3.7.1.2.Influence de la densité d'air .....	83
IV.3.7.2.Comparaison .....	84
IV.3.8.Modèle d'entraînement de l'air .....	84
IV.3.9.Modèle de vaporisation du carburant .....	86
<b>III.4.Conclusion .....</b>	<b>88</b>

---

# SOMMAIRE

---

## CHAPITRE V

<b>V.1.Définition de la maintenance</b> .....	89
<b>V.2.Organisation des travaux de maintenance</b> .....	90
V.2.1.Maintenance corrective .....	90
V.2.2.Maintenance préventive .....	90
V.2.2.1.Maintenance préventive systématique .....	90
V.2.2.2.Maintenance préventive conditionnelle .....	90
<b>V.3.Organisation d'entretien du moteur</b> .....	90
V.3.1.Calendrier d'entretien .....	91
V.3.2.Entretien des système du moteur .....	93
V.3.2.1.Système d'alimentation .....	93
V.3.2.2.système d'air du moteur .....	93
V.3.2.3.Système de refroidissement .....	94
V.3.2.4.Système de graissage .....	94
<b>V.4.Les anomalies de fonctionnement du moteur</b> .....	95
V.4.1.Le moteur ne démarre pas .....	95
V.4.2. Le moteur cogne fortement et régulièrement .....	96
V.4.3.Moteur produit des fumées à l'échappement .....	96
V.4.4.Le moteur n'atteint plus son plein régime .....	97
<b>V.2.Sécurité technique</b> .....	97
V.2.1.définition .....	97
V.2.2.les bases de sécurité .....	97
V.2.3. causes des accidents du travail .....	97
V.2.4.sécurité du l'homme .....	97
V.2.5.sécurité du moteur .....	98
V.2.6. démarrage du moteur .....	99
<b>V.3.Conclusion</b> .....	99
 <b>Conclusion générale</b> .....	 100

## Listes des figures

---

Figure.I.1-Schéma Directeur d'Organisation de la Macrostructure de l'Entreprise.....	3
Figure.I.2-Appareil de forage TP160.....	6
Figure.I.3-Itinéraire vers chantier TP160 .....	9
Figure.I.4-Courbe de profondeur de forage en fonction de temps.....	10
Figure.I.5-Combustion d'un jet de fioul dans un moteur Diesel.....	11
Figure.I.6-Chambre de combustion ouverte.....	12
Figure.I.7-Chambre de combustion fermé.....	12
Figure.I.8-Préchambres d'injection indirecte.....	13
Figure.I.9- Système d'injecteur pompe 3500 Caterpillar.....	14
Figure I.10-Injecteur-pompe électronique.....	14
Figure.I.11- Système d'injection commun rail.....	16
Figure.I.12-L'injecteur Common rail et sa buse.....	16
Figure.I.13-Injecteurs à trous court type DL .....	17
Figure.I.14-Injecteurs à aiguille allongée.....	17
Figure.I.15-Injecteurs à extrémité cylindrique .....	18
Figure.I.16- Injecteurs à extrémité conique .....	18
Figure I.17- Injecteurs à étranglement type DN Bosch à téton conique .....	18
Figure.I.18- Le jet diesel dans un injecteur multi-trous .....	18
Figure.I.19-L'auto-inflammation de jet Diesel dans un chambre de combustion .....	18
Figure.I.20-Mécanismes de désintégration du spray contre la vitesse d'injection.....	19
Figure.I.21-Mécanismes de désintégration secondaire.....	21
Figure.I.22-Développement du jet liquide [Ménard, 2006].....	22
Figure.I.23-Comportement de l'interface liquide/gaz [Ménard, 2006].....	22
Figure.I.24-Les modèles de ruptures énumérés par Fath et al.....	23
Figure.I.25- Atomisation primaire et secondaire dans un jet issu d'un trou cylindrique .....	23
Figure.I.26-Paramètres morphologiques d'un spray.....	24
Figure.I.27-Dégagement d'énergie apparent et pression cylindre .....	26

## Listes des figures

---

Figure.I.25-Modèle « phénoménologique de Dec .....	26
Figure.II.1-Moteurs CAT3512 sur chantier TP160.....	30
Figure.II.2-Moteur CAT3512.....	30
Figure.II.3- Schéma de moteur CAT3512.....	30
Figure.II.4-Les quatre temps dans un moteur Diesel.....	31
Figure.II.5- CYCLE MIXTE (RÉEL ET THÉORIQUE) REPRÉSENTÉ SUR UN DIAGRAMME .....	31
Figure.II.6-Schéma représentant la distribution des avances et retards à l'ouverture et à l'ouverture.....	33
Figure.II.7-Bloc Moteur Cat3512.....	34
Figure.II.8-Culasse et plaque de culasse .....	35
Figure.II.9-Equipement de culasse.....	35
Figure.II.10- Piston CAT3512.....	36
Figure.II.11-Bielles .....	37
Figure. II.12-Le vilebrequin .....	37
Figure.II.13-Arbre a Came .....	38
Figure.II.14-Culbuteurs.....	38
Figure.II.15-Soupapes d'admission et d'échappement.....	39
Figure.II.16-Circuit d'air .....	40
Figure.II.17-Circuit d'admission et d'échappement avec turbocompresseur .....	41
Figure.II.18-La roue de compresseur .....	41
Figure.II.19-Schéma d'un turbocompressur.....	42
Figure.II.20-Circuit de gas-oil.....	42
Figure.II.21-Circuit d'entrée et de retour de carburant à partir de l'injecteur pompe.....	43
Figure.II.22-Circuit de refroidissement d'eau .....	44
Figure.II.23-Circuit de l'huile .....	46
Figure.II.24-Circuit de lubrification .....	47
Figure.II.25-Injection direct dans le moteur Diesel.....	48
Figure.II.26-Mécanisme d'injection à commande mécanique .....	49

## Listes des figures

---

Figure.III.1-Cycle théorique d'un moteur diesel suralimenté .....	53
Figure.III.2-Le cycle réel d'un moteur diesel à quatre temps.....	54
Figure.IV.1 Le circuit de combustible dans un moteur CAT 3512 .....	65
Figure.IV.2 Le préfiltre de CAT3512.....	66
Figure.IV.3-Schéma de préfiltre.....	66
Figure.IV.4-Pompe d'alimentation CAT3512.....	66
Figure.IV.5-Filtres principaux CAT3512.....	77
Figure.IV.6- Schéma de filtre principale .....	77
Figure.IV.7 Pompe d'amorçage CAT3512 .....	68
Figure.IV.8- INJECTEUR-POMPE CATERPILLAR 3512 .....	69
Figure.IV.9-Schéma injecteur-pompe .....	69
Figure.IV.10-Schéma d'un spray dense (Faeth et al. 1995).....	71
Figure.IV.11-Etapes de la formation d'un spray (Dumouchel, 1996).....	71
Figure.IV.12- Paramètres morphologiques d'un spray .....	76
Figure.IV.13- Évolution de l'angle de spray en fonction de la pression d'injection .....	79
Figure.IV.14-Évolution de l'angle de spray en fonction de la densité ambiante .....	80
Figure.IV.15-Évolution de l'angle de spray en fonction de l'injecteur utilisé .....	81
Figure.IV.16-La pénétration de jet-.....	81
Figure.IV.17-Évolution de la pénétration de spray en fonction de la pression d'injection .....	83
Figure.IV.18-Variation de la pénétration de spray en fonction de temps avec des densités différents.....	83
Figure.IV.19-Comparaison entre les différents modèles .....	84
Figure.V.1- ORGANIGRAMME DES METHODES ET TECHNIQUE DE LA MAINTENANCE.....	89

## Liste des tableaux

---

<b>Titre</b>	<b>Page</b>
Tableau I.1- Caractéristique de l'appareil TP160 .....	6
Tableau I.2- Caractéristiques de puit CEN-1.....	8
Tableau I.3-Evolution des injecteurs- pompes.....	15
Tableau III.1- Comparaison de résultats de calcul avec les données de constructeur .....	64
Tableau IV.1- Caractéristiques de l'injecteur-pompe.....	68
Tableau IV.2- Modèles empiriques d'angle de jet.....	78
Tableau IV.3- Modèles empiriques de pénétration du jet.....	82

# Introduction

## Introduction générale :

Le forage est l'élément clé et le plus coûteux dans la chaîne de l'industrie pétrolière, un appareil de forage doit accomplir dans les meilleures conditions techniques et de sécurité, la création d'un puits reliant un gisement à la surface.

La réalisation de cette opération dans des zones désertique isolées et loin de réseaux d'électricité rend l'utilisation d'un groupe électrogène une condition primordiale pour assurer la production d'énergie nécessaire pour les différents équipements de forage. Le moteur CATERPILLAR 3512 est depuis très longtemps le type des moteurs Diesel qui répond parfaitement à ces exigences.

Le rendement et l'efficacité d'un moteur diesel dépend principalement du processus de combustion qui est à son tour conditionné par la qualité de la pulvérisation du carburant et de l'homogénéité du mélange, pour cette raison un moteur Diesel doit être équipé d'un système d'injection capables d'introduire un jet de combustible avec une forte capacité de pénétration et d'atomisation.

Du point de vue physique, l'injection diesel est un problème complexe, le nombre de paramètres susceptibles d'intervenir est important et un certain nombre d'entre eux sont mal connus. Dans ce mémoire nous allons effectuer une étude sur le système d'injection du moteur CAT3512 en traitant le comportement du spray Diesel dans la chambre de combustion ainsi les différents paramètres qui influent sur la structure globale de jet.

Notre travail est principalement subdivisé comme suite :

- 1- Généralités sur l'injection Diesel en citant les différentes technologies utilisées : modes, type d'injecteurs et ses caractéristiques. Ensuite nous avons fait une étude bibliographique sur le jet Diesel en résumant les bases théoriques et l'état des connaissances sur la désintégration de spray.
- 2- Une description de moteur Caterpillar 3512 et son principe de fonctionnement, pour cela nous allons présenter ses différents circuits et systèmes ainsi le calcul thermodynamique pour identifier les paramètres de cycle à quatre temps de ce moteur.

- 3- Une étude de système d'injection de moteur CAT3512, son mode, ses composants de circuit haute et basse pression, et les caractéristiques de l'injecteur-pompe utilisé.
- 4- L'étude de jet Diesel haute pression, nous déterminerons les différentes paramètres morphologiques de spray qui conditionnent la qualité de pulvérisation de carburant, ensuite on va analyser l'influence de certains facteurs liés aux type de l'injecteur, caractéristiques de carburant et l'air comprimé sur l'évolution de paramètres de jet à l'aide de ses modèles empirique.
- 5- Présentation de la maintenance du moteur CAT3512 et les règles de sécurité appliquées sur le chantier TP160.

# Chapitre I

# Généralités

## I.1.Présentation de l'entreprise :

### I.1.1-Historique de L'ENTP :

Le forage algérien est un produit de SONATRACH depuis l'année 1968. « Keskassa 1 » étant le premier puits foré, et la structure opérationnelle s'appelait « Direction des services pétroliers (DSP) » et disposait d'un parc de quatre appareils de forage.

**Juillet 1972** : la DSP prend le nom de : direction des Travaux pétroliers (DTP).

**1<sup>er</sup> Août 1981** : la Restructuration de SONATRACH au début des années 80, émergeait l'ENTP (Entreprise Nationale des Travaux aux Puits) héritière de la DTP pour les activités de forage et de Workover créée par décret n° 81-171, ENTP est devenue opérationnelle le premier janvier 1983.

**Juin 1989** : transformation du statut juridique de l'ENTP en société par actions.

**30 Mars 1998**: ENTP fait partie du Groupe Services Hydrocarbures (GSH) Sonatrach.

Ses actionnaires sont :

- Sonatrach : Holding SPP 51%
- Société de gestion des participations des travaux énergétiques «TRAVEN» 49%.

**04 Avril 2003** : ENTP a obtenu avec brio la certification ISO 9001 : 2000 pour l'ensemble de ses activités.

**01 janvier 2005** : transfert des actions détenus par la Société de gestion des participations TRAVEN dissoute, vers la Société de Gestion des participations dénommée "INDJAB"

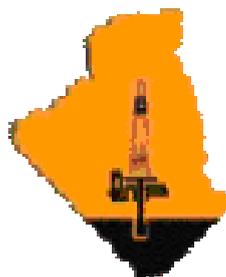
**28 décembre 2005** : cession à titre gratuit des actions détenues par la SGP INDJAB (49%) en faveur du Holding Sonatrach "SPP Spa". ENTP devient 100% SONATRACH.

Le siège social est situé à HASSI MESSAOUD, wilaya d'OUARGLA, au Sud- Est d'Alger environ de 900 km.

### I.1.2-Missions de L'E.N.T.P :

Les Travaux aux Puits, c'est l'exécution des forages de recherche et de développement sur gisements d'hydrocarbures liquides ou gazeux ; c'est aussi l'entretien des puits producteurs d'huile et de gaz et accessoirement la réalisation de forages hydrauliques profonds.

Quelque soit le rang hiérarchique, le personnel de l'ENTP grâce à sa qualité professionnelle et à sa motivation a grandement contribué aux performances et aux succès de son entreprise, c'est pour cette raison que l'E.N.T.P est actuellement le premier « contracteur » de forage en Algérie. ENTP est devenue membre de l'IADC (International Association of Drillingcontractors) depuis 1993.



### I.1.3.Organisation :

Dans la perspective de maintenir ses parts de marché, de préserver son statut de premier contracteur de forage en Algérie, et d'améliorer ses performances, ENTP mis en œuvre un nouveau projet d'organisation et de fonctionnement, à même de permettre l'adaptation de ses structures aux mutations que va connaître le marché du forage et du Work-Over.

Suite à l'approbation du nouveau schéma de macrostructure par le Conseil d'Administration, la nouvelle configuration structurelle de l'Entreprise se présente comme suit :

- La Direction Générale.
- La Branche "Opérations"
- La Branche "Logistique"
- La Branche "Administration & Finances"

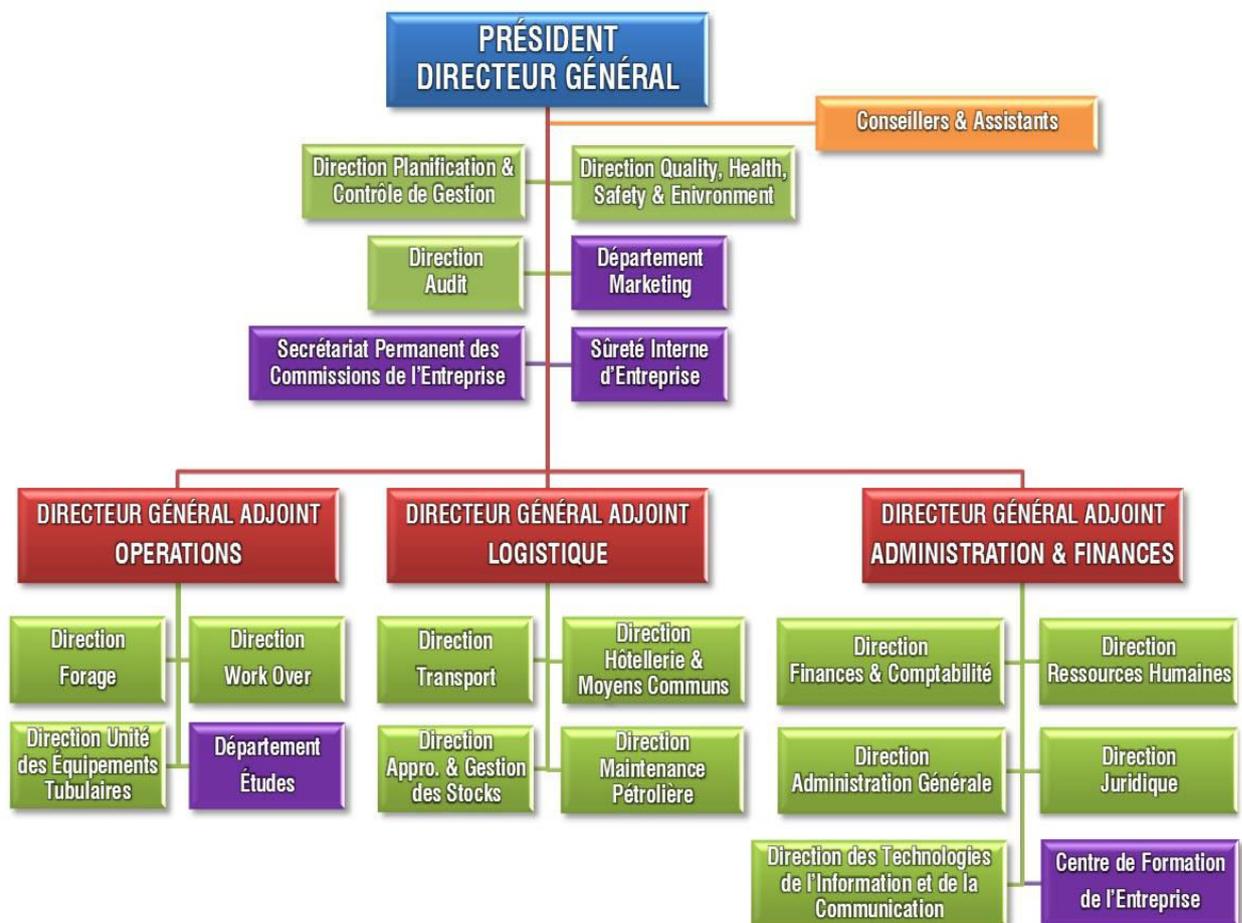


Figure I.1-Organisation de la Macrostructure de l'Entreprise

**I.1.4. Parc d'appareils de forage :**

L'ENTP dispose d'un parc de forage de 61 appareils

Les appareils de l'ENTP (2014) :

Type	Puissance	Nombre
Oil Well 2000 E, National 1320 UE, Wirth 2000	2000HP	9
Wirth 1200 E, Dreco 1200 E, Cabot 1200	1200HP	11
Oil Well 840 E	1 400 HP	6
National 80 B	1 000 HP	1
National 110 B	1 500 HP	27
Cabot 750	750 HP	4
Cabot 500	500 HP	3

**Infrastructures :**

L'ENTP dispose de plusieurs bases et ateliers à Hassi Messaoud, et des bases régionales à Hassi R'mel, In Aménas et Tin FouyéTabankort.

**Les bases de l'ENTP :**

Bases	Superficies	Fonctions
Base 20/8/55	594 930 m <sup>2</sup>	Siège social et dépendances administratives Ateliers et parc matériel de logistique
Base 11/12/60	349 520 m <sup>2</sup>	Hébergement capacité principale
Base T 32	37 000 m <sup>2</sup>	Hébergement capacité complémentaire
Base 17/2/60	148 957 m <sup>2</sup>	Parcs matériels
Unité Tubulaire	2170 m <sup>2</sup>	Réparation stockages matériels tubulaires
Centre FP	1 2000 m <sup>2</sup>	Bloc pédagogique de 17 classes (150 places) Laboratoire de langues Salle de conférences (50 places)

**Les sites occupés par l'ENTP :**

Sites	Ateliers	Fonctions
Base 20/8/55	9 (12 530 m <sup>2</sup> )	Maintenance du parc véhicules et engins
	14 (9 750 m <sup>2</sup> )	Maintenance des équipements de forage
	49 800 m <sup>2</sup>	Zone de stockage à l'air libre
Base 17/2/ 60	148 957 m <sup>2</sup>	Logistique work over
Unité Tubulaire	2170 m <sup>2</sup>	Traitement des équipements tubulaires

**I.2. Caractéristiques de l'appareil TP160 :**

<b>Date de mise en service</b>	<b>1975</b>
<b>Date de rénovation</b>	1993
<b>Profondeur maximale de forage avec diamètre DP</b>	16,000ft (4900m)
<b>Nombre de colis DTM camp+rig</b>	96
<b>Type.</b>	PYRAMID
<b>Date de certification du mat</b>	DECEMBRE 2007
<b>Hauteur du mat</b>	149' / 25'
<b>Capacité</b>	300,000 lbs (589,670Kg)
<b>Capacité statique au crochet</b>	998, 000 lbs (452,685Kg)
<b>Hauteur du plancher</b>	25ft (7.67m)
<b>Drill floor dimensions (longueur x largeur)</b>	33ft BY 35ft

**Tableau I.1- Caractéristiques de l'appareil TP160****Figure I.2-Appareil de forage TP160**

**Crown block (Moufle fixe) :**

<b>Marque</b>	<b>OIL WELL</b>
<b>Type</b>	A600
<b>Nombre de poulies</b>	07
<b>Diamètres des poulies</b>	60"
<b>Capacité</b>	760T

**Traveling bloc (moufle mobile) :**

<b>Marque</b>	<b>OIL WELL</b>
<b>Nombre de poulies</b>	06
<b>Diamètres</b>	60"
<b>Capacité</b>	500tonnes

**Hook (le crochet) :**

<b>Marque</b>	<b>BYRON JACKSON</b>
<b>Type</b>	DYNAPLEX 5500
<b>Capacité</b>	500 tonnes

**Substructures :**

<b>Marque</b>	<b>PYRAMID</b>
<b>Clear heigh (la hauteur utile de la substructure)</b>	1.37 m
<b>nombre de longueur stockée + diamètre</b>	DP 5"=132 ET DP 3 1/2"=138
<b>capacité de stockage de tubage</b>	800 000 LBS
<b>capacité de stockage des tiges</b>	500 000 LBS

**I.3.Présentation de puit CEN-1 :**

Ghardaïa, la nouvelle destination pour les forages d'exploration des hydrocarbures en Algérie, Le puits CHEBET EN NAKHLA-1 (CEN-1) est situé dans cette région au bassin de OUED MYA( bloc 420). Le forage du puits est réalisé par l'ENTP, c'est un puits de profile vertical destiné pour l'exploration pétrolière dans le but d'évaluer le potentiel en hydrocarbures de réservoir T2A, T1B, T1C & Q.Hamra.

**I.3.1.Informations sur le puits :**

Le nom	CHEBET EN NAKHLA-1 (CEN-1)
Le bloc	420
Le bassin	OUED MYA
Coordonnés UTM	X: 567874.338 m Y : 3585407.507 m
Coordonnés (Grid)	Zs= 537.432m Zt= 547.532m
Profile	Vertical
Type de puits	Exploration
Objectifs	T2A T1B T1C Q.hamra
Profondeur totale	2626m
Formation en TD	Grés d'el atchane
L'appareil de forage	TP160

**Tableau I.2- Caractéristiques de puits CEN-1****I.3.2.Objectifs :**

- Réalisation de programme forage sans accidents et sans dommages écologiques.
- Compléter toutes les opérations en respectant les normes HSE et le contrat avec le client SONATRACH
- Forer jusqu'à TD +/- 2626m avec 31.05 jours. Global NPT< 15%.
- Evaluation de T2A, T1B, T1C & Q. Hamra.
- Achever les objectifs des acquisitions Logging.

