

Université M'Hamed Bougara Boumerdes
Faculté des hydrocarbure et de la chimie



Departement transport et equipement des hydrocarbures

Memoire de fin d'études
Pour l'obtention du diplôme de

MASTER

Domaine: Science et Technologie
Filière: Hydrocarbures
Spécialité: Génie mécanique: mécanique des chantiers pétroliers

THEME

Etude et Dimensionnement d'un refroidisseur d'air du moteur CAT 3512 de l'appareil de forage TP192

Realisé par:

- Benkhaled Abdelhakim
- Taleb sofiane

Soutenu publiquement le: 23/06/2015

Devant le jury:

- Président du jury: Pr. Gaceb Mohamed
- Encadreur: Pr. A. Benbrik
- Examineur: M.C /B. Halimi Djamel
- Examineur: M.A/A. Hachemi Tayeb

Remercîments

Nous adressons notre premier remerciement à ALLAH qui nous a créés, nos parents qui étaient toujours à nos côtés, et tous ceux qui nous ont aidés de près ou de loin à élaborer ce mémoire.

Nous remercions en particulier notre encadreur à l'université

Le Pr. A. Benbrik.

Ainsi que tous nos Professeurs qui nous ont enseignés durant nos études à la faculté des hydrocarbures et de la chimie.

En fin nous tenons à remercier tous nos collègues d'études, particulièrement notre promotion MACP10.

Sommaire

Introduction

CHAPITRE 1: Etat de l'art.....2

CHAPITRE 2: Présentation de l'installation de forage TP192

2.1 Introduction	5
2.2 Description de l'appareil de forage	6
2.2.1 Fonction Levage	8
2.2.2 Fonction Rotation	13
2.2.3 Fonction pompage	14
2.2.4 Fonction motrice et transmission	15
2.2.5 Fonction de sécurité	16
2.3 Force motrice de l'appareil de forage (Caterpillar 3512).....	17
2.3.1 Description générale du groupe	18
2.3.2 Principe de fonctionnement.....	19
2.3.3 Cycles thermodynamiques.....	23
2.3.4 Circuit d'air	24
2.3.5 Système de suralimentation.....	28

CHAPITRE 3: Maintenance du groupe de force

3.1 Introduction	42
3.2 Maintenance du moteur Cat 3512	43
3.2.1 Système d'air du moteur	45
3.2.2 Contrôle et nettoyage de turbocompresseur	45
3.2.3 Système de refroidissement	46
3.3 Problèmes des échangeurs de chaleur	47
3.3.1 Encrassement	48
3.3.2 Corrosion	48
3.3.3 Les remèdes	49
3.3.4 Méthodes de nettoyage des échangeurs à l'arrêt	50
3.3.5 Protection contre la corrosion	50
3.4 Refroidisseur air/air	51
3.5 Conclusion	51

Chapitre 4: Calcul thermodynamique et dimensionnement

4.1 Introduction.....	52
4.2 Données du moteur CAT 3512.....	52
4.3 Calcul thermique.....	53
4.3.1 Cycle thermodynamique.....	54
4.3.2 Phases d'échappement et d'admission.....	54

4.3.3 Phase compression.....	56
4.3.4 Phase combustion.....	57
4.3.5 Phase de détente.....	59
4.3.6 Performances du moteur.....	61
4.4 Dimensionnement de refroidisseur d'air de type (air/air).....	67
4.4.1 Méthode de dimensionnement.....	67
4.4.2 Hypothèses de calcul.....	67
4.4.3 Données sur la géométrie de l'échangeur.....	68
4.4.4 Données sur les propriétés physiques.....	69
4.4.5 Calcul.....	70
IV. 4. Conclusion.....	76

Conclusion 77

Références 78

Introduction

Dans le cadre de la préparation du mémoire de master, nous avons effectué un stage pratique au sein de l'Entreprise Nationale des Travaux aux Puits (ENTP). Durant ce séjour nous avons été affectés au chantier TP 192 dont la mission principale était le work-over.

Durant notre séjour, sur chantier, nous avons été intéressé par le groupe de force de l'installation de forage et précisément le Caterpillar 3512 qui avait un problème au niveau de son système de refroidissement de l'air d'admission. Il nous a été recommandé de solutionner le problème des fuites dans l'échangeur de chaleur existant.

Les objectifs de notre étude dans ce mémoire sont les suivants :

- Etude thermodynamique du moteur CAT 3512.
- Proposition d'un nouveau système de réfrigérant d'air (intercooler) de type air/air.
- La maintenance de l'ensemble étudié.

Le contenu de ce mémoire est le suivant:

- **Chapitre I** : Etude bibliographique sur les systèmes de refroidissement à air.
- **Chapitre II** : Présentation de l'appareil de forage du chantier TP192 et en particulier le groupe de force et son refroidisseur d'air..
- **Chapitre III** : Ce chapitre est dédié à la maintenance du moteur et son système de refroidissement d'air.
- **Chapitre IV** : Calcul thermique du moteur et le dimensionnement du nouvel échangeur de chaleur proposé.

1 Etat de l'art

Le retour d'expérience industriel sur les échangeurs a permis de faire évoluer la conception et les règles d'exploitation de ces appareils pour améliorer leurs performances et leur durée de vie en conditions réelles de service. Néanmoins, de nouveaux problèmes surgissent toujours, notamment dès que des technologies innovantes sont mises à contribution pour augmenter les performances, diminuer les coûts de fabrication ou d'exploitation, ou économiser l'énergie en récupérant les chaleurs perdues dans les procédés industriels.

De gros efforts de standardisation ont été réalisés, et contribuent à la qualité et à la fiabilité de ces équipements. Plusieurs travaux ont été réalisés dans ce domaine de recherches, parmi lesquels nous citons les plus importants.

L'auteur **S.H. Noie** [1] a réalisé une recherche expérimentale et théorique pour étudier la performance thermique d'un échangeur de chaleur à thermosiphon air-air. De nombreux facteurs affectent la performance thermique du thermosiphon échangeurs de chaleur, y compris la vitesse et la température de l'air d'entrée, le type et le taux de remplissage du fluide de travail, et le matériau de tuyau. L'échangeur de chaleur à thermosiphon air-air a été conçu, construit et testé sur un banc d'essai dans des conditions stables. Les longueurs des deux sections d'évaporateur et de condenseur de l'échangeur de chaleur étaient de 600 mm et sa section adiabatique centrale avait une longueur de 100 mm. L'échangeur de chaleur avait 90 plaques à ailettes thermosiphons de cuivre disposés en 6 rangs. Un banc d'essai a été construit et développé dans lequel l'air chaud est recyclé dans la section de l'évaporateur du thermosiphon échangeur de chaleur. La température à travers la section d'évaporateur a fait varier dans la gamme de 100 à 250 ° C tandis que la température d'entrée à la section de condenseur était presque constante de 25 ° C. De l'eau distillée a été utilisée comme fluide de travail avec un taux de remplissage de 60% de la longueur de la section d'évaporateur. La vitesse frontale de l'air variaient de 0,5 à 5,5 m / s et l'entrée de chaleur dans la section de l'évaporateur a varié entre 18 et 72 kW en utilisant des éléments de chauffage électriques. Un programme de simulation informatique selon la méthode NTU-efficacité a été développé pour estimer la température de sortie par itération, ainsi que le rendement thermique de l'échangeur de chaleur à thermosiphon. En outre, plusieurs expériences ont été réalisées dans différentes conditions d'exploitation en faisant varier les paramètres afin de déterminer et d'étudier leur effet sur la performance thermique de l'échangeur de chaleur à thermosiphon. L'efficacité globale de l'échangeur de chaleur à thermosiphon obtenu à partir d'expériences a varié entre 37% et 65%. Les résultats expérimentaux ont montré l'efficacité minimale du thermosiphon. Par conséquent, la valeur égale des vitesses frontales de l'air dans les sections de l'évaporateur et du condenseur doit être évitée. Il a été montré que les résultats expérimentaux étaient proches de ceux obtenus à partir de la simulation par ordinateur et sont devenus mieux. Les résultats de cette expérience peuvent être utilisés dans des cas industriels.

Les auteurs **Nasra et Miklos Kassaib** [2] La consommation d'énergie pour la ventilation est vaste dans les climats froids. / Récupération d'énergie air-air chaleur est une méthode bien connue et efficace pour réduire la consommation d'énergie. Toutefois, le givrage se produit généralement à l'intérieur des échangeurs de chaleur / d'énergie dans les climats froids, qui pourraient dégrader significativement les performances des échangeurs. Le préchauffage de l'air

Chapitre 1 : Etat de l'art

extérieur et en contournant le débit d'air extérieur sont deux méthodes efficaces de prévention ou de décongélation glaçage. Dans cette étude, la performance de deux échangeurs de chaleur / énergie à écoulement transversal à des périodes de glaçage et de dégivrage sont expérimentalement testé dans différentes conditions de fonctionnement et les valeurs de la limite de glaçage et le ratio de temps de décongélation sont présentés. En outre, les effets de ces deux méthodes de dégivrage sur la consommation d'énergie de la ventilation dans trois villes froides (c.-à Saskatoon, Anchorage et Chicago) sont évaluées. Les résultats montrent la méthode de préchauffage de l'air extérieur est plus performant que la méthode de contournement de l'air extérieur. En outre, le potentiel de récupération de chaleur / d'énergie à Saskatoon subit la plus grande réduction en vertu de glaçage, et les conditions météorologiques froides avoir moins d'impact sur les échangeurs d'énergie que les échangeurs de chaleur pour la récupération de la chaleur / énergie.

Les auteurs **Haiyinga et al** [3] ont effectué une comparaison de la chute de pression et la performance thermique améliorée entre un échangeur de chaleur air-air et un ancien conçu pour les applications de moteurs aéronautiques. Afin de modéliser le champ d'écoulement à travers l'échangeur de chaleur, les deux de calcul dynamique des fluides (CFD) et la méthode d'essai ont été utilisés. A cet effet, un modèle de l'échangeur de chaleur a été construit et monté dans la section de mesure d'une soufflerie pour étudier les performances de chute de pression et de transfert de chaleur des échangeurs de chaleur différents en modifiant la géométrie du tube. Et le dispositif à faisceau de tubes exacts de l'échangeur de chaleur a été simulé en CFD. Les résultats sont comparés avec les données expérimentales pour les mêmes conditions d'entrée et se sont révélés être d'accord. Les résultats ont montré que la chute de pression de l'échangeur de chaleur amélioré réduit de plus de 10% et un transfert de chaleur a augmenté de presque 25%. Ainsi, le CFD et la méthode d'essai peuvent être utilisés pour l'étude détaillée du champ d'écoulement et les performances de transfert de chaleur de l'échangeur de chaleur de sorte que des conclusions utiles d'échangeurs de chaleur destinés aux moteurs d'avions peuvent être dérivées.

L'auteur **Li-Zhi Zhang** [4] a étudié la mauvaise répartition des flux et de la détérioration de la performance thermique dans l'air à écoulement transversal aux échangeurs de chaleur de l'air. Le conduit d'entrée, le noyau et le conduit de sortie sont combinés pour calculer la distribution de l'écoulement sur la face d'entrée de base. Tout d'abord, un code de calcul est utilisé pour calculer la répartition de l'écoulement, en traitant le noyau de plaques et ailettes en tant que support poreux. Ensuite, un modèle de transfert de chaleur entre les deux flux d'air dans les canaux de la plaque-ailette est mise en place. En utilisant les données de distribution de flux prédits, l'efficacité d'échange de chaleur et le facteur de détérioration des performances thermiques sont calculés avec schéma aux différences finies. Des expériences sont effectuées pour valider la répartition d'écoulement et le modèle de transfert de chaleur. Les résultats indiquent que, lorsque la hauteur du canal est inférieure à 2,0 mm, la répartition de débit est tout à fait homogène et de la dégradation thermique en raison de la mauvaise répartition écoulement peut être négligé. Toutefois, lorsque le pas de canal est supérieur à 2 mm, la mauvaise répartition est assez grande et un facteur de détérioration thermique de 10-20% n'a pu être trouvé. L'étude démontre que le conduit d'admission, le conduit de sortie, et le noyau doit être couplé ensemble pour clarifier des problèmes de mauvaise distribution d'écoulement.

Chapitre 1 : Etat de l'art

Les auteurs **Serth et Lestina** [5] ont traité la conception et le fonctionnement des échangeurs de chaleur refroidis à l'air. L'équipement utilisé dans ces unités est décrit, y compris les types de tubes longs à ailettes disponibles. Corrélatifs d'ingénierie pour le transfert de chaleur air-paroi et la chute de pression sont donnés, et les méthodes de calcul de la différence moyenne de température dans les échangeurs de refroidissement par air sont discutées. Un exemple de conception complet est ensuite présenté. Utilisation de la HEXTRAN et HTRI (recherche de transfert de chaleur, Inc.) progiciels pour noter et la conception d'échangeurs de chaleur refroidis à l'air est discutée. Le logiciel est appliqué au même problème de conception a travaillé précédemment à la main et les résultats sont comparés. Enfin, le logiciel de HTRI est utilisé pour concevoir un propane condenseur refroidi à l'air pour une installation pétrochimique.

2.1 Introduction

Les techniques d'exploitation pétrolière recouvrent un ensemble de spécialités qui peuvent être regroupées dans les trois activités principales suivantes :

- ❖ Le gisement ;
- ❖ Le forage ;
- ❖ La production.

Ces activités sont interdépendantes, les études, les travaux et les opérations entraînées par l'exploitation pétrolière font appel à de nombreux spécialistes des sociétés opératrices, de services ou des fournisseurs de matériels.

Dans le matériel actuel, les installations de forage sont les appareils les plus complexes. Selon leur destination, elles se divisent en trois catégories principales :

- Les installations de forage d'exploitation et les installations de forage de recherche à grande profondeur.
- Les installations de forage de reconnaissance géologique et les installations de sondage de prospection.
- Les installations de forage auxiliaires employées pour les essais, la complétion et la réparation capitale des puits.

Il existe deux procédés de forage ; le forage par percussion et le forage par rotation. Le procédé le plus utilisé de nos jours dans les recherches de pétrole est le forage rotary, car il permet d'obtenir les meilleures vitesses d'avancement et, surtout, d'atteindre des profondeurs élevées.

➤ Principe du forage rotary

La méthode rotary consiste à utiliser des trépan à dents tricône ou des trépan monoblocs comme les outils à diamant, sur lesquels on applique une force procurée par un poids tout en les entraînant en rotation. L'avantage de cette technique est de pouvoir injecter

en continu un fluide au niveau de l'outil destructif de la formation pour emporter les débris hors du trou grâce au courant ascensionnel de ce fluide vers la surface.

La sonde de forage rotary est l'appareillage nécessaire à la réalisation des trois fonctions suivantes :

- ❖ Poids sur l'outil ;
- ❖ Rotation de l'outil ;
- ❖ Injection d'un fluide.

Ce sont les masses tiges qui vissées au-dessus de l'outil, appuient sur celui-ci ; ces masses tiges prolongées jusqu'en surface par des tiges, constituent la garniture de forage. Elle est mise en rotation dans son ensemble grâce à la table de rotation et par l'intermédiaire de la tige d'entraînement.

La totalité de la garniture de forage est percée en son centre afin de canaliser le fluide de forage vers l'outil, un joint rotatif étanche "tête d'injection" doit couronner la tige d'entraînement et permettre la liaison entre la conduite de refoulement des pompes de forage et l'intérieure de la garniture.

Un appareil de forage est nécessaire pour soutenir le poids de la garniture et manœuvrer celle-ci : c'est le rôle du derrick, du crochet de forage et du treuil.

L'appareil de forage est complété d'une installation nécessaire aux traitements du fluide de retour en surface, d'un stockage de tubulaires et des abris de chantier.

2.2 Description de l'appareil de forage

L'appareil de forage, ou plus globalement le chantier de forage est constitué d'un ensemble d'équipements, des techniques opératoires et un personnel très qualifié. La figure (2.1) montre les différents organes constituant un appareil de forage standard.

On classe généralement les appareils de forage rotary en quatre catégories qui sont définies par les profondeurs limites qu'ils peuvent atteindre avec des tiges 4 1/2".

On distingue :

- a) Les appareils légers : pour les profondeurs inférieures à 1200 m. ces appareils sont le plus souvent portables ou semi-portables.
- b) Les appareils moyens : pour les profondeurs comprises entre 1200 et 2500 m.
- c) Les appareils lourds : pour les profondeurs comprises entre 2500 et 4000 m.
- d) Les appareils ultras- lourd : pour les profondeurs supérieures à 4000 m.

Ces performances de profondeur se traduisent par un poids et une puissance qui caractérise le critère de choix d'un appareil de forage.

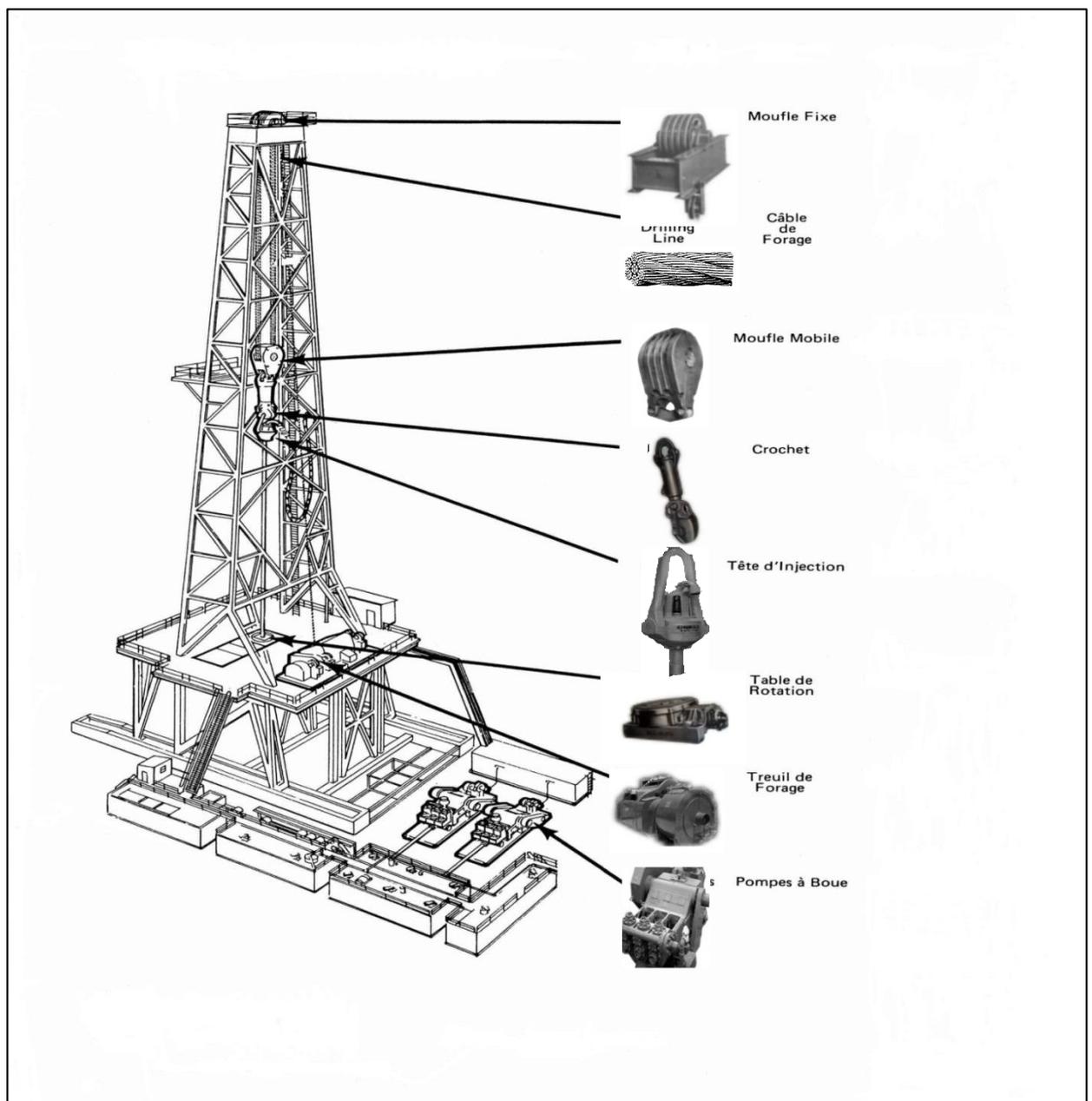


Fig. 2.1 : schéma d'un appareil de forage rotary

L'installation de l'appareil de forage est formée par un ensemble des équipements complexes comprenant des mécanismes liés entre eux pour accomplir une fonction bien déterminée dite forage d'un puits. Les principaux éléments d'un appareil de forage sont :

2.2.1 Fonction Levage

Cette fonction sert à assurer les manœuvres de descente et de remontée. Elle est principalement composée de :

a) Structure de la tour de forage

Il existe trois grandes catégories de structures : la tour, le mât et le mât haubané monté sur une remorque, ces structures ont des caractéristiques techniques spécifiques qui ont un rôle commun pendant le forage.

b) La tour

C'est la plus ancienne forme qui dérive de la tour construite en bois. Elle est en forme de pyramide très pointue, dont les quatre pieds s'appuient sur les sommets d'un carré, cette surface sera le plancher de travail.

c) Le mât

Le mât est une structure en forme de A très pointu. Il a la particularité d'être articulé à sa base ce qui lui permet d'être assemblé ou démonté horizontalement puis relevé en position verticale en utilisant le treuil de forage et un câble de relevage spécial.

d) Le mât haubané monté sur remorque

C'est le domaine des appareils légers et des appareils spécialisés dans le work-over.

e) Les substructures

Ces constructions répondant du besoin de surélévation du planché de forage pour laisser la place aux empilages de tête de puits ainsi que le BOP. Elles pouvant être indépendantes du mât de levage. La substructure comprend 4 supports métalliques principaux destinés à recevoir les 4 fers d'angle du derrick et qui reposent sur le sol par des plaques métalliques. Ces 4 supports sont reliés entre eux par des fers horizontaux et des cornières entrecroisées.

➤ La mécanique de levage

a) Le treuil de forage

Le treuil de forage est destiné à assurer les manœuvres de remontée et de descente des tiges.

Le treuil de forage comprend de façon générale :

- ❖ L'arbre-tambour portant le tambour d'enroulement du câble avec de part et d'autre les tambours de freins ;



Fig. 2.2 : treuil de forage

- ❖ L'arbre des cabestans qui porte d'un côté une poupée de cabestan, de l'autre d'un cabestan automatique, et au milieu le tambour de curage ;

- ❖ Les arbres de la boîte de vitesses (arbre intermédiaire et arbre d'attaque).

b) Le mouflage

Le système de mouflage comprend essentiellement le moufle fixe, le moufle mobile et le câble de forage.

