

République algérienne démocratique et populaire
Ministère de l'enseignement supérieur et de la recherche scientifique
Université Saad Dahleb de Blida
Faculté des sciences de l'ingénieur
Département d'aéronautique



Mémoire de fin d'études en vue de l'obtention
du diplôme d'étude universitaires appliquées

Option : Propulsion

THEME

**Calcul des performances d'un moteur
Diesel**

Réalisé par :

Mr: Kebli Fethi

Mr: Bouchikhi Amine

Encadré par :

Mr.Allouche.R

Mr.Abdellah El Hadj.S

ANNEE UNIVERSITAIRE 2006 /2007

RESUME

Le travail présenté dans ce mémoire, à pour objet d'aposter une contribution dans le domaine de la technologie des moteurs a combustion interne en particulier le moteur diesel.

Cette étude nous a permis de comprendre et voir clairement les différents composants ainsi de comprendre le principe de fonctionnement du moteur diesel et la manière d'avoir amélioré la puissance de ce moteur par différentes méthodes, parmi ces méthodes d'améliorations le turbocompresseur et le plus utilisé.

SUMMARY

The work presented in this memory, with for object to station a contribution in the field of the technology of internal combustion engines in particular the diesel engine.

This study enabled us to include/understand and see clearly the various components thus to include/understand the principle of operation of the diesel engine and the manner of having improved the power of this engine by various methods, among these methods of improvements the turbocompressor and more used.

ل المقدم من خلال ه ه المذكرة هو دراسة عامة في ميدان تكنولوجيا المحركات نركز فيها على محرك الديزل و نبرز من خلالها مختلف المكونات وكذا مبدأ عمل هذا النوع من المحركات. والهدف من هذا العمل هو تحسين خصائص هذا المحرك لزيادة استطاعته باستعمال ضاغط تربيدي (Turbocompresseur) وهو الأكثر استعمالا في هذا المجال.

Remerciements

Tout d'abord, nous remercions le tout puissant : Dieu de nous avoir aidé durant nos années d'études.

Nous tenons à remercier profondément notre promoteur MR. R. ALLOUCHE pour nous avoir aidés à réaliser ce travail.

Nous remercions aussi le colonel TIBOUTLETE, Commandant de la BASE CENTRAL LOGISTIQUE – Beni Mered, Mr le colonel BOUMAËZA, et Monsieur le Commandant BOUKHMISSE ZOGHBA chef d'atelier rénovation moteurs et organes (2/4) et bien sur sans oublier MR MAHMOUD.

Nous remercions l'Ingénieur d'étude énormément MONSIEUR ABD ELLAH EL HADJ SALIM pour tous ce que fait à accomplir ce travail.

Nous adressons notre gratitude à tous les membres du jury Renane.R. Bouziane.M, Boudjillal.Hayet, Kbab.H qui nous honoré par leurs présence.

En fin nous tenons à remercier tous ceux qui ont contribué de près ou de loin à la réalisation de notre travail (M. ZEGHOUDI, R. LOUNI, KEBLI DALILA, S. DERNI, N. GHERBAUI et tout les travailleur de la (BCL).

AMINE ET FETHI

Dédicace

Je dédie ce Modeste travail :

À celle qui a tout donné sacrifiée et souffert, à celle qui à tant attendue ce jour, à la femme qui règne mon cœur ; ma chère mère.

À celui qui m'a toujours dirigé guidé et encouragé afin d'affronter la vie avec sérénité et courage, l'homme qui a toujours souhaité me voir en haut lieu ; chère père. .

À mes parents.

Je n'oublier jamais que vous étiez près de moi à m'encourager et suis me remonter le moral, et c'est grâce à vous que je suis là...

À ma grande mère...

À mon frère jumeau : HASSENE.

À mes chères sœurs : MADJDA, MOUNIA, SAMIA et son marié ABED EL KADER.

À toute ma famille chacun par son nom.

À mon binôme Fethi et sa famille.

À mes amies surtout : Z Mohammed, Yacine, Hmida, Khaled, Nabil, Sadek, Nadji, Megraoui. Moh et Bbrahime, Abd el Raouf, Zouheyr, Mustapha... à mes collègues de promotion : 2007.

BOUCHIKHI AMINE

Dédicaces

Je dédie ce modeste travail à celle qui a tout donné sacrifiée et souffert, à celle qui à tant attendue ce jour, à la femme qui règne mon cœur ma chère mère.

À celui qui m'a toujours dirigé guidé et encouragé afin d'affronter la vie avec sérénité et courage l'homme qui a toujours souhaité me voir en haut lieu chère père.

À mes grands parents.

À mes frères : HALIM, FOUZI, HAKIM.

À ma sœur : DALILA.

À mon binôme Amine et toute sa famille.

À mes amis: Sadek, Mohammed, Zouheyr, Khaled, Nadji, Riad, Mouh, Nadjib, Saide, Rida, Rachid, Omed, Rouf, Brahime, Hamza, Ghano...

À mes amies : Omen, Nessrine, Naima, Manelle, Asma

À tout ce qui me connaitre et je le connais et à tous mes amis d'Aéronautiques.

KEBLI FETHI

SOMMAIRE

Liste des figures

Nomenclature

Introduction générale.....01

Chapitre I : Généralité sur le moteur à combustion interne

I-1. Historique du moteur diesel.....	03
I-2. Définition d'un moteur Diesel.....	04
I-2-1. Organes fixes.....	04
I-2-2. Les organes mobiles.....	05
I-3. Comparaison moteur diesel et moteur à essence.....	08
I-4. Avantages et inconvénients du moteur diesel.....	10
I-4-1. Avantages.....	10
I-4-2. Inconvénients.....	10
I-5. La combustion.....	10
I-6. Le système d'injection.....	11
I-6-1. Le rôle du système d'injection.....	11
I-6-2. La pompe d'injection.....	11
I-7. Classification des moteurs diesel	12
I-7-1. Moteur à injection directe.....	12
I-7-2. Moteurs à injection indirecte.....	14
I-7-3. Moteur semi diesel.....	18
I-8. Cycle du moteur diesel.....	18
I-8-1. Définition d'un cycle.....	18
I-8-2. Etude de cycle de Carnot.....	19
I-8-3. Cycles à quatre temps.....	20
I-8-4. Cycles diesel.....	21
I-8-5. Cycle à pression constante.....	23

I-8-6. Cycle à volume constant.....	24
I-8-7. Cycle Mixte.....	25

Chapitre II : Calculs thermodynamique

Introduction.....	27
II-1. Rappel thermodynamique.....	27
II-1-1 Définition	27
II-1-2. Equation du gaz parfait.....	28
II-1-3.Premier principe, travail et chaleur.....	28
II-2. Calcule des différents cycles.....	32
II-2-1. Le cycle thermodynamique et les notations utilisées.....	32
II-2-2. Méthodes d'analyse du cycle moteur.....	35
II-4. Equation de bilan énergétique du cycle moteur.....	38
II-5. Calcule des paramètres de moteur.....	40
II-5-1.Cylindrée unitaire (V)	40
II-5-2.Cylindrée du moteur V_t	40
II-5-3.Rapport volumétrique	41
II-5-4. Travail – Couple – Puissance.....	42
II-5-5. Les pressions moyennes.....	45
II-5-6. Consommation spécifique.....	47