## I.3.3.Position et itinéraire vers le chantier TP160 :

Itinerary	Road blacktop	track			Total Km
		A	B	C	
Hassi Messaoud ⇒ OUARGLA	80				80
OUARGLA ⇒ Vers GHARDAIA	180				180
GHARDAIA ⇒ CEN-1				2.1	2.1
<b>TOTAL</b>	260			2.1	<b>262.1</b>

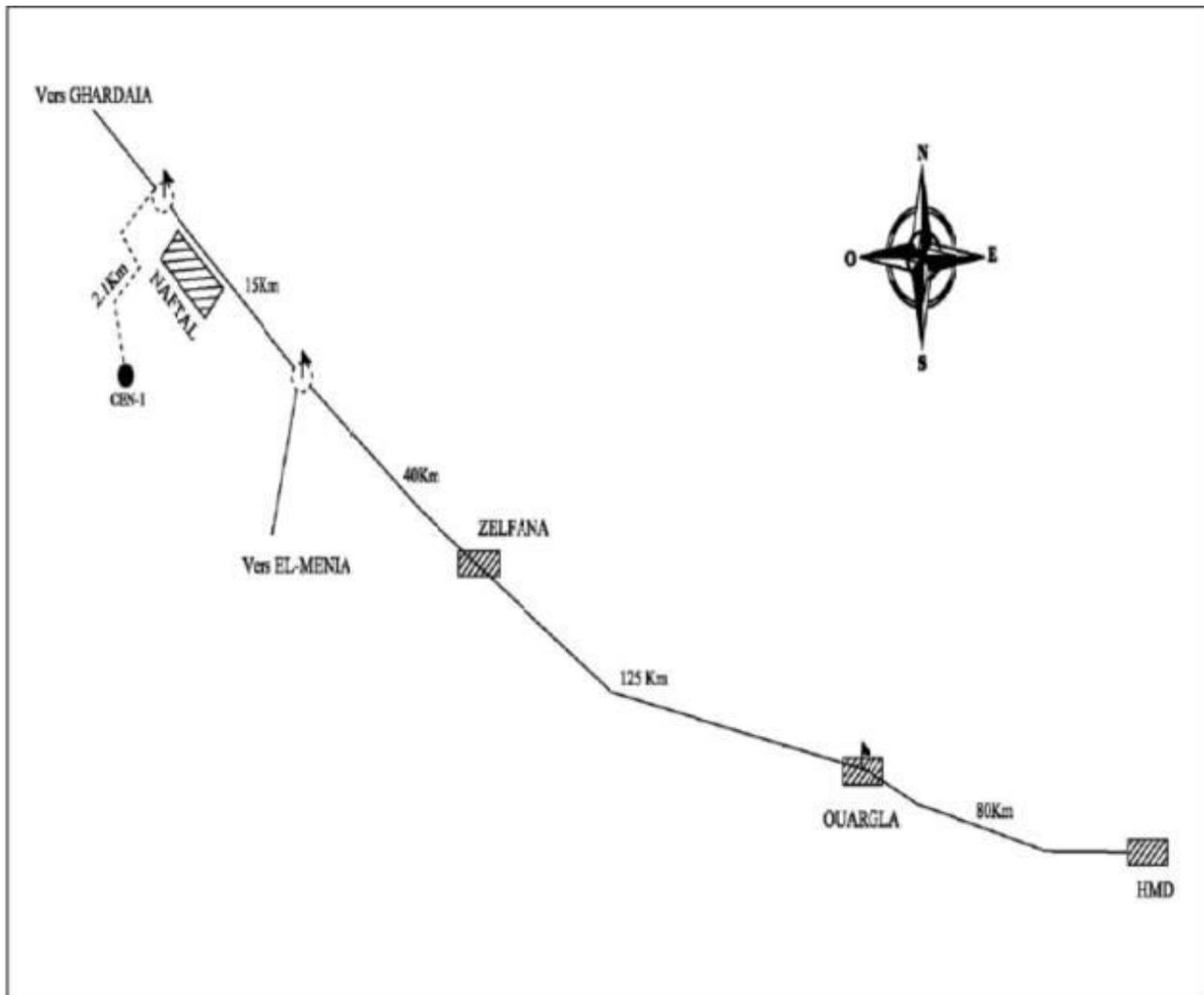


Figure I.3-Itinéraire vers chantier TP160

## I.3.4. La courbe profondeur (m)-durée (jours) du puits CEN-1 :

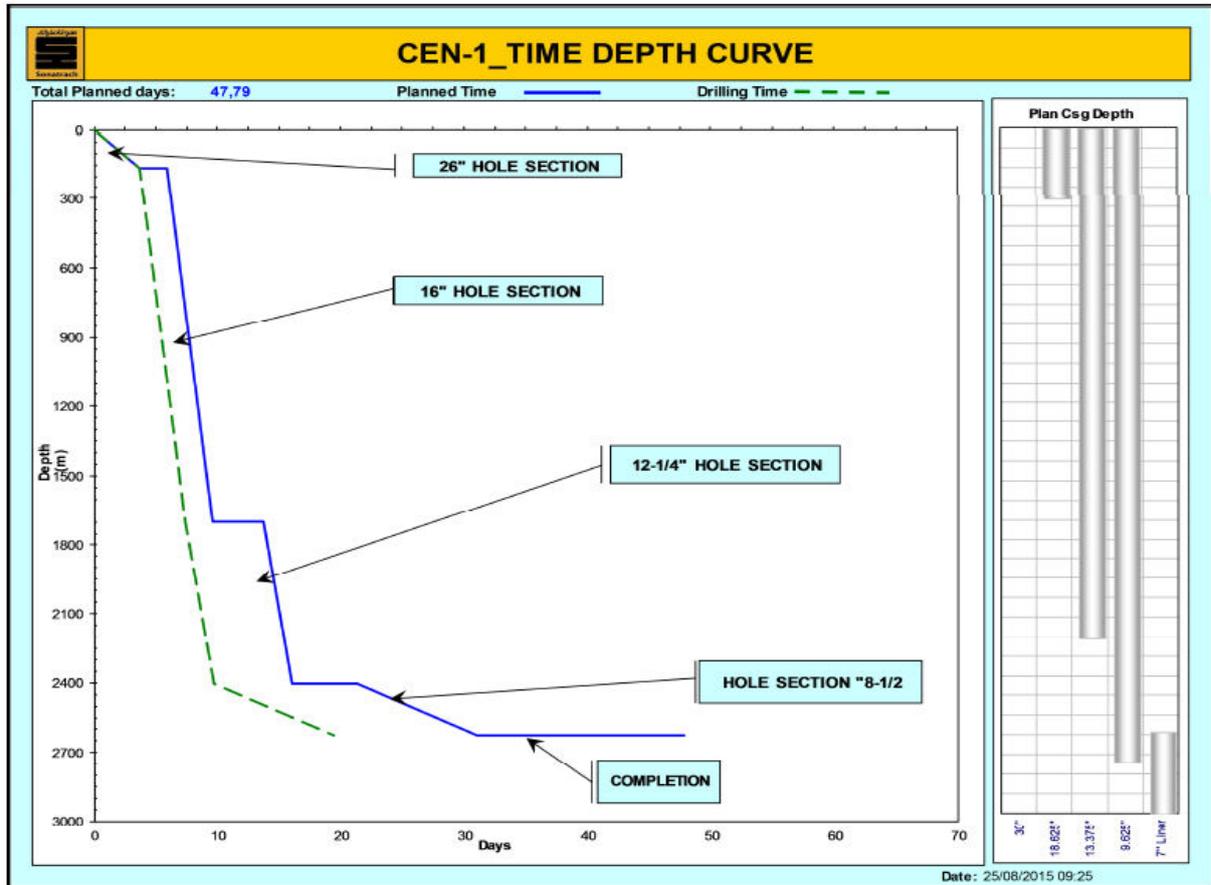


Figure I.4-Courbe de profondeur de forage en fonction de temps

## I.3.4. La durée de forage de chaque section :

HTME_2 PLAN				
ACTIVITY	DEPTH (m)	TIME (Days)	CUM Days	CUM DRILLING Days
DRILL 26in HOLE SECTION	165,00 m	3,74 days	3,74 days	3,74 days
FLATE TIME	165,00 m	2,16 days	5,90 days	3,74 days
DRILL 16 in HOLE SECTION	1698,00 m	3,67 days	9,57 days	7,41 days
FLATE TIME	1698,00 m	4,17 days	13,74 days	7,41 days
DRILL 12 1/4in HOLE SECTION	2402,00 m	2,25 days	15,99 days	9,66 days
FLATE TIME	2402,00 m	5,32 days	21,31 days	9,66 days
DRILL 8 1/2in HOLE SECTION	2626,00 m	9,74 days	31,05 days	19,40 days
COMPLETION	2626,00 m	16,73 days	47,79 days	19,40 days

# Chapitre II

## Principe de fonctionnement

### II.1- Description du moteur - Fonctionnement :

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

L'air est filtré ensuite comprimé par les turbocompresseurs avant de pénétrer dans les cylindres. Les turbocompresseurs sont entraînés par les gaz d'échappement du moteur. 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 par les injecteurs-pompes de commande mécanique, la pression d'injection est de l'ordre de 1000 bars. La surface du piston a une forme cardioïde, 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 70 à 100 bar ; la température des gaz de combustion atteint 2700 K. Le liquide de refroidissement est mis en circulation par la pompe à eau dans le bloc cylindres.

#### Les données du moteur CAT3512 :

- Alésage : 170 mm ;
- Course : 190 mm ;
- Angle entre rangées : 60° ;
- Nombre de cylindre : 12 en V ;
- Cylindrée unitaire : 4,31 ;
- Cylindrée totale : 51,81 ;
- Taux de compression : 13 ;
- Ordre d'allumage : 1-12-9-4-5-8-11-2-3-10-7-6 ;
- Sens de rotation vu depuis le volant : sens antihoraire ;
- Type d'injection : injection directe ;
- Type d'injecteur : injecteur-pompe à 9 trous ;
- Aspiration : suralimentation par deux turbocompresseurs ;
- Pression de suralimentation : 2.5 bars
- Méthode de démarrage : pneumatique ;
- Puissance mécanique : 1200 hp ;
- Coefficient d'excès d'air :  $\alpha = 1,8$  ;



Figure II.1-Moteurs CAT3512 sur chantier TP160



Figure II.2-Moteur CAT3512

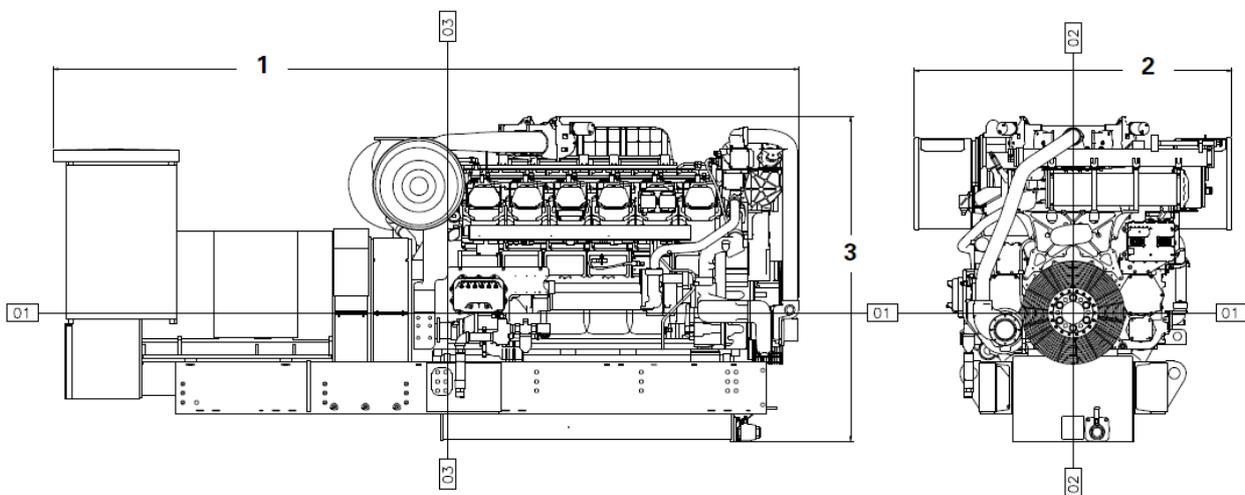


Figure II.3- Schéma de moteur CAT3512

**II.1.1-Cycle à quatre temps :**

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.

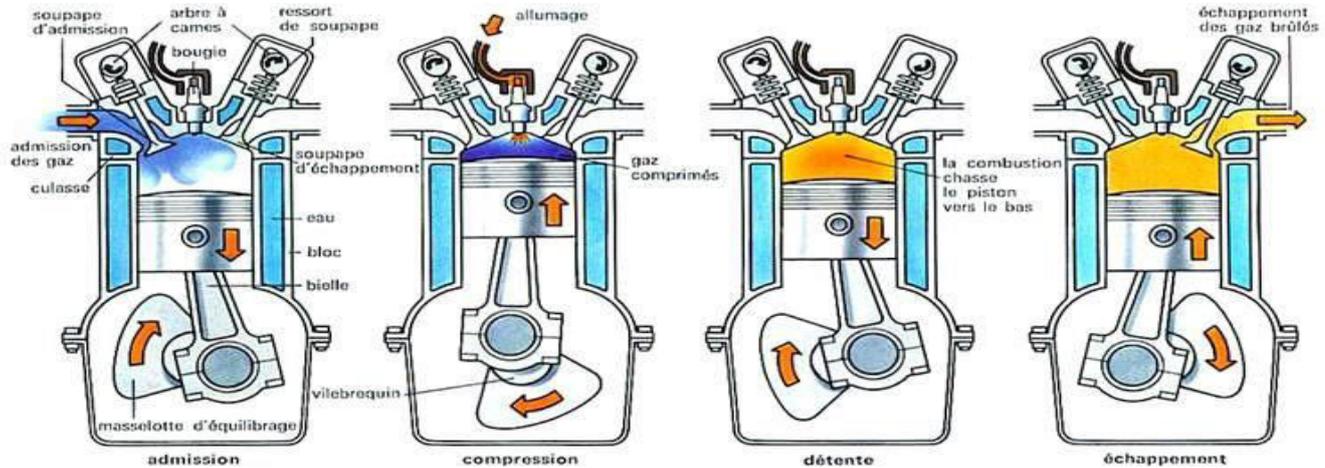


Figure II.4-Les quatre temps dans un moteur Diesel

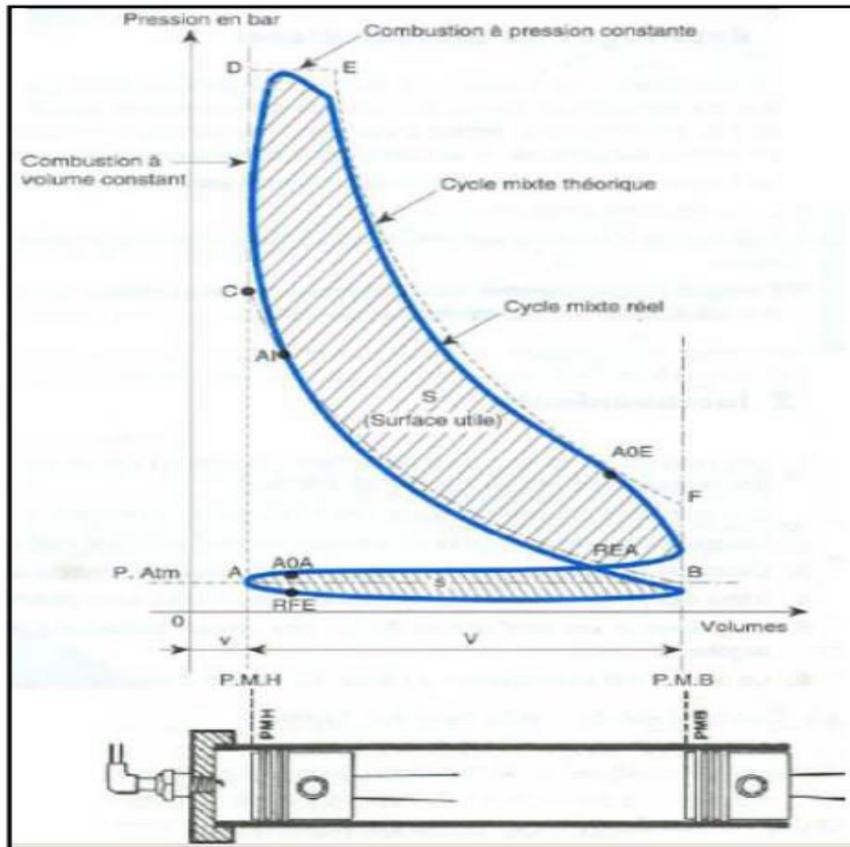


Figure II.5- CYCLE MIXTE (RÉEL ET THÉORIQUE) REPRÉSENTÉ SUR UN DIAGRAMME (P – V)

### 1. Premier temps : Admission

- Ouverture de la soupape d'admission au point mort haut (PMH) mise à la pression à l'entrée du cylindre,
- Descente du piston (entraîné par l'inertie du cycle précédent),
- Remplissage du cylindre par le mélange gazeux,
- Fermeture de la soupape d'admission au point mort bas (PMB),
- Cycle : Augmentation du volume à pression constante ( droite AB).

### 2. Deuxième temps : Compression

- Les soupapes d'admission et de d'échappement sont fermées,
- Le piston remonte vers le point PMH d'où une forte élévation de pression due à la diminution de volume accompagnée par une élévation importante de la température (celle-ci doit atteindre, au PMH, au minimum 500°C pour assurer l'inflammation spontanée du mélange au moment d'injection),
- Cycle : Montée en pression (courbe BC).

### 3. Troisième temps : Combustion

- Détente - Les soupapes d'admission et d'échappement sont fermées,
- Le combustible est injecté dans le cylindre au PMH avant que la pression maximum du cycle soit atteinte,
- Temps de combustion : Au PMH, une combustion primaire à volume constant se déclenche par auto-inflammation permet d'atteindre la pression maximum dans le cylindre et qui sous laquelle se déclenche une deuxième combustion (à pression constante),
- Temps de détente : Le piston propulsé vers le bas par la forte pression fait tourner le vilebrequin (temps moteur),
- Cycle : Montée en pression à volume constant (droite CD), augmentation du volume à pression constante (droite DE), Chute de pression (détente : courbe EF).

### 4. Quatrième temps : Échappement

- Ouverture de la soupape d'échappement,
- Le piston remonte et chasse vers l'atmosphère les gaz brûlés,
- Cycle : échappement primaire à volume constant (droite EB) ; échappement secondaire à pression constante ( droite BA)

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

**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) :**

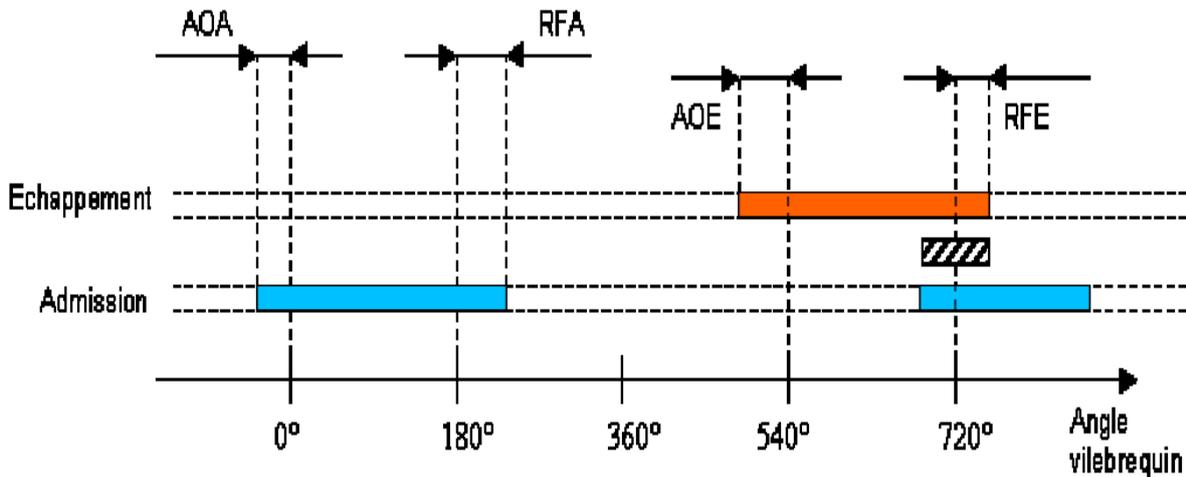
On donne de retard à la soupape d'admission pour obtenir un meilleur remplissage de cylindre en air frais. En effet, l'air ayant acquis une certaine vitesse durant la course descendante du piston, continue de pénétrer dans le cylindre pendant le temps mort du piston quand il est au PMB.

**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) :**

la soupape d'échappement est fermée avec un certain retard par rapport au point mort haut PMH avant que le mélange frais ne ressorte par la conduite d'échappement, dans le cas des moteurs Diesel, ce phénomène est favorisé, car l'air frais, qui peut être de la suralimentation, ressorte par la soupape d'échappement, en diminuant sa température et par suite la pression et la température des gaz brûlés sortis



**Figure II.6-Schéma représentant la distribution des avances et retards à l'ouverture et à l'ouverture des soupapes d'admission et d'échappement**

## II.2. Description organique du moteur CATER PILLAR 3512 :

### II.2.1. Les organes fixes :

#### II.2.1.1. Le 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.

Le bloc cylindre doit remplir plusieurs fonctions :

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

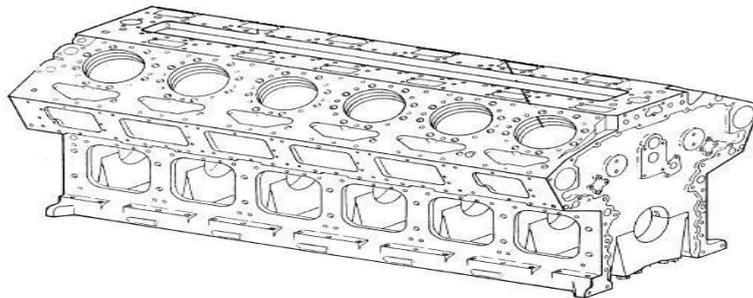


Figure II.7-Bloc Moteur Cat3512

#### II.2.1.2. Culasse :

Disposée 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



Figure II.8-Culasse et plaque de culasse



### II.2.2.2. La 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. A ce titre les constructeurs ont généralement adoptés une section en H..la bielle comporte trois parties essentielles :

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



Figure II.11-Bielles

### II.2.2.3.Les coussinets :

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

### II.2.2.4.L'arbre moteur :

Constitué du vilebrequin et de volant moteur, il transmet sous la forme d'un couple l'énergie développée lors de la combustion. La régularisation du fonctionnement du moteur et l'équilibrage de la rotation du vilebrequin est réalisée par le volant moteur. 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 une pièce maîtresse du moteur, en constituant l'un des éléments les plus onéreux.

Parmi les éléments principaux du vilebrequin on distingue :

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



Figure II.12- Le vilebrequin

### II.2.2.5.L'arbre à cames :

L'arbre à came se situe dans le bloc et son entraînement est assuré par un ensemble de pignons dont le rapport de multiplication est d'un demi (1/2). La liaison arbre à cames soupapes est assurée par un ensemble de poussoirs, de tiges de culbuteurs et culbuteurs. Des ressorts hélicoïdaux, logés autour des soupapes, referment automatiquement celles-ci, quand la pression communiquée par les cames de l'arbre à cames cesse. Lorsque l'arbre à cames se situe dans la culasse, il est dit en tête. Cette solution, permet de diminuer le nombre d'éléments donc d'alléger le système de distribution, les poussoirs, les tiges de culbuteurs, les culbuteurs. La liaison arbre à cames vilebrequin est alors réalisée par une courroie crantée.

Cette conception de distribution moderne bénéficie de plusieurs avantages :

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



Figure II.13-Arbre a Came

### II.2.2.7.Les culbuteurs:

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



Figure II.14-Culbuteurs

### II.2.2.6. Les soupapes :

Selon la conception, la puissance du moteur, le nombre de soupapes par cylindre varie généralement au nombre de deux, une d'admission, l'autre d'échappement. Certains moteurs, en vue d'améliorer le remplissage du cylindre, peuvent être dotés de trois voire quatre soupapes par cylindre comme le cas du moteur CAT3512. Chaque soupape se compose d'une tête munie d'une portée conique et d'une queue, permettant le guidage.



Figure II.15-Soupapes d'admission et d'échappement

## II.3. Etude des circuits du moteur CAT3512:

### II.3.1. Circuit d'air :

Ce circuit comprend :

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

#### II.3.1.1. Circulation d'air dans le moteur :

L'air aspiré par les deux turbocompresseurs passe d'abord à travers les filtres à air sur la turbine d'admission de chaque turbocompresseur ; l'air est ensuite refoulé vers le refroidisseur d'air puis entre dans la chambre centrale du V de moteur. L'air frais se trouvant dans la chambre centrale passe dans les coudes en aluminium communiquant avec les orifices d'admission.

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

### Circuit d'échappement :

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.

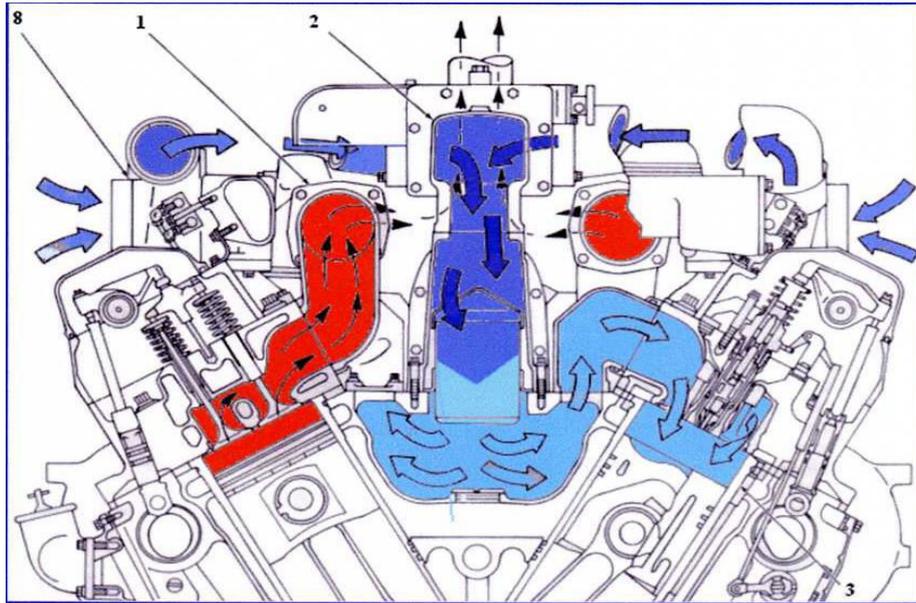


Figure II.16 -Circuit d'air

#### II.3.1.2. Les turbocompresseurs:

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

Les moteurs CAT sont équipés de turbocompresseurs à pallier lisses graissés par l'huile du moteur. Le refroidissement de l'air comprimé est assuré par des échangeurs air/eau du type tubulaire. Le turbocompresseur est situé à l'arrière droit du moteur, sur les tubes transversaux des deux collecteurs d'échappement.