- **Le moufle fixe**

Il est composé d'une série de poulies montées généralement sur un même axe. Ces poulies sont montées folles, c'est-à-dire qu'elles peuvent tourner librement et indépendamment autour de cet axe.



Fig. 2.3 : moufle fixe

- **Le moufle mobile**

Il est composé également d'une série de poulies montées en parallèle et folle sur un même axe. Le nombre de poulie est égale la moitié du nombre de brins.

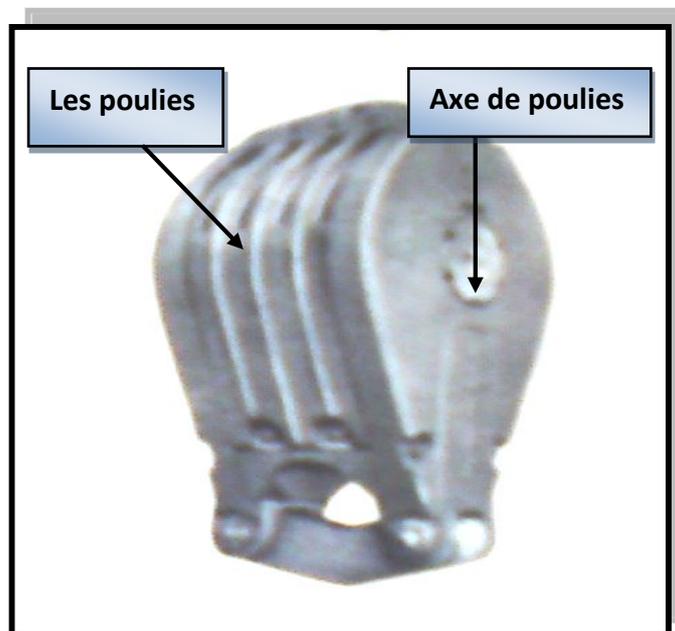


Fig. 2.4 : moufle mobile

c) Le câble de forage

Les câbles utilisés sur l'installation de sondage sont des câbles en acier mais dont l'âme peut parfois être en chanvre. Autour de l'âme sont enroulés des torons, chacun de ces torons étant composés d'un certain nombre de fils d'acier.

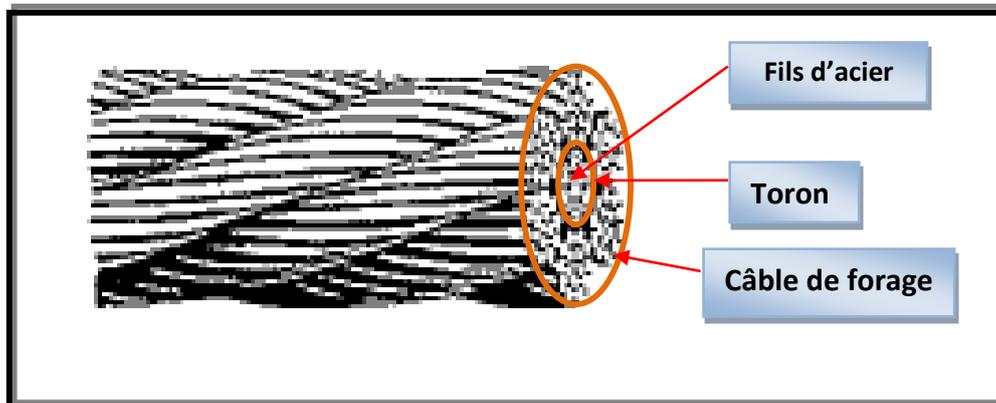


Fig. 2.5 : câble de forage

d) Le crochet de levage

Se trouve suspendu directement au moufle mobile. Un système de roulement à billes permet la rotation du crochet autour de son axe sans entraîner celle du moufle mobile. Cette rotation est néanmoins limitée en partie par un système de verrouillage. Un ressort puissant permet à chaque opération de dévissage des éléments de train de sonde un dégagement vers le haut de la partie supérieure, ce qui évite la détérioration de filetage.

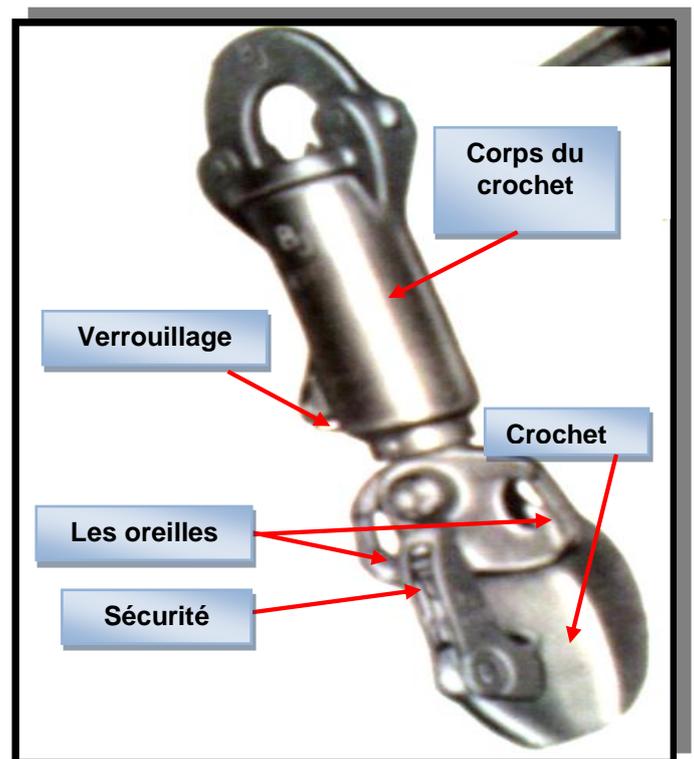


Fig. 2.6 : crochet de levage

e) Les outils de plancher

- **Les élévateurs**

Sont des élévateurs à butée, le tool-joint venant buter sur la partie supérieure de l'élévateur lorsque celui-ci soulève un élément de train de tige.

- **Les coins de retenue**

Sont destinés à maintenir le train de sonde suspendu à la table de rotation pendant le dévissage de chaque longueur.

- **Les clés de serrage à mâchoires**

Sont au nombre de deux. Elles sont destinées à bloquer le filetage des tool-joints après chaque vissage ou à les débloquer avant chaque dévissage.

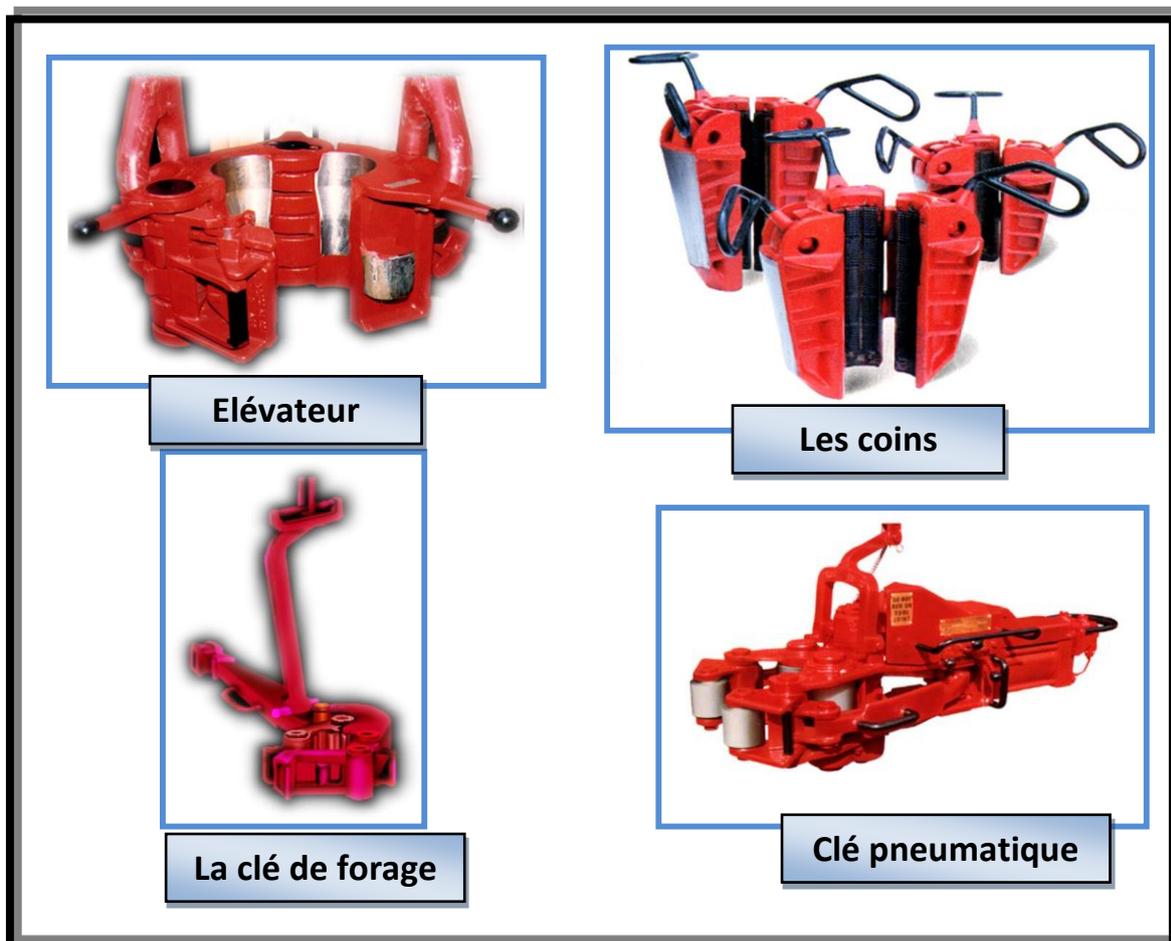


Fig. 2.7 : clés de serrage

2.2.2 Fonction Rotation

a) La table de rotation

Les tables de rotations sont destinées à l'entraînement d'une colonne de forage suspendue verticalement ou bien à la réception du couple moteur à réaction de la colonne, créée par le moteur d'attaque.

Une table de rotation se compose d'un bâti fixe supportant une partie mobile intérieure reposant sur la partie fixe par l'intermédiaire d'un roulement à billes principal.

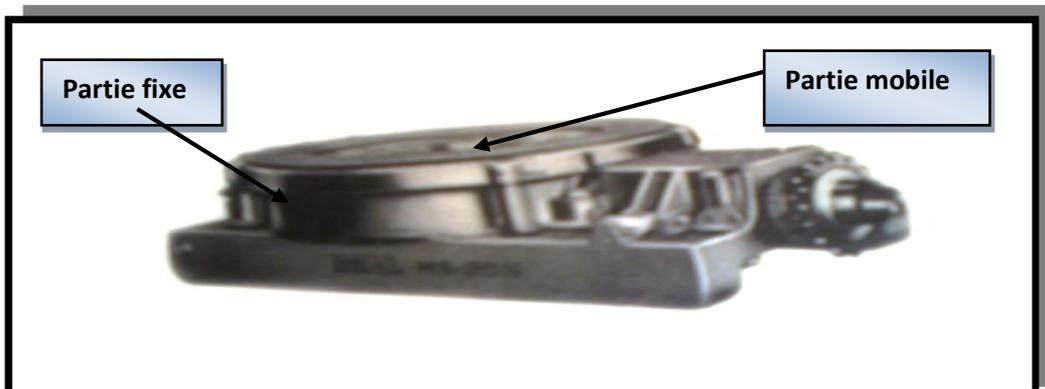


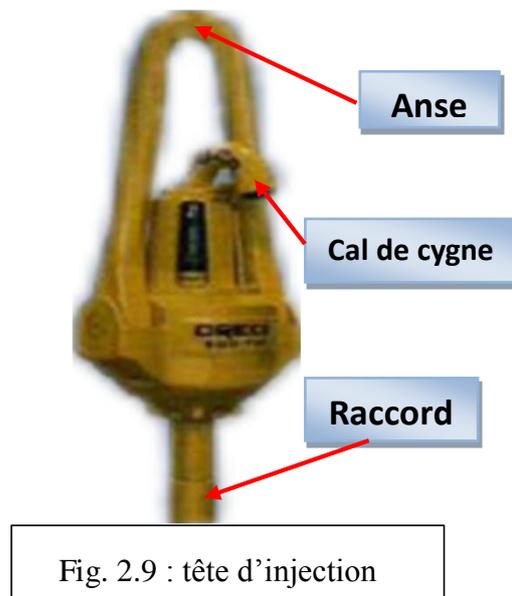
Fig. 2.8 : la table de rotation

b) La tête d'injection

La tête d'injection représente un mécanisme qui relie le mouflage non tournant à la partie qui tourne au cours de forage ; donc elle appartient autant à l'outillage de circulation de boue qu'à l'outillage de rotation.

En effet la tête d'injection joue un double rôle :

- ❖ Permet la circulation de la boue jusqu'au trépan, animé d'un mouvement de rotation.
- ❖ Supporte le poids de la garniture pendant le forage.



2.2.3 Fonction pompage

a) Les pompes de forage

Ces sont des pompes alternatives à pistons, le mouvement alternatif des pistons étant produit par le système classique de la bielle et d'un vilebrequin. Ces pompes de principe volumétriques, qui doivent assurer un débit compatible avec le rendement optimal du trépan utilisé.

b) Les matériels annexes de la fonction pompage

Il existe des équipements supplémentaire, mais que l'on ne rencontre pas obligatoirement sur toutes les sondes :

- Une colonne montante dans le derrick maintenu en suspension, et en dehors de l'aire de travail de plancher ;
- Le flexible de refoulement et permet le mouvement vertical de la garniture de forage sur près de deux fois la longueur du flexible ;

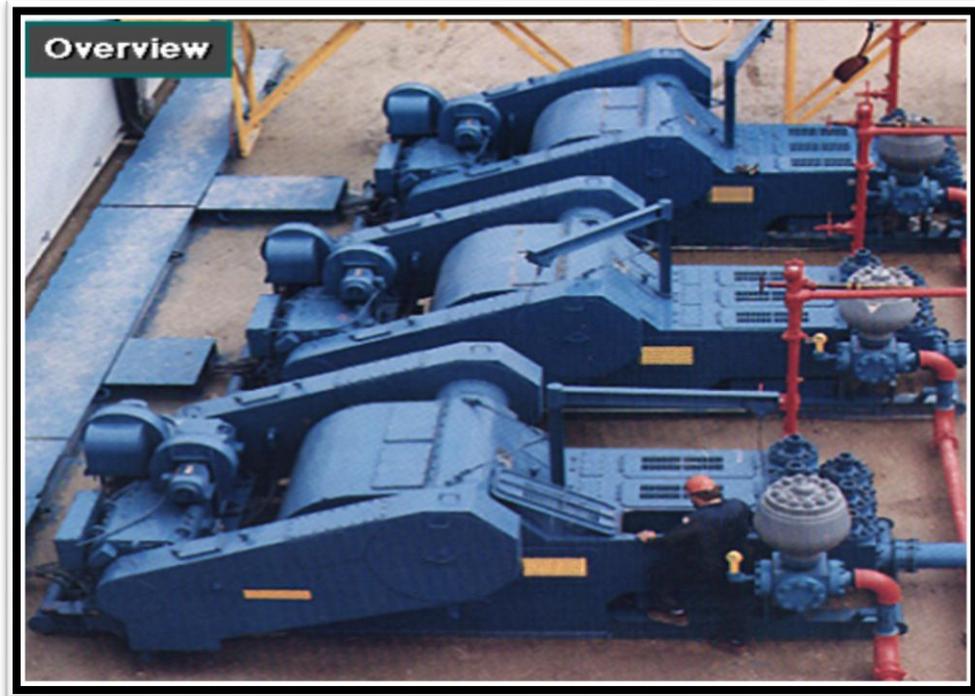


Fig. 2.10 : installation de pompage sur chantier

- Un tube dégueuloir monté entre la tête de puits et le bassin à boue constitue un montage plus soigné qu'une goulotte ;
- Des pompes centrifuges.

2.2.4 Fonction motrice et transmission

➤ Les sources d'énergie

Depuis longtemps. La machine à vapeur a été remplacée par le moteur diesel comme source initiale d'énergie, mais on peut rencontrer également sur des plates-formes de production. L'utilisation de puissance fournie par des turbines à gaz et même parfois le raccordement du chantier de forage au réseau de distribution électrique ; mais même si ce système présente des avantages majeurs tels qu'une énergie peu coûteuse, silencieuse, il modifie le caractère autonome du chantier de forage ce qui dans beaucoup de cas est rédhibitoire. D'autant plus que le mode de fonctionnement procure des appels de puissance dont la répercussion sur le réseau de distribution n'est pas acceptable.

➤ **Les systèmes de transmissions de puissance**

a) Transmission mécanique

Plusieurs moteurs diesel travaillent en parallèle grâce à leur interconnexion par un système de chaînes, d'embrayage...

b) Transmission électrique

Les appareils de forage utilisent le système pour la consommation d'énergie électrique qui est fournie par le moteur diesel et les génératrices, l'avènement des thyristors SCR à pour rôle le développement du système AC/DC.

2.2.5 Fonction de sécurité

Au forage des puits aux gisements où l'on suppose la présence d'une pression élevée des couches, afin d'éviter une éruption de gaz et d'huile, la tête de puits est munie de dispositifs d'étanchéité de sécurité appelés obturateurs de sécurité (B.O.P).

a) L'obturateur de sécurité

Est monté sur la bride d'une colonne intermédiaire descendue avant le début du forage. L'éruption de gaz et d'huile peut commencer très vite et se dérouler d'une manière bien intense, ce qui peut finir par la perte du puits et de l'équipement. A l'aide des obturateurs de sécurité on peut prévenir rapidement le début de l'éruption et réaliser des opérations nécessaires dans le puits.

b) Le système de commande

L'ensemble de commande des obturateurs est équipé d'une pompe, d'un dispositif hydraulique d'entraînement qui maintient une pression constante, et d'un groupe hydraulique d'accumulation à diaphragme de haute pression.

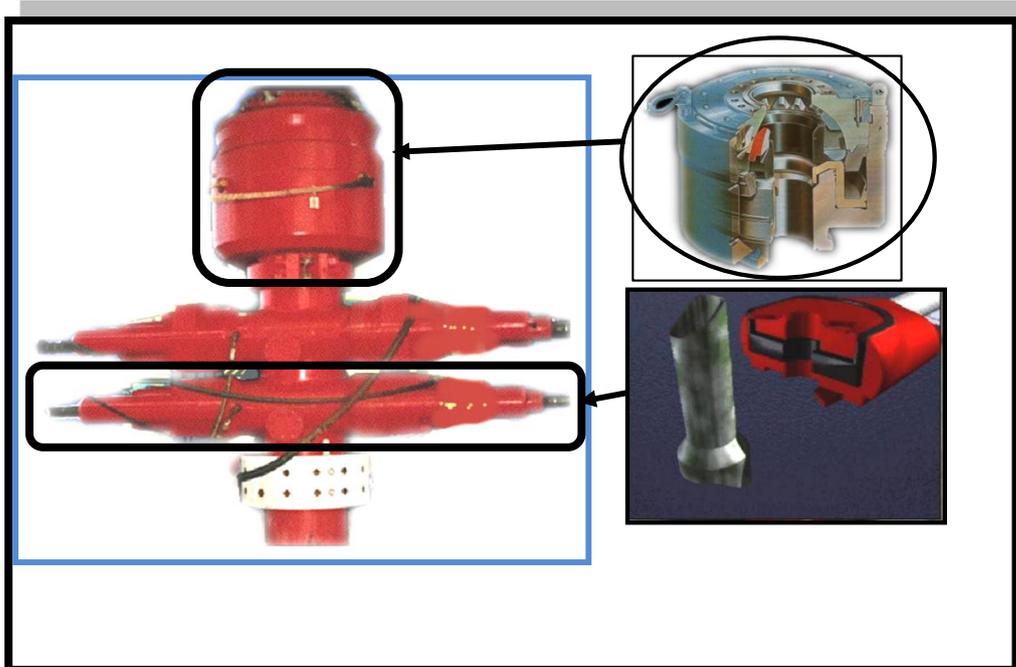


Fig. 2.11 : obturateur de sécurité

2.3 Force motrice de l'appareil de forage (Caterpillar 3512)

Les types de la force motrice les plus couramment employés sur les chantiers de forage sont les moteurs à combustion interne. Ils développent leur puissance en convertissant en chaleur l'énergie chimique contenue dans le carburant, puis en transformant cette chaleur en travail mécanique. La conversion de l'énergie chimique en chaleur s'effectue par combustion et transformation de l'énergie calorifique en travail mécanique par l'action de celle-ci sur un fluide moteur dont la pression augmente tout d'abord et dont la détente successive produit un travail.

Les fluides moteurs envisageables sont les liquides qui, par vaporisation, accroissent la pression de travail ou les gaz dont la pression de travail peut être augmentée par compression. La combustion des carburants, généralement composés d'hydrocarbures, requiert de l'oxygène normalement introduit avec l'air d'admission. Si la combustion s'effectue dans la chambre de travail, il s'agit d'une combustion interne. Dans ce cas, les gaz de combustion servent directement de fluide moteur.

Une production continue de travail mécanique ne peut s'obtenir que par un processus cyclique (moteur à pistons) ou par un processus continu d'absorption de chaleur, de détente

(production de travail) et de retour du fluide moteur à son état initial (cycle de fonctionnement).

Si le fluide moteur est modifié lors de l'absorption de chaleur, par exemple par l'utilisation d'une partie de ses composants comme agents d'oxydation, il ne peut retrouver son état initial que par remplacement. Ce processus est appelé «cycle ouvert» et se caractérise par un remplacement cyclique des gaz (élimination des gaz de combustion et introduction d'une charge fraîche). C'est pourquoi la combustion interne nécessite toujours un cycle ouvert.

2.3.1 Description générale du moteur

Le moteur CAT 3512 est un moteur de la série 3500 contenant 12 cylindres en V. C'est un moteur Diesel à quatre temps à injection directe suralimentée par deux turbocompresseurs qui tournent à une vitesse de 45000 à 60000 tr/mn.

Chaque cylindre comporte deux soupapes d'admission et deux soupapes d'échappement.

L'arbre à came actionne mécaniquement les culbuteurs et les soupapes par l'intermédiaire de poussoirs. Le gas-oil est injecté directement dans le cylindre. Un régulateur électrique et un mécanisme de commande contrôle le débit de la pompe d'injection afin de maintenir le régime moteur choisi par l'opérateur.

La pompe d'injection combine le dosage et le pompage de gas-oil étant acheminé aux injecteurs. L'avance automatique du calage assure une injection optimale sur toute plage de régime moteur. L'air d'admission est filtré par le filtre à air.