Chapitre III : Moteur suralimenté

III-1. Raison de la suralimentation.....	49
III-2. Caractéristiques fondamentales de la suralimentation.....	50
III-3.Rappel des conditions de compression.....	51
III-4. L'accroissement de la contrainte due à la suralimentation.....	52
III-4-1.Les avantages de la surcontrainte	53

III-4-2.Les inconvénients de se contrainte	54
III-4-3.En conséquence on est conduit.....	54
III-5.La suralimentation par turbocompresseur.....	55
III-5-1.Généralité.....	55
III-5-2.Le but de l'utilisation.....	55
III-5-3.Prensipe de fonctionnement.....	57
III-6. Adaptation compresseur d'air / turbine d'échappement.....	59
III-6-1. Le compresseur.....	60
III-6-2. La turbine.....	65
III-6-3. Caractéristique thermique du turbocompresseur.....	65
III-7-Adaptation turbocompresseur/ diesel.....	67
III-7-1.Adaptation en régime stable.....	68
III-7-2.Utilisation de l'énergie contenue dans les gaz d'échappement.....	69
III-8. Comparaisons de performances de moteurs suralimentés et non suralimentés.....	70
III-9. Conclusion.....	72

Chapitre IV : Calcul des performances

IV-1.Calcul des paramètres d'un moteur à 300 CV.....	73
IV-2.Calcul et choix d'un turbocompresseur.....	78
IV-3.Calcul de puissance d'un moteur diesel à 400 CV.....	79
IV-4.Les vérification des calculs.....	80
Conclusion.....	85

Bibliographie

Annexe 1

Annexe 2

LISTE DES FIGURES

Fig-I.1	Les organes du moteur.....	6
Fig-I.2	Les organes du moteur.....	7
Fig-I.3	Injection directe.....	13
Fig-I.4	La chambre de tourbillon d'air.....	13
Fig-I.5	Moteur à chambre de précombustion.....	15
Fig-I.6	Chambre de turbulence "Ricardo".....	16
Fig-I.7	Système "Lanova".....	17
Fig-I.8	Chambre Saurer.....	17
Fig-I.9	Cycle de Carnot.....	19
Fig-I.10	Cycles à quatre temps.....	20
Fig-I.11	Cycle diesel.....	23
Fig-I.12	Cycle à pression constante.....	23
Fig-I.13	Cycle à volume constant.....	25
Fig-I.14	Cycle mixte.....	26
Fig-II.1	Cycle thermodynamique du moteur.....	32
Fig-II.2	Caractéristiques internes du moteur.....	41
Fig-III.1	Pression et température de fin de compression en fonction de taux de suralimentation.....	53
Fig-III.2	Turbosoufflante à turbine centripète.....	56
Fig-III.3	Turbocompresseur à refroidissement.....	58
Fig-III.4	Schéma de principe du fonctionnement d'un turbocompresseur.....	60
Fig-III.5	Compresseur centrifuge.....	61
Fig-III.6	Caractéristiques (débit-pression) d'un compresseur centrifuge.....	62
Fig-III.7	Diagramme de compression théorique d'un gaz parfait.....	63
Fig-III.8	Deux compresseurs montés en série.....	64
Fig-III.9	Evolution des rendements en fonction de la puissance diesel à 1350 et 1250 tr/min.....	66
Fig-III.10	Augmentation théorique de la température de l'air en fonction du taux de suralimentation	67
Fig-III.11	Masse spécifique de l'air admis au cylindre en fonction du taux de suralimentation.....	69

Fig-III.12	Energie disponible dans les gaz d'échappement par rapport au travail indiqué du moteur.....	70
Fig-III.13	Comparaisons de performances de moteurs suralimentés et non suralimentés.....	71
Fig-III.14	Taux d'accroissement de puissance en fonction de la diminution du rapport de compression v	72
Fig-IV.1	La suralimentation d un moteur diesel de 6 cylindres par un turbocompresseur.....	84

NOMENCLATURE

- ❖ A : La section transversale de passage pour le fluide.
- ❖ C : couple moteur.
- ❖ Ce : couple effectif.
- ❖ c : course du piston.
- ❖ C_{pg} : La chaleur spécifique isobare.
- ❖ Cse : consommation spécifique.
- ❖ Cv : La capacité thermique à volume constant.
- ❖ Cp : La capacité thermique à pression constant.
- ❖ dQ : Echanges thermiques.
- ❖ E : Energie
- ❖ H : enthalpie.
- ❖ KB : La constante de boltzmann.
- ❖ K : La conductance gazodynamique de la soupape.
- ❖ Li : Le travail mécanique indiqué.
- ❖ mg : La masse de gaz évacué pendant un cycle moteur.
- ❖ mv_s : Quantité maximale admis dans le cylindre.
- ❖ \dot{m}_{ad} : Débit massique admis.
- ❖ n : Le nombre de moles.
- ❖ NA : nombre d'Avogadro.
- ❖ N : nombre de rotation.
- ❖ P : Pression.
- ❖ Pi : La puissance indiquée.
- ❖ Ps : La puissance spécifique.
- ❖ Pmi : La pression moyenne du cycle.
- ❖ $P\bar{m}i$: La pression moyenne du cycle une forme adimensionnée.
- ❖ $P\bar{s}$: La puissance spécifique une forme adimensionnée.
- ❖ Pci : pouvoir calorifique.
- ❖ PMB : point mort bas.
- ❖ PMH : point mort haut.
- ❖ PME : pression moyenne effective.
- ❖ Pe : puissance effective.
- ❖ \bar{Q}_{gs} : Les flux de chaleur spécifiques.
- ❖ Q : Chaleur.
- ❖ R_g : La constante spécifique du gaz.
- ❖ R : La constante du gaz.
- ❖ T : Température.
- ❖ U : Energie interne.

- ❖ v : Volume.
- ❖ V_e : cylindrée unitaire.
- ❖ V_t : cylindrée du moteur.
- ❖ W : Travail.
- ❖ W_c : énergie fournie par le compresseur.
- ❖ W_t : énergie fournie par la turbine.
- ❖ W_e : travail effectif.
- ❖ X : pourcentage d'augmentation de puissance.
- ❖ t : rapporte d'augmentation de travaille.
- ❖ r : Le coefficient d'excès d'air.
- ❖ $\}$: Le rapport des pressions pendant la combustion isochore.
- ❖ y_v : Le coefficient de remplissage du cylindre.
- ❖ y : Rendement.
- ❖ y_g : rendement global.
- ❖ y_m : rendement mécanique.
- ❖ y_e : rendement effectif.
- ❖ V : Le rapport volumique de compression.
- ❖ \ddagger : Le rapport des températures extrêmes du cycle.
- ❖ Π : Taux de compression (ou le rapport des pressions extrêmes du cycle).
- ❖ Π_c : taux de la suralimentation $\frac{P_1}{P_0}$
- ❖ ... : Le rapport des volumes pendant la combustion isobare.
- ❖ \dots_0 : Densité de l'air atmosphérique.
- ❖ Ψ : Le coefficient global de pertes de pression.
- ❖ Ψ_a : Le coefficient de diminution relative de la pression pendant l'admission.
- ❖ Ψ_e : Le coefficient de diminution relative de la pression pendant l'évacuation.
- ❖ S : Vitesse moyenne de fluide.
- ❖ ΔP : La perte de pression.
- ❖ $<$: Le coefficient de résistance gazodynamique.
- ❖ \sim : Le coefficient de la variation molaire.
- ❖ w : Richesse.