Cette suralimentation permet :

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

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

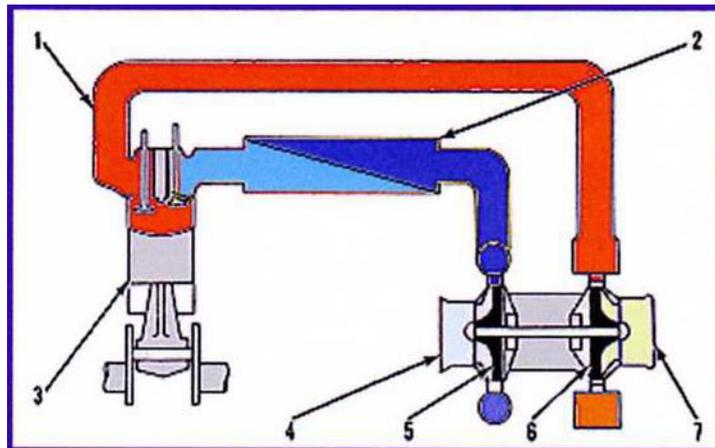


Figure II.17 -Circuit d'admission et d'échappement avec turbocompresseur

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



Figure II.18 -La roue de compresseur

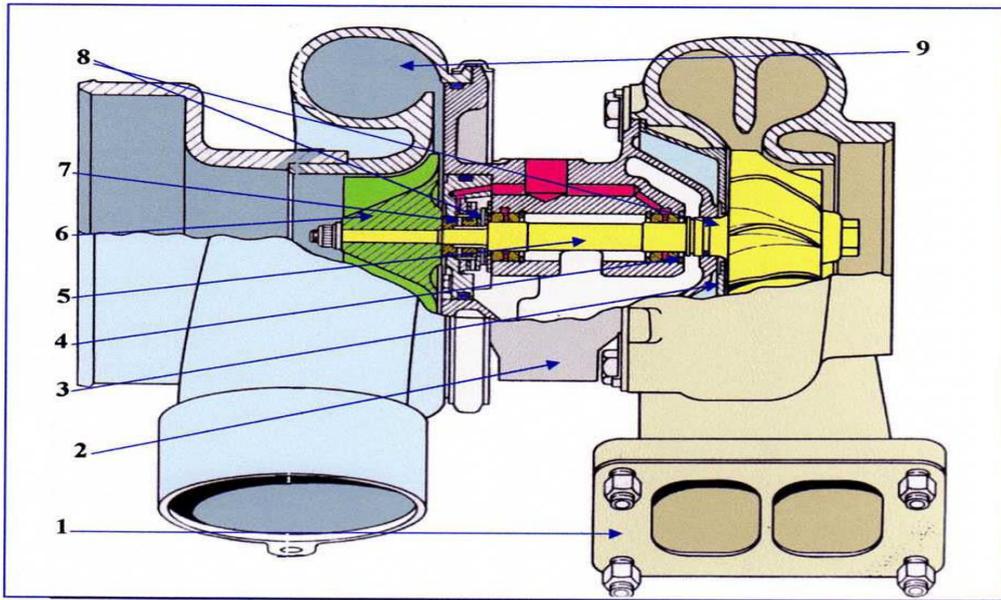


Figure II.19 -Schéma d'un turbocompresseur

- |                             |                            |
|-----------------------------|----------------------------|
| 1. Volute de turbine ;      | 8. Segments d'étanchéité ; |
| 2. Carter palier ;          | 9. Volute de compresseur.  |
| 3. Ecran thermique ;        |                            |
| 4. Bague de palier ;        |                            |
| 5. Ensemble arbre turbine ; |                            |
| 6. Roue de compresseur ;    |                            |
| 7. Bague de butée ;         |                            |

### II.3.2.Circuit de gas-oil :

La pompe à gas-oil de transfert «7» aspire du gas-oil de la citerne en passant par un filtre primaire. Puis ce gas-oil est refoulé directement vers le filtre principal «3» et vers les deux tubulures «1» d'alimentation. Chaque tubulure à deux passages. Le gas-oil circulant à travers le passage supérieur est celui d'admission qui alimente chaque injecteur-pompe par une conduite«14» et par la chambre annulaire «15» se trouvant dans la culasse.

La chambre annulaire pratiquée dans la culasse communique avec l'orifice d'admission de l'injecteur-pompe«4». Le mouvement de va et vient de l'injecteur-pompe aspire et force le gas-oil jusqu'à la pression d'injection. Quand l'injection de gas-oil est terminée, le restant du gas-oil dans l'injecteur refroidit les pièces internes de l'injecteur, puis retourne par la conduite de retour «13» (conduite de retour inférieure se trouvant juste au dessous de la tubulure d'alimentation).

Le gas-oil acheminant le retour depuis les injecteurs traverse une soupape régulatrice de pression «5» qui sont montée sur le bout avant de la tubulure de retour droite. Cette soupape régulatrice maintient une pression entre 4,14 et 4,5 bar. Puis le gas-oil sort et retourne vers la citerne en passant par un refroidisseur à air. Un petit orifice relie l'entrée et la sortie du gas-oil pour créer un siphon au moment du changement des filtres, cela a pour conséquence de réduire le besoin de purge après le remplacement des éléments filtrants.

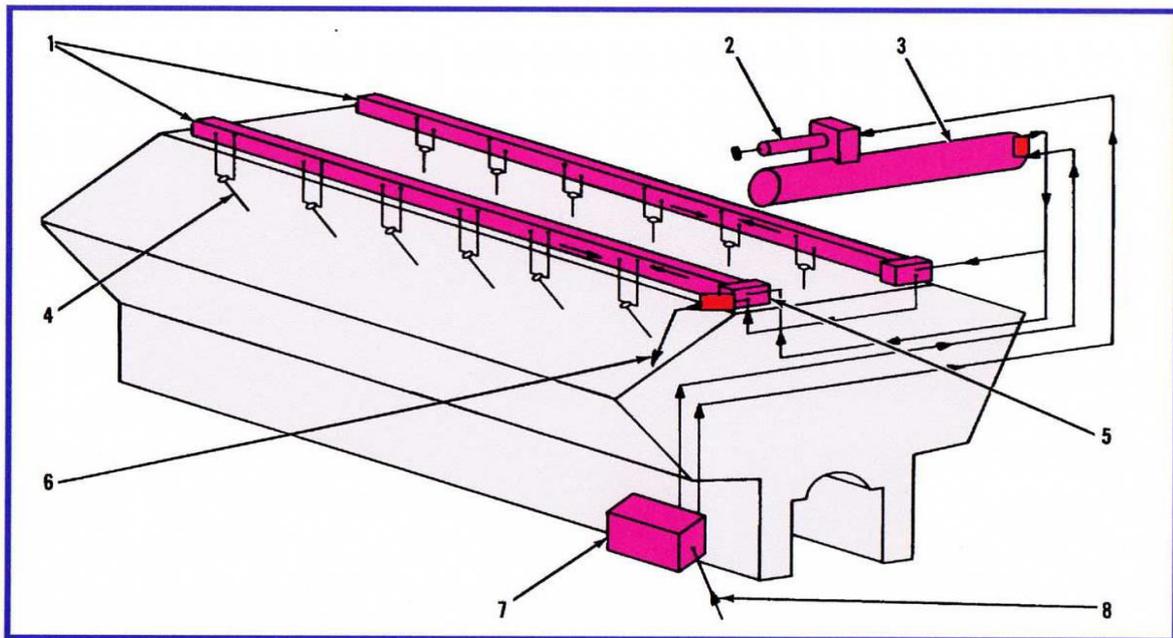


Figure II.20 -Circuit de gas-oil

1. Tubulures d'alimentation ;
2. Pompe primaire du gas-oil ;
3. Filtre principale à gas-oil ;
4. Injecteur pompe ;
5. Soupape régulatrice de pression ;
6. Retour du gas-oil au réservoir ;
7. Pompe à gas-oil ;
8. L'arrivée du gas-oil de réservoir vers la pompe à gas-oil ;

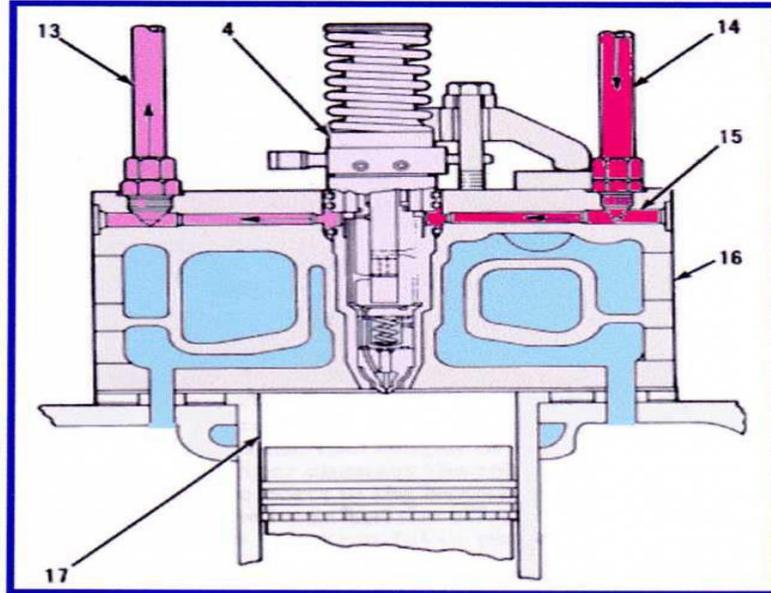


Figure II.21-Circuit d'entrée et de retour de carburant à partir de l'injecteur pompe

- 13. Tubulure de sortie du gas-oil ;
- 14. Tubulure d'entre du gas-oil ;
- 15. Chambre annulaire ;
- 16. Culasse ;
- 17. Cylindre.

### II.3.3. Circuit de refroidissement à eau :

Outre l'énergie motrice, un moteur libère une grande quantité de chaleur, qui doit être évacuée sous peine de surchauffe et de grippage des pièces en mouvement. La plupart des moteurs sont refroidis par la circulation d'un liquide à l'intérieur du bloc moteur ; d'autres le sont par circulation d'air sur des ailettes disposées en grand nombre à la surface des cylindres et des culasses.

#### Circulation d'eau dans le moteur :

La pompe à eau «1» aspire de l'eau du radiateur à travers la conduite reliant le radiateur allant jusqu'au centre de la pompe à eau qui fournit un débit de 1520 l/mn sous pression de 2.55 bars environ. Le débit d'eau de refroidissement est divisé à la sortie de la pompe en deux parties différentes : Une partie du débit de 570l/mn est envoyée vers le refroidisseur d'air «7» et l'autre partie de 950 l/mn est envoyée vers le refroidissement d'huile «3». L'eau traverse le refroidisseur d'huile et sort à travers un coude qui est relié à l'arrière du bloc-moteur tout près du vé du moteur.

L'eau sortant du coude entre dans la tubulure principale de distribution du côté du cylindre arrière droit.

L'eau traversant le refroidisseur d'air s'écoule du côté arrière de la tubulure principale de distribution. Ces deux liquide se mélangent et vont ensemble à travers la tubulure principale de distribution pour alimenter les chambres des chemises.

L'eau entre par le bas, et circule autour des chemises du bas vers le haut. Dans le haut des chemises, là où la température est la plus élevée, ces chambres d'eau dans cette zone sont plus étroites, cela a pour conséquence d'avoir une vitesse d'écoulement d'eau plus importante.

L'eau du haut des chemises entre dans la culasse, circule d'abord autour des endroits les plus chauds, puis s'écoule par ces tuyaux coudés dans la tubulure de retour «6». L'eau se dirige vers le boîtier des thermostats «8».

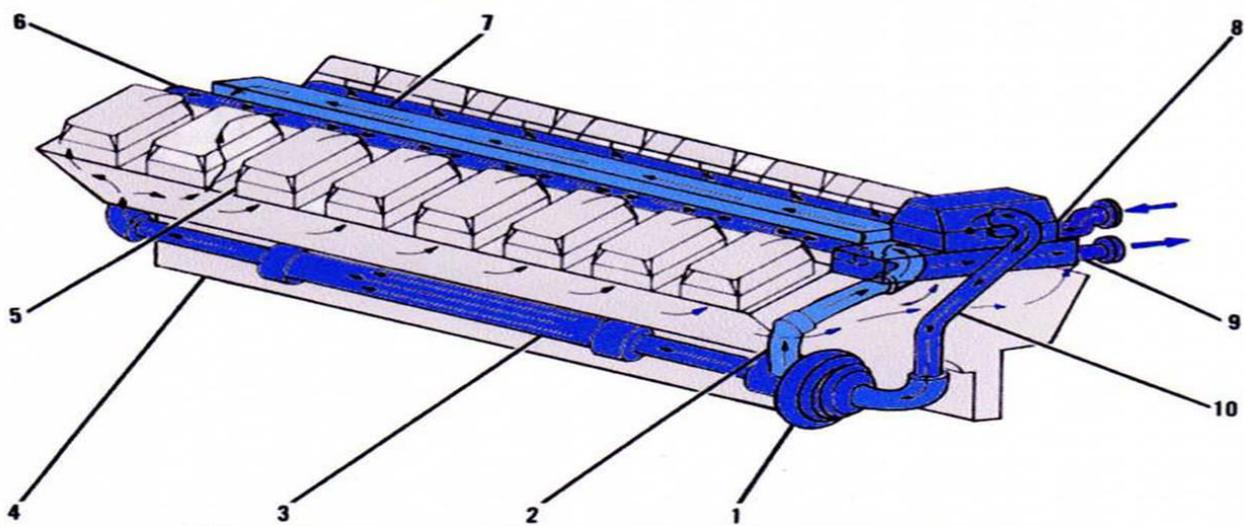


Figure II.22 -Circuit de refroidissement d'eau

1. Pompe à eau ;
2. Conduite d'eau ;
3. Réfrigérant d'huile ;
4. Bloc cylindre ;
5. Culasse ;
6. Tubulure de retour (conduite où l'eau chaude est envoyée vers boîtier de thermostat) ;
7. Refroidisseur d'air ;
8. Boîtier des thermostats ;
9. By pass ;
10. Conduite de retour d'eau.

### II.3.4.Circuit de lubrification :

L'huile lubrifie les pièces en frottement du moteur, mais elle évacue aussi la chaleur produite par la friction entre ces pièces vers le carter moteur, où elle sera dissipée,

#### Circulation d'huile dans le moteur CAT3512 :

La pompe à huile aspire de l'huile du carter à travers une crépine «16» et à travers le coude «15». La crépine est équipée d'un tamis pour filtrer l'aspiration d'huile du carter. La pompe à l'huile refoule de l'huile vers le refroidisseur d'huile «11», cette huile entre et sort vers les filtres à huile «17». L'huile refroidie et filtrée est envoyée vers le coude «09».

Cette huile entre dans la tubulure «01» et «02». La tubulure «02» assure la lubrification des tourillons et des bagues de l'arbre à cames gauche. La tubulure «05» assure la lubrification des tourillons et des bagues de l'arbre à cames droit. L'huile circulant autour des tourillons des arbres à cames monte et passe à travers des tétons creux vers les culasses pour lubrifier la rampe culbutrice et les trois culbuteurs. L'huile s'écoulant par les trois extrémités des trois culbuteurs lubrifie les ressorts des soupapes et les ressorts des injecteurs.

La tubulure principale «01» qui est située dans le vé du moteur assure la lubrification des coussinets et des tourillons de vilebrequin par l'intermédiaire des perçages verticaux de chaque paliers.

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

Les soupapes des séquences sont alimentées à partir de la tubulure principale «01» pour lubrifier par jet les pistons. La soupape de séquence «07» est montée à l'arrière du moteur et la soupape de séquence «08»est montée à l'avant du moteur.

Les deux tubulures «03» et «04» assurent la lubrification des pistons par jet d'huile. Chaque buse d'huile a deux perçages. Quand l'huile arrive sous pression dans les buses, un jet d'huile est envoyé et dirigé pour lubrifier les segments et l'autre jet est dirigé pour lubrifier le fond du piston, son axe et son palier.

Les soupapes de séquences s'ouvrent à une pression égale ou supérieure à 1,38 bars .Si une pression d'huile descend en dessous de 1,38 bars, les soupapes de séquence coupent la lubrification des pistons ; ce but est d'assurer constamment une pression d'huile suffisante pour la lubrification des paliers du vilebrequin.

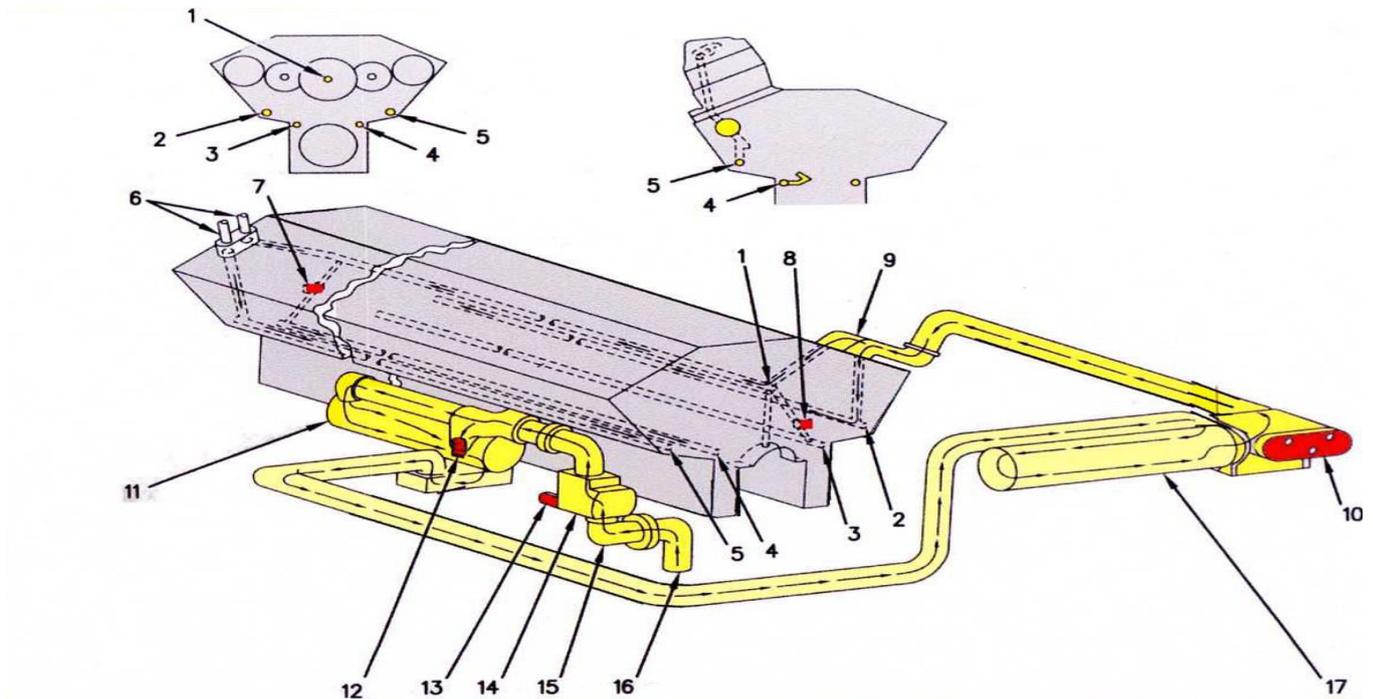


Figure II.23 -Circuit de l'huile

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.

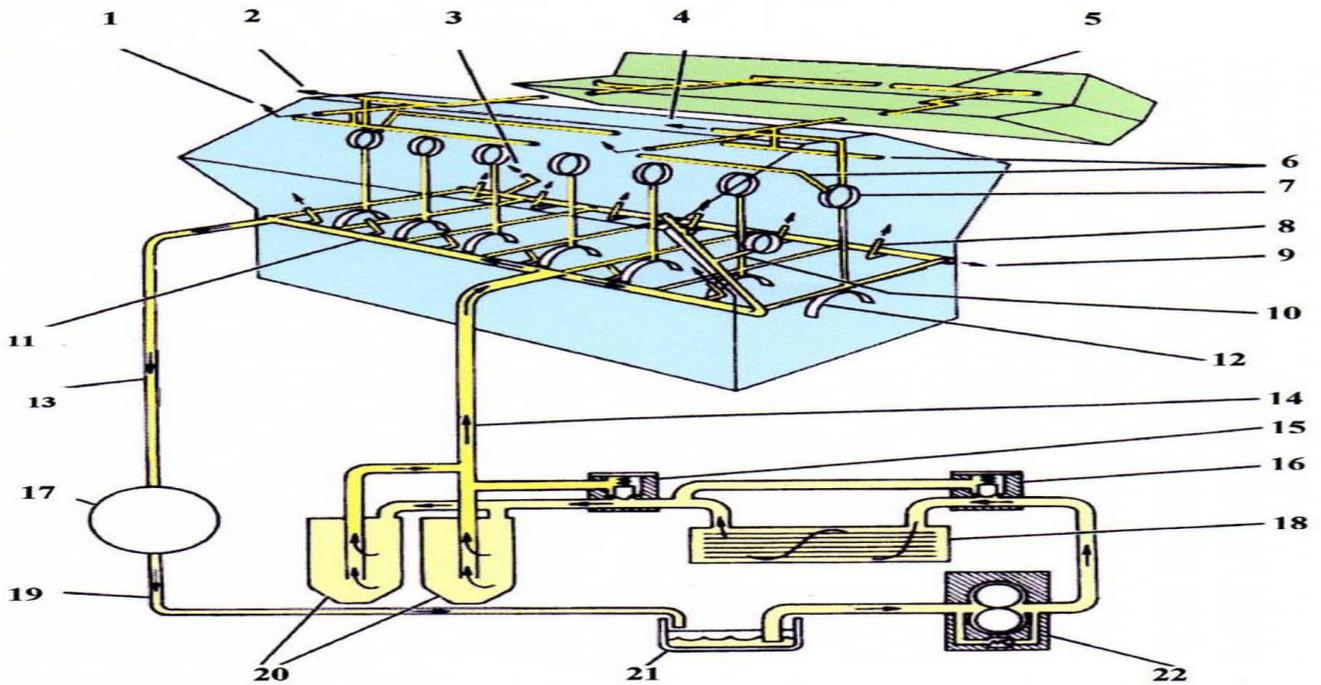


Figure II.24-Circuit de lubrification

1. Conduit vers culbuteries ;
2. Conduit vers pignons de commande auxiliaires coté volant ;
3. Conduit vers paliers de pignons coté volant ;
4. Conduit vers le régulateur et la pompe d'injection ;
5. Rampe de graissage culbuteries ;
6. Prise de pression d'huile ;
7. Palier d'arbre à cames ;
8. Gicleur sous piston ;
9. Conduit vers carter de distribution ;
10. Conduit vers graissage pignons intermédiaire ;
11. Collecteur principal ;
12. Palier de vilebrequin ;
13. Conduit vers turbocompresseur ;
14. Arrivée principale vers collecteur ;
15. Clapet de colmatage filtres ;
16. Clapet de colmatage réfrigérant d'huile ;
17. Turbocompresseur ;
19. Retour d'huile turbocompresseur ;
20. Filtre à huile ;
21. Carter d'huile ;
22. Pompe à huile et clapet de régulation de pression.

## II.4- Système d'injection :

### II.4.1.Rôle :

L'injection a pour rôle d'assurer l'arrivée du combustible à la chambre de combustion, le gazole est injecté en très fines gouttelettes (pulvérisé) avec un débit, pression et délai d'injection bien déterminés dans le but d'avoir une combustion complète.

### II.4.2.Condition à remplir :

- Le dosage doit correspondre très exactement aux besoins du moteur (suivant la charge),
- Il doit être rigoureusement égal pour chaque cylindre du moteur,
- L'injection doit s'effectuer à un instant très précis,
- L'injection doit se produire pendant un laps de temps très court et sans égouttement ultérieur,
- la pression instantanée atteinte une valeur très élevée : 1000 bars ou plus,

### II.4.3.L'injection directe :

L'injection dans le moteur CAT3512 est de type direct qui consiste à diffuser le carburant directement dans la chambre de combustion sans passer par une préchambre. L'injecteur utilisé dans ce moteur est de type : Injecteur-pompe à trous commandé mécaniquement, on le trouve dans chaque cylindre positionné au centre de la culasse, la pression d'injection peut s'élever au-dessus de 1000 bars. Une injection directe permet de garder plus propre l'admission puisqu'il n'y a que de l'air qui y passe et non pas le mélange air + carburant.