L'air est comprimé par un système de suralimentation avant de pénétrer dans les cylindres. Le turbocompresseur est entraîné par les gaz d'échappement du moteur. Le moteur est suralimenté et inter refroidi. Le liquide de refroidissement du refroidisseur est mis en circulation par la pompe à eau dans le bloc cylindres.

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.

➤ Principe de fonctionnement

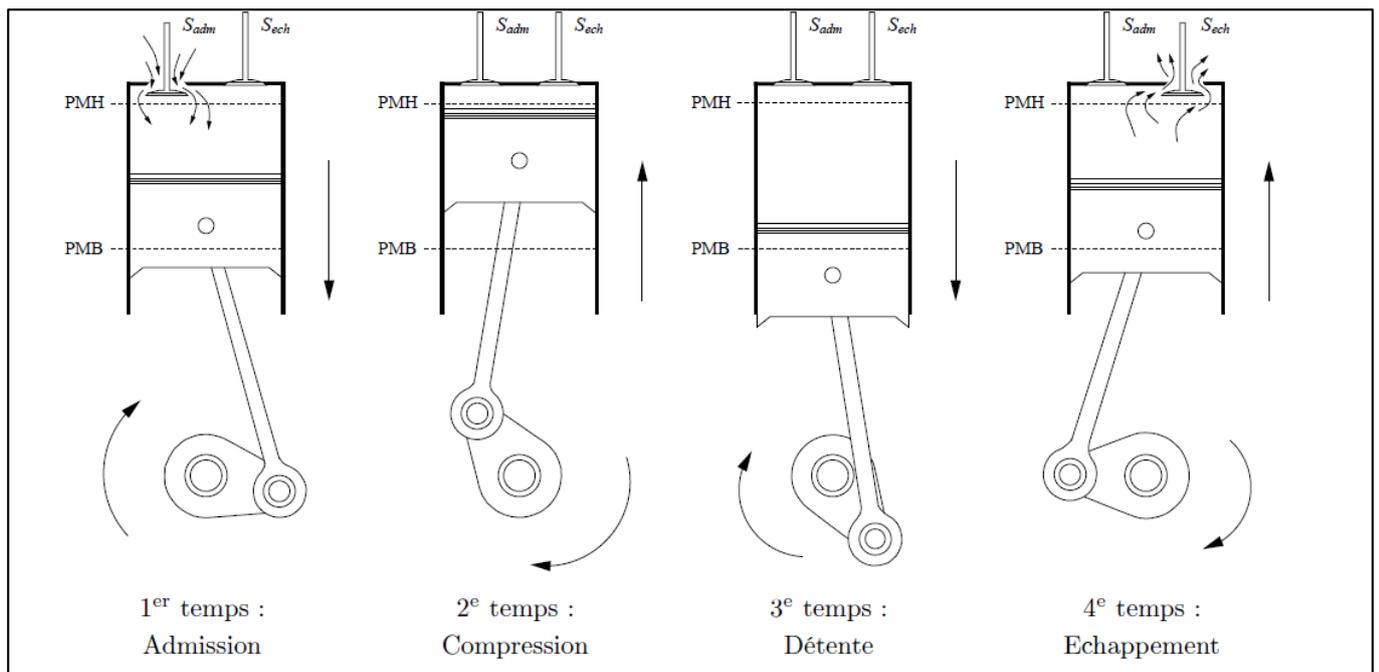


Fig. 2.12 : cycles de moteur à quatre temps

Le fonctionnement d'un moteur à combustion interne se décompose en étapes élémentaires plus connues sous le nom de temps moteur. Un temps moteur correspond à un trajet du PMH vers le PMB. La succession de ces temps est équivalente au cycle moteur, c'est-à-dire à la période de fonctionnement du moteur. On distingue deux types de moteurs, les moteurs deux temps (le cycle complet s'étend sur un tour de vilebrequin) et les moteurs dont la période correspond à quatre temps (deux tours de vilebrequin). Le cadre de l'étude se limite à l'étude du moteur Diesel fonctionnant conformément au cycle à quatre temps.

Voici la description des quatre temps élémentaires dans notre moteur Caterpillar à allumage par compression :

1er temps : Admission

Initialement, le piston se trouve au PMH, la soupape d'admission S_{adm} est ouverte et la soupape d'échappement

S_{sch} est fermée. Durant sa première course du PMH vers le PMB, le piston crée une dépression.

L'air est alors aspiré à la pression fournie par le système de suralimentation à travers la soupape S_{adm} . La phase d'aspiration ou d'admission s'achève par la fermeture de la soupape S_{adm} lorsque le piston atteint le PMB.

Chaque temps du cycle a son importance ici, la qualité de l'admission conditionne la puissance du moteur car la quantité de combustible qui peut être brûlée est intimement liée à la charge d'air dans les cylindres.

2e temps : Compression

Tout au long de cette étape, les deux soupapes sont fermées, le cylindre est donc hermétiquement clos. Le volume de la chambre de combustion diminue à mesure que le piston se déplace du PMB vers le PMH.

L'air admis précédemment est alors comprimé, sa pression et sa température augmentent considérablement.

L'élévation de la pression dans le cylindre dépend du rapport volumétrique en général, à l'issue de cette phase, la pression de l'air atteint de 10 à 25 fois sa valeur initiale.

3e temps : Détente

Le combustible liquide est injecté sous forme de très fines gouttelettes lorsque le piston atteint le PMH (le carburant est parfois injecté avant le PMH, ainsi la combustion s'effectue entre la fin de la compression et le début de la détente). Au contact de l'air chaud comprimé, ce carburant commence à s'évaporer puis s'enflamme spontanément. La combustion libère l'énergie du carburant. Il en résulte une augmentation de la pression des gaz dans le cylindre. Le piston, sous l'effet de cette pression, est repoussé jusqu'au PMB. C'est pendant cette phase que l'énergie mécanique est transmise à l'arbre moteur via le piston et le système bielle-manivelle. Le troisième temps s'achève lorsque le piston atteint le PMB.

4e temps : Echappement

Au PMB, la soupape d'échappement s'ouvre laissant s'échapper les gaz brûlés sous l'effet de leur pression et du déplacement du piston. Lorsque le piston se retrouve au PMH, la boucle est bouclée, et un nouveau cycle peut alors commencer. Cette étape joue un rôle primordial ; En effet, si l'expulsion des gaz brûlés est incomplète, la quantité d'air frais admissible au cycle suivant sera moindre et le mélange n'aura pas la même composition. La

variation de la richesse du mélange d'un cycle à l'autre est l'une des causes de la dispersion cyclique et, par conséquent, de bruits et de vibrations indésirables.

➤ Théorie de cycle diesel

Le moteur Diesel est une machine thermique au sein de laquelle l'énergie thermique est convertie en énergie mécanique. La chaleur est produite par la combustion qui libère l'énergie du mélange air-carburant et le travail résulte de la détente des gaz. On représente habituellement les transformations subies par le fluide au cours des quatre temps sur un diagramme thermodynamique construit dans le plan pression-volume. On doit cette représentation à Emile Clapeyron (1799-1864) qui fut le premier à donner une interprétation graphique des travaux fondateurs de Sadi Carnot (1796-1832). L'étude du cycle thermodynamique à l'aide du diagramme de Clapeyron permet notamment le calcul des pressions et des températures atteintes lors d'un cycle, les motoristes en usent surtout pour calculer les indicateurs de performance du moteur et, plus particulièrement, le rendement du cycle qui caractérise la qualité de conversion de l'énergie du carburant en travail. La détermination du rendement théorique du moteur Diesel et des machines thermiques s'obtient en général en appliquant les premier et second principes de la thermodynamique. De plus, dans un moteur à combustion, la nature du fluide de travail se modifie pour passer successivement de l'air à un mélange carburé et, finalement, aux gaz brûlés qui sont évacués dans l'atmosphère.

➤ La machine thermique idéale (cycle de Carnot)

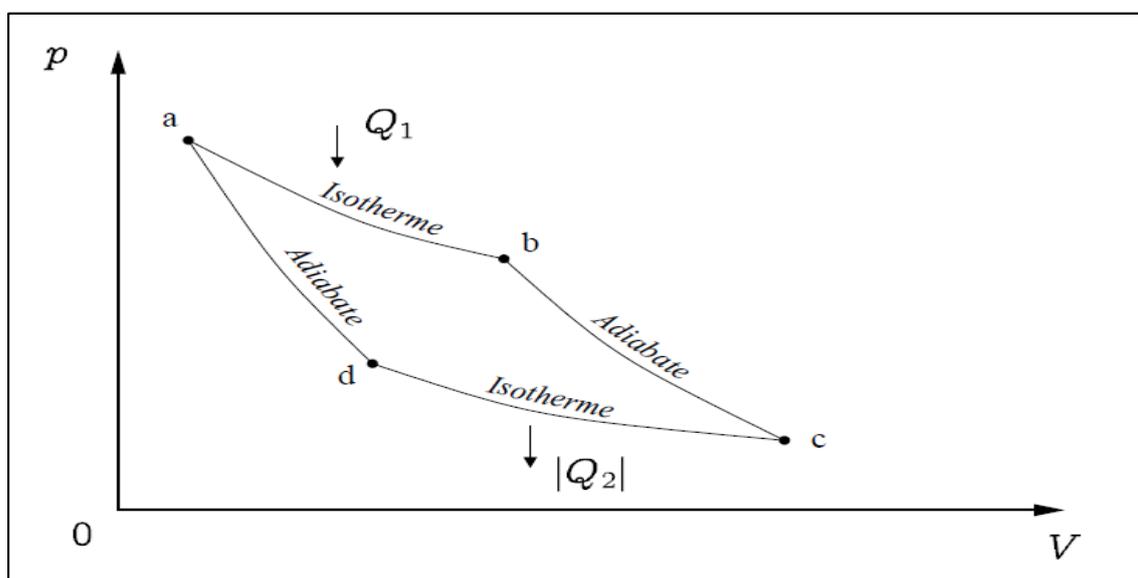


Fig. 2.13 : Diagramme de Clapeyron du cycle de Carnot

C'est à Sadi Carnot que l'on doit la formulation des conditions idéales du fonctionnement des machines thermiques : il considéra le rendement d'une machine fonctionnant avec une source chaude à la température T_1 et une source froide à la température T_2 . Le cycle thermodynamique idéal qu'il obtient alors est constitué de deux évolutions isothermes réversibles (ab et cd), et de deux évolutions adiabatiques réversibles, c'est-à-dire isentropiques (bc et da). Une quantité de chaleur Q_1 est empruntée à la source chaude suivant l'isotherme ab et une quantité de chaleur Q_2 est cédée à la source froide suivant l'isotherme cd. Par convention, la chaleur reçue par le système est positive et celle cédée est de signe négatif, tout comme le travail produit :

$$W < 0 \quad Q_1 > 0 \quad Q_2 < 0$$

D'après le théorème de Carnot, le rendement du cycle correspond au rapport du travail effectué par la quantité de chaleur reçue, soit

$$\eta_{th} = \frac{|W|}{Q_1} = \frac{Q_1 - |Q_2|}{Q_1} = 1 - \frac{T_2}{T_1}$$

Carnot, en établissant cette expression, mit en évidence la limite théorique des machines thermiques et l'importance de la différence de température entre la source chaude et la source froide. Dans son ouvrage de 1824, il illustra son propos par une analogie avec une chute d'eau :

« La puissance motrice d'une chute d'eau dépend de sa hauteur et de la quantité du liquide, la puissance motrice de la chaleur dépend aussi de la quantité de calorique employé, et de ce qu'on pourrait nommer, de ce que nous appellerons en effet la hauteur de sa chute, c'est-à-dire de la différence de température des corps entre lesquels se fait l'échange du calorique »

Pour un moteur, la combustion joue le rôle de la source chaude et l'air atmosphérique celui de la source froide. Cependant, le cycle idéal défini par Carnot n'est pas réalisable compte-tenu qu'une différence suffisamment élevée entre les températures T_1 et T_2 implique des volumes importants et des pressions très élevées.

II. 4. 5. Cycles thermodynamiques

a) Cycle théorique

Rudolf Diesel s'est inspiré du cycle de Carnot étant irréalisable réellement, Diesel a d'abord remplacé l'évolution isotherme ab dans ce dernier par une isobare, l'apport de chaleur a alors lieu à pression constante. Ensuite, pour réduire le rapport de compression et du même coup la course du piston, il substitua à l'évolution cd une isochore.

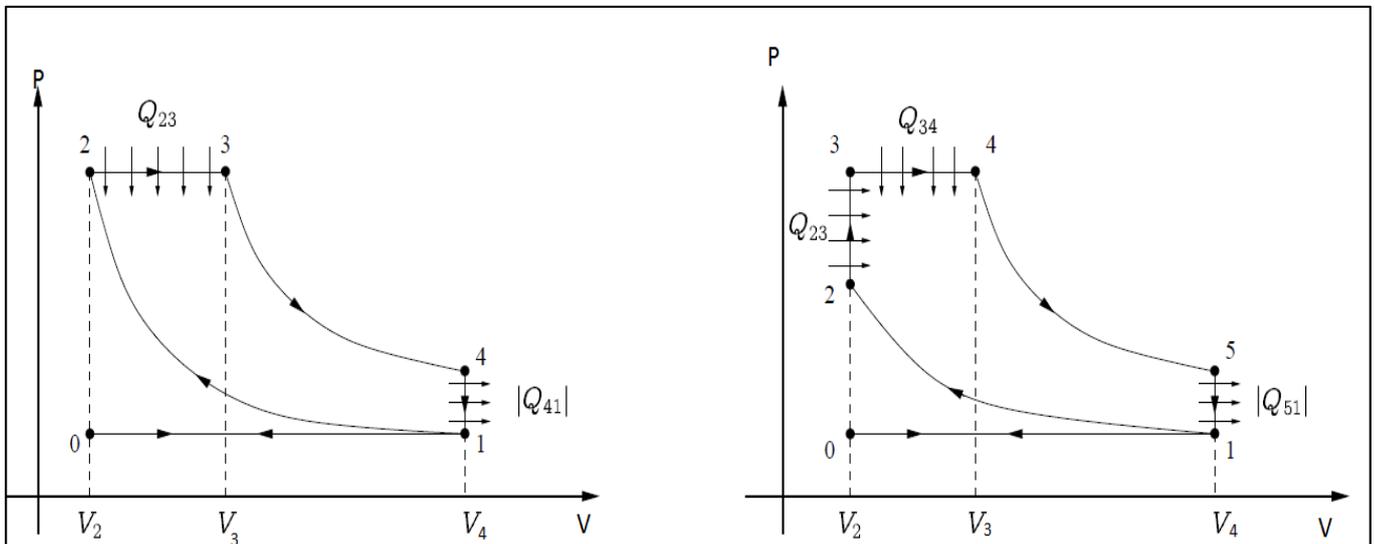


Fig. 2.14 : diagrammes de Clapeyron du cycle Diesel idéal et mixte

Les phases du cycle théorique de diesel sont les suivants :

- $0 \rightarrow 1$: admission à pression constante ;
- $1 \rightarrow 2$: compression isentropique des gaz ;
- $2 \rightarrow 3$: apport d'une quantité de chaleur Q_{23} à volume constant par combustion de la charge dans le cylindre et augmentation du volume ;
- $3 \rightarrow 4$: détente isentropique des gaz jusqu'au volume initial ;
- $4 \rightarrow 1$: échappement des gaz à volume constant jusqu'à retour à la pression initiale ;
- $1 \rightarrow 0$: échappement des gaz à pression constante.

En pratique, la combustion dans le moteur à allumage par compression ne se déroule pas, comme l'a décrit Diesel, à pression constante. L'apport de chaleur se fait partiellement à volume constant et partiellement à pression constante suivant un cycle appelé cycle mixte ou cycle de Sabathé.

b) Cycle réel

Les diagrammes théoriques de Clapeyron qu'on a déjà obtenu précédemment ne sont valables que pour certaines hypothèses simplificatrices. Concrètement ce n'est jamais le cas, et le diagramme réel du moteur Diesel s'écarte distinctement du diagramme théorique, principalement en raison des transformations subies par le fluide de travail qui ne sont jamais réversibles. D'autres facteurs peuvent aggraver l'écart entre cycles théorique et réel. Premièrement, le moteur est réglé de telle sorte que la synchronisation des différentes phases ne correspond pas exactement au cycle à quatre temps décrit plus haut. Compte-tenu de l'inertie des gaz, l'ouverture et la fermeture des soupapes peuvent être avancées ou retardées afin d'améliorer le remplissage et la vidange du cylindre. Par exemple, si la soupape d'admission s'ouvre exactement au moment où le piston est au PMH la pression qui règne dans le cylindre s'opposera à l'entrée des gaz frais. Il semble plus judicieux de retarder son ouverture afin que le mouvement du piston crée une dépression favorable à l'entrée des gaz. D'autre part, les échanges de chaleur avec les parois de la chambre de combustion ne peuvent être négligés. Pendant la phase de détente, les parois absorbent une certaine quantité de chaleur, ce qui a pour effet de réduire le travail développé. Pendant la phase de compression, c'est l'inverse et les parois cèdent une quantité de chaleur à l'air, augmentant ainsi le travail absorbé par la compression.

Le diagramme pression-volume du cycle réel est globalement toujours inscrit à l'intérieur du cycle théorique en raison des pertes citées précédemment. La comparaison du cycle réel avec son cycle de référence permet de localiser facilement les parties du diagramme où les pertes affectent le rendement du moteur. Cet outil facilite donc l'analyse du motoriste qui peut par la suite mettre en place des corrections adaptées.

2.3.4 Circuit d'air

Après avoir traversé le filtre, l'air est comprimé par le compresseur ce qui élève sa température. Ceci constitue un effet indésirable puisque le but de la compression est d'obtenir une densité supérieure. C'est pourquoi l'air comprimé est refroidi par la suite grâce à un échangeur de refroidissement.

Ensuite, l'air comprimé refroidi passe par un volet d'admission appelé « papillon » permettant de contrôler le débit d'air pur atteignant le collecteur d'admission et par

conséquent la pression globale des gaz dans ce dernier. Ce gaz d'admission est conduit à travers les soupapes d'admission dans les cylindres où la combustion a lieu. Traversant les soupapes d'échappement, les gaz issus de la combustion quittent les cylindres et entrent dans le collecteur d'échappement, où il est conduit vers la turbine qui entraîne le compresseur, puis, à travers le silencieux, vers l'atmosphère.

➤ **Décomposition du circuit**

Nous avons subdivisé le système représentant la boucle des gaz du moteur diesel étudié en dix sous-systèmes. Ce choix a été fait par rapport à la fonction de chaque composant de la boucle.

Quant à l'ordre des sous-systèmes, il est plutôt basé sur le sens général des flux en allant de l'admission vers l'échappement comme suit :

- filtre à air
- compresseur
- échangeur de refroidissement de l'air comprimé
- volet d'admission
- collecteur d'admission
- chambre de combustion
- collecteur d'échappement
- turbine
- système d'échappement

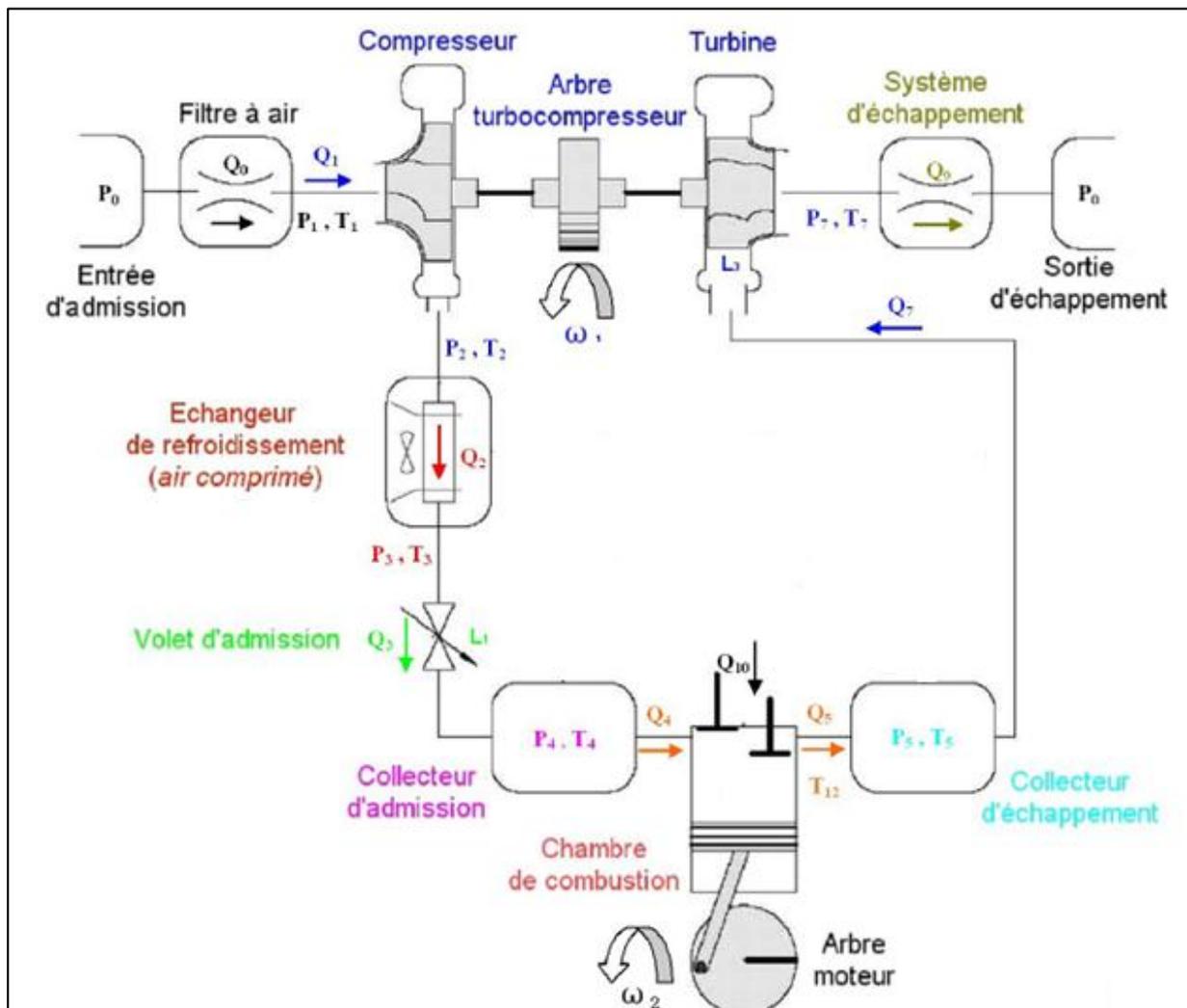


Fig. 2.15 : Diagramme schématique de la boucle de gaz du moteur Caterpillar

a) Filtre à air

Le rôle du filtre à air est de débarrasser l'air entrant dans le circuit de ses éventuelles particules polluantes (poussière, grains de sable...). Pour être filtré, l'air d'admission doit traverser une restriction de flux qui provoque une diminution de la pression souvent appelée « perte de charge ».

b) Compresseur

Dans l'ensemble turbocompresseur, l'énergie des gaz d'échappement du moteur récupérée grâce à la turbine et transmise par l'arbre turbocompresseur est utilisée pour entraîner le compresseur. Cette opération a pour but de comprimer l'air d'admission et de suralimenter le moteur diesel.

c) Echangeur de refroidissement de l'air comprimé

Le but principal de ce composant, reliant la sortie du compresseur au volet d'admission, est de diminuer la température de l'air comprimé et par conséquent d'en augmenter la densité. Ceci permet d'augmenter l'efficacité du procédé de suralimentation du moteur diesel.