INTRODUCTION

Le développement actuel des moteurs à combustion interne doit répondre à une volonté d'augmenter la puissance. Cette augmentation n'est possible que par une connaissance approfondie des phénomènes physiques mis en jeu dans le fonctionnement du moteur.

Il existe plusieurs méthodes afin d'améliorer les performances du moteur parmi elles l'utilisation d'un turbocompresseur qui est un élément fonctionnant comme suit :

Les gaz d'échappement au lieu d'être dissipés immédiatement à l'air libre, sont acheminés vers la turbine de cet élément qui fait tourner le compresseur, ce dernier aspire l'air extérieur et le comprime avant de l'injecter dans les chambres de combustion du moteur, ce qui va être l'objet de notre étude dans ce travail.

C'est pour que nous avons tendre dans le premier chapitre à l'historique et la description générale du moteur diesel. En représentant le fonctionnement et les différents organes constituent de ce moteur, comparaison entre le moteur diesel et le moteur à essence, nous avons classé les moteurs diesel selon le type d'injection et de chambre de combustion qui les équipent, à la fin de ce chapitre nous allons présenter les différents cycles d'un moteur à combustion interne.

Tandis que dans le deuxième chapitre on a donné un rappel thermodynamique, puis nous allons passer aux calculs des différents cycles et les paramètres d'un moteur à quatre temps.

En suite nous allons décrire dans le chapitre (III):

- une explication de la notion d'un moteur suralimenté et les avantages et les inconvénients dus à la suralimentation de ce dernier
- Une justification de choix d'un turbocompresseur comme une solution plus efficace pour calculer les performances d'un moteur diesel.

Et réserver le quatrième chapitre tout entier pour une essai de calcul des performances d'un moteur diesel de 300 CV à partir des caractéristiques donnée par un turbocompresseur des caractéristiques calculés pour obtenir une puissance à environ de 400 CV et on a obtenu cette résultat affirmative après une étude si rieuse sur les moteurs diesel « suralimenté » et « non suralimenté » dans les chapitres précédant. En fin une conclusion générale est tirée.

CHAPITRE I

Généralité sur les moteurs à combustion interne

I-1. Historique du moteur diesel :

Le moteur diesel doit son nom à son inventeur, l'ingénieur Allemand Rudolf Diesel, il établit la théorie du cycle qui porta son nom, et après une longue étude un ouvrage intitulé « **théorie et construction d'un moteur thermique rationnel** ».

Dans cet ouvrage, Rudolf Diesel, qui avait l'idée de réaliser un moteur dont le cycle se rapprochait du cycle de Carnot a présenté ce nouveau moteur comme **un moteur à combustion interne** dans lequel était utilisée la chaleur du à la compression de l'air pour provoquer l'allumage du combustible.

Cinq mois plus tard, la société KRUPP fait les essais du premier moteur Diesel, dans l'atelier d'Augsbourg , **le combustible injecté après pulvérisation, explosa comme prévu mais malheureusement, le moteur ne résista pas**, mais Rudolf Diesel ne se découragea pas, il construisit un moteur plus résistant à Kassel en 1897.

A la suite de ces expériences, le Français Capitaine inventa, en 1918, un moteur semi Diesel ainsi nommé pour la simple raison qu'**il ne comprime pas l'air jusqu'à la température d'inflammation** du combustible.

En 1925, la firme BENZ réalisa un moteur **Diesel à deux cylindres et GNUKERS un moteur Diesel deux temps**.

PACKARD construisit en 1930 **un moteur d'avion en étoile**, à refroidissement par air.

Rudolf Diesel, passionné de mécanique, a obtenu différents brevets dont un particulier en 1882, intitulé « **procède pour produire de la force motrice en faisant brûler en combustible** ».

De nombreuses expériences ont permis de réaliser des progrès importants. Un grand nombre de véhicules utilitaires ainsi que certains véhicules particuliers sont équipés d'un moteur Diesel. [1]

I-2. Définition d'un moteur Diesel :

Un moteur Diesel est une machine thermique à combustion interne que produit un mouvement de rotation en transformant :

- a) L'énergie chimique en énergie calorifique.
- b) L'énergie calorifique en énergie mécanique.

Pour arriver à un tel résultat, le moteur Diesel que nous allons décrire comporte un certain nombre d'organes. Nous distinguerons :

- Les organes fixes.
- Les organes mobiles.
- Les organes de distribution :
- Les organes qui contribuent au bon fonctionnement du moteur, système de refroidissement, système de graissage, système de l'alimentation de carburant. [2]

I-2-1. Organes fixes :

Les parties fixes comprennent essentiellement :

a) La culasse :

La culasse est en quelque sorte le chapeau du cylindre.

Elle contient principalement la chambre de compression, elle contient également les organes d'admission et d'échappement ainsi que ceux de distribution, son rôle est également d'évacuer une partie de la chaleur dégagée par la combustion des gaz.

b) Le bloc cylindrique :

Le bloc cylindrique est un des organes essentiels d'un moteur, il est en générale de formes complexes du fait des fonctions qu'il doit assurer.

c) Les carters :

Carter c'est un bac fixé sous le bloc moteur, il y a des carters humides « contient de l'huile moteur » et il y a des carters secs pour les engins, c'est-à-dire au moment d'arrêt pas d'huile dans le carter sauf dans la pompe à huile, et ce type de moteur contient un réservoir d'huile.

d) Les tubulures :

Les tubulures désignée aussi sous le nom de « collecteurs » sont des conduits qui servent pour à amener les gaz frais jusqu'aux soupapes d'admission, et pour les autres à évacuer les gaz brûlés.

I-2-2. Les organes mobiles :

Les organes mobiles d'un moteur sont essentiellement :

a) Le piston :

Le piston est dans son ensemble de forme cylindrique.

b) La bielle :

La bielle transmet l'effort de poussée de piston au vilebrequin. La bielle transformer le mouvement rectiligne alternatif du piston en mouvement circulaire continu du vilebrequin.

c) Le vilebrequin :

Le vilebrequin est l'arbre moteur, il reçoit l'effort produit dans chacun des cylindres par l'explosion et la détente du mélange carburé.

Le vilebrequin par l'intermédiaire des bielles, assure également les quatre temps (le cycle moteur).