### Avantages :

- Démarrages à froid faciles
- Rendement élevé
- Consommation moindre (10 à 15%)
- Moins de calories à évacuer par le système de refroidissement (20 à 30%)
- Simplicité de réalisation

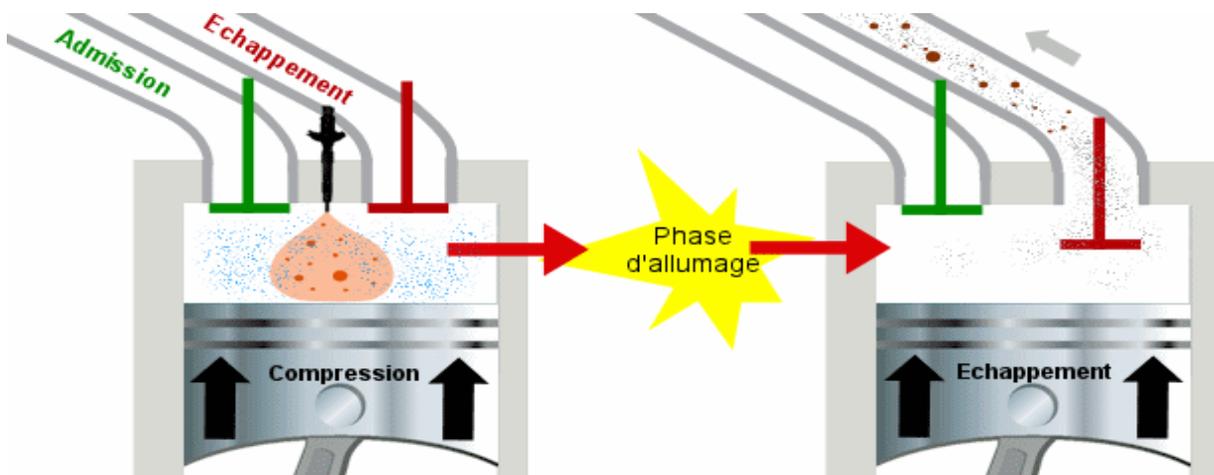
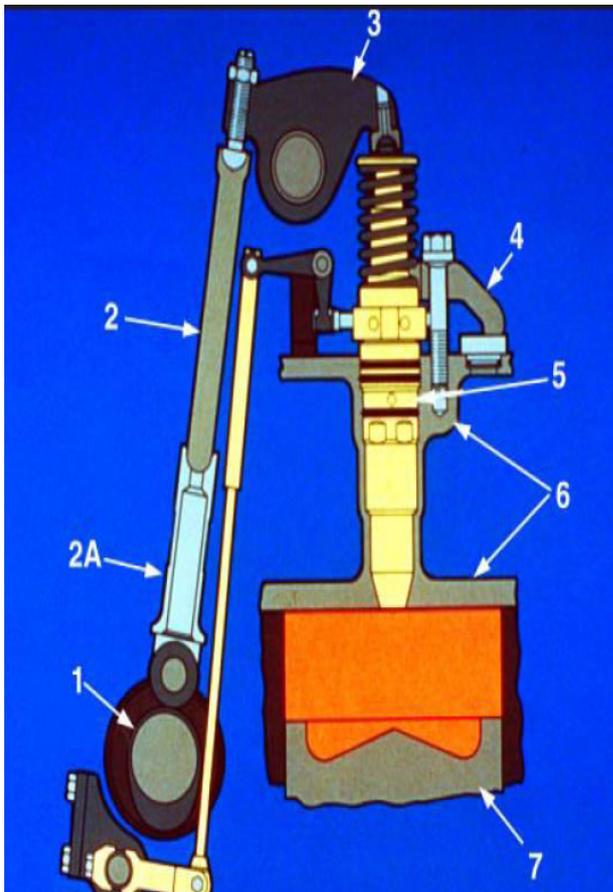


Figure II.25-Injection directe dans le moteur Diesel

**II.4.4 .Principe de fonctionnement :**

La pompe à gas-oil de transfert aspire du gas-oil de la citerne en passant par un filtre primaire. Puis ce gas-oil est refoulé directement vers le filtre principal et vers les deux tubulures d'alimentation. Chaque tubulure à deux passages. Le gas-oil circulant à travers le passage supérieur est celui d'admission qui alimente chaque injecteur-pompe.

La quantité de gazole est réglée avec un régulateur hydraulique ce dernier est relie avec toutes les crémaillères d'injecteur par l'intermédiaire de tringleriers de vitesse. L'injecteur-pompe est actionné par un poussoir, une tige et un culbuteur à partir de l'arbre à came de moteur. Le mouvement de translation de piston plongeur de l'injecteur-pompe aspire et force le gas-oil jusqu'à la pression d'injection de 1000 bars, le carburant est pulvérisé en très fines gouttelettes ce qui va permettre une meilleure homogénéisation avec les gaz comprimés dans la chambre de combustion. Quand l'injection de gas-oil est terminée, le restant du gas-oil dans l'injecteur refroidit les pièces internes de l'injecteur, puis retourne par la conduite de retour.



1. Arbre à came
2. Tige de culbuteur
3. Culbuteur
4. Tringlerier de commande
5. Injecteur-pompe
6. Culasse

**Figure II.26 -Mécanisme d'injection à commande mécanique**

# **Chapitre III**

## Dimensionnement du moteur

**Données technique principales :**

Le moteur Caterpillar fonctionne avec les paramètres suivants :

- Puissance effective : 902.3 kw
- Vitesse de rotation : 1200 tr/min
- Vitesse de rotation du turbocompresseur : (45 000 à 60 000) tr/min ;
- Alésage : 170 mm ;
- Course : 190 mm ;
- Nombre de cylindre : 12 en V ;
- Angle entre rangées : 60° ;
- Cylindrée unitaire : 4,31 l ;
- Taux de compression : 13 ;
- Coefficient d'excès d'air :  $\alpha = 1,8$  ;

Le moteur CAT3512 est un moteur diesel à quatre temps suralimenté par deux turbocompresseurs ;  $P_s = 2,5$  bars ;

**Objectif de calcul :**

Le calcul thermodynamique a pour but de déterminer les différents paramètres de cycle à quatre temps de notre moteur ainsi ses performances en se basant sur les données et les conditions d'exploitation.

**III.1.Paramètres thermiques :****III.1.1.La quantité d'air stœchiométrique :**

Le combustible gas-oil moteur à composition massique :

- $g_c = 0,87$  (teneur en Carbone) ;
- $g_{H_2} = 0,126$  (teneur en Hydrogène) ;
- $g_{O_2} = 0,004$  (teneur en Oxygène) ;
- le pouvoir calorifique du combustible :  $H_U = 42500$  kJ/kg.

L'air atmosphérique nécessaire pour la combustion, est introduit dans la chambre de combustion durant le temps de l'admission. Les expressions qui permettent de déterminer la quantité, en kg ( $l_0$ ) de l'air théoriquement nécessaire pour la combustion complète de 1kg de

combustible (la quantité stœchiométrique, peuvent être obtenues sur la base des équations finales, suivantes de la réaction chimique de la combustion. Lors de la combustion complète, on suppose que le carbone et l'hydrogène rentre en réaction chimique avec l'oxygène en formant le gaz carbonique ( $CO_2$ ) et les vapeurs d'eau ( $H_2O$ ).



Selon la première équation, pour brûler les  $C$  kg de carbone se trouvant dans  $1$  kg de combustible, il faut avoir  $8/3 C$  kg d'oxygène. Et selon la deuxième équation pour brûler les  $H$  kg du combustible il faut disposer de  $8 H$  kg d'oxygène.

Il faut tenir compte du fait, que dans le  $1$  kg considéré de combustible, se trouve  $O$  kg d'oxygène qui peut participer dans la réaction chimique. Au total, la quantité d'oxygène, en kg, qu'il faut amener de l'extérieur pour brûler le  $1$  kg de combustible est égale à :

$$(8/3 C + 8 H - O).$$

Sachant que  $100$  kg d'air contient  $23$  kg d'oxygène alors la quantité d'air nécessaire pour, la combustion du  $1$  kg de combustible, en kg, est :

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

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

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

$$L_0 = \frac{l_0}{\mu_{air}} = \frac{14,45}{28,97};$$

$$l_0 = 0,5 \left[ \frac{\text{kmole}}{\text{kg de combustible}} \right]$$

Avec  $\mu_{air}$  : la masse molaire d'air (kg/kmole)

**III.1.2. Quantité de charge fraiche :**

$$M_1 = \alpha * L_0 \quad (III-4)$$

$$M_1 = 1,8.0,5 ;$$

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

**III.1.3. quantité des produits de combustion :**

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

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

$$M_{O_2} = 0,21 * (\alpha - 1) l_0 = 0,21(1,8 - 1) * 0,5 = 0,084 \left[ \frac{\text{kmole}}{\text{kg de combustible}} \right]$$

$$M_{N_2} = 0,79 * \alpha * l_0 = 0,79 * 1,8 * 0,5 = 0,711 \left[ \frac{\text{kmole}}{\text{kg de combustible}} \right]$$

**III.1.4. Quantité totale des produits de combustion :**

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2} \quad (III-5)$$

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

$$M_2 = 0,9305 \left[ \frac{\text{kmole}}{\text{kg de combustible}} \right]$$

**III.1.5. Le coefficient de variation molaire théorique :**

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1} \quad (III-6)$$

$$\beta_0 = \frac{0,93}{0,90} ;$$

$$\beta_0 = 1,033$$

**III.1.6. La fonction de variation molaire :**

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1,033 + 0,025}{1 + 0,025} ; \quad (III-7)$$

$$\beta = 1,032$$

$\gamma_r$  : coefficient de gaz résiduel  $\gamma_r : 0,02 \div 0,04$

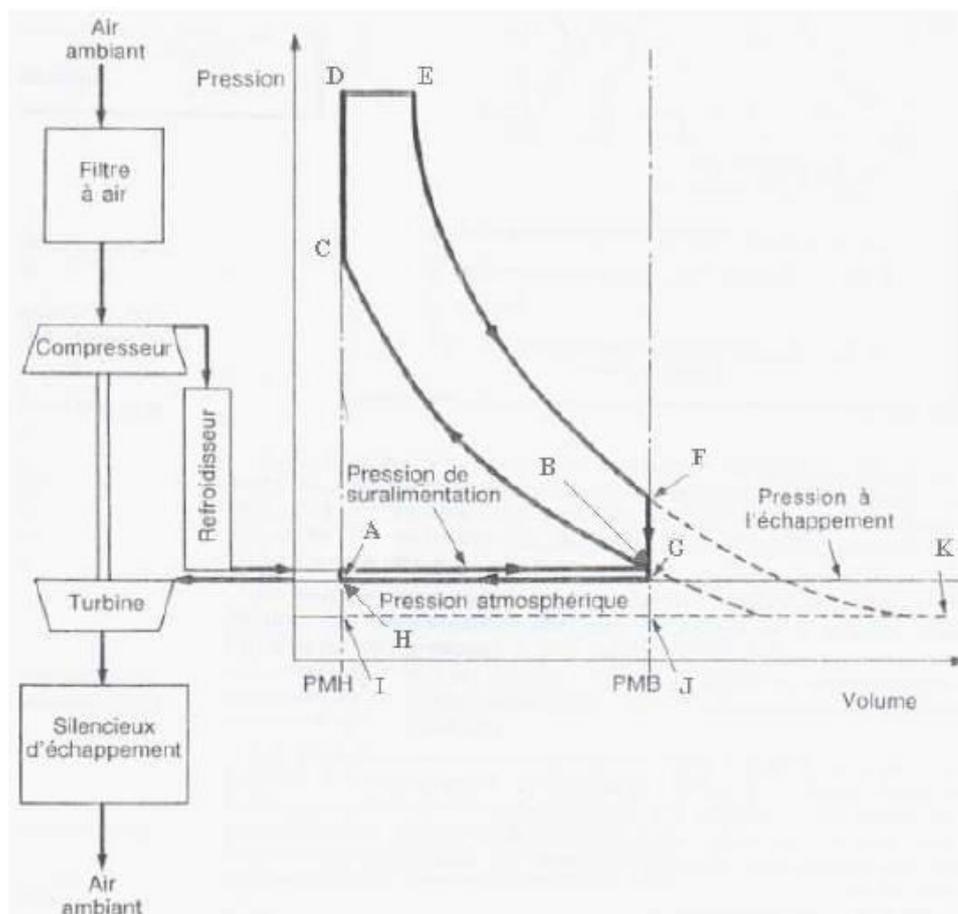
Notre moteur est suralimenté donc on prend  $\gamma_r$  coefficient des gaz résiduel ( $\gamma_r = 0,025$ ).

### III.2. paramètres de Cycle de fonctionnement :

Le cycle du moteur CAT 3512 est réalisé suivant le principe du cycle mixte (*SABATHE*) qui se rapproche du cycle de fonctionnement réel d'un moteur diesel rapide.

Pour la simplification des calculs, nous supposons :

- La compression et la détente sont polytropiques.
- Les soupapes sont fermées aux points morts.
- Le fluide moteur est un mélange de gaz résiduel et charge fraîche considérée comme gaz parfait.



**Figure III.1-CYCLE THEORIQUE D'UN MOTEUR DIESEL À QUATRE TEMPS SURALIMENTÉ PAR TURBOCOMPRESSEUR**



$$T_S = T_0 \left( \frac{P_S}{P_0} \right)^{\frac{n_S-1}{n_S}} \quad (III-8)$$

$$T_S = 313 \left( \frac{2,5}{1,013} \right)^{\frac{1,71-1}{1,71}}$$

$$T_S = 455,45^\circ K$$

$T_S$  : Température à la sortie du compresseur ;

$P_S$  : Pression de suralimentation ;

$n_S$  : Exposant poly tropique du compresseur,  $n_S = 1,4$  à  $2$ , on prend  $n_S = 1,71$

### III.2.1.2. Température en fin d'admission :

$$T_a = \frac{T_{S'} + \Delta T + \gamma_r * T_r}{1 + \gamma_r} \quad (III-9)$$

$$T_a = \frac{380 + 15 + 0,035 * 800}{1 + 0,035}$$

$$T_a = 408,69 K$$

$T_{S'}$  : Température de l'air à la sortie du réfrigérant d'air

D'après la mesure expérimentale de  $T_{S'}$  on a :  $T_{S'} = 380 K$

$\Delta T$ :  $(5 \div 20)^\circ C$ , on prend  $\Delta T = 15^\circ C$ .

$T_r$ : Température des gaz résiduels.

$T_r$  (700 à 900)K, on prend  $T = 800K$

$\gamma_r$  : coefficient des gaz résiduels =  $0,02 \div 0,05$

### Remarque :

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

### III.2.1.3. Pression en fin d'admission :

-Pour un moteur à quatre temps suralimenté,  $P_a = (0,9 \div 0,96) P_S$

$$\text{On prend } P_a = 0,92 \cdot P_S \quad (III-10)$$

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

$$P_a = 2,3 [\text{bar}]$$

**III.2.1.4.Coefficient de remplissage :**

$$\eta_v = \frac{\varepsilon}{\varepsilon-1} \frac{P_a}{P_S} \frac{T_S}{T_a(1+\gamma_r)} \quad (\text{III-11})$$

$$\eta_v = \frac{13}{13-1} \frac{2.3}{2.5} \frac{380}{408.69(1+0,035)}$$

$$\eta_v = 0,9$$

**III.2.2.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 fraîche 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, à la fin le flux thermique due à la combustion du mélange gazeux se transfère vers les parois des cylindres.

**III.2.2.1.Pression vers la fin de compression :**

$$P_C = P_a * \varepsilon^{n_1} \quad , \quad (\text{III-12})$$

$$\text{on a } \varepsilon = 13 \text{ et } T_a = 408.69^\circ K$$

$$n_1 = 1,34 \div 1,38 \text{ on prend } n_1 = 1.38$$

$$P_C = 2.3(13)^{1,38}$$

$$P_C = 75,28 \text{ [bar]}$$

**III.2.2.2.Température vers la fin de compression :**

$$T_C = T_a \cdot \varepsilon^{n_1-1} \quad (\text{III-13})$$

$$T_C = 408.69 \cdot (13)^{1,38-1}$$

$$T_C = 1029K$$

**III.2.3.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.2.3.1. Pression maximale du cycle :

$$P_Z = \lambda \cdot P_C \quad (III-14)$$

$\lambda$ : Taux d'augmentation de 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  $\lambda = 2$ .

$$P_Z = 2.75,28 ;$$

$$P_Z = 150.56 \text{ [bars]}$$

### III.2.3.2. Température maximale 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 utilisée entre les points (c) et (z) est égale à :  $\xi_Z P_C$

$\xi_Z$ : Coefficient d'utilisation de chaleur qui tient compte des pertes thermiques par paroi et dissociation des produits de combustion ayant lieu aux températures 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  $\xi_Z = 0,75$  à  $0,85$ . (Pour les moteurs diesel à injection directe)

On prend  $\xi_Z = 0,8$

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

$$\Delta \psi_{cz} = \xi_Z \cdot H_U = \Delta U_{zc} + \Delta L_{cz} \quad (III-15)$$

Avec :

$\Delta U_{zc}$  : Variation de l'énergie interne du fluide moteur.

$\Delta L_{cz}$  : Travail de détente.

$$\Delta L_{cz} = P_Z (V_z - V_c) = P_Z V_z - \lambda P_C V_c \quad (III-16)$$

Après développement de la relation :

$$\frac{\xi_z \cdot H_u}{M_1(1+\gamma_r)} + (\overline{C_{vmc}} + 8.14\lambda)T_c = \beta_z (\overline{C_{vmz}} + 8.14)T_z \quad (III-17)$$

$\overline{C_{vmc}}$ ,  $\overline{C_{vmz}}$  : Chaleur spécifique moyenne molaire à volume constant aux points (c) et (z).

Au lieu du coefficient de variation molaire réel  $\beta$  on prend :

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

Or :

$$\overline{C_{vmc}} = 20.1 + 1.738 \cdot 10^{-3} \cdot T_c \quad (III-18)$$

$$\overline{C_{vmz}} = 20.1 + \frac{0.921}{\alpha} + \left(1.55 - \frac{1.38}{\alpha}\right) 10^{-3} \cdot T_z \quad (III-19)$$

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

$$\xi_r = 0.82 \div 0.92$$

On prend :  $\xi_r = 0.87$

En combinant les trois équations (III-17) (III-18) (III-19) on obtient une équation de second degré dont sa solution acceptable est :

$$T_z = \frac{\frac{\xi_z \cdot H_u}{M_1(1+\gamma_r)} + (\overline{C_{vmc}} + 8.14\lambda)T_c}{\beta_z (\overline{C_{vmz}} + 8.14)}$$

$$T_z = \frac{-\left(28.414 + \frac{0.921}{1.8}\right) \sqrt{\left(28.414 + \frac{0.921}{1.8}\right)^2 + 4\left(1.55 - \frac{1.38}{1.8}\right) 10^{-3} \left(\frac{A+B}{\beta_z}\right)}}{2\left(1.55 - \frac{1.38}{1.8}\right) 10^{-3}}$$

Avec :

$$A = \frac{\xi_z \cdot H_u}{M_1(1+\gamma_r)} = \frac{0.842500}{0.9(1+0.035)} = 36500$$

$$B = [(20,1 + 1,738 \cdot 10^{-3} \cdot T_c) + 8.314\lambda]T_c$$

$$B = [(20,1 + 1,738 \cdot 10^{-3} \cdot 1029) + 8.314 \cdot 2]1029 = 39633$$

Alors :  $T_z = 2677.3 \text{ K}$

**III.2.4.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 brulés 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.2.4.1.Le taux de détente préliminaire :**

$$\rho = \frac{\beta.t_z}{\lambda.T_c} \quad (\text{III-20})$$

$$\rho = \frac{0.92.2677.3}{2.1029}$$

$$\rho = 1,21$$

**III.2.4.2.Le taux de détente postérieure :**

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} \quad (\text{III-21})$$

$$\delta = \frac{13}{1,21}$$

$$\delta = 10.74$$

**III.2.4.3.Température en fin de détente :**

$$\text{On a : } T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} \quad (\text{III-22})$$

$n_2$  : Exposant poly tropique de détente.

$n_2$  : 1,22 ÷ 1,32 on prend  $n_2=1,27$

$$T_b = \frac{2677.3}{(10,83)^{1,27-1}} =$$

$$T_b = 1407,17 \text{ K}$$

**III.2.4.4.Pression vers la fin de détente :**

$$P_b = \frac{p_z}{\delta^{n_2}} \quad (\text{III-23})$$

$$P_b = \frac{150.56}{(10,83)^{1,27}} ;$$

$$P_b = 7.3[\text{bar}]$$

**III.2.5. Calcul de travail de cycle :****III.2.5.1. Travail en phase de compression :**

$$W_c = \frac{1}{n_1-1} \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) P_c V_c \quad (\text{III-24})$$

$$W_c = \frac{1}{1.38-1} \left( 1 - \frac{1}{(13)^{0.38-1}} \right) 75,28 \cdot 10^5 \cdot 3,5938 \cdot 10^{-4}$$

$$W_c = 4433.352 \text{ j}$$

**III.2.5.2. Le travail en phase de combustion isobare :**

$$W_i = -\lambda (\rho-1) P_c V_c \quad (\text{III-24})$$

$$W_i = -2(1.2-1) 75,28 \cdot 10^5 \cdot 3,5938 \cdot 10^{-4}$$

$$W_i = -1082,165 \text{ j}$$

**III.2.5.3. Travail en phase de détente :**

$$W_d = \frac{-\rho\lambda}{n_2-1} \left( 1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) P_c V_c \quad (\text{III-25})$$

$$W_d = \frac{-1,2 \cdot 2}{1.27-1} \left( 1 - \frac{1}{(10.74)^{1.27-1}} \right) 75,28 \cdot 10^5 \cdot 3,5938 \cdot 10^{-4}$$

$$W_d = -11398.819 \text{ j}$$

**III.2.5.4. Travail de cycle :**

$$W_{cyc} = W_c + W_i + W_d$$

$$W_{cyc} = 4433.352 - 1082,165 - 11398.819$$

$$W_{cyc} = -8047.623 \text{ j}$$

**III.3.Performances du moteur :**

**III.3.1.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 :

$$Pm_i = \frac{\varphi \cdot P_c}{\varepsilon - 1} \left[ \lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_1 - 1} \left[ 1 - \frac{T_b}{T_Z} \right] - \frac{1}{n_1 - 1} \left[ 1 - \frac{T_a}{T_C} \right] \right] \quad (III-26)$$

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

$$Pm_i = \frac{0,97 \cdot 75,28}{13 - 1} \left[ 2(1,21 - 1) + \frac{2,1,21}{1,27 - 1} \left[ 1 - \frac{1407,17}{2677,3} \right] - \frac{1}{1,36 - 1} \left[ 1 - \frac{408,69}{1029} \right] \right]$$

$$Pm_i = 17,93[\text{bars}].$$

**III.3.2.Le rendement indiqué :**

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

$$n_i = \frac{Pm_i \cdot l_0 \cdot \alpha}{H_v \cdot \rho_s \cdot \eta_v} 10^2 \quad (III-27)$$

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

$$\rho_s = \frac{P_s}{R_{air} \cdot T_s} \quad (III-28)$$

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

$$n_i = \frac{17,93 \cdot 14,45 \cdot 1,8}{42500 \cdot 2,3 \cdot 0,895} 10^2$$

$$n_i = 0,53$$

**III.3.3. La pression moyenne effective :**

Pour réaliser le cycle il faut tenir compte des 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 entraîner les mécanismes auxiliaires. Cette dernière s'appelle pression moyenne effective.

$$P_e = P_{mi} \cdot \eta_m \quad (\text{III-29})$$

On prend  $\eta_m = 0.8$

$$P_e = 17.93 \cdot 0,8$$

$$P_e = 14.34 \text{ bars}]$$

**III.3.4. la puissance indiquée :**

$$N_i = \frac{P_{mi} \cdot n \cdot V_u \cdot N}{120} \quad (\text{III-30})$$

$$N_i = \frac{17.93 \cdot 10^5 \cdot 12.4 \cdot 3126 \cdot 10^{-3} \cdot 1500}{120}$$

$$N_i = 1159,1745 \text{ kW}$$

**III.3.5. La puissance effective :**

$$N_e = N_i \cdot \eta_m \quad (\text{III-31})$$

$$N_e = 1159,1745 \cdot 0,8$$

$$N_e = 927.34 \text{ kW}$$

**III.3.6. Le rendement effectif :**

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

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m \quad (\text{III-32})$$

$$\eta_e = 0,53 \cdot 0,8$$

$$\eta_e = 0,42$$

**III.3.7. La consommation spécifique indiquée :**

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

$$g_i = \frac{36 \cdot 10^5}{H_U \cdot n_i} \quad (\text{III-33})$$

$$g_i = \frac{36.10^5}{42500.0,53}$$

$$g_i = 158.92 \left[ \frac{g}{KWh} \right]$$

### III.3.8. Consommation spécifique effective :

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m} \quad (III-34)$$

$$g_e = \frac{158,92}{0,8}$$

$$g_e = 198.65 \left[ \frac{g}{KWh} \right]$$

### III.3.9. La quantité du combustible injectée par cycle :

La consommation totale par heure :

$$C_t = g_e \cdot N_e \quad (III-35)$$

$$C_t = 198.5.902.3 = 179106.55 \text{ g/h}$$

Soit :  $C_t = 49.75 \text{ g/s}$

Le régime moteur étant : 1200tr/min = 20 tr/s

-Dans les moteurs à quatre temps, nous avons une injection tous les deux tours du vilebrequin .Soit 10 injections par second ,notre moteur possède 12 cylindres donc on a 120 coups d'injection par second. Donc la quantité de combustible injecté par coup dans un seul cylindre est :

$$M_c = 49,75/120 = 0.4138 \text{ g/coup}$$

### III.3.10. Débit d'air :

$$G_{air} = \alpha \cdot G_{comb} \cdot L_0 \quad (III-36)$$

$$G_{air} = 1,8.179,24.14,45$$

$$G_{air} = 4662 \left[ \frac{Kg}{h} \right]$$

### III.3.11. Puissance au litre de cylindrée :

$$N_{el} = \frac{N_e}{iVh} \quad (III-37)$$

$$N_{el} = \frac{902.3}{12.4,31}$$

$$N_{el} = 17.45 [\text{kW/l}]$$

### III.3.12. Le couple moteur effectif :

$$C_e = \frac{P_e \cdot V_H}{4\pi} \quad (\text{III-38})$$

$V_H$ : cylindrée totale du moteur.

$$V_H = \left( \pi \cdot \frac{D^2}{4} \cdot S \right) \cdot 12 = \left( 3,14 \cdot \frac{0.17^2}{4} \cdot 0.19 \right) \cdot 12$$

$$V_H = 51.7512 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

$$C_e = \frac{14,34 \cdot 10^5 \cdot 51.7512 \cdot 10^{-3}}{4.3,14}$$

$$C_e = 5908.54 \text{ N.m}$$

	Résultats de calcul	Donnés de constructeur	Erreur (%)
$g_e$ (g/kwh)	198.65	195	1.87
$N_e$ (kW)	927.34	902.3	2.77

**Tableau III.1- Comparaison de résultats de calcul avec les données de constructeur**

### III.4. Conclusion :

Le calcul thermodynamique nous a permis de mieux comprendre le cycle quatre temps de moteur CAT3512 en identifiant les différents paramètres thermiques, thermodynamiques et de performance.