L'échangeur de refroidissement de l'air comprimé est généralement composé de plusieurs tubes fins reliés entre eux et en contact thermique avec l'air ambiant ou avec l'eau.

d) Volet d'admission

Ce composant est généralement utilisé dans le but de réguler le débit d'air entrant dans le collecteur d'admission du moteur.

Le volet installé dans notre moteur est du type « papillon » (nom inspiré de la forme de la plaque métallique constituant l'élément de réglage du débit à travers le composant).

e) Collecteur d'admission

Il s'agit du dernier composant de la ligne d'admission dans le moteur et qui permet d'alimenter les cylindres avec un mélange de gaz nécessaires à la combustion.

f) Chambre de combustion

Dans les moteurs diesel à injection directe, l'air et le carburant entrent séparément dans les cylindres et s'y mélangent. La combustion est alors amorcée spontanément du fait de la haute pression d'où le terme « allumage par compression ».

Ainsi, une réaction chimique est produite et de l'énergie récupérable est fournie par les gaz expulsés par la suite.

De façon simplifiée, le fonctionnement du moteur est défini par quatre phases principales :

Admission	Détente
Compression	Echappement

g) Collecteur d'échappement

En général, le rôle du collecteur d'échappement, considéré ici comme un réservoir, est de cumuler les gaz expulsés par la chambre de combustion afin de les acheminer par la suite vers la turbine.

2.3.5 Système de suralimentation

Le principe de la suralimentation des moteurs a été proposé dès les premiers développements de moteurs, en 1905. Ce principe est à ce jour largement répandu sur les moteurs diesel modernes et dans une moindre mesure sur les moteurs à essence., il consiste à augmenter la quantité d'air introduite dans la chambre de combustion par élévation de la masse volumique de l'air à l'admission dans le but d'augmenter la puissance spécifique (puissance par litre de cylindrée moteur) et également les puissances volumique et massique (puissance par décimètre cube ou kilogramme de moteur).

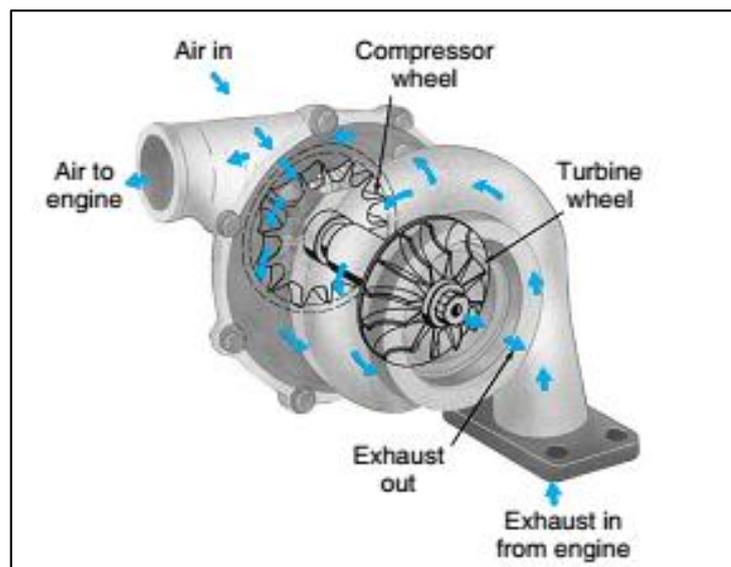


Fig. 2.16 : L'écoulement du gaz à travers un turbocompresseur

Les gaz d'échappement entraînent une turbine, reliée par un arbre à un compresseur (Fig.2.16). Ce dernier aspire de l'air ambiant, le comprime, et l'envoie dans les cylindres en passant éventuellement par un refroidisseur (par exemple un échangeur air/air) permettant d'augmenter davantage la densité de l'air. Le fait d'envoyer de l'air déjà comprimé dans les cylindres permet de diminuer l'énergie à apporter en plus pour atteindre la pression requise à l'auto inflammation (diminution des pertes de pompage) et d'augmenter sensiblement la quantité d'oxygène disponible pour la combustion. Afin de brûler le carburant, le moteur nécessite l'oxygène qu'il est extrait à partir de l'air d'admission. En principe, plus il y a de l'oxygène disponible pour la combustion dans la chambre de combustion, plus la quantité de carburant qui peut être injecté pour la livraison à pleine charge est grande. Les systèmes d'admission d'air ont pour fonction le conditionnement de l'air d'admission et de faire en

sorte que les cylindres sont bien chargés. Les systèmes de commande de charge de cylindre sont constitués des composants suivants : (Fig. 2.17) Filtre à air, Turbocompresseur, Système de recirculation des gaz d'échappement.

Ainsi, un moteur diesel suralimenté peut être plus petit qu'un moteur diesel atmosphérique (dont l'admission d'air est effectuée par aspiration naturelle sans suralimentation) ayant la même puissance. En d'autres termes, les moteurs diesel suralimentés ont un rapport puissance/poids plus important.

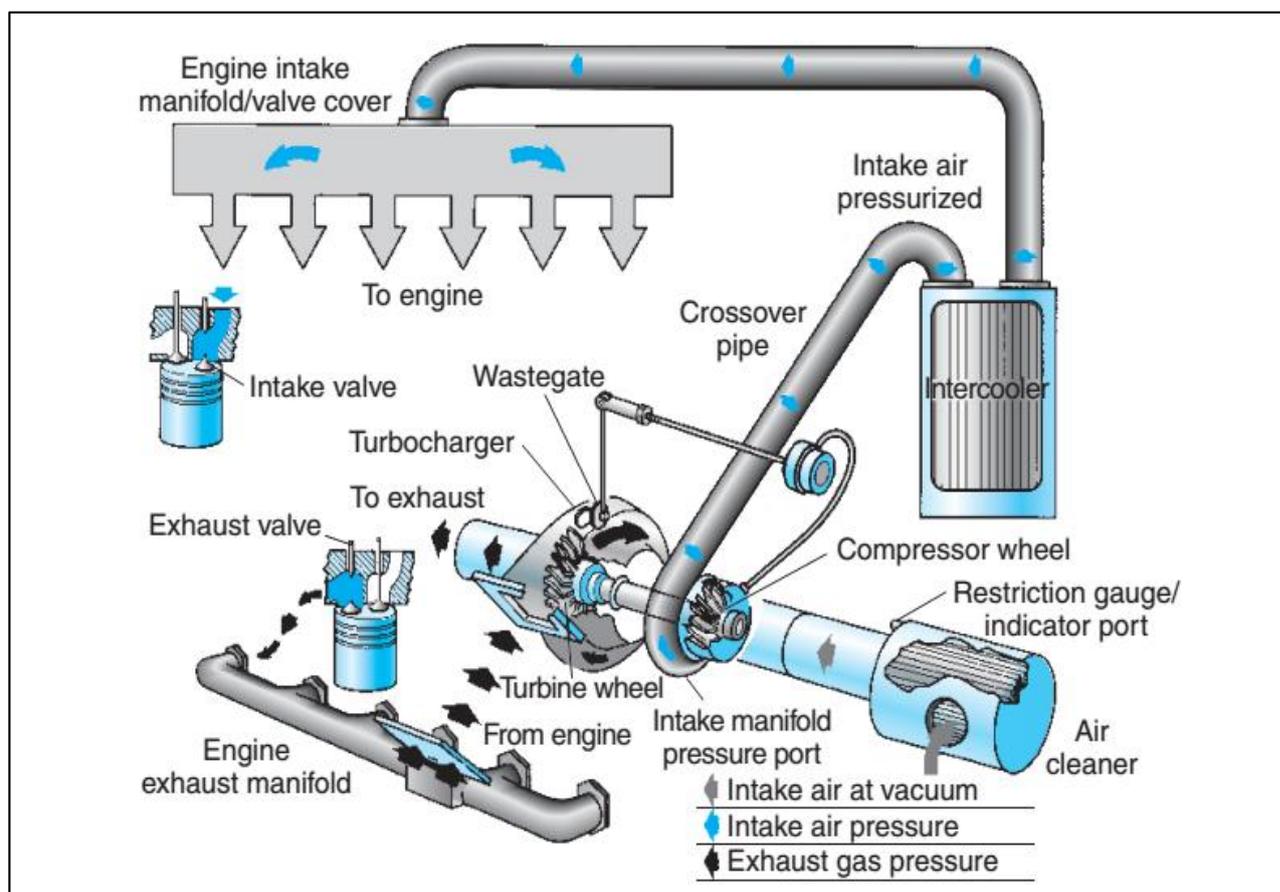


Fig. 2.17: Suralimentation des moteurs thermiques

Afin de contrôler la vitesse de rotation des turbocompresseurs modernes, atteignant environ 300.000 tours/minute sur certains modèles, il existe actuellement deux méthodes principales:

- La première consiste à laisser échapper, grâce à une vanne appelée communément en anglais «Waste-Gate» et contrôlée par un actionneur, une partie des gaz d'échappement sans passer par la turbine réduisant ainsi sa puissance de sortie.

- La deuxième méthode fait appel à des turbocompresseurs dits à « géométrie variable » appelés habituellement VGT (« Variable Geometry Turbine »). Ces derniers ont la particularité d'avoir une turbine dont l'angle d'inclinaison des aubes est variable grâce à un actionneur. Cette caractéristique permet d'ajuster la portion d'énergie récupérée des gaz d'échappement et de régler ainsi la vitesse de rotation du turbocompresseur.

➤ Refroidisseur d'air de suralimentation

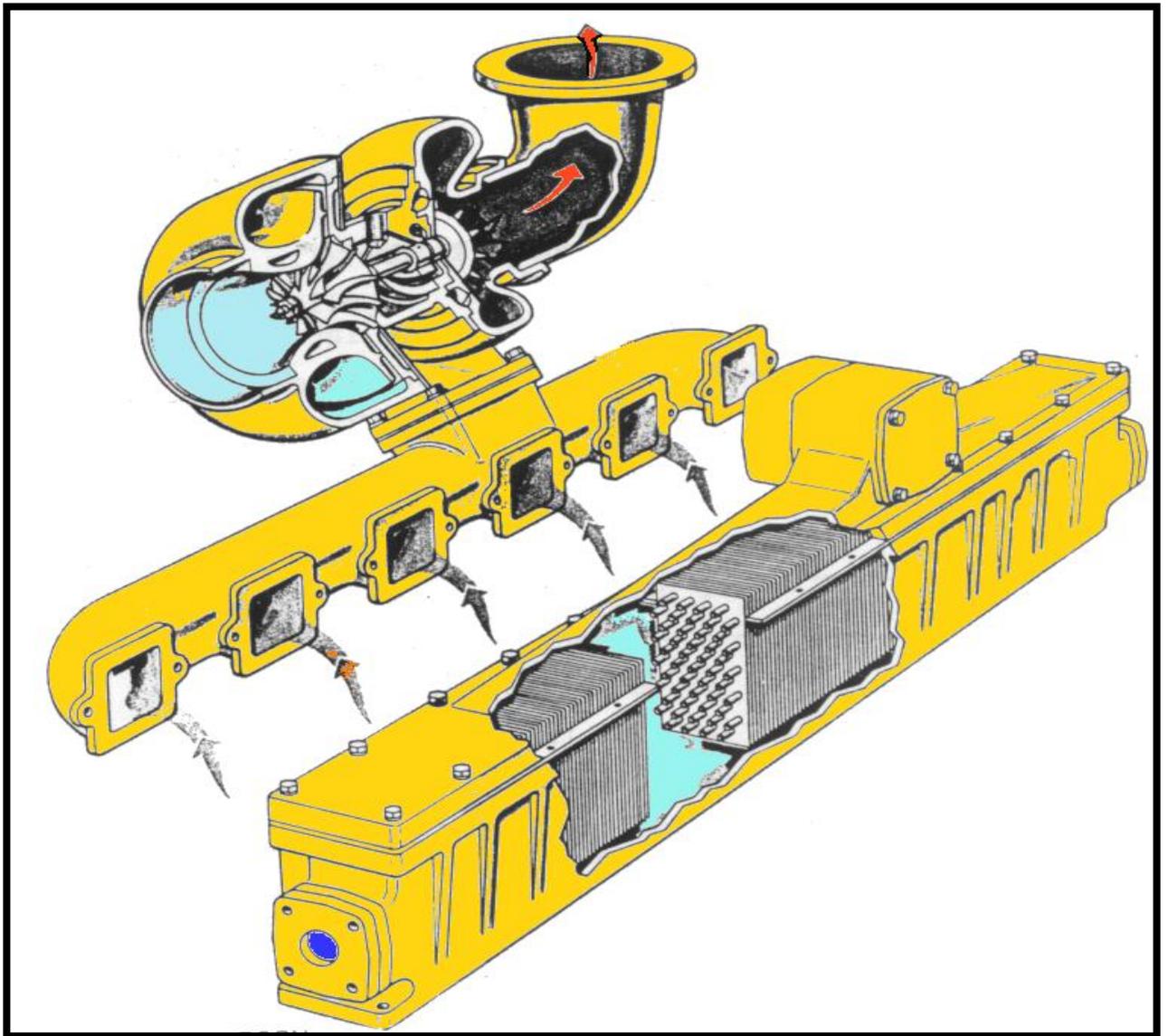


Fig. 2.18 : schéma d'un refroidisseur d'air de CAT 3512 de type air/eau

Le refroidisseur d'air utilisé dans les moteurs CAT 3512 est un échangeur de chaleur de type tubulaire à ailettes planes.

L'échangeur de chaleur est destiné pour refroidir l'air d'admission venant du turbocompresseur, ce refroidisseur contient deux orifices l'un pour l'entrée de l'eau froide et l'autre pour la sortie d'eau chaude, de l'autre côté une entrée d'air chaud et douze sorties pour l'air refroidi destiné vers les cylindres.

L'air sortant du compresseur à une température très élevée $\approx (190 \text{ } ^\circ\text{C})$ passant par les ailettes de l'échangeur et sortant à une température permettant d'augmenter la masse volumique d'air. C'est-à-dire un bon remplissage des cylindres, il en résulte l'augmentation de la puissance et bon rendement du moteur.

➤ Nécessité de refroidir l'air de suralimentation

L'air qui passe par le turbocompresseur augmente sa température, ce qui influe négativement sur la durabilité, performance et émissions du moteur.

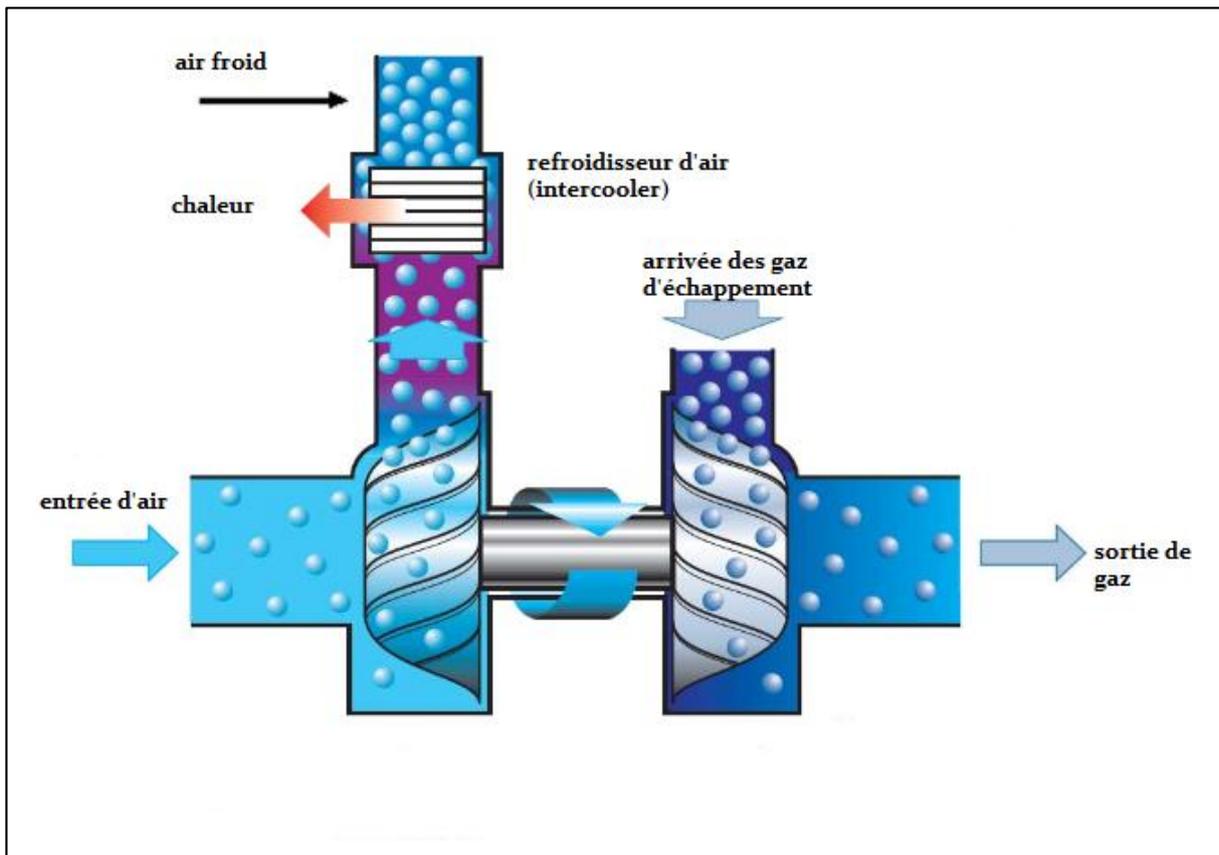


Fig. 2.19 : circuit de suralimentation et refroidissement d'air

Les termes « after-cooling » ou « inter-cooling » sont des termes qui décrivent le système responsable à l'élimination de l'excès de chaleur que contient l'air remplissant les cylindres. Le système de refroidissement d'air de l'admission est une technologie importante de nos jours pour réduire les oxydes du mono-nitrogène (NOx), réduire la consommation du combustible et augmenter le rendement, mais aussi son but essentiel c'est d'augmenter la puissance fournie par notre moteur.

➤ Effet de température de l'air d'admission sur la performance du moteur

La faible densité d'air chaud et la haute température venant du compresseur et entrant dans les cylindres peuvent être traduites par plusieurs effets qui sont liés directement à la performance de moteur tels que :

1) Variation de la pression moyenne indiquée en fonction de la température d'admission

À partir de la figure ci-dessous (Fig. 2.20), on pourrait remarquer que la pression moyenne indiquée diminue avec l'augmentation de la température de l'air introduit dans le cylindre, et augmente avec la diminution de la température d'admission. Cela résulte du fait que l'augmentation de la température à l'admission provoque une diminution de la masse volumique (densité) de l'air introduit et par conséquent la pression moyenne indiquée.

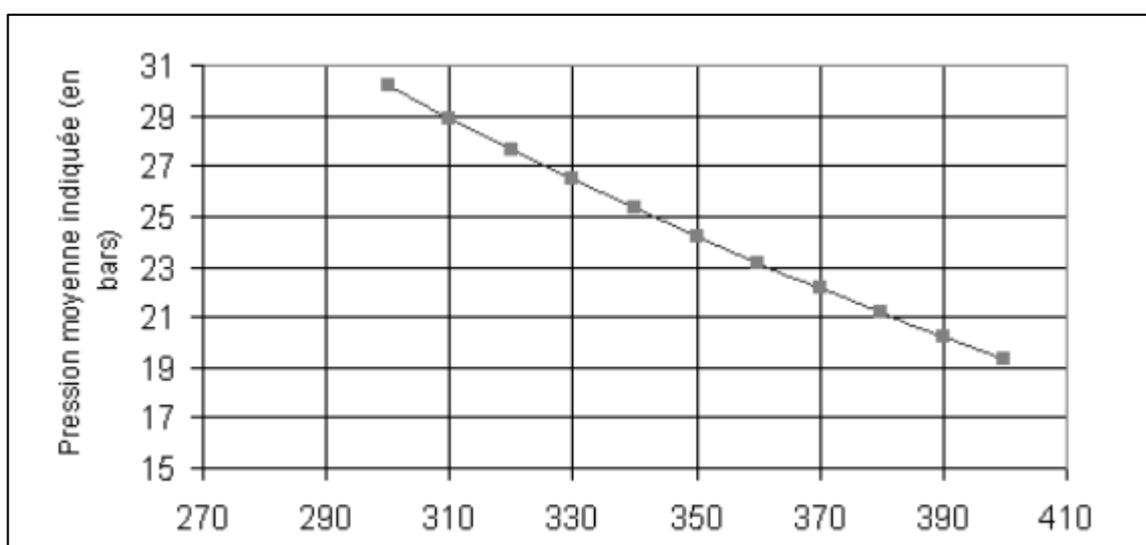


Fig. 2.20 : diagramme de variation de pression moyenne en fonction de température d'admission

2) Variation du rendement indiqué en fonction de la température d'admission

La figure (fig. 2.21) montre facilement que la variation du rendement indiqué en fonction de la température à l'admission est similaire à celle de la pression moyenne indiquée (ils sont proportionnels), où le rendement indiqué diminue avec l'augmentation de la température de l'air comprimé introduit dans le cylindre du moteur, et augmente lorsque la température d'admission diminue.