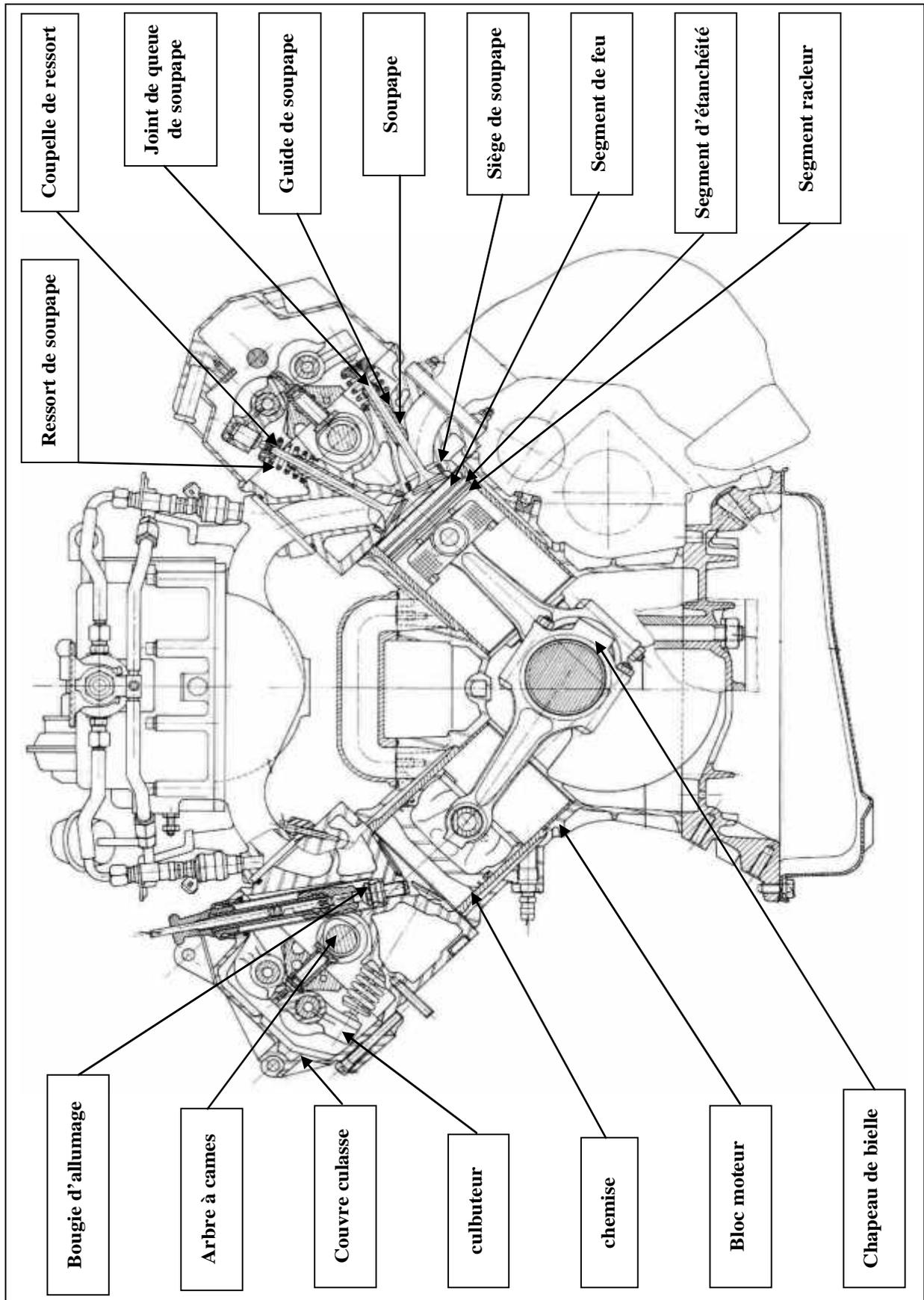


Fig.I.1.Les organes du moteur

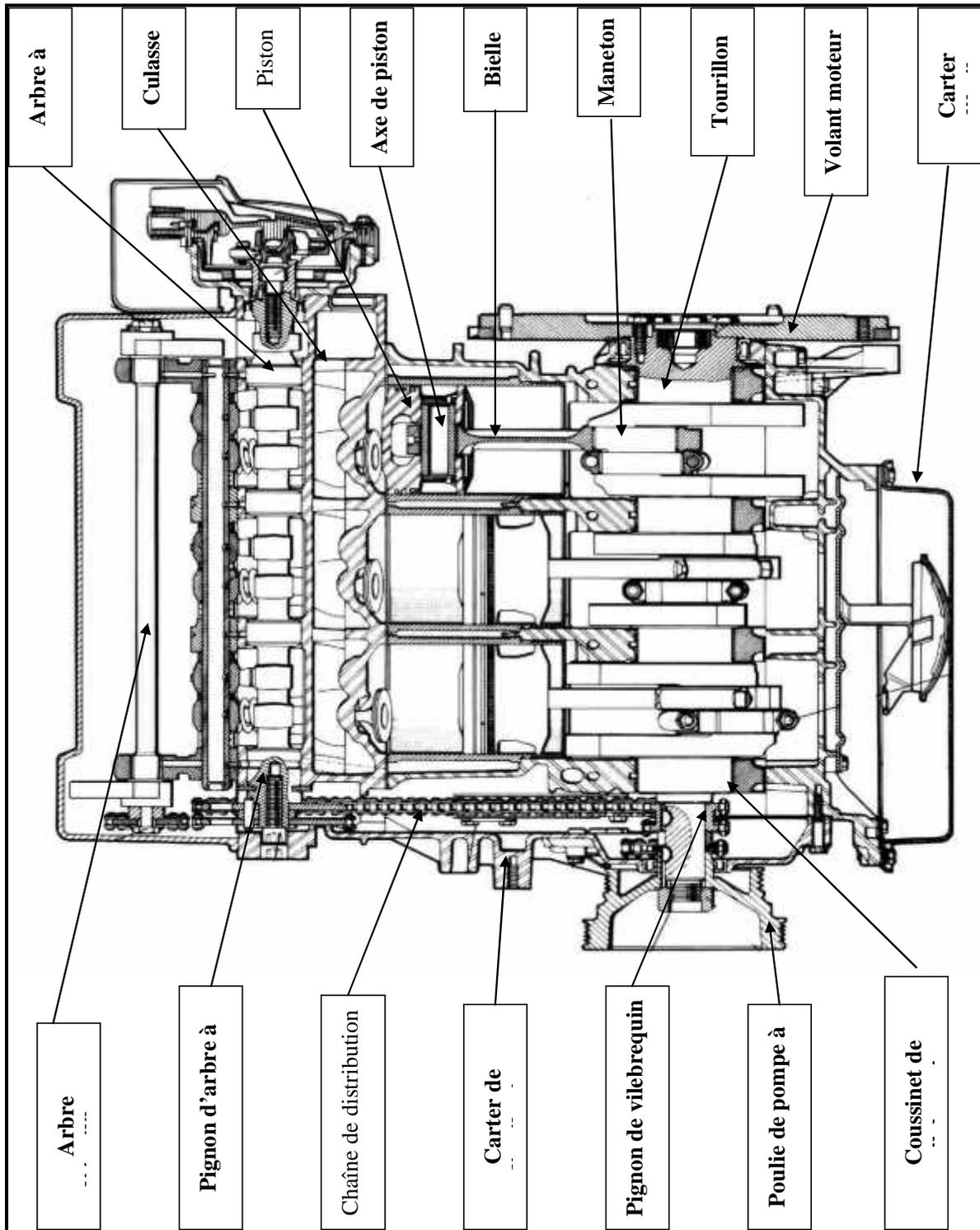


Fig.I.2.Les organes du moteur

I-3. Comparaison entre le moteur diesel et le moteur à essence :