Nous constatons qu'il y a une légère différence entre nos résultats de calcul et les données de constructeur, cette différence est due aux conditions d'exploitation ainsi les approximations notamment dans le choix des coefficients de calcul.

# Chapitre IV

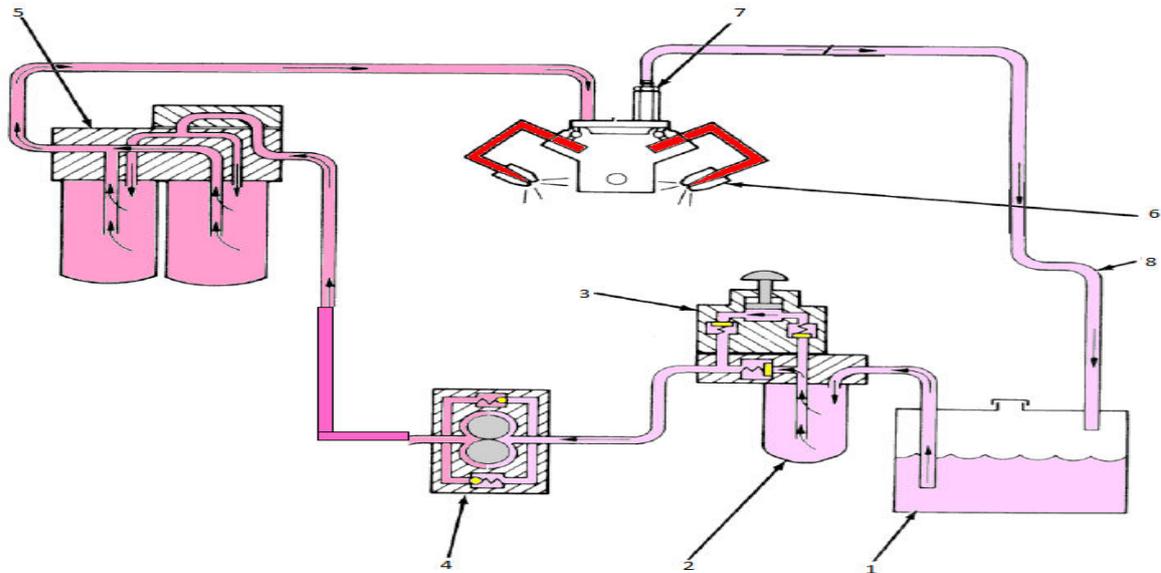
Etude de système d'injection  
haute pression

## Chapitre IV : Etude du système d'injection haute pression

### IV.1. Définition et mode d'injection :

Le circuit d'injection est un composant indispensable d'un moteur à combustion interne moderne, dont la fonction est d'introduire dans les cylindres le combustible essentiel à la combustion tout en assurant une quantité de gazoil suffisante, parfaitement filtrée, sans émulsion ni présence d'eau et sous une pression déterminée.

Le moteur CAT3512 est de type d'injection directe assurée par des injecteur-pompes.



**Figure 1 Le circuit de combustible dans un moteur CAT 3512**

1/ Réservoir journalier 2/Pré filtre 3/Pompe d'amorçage 4/ Pompe alimentaire  
5/ Filtres principaux 6/ Injecteur pompe 7/ Clapet de balayage 8/ Ligne de retour

Le circuit se divise en deux circuits :

- circuit - basse pression.
- circuit - haute pression.

#### IV.1.1.Circuit basse pression

Le circuit - basse pression stocke et filtre efficacement le carburant avant de l'acheminer sous pression de transfert (**200 à 500 kPa**) vers les injecteurs pompes. Il est constitué de :

##### IV.1.1.1.Le réservoir de carburant :

Il assure le stockage et la décantation du carburant. Il est muni d'une jauge de niveau graduée en pourcentage et **un robinet de purge** : placé sur la partie basse du réservoir, il permet d'évacuer l'eau contenue dans le fuel ou de vider le réservoir. La capacité de réservoir CAT3512 est de 4165 L .

#### IV.1.1.2. Le pré filtre:

Monté en série entre le réservoir et la pompe d'alimentation, il assure la décantation de l'eau que peut contenir le carburant et filtre les impuretés supérieures à  $10\mu\text{m}$ . Son rôle est de protéger la pompe alimentaire



Figure 2 Le préfiltre de CAT3512

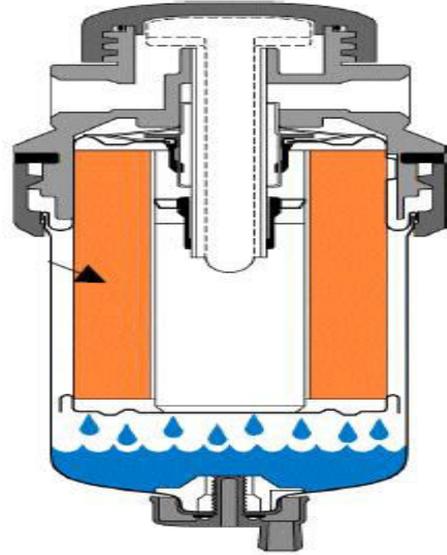


Figure 3-Schéma de préfiltre

#### IV.1.1.3. La pompe alimentaire:

Son rôle est d'amener le fuel du réservoir à la pompe d'injection à l'aide d'une basse pression (200 à 500kPa). Cette pompe doit emmener une quantité de carburant suffisante pour le fonctionnement du moteur à tous les régimes et sous toutes les variations de charge.

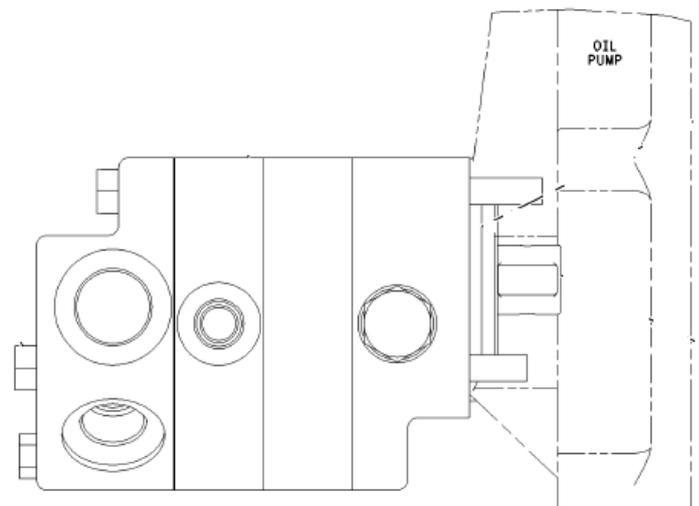
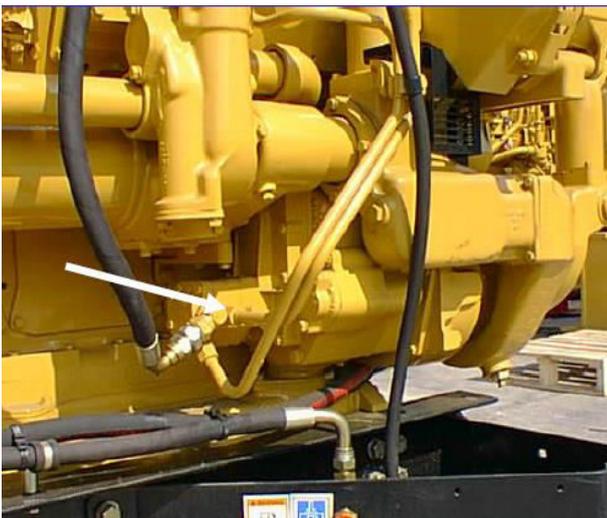


Figure 4-Pompe d'alimentation CAT3512

- Le moteur CAT 3512 est doté d'une pompe à engrenages.

### Fonctionnement :

#### Phase aspiration

Dans leur mouvement de rotation on constate que les dents se désengrènent. Ce cycle permanent provoque une augmentation du volume.

#### Phase transfert

Le carburant aspiré remplit l'espace constitué par chaque creux de dent. Le mouvement de rotation de l'engrenage transporte le "fuel" vers l'orifice de refoulement par la périphérie extérieure du train d'engrenages.

#### Phase refoulement

Dans leur mouvement de rotation, on constate que les dents s'engrènent. Ce cycle permanent provoque dans la zone de refoulement une diminution de volume qui chasse le carburant vers l'orifice de sortie.

### IV.1.1.4. Les filtres principaux :

Le CAT3512 est équipé d'une double filtration. Les cartouches sont du type étoile en papier. Le passage du combustible s'effectue dans le sens radial, de l'extérieur vers l'intérieur. Les plis que forme le papier sont fermés en haut et en bas par des disques de recouvrement. Une fois filtré, le combustible afflue à l'intérieur du tube central perforé. Les impuretés sont retenues à la surface du filtre où elles adhèrent.



Figure 5-Filtres principaux CAT3512

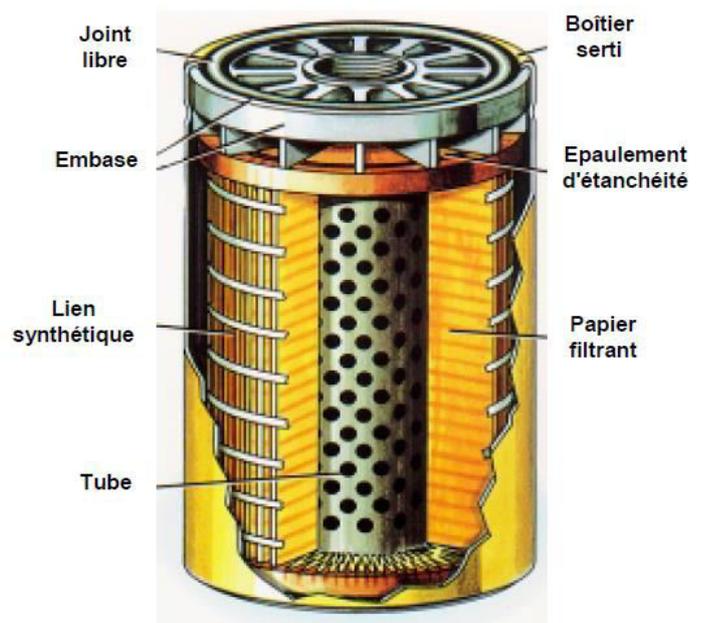


Figure 6- Schéma de filtre principal

**IV.1.1.5. La pompe d'amorçage :**

La pompe d'amorçage à piston et de commande manuelle, elle est placée sur les filtres. Elle facilite la purge du circuit après le remplacement du filtre ou après une panne sèche.

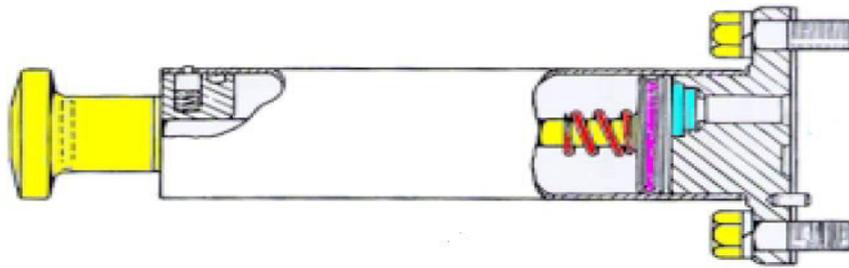


Figure 7 Pompe d'amorçage CAT3512

**IV.1.2. Circuit haute pression :**

L'utilisation des injecteurs-pompes dans le système d'injection a permis la suppression de la pompe d'injection et des tuyauteries haute pression et les remplacer par une petite circuit située dans la partie pompe de l'injecteur,

**IV.2. Injecteur-pompe :**

Ce système associe une pompe d'injection et un injecteur, afin de constituer une unité compacte. Il est monté sur chaque cylindre dans la culasse.

**IV.2.1. Caractéristiques :**

<b>Constructeur</b>	<b>Caterpillar</b>
<b>Numéro de série</b>	<b>25Z1619-3146</b>
<b>Type</b>	<b>à trous</b>
<b>Nombre de trous</b>	<b>9</b>
<b>Diamètre de trou</b>	<b>0.254 mm</b>
<b>Rapport L/D</b>	<b>4</b>
<b>Disposition des trous</b>	<b>axisymétrique</b>
<b>Commande</b>	<b>Mécanique</b>
<b>Pression d'injection</b>	<b>1000 bars</b>

Tableau IV.1- Caractéristiques de l'injecteur-pompe

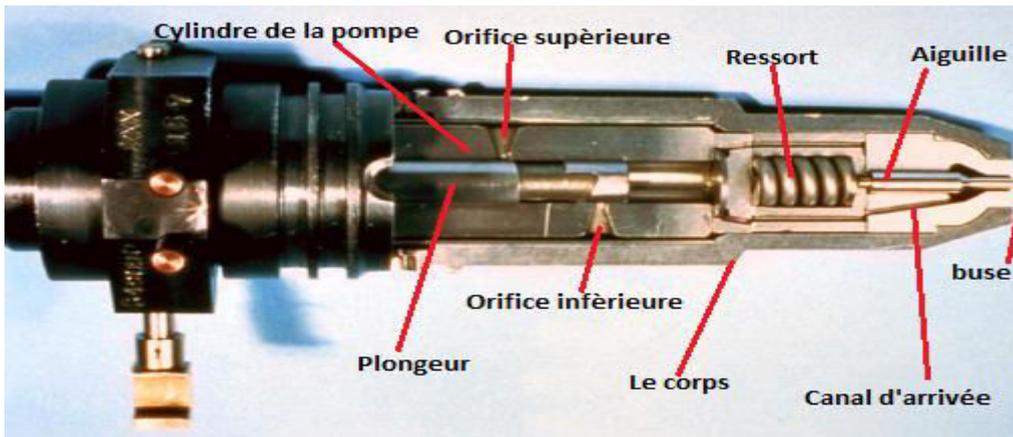


Figure 8- INJECTEUR-POMPE CATERPILLAR 3512

1. Ecou ;
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

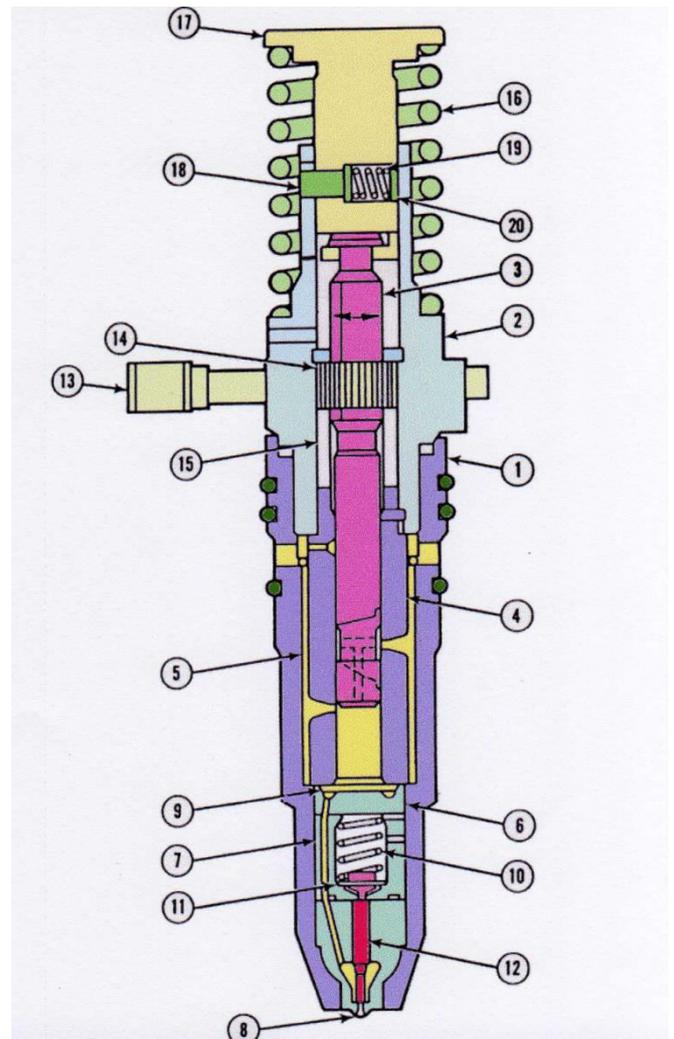


Figure 9-Schéma injecteur-pompe

### IV.2.2.Principe de fonctionnement :

L'élément pompe implanté directement au dessus de l'injecteur est actionné par une came supplémentaire rapportée sur l'arbre à came par l'intermédiaire d'un culbuteur à galet tournillent sur un axe spécifique. Ce culbuteur agit sur un petit piston dit 'plongeur'(3). Lorsqu'il descend, la haute pression est obtenue à une vitesse extrêmement rapide, un ressort de rappel ramène le piston à sa position initiale. Le plongeur est animé d'un mouvement de translation actionné par le poussoir de la pompe (17) et de rotation à l'aide de crémaillère ce qui permet la régulation de débit entrant dans l'injecteur-pompe en fonction de régime du moteur.

Le gazoil sous pression arrive à une chambre de combustible situé dans le nez de la buse, cette chambre est obturée par l'extrémité de l'aiguille, le déplacement de cette dernière s'effectue sous l'action de trois forces :

-La pression  $p$  exercé par le combustible sur la section  $s$  de l'aiguille

-la force exercée par le ressort de raideur  $k$  .

-la force d'amortissement proportionnelle à la vitesse de déplacement  $x$  de l'aiguille.

La durée pendant laquelle s'effectue l'injection est de l'ordre de 1/300 second pendant laquelle le combustible est injecté en état pulvérisée à travers 9 trous de diamètre 0.254 mm. Le refroidissement est assuré par la circulation du combustible et la conductibilité du contact avec la culasse.

### IV.2.3.Avantages des injecteurs-pompes :

- ✓ Supression de la pompe d'injection et les canalisations haute pression de carburant.
- ✓ Les grandes pertes de charges dans le circuit haute pression sont éliminées.
- ✓ La pression d'injection très élevée ce qui assure une pénétration efficace.
- ✓ Une bonne pulvérisation de gazoil dans la chambre de combustion ce qui réduit le bruit du moteur et les émissions de particules polluantes (NOx,CO..).

**IV.3. Etude du jet du carburant haute pression :**

On convient d'appeler un « jet » l'écoulement diphasique , observé à l'orifice de sortie d'un trou cylindrique alimenté par un liquide sous pression débouchant dans un milieu gazeux. Il est admis que ce jet est composé de trois zones (Figure IV.10) : Une zone proche de l'orifice où le liquide se présente sous forme continue ou discontinu (filaments), une zone de transition et une zone plus lointaine où tout le liquide est sous forme de gouttes suite à son atomisation.

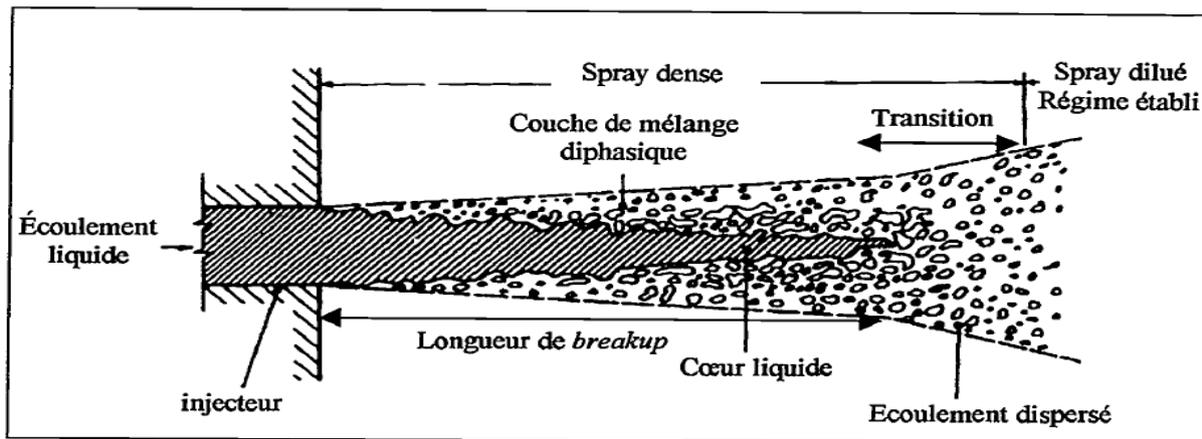


Figure 10-Schéma d'un spray dense (Faeth et al. 1995)

D'une manière générale, le principe d'atomisation peut être décomposé en cinq étapes principales schématisées sur la Figure IV.11 :

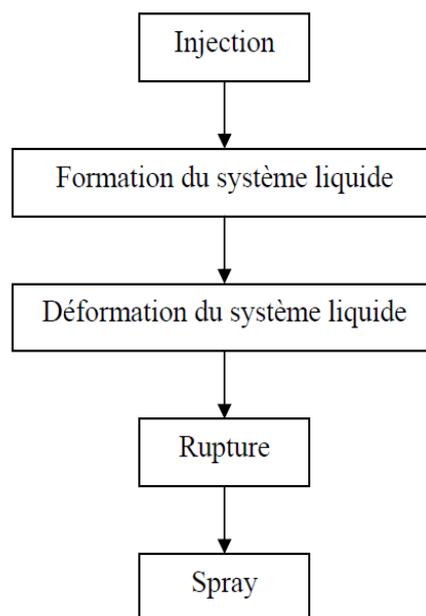


Figure 11-Etapes de la formation d'un spray

Le jet liquide fait face à nombre limité de forces dont la combinaison va mener, ou non à la formation d'un spray de gouttelettes, ces forces sont :

**-Les forces d'inertie :** ou forces aérodynamiques, caractérisant la quantité de mouvement des 2 phases en présence.

**-Les forces de tension de surface :** qui résultent des forces intermoléculaires intervenant aux niveaux de l'interface liquide/gaz. Cette force a plutôt tendance à s'opposer à la précédente en donnant à la phase liquide une certaine résistance au phénomène de rupture.