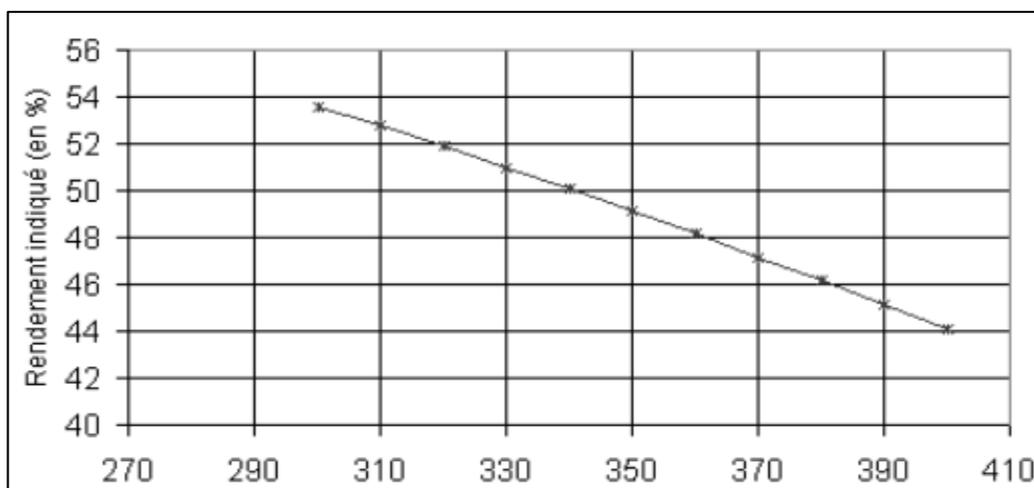


Fig. 2.21 : diagramme de variation de rendement de moteur en fonction de température d'admission

3) Variation du rendement mécanique en fonction de la température d'admission

Le rendement mécanique varie d'une façon analogue à celle du rendement indiqué en fonction de la température à l'admission. Comme le montre la figure (fig. 2.22), il augmente avec la diminution de la température et diminue avec l'augmentation de la température de l'air d'admission.

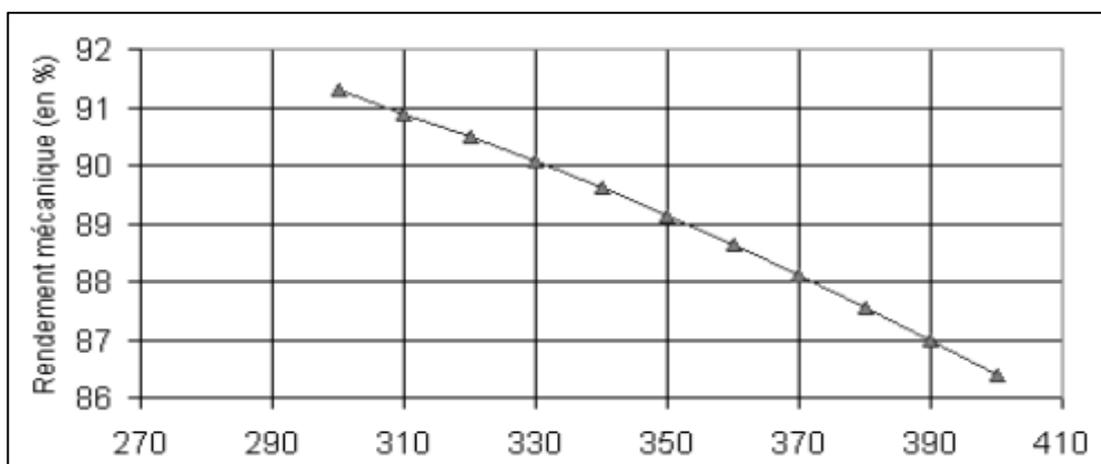


Fig. 2.22 : diagramme de variation de rendement mécanique en fonction de température d'admission

L'élévation de la température à l'admission conduit à augmenter les contraintes thermiques du moteur et l'endommagement de certaines pièces mécaniques d'où l'intérêt de comprimer l'air mais de le refroidir avant d'entrer aux cylindres du moteur afin d'augmenter l'efficacité du fonctionnement du moteur et la durée de son exploitation.

4) Variation des consommations spécifique indiquée du carburant en fonction de la température d'admission

La figure (fig. 2.23) montre que la consommation spécifique du carburant augmente avec l'augmentation de la température de l'air à l'admission (phénomène accompagne toujours la suralimentation des moteurs).

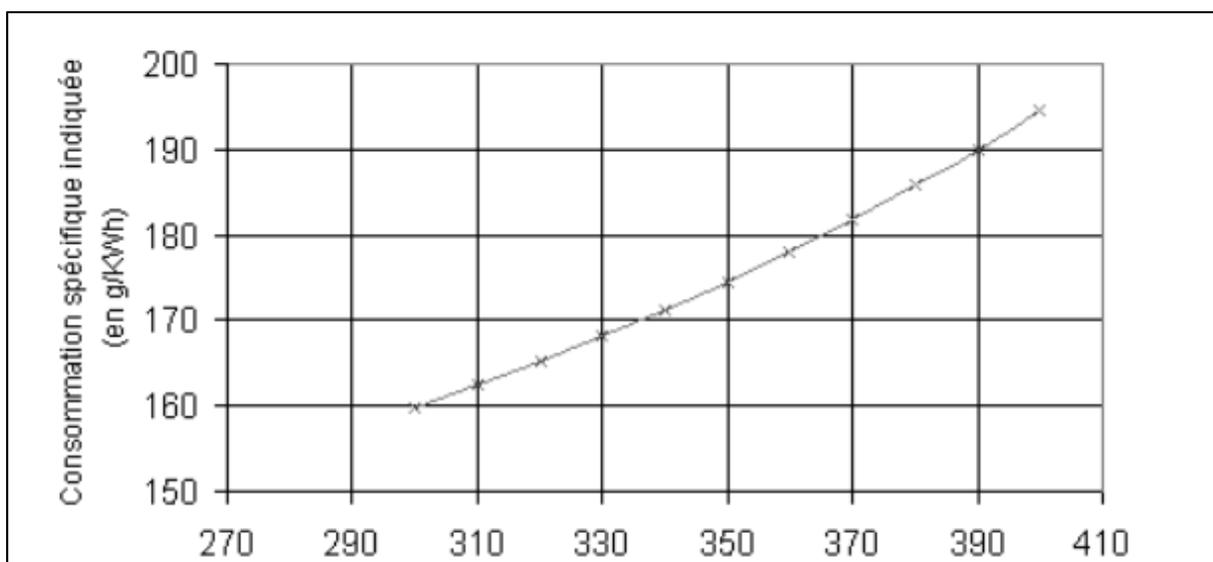


Fig. 2.23 : diagramme de variation de consommation spécifique en fonction de température d'admission

Cette augmentation dans la consommation du carburant avec l'augmentation de la température d'admission est tout à fait logique. En effet, l'élévation de la température de l'air introduit dans le cylindre a causé une baisse de la pression moyenne indiquée et par conséquent du travail indiqué du moteur, et afin de conserver le régime du fonctionnement du moteur avec une puissance effective constante, on se trouve obligé d'augmenter la quantité du carburant introduit pour augmenter la pression à la fin de la combustion et créer un travail moteur supplémentaire (pendant la phase de détente) qui récompense la chute du travail due à l'augmentation de la température de l'air à l'admission. Ce qui fait augmenter,

par conséquent, les frais d'exploitations du moteur ainsi que les contraintes thermiques. D'où l'intérêt de refroidir l'air comprimé mais l'introduire dans le cylindre du moteur.

➤ Types des Systèmes de refroidissement de l'air d'admission

1) Refroidissement direct (ATAAC)

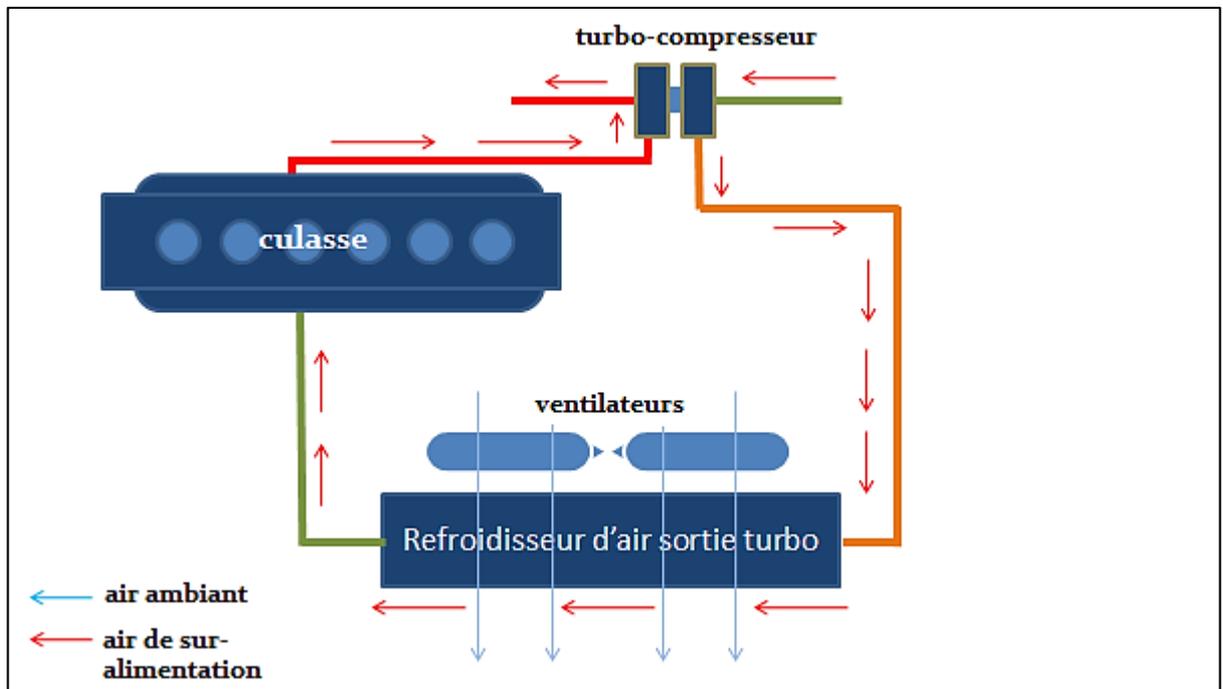


Fig. 2.24 : schéma du système de refroidissement d'air de type

L'air de suralimentation est refroidi directement par l'air extérieur : à la sortie du compresseur, l'air de suralimentation est dirigé vers un côté du moteur où il traverse un radiateur à air refroidi par l'air ambiant forcé par un ventilateur, avant de retourner au collecteur d'admission du moteur.

2) Refroidissement indirect (JWAC)

L'air de suralimentation est refroidi par le liquide de refroidissement qui à son tour, est refroidi par l'air extérieur dans un circuit de refroidissement à basse température séparé. Le refroidisseur indirect est moins encombrant et peut être installé à proximité du moteur entre le compresseur et la vanne papillon.

Par ailleurs, il a un meilleur impact sur les performances que le refroidissement direct de l'air de suralimentation, les conduits d'air de suralimentation étant plus courts, la perte de charge est moins importante, ce qui permet d'augmenter la puissance du moteur.

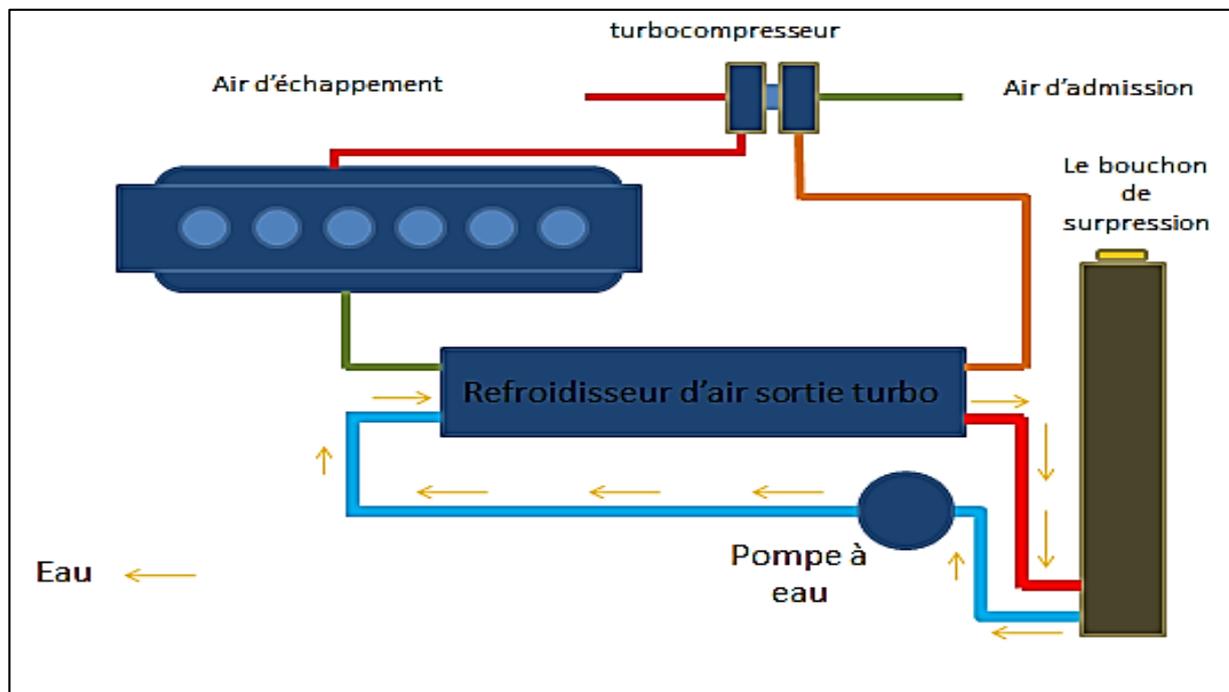


Fig. 2.25 : schéma du système de refroidissement d'air de type JWAC

➤ Echangeur thermique de refroidissement

Le principe de fonctionnement d'un refroidisseur d'air reste identique quelque soit le type d'échangeur en présence.

L'air comprimé chaud entre dans l'échangeur et cède une partie de son enthalpie au fluide froid, et sort de l'échangeur. Le fluide froid suit l'autre circuit de l'échangeur, voisin de celui de l'air chaud pour récupérer l'énergie thermique présente dans le milieu.

Les échanges thermiques à l'intérieur d'un échangeur dépendent essentiellement de la convection du fluide et de la résistance de la paroi. Ainsi, pour améliorer le coefficient global de transfert thermique, les constructeurs cherchent à diminuer l'épaisseur des parois, à utiliser les matériaux les plus conducteurs, et conseillent l'utilisation de fluides convectifs. Mais l'intensification des échanges thermiques, passe aussi par le travail des surfaces d'échanges.

Les échanges seront d'autant meilleurs que l'écoulement sera turbulent. Malheureusement, le gain de puissance échangé ainsi obtenu, entraîne une augmentation des pertes de charges. Cela demande donc, un apport supplémentaire en énergie mécanique.

De nos jours, il existe trois technologies différentes d'échangeur:

- les échangeurs à tubes
- les échangeurs à plaques
- les autres types d'échangeurs (contact direct, à caloducs, à lit fluidisé)

Remarque :

Nous n'étudierons que la première famille car el est la plus ré pondue dans la construction des refroidisseurs d'air dans les moteurs Caterpillar.

Pour un échangeur thermique tubulaire, on distingue trois géométries relatives aux deux fluides:

- les échangeurs co-courants: les deux circuits sont parallèles et les deux fluides vont dans le même sens.
- les échangeurs contre-courants: les deux circuits sont parallèles mais les deux fluides vont dans des sens opposés.
- les échangeurs à courants croisés: les circuits se croisent (en général, les deux circuits sont perpendiculaires).

On comprend plusieurs types des échangeurs tubulaires :

1) Echangeur monotube

Le tube est placé à l'intérieur d'un réservoir et a généralement la forme d'un serpent.

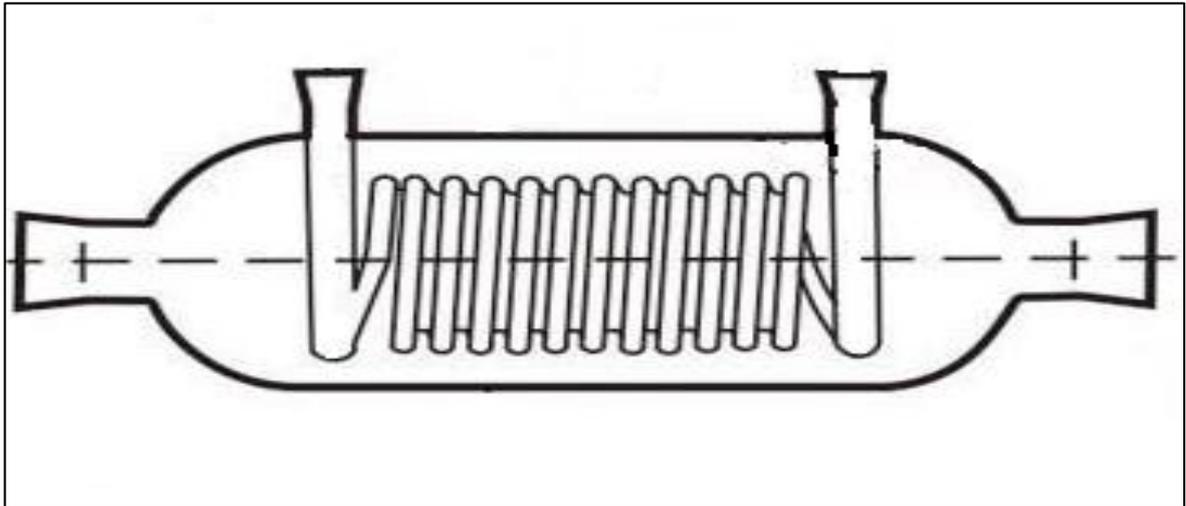


Fig. 2.26 : schéma d'un échangeur thermique monotube

2) Echangeurs coaxiaux

Tubes sont le plus souvent cintrés, en général, le fluide chaud ou le fluide à haute pression s'écoule dans le tube intérieur.

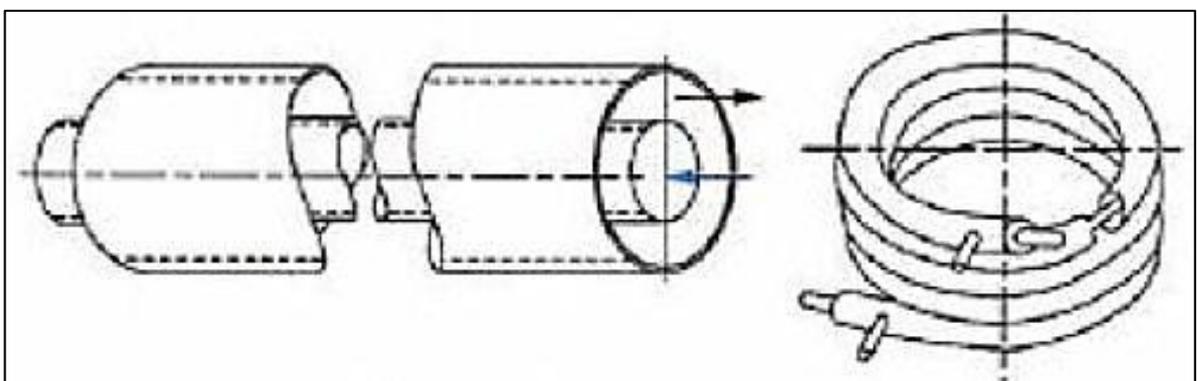


Fig. 2.27 : schéma d'un échangeur thermique coaxial

3) Echangeurs multitubulaires

Existent sous trois formes distinctes :

- Echangeur à tubes séparés, dans lesquels, à l'intérieur d'un tube de diamètre suffisant (d'environ 100mm) se trouvent placés plusieurs tubes de petit diamètre (8 à 20mm) maintenus écartés par des entretoises. L'échangeur peut être de type rectiligne ou bien enroulé.

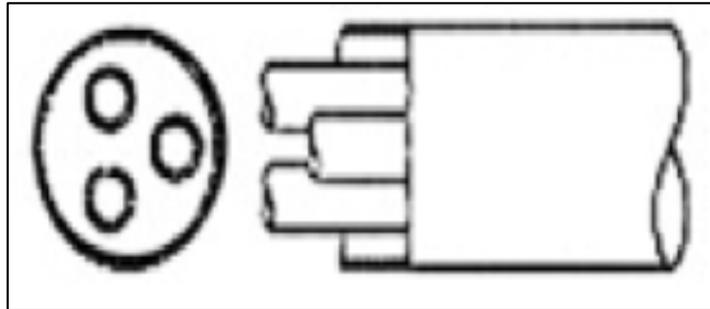


Fig. 2.28 : schéma d'un échangeur thermique à tubes séparés

- Les échangeurs à tubes rapprochés, dans lesquels, pour maintenir les tubes et obtenir un passage suffisant pour le fluide extérieur au tube, on place un ruban enroulé en spirale autour de certains d'entre eux.

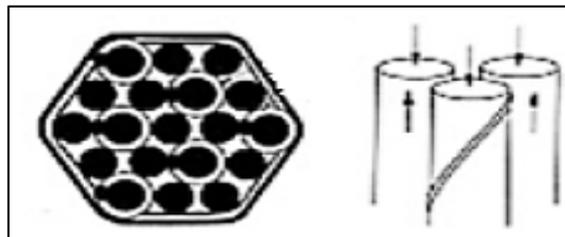


Fig. 2.29 : schéma d'un échangeur thermique à tubes rapprochés

- Les échangeurs à tubes ailettes, les ailettes peuvent être soit extérieur au tube, soit placées à l'intérieur du tube. Ces échangeurs sont essentiellement utilisés quand l'un des deux fluides est moins caloporteur que l'autre (exemple: échange thermique entre un liquide et un gaz). Ainsi, la résistance thermique globale n'est plus principalement due au fluide ayant le plus petit coefficient d'échange thermique.

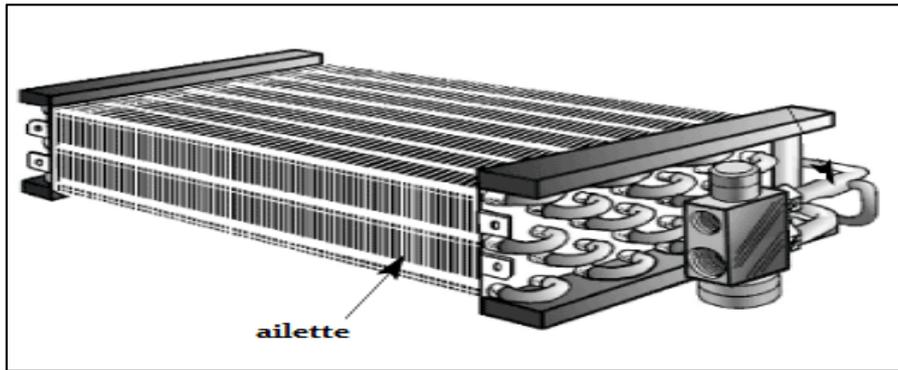


Fig. 2.30 : schéma d'un échangeur thermique à tubes à ailettes

4) Les échangeurs à tubes et calandre

Qui sont actuellement les plus répandus existent sous différentes formes. Le choix est alors défini en fonction de l'encrassement et de différence de température entre les deux fluides.