La différence essentielle entre un moteur du type diesel et un moteur à essence réside dans le mode d'inflammation du carburant et de la caractéristique d'auto-inflammation de celui-ci.

Si dans une masse d'air suffisamment comprimée pour que sa température atteigne une valeur déterminée, on introduit un combustible finement pulvérisé, la combustion se déclenche par auto inflammation.

Le phénomène d'auto inflammation résulte lui-même :

D'une part, d'un rapport volumétrique très élevé : 16/1 à 24/1;

D'autre part, de la haute température engendrée par ce rapport 600°C.

Tableau : comparaison entre moteur diesel et moteur à essence

Temps du cycle	Fonctions assurées dans	Organes en fonctionnement	Fonctions assurées dans	Organes en fonctionnement
Admission	Le moteur diesel Aspiration d'air	Soupapes d'admission	Le moteur à essence Aspiration d'un Mélange air essence préparé et dosé par un carburateur ou un système d'injection essence	Soupapes d'admissions Carburateurs ou injecteurs
Compression	Très forte 20 à 30 bars compression de l'air de chauffage à 600K environ rapport volumétrique 16/1 à 24/1		Compression du mélange 8 à 12 bars d'où chauffage à 300° environ rapport volumétrique 5/1 à 11/1	
En fin de course de compression	Injection sous forte pression (100 à 300 bars) du combustible qui s'enflamme spontanément au contact de l'air surchauffé	Pompe D'injection Injecteur	Allumage du mélange par étincelle électrique à la bougie	Allumeur ou magnéto et bougies d'allumage
Combustion ou explosion	Combustion et détente		Combustion et détente	
échappement	Evacuation des gaz brûlés	Soupapes d'échappement	Evacuation des gaz brûlés	

Il faut retenir que le moteur à essence est un moteur à explosion et que le moteur diesel est un moteur à combustion interne. [1]

I-4. Avantages et inconvénients du moteur diesel :

I-4-1. Avantages :

-Meilleur rendement : grâce à l'augmentation du rapport volumétrique la combustion est plus complète et la consommation spécifique est réduite (en moyenne de 200g/kW/h contre 330 g/kW/h pour le moteur à essence).

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

-Le combustible employé coûte moins cher.

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

-Les gaz d'échappement sont moins toxiques car ils contiennent moins d'oxyde de carbone.

I-4-2. Inconvénients :

-Les organes mécaniques doivent être surdimensionnés.

-Le bruit de fonctionnement est élevé.

-La température dans les chambres de combustion est élevée ce qui implique un refroidissement plus efficace.

-L'aptitude au démarrage à froid est moins bonne qu'un moteur à allumage commandé. [3]

I-5. La combustion :

Le rendement d'une machine à **combustion externe** est proportionnel à l'écart des températures entre les quelles elle fonctionne (rendement de Carnot).

Le rendement d'une machine à **combustion interne** est fonction de la qualité de la combustion. Il est donc nécessaire de connaître les évolutions chimique et thermique des constituants en présence de leurs chaleurs de réaction, leurs chaleurs spécifiques, toutes valeurs précisées entre les températures initiale, maximale et finale. [3]

I-6. Le système d'injection :

Le système d'injection a pour objet d'assurer la formation du mélange (combustible+air).le processus d'injection va donc se développer en fonction de deux paramètres, l'espace et le temps.

En fonction de l'espace, l'étalon de longueur étant le millimètre, le processus doit conduire à des jets de gouttelette se trouvant en chaque point dans un état donné de pulvérisation, jets la direction, la longueur et la forme ont été déterminées au cours d'essais.

En fonction du temps, l'étalon de temps étant le dix millième de seconde, le processus doit conduire à une loi d'introduction d'une quantité donnée de combustible par degré de rotation du vilebrequin.

Du fait du délai d'inflammation, l'instant du début d'injection se situe nettement le PMH (point mort haut), la durée d'injection fonction du type de chambre à combustion et du couple demandé. [3]

I-6-1. Le rôle du système d'injection :

Le système d'injection est un système de canalisation qu'il assure l'alimentation du moteur avec du gaz-oil pour faire fonctionné le moteur. Ainsi que ce système contient, la pompe d'injection et injecteurs.

I-6-2. La pompe d'injection :

La pompe d'injection fournit elle-même la pression nécessaire à l'injection, ce qui nécessite un ajustage très poussé au micron près pour limiter les fuites.

La pompe d'injection que l'on peut considérer comme le «coeur» du moteur diesel a pour fonction d'injecter à chaque course motrice, dans chaque cylindre, la quantité de combustible nécessaire et correspondante à la puissance développée par le moteur (50 à 60 mm³ par litre de cylindrée). [1] et [3]

Il existe deux procédés d'injection du combustible :

- L'injection pneumatique.
- L'injection mécanique.

I-7. Classification des moteurs diesel :

Les moteurs diesel sont classés selon le type d'injection et de chambre de combustion qui les équipe.

Deux grandes familles de types de combustion existent :

- L'injection directe, qui désigne tous les procédés ne comportant pas le fractionnement de la chambre de combustion (l'injecteur pulvérise le combustible directement dans la chambre principale du cylindre).
- L'injection indirecte, regroupant les différentes solutions de chambres de combustion divisées (l'injecteur pulvérise le combustible dans une chambre auxiliaire où a lieu le début de combustion), les gaz rejoignant ensuite la chambre de combustion principale à travers un passage ou des canaux de liaison. [3]

I-7-1. Moteur à injection directe :

Deux techniques de combustion sont employées :

- Par énergie des jets d'injecteur : utilisé dans les gros moteurs lents, l'injecteur central comporte de 6 à 8 trous, pulvérise le combustible (tarage de 200 à 350 bars) à la circonférence de la chambre de combustion de grand diamètre et peu profonde du piston. Le système fonctionne sans tourbillon d'air
mais exige une grande précision du positionnement de l'injecteur (à proximité de la chambre) et un excès d'air très important.