**-La viscosité :** peut également jouer un rôle au sein du processus d'atomisation, dans la mesure où elle rend compte de la dissipation de l'énergie cinétique. Et ce aussi bien dans le liquide que dans le gaz.

L'étude de spray diesel peut être décomposée en deux échelles :

**-Etude macroscopique:** pénétration, angle du cône et volume du spray.

**-Etude microscopique :** la vitesse et diamètre des gouttes.

Différents facteurs peuvent influencer les paramètres précédents, nous pouvons citer :

- ✓ La géométrie de l'injecteur : diamètre des trous et de sac, la longueur de ces trous..
- ✓ Les propriétés de l'air comprimé dans la chambre de combustion : masse volumique, viscosité cinématique et dynamique, pression, température..
- ✓ Les propriétés de carburant : masse volumique et sa viscosité..
- ✓ Les paramètres d'injection : pression et vitesse d'injection ainsi la quantité de carburant injectée et la durée d'injection.

Dans cette étude on s'intéresse à la détermination des paramètres morphologiques de jet diesel (tailles des gouttes, angle, pénétration et le volume de spray) à l'aide de différentes lois empiriques, on va exposer aussi les différents modèles qui caractérisent l'influence de certains facteurs sur la propagation de jet dans la chambre de combustion à injection directe.

**IV.3.1.vitesse au nez de l'injecteur :**

La vitesse au nez de l'injecteur s'exprime en fonction du débit massique réel de l'injecteur :

$$V_o = \frac{\dot{m}}{\rho_{carb}.S}$$

$\dot{m}$ : le débit massique (kg/s)

$\rho_{carb}$ : la masse volumique du carburant considéré, avec  $\rho_{carb,l} = 850 \text{ kg/m}^3$

S : la section géométrique du trou de l'injecteur avec  $d_{inj} = 0.254 \text{ mm}$

**Calcul de débit massique du gasoil injecté:**

en utilisant l'expression de expression [Heywood (1988)] [ 15 ]

$$\dot{m} = C_d.S. \rho_{carb.l} \cdot \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho_{carb}}}$$

$$\Delta P = P_i - P_c$$

Avec :  $C_d$ = Coefficient de décharge de l'injecteur pompe ,  $C_d=0.675$ .

$P_i$ = Pression d'injection,  $P_i=1000 \text{ bars}$

$P_c$ = Pression dans la chambre de combustion vers la fin de compression,  $P_c=75.28 \text{ bars}$

**A.N:**

$$\dot{m}=0.675 \cdot \left(\frac{3.14 \cdot (0.254 \cdot 10^{-3})^2}{4}\right) \cdot 850 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (1000 - 75.28) 10^5}{850}}$$

$$\dot{m} = 0.0135 \text{ kg/s}$$

$$V_o = \frac{0.0135}{850 \cdot \left(\frac{3.14 \cdot (0.254 \cdot 10^{-3})^2}{4}\right)}$$

$$V_o = 313.88 \text{ m/s}$$

### IV.3.2. Taille des gouttes :

Hiroyasu et al. (1989) ont cherché des équations empiriques pour décrire le smd dans un spray Diesel. Les tailles de gouttes ont été mesurées par des méthodes de diffraction, et plusieurs liquides de différentes viscosités et tensions superficielles ont été utilisés. le diamètre de la goutte dans le spray diesel est généralement déterminé comme le diamètre moyen de Sauter  $d_{32}$ , Il existe plusieurs lois empiriques pour le calculer, nous prenons la formule empirique de Hiroyasu et celle de Renner et Maly :

-Pour Hiroyasu et al. (1989) en stationnaire [16] :

$$\frac{D_{32}^{ls}}{d_{inj}} = 4.12 Re^{0.12} We^{-0.75} \left( \frac{\mu_f}{\mu_g} \right)^{0.54} \left( \frac{\rho_f}{\rho_g} \right)^{0.18}$$

-La formule de Renner et Maly (1994) [17] qui donne le diamètre moyen de Sauter pour des injecteurs typiquement Diesel multi-trous dans des conditions instationnaires :

$$\frac{D_{32}^{hs}}{d_{inj}} = 0.023 Re^{0.25} We^{-0.32} \left( \frac{\mu_f}{\mu_g} \right)^{0.37} \left( \frac{\rho_f}{\rho_g} \right)^{-0.47}$$

Avec :

$\mu_f, \mu_g$ : Viscosité dynamique de gasoil et de l'air dans la chambre de combustion respectivement (Pas.s)

$\rho_f, \rho_g$ : la masse volumique de gasoil et de l'air ( $\frac{kg}{m^3}$ )

#### Calcul de nombre de Reynold :

$$Re = \frac{V_o \cdot d_{inj}}{\vartheta}$$

$\vartheta$  : viscosité cinématique de fluide

A la sortie de l'injecteur la température de gasoil peut dépasser 100 °C, à cette température

$$\vartheta = 1,14 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$A.N : Re = \frac{313,88 \cdot 0,254 \cdot 10^{-3}}{1,14 \cdot 10^{-6}}$$

$$Re = 69934.67$$

**Calcul du nombre Weber :**

$$We = \frac{\rho_g \cdot V_o^2 \cdot d_{inj}}{\sigma_{carb}}$$

$\sigma_{carb}$  : la tension de surface de gasoil,  $\sigma_{carb} = 3.10^{-2}$  N/m

Nous avons obtenu Les paramètres de l'air dans chambre de combustion à l'aide d'un programme de calcul [18] en se basant sur les valeurs de température et pression à la fin de compression (à partir de calcul thermodynamique chapitre III) :

Property	Value	Unit
Medium :	Air	
Pressure :	75.28	[ bar ]
Temperature :	755.85	[ Celsius ]
Density :	24.89715972	[ kg / m <sup>3</sup> ]
Specific Enthalpy :	1084.522388	[ kJ / kg ]
Specific Entropy :	6.927254888	[ kJ / kg K ]
Specific isobar heat capacity : cp	1.1530225	[ kJ / kg K ]
Isobar coefficient of thermal expansion :	0.9605808888	[ 10 <sup>-3</sup> (1 / K) ]
Heat conductance	70.36021724	[ 10 <sup>-3</sup> (W / m * K) ]
Dynamic viscosity :	44.50430224	[ 10 <sup>-6</sup> (Pa s) ]
Kinematic viscosity :	1.7875252735857	[ 10 <sup>-6</sup> m <sup>2</sup> / s ]
Thermal diffusivity :	24.69215988	[ 10 <sup>-7</sup> m <sup>2</sup> / s ]

**A.N :**

$$We = \frac{24,897 \cdot (313,88)^2 \cdot 0,254 \cdot 10^{-3}}{3.10^{-2}}$$

$$We = 20767.62$$

Les caractéristiques de gasoil à 100 c° :

$$\rho_f = 775.9 \text{ kg/m}^3, \quad \vartheta = 1,14 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}, \quad \mu_f = 8.845 \cdot 10^{-4} \text{ Pas.s}$$

En stationnaire :

$$\frac{D_{32}^{ls}}{d_{inj}} = 4,12 \cdot (69934.67)^{0.12} (20767.62)^{-0.75} \left( \frac{8.845 \cdot 10^{-4}}{44,5 \cdot 10^{-6}} \right)^{0.54} \left( \frac{775.9}{24.897} \right)^{0.18}$$

$$D_{32}^{ls} = 21.5 \mu\text{m}$$

En insatationnaire :

$$\frac{D_{32}^{hs}}{d_{inj}} = 0.023 \cdot (69934.67)^{0.25} (20767.62)^{-0.32} \left( \frac{8.845 \cdot 10^{-4}}{44,5 \cdot 10^{-6}} \right)^{0.37} \left( \frac{775.9}{24.897} \right)^{-0.47}$$

$$D_{32}^{hs} = 2,364 \mu\text{m}$$

### IV.3.3. Angle principal de l'injecteur-pompe :

L'une des paramètres important pour décrire macroscopiquement la structure de jet. C'est l'angle tendu par les segments de droite passant le mieux par les points dessinés entre le nez de l'injecteur et le point sur la périphérie du jet à une distance équivalente à 60% de la longueur du jet (Pastor *et al.* 2000).

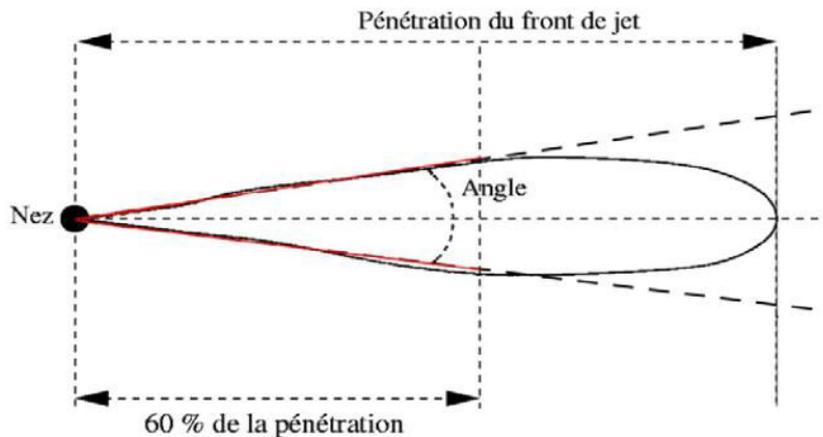


Figure 12- Paramètres morphologiques d'un spray

Plusieurs lois empiriques ont été suggérés pour trouver l'angle principale, nous pouvons citer :

-**Hiroyasu et Arai [16]** ont proposé une première loi :

$$\theta_d = 0.025 \left( \frac{\rho_g \Delta P \cdot d_{inj}^2}{\mu_g^2} \right)$$

Avec :  $\mu_g$  viscosité dynamique du gaz. On peut voir que cette prédiction de l'angle dépend de la viscosité du milieu ambiant.

**Reitz et Bracco, 1982 [19]** ont proposé une corrélation permettant de prédire l'angle du jet à partir du rapport de densité du gazole et du gaz dans la chambre. Cette loi est la suivante :

$$\tan\left(\frac{\theta}{2}\right) = 0.7 \left( \frac{\rho_r}{\rho_l} \right)$$

Plus récemment, **Hiroyasu et Arai, 1990** et **Hiroyasu, 1995**, proposèrent une nouvelle formule que nous prenons pour notre calcul et qui s'appuie sur la géométrie de l'injecteur et le rapport des densités de carburant et du milieu ambiant :

$$2\theta_d = 83.5 \left( \frac{l_{inj}}{d_{inj}} \right)^{-0.22} \left( \frac{d_{inj}}{d_{sac}} \right)^{0.15} \left( \frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0.26}$$

$l_{inj}$  : longueur du trou d'injection,  $l_{inj} = 1 \text{ mm}$  .

$d_{inj}$  : diamètre de trou de l'injecteur ,  $d_{inj} = 0.254 \text{ mm}$  .

$d_{sac}$ : diamètre de sac de l'injecteur,  $d_{sac} = 1.2 \text{ mm}$  .

$\rho_l$ : la masse volumique de gasoil  $\rho_l = 775.9 \text{ kg/m}^3$

A.N :

$$2\theta_d = 83.5 \left( \frac{1}{0.254} \right)^{-0.22} \left( \frac{0.254}{1.2} \right)^{0.15} \left( \frac{24.897}{775.9} \right)^{0.26}$$

$$\theta_d = 10.004^\circ$$

#### IV.3.4. Calcul de pénétration maximale de jet :

La pénétration du front de jet est définie par la distance entre le nez de l'injecteur et le point le plus éloigné sur le contour du jet , en utilisant la loi de pénétration d'Arrègle (1999) [ 20 ] :

$$S = d_{inj}^{0.307} P_{inj}^{0.262} \rho_g^{-0.406} t^{0.568}$$

A.N :

$$S = (0.254 \cdot 10^{-3})^{0.307} \cdot (1000 \cdot 10^5)^{0.262} (24.897)^{-0.406} \cdot (0.002)^{0.568}$$

$$S = 58,37 \text{ mm}$$

#### IV.3.5. Calcul de Volume de jet :

Le volume est celui de l'atomisation, il joue un rôle important pour évaluer la qualité de mélange entre le carburant et l'air comprimé dans la chambre de combustion, il est calculé suivant la formule [21]:

$$V = \left( \frac{\pi}{3} \right) \cdot S^3 \cdot \left[ \tan^2 \left( \frac{\theta}{2} \right) \right] \frac{1 + 2 \tan \left( \frac{\theta}{2} \right)}{\left[ 1 + \tan \left( \frac{\theta}{2} \right) \right]^3}$$

A.N:

$$V = (3.14/3)(58,37)^3 \cdot \left[ \tan^2 \left( \frac{10^\circ}{2} \right) \right] \frac{1 + 2 \tan \left( \frac{10^\circ}{2} \right)}{\left[ 1 + \tan \left( \frac{10^\circ}{2} \right) \right]^3}$$

$$V = 1455.576 \text{ mm}^3 \text{ ( Pour un jet issu d'un seul trou )}$$

$$V_t = 1455.576 \times 9$$

$$V_t = 13100.184 \text{ mm}^3$$

### IV.3.6. Modèle empirique d'angle du jet :

L'atomisation du carburant à la sortie du trou de l'injecteur, conduit en général à une forme conique. L'angle de spray dépend entre autres du ratio des densités  $\rho_l / \rho_g$ . Un liquide a plus de mal à pénétrer un gaz ayant une forte densité. Ceci est dû aux forces aérodynamiques qui ralentissent fortement les gouttelettes à la sortie de l'injecteur.

Les différents modèles d'angle de spray ont été répertoriés dans le tableau suivant :

Modèle	Equation	Référence
Reits & Bracco	$\tan\theta = \frac{4\pi}{A} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l}\right)^{0.5} f(\gamma)$	Reitz et Bracco 1979
Reitz & Bracco simplifié	$\tan\theta = \frac{4\pi}{A} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l}\right)^{0.5} \frac{\sqrt{3}}{6}$	Reits & Bracco 1979
Ruiz & chigier	$\tan\theta = \frac{4\pi}{A} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l}\right)^{0.5} f(\gamma) \left(\frac{Re}{We}\right)^{-0.258}$	Ruiz et chigier 1991
Arai	$\theta = 0.025 \left(\frac{\rho_g \Delta P d_{inj}^2}{\mu_g^2}\right)$	Arai et al. 1984
Hiroyasu & Arai	$2\theta = 83.5 \left(\frac{l}{d_{inj}}\right)^{-0.22} \left(\frac{d_{inj}}{d_{sac}}\right)^{0.15} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l}\right)^{0.26}$	Hiroyasu et Arai 1990
Arrègle	$\tan\theta = d_{inj}^{0.508} P_{inj}^{0.00943} \rho_g^{0.335}$	Arregle et al. 1999
Siebers	$\tan\theta = C_\theta \left[ \left(\frac{\rho_g}{\rho_l}\right)^{0.9} - 0.0043 \left(\frac{\rho_l}{\rho_g}\right)^{0.5} \right]$	Siebers 1999

Tableau IV.2.- Modèles empiriques d'angle de jet

Avec :

A est une constante correspondant à une géométrie d'injecteur donnée,  $A = 3.0 + 0.28 \left(\frac{l}{d_{inj}}\right)$

$f(\gamma)$  est une fonction qui inclut l'influence des caractéristiques de l'écoulement.

$C_\theta$  est une constante englobant les différentes caractéristiques de l'injecteur et les conditions ambiantes autres que la densité.

### IV.3.6.1. Analyse et comparaison :

#### IV.3.6.1.1. Influence de la pression d'injection :

En regardant les équations des modèles d'angle de spray, nous pouvons observer que la majorité d'entre eux n'utilisent pas la pression d'injection. On peut donc se dire que la pression d'injection n'a pas beaucoup d'influence sur l'angle de spray. Si on se concentre sur l'équation donnée par **Arrègle**, nous voyons que la puissance associée au terme  $P_{inj}$  a une valeur très faible (0.00943), ce qui se traduit par une faible influence du terme  $P_{inj}$  sur l'angle de spray  $\theta$ .

Maintenant si on regarde les représentations graphiques des modèles, nous pouvons remarquer que la valeur de l'angle de spray est effectivement constante en fonction de la pression d'injection.

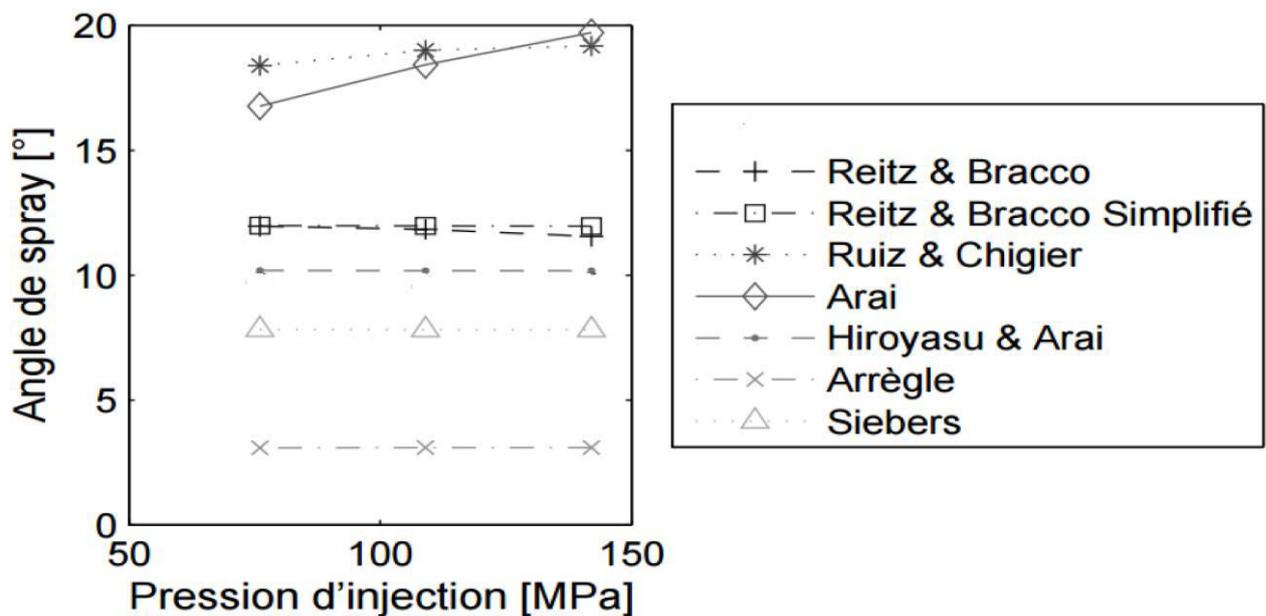


Figure 13– Évolution de l'angle de spray en fonction de la pression d'injection

Concernant les modèles de **Reitz & Bracco** et de **Ruiz & Chigier**, les variations sont dues aux nombres de Reynolds  $Re$  et Weber  $We$  inclus dans leurs équations.

La plus grosse variation d'angle de spray vient du modèle d'**Arai** qui inclut directement la différence de pression  $\Delta P$  dans son équation. Cela se traduit par une augmentation significative de l'angle de spray avec la pression d'injection.

#### IV.3.6.1.2. Influence de la densité d'air :

la densité ambiante  $\rho_g$  pour Siebers [1999] qui montre que celle-ci joue un rôle important sur la valeur de l'angle de spray contrairement au type de carburant utilisé ou encore à la température ambiante. Cette observation se retrouve dans tous les modèles, où à chaque fois le terme  $\rho_g$  est représenté.

Sur la figure (IV.14) nous observons effectivement une augmentation de l'angle de spray avec la densité de l'air comprimé qui est représentée dans l'intervalle 0 à 200 kg/m<sup>3</sup>. Tous les modèles suivent cette tendance, mais pas de la même façon. La puissance associée au terme  $\rho_g$  varie en fonction des modèles ce qui se traduit par une évolution différente.

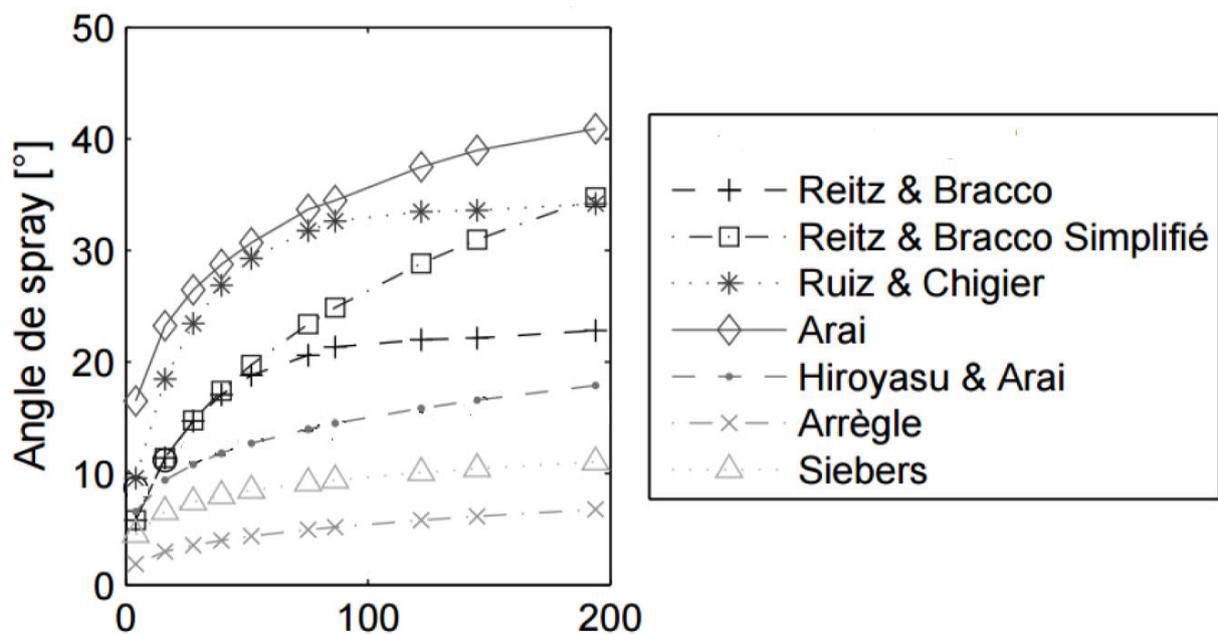


Figure 14-Évolution de l'angle de spray en fonction de la densité ambiante

#### IV.3.6.1.3. Influence de diamètre de trou :

Nous pouvons observer aussi l'impact de l'injecteur sur l'angle de spray. Les résultats des modèles empiriques montrent une légère augmentation de l'angle entre l'injecteur ayant un diamètre de 0.185 mm et celui ayant un diamètre de 0.24 mm (figure IV.15). Malgré l'utilisation de termes différents entre les modèles, ils prédisent tous cette augmentation.

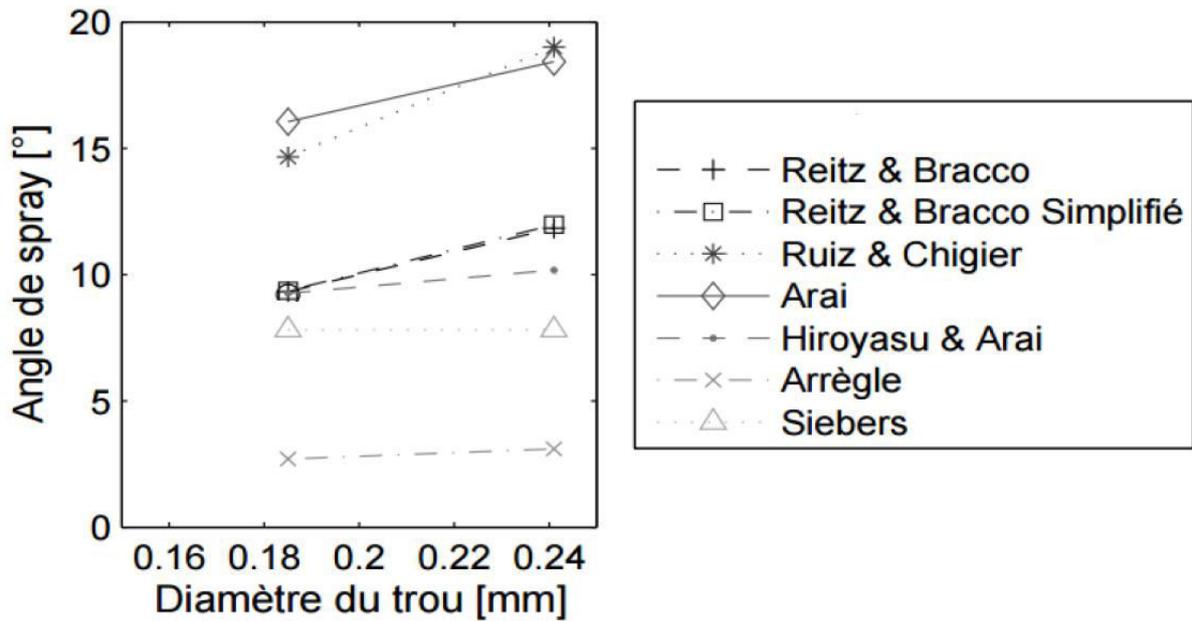


Figure 15-Évolution de l'angle de spray en fonction de l'injecteur utilisé

**IV.3 .7.Modèle empirique de pénétration de vapeur du carburant (le spray) :**

La pénétration du spray est un facteur très important pour le moteur diesel à injection directe, on définit la pénétration de spray S comme étant la distance maximale entre la sortie du trou de l'injecteur et l'extrémité du spray (figure IV.16).