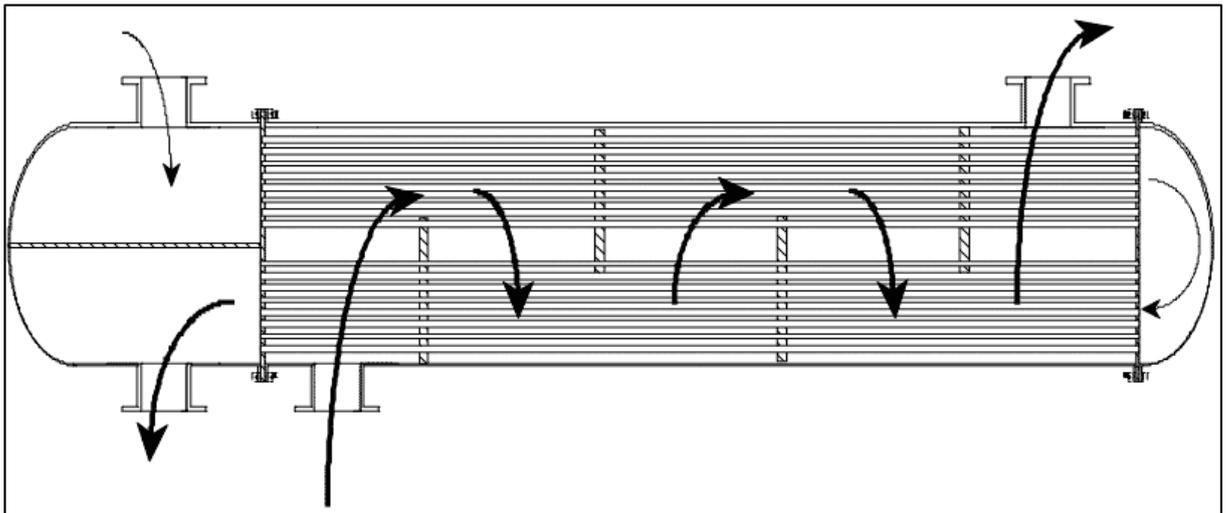


Fig. 2.31 : schéma d'un échangeur thermique à tubes et calendres

➤ **Problèmes de refroidisseur d'air**

Les problèmes et les pannes principaux du refroidisseur d'air dans les moteurs Cat 3512 qu'on rencontre dans nos pareils de forage au sud algérien, se posent toujours sous le phénomène de corrosion des tubes d'échangeur thermique du au milieu agressif tel que l'eau à haute teneur en sel.

Les anomalies qu'on a remarquées suite à une forte dégradation par corrosion au niveau de l'échangeur thermique sont les suivantes :

- Détérioration des tubes et par conséquent des fuites de l'eau de refroidissement.
- Présence de l'eau dans l'air d'admission, ensuite un mauvais remplissage des cylindres.
- Chute de niveau d'eau de refroidissement, et augmentation de la température des systèmes de moteur.
- Le passage d'eau vers le carter et perte des caractéristiques lubrifiants d'huile.

Ces anomalies sont extrêmement influentes sur le bon fonctionnement et la durée de vie souhaitable de notre moteur pour cela on doit chercher une bonne solution pour éviter ces problèmes-là.

➤ **Solution recommandée contre ce problème de corrosion**

La solution qu'on peut appliquer dans notre atelier est de remplacer le refroidisseur de type (air/eau) par un refroidisseur qui ne contient plus de fluide corrosif alors on peut mettre un nouveau refroidisseur d'air de type (air/air). C'est un type d'échangeur déjà existant et qui permet de stopper les anomalies que nous avons citées ci-dessus.

Il nous reste de dimensionner cet échangeur thermique pour avoir les mêmes paramètres de fluide avec l'ancien échangeur.

L'espace dans lequel on peut installer notre nouvel échangeur est situé entre le radiateur de moteur et le toit, mais aussi il doit être équipé par un ventilateur pour l'évacuation de flux thermique.

3.1 Introduction

Les activités de maintenance, au sens de dépannage d'un équipement, ont toujours existé. Mais ses activités étaient au départ peu ou pas formalisées : elles n'étaient pas nécessairement assurées par du personnel spécialisé, ni encadrées par des méthodes spécifiques. De plus, elles consistaient essentiellement à réparer un équipement une fois que celui-ci était défaillant, mais n'intégraient que peu la notion de "préventif"

La fonction de maintenance ne peut se réduire à la seule activité d'entretenir un parc de machine mais à vocation à intervenir dans tout le cycle de l'exploitation du système (choix et conception du matériel, mise en service, détermination des plans de maintenance, organisation et logistique des activités de maintenance, suivi de l'évolution du système.)

Les politiques de maintenance qui ont pour objectif de prévenir, d'éviter ou de corriger les dysfonctionnements de systèmes très divers et souvent complexes dans le but de réduire les coûts d'intervention et de maximiser la durée de fonctionnement.

Dans l'industrie de pétrole, la maintenance est d'une importance fondamentale, on a une large utilisation des groupes de force et des groupes électrogènes d'où une politique de maintenance bien déterminée, bien étudiée est recommandée.

D'après AFNOR (NF X60-010) : la maintenance est l'ensemble des actions permettant de maintenir ou de rétablir un bien dans un état spécifié ou en mesure d'assurer un service déterminé.

On distingue donc deux méthodes de maintenance :

- La maintenance préventive
- La maintenance corrective.

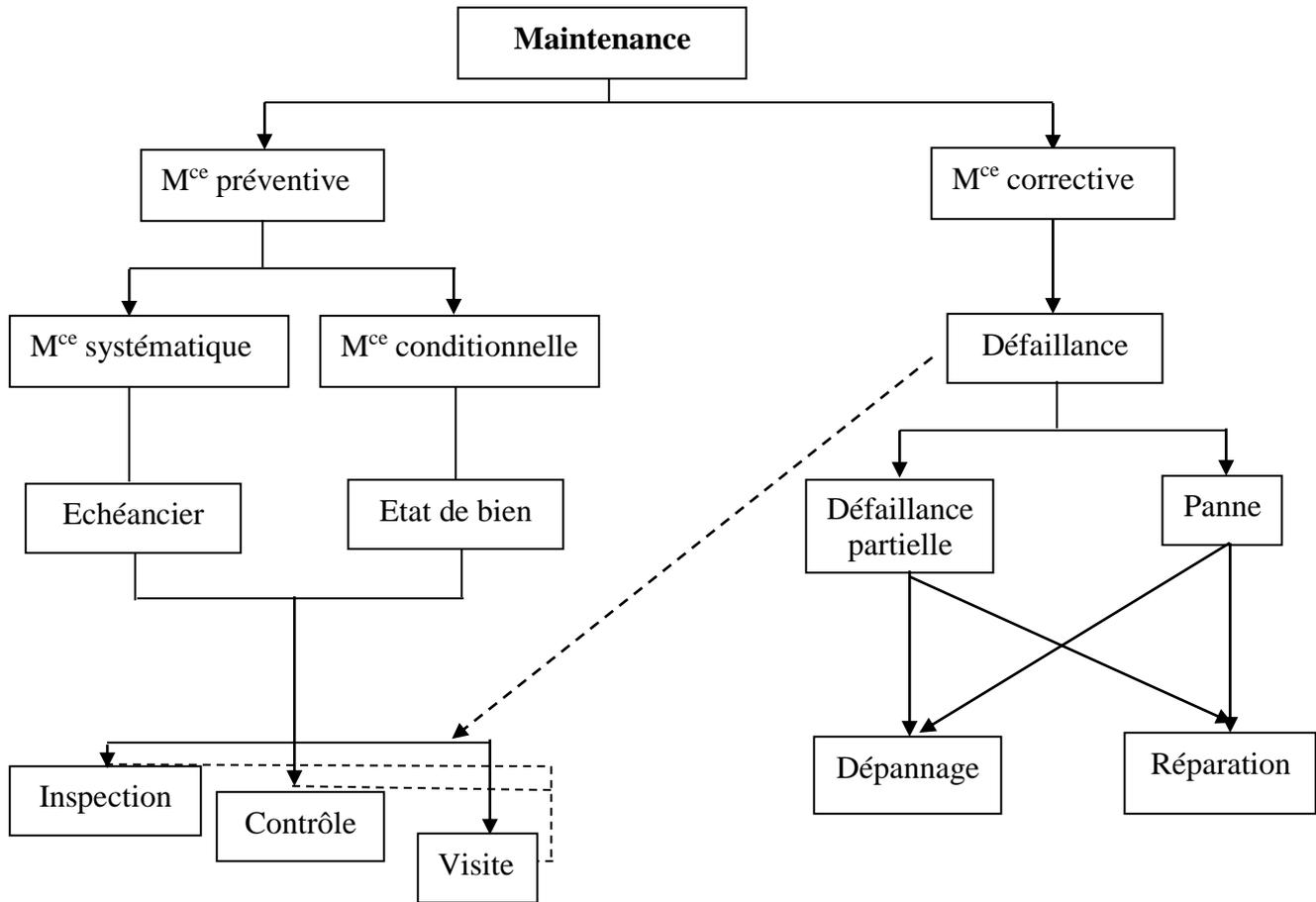


Fig. 3.1 : Formes et types de la maintenance.

3.2 Maintenance du moteur CAT 3512

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 suivantes :

a) Chaque jour

- huiler du démarreur pneumatique, contrôle du niveau de l'huile ;
- réservoir pneumatique, Evacuation de l'humidité et les dépôts ;
- panneau avertisseur, contrôle ;
- niveau de circuit de refroidissement, contrôle ;
- filtre à air, contrôle de l'indicateur de colmatage ;
- pré filtre 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

- 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 du 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 ;
- injecteur 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 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 ;
- tringlerie de commande d'injection, contrôle/graisage ;
- filtre à carburant primaire, nettoyage/contrôle/remplacement ;
- filtre secondaire de circuit de carburant, remplacement.

e) 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/réglage ;
- turbocompresseur, contrôle ;
- alternateur, séchage ;
- vibration du groupe électrogène, examen ;
- câble de stator, contrôle.

f) 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.

g) Toutes les 6000 heures de service ou tous les 6 ans

- alternateur, contrôle ;
- liquide de refroidissement de longue durée, renouvellement ;
- circuit de refroidissement, remplacement du thermostat ;
- pompe de graissage, contrôle ;
- capteur de vitesse, nettoyage/contrôle ;
- démarreur, contrôle ;
- pompe à eau, contrôle.

h) Révision générale

Le besoin d'une révision générale est déterminé par plusieurs facteurs :

- une augmentation de la consommation d'huile.
- une augmentation des fuites des gaz dans le carter.
- la consommation totale du carburant.
- les heures – services du moteur.
- l'analyse de métaux d'usure dans l'huile de graissage.

3.2.1 Système d'air du moteur

- ❖ contrôler l'indicateur de colmatage des filtres ;
- ❖ nettoyer les filtres.
- ❖ contrôler les joints de filtre et l'étanchéité des boîtiers de filtre

Pour les circuits avec pré filtre à cuve transparente :

- ❖ changer si nécessaire ;

Pour les circuits avec pré filtre à « tubes colonnes » :

- ❖ 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

3.2.2 Contrôle et nettoyage de turbocompresseur

En raison de leur vitesse de rotation élevée les constituants du turbocompresseur exigent une tolérance et un équilibre précis. Il est conseillé de contrôler et de nettoyer périodiquement le carter de la roue soufflante du turbocompresseur (côte admission). Les

vapeurs du carter moteur sont filtrées dans le circuit d'admission d'air. Des sous-produits 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 noire 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 fuites 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 côté 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.

3.2.3 Système de refroidissement

- ❖ contrôler le niveau de circuit de refroidissement lorsque le moteur est arrêté et refroidi.
- ❖ vidanger le circuit de refroidissement.
- ❖ Vérification du niveau du liquide de refroidissement.
- ❖ Vérification de la pompe à eau.
- ❖ Vérification de la tension de la courroie.
- ❖ Vérification des fuites des gaz d'échappement dans le système de refroidissement.

Remarque :

Evacuer le liquide de refroidissement de manière écologique ou le recycler. Divers méthodes ont été proposées pour récupérer le liquide de refroidissement usé et le réutiliser. La distillation complète du produit est la seule méthode de la récupération du liquide de refroidissement.

❖ nettoyage du circuit de refroidissement : après avoir vidangé le circuit de refroidissement, le rincer à l'eau propre pour évacuer tous les débris.

❖ contrôler la concentration d'additifs : les additifs contribuent à protéger les surfaces métalliques du circuit de refroidissement. Un manque d'additifs dans le liquide de refroidissement ou une quantité insuffisante entraîne les conséquences suivantes : corrosion, formation des dépôts minéraux, rouille, piquage et érosion par cavitation des chemises de cylindre. Ecurage de liquide de refroidissement. En concentration excessive, les additifs risquent de se déposer par précipitation. Les dépôts peuvent entraîner les problèmes suivants :

- formation d'un genre de gel ;
- réduction de l'échange thermique ;
- colmatage des radiateurs, des refroidisseurs ;
- fuites du joint de la pompe d'eau.

En résumant il faut :

- ❖ vérifier le niveau du liquide dans le radiateur avant la mise en marche (à froid) ;
- ❖ vérifier la tension des courroies et leur nombre ;
- ❖ contrôler la propreté du radiateur ;
- ❖ surveiller la température pendant le fonctionnement ;
- ❖ utiliser les liquides refroidisseurs et additifs préconisés par le constructeur.

Le retour d'expérience industriel sur les échangeurs a permis de faire évoluer la conception et les règles d'exploitation de ces appareils pour améliorer leurs performances et leur durée de vie en conditions réelles de service.

Néanmoins, de nouveaux problèmes surgissent toujours, notamment dès que des technologies innovantes sont mises à contribution pour augmenter les performances, diminuer les coûts de fabrication ou d'exploitation, ou économiser l'énergie en récupérant les chaleurs perdues dans les procédés industriels.

De gros efforts de standardisation ont été réalisés, et contribuent à la qualité et à la fiabilité de ces équipements.

3.3 Problèmes des échangeurs de chaleur

Les principaux problèmes de fonctionnement rencontrés par les utilisateurs d'échangeur de chaleur ont trait aux phénomènes d'encrassement, de corrosion, de vibrations et de tenue mécanique.

L'encrassement et la corrosion restent les phénomènes les moins compris de l'industrie ; ils se traduisent par :

- une dépense d'énergie supplémentaire ;
- le remplacement des appareils corrodés ;
- des coûts d'arrêt des installations pour démontage et nettoyage.

3.3.1 Encrassement

L'encrassement, qui, sous sa forme la plus générale, peut être défini comme le dépôt de matériaux ou de substances indésirables sur une paroi, affecte une grande variété d'opérations industrielles. Dans le cas des échangeurs, la présence d'un fort gradient thermique près de cette paroi rend beaucoup plus complexes les mécanismes d'encrassement par rapport au cas isotherme rencontré

Cet encrassement, souvent inévitable dans les installations industrielles, on observe généralement :

– une augmentation des pertes de charge par frottement sur les parois puis une réduction de la section de passage du fluide dans l'appareil, pouvant aller jusqu'au « colmatage » ;

– une dégradation des échanges de chaleur car l'encrassement crée une résistance thermique additionnelle entre les fluides chaud et froid.

L'encrassement se répercute sur la rentabilité des installations par des coûts principalement liés aux pertes de production, à la surconsommation d'énergie et aux frais de nettoyage et de maintenance, et dans une moindre mesure aux surdimensionnements et aux ajouts d'équipements de nettoyage.

3.3.2 Corrosion

La corrosion est le résultat d'une réaction chimique ou électrochimique entre la surface de transfert de chaleur et le fluide en écoulement. Initialement, le terme corrosion a été utilisé pour le processus de dégradation des matériaux métalliques par un milieu agressif.

Processus de dégradation

La corrosion va créer une perte de matière sur les parois attaquées, une modification de l'état de surface et une perte de résistance mécanique des structures de l'échangeur, pouvant aller jusqu'au perçage des parois d'échange ou aux fuites de fluide vers l'extérieur de l'appareil. La température a un effet important sur la cinétique des réactions chimiques ou thermochimiques ; on constate généralement une accélération des dégradations à haute température.

➤ Différents types de corrosion

Plusieurs cas types de corrosion peuvent être distingués suivant l'aspect (la morphologie) des dégradations.

- Corrosion généralisée

La corrosion se produit avec la même vitesse sur toute la surface du métal en contact avec le milieu agressif. On a l'habitude d'adopter une surépaisseur de corrosion qui tient compte de la durée de vie que l'on désire pour l'appareil en fonction de la vitesse de corrosion (que l'on peut déterminer sur des échantillons).

- Corrosion localisée

La corrosion se produit avec des vitesses différentes à divers endroits de la surface du métal ; elle peut présenter les formes suivantes :

- corrosion par piqûres
- corrosion inter-cristalline
- corrosion sous tension
- fatigue-corrosion
- corrosion galvanique
- corrosion caverneuse
- corrosion biologique
- corrosion sélective
- érosion-corrosion

Dans les cas réels, la corrosion peut se présenter sous un ou plusieurs types, ce qui complique le diagnostic. Le processus de corrosion est influencé par une série de paramètres parmi lesquels on peut citer :

- la nature de l'alliage ou du métal ;
- la nature du fluide agressif ;
- les conditions physico-chimiques (température, agitation, vitesse d'écoulement..)
- l'état de surface du métal.

3.3.3 Les remèdes

Prévention de l'encrassement pendant les phases de fonctionnement

Les procédés mécaniques ou chimiques de prévention de l'encrassement pendant la phase de fonctionnement de l'échangeur peuvent améliorer de façon significative les performances de l'appareil, mais également permettent d'augmenter le temps de service entre deux arrêts de maintenance.

■ Procédés mécaniques pour les liquides : Les techniques utilisées pour les liquides sont bien adaptées lorsque les dépôts sont tendres et friables, avec une résistance de réentraînement faible. Diverses techniques sont disponibles pour le nettoyage en continu de la surface interne d'échangeurs tubulaires : à boules, à brosses ou à ressort. Ces procédés nécessitent une filtration en amont de l'échangeur. Pour les échangeurs à plaques, des procédés analogues ont été mis au point, il est également possible d'utiliser des systèmes à inversion de débit. Enfin, dans certains cas vraiment extrêmes par exemple lorsqu'il y a cristallisation d'un des fluides sur la surface d'échange, des échangeurs à surface raclée peuvent être utilisés.

■ Procédés mécaniques pour les gaz

Pour les échangeurs fonctionnant avec des gaz poussiéreux, il existe différents procédés mécaniques de nettoyage in situ (vapeur, air comprimé, eau) ou de grenailage, de soufflage acoustique, etc. Le procédé à retenir dépend du type de dépôt et de la nature de la surface d'échange.

3.3.4 Méthodes de nettoyage des échangeurs à l'arrêt

Ces opérations se déroulent pendant les phases d'arrêt de l'installation et font appel à des moyens mécaniques et ou chimiques pour éliminer les dépôts encrassant les surfaces d'échange.

Parmi les moyens mécaniques, on trouve le nettoyage à l'eau sous pression éventuellement chaude et additionnée de détergents, ou avec des outils à lames, à brosse, à molettes pour éliminer les dépôts à l'intérieur des tubes...

3.3.5 Protection contre la corrosion

La protection contre la corrosion doit répondre à des sollicitations complexes et variées du point de vue matériaux, mécanismes, milieux agressifs, facteurs mécaniques et physico-chimiques, etc. Il existe une multitude de moyens de lutte contre la corrosion : la très grande majorité d'entre eux font appel à un des deux modes d'actions suivants :

- action sur le matériau ;
- action sur le milieu agressif.

Dans le premier groupe sont compris :

- l'utilisation des métaux et alliages ou des matériaux non métalliques résistant à la corrosion, par exemple le titane avec l'eau de mer, le tantale avec les acides forts ;
- les traitements de surface améliorant le comportement global de la pièce, par exemple des revêtements en matériau non métallique.

Dans le deuxième groupe sont comprises toutes les actions susceptibles de diminuer l'agressivité du milieu ambiant et notamment l'utilisation d'inhibiteurs de corrosion.

Un groupe à part dans la protection contre la corrosion est constitué par les méthodes électrochimiques, à savoir la protection cathodique et la protection anodique.

Étant donné la multitude de cas qui peuvent se présenter, tant en ce qui concerne le milieu agressif que les matériaux existants, un choix optimal de la solution de protection est difficile à faire.

Le processus de corrosion intervient une multitude de facteurs particuliers qui sont propres à chaque cas. Parmi ces facteurs, on peut citer :

- les contraintes mécaniques variables (fatigue) ou continues ;
- la présence de zones stagnantes ;
- l'existence de zones à vitesse du fluide élevée ;
- les zones de surchauffe qui peuvent augmenter localement la concentration du produit agressif.
- la présence d'impuretés dans le fluide agressif qui peuvent augmenter notablement la corrosivité.

3.7 Refroidisseur d'air

L'application de la maintenance sur le moteur assure un bon fonctionnement du moteur et une diminution des pannes, ce qui est toujours souhaitée, après une analyse des pannes du réfrigérant d'air et la recherche approfondie dans les causes qui conduisent à la défaillance du réfrigérant, et pour éviter l'apparition de ces problèmes, on propose un changement du refroidisseur air/eau par un autre air/air

➤ Le nettoyage du refroidisseur air/air

L'accumulation des poussières sur les tubes et les ailettes au niveau d'échangeur de chaleur cause la diminution de coefficient d'échange c'est-à-dire la diminution de quantité de chaleur dégagée (mauvais refroidissement de l'air d'admission) pour cela il faut le nettoyer périodiquement.

3.8 Conclusion

Une bonne application de la maintenance sur le moteur assure un bon fonctionnement de ce dernier et une diminution des pannes, ce qui est toujours souhaitée.

4.1 Introduction

Dans ce chapitre nous allons étudier deux parties, la partie thermodynamique du Cat 3512 en évaluant les différents paramètres du moteur tels que les différentes températures et pressions dans les cylindres et aussi les puissances engendrées et les comparer par celles données par le constructeur.

Dans la deuxième partie, nous allons étudier un système lié directement au système de suralimentation, puisqu'on cherche à augmenter la puissance du moteur en utilisant la technologie de la suralimentation, que l'une des conséquences de l'utilisation de ce procédé est l'augmentation de la température à l'admission provoquée par l'augmentation de la pression à l'entrée du moteur, il sera très nécessaire de diminuer la température de l'air comprimé. Pour cela notre moteur est équipé par un système de refroidissement de l'air d'admission appelé généralement « intercooler ».