- Par mouvement tourbillonnant de l'air: c'est le procédé le plus utilisé sur tous les moteurs modernes, le mouvement tourbillonnant de l'air est amorcé par la forme du conduit d'admission la chambre de combustion dans le piston est plus réduite, et comporte une forme variable selon le constructeur, en perpétuelle évolution en fonction de la normalisation antipollution, afin d'améliorer sans cesse l'homogénéité du mélange air combustible.

L'injecteur utilisé est du type à trous multiples (3 à 6).

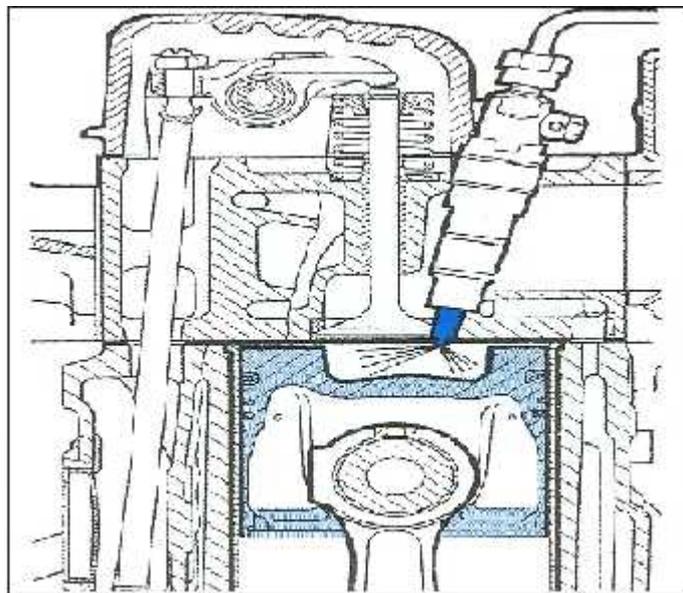


Fig. I.3. Injection directe

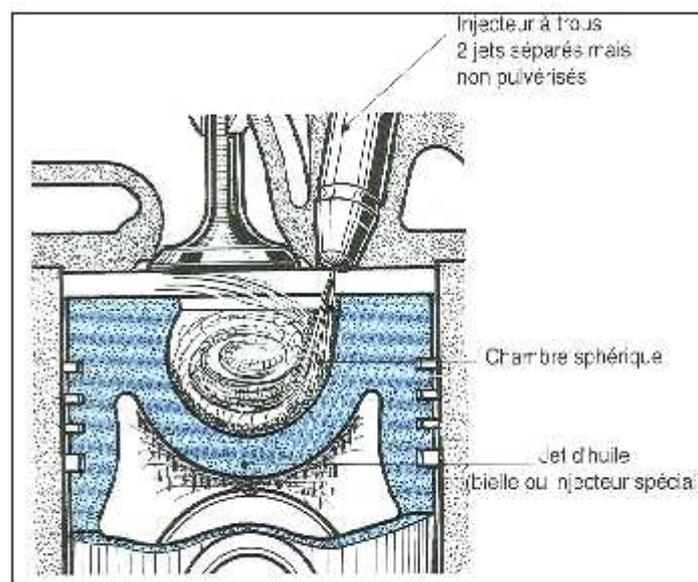


Fig. I.4. La chambre de tourbillon d'air

Le principe de fonctionnement est le suivant :

Pendant l'admission, l'air pénètre dans le cylindre par la volute d'admission. Elle lui imprime un mouvement tourbillonnant très intense, créant un cyclone qui se poursuit pendant la compression.

En fin de compression, l'injecteur introduit le combustible dans la chambre sphérique du piston. Le jet très court est dirigé sur la paroi, et s'étale sur elle en un film mince. Les fines gouttelettes qui forment un brouillard autour de ce jet s'oxydent et amorcent la combustion.

Ce début de combustion s'effectuant avec une faible quantité de combustible, le cognement est éliminé. Le reste du combustible étalé en film mince s'évapore lentement, permettant aux vapeurs de se mélanger à l'air à l'air tourbillonnant.

I-7-2.Moteurs à injection indirecte :

a) Moteurs à chambre de précombustion (Auxiliaire) :

L'injecteur du type à téton est placé sur la culasse et dans une cavité non refroidie appelée "préchambre". Elle communique avec le haut du cylindre par un ou plusieurs orifices de passage restreint, et représente entre 20 et 30% du volume de compression.

Le combustible injecté dans cette préchambre commence à brûler puisqu'elle contient de l'air préalablement comprimé et élévation de pression résultant de cette précombustion expulse le mélange vers le cylindre où la combustion se poursuit. Cette combustion étagée assure un fonctionnement moins bruyant car les pressions d'injection sont modérées (100 à 150 bars) et le rapport volumétrique varie de 12/1 à 15/1.

Le démarrage s'opère généralement à l'aide d'une bougie de préchauffage car le taux de compression adopté ne permet pas de porter l'air ambiant à une température suffisante lorsque la culasse est froide.

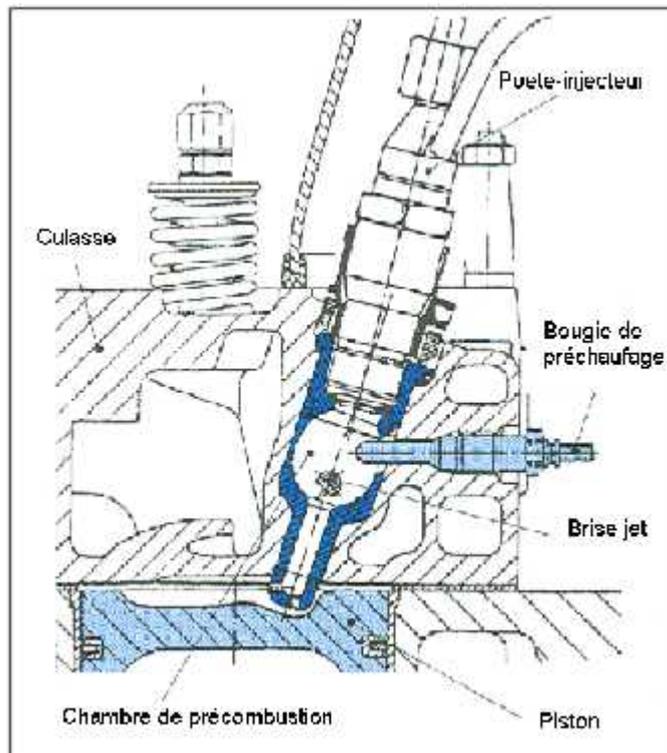


Fig. I.5. Moteur à chambre de précombustion

b) Moteurs à chambre de turbulente :

Ce dispositif est une variante du précédent : la chambre de turbulence représente la presque totalité du volume de la chambre de combustion. Cette préchambre communique avec le cylindre par un orifice de large section de forme tronconique; comme dans le cas précédent, l'injecteur débouche dans la chambre. Pour ces moteurs, le rapport volumétrique est compris entre 15/1 et 18/1, et la pression d'injection est de 110 à 130 bars.