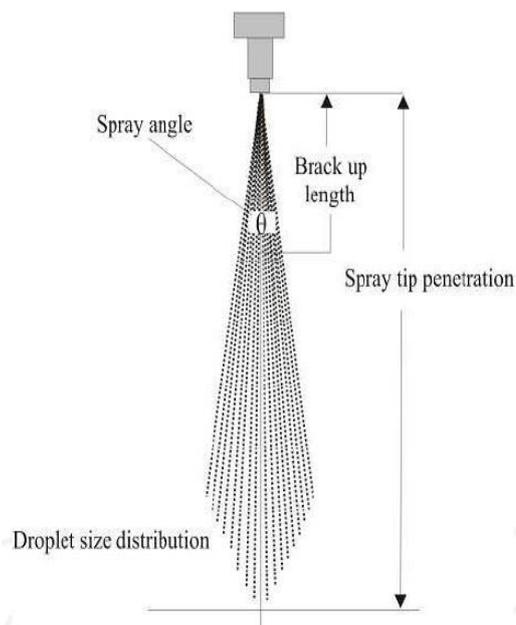


Figure 16-La pénétration de jet-

Les différents modèles empiriques de pénétration de spray sont représentés dans le tableau suivant :

modèle	Equation	Référence
<b>Wakuri</b>	$S = 1.189 C_a^{0.25} \left(\frac{\Delta P}{\rho_g}\right)^{0.25} \left(\frac{d_{inj} t}{\tan\theta}\right)^{0.5}$	Wakuri et al. 1960
<b>Dent</b>	$S = 3.07 \left(\frac{\Delta p}{\rho_g}\right)^{0.25} (d_{inj} t)^{0.5} \left(\frac{394}{T_g}\right)^{0.25}$	Dent 1971
<b>Hiroyasu &amp; Arai</b>	$0 \leq t < t_b \quad S = 0.39 \left(\frac{2\Delta P}{\rho_l}\right)^{0.5} t$ $t \geq t_b \quad S = 295 \left(\frac{\Delta p}{\rho_l}\right)^{0.25} (d_{inj} t)^{0.5}$	Hiroyasu et Arai 1990
<b>Schihl</b>	$S = 1.414 C_v^{0.5} \left(\frac{\Delta P}{\rho_g}\right)^{0.25} \left(\frac{d_{inj} t}{\tan\theta}\right)^{0.5}$	Schihl et al. 1996
<b>Arrègle</b>	$S = d_{inj}^{0.307} P_{inj}^{0.262} \rho_g^{-0.406} t^{0.568}$	Arregle et al. 1999

Tableau IV.3- Modèles empiriques de pénétration du jet

**IV.3 .7.1.Analyse et comparaison**

La pénétration de spray étant une caractéristique qui varie en fonction du temps pour chacun. Le début de l'injection (t = 0) est défini par la première masse de carburant sortant du trou de l'injecteur.

**IV.3 .7.1.1.Influence de la pression d'injection :**

Sur la figure IV.17 nous pouvons observer l'évolution de la pénétration de spray en fonction de la pression d'injection P<sub>inj</sub>, nous pouvons voir que la pénétration augmente légèrement quand la pression d'injection augmente.

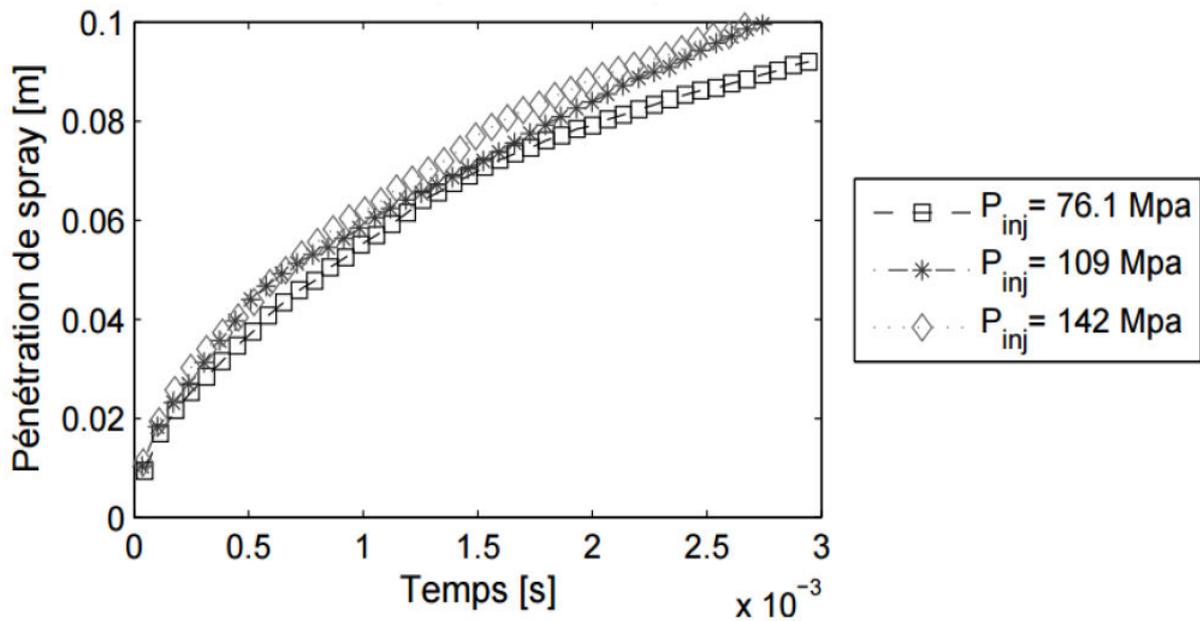


Figure 17-Évolution de la pénétration de spray en fonction de la pression d'injection

IV.3 .7.1.2. Influence de la densité d'air :

A l'inverse, sur la figure IV.18 nous pouvons voir que la pénétration diminue quand la densité ambiante  $\rho_g$  augmente.

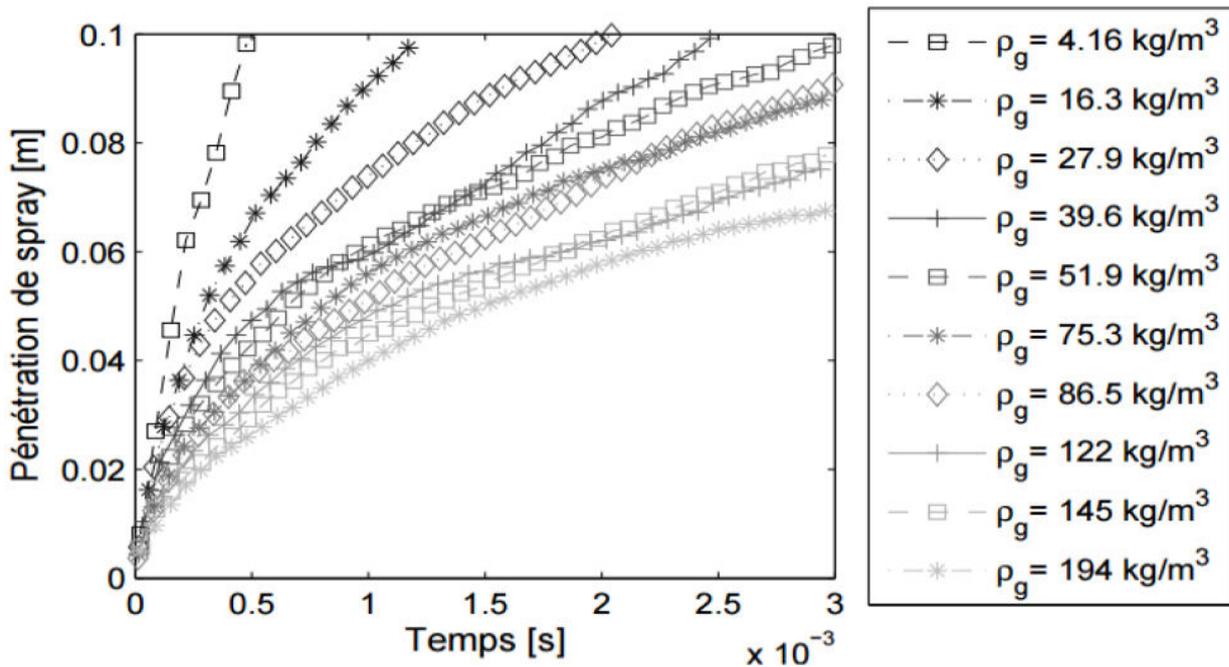


Figure 18-Variation de la pénétration de spray en fonction de temps avec des densités différents

### IV.3.7.2.Comparaison :

Un exemple de comparaison entre les modèles. Elle montre que La plupart des modèles évoluent de la même façon en fonction de temps, ce qui s'explique par le terme  $t^{0.5}$  utilisé dans la plupart des modèles. La courbe donnée par le modèle de Hiroyasu, qui utilise une équation proportionnelle au temps  $t$  quand celui-ci est inférieur au temps de break-up  $t_b$ , n'est pas beaucoup affectée.

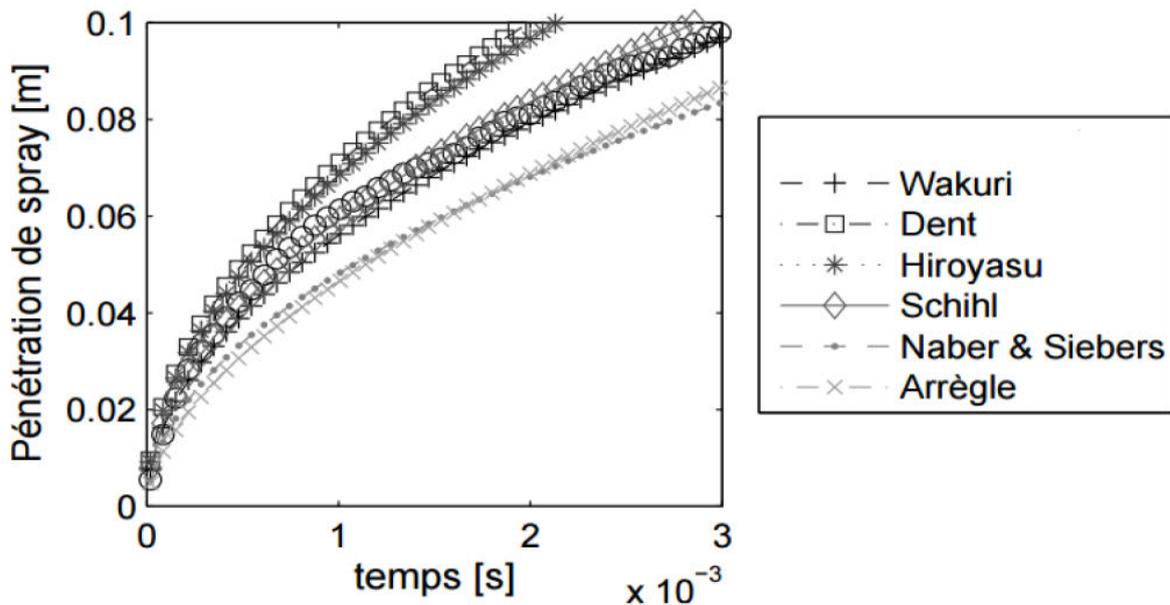


Figure IV.19-Comparaison entre les différents modèles

### IV.3.8.Modèle d'entraînement de l'air :

La modélisation du mélange entre les gaz ambiants dans la chambre de combustion et le carburant injecté se fait à partir de l'estimation du débit de gaz ambiant entrant dans la zone de réaction[22], les différents modèles existants sont généralement des modèles monodimensionnels. Ce débit est généralement exprimé en fonction de l'abscisse sur l'axe du jet. Siebers propose par exemple une relation de proportionnalité entre le débit de gaz entraîné et des grandeurs liées aux conditions ambiantes et à la géométrie du jet :

$$\dot{m}_e(x) = \sqrt{\rho_{amb} \rho_{carb}} \cdot d_0 \cdot x \cdot \tan\left(\frac{\theta}{2}\right) \quad [23]$$

Plus récemment, Cossali et ses coauteurs ont étudié le mécanisme d'entraînement d'air à l'aide d'une technique de visualisation directe des champs de vitesse. La technique de visualisation utilisée est de la PIV (Particles Imagery Velocimetry) fluorescente. Cossali [23] propose d'estimer l'entraînement d'air à chaque abscisse  $x$  du spray de la façon suivante :

$$\text{Si } \frac{x}{d_0} > 60 : \quad \dot{m}_e(\mathbf{x}) = C_1 \cdot \left( \frac{\rho_{amb}}{\rho_{carb}} \right)^{\frac{1}{2}} \cdot \frac{x}{d_0} \cdot \dot{m}_{carb}$$

$$\text{Si } \frac{x}{d_0} < 60 : \quad \dot{m}_e(\mathbf{x}) = C_2 (\mu_{amb} d_0)^{\frac{1}{6}} \left( \frac{\rho_{amb}}{\rho_{carb}} \right)^{\frac{5}{6}} \left( \frac{x}{d_0} \right)^{\frac{3}{2}} (\dot{m}_{carb})^{\frac{7}{6}}$$

$x$  : l'abscisse dans l'axe du jet,

$C_1$  et  $C_2$  : deux constantes ,

$\mu_{amb}$  : la viscosité cinématique du mélange de gaz ambiants.

Ce modèle a été validé et écrit pour des cas où l'injection est stationnaire, en effet si dans les équations précédentes le terme lié à l'injection du carburant liquide  $\dot{m}_{carb}$  devient nul alors l'entraînement des gaz dans la zone  $\dot{m}_e$  devient lui aussi nul, bien au contraire l'entraînement d'air va augmenter lors de la coupure de l'injection

Dans une autre approche l'entraînement des gaz sera évalué à l'aide d'une approche basée sur la conservation de la masse dans la chambre de combustion :

$$m_{tot} = \sum m_r + \sum m_{carb} + m_{amb}$$

$m_{tot}$  : la masse totale dans la chambre de combustion.

$\sum m_r$  : la masse totale des gaz ambiants entraînés dans la zone de réaction

$\sum m_{carb}$  : La masse de carburant présent dans la chambre de réaction.

$m_{amb}$  : la masse des gaz présents dans la zone relative aux gaz ambiants.

La masse de carburant injectée est très petite par rapport à celle des gaz dans la chambre de combustion, donc pouvons considérer la masse totale des gaz est constante, ce qui permet d'écrire :

$$\sum \frac{m_r}{dt} = - \frac{d m_{amb}}{dt}$$

La masse des gaz dans la zone ambiante s'écrit en fonction du volume occupé par les zones de réaction sous la forme :

$$m_{amb} = \rho_{amb} \cdot V_{amb} = \rho_{amb} \cdot (V - \sum V_r)$$

Avec :

V : Le volume de la chambre à l'instant t.

$V_r$ : Le volume de la zone de réaction.

Il est alors possible d'approximer la densité des gaz ambiants par la densité moyenne dans la chambre de combustion  $\rho_{amb} \approx \rho$ . On obtient donc :

$$\sum \dot{m}_r = \rho \cdot \sum \dot{V}_r - \frac{(V - \sum V_r)}{V} \cdot \dot{m}_{tot} - \rho \cdot \frac{\sum V_r}{V} \cdot \dot{V}$$

Avec :

$\dot{V}_r$  : la variation de volume de la réaction.

$\dot{V}$ : la variation de volume cylindre donné par le modèle cinématique de piston .

$\dot{m}_{tot}$  : la variation de la masse totale dans la chambre.

#### IV.3.9. Modèle de vaporisation du carburant :

Le phénomène d'évaporation dans une chambre de combustion Diesel est impacté par de nombreux phénomènes physiques comme, l'aérodynamique, les grandeurs thermodynamiques telles que la température des gaz ou encore leur composition.

L'approche la plus simple consiste à déterminer le débit de carburant vapeur en fonction du débit de carburant liquide et d'un temps caractéristique de vaporisation [22] :

$$\dot{m}_{carb,v} = \int_{t_{inj}}^t \frac{1}{\tau_{vap}} \cdot \dot{m}_{carb,l} \cdot dt$$

Avec :

$\dot{m}_{carb,v}$  et  $\dot{m}_{carb,l}$  : le débit de carburant vapeur et le débit de carburant liquide.

$\tau_{vap}$  : le temps caractéristique de vaporisation de carburant.

$t_{inj}$  : l'instant qui correspond au début d'injection.

Il existe deux approches pour le calcul de temps caractéristique d'évaporation :

-La première est celle utilisée par Chmela [24], elle est la plus simple et issue d'une corrélation empirique :

$$\tau_{vap} = C_{vap} \cdot \frac{d_{inj}}{k} \cdot T_a^{-3.3}$$

Avec :

$C_{vap}$  : le paramètre de calibration du modèle.

$k$  : la densité d'énergie cinétique turbulente.

$T_a$  : la température de l'air ambiant.

$d_{inj}$  : le diamètre géométrique de la buse

On peut remarquer que :

- L'impact de l'atomisation est pris en compte au travers du diamètre des trous de la buse d'injecteur  $d_{inj}$  et de l'intensité d'énergie turbulente  $k$ . plus le trou sera petit ou plus l'intensité turbulente sera élevée, et donc plus le nombre de gouttes sera important. Le temps caractéristique sera alors plus faible.
- Plus la température des gaz ambiants dans lesquels l'injection a lieu est élevée, plus le temps caractéristique est faible donc l'évaporation rapide.

- La deuxième approche consiste à déterminer le temps caractéristique d'évaporation à partir de la pénétration liquide maximum, Ce modèle proposé par Dulbecco [25] repose sur la corrélation empirique développée par Siebers [22] concernant la pénétration liquide du jet :

$$\tilde{\tau}_{vap} = \frac{\tilde{L}}{2} + \frac{\tilde{L}}{4} \cdot \sqrt{1 + 16\tilde{L}^2} + \frac{1}{16} \cdot \ln(4\tilde{L} + \sqrt{1 + 16\tilde{L}^2})$$

Avec :

$\tilde{\tau}_{vap}$  : le temps caractéristique d'évaporation adimensionné,  $\tilde{\tau}_{vap} = \frac{\tau_{vap}}{t^+}$ .

$\check{L}$  : la pénétration liquide adimensionnée,  $\check{L} = \frac{L}{x^+}$ .

Les différentes grandeurs sont adimensionnées à l'aide d'une échelle temporelle  $t^+$  et d'une longueur caractéristique  $x^+$  :

$$x^+ = \frac{d_0 \left( \frac{\rho_{carb,l}}{\rho_{amb}} \right)^{0.5}}{a \cdot \tan\left(\frac{\theta}{2}\right)}$$

$$t^+ = \frac{d_0 \left( \frac{\rho_{carb,l}}{\rho_{amb}} \right)^{0.5}}{a \cdot \tan\left(\frac{\theta}{2}\right) \cdot v_0}$$

### III.4. Conclusion :

Les caractéristiques morphologiques principales de jet Diesel sont l'angle et la pénétration, ces deux paramètres conditionnent la qualité de mélange avec l'air comprimé dans la chambre de combustion.

Les facteurs qui influencent la valeur de l'angle de spray sont : le diamètre de l'injecteur utilisé, son augmentation entraîne une augmentation de l'angle, la densité de l'air comprimé qui contribue aussi à élever sa valeur, cependant la pression d'injection n'a pas beaucoup d'influence contrairement au taux de pénétration qui augmente proportionnellement avec cette pression, l'augmentation de la pression de l'air comprimé et sa densité influent négativement sur la pénétration de carburant en limitant sa distance maximale. On peut déduire aussi qu'une augmentation de la pression d'injection et l'angle de jet donne au spray un volume plus grand d'atomisation dans le matelas d'air comprimée.

Une meilleure atomisation de carburant correspond à un nombre maximal des gouttes avec un diamètre minimal, l'augmentation de la pression d'injection et la diminution de diamètre des trous contribue à l'amélioration de la qualité d'atomisation de jet Diesel. Le taux de vaporisation est en fonction de débit de carburant liquide injecté et influencé par la pénétration liquide maximum et la température des l'air chaud comprimé, plus cette température dans laquelle l'injection a lieu est élevée, plus le temps caractéristique est faible donc l'évaporation rapide.

# Chapitre V

## Maintenance et sécurité

### V.1. Définition de la maintenance :

La maintenance est l'ensemble des actions techniques et administrative ou de management permettant de maintenir ou de rétablir un bien dans un état spécifié où en mesure d'assurer un service déterminé.

Bien maintenir c'est assurer ces opérations au coût optimal, L'objectif de la maintenance est :

- Conserver le bon état de la machine ;
- Assurer la qualité de la production avec un coût global optimal.

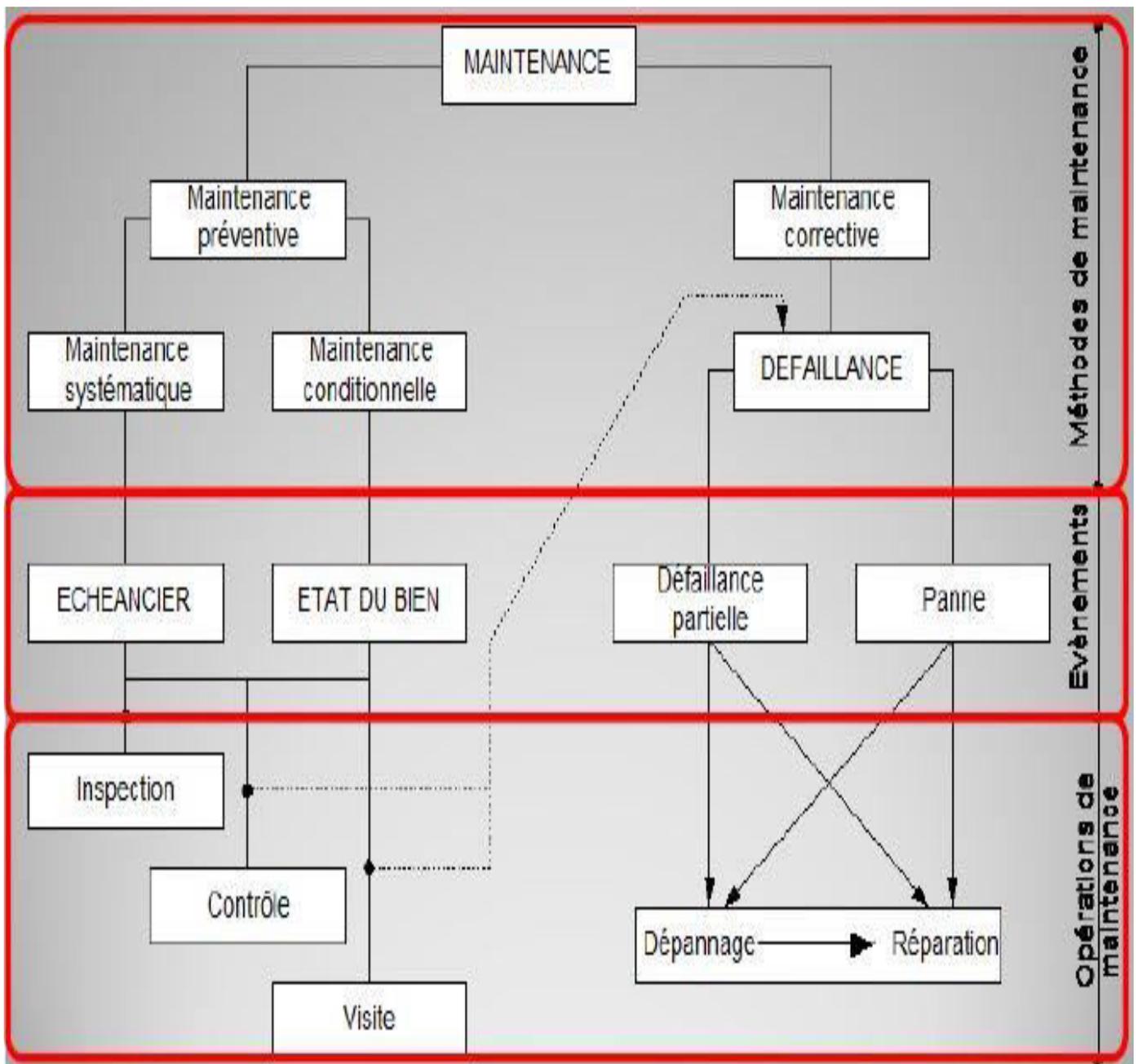


Figure V.1 – Organigramme des méthodes et opérations de la maintenance

## V.2.Organisation des travaux de maintenance :

### V.2.1.Maintenance corrective :

L'organisation de fait à 3 niveaux :

1<sup>ère</sup>, avant l'intervention cela concerne tout l'activité à la préparation ou de dépannage (dossier technique, historique, l'organigramme).