Alors cette étude sera caractérisé par un dimensionnement d'un échangeur thermique de type air/air pour remplacer l'ancien échangeur air/eau.

4.2 Données du moteur CAT 3512

Le moteur Caterpillar fonctionne avec les paramètres suivants :

Le moteur CAT 3512 est un moteur Diesel à quatre temps suralimenté par deux turbocompresseurs ; $P_s = 2,5$ bars ;

- Régime nominal : 900-1800 tr/mn ;
- vitesse en ralenti : 550 tr/mn ;
- vitesse de rotation du turbo-compresseur : (45 000 à 60 000) tr/mn ;
- débit de la pompe à huile : 340 l/mn ;
- débit de la pompe à gas-oil : 21 l/mn ;
- débit de la pompe à eau : 1520 l/mn.
- Cylindrée totale = 51.8 L
- taux de compression : $\epsilon=13$;
- alésage : $D=170$ mm ;
- course : $S=190$ mm ;
- nombre de cylindres : $n=12$ en V à 60° ;
- ordre d'allumage : 1-12-9-4-5-8-11-2-3-10-7-6 ;
- sens de rotation vu depuis le volant : sens antihoraire ;
- type d'injection : injection directe ;
- type d'injecteur : injecteur-pompe à 9 trous ;
- aspiration : suralimentation ;
- méthode de démarrage : démarreur pneumatique ;

- coefficient d'excès d'air : $\alpha = 1,8$;

4.3 Calcul thermique

Dans les moteurs à combustion interne discontinue, la transformation de l'énergie chimique du combustible en travail mécanique résulte de la réalisation périodique dans le cylindre du moteur d'une série d'évolutions dont l'ensemble, qui se répète périodiquement dans le cylindre du moteur, porte le nom du cycle de fonctionnement du moteur

On va calculer les paramètres thermodynamiques d'un moteur diesel suralimenté afin de produire une grande puissance à bon rendement avec la moindre quantité de carburant consommée.

En pratique, le diagramme réel (Figure 4.1) est nettement différent du diagramme théorique
Pratiquement :

- La composition chimique et la quantité du fluide-moteur sont toujours variées par suite de la combustion au cours du cycle,
- Les caractéristiques du fluide-moteur (chaleur spécifique, etc.) comptées constantes dans le cycle thermodynamique varient avec la température dans le cycle réel,
- Les deux temps de compression et détente ne sont pas adiabatiques, mais polytropiques à cause des échanges de chaleur ayant lieu au cours de ces deux temps entre le fluide-moteur et les parois du cylindre,
- Le fonctionnement du moteur nécessite l'évacuation des produits de combustion et l'introduction périodique, au début de chaque cycle, de la charge fraîche. Le remplissage du cylindre du moteur dépend considérablement de son nettoyage,
- À la compression, la pression finale est inférieure à la théorique du fait du remplissage moindre et des échanges de chaleur entre le fluide-moteur et les parois du cylindre,
- La combustion qui n'est pas instantanée donc non isochore, et ni isobare donne une pression maximum inférieure.
- À l'échappement, du fait de la difficulté de vidage, la pression est toujours supérieure à l'atmosphérique [7]

4.3.1 Cycle thermodynamique

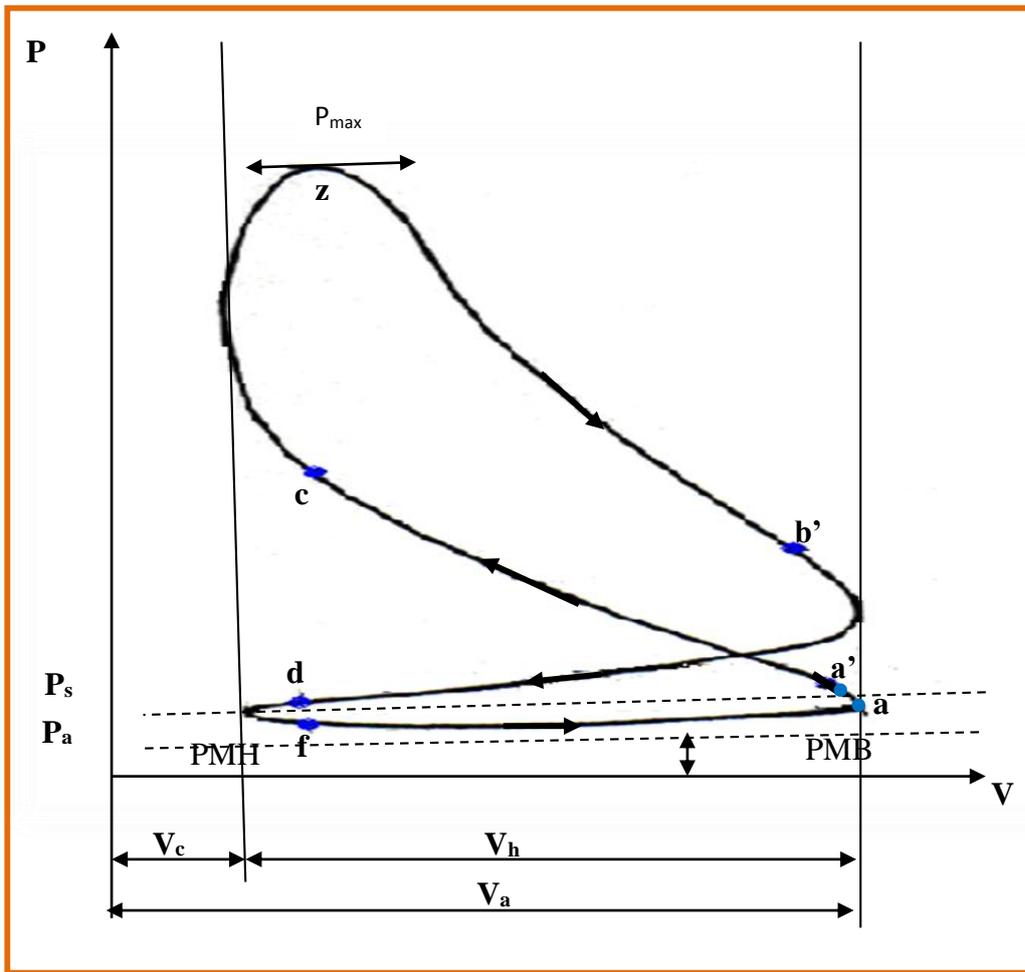


Figure IV.1 : cycle réel d'un moteur diesel suralimenté

4.3.2 Phases d'échappement et d'admission

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

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

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

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

• **Température à la sortie de compresseur**

$$T_s = T_0 \left(\frac{P_s}{P_0} \right)^{\frac{n_s-1}{n_s}} \quad (4. 1)$$

T_s : Température à la sortie du compresseur ;

T_0 : Température de l'air ambiant ; $T_0 = 323^\circ\text{K}$

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

P_0 : Pression de l'air ambiant ; $P_0 = 1.01310^5 \text{ Pa}$

n_s : Exposant polytropique du compresseur, $n_s = 1,4$ à 2 , on prend $n_s = 1.7$

AN :

$$T_s = 323 \left(\frac{2.5 \cdot 10^5}{1.013 \cdot 10^5} \right)^{\frac{1.7-1}{1.7}}$$

$$T_s = 468,5 \text{ K}$$

• **Température en fin d'admission**

On a :

$$T_a = \frac{T_{st} + \Delta T + \gamma_r \cdot T_{res} \cdot \varphi_p}{1 + \gamma_r} \quad (4. 2)$$

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

$T_{st} = 363 \text{ k}$

ΔT : $(20 \div 40)^\circ\text{C}$, on prend $\Delta T = 25^\circ\text{C}$

T_{res} : Température des gaz résiduels.

$T_{res} = (500 \text{ à } 700)^\circ\text{K}$, on prend $T_r = 700^\circ\text{K}$

γ_r : Le coefficient des gaz résiduels $0,03$ à $0,06$ pour les moteurs Diesel

$\varphi_p = 1$

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 ($P_s=P_k$)

AN :

$$T_a = \frac{363 + 25 + 0,04 \cdot 700}{1 + 0,04}$$

$$T_a = 400 \text{ K}$$

• **Pression en fin d'admission**

Pour un moteur à quatre temps suralimenté On a :

$$P_a = (0,9 \text{ à } 0,96) P_s \quad (4. 3)$$

AN :

On prend

$$P_a = 0,92 P_s \quad P_a = 0,92 \cdot 2,5 \cdot 10^5$$

$$P_a = 2,3 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

• **Coefficient de remplissage**

On a :

$$\eta_v = \frac{\varphi_{chap} \varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{P_a}{P_s} \cdot \frac{T_s}{T_a(1 + \gamma_r)} \quad (4. 4)$$

φ_{chap} : coefficient charge d'appointe

on prend $\varphi_{chap} = 1$

AN :

$$\eta_v = \frac{13}{13 - 1} \cdot \frac{2,3 \cdot 10^5}{2,5 \cdot 10^5} \cdot \frac{363}{400(1 + 0,04)}$$

$$\eta_v = 0,87$$

4.3.3 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 égalisation et enfin flux thermique du mélange gazeux vers les parois des cylindres.

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

$$n_1 = 1.32 \div 1.4, \quad \text{on prend } n_1 = 1,38$$

- **Pression vers la fin de compression**

On a :

$$P_{cp} = P_a \varepsilon^{n_1} \quad (4.5)$$

AN :

$$P_{cp} = 2,3 \cdot 10^5 \cdot 13^{1,38}$$

$$P_{cp} = 79,24 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

- **Température vers la fin de compression**

$$\text{On a } T_{cp} = T_a \varepsilon^{n_1 - 1} \quad (4.6)$$

$$\text{AN : } T_{cp} = 400 \cdot 13^{0,38}$$

$$T_{cp} = 1060 \text{ K}$$

4.3.4 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.

- **Pression maximale du cycle**

$$P_{cb} = \lambda P_{cp} \quad (4.7)$$

λ : Taux d'augmentation de la pression.

Par expérience $\lambda = 1,7 \div 2,1$ (pour les moteurs diesel à injection directe et formation du mélange dans le volume de la chambre de combustion). On prend $\lambda = 2$

AN :

$$P_{cb} = 2.79,24.10^5 \quad P_{cb} = 158,5.10^5 Pa$$

• **Température maximale du cycle**

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

Pour 1kg de combustible, la quantité de chaleur active utilisé entre les points (c) et (z) est égale à :

$$Q = m_c \xi_{cb} P_{ci}$$

ξ_{cb} : Taux 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 quel que soit la quantité d'oxygène.

D'après l'expérience ξ_{cb} : 0,7 à 0,82 . (Pour les moteurs diesel à injection direct)

On prend $\xi_{cb} = 0,76$

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

$$\Delta \psi_{cz} = \xi_{cb} \cdot P_{ci} = \Delta U_{zc} + \Delta L_{cz} \quad (4. 8)$$

Avec :

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

ΔL_d : travail de détente.

$$\Delta L_d = P_{cb} (V_{cb} - V_{cp}) = P_{cb} V_{cb} - P_{cb} V_{cp} = P_{cb} V_{cb} - \lambda P_{cp} V_{cp}$$

Après développement on' a l'équation :

$$\frac{\xi_{cb} \cdot P_{ci}}{M_I (1 + \gamma_r)} + (\bar{C}_{v_{mc}} + 8,314\lambda) T_{cp} = \beta_z (\bar{C}_{v_{mz}} + 8,314) T_{cb} \quad (4. 9)$$

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

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

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

Or :

$$\bar{C}_{v_{mc}} = 20,1 + 1,738 \cdot 10^{-3} T_{cp} \quad (4. 10)$$

$$\bar{C}_{v_{mz}} = 20,1 + \frac{0,921}{\alpha} + \left(1,55 - \frac{1,38}{\alpha}\right) 10^{-3} T_{cb} \quad (4. 11)$$

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

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

On prend $\xi_r = 0,87$

En combinant les trois équations (4. 9), (4. 10), (4. 11) on obtient une équation de seconde degré dont la solution acceptable est :

$$T_{cb} = \frac{\frac{\xi_{cb} \cdot P_{ci}}{M_I (1 + \gamma_r)} + (\bar{C}_{v_{mc}} + 8,314 \lambda) T_{cp}}{\beta_z (\bar{C}_{v_{mz}} + 8,314)}$$

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

Avec :

$$A = \frac{\xi_{cb} \cdot P_{ci}}{M_I (1 + \gamma_r)} = \frac{0,76 \cdot 42000}{0,9(1 + 0,04)} = 34103$$

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

$$= \left[(20,1 + 1,738 \cdot 10^{-3} \cdot 1060) + 8,314 \cdot 2 \right] 1060 = 40885$$

Donc :

$$T_{cb} = 2761,6 \text{ K}$$

4.3.5 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.

- **Coefficient de détente préalable**

On a :

$$\rho = \frac{\beta \cdot T_{cb}}{\lambda \cdot T_{cp}} \quad (4. 12)$$

AN :

- **Coefficient de variation molaire théorique**

$$\beta_0 = M_2 / M_1 \quad (4. 13)$$

$$M_1 = 0,9 \left[\frac{\text{K mole}}{\text{Kg de combustible}} \right]$$

$$M_2 = 0,9305 \left[\frac{\text{K mole}}{\text{Kg de combustible}} \right]$$

$$\beta_0 = 0,9305 / 0,9 \Rightarrow \beta_0 = 1,034$$

- **Coefficient de variation molaire réel**

Dans les moteurs à combustion interne, il existe toujours une certaine quantité des gaz résiduels provenant du cycle précédant M_r .

$$\beta = \frac{M_r + M_2}{M_r + M_1} = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} \quad (4. 14)$$

On peut prendre $\gamma_r = 0,04$.

$$\beta = (1,034 + 0,04) / (1 + 0,04)$$

$$\beta = 1,033$$

D'où

$$\rho = \frac{1,033 \cdot 2761,6}{2 \cdot 1060} \quad \rho = 1,34$$

- **Coefficient de détente postérieure**

On a :

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} \quad (4. 15)$$

AN:

$$\delta = \frac{13}{1,34} \quad \delta = 9,7$$

- **Température en fin de détente**

On a :
$$T_r = \frac{T_{cb}}{\delta^{n_2-1}} \quad (4.16)$$

n_2 : Exposant poly tropique de détente.

n_2 : 1,18 à 1,28 on prend $n_2=1,27$

AN :

$$T_r = \frac{2761,6}{9,7^{0,27}} \quad T_r = 1495,25 \text{ K}$$

- **Pression vers la fin de détente**

On a :

$$P_r = P_{cb} \delta^{-n_2} \quad (4.17)$$

AN :

$$P_r = 158,5 \cdot 10^5 \cdot 9,7^{-1,27}$$

$$P_r = 8,85 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

4.3.6 Performances du moteur

- **Pression moyenne indiquée**

La pression indiquée du cycle théorique est la pression fictive constante que agissant pendant la détente fournirait quantité de travail que la pression réelle variable. Celle-ci caractérise le degré de perfectionnement de la réalisation des cycles et elle est déterminée par la formule :

$$P_{mi} = \frac{\varphi \cdot P_{cp}}{\varepsilon - 1} \left[\lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{T_r}{T_{cb}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{T_a}{T_{cp}} \right) \right] \quad (4.18)$$

φ : Coefficient empirique.

$\varphi = 0,92 \div 0,97$, on prend $\varphi = 0,97$.

AN :

$$P_{mi} = \frac{0,97 \cdot 79,24 \cdot 10^5}{13 - 1} \left[2 \cdot (1,34 - 1) + \frac{2,1,34}{1,27 - 1} \left(1 - \frac{1495,25}{2761,6} \right) - \frac{1}{1,38 - 1} \left(1 - \frac{400}{1060} \right) \right]$$

$$P_{mi} = 18,66 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

- **Rendement indiqué**

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

On a :

$$\eta_i = \frac{P_{mi} \cdot l_0 \cdot \alpha}{P_{ci} \cdot \rho_s \cdot \eta_v} 10^2 \quad (4.19)$$

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

$$\rho_s = \frac{P_s}{R_{air} \cdot T_s} \quad (4.20)$$

R_{air} : constante des gaz parfait

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

AN

$$\rho_s = \frac{2,5 \cdot 10^5}{287 \cdot 363} \quad \rho_s = 2,4 \text{ kg/m}^3$$

donc :

$$\eta_i = \frac{18,66 \cdot 10^5 \cdot 14,45 \cdot 1,8}{42000 \cdot 2,4 \cdot 0,87} 10^2 \quad \eta_i = 0,553$$

- **Consommation spécifique indiquée**

C'est le débit horaire du combustible par rapport à la puissance indiquée.

On a :

$$g_i = \frac{36.10^5}{P_{ci} \cdot \eta_i} \quad (4. 21)$$

AN :

$$g_i = \frac{36.10^5}{42000.0,553}$$

$$g_i = 155 \left(\frac{g}{KWh} \right)$$

- **Pression moyenne effective**

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

On a:

$$P_{me} = P_{mi} \cdot \eta_m \quad (4. 22)$$

η_m Rendement mécanique, on prend $\eta_m = 0,8$

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

AN :

$$P_{me} = 18,66. 10^5 \cdot 0,8 \quad P_{me} = 14,93 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

- **Rendement effectif**

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

On a :

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m \quad (4. 23)$$

AN :

$$\eta_e = 0,553 \cdot 0,8 \quad \eta_e = 0,442$$

- **Consommation spécifique effective**

On a :

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m} \quad (4.24)$$

AN :

$$g_e = \frac{155}{0,8} \quad g_e = 193,75 \left(\frac{g}{KWh} \right)$$

- **Puissance effective**

on a :

$$N_e = P_{me} \cdot \frac{\pi D^2}{4} \cdot S \cdot n \cdot \frac{N}{30 \cdot \tau} \quad (4.25)$$

AN :

$$N_e = 14,93 \cdot 10^5 \cdot \frac{\pi 0,17^2}{4} \cdot 0,19 \cdot 12 \cdot \frac{1200}{30 \cdot 4} = 772,25 \text{ KW}$$

- **Débit du combustible**

On a :

$$G_{comb} = g_e \cdot N_e \quad (4.26)$$

AN :

$$G_{comb} = 193,75 \cdot N_e \quad G_{comb} = 149,62 \left(\frac{kg}{h} \right)$$

- **Débit d'air**

On a :

$$G_{air} = \alpha \cdot G_{comb} \cdot l_0 \quad (4.27)$$

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

AN :

$$G_{air} = 1,8 \cdot G_{comb} \cdot 14,45 \quad G_{air} = 3891,7 \left(\frac{kg}{h} \right)$$

- **Pression d'échappement**

on a

$$P_e = (0,75 \text{ à } 1) P_s \quad (4. 28)$$

AN :

$$P_e = 0,875 \cdot 2,5 \cdot 10^5 \quad P_e = 2,188 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

- **Puissance au litre de cylindrée (puissance volumétrique)**

On a :

$$P_l = \frac{N_e}{i \cdot V_h} \quad (4. 29)$$

V_h : Cylindrée du moteur.

$$V_h = \frac{\pi D^2}{4} \cdot S \quad (4. 30)$$

AN :

$$V_h = \frac{3,140,17^2}{4} \cdot 0,19 = 4,31 \cdot 10^{-3} m^3 \quad V_h = 4,31 L$$

$$P_l = \frac{N_e}{12 \cdot 4,31} = 14,93 \frac{KW}{L}$$

- **Puissance par unité de surface du piston**

On a :

$$P_{pis} = \frac{N_e}{0,785 \cdot i \cdot D^2} \quad (4. 31)$$

AN :

$$P_{pis} = \frac{N_e}{0,785 \cdot 12 \cdot 0,17^2} = 2838,6 \text{ KW}/m^2$$

Paramètre	Définition du paramètre	Valeur
T_s (K)	Température à la sortie de compresseur	468,5
T_a (K)	Température en fin d'admission	400
P_a (Pa)	Pression en fin d'admission	$2,3 \cdot 10^5$
P_{cp} (Pa)	Pression vers la fin de compression	$79,24 \cdot 10^5$
T_{cp} (K)	Température vers la fin de compression	1060
P_{cb} (Pa)	Pression maximale du cycle	$158,5 \cdot 10^5$
T_{cb} (K)	Température maximale du cycle	2761,6
T_r (K)	Température en fin de détente	1495,25
P_r (Pa)	Pression vers la fin de détente	$8,85 \cdot 10^5$
P_{mi} (Pa)	Pression moyenne indiquée	$18,66 \cdot 10^5$
η_i	Rendement indiqué	0,553
g_i (g/KWh)	Consommation spécifique indiquée	155
P_{me} Pa	Pression moyenne effective	$14,93 \cdot 10^5$
η_e	Rendement effectif	0,442
g_e (g/KWh)	Consommation spécifique effective	193,75
N_e KW	Puissance effective	772,25
G_{comb} (kg/h)	Débit du combustible	149,62
G_{air} (kg/h)	Débit d'air	3891,7
P_e (Pa)	Pression d'échappement	$2,188 \cdot 10^5$
P_l ($\frac{KW}{L}$)	puissance volumétrique	14,93
P_{pis} ($\frac{KW}{m^2}$)	Puissance par unité de surface du piston	2838,6

Tableau 4.1: liste des paramètres thermodynamiques calculés

4.4 Dimensionnement de refroidisseur d'air de type (air/air)

4.4.1 Méthode de dimensionnement

L'étude et le dimensionnement d'un réfrigérant d'air peut se faire selon deux méthodes essentielles

- 1) Méthode du nombre d'unité de transfert NUT. utilisée pour simuler un échangeur existant, dont on connaît les températures d'entrée des deux fluides et on recherche les températures de sortie.
- 2) Méthode de la différence moyenne logarithmique ΔT_{ML} . Destinée au dimensionnement d'un appareil qui n'existe pas encore, cela en connaissant les quatre températures des fluides à l'entrée et sortie de l'échangeur, c'est-à-dire on recherche la géométrie de conception de l'échangeur.

Pour notre nouveau réfrigérant d'air le calcul de dimensionnement doit être selon la méthode de la différence moyenne logarithmique, en ayant les différentes températures pour les deux fluides.

4.4.2 Hypothèses de calcul

Le calcul de notre nouveau réfrigérant d'air nécessite la prise en considération des hypothèses suivantes.

- Régime de transfert et écoulement sont stationnaires.
- Le coefficient global d'échange de chaleur est constant.
- La température d'un fluide est constante dans une section transversale.
- Le débit massique d'un fluide est constant.

- La chaleur spécifique d'un fluide est constante.

- Les caractéristiques physiques des matériaux sont constantes tout le long de l'échangeur.