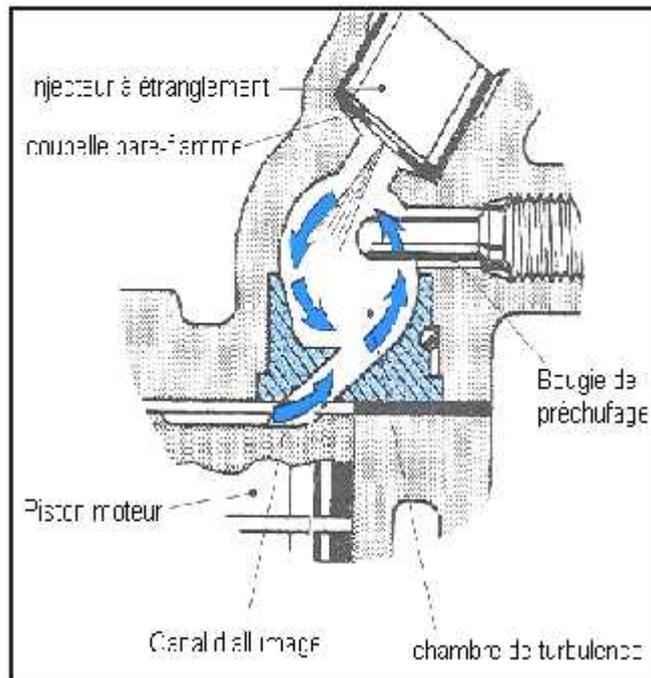


Fig. I.6. Chambre de turbulence "Ricardo"

c) Moteurs à chambre d'air :

La réserve d'air communique avec le cylindre par un orifice important mais l'injecteur est placé en dehors de cette chambre et il est disposé de façon telle que le jet de combustible vient à la rencontre de l'air comprimé qui sort de la chambre.

Il en résulte une grande souplesse de fonctionnement car un brassage énergétique de l'air et du combustible favorise la combustion.

Ces systèmes ont été abandonnés depuis plusieurs années.

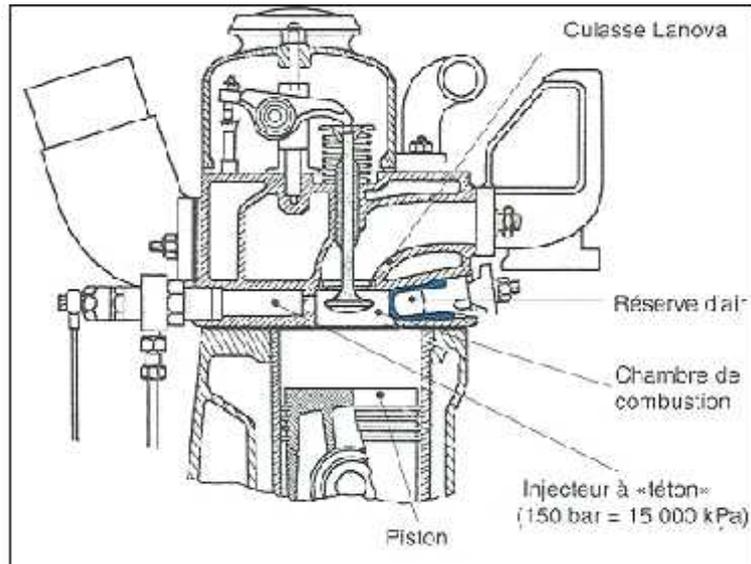


Fig. I.7. Système "Lanova"

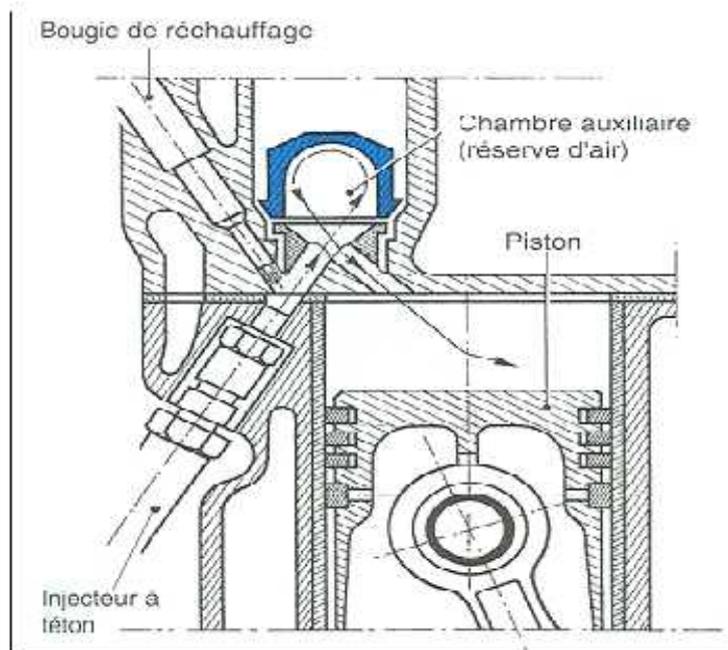


Fig. I.8. Chambre Saurer

I-7-3.Moteur semi diesel :

Nous passerons rapidement sur ce type de moteur, qui est pratiquement abandonné à l'heure actuelle.

Dans ces moteurs, la compression moins élevée engendre une température plus faible qui ne permet pas d'obtenir l'inflammation spontanée du combustible lors de son injection.

On dispose donc sur la culasse une chambre de combustion non refroidie qui est généralement une boule creuse chauffée. La température de cette boule est maintenue par les combustions successives.

I-8.Cycle du moteur diesel:**I-8-1. Définition d'un cycle :**

Dans une transformation thermodynamique le fluide passe par plusieurs états successifs. (À ne pas confondre avec les états de la matière, le fluide pouvant rester gazeux mais changeant de pression et de volume). Pour construire un moteur, il faut que la transformation se reproduise. Explication: si on fait chauffer une barre de métal, on obtient un déplacement par sa dilatation. Si on ne permet mécaniquement ce déplacement dans une seule direction, on produit un travail. Pour autant, ce dispositif n'est pas un moteur, une fois la barre dilatée, il n'y a plus de déplacement. Il faut refroidir la barre pour qu'elle se contracte et revienne à l'état initial.

Cycle ouvert: Une partie des échanges de chaleur se fait par transfert de matière. C'est le cas des moteurs thermiques qui laissent échapper les gaz dans l'atmosphère.

Cycle fermé: Toute la matière est conservée. Si on fait le bilan pour revenir à chaque point, on vérifie le premier principe de la thermodynamique. [5]

I-8-2. Etude de cycle de Carnot :

L'injection progressive d'après "Rudolf Diesel" devait permettre la réalisation de cycle de Carnot en assurant le tric de piston.

Pour réaliser la détente isotherme Diesel injecter le combustible de façon progressive, la température se maintenait a 800C° alors que l'augmentation de volume entraînait chute de pression allant jusqu'à 9.16^6 pascal ($90\text{Kg}/\text{cm}^2$).

A la fin de la combustion commençait la détente adiabatique avec diminution de la température et chute de la pression de 9.10^5 pascals (90 à $1.033\text{ Kg}/\text{cm}^2$) valeur de la pression atmosphérique.