2<sup>ème</sup>, au moment de l'intervention contrairement au dépannage qui s'effectué sur le site, la réparation se fait à l'atelier central.

Le processus de réparation corrective comprend les étapes successives suivantes :

1. analyse de défaillance (diagnostic, localisation) ;
2. expertise préalable ;
3. préparation de l'intervention (réparation, dépannage) ;
4. préparation du poste de travail, respecter les consignes de sécurité, rassembler les moyens industriels et humains.
5. On fait un compte rendu de l'intervention.

### V.2.2.Maintenance préventive :

#### V.2.2.1.Maintenance préventive systématique :

Pour maintenir un matériel dans l'état de ses performances initiales, la maintenance préventive systématique, passe par les opérations suivantes :

**Remplacement :** - Des pièces d'usure ;  
- De l'huile de graissage ;  
- Des filtres et des joints.

**Contrôle :** Les niveaux et des paramètres de fonctionnement.

**Réglage :** Des jeux, tension des courroies et les pressions.

#### IV.2.2.2.Maintenance préventive conditionnelle :

La maintenance conditionnelle subordonnée à un type d'événement prédéterminé. Par une auto diagnostic, une information d'un capteur, d'une mesure d'une usure en un autre outil révélateur de l'état de dégradation actuel et prématuré du bien.

## V.3.Organisation d'entretien du moteur :

Le programme d'entretien et d'inspection régulier peut fournir une évaluation de l'état actuel du matériel et permettre de prédire les problèmes à venir. La fréquence de ce programme d'entretien dépendra des facteurs suivants :

- Application ;
- Conditions d'utilisation ;

- Expérience de l'utilisateur ;

Un programme d'entretien régulier est fortement recommandé car il permet de d'assurer au matériel un état satisfaisant, cela augmentera sa fiabilité.

### V.3.1. Calendrier d'entretien :

Dans le but de préserver l'équipement en fonctionnement au maximum de sa durée de vie, le constructeur du moteur Caterpillar à planifier les opérations suivant :

#### **a- chaque jour** : on doit vérifier :

- Huiler du démarreur pneumatique, contrôle du niveau de l'huile ;
- Réservoir pneumatique, évacuation de l'humidité et les dépôts ;
- Panneau avertisseur, contrôle ;
- Niveau de circuit de refroidissement
- Filtre à air, contrôle de l'indicateur de colmatage ;
- Préfiltre à air du moteur, nettoyage ;
- Niveau d'huile moteur, contrôle ;
- Réservoir de carburant, purge de l'eau et des dépôts ;
- Charge de l'alternateur, contrôle ;
- Réchauffeur d'eau de chemises contrôle ;
- Facteur de puissance, contrôle.

#### **b- toutes les semaines** : on doit vérifier :

- Filtre d'admission d'air, contrôle ;
- Chargeur de batterie, contrôle ;
- Température du palier, mesure/consignation ;
- Connexions électriques, contrôle ;
- Alternateur, contrôle ;
- Résistance de chauffage, contrôle ;
- Température de bobinage de stator, mesure/consignation ;
- Tension et fréquence, contrôle ;
- Vérifications extérieures.

#### **c- Au bout des 250 premières heures de service** :

- Jeu des soupapes du moteur, contrôle/réglage ;
- Injection de carburant, contrôle/ réglage ;
- Capteur de vitesse, nettoyage/contrôle ;
- Courroie d'alternateur et ventilateur, contrôle/réglage/remplacement ;
- Niveau d'électrolyte de la batterie, contrôle ;
- Additif pour circuit de refroidissement, contrôle/ appoint ;
- Huile de moteur, prélèvement d'un échantillon ;
- Palier d'entraînement de ventilateur, graissage ;
- Flexibles et colliers, contrôle/remplacement ;

- Radiateur, nettoyage.

**d- Toutes les 500 heures de service :**

- Huile de moteur et filtre, vidange/remplacement.

**e- Toutes les 1000 heures de service :**

- Roulement (à rouleaux sphériques), graissage ;
- Analyse de liquide de refroidissement ;
- Moteur, nettoyage ;
- Reniflard du carter moteur, nettoyage ;
- Dispositifs de protection du moteur, contrôle ;
- Tringleriez de commande d'injection, contrôle/ graissage ;
- Filtre à carburant primaire, nettoyage/contrôle/remplacement ;
- Filtre secondaire de circuit de carburant, remplacement.

**f- Toutes les 2000 heures de service :**

- Graisseur du démarreur pneumatique, nettoyage de la cuvette ;
- Roulement (à bille), graissage ;
- Amortisseur de vibrations du vilebrequin, contrôle ;
- Support du moteur, contrôle ;
- Jeu des soupapes du moteur, contrôle/réglage ;
- Injecteur de carburant, contrôle ;
- Alternateur, séchage ;
- Vibration du groupe électrogène, examen ;
- Câble de stator, contrôle ;

**g -Toutes les 3000 heures de service :**

- Circuit de refroidissement avec liquide de refroidissement classique, renouvellement de la solution ;
- Liquide de refroidissement de longue durée, adjonction de prolongateur.

**h- Toutes les 6000 heures de service :**

- Alternateur, contrôle ;
- Liquide de refroidissement de longue durée, renouvellement ;
- Circuit de refroidissement, remplacement de thermostat ;

- Pompe de graissage, contrôle ;
- Capteur du vitesse, nettoyage/contrôle ;
- Démarreur, contrôle ;
- Pompe à eau, contrôle.

**i- Toutes les 7500 heures :**

- Redresseur rotatif, contrôle.

**j- Entre 7500 et 9000 heures de service :**

- Révision du haut du moteur ;
- Révision générale.

**k- Entre 15000 et 18000 heures de service :**

- Révision du haut du moteur ;
- Révision générale.

**l- Entre 22500 et 27000 heures de service :**

- Révision générale.

**m- Toutes les 1041000 litres de consommation de carburant :**

- Recommandation d'entretien.

**V.3.2. Entretien des système du moteur :**

**V.3.2.1. Système d'alimentation :**

Les défauts affectant le système d'alimentation sont : Les entrées d'air, la situation entravée du combustible, la défectuosité de la pompe d'alimentation qui se traduit par un débit et une pression insuffisante, la formation de coke dans les trous de pulvérisations.

Pour l'entretien de ce système il faut :

- ✓ Vérifier par examen visuel l'état technique des appareils du système d'alimentation et l'étanchéité des canalisations et leurs raccords, ainsi que l'état de la pompe à gas-oil ;
- ✓ Que le moteur reçoit un combustible aussi propre que possible, ce qui conduit à l'emploi des filtres à gas-oil qui permettent l'épuration du combustible avant son arrivée aux cylindres ;
- ✓ Nettoyer les filtres et échanger les éléments filtrants aux intervalles prévus par le constructeur ;
- ✓ Les injecteurs ne subissent aucun entretien sur le moteur, à moins qu'on les change en cas d'un mauvais fonctionnement.

**V.3.2.2. système d'air du moteur :**

- contrôler l'indicateur de colmatage des filtres ;
- nettoyer les filtres en soufflant de l'intérieur, avec une pression correcte :  $2,5[\text{kg}/\text{cm}^2]$  ;

- contrôler les joints de filtre et l'étanchéité des bçitiers de filtre.
- Contrôler la propreté de la grille d'aspiration d'air ;
- Contrôler l'état du tube d'éjection des poussières ;
- vérifier le serrage des colliers sur ce tube, et la fixation au niveau du pot d'échappement ;
- vérifier le bon fonctionnement du volet d'échappement.

### **Contrôle et nettoyage de turbocompresseur :**

Il est conseillé de contrôler et de nettoyer périodiquement le carter de la roue soufflante du turbocompresseur (cote admission). Les vapeurs du carter moteur sont filtrées dans le circuit d'admission d'air. Des sous produit de l'huile et de la combustion peuvent par conséquent s'accumuler dans le carter de la roue soufflante du turbocompresseur. A la longue, cette accumulation peut provoquer une perte de puissance du moteur, une augmentation des émissions de fumée noir et réduire l'efficacité générale du moteur.

En cas de panne du turbocompresseur pendant la marche, la roue soufflante et le moteur risquent d'être endommagés. La détérioration de la roue soufflante du turbocompresseur peut entraîner des dégâts supplémentaires au niveau des pistons, des soupapes et de la culasse.

Pour le nettoyage et le contrôle du turbocompresseur il faut :

- ✓ Débrancher les tubulures d'entrée et de sortie du turbocompresseur. Rechercher les fuite d'huile au niveau des tubulures. Nettoyer l'intérieur des tubes pour empêcher la pénétration de saleté pendant le réassemblage.
- ✓ Faire tourner l'ensemble turbine, roue soufflante à la main. l'ensemble doit tourner librement.
- ✓ Contrôler la propreté de la roue soufflante. Si la roue soufflante n'est sale que cote aubes, c'est que de la poussière et/ou de l'humidité pénètre par le circuit de filtration d'air. S'il y a de l'huile au dos de la roue soufflante, la fuite peut provenir du joint d'étanchéité du turbocompresseur.
- ✓ Utiliser un comparateur pour contrôler le jeu en bout de l'arbre.
- ✓ S'assurer que l'alésage du carter de turbine est exempt de corrosion.
- ✓ Nettoyer le carter du turbocompresseur avec des solvants classique à poils doux.
- ✓ Brancher les tubulures d'entrée et de sortie sur le carter de turbocompresseur.

### **V.3.2.3.Système de refroidissement :**

- Contrôler le niveau de circuit de refroidissement lorsque le moteur est arrêté et refroidi. Le niveau de liquide de refroidissement doit se trouver à 13 mm au bas de tube de remplissage.
- Vidanger le circuit de refroidissement.

En résumant il faut :

- ✓ Vérifier le niveau du liquide dans le radiateur avant la mise en marche (à froid) ;
- ✓ Contrôler la propreté du radiateur ;
- ✓ Surveiller la température pendant le fonctionnement ;
- ✓ Utilise les liquides refédérateurs et additifs préconisés par le constructeur.

### **V.3.2.4.Système de graissage :**

- ✓ Contrôler le niveau d'huile lorsque le moteur est à l'arrêt. Le moteur doit être le plus possible à l'horizontale pour cette opération

**Remarque :**

Si le niveau d'huile dépasse le repère plein «FULL» pendant l'utilisation du moteur. Le vilebrequin risque de baigner dans l'huile et de créer des bulles d'air qui réduiront les propriétés lubrifiantes des huiles qui pourraient engendrer une perte de puissance.

Ne pas vidanger l'huile quand le moteur est froid, le refroidissement de l'huile entraîne les particules en suspension au fond du carter d'huile. La vidange de l'huile froide ne permet pas d'évacuer ces particules.

Vidanger le carter lorsque l'huile est chaude. Cette méthode assure la vidange complète des particules qui reste en suspension dans l'huile.

- ✓ Remplacer les éléments de filtre à l'huile du moteur dans les cas suivants :
  - Chaque fois que l'huile est vidangée ;
  - Lorsque la pression différentielle de filtre à l'huile atteint 103kpa.
- ✓ Vérifier toujours le niveau d'huile moteur, avant de mettre la machine en route. Penser aux jauges à double face.
- ✓ Ne jamais dépasser les niveaux indiqués sur les jauges.
- ✓ Vérifier la mise en route la montée en pression du manomètre d'huile, ainsi que pendant le fonctionnement.
- ✓ Arrêter immédiatement si la pression ne monte pas à la mise en route ou si elle chute pendant le travail.
- ✓ Vérifier l'étanchéité des filtres après leur remplacement.

**V.3.2.5.Circuit de gas-oil :**

- ✓ Vérifier le bouchon du réservoir (trou de mise à l'air) ;
- ✓ Purger périodiquement le réservoir le matin ;
- ✓ Faire fonctionner périodiquement la pompe d'amorçage manuelle ;
- ✓ Nettoyer le décanteur et vider le séparateur d'eau régulièrement ;
- ✓ Changer le filtre si nécessaire ;
- ✓ Ouvrir le robinet de purge situé sur la pompe pour réamorcer.

**V.4.Les anomalies de fonctionnement du moteur, leurs causes, leurs remèdes :****V.4.1.le moteur ne démarre pas :****a. Causes imputables au circuit de démarrage ou de préchauffage :**

1<sup>ère</sup> : Le moteur n'est pas entraîné : il faut vérifier :

- La fermeture du circuit de démarrage
- Les contacts électriques du circuit de démarrage, des bornes desserrées ou en mauvais état augmentent les résistances de contacts.

2<sup>ème</sup> Le moteur est entraîné à une vitesse de rotation insuffisante :

Il faut vérifier :

- L'état du démarreur ;
- La qualité de l'huile, une l'huile trop épaisse à froid ou d'une viscosité mal adaptée au moteur est la cause de l'augmentation des résistances internes (pistons-cylindre du moteur).

**b. Causes imputable au moteur :**

- ✓ Manque de pression : des gaz d'échappement sortent par reniflard du moteur. Il faut vérifier :
  - L'étanchéité des cylindres, utiliser un contrôleur d'étanchéité dont le lecteur du manomètre indiquera l'existence des fuites ; ces fuites peuvent provenir de :
    - ◆ Des soupapes ;
    - ◆ Des segments de piston gommés ou grippés ;
    - ◆ Des cylindres fortement ovalisés ;
    - ◆ Du joint de culasse en mauvais état.

**V.4.2. Le moteur cogne fortement et régulièrement :****a-causes imputables au matériel d'injection :**

- Le point d'injection ou l'injection elle-même présente des anomalies :  
Il faut vérifier :
  - La pression de l'injection qui peut être insuffisante ;
  - L'état des injecteurs qui fonctionnent irrégulièrement (manque d'étanchéité).

**b-causes imputables au moteur :**

- L'état mécanique du moteur : il faut vérifier :
  - Le jeu des axes de piston. A chaque déplacement alternatif des pistons un jeu peut augmenter et devenir excessif ce qui provoque des claquements surtout au ralenti ;
  - Le jeu entre le piston et le cylindre, un jeu excessif provoque des claquements étouffés lors des accélérations en charge ;
  - Le jeu entre coussinets de paliers et vilebrequin ;
  - Le jeu entre coussinets de bielles et vilebrequin, une ou plusieurs bielles peuvent être coulées ;
  - L'état de compression dans chaque cylindre, il s'est produit une usure anormale consécutive à des impuretés dues au combustible mal filtré qui jouent le rôle d'abrasifs.
- Le refroidissement du moteur : il faut vérifier :
  - Le circuit de refroidissement, pompe à eau, radiateur ;
  - Le circuit d'air de refroidissement, ventilateur, thermostat.

**V.4.3. Moteur produit des fumées à l'échappement :**

**Fumée noire ou gris foncé :** elle se produit dans différentes conditions de fonctionnement.

Causes possibles et remèdes :

- ❖ Le débit maximal de l'injecteur pompe est trop élevé, donc il faut :
  - Déposer l'injecteur ;
  - Régler suivant les données de constructeur.
- ❖ Passage réduit au filtre à air dû à un blocage par impuretés.
  - Nettoyer ou remplacer l'élément du filtre.

**V.4.4. Le moteur n'atteint plus son plein régime, sur terrain plat, la vitesse maximale n'est pas atteinte :****a-Causes imputables au matériel d'injection ou au circuit d'alimentation :**

- ◆ L'état des injecteurs, calaminés ou bouchés, partiellement ou totalement, les injecteurs ne pulvérisent plus en quantité suffisante ;
- ◆ Le débit de la pompe d'alimentation ;
- ◆ La tringlerie d'accélération, si elle est coincée ou dérégulée ;
- ◆ L'état du filtre, s'il est colmaté.

**b- causes imputables au moteur :**

- ❖ Echauffement excessif : il faut vérifier :
  - Le circuit de refroidissement, niveau d'eau, ventilateur, radiateur ;
  - L'état du filtre à air, s'il est colmaté ;
  - Le niveau et la qualité de l'huile de graissage.

**V.2.Sécurité technique :****V.2.1.définition :**

La sécurité c'est l'ensemble de règles, des moyens techniques et hygiènes permettant une activité saine. C'est également un état d'esprit, qui nous aide à créer les conditions de travail qui éliminent les accidents ou les avaries.

**V.2.2.les bases de sécurité :**

La sécurité s'intéresse essentiellement aux travailleurs et aux équipements utilisés, elle se base sur le travail de plusieurs sciences :

- Sciences technologiques ;
- Sciences médicales (biologie, physiologie, psychologie du travail....) ;
- Sciences mathématiques (fiabilité, probabilité...).

**V.2.3. causes des accidents du travail :****a-causes subjectives :**

Ce sont des causes qui dépendent de l'état physiologique de l'être humain (négligence, fatigue....)

**b-causes objectives :**

Ce sont des causes qui sont indépendante de l'homme, elles peuvent être :

- Techniques (imperfection technologique...)
- Organisationnelles (problèmes d'apprentissage et de formation...)
- Hygiène-techniques (changement brusque des conditions météorologiques...).

**V.2.4.sécurité du l'homme :**

Pour préserver la vie du personnel, il est recommandé de :

- Ne jamais procéder les travaux sur le moteur juste à l'arrêt ;
- Ne pas procéder à des réglages lorsque le moteur est en marche ;
- Se tenir à l'écart de toutes les pièces en rotation et des pièces mobiles ;
- Tenir les objets à l'écart des pales du ventilateur lorsqu'il tourne ;
- Porter un casque de sécurité, des lunettes, des dispositifs de protection des oreilles pour éviter tout dommage à l'audition ;
- S'assurer que toutes les protections, et tous les couvercles sont fixés en place sur le moteur ;
- Ne jamais conserver de liquide d'entretien dans des récipients en verre ;
- Ranger les carburants et les lubrifiants dans les récipients identifiés et hors de portée des personnes non autorisés ;
- Ne pas fumer dans les aires qui sont utilisés pour ranger les martiaux inflammables ;
- S'assurer que les extincteurs sont disponibles et en état de fonctionnement.

#### **V.2.5.sécurité du moteur :**

Pour la sécurité du moteur, on a mis des dispositifs d'alarme et d'arrêt qui sont commandés électroniquement. Le fonctionnement de ces dispositifs fait appel à des composants qui sont actionnés par un module capteur. Les dispositifs d'alarme et d'arrêt sont réglés pour se déclencher à certaines températures, à certaines pressions, ou à certains régimes de fonctionnement afin de protéger le moteur contre les dégâts.

#### **A-faible pression d'huile (au dessous de 105kpa) :**

La pression d'huile de moteur baisse en dessous des valeurs de référence de l'arrêt qui sont programmés dans la commande GCS+. Il existe deux limites de pression d'huile admissible. Une valeur utilisée lorsque le moteur est au régime ralenti. L'autre valeur est utilisée lorsque le moteur est au régime nominal.

Lorsqu'une anomalie de faible pression d'huile se produit, le témoin de faible pression d'huile clignote et le moteur est arrêté. Le moteur ne peut pas être mis en marche tant que l'anomalie n'a pas été éliminée.

#### **B- température d'eau élevée ( au dessus de 99°c) :**

La température du liquide de refroidissement du moteur monte au dessus de la valeur de référence de l'arrêt pour cause de température d'eau élevée qui est programmée dans la commande GCS+. Lorsque l'incident de température d'eau élevée se produit, le témoin de température d'eau élevée clignote, le moteur est coupé et il ne peut pas être mis en marche tant que l'anomalie n'a pas été éliminée.

#### **C-survitesse(surrégimes) :**

Si le régime du moteur est 18% au dessus du régime nominal. En général un dysfonctionnement du système du gas-oil peut être la cause d'une survitesse. Ce fonctionnement permet à la combustion d'avoir plus de gas-oil que la charge normale. L'excès du gas-oil accélère le moteur au point où le

défaut devient la cause d'une survitesse. Lorsque l'incident de survitesse se produit le témoin clignote. Le moteur coupé et il ne peut pas mis en marche tant que l'anomalie n'a pas été éliminée.

### **C-Arrêt du moteur :**

La fonction de module d'alarme est de fournir un avertissement visuel ou sonore au sujet des conditions du moteur avant que ces conditions ne deviennent suffisamment graves pour provoquer l'arrêt de moteur ou en interdisant le démarrage.

#### **1-Arrêt d'urgence :**

Le bouton d'arrêt d'urgence est dans la position sortie pendant l'utilisation normale de moteur. Appuyer sur le bouton d'arrêt d'urgence. Le moteur ne démarrera pas lorsque le bouton est verrouillé. Tourner le bouton en sens d'horloge pour le réarmer.

#### **Remarque :**

Les commandes d'arrêt de sécurité doivent être réservées aux urgences.

Ne pas utiliser le bouton d'arrêt d'urgence pour l'arrêt normal.

#### **2-arrêt automatique :**

Dans le mode automatique, le moteur s'arrête automatiquement lorsque le contact de démarrage arrêt à distance s'ouvre. Si l'on utilise le dispositif de refroidissement, le moteur tournera pendant une période prédéterminé avant de s'arrêter. Dans le cas contraire, le moteur va s'arrêter immédiatement.

### **V.2.6. démarrage du moteur :**

- ✓ Ne pas mettre le moteur en marche ni actionner les commandes. Consulter la personne qui a fixé la pancarte d'avertissement avant de faire démarrer le moteur.
- ✓ S'assurer que toutes les protections et tous les couvercles sont bien en place si le moteur doit être mis en marche en vue de réglages ou de contrôles prendre garde si l'on travailler autour de pièce en mouvement.
- ✓ Démarrer le moteur conformément si l'on connaît la procédure correcte on peut en pécher des dommages importants aux pièces du moteur et éviter des lésions corporelles.
- ✓ Les gaz d'échappement des moteurs renferment des produits de combustion qui peuvent s'avérer nocifs. Ne faire démarrer le moteur que dans un endroit aéré.

### **V.3.Conclusion :**

La maintenance, est l'une des fonctions de l'entreprise, mais elle n'est pas une fin en soi , elle est un facteur important de qualité, de respect des délais et de productivité, donc de compétitivité de l'entreprise.

Pour créer un milieu du travail adéquat et sécurisé, et dans l'obligation d'augmenter la production, de conserver la vie de l'homme, de diminuer au maximum le nombre des accidents, il faut respecter les normes de sécurités établies par le constructeur et l'entreprise d'exploitation.

# Conclusion

## Conclusion générale :

Le système d'injection dans le moteur Diesel constitue un élément très important qui conditionne la qualité de combustion et le rendement du moteur, l'efficacité de l'injection dépend principalement de caractéristiques de jet dans la chambre de combustion.

D'après notre étude, différents facteurs influent sur la morphologie de spray Diesel et contrôlent son comportement à travers les phénomènes d'atomisation primaire et secondaire. La pression d'injection, la géométrie de l'injecteur utilisé, les caractéristiques de carburant et les propriétés de l'air comprimé constituent les principaux facteurs intervenant dans le processus de développement de spray avant son auto-inflammation.

En résumé :

- ✓ Une haute pression d'injection contribue à une meilleure pénétration de jet.
- ✓ Une haute pression de l'air dans chambre de combustion diminue la pénétration.
- ✓ L'angle de jet augmente avec l'augmentation de la masse volumique de l'air comprimé et le diamètre des trous.
- ✓ La pression d'injection n'a pas beaucoup d'influence sur l'angle de spray.
- ✓ Le volume total de jet dépend de la pression d'injection et l'angle de pénétration l'augmentation de ces derniers offre une meilleure propagation de spray.
- ✓ La diminution de diamètre des trous d'injection améliore la qualité de pulvérisation en diminuant la taille de gouttes.

Une bonne connaissance de ces paramètres permettrait de concevoir des injecteurs ayant un design offrant une meilleure atomisation, favorisant la combustion et minimisant les rejets de polluants. Elle est aussi une clé pour la compréhension de comportement des jets Diesel qui reste jusqu'à nos jours un sujet complexe de la recherche scientifique.