- Le transfert de chaleur entre les deux fluides se fait par :
 - ❖ Convection forcé fluide-paroi (externe) : Coefficient de convection externe h_e [$W/m^2.K$].
 - ❖ Conduction à travers la paroi : Conductivité thermique [$W/m.K$].
 - ❖ Convection forcé fluide-paroi (interne) : Coefficient de convection interne h_i [$W/m^2.K$].

On considère :

Air comprimé à l'intérieur des tubes → indice (1)

Air ambiant traversant les ailettes → indice (2)

4.4.3 Données sur la géométrie de l'échangeur de chaleur

- Diamètre intérieur des tubes
 $D_i = 18 \cdot 10^{-3} \text{ [m]}$
- Diamètre extérieur des tubes
 $D_e = 20 \cdot 10^{-3} \text{ [m]}$
- Pas transversal des tubes
 $P_t = 35 \cdot 10^{-3} \text{ [m]}$
- Pas longitudinal des tubes
 $P_l = 40 \cdot 10^{-3} \text{ [m]}$
- Ecartement des ailettes
 $S_a = 2,5 \cdot 10^{-3} \text{ [m]}$
- Epaisseur de l'ailette
 $e = 0,4 \cdot 10^{-3} \text{ [m]}$
- Longueur de tubes
 $L_t = 1 \text{ [m]}$
- Nombre de rang
 $N = 10$

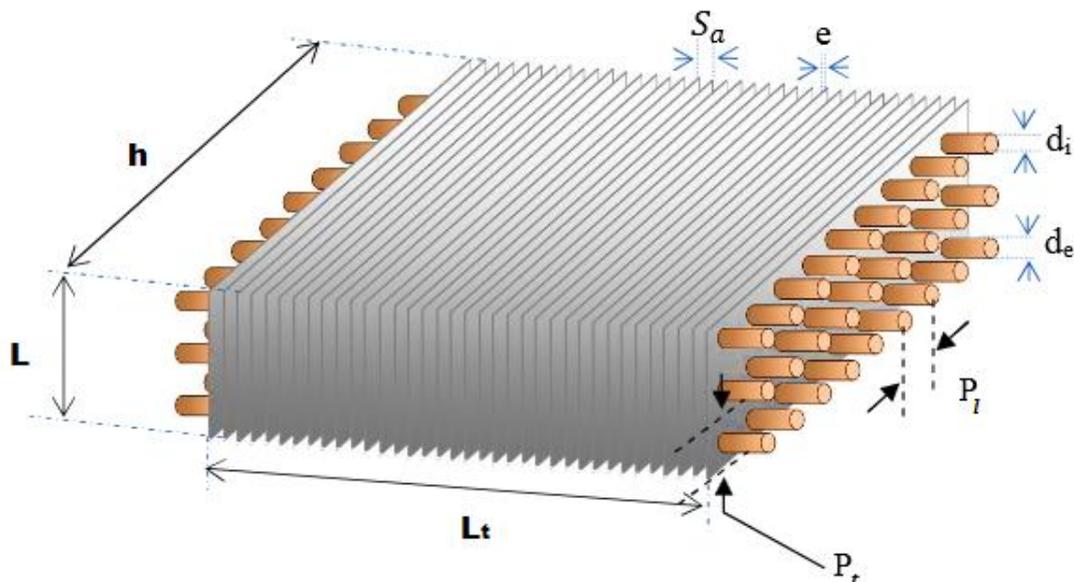


Figure 4.2 : Dimensions de l'échangeur de chaleur

4.4.4 Données sur les propriétés physiques

- Exposant polytropique de l'air ambiant
 $n = 1,7$
- Pression atmosphérique
 $P_2 = 1,013$ [bar]
- Pression de sortie du turbocompresseur
 $P_{1s} = 2,5$ [bar]
- Température d'entrée de l'air ambiant
 $T_{2e} = 50$ [°C]
- Température d'entrée de l'air comprimé à l'échangeur
 $T_{1e} = 196$ [°C]
- Température de sortie de l'air comprimé
 $T_{1s} = 90$ [°C]
- Débit massique de l'air ambiant
 $\dot{m}_2 = 3,96$ [kg/s]
- Débit massique de l'air comprimé
 $\dot{m}_1 = 1,01$ [kg/s]
- Conductivité thermique des tubes (cuivre)
 $\lambda_t = 386$ [W /m.K]
- La résistance d'encrassement intérieur
 $\mathfrak{R}_i = 2,8 \cdot 10^{-4}$ [W / K]
- La résistance d'encrassement extérieur
 $\mathfrak{R}_e = 3,5 \cdot 10^{-4}$ [W / K]
- Chaleur spécifique de l'air ambiant
 $C_{p2} = 1016$ [J/kg.K]
- Viscosité dynamique de l'air ambiant
 $\mu_2 = 19,515 \cdot 10^{-6}$ [kg/m.s]
- Conductivité thermique de l'air ambiant
 $\lambda_2 = 0,0272$ [W/m.K]
- Masse volumique de l'air ambiant
 $\rho_2 = 1,057$ [kg/m³]
- Nombre adimensionnel de Prandtl pour l'air ambiant
 $Pr_2 = 0,729$
- Chaleur spécifique de l'air comprimé
 $C_{p1} = 1034$ [J/kg.K]
- Viscosité dynamique de l'air comprimé
 $\mu_1 = 23,340 \cdot 10^{-6}$ [kg/m.s]
- Conductivité thermique de l'air comprimé
 $\lambda_1 = 0,0333$ [W/m.K]
- Masse volumique de l'air comprimé
 $\rho_1 = 0,827$ [kg/m³]
- Nombre adimensionnel de Prandtl pour l'air comprimé
 $Pr_1 = 0,724$

4.4.5 Calcul du nouveau refroidisseur d'air

- **Flux thermique échangé**

$$\Phi = \dot{m}_1 \cdot C_{p1} \cdot (T_{1e} - T_{1s}) \quad (4.32)$$

AN :

$$\Phi = 1,01 \cdot 1034 \cdot (196 - 90) = 110,7 \cdot 10^3 \text{ [W]}$$

- **Température de sortie de l'air ambiant**

$$\Phi = \dot{m}_2 \cdot C_{p2} \cdot (T_{2e} - T_{2s}) \quad (4.33)$$

Donc

$$T_{2s} = \frac{\phi}{\dot{m}_2 \cdot C_{p2}} + T_{2e}$$

AN :

$$T_{2s} = \frac{110,7 \cdot 10^3}{3,96 \cdot 1016} + 50 = 77,5 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

- **Différence moyenne de température logarithmique**

$$\Delta T_{ML} = \frac{(T_{2e} - T_{1s}) - (T_{2s} - T_{1e})}{\ln\left(\frac{T_{2e} - T_{1s}}{T_{2s} - T_{1e}}\right)} \quad (4.34)$$

AN :

$$|\Delta T_{ML}| = \frac{(50 - 90) - (77,5 - 196)}{\ln\left(\frac{50 - 90}{77,5 - 196}\right)} = 72,28 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

- **Coefficient de convection thermique interne**

- **Nombre de Reynolds:**

$$Re_1 = \frac{\rho_1 \cdot V_1 \cdot D_i}{\mu_1} = \frac{4 \cdot \dot{m}_1}{\mu_1 \cdot N_{tt} \cdot \pi \cdot D_i} \quad (4.35)$$

V_1 : vitesse d'air comprimé à l'intérieur des tubes

AN :

$$Re_1 = \frac{4 \cdot 1,01}{23,34 \cdot 10^{-6} \cdot 30 \cdot 3,14 \cdot 1,8 \cdot 10^{-2}} = 1,02 \cdot 10^5$$

- **Nombre de Nusselt**

Selon la formule de Colburn

$$Re_1 > 10000 \quad \text{et} \quad Pr_1 > 0,5$$

$$\rightarrow Nu = 0,023 \cdot Re_1^{0,8} \cdot Pr_1^{1/3} \quad (4.36)$$

AN :

$$Nu_1 = 0,023 \cdot (1,53 \cdot 10^5)^{0,8} \cdot (0,724)^{1/3} = 210$$

Alors

$$h_i = \frac{Nu \lambda_1}{D_i} \quad (4.37)$$

AN:

$$h_i = \frac{290 \cdot 0,0333}{1,8 \cdot 10^{-2}} = 388,5 \text{ [w/m}^2 \cdot \text{k]}$$

• **Coefficient de convection thermique extérieur**

• **Nombre de Reynolds**

$$Re_2 = \frac{V_{max} D_e}{\vartheta} = \frac{V_{max} D_e \rho_2}{\mu_2} \quad (4.38)$$

Selon la loi de conservation de matière :

$$\dot{m}_2 = \rho_2 \cdot V_1 \cdot S_1 = \rho_2 \cdot V_{max} \cdot S_2 = \text{cte} \quad (4.39)$$

$$V_{max} = \frac{v_1 \cdot s_1}{s_2} = \frac{v_1 \cdot N \cdot L \cdot P_l}{N \cdot L \cdot P_l - D_e \cdot N \cdot L} = \frac{v_1 \cdot P_l}{P_l - D_e}$$

AN :

$$V_{max} = \frac{5 \cdot 40 \cdot 10^{-3}}{40 \cdot 10^{-3} - 20 \cdot 10^{-3}} = 10 \text{ [m/S]}$$

$$Re_2 = \frac{10 \cdot 20 \cdot 10^{-3} \cdot 1,057}{23,34 \cdot 10^{-6}} = 9057,4$$

Le coefficient de transfert thermique extérieur est calculé à partir de la corrélation [11] pour une batterie à ailettes planes:

$$h_e = J_N \rho_2 C_{p2} V_{max} Pr_2^{-2/3} \quad (4.40)$$

Ou

$$J_4 = 0.14 Re_2^{-0,328} \cdot \left(\frac{P_t}{P_l}\right)^{-0,502} \left(\frac{S_a}{D_e}\right)^{0,0312} \quad (4.41)$$

Et

$$\frac{J_4}{J_N} = 0.991 \cdot [2,24 Re_2^{-0,092} \left(\frac{N}{4}\right)^{0,031}]^{0,607(4-N)} \quad (4.42)$$

J_N : facteur de Colburn pour N rangés

AN :

$$J_4 = 0.14 \cdot (9057,4)^{-0,328} \cdot \left(\frac{35}{40}\right)^{-0,502} \left(\frac{2,5}{20}\right)^{0,0312} = 0,0071$$

$$J_{10} = \frac{0,0071}{0.991 \cdot [2,24 (9057,4)^{-0,092} \cdot \left(\frac{10}{4}\right)^{0,031}]^{0,607(4-10)}} = 0,007$$

$$h_e = 0,0032 \cdot 1,057 \cdot 1016 \cdot 10 \cdot 0,729^{-2/3} = 92,75 \text{ [w/m}^2 \cdot \text{k]}$$

• **Rendement d'ailette**

$$\eta_{\text{ail}} = \frac{\tanh(C L_{\text{car}})}{C L_{\text{car}}} \quad (4.43)$$

Avec

$$C = \sqrt{\frac{2 h_e}{\lambda_{\text{ail}} \cdot e}} \quad (4.44)$$

C : coefficient.

Et

$$L_{\text{car}} = (R_{\text{eq}} - R_{\text{ext}}) \left(1 + 0.35 \ln\left(\frac{R_{\text{eq}}}{R_{\text{ext}}}\right)\right) \quad (4.45)$$

L_{car} : longueur caractéristique de l'ailette

Pour les faisceaux en quinconce

$$R_{\text{eq}} = 1,27 X_M \left(\frac{X_L}{X_M} - 0.3\right)^{0.5} \quad (4.46)$$

$$X_M = \frac{P_t}{2} \quad (4.47)$$

$$X_L = \sqrt{\left(\frac{P_t}{2}\right)^2 + \frac{P_L^2}{2}} \quad (4.48)$$

AN :

$$X_L = \sqrt{\left(\frac{35 \cdot 10^{-3}}{2}\right)^2 + \frac{(40 \cdot 10^{-3})^2}{2}} = 0,0266 \text{ [m]}$$

$$X_M = \frac{35 \cdot 10^{-3}}{2} = 0,0175 \text{ [m]}$$

$$R_{\text{eq}} = 1,27 (0,0175) \cdot \left(\frac{0,0266}{0,0175} - 0.3\right)^{0.5} = 0,0245 \text{ [m]}$$

$$L_{\text{car}} = (0,0245 - 0,02) \left(1 + 0.35 \ln\left(\frac{0,0245}{0,02}\right)\right) = 8,54 \cdot 10^{-3} \text{ [m]}$$

$$C = \sqrt{\frac{2 \cdot 92,75}{230 \cdot 0,4 \cdot 10^{-3}}} = 44,9$$

$$\eta_{\text{ail}} = \frac{\tanh(44,9 \cdot 8,54 \cdot 10^{-3})}{44,9 \cdot 8,54 \cdot 10^{-3}} = 0,95$$

• **Efficacité de la surface d'ailettes**

$$\eta_g = 1 - (1 - \eta_{\text{ail}}) \frac{S_{a/m}}{S_{\text{tot}/m}} \quad (4.49)$$

AN :

$$\eta_g = 1 - (1 - 0,95) \frac{0,75}{0,804} = 0,92$$

- **Coefficient d'échange de chaleur global**

$$K = \left[\left(\frac{1}{h_i} + \mathfrak{R}_i \right) \frac{D_e}{D_i} + \frac{D_e}{2\lambda_t} \ln \frac{D_e}{D_i} + \frac{1}{\eta_g h_e} + \mathfrak{R}_e \right]^{-1} \quad (4.50)$$

AN :

$$K = \left[\left(\frac{1}{388,5} + 2,8 \cdot 10^{-4} \right) \frac{20}{18} + \frac{0,02}{2 \cdot 386} \ln \frac{20}{18} + \frac{1}{0,92 \cdot 92,75} + 3,5 \cdot 10^{-4} \right]^{-1} = 69,2 \text{ [w/m}^2\text{.k]}$$

- **Surface d'échange nécessaire**

$$S_{ech} = \frac{\Phi}{K \Delta T_{ML}} \quad (4.51)$$

AN :

$$S_{ech} = \frac{110,7 \cdot 10^3}{69,2 \cdot 72,28} = 22,13 \text{ [m}^2\text{]}$$

- **Dimensions de l'échangeur de chaleur**

- **Nombre d'ailettes par mètre de longueur**

$$N_{a/m} = \frac{1}{s_{a+e}} \quad (4.52)$$

AN :

$$N_{a/m} = \frac{10^3}{2,5+0,4} = 344,83$$

- **Surface d'ailettes par mètre de longueur**

$$S_{a/m} = 2 N_{a/m} \left(P_t P_l - \frac{\pi D_e^2}{4} \right) \quad (4.53)$$

AN :

$$S_{a/m} = 2 \cdot 344,83 \cdot \left(40 \cdot 35 \cdot 10^{-6} - \frac{3,14 \cdot 0,02^2}{4} \right) = 0,75 \text{ [m}^2\text{/m]}$$

- **Nombre total d'ailettes**

$$N_{ta} = L_t \cdot N_{a/m} \quad (4.54)$$

AN :

$$N_{ta} = 1 \cdot 344,83 = 345$$

- **Surface nette des tubes par mètre de longueur**

$$S_{t/m} = S_e (1 - e N_{a/m}) \quad (4.55)$$

S_e : surface extérieure de tube par unité de longueur

AN :

$$S_{t/m} = 3,14 \cdot 0,02 (1 - 0,0004 \cdot 344,83) = 0,054 \text{ [m}^2/\text{m]}$$

- **Surface d'échange total des tubes à ailettes par mètre de longueur**

$$S_{tot/m} = S_{t/m} + S_{a/m} \quad (4. 56)$$

AN :

$$S_{tot/m} = 0,054 + 0,75 = 0,804 \text{ [m}^2/\text{m]}$$

- **Longueur total des tubes**

$$L_{tt} = \frac{S_{ech}}{S_{tot/m}} \quad (4. 57)$$

AN :

$$L_{tt} = \frac{22,13}{0,804} = 27,5 \text{ [m]}$$

- **Nombre total des tubes**

$$N_{tt} = \frac{L_{tt}}{L_t} \quad (4. 58)$$

AN :

$$N_{tt} = \frac{27,5}{1} \approx 28$$

- **Nombre des tubes par rangée**

$$N_{t/r} = \frac{N_{tt}}{N} \quad (4. 59)$$

AN :

$$N_{t/r} = \frac{28}{10} \approx 3$$

- **Profondeur de l'échangeur**

$$L = P_t \cdot N_{t/r} \quad (4. 60)$$

AN :

$$L = 0,035 \cdot 3 = 0,105 \text{ [m]}$$

- **Hauteur de l'échangeur**

$$h = P_l \cdot N \quad (4. 61)$$

AN :

$$h = 0,04 \cdot 10 = 0,4 \text{ [m]}$$

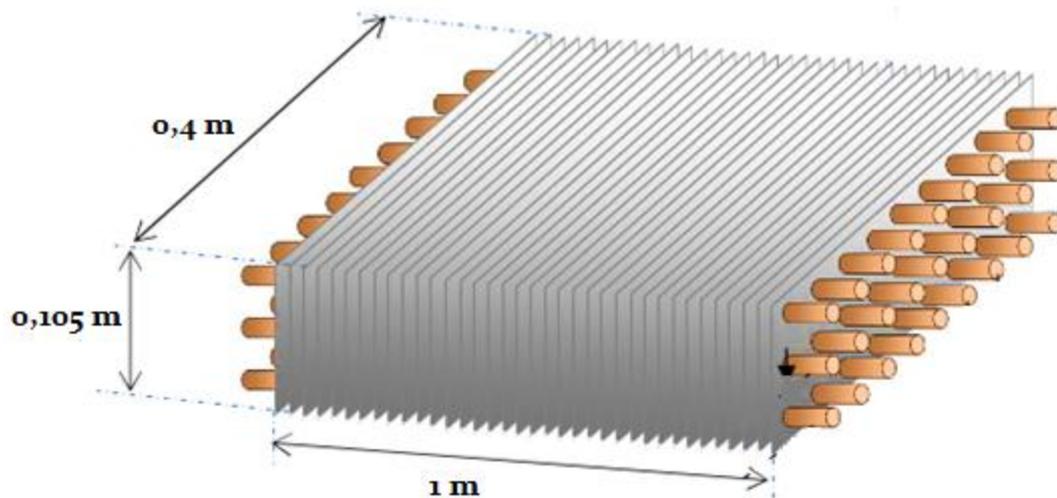


Figure 4.3 : l'échangeur de chaleur

Paramètre	Valeur
Hauteur (m)	0,4
Profondeur (m)	0,105
Longueur (m)	1
Nombre des tubes par rangée	3
Nombre des tubes total	28
Long des tubes total (m)	27,5
Nombre total d'ailettes	345
Surface d'échange (m ²)	22,13
Coefficient d'échange global [w/m ² .k]	69,2

Tableau 4.2 : Paramètres de l'échangeur de chaleur

4.4. Conclusion

D'après les résultats des dimensions obtenus de cet échangeur (batterie à ailettes), on voit que ces dimensions sont convenables en assurant l'échange de chaleur exigé par le bon fonctionnement du moteur dans l'intervalle de température donné.

D'un autre côté, ce nouvel échangeur peut s'installer facilement au-dessus du radiateur de moteur grâce à sa bonne répartition géométrique.

L'emplacement de ce refroidisseur air/air ne provoque aucun problème d'encombrement ou esthétique, car il est situé en haut entre le radiateur et le toit de moteur ce qui permet de faciliter l'intervention sur les différents systèmes.

Conclusions

Avec le développement connu dans le domaine des énergies et des matériaux, les moteurs Caterpillar sont conçus dans un souci de durabilité et pour réduire les coûts d'exploitation. Et ils l'ont prouvé jour après jour, dans les applications pétrolières et gazières du monde

Dans le travail présenté dans ce mémoire, nous sommes arrivés à dimensionner un nouvel échangeur de chaleur air/air ce qu'il n'est pas encombrant qui peut remplacer l'ancien échangeur air/eau tout en conservant les mêmes performances du moteur CAT 3512

L'utilisation de ces échangeurs comporte des avantages sur le plan maintenance et économique

Voyant que le motoriste CATERPILLAR construit les moteurs ACERT cette nouvelle technologie, dont ils font partie des solutions pour l'exploitation pétrolière et gazière avec un refroidisseur d'air d'admission type air/air (ATAAC), parmi lesquels on trouve les types: C18, C27, C32 ACERT

Enfin, les résultats de notre calcul peuvent être utilisés pour répondre à des questions technologiques, et pour la continuité de ce travail on propose une étude économique afin de voir les grandes lignes de ce projet.

REFERENCES

- [1] **S.H. Noie**, Investigation of thermal performance of an air-to-air thermosyphon heat exchanger using ε -NTU method, Applied Thermal Engineering, Septembre 2005
- [2] **Mohammad Rafati Nasra, Miklos Kassaib, Gaoming Ge**, Evaluation of defrosting methods for air-to-air heat/energy exchangers on energy consumption of ventilation, Applied Energy, 2015
- [3] **Lu Haiyinga, Lv Duoa, Yu Xiao**, Study of the Pressure Drop and Thermal Performance of an Air-Air Heat Exchanger for Aero-engine Application, 2015
- [4] **Li-Zhi Zhang**, Flow maldistribution and thermal performance deterioration in a cross-flow air to air heat exchanger with plate-fin cores, International Journal of Heat and Mass Transfer, 2009
- [5] **Robert W. Serth et Thomas G. Lestina**, Air-Cooled Heat Exchangers, Process Heat Transfer (Second Edition) Principles, Applications and Rules of Thumb, 2009
- [6] **Sean Bennett**, MODERN DIESEL TECHNOLOGY: DIESEL ENGINES, Delmar Cengage Learning, 2010.
- [7] **H.IBRAHIM & A. ILINCA & J.PERRON**, moteur diesel suralimenté bases et calculs cycles réel, théorique et thermodynamique, Rapport interne Laboratoire de Recherche en Énergie Éolienne, université de Québec, 2006.
- [8] **YVES JANNOT**, professeur au LEPT-ENSAM de Bordeaux, transfert thermique.
- [9] **A. Benbrik**, Faculté des hydrocarbures, Université de M'Hammed Bougarra, Boumerdes, modes de transfert de chaleur, brochure de cours, 2012
- [10] **Gray et Webb**, Heat transfer and friction correlations for plate finned tube heat exchangers having plain fins, 1986
- [11] **Wang**, Boiling flow in a horizontal fracture, 2000.
- [12] **Ettahir Ammari**, Dimensionnement d'un aérorefrigérant, université de Biskra, 2013.
- [13] **Letourneur Cyrille et Sorondo David**, Dimensionnement d'une unité de récupération d'énergie, 2001.
- [14] **P. CLÉMENT**, Échangeurs de chaleur Problèmes de fonctionnement, article techniques de l'ingénieur, 2014.