Le cycle théorique de Carnot possède un excellent rendement qui est égal a 0.727

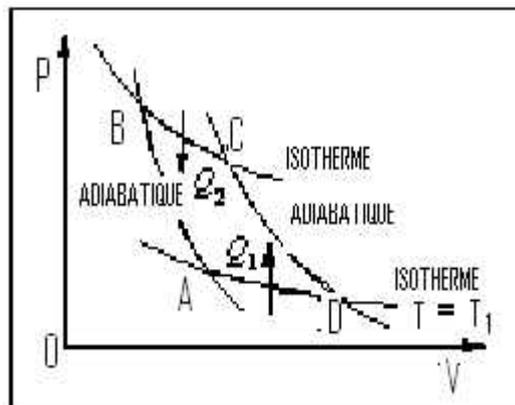


Fig. I.9.Cycle de Carnot

Ce cycle comprend les phases suivant :

- A-B compression adiabatique.
- C-D détente adiabatique.
- A-D compression isotherme.
- B-C détente isotherme.

Le diagramme (V, P) est en général appelé **diagramme de clapyron**, les points A, B, C, et D correspondent à quatre états d'équilibre du système qui sont liés par les quatre transformations (deux isothermes et deux adiabatique).

I-8-3. Cycles à quatre temps :

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

Les quatre temps correspondant à une rotation de vilebrequin égale a 720, soit deux tours dans ce cycle nous avons les phases suivant :

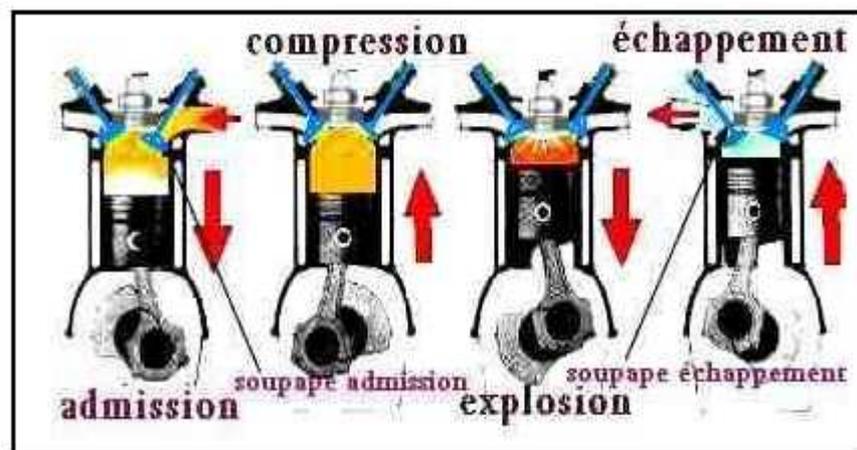


Fig. I.10.Cycles à quatre temps

1^{er} temps Admission :

La soupape d'admission étant ouverte, la course descendante du piston créant une aspiration de l'air pénètre dans le cylindre.

2^{ème} temps compression :

La soupape d'admission se referme. Dans sa course ascendante le piston comprime l'air à une pression de l'ordre de $3 \cdot 10^6$ à $4 \cdot 10^6$ pascals (30 à 40 Kg/cm²).

Cette compression brutale de l'air engendre une augmentation de température environne 500 à 600 C.

3^{ème} temps injection combustion détente :

Lorsque le piston arrive au voisinage du point mort (PMH) en fin de compression, on injecté le combustible pulvérisé dans la chambre de combustion.

La pression d'injection doit naturellement être supérieure à la pression régnant alors dans le cylindre pour permettre l'introduction du combustible.

Elle varie suivant le type du moteur entre $8 \cdot 10^6$ pascals (80 à 250 Kg/cm²) et même davantage dans les «Diesel marins».

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

Néanmoins un certain temps mesurable s'écoule entre le début de l'injection et le début de la combustion. Cet intervalle est connu sous le nom de « délai d'allumage ».

Les gaz augmentant très rapidement de volume, leur détente chasse le piston vers le bas, au point mort bas (PMB). Le vilebrequin reçoit de l'énergie durant toute cette course (temps moteur).

Au moment de la combustion la pression atteint de $5 \cdot 10^6$ à 10^7 pascals (50 à 100 Kg/cm²) la température est alors de l'ordre de 1800 à 2000 C°.

4^{ème} temps échappement :

La soupape d'échappement s'ouvre, les gaz brûlés sont chassés par le piston qui remonte, pour la distribution nous trouvons, comme sur le moteur à explosion des avances et des retards à l'ouverture ou à la fermeture des soupapes.

I-8-4. Cycles diesel:

a) Théorique :

Ce cycle se rapproche du cycle de Carnot.

Le diagramme se décompose ainsi :

1^{ère} temps aspiration d'air AB.

2^{ème} temps compression isotherme BC jusqu'à $3 \cdot 10^5$ Pa environ puis compression adiabatique CD jusque à $2.5 \cdot 10^7$ Pa la température montant à plus de 800C°.

3^{ème} temps injection prolongée du combustible pour obtenir une combustion isotherme. Le décompte du piston s'accompagnant d'une baisse de température et de pression jusqu'à $9 \cdot 10^6$ Pa (90Kg/cm²) donc détente isotherme DE, puis détente adiabatique EF après cessation de l'injection.

4^{ème} temps chute de pression FB puis échappement BA.

Ce cycle théorique ne peut être réalisé en raison de la trop forte compression demandée.

b) Réel :

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

1 -Avance ouverture admission (AOA) : pour permettre une meilleure évacuation des gaz brûlés, on donne de l'avance à l'ouverture de la soupape d'admission, de façon à ce que l'air aspiré dans le cylindre chasse le gaz brûlés.

2 -Retard fermeture admission (RFA) : on donne du retard à la fermeture de la soupape d'admission pour obtenir un meilleur remplissage, en effet, l'air ayant acquis une certaine vitesse. Durant la course descendante du piston, continue de pénétrer dans le cylindre pendant le temps mort du piston au PMB.

3 -Avance ouverture échappement (AOE) : a la fin du cycle de détente, il est bon d'avoir de l'avance à l'ouverture de la soupape d'échappement pour permettre une meilleure évacuation des gaz brûlés.

4 -Retard fermeture échappement (RFE) : nous remarquerons que ce retard correspond à quelque chose près à l'avance à l'ouverture de la soupape d'admission. En effet, les gaz frais pénétrant dans le cylindre chassent les gaz brûlés.

5 -Avance à l'injection (AI) : comme un certain temps s'écoule entre le début de l'injection et le début de la combustion, représenté par l'angle, il faut de l'avance à l'injection pour faire coïncider le début de la combustion avec la position du piston au PMH c'est pour cette raison que, durant la compression, on injecte le combustible avant que le piston soit exactement au PMH.

Il ne faut pas négliger cette avance, mais ne pas l'exagérer sous peine d'entraîner de graves inconvénients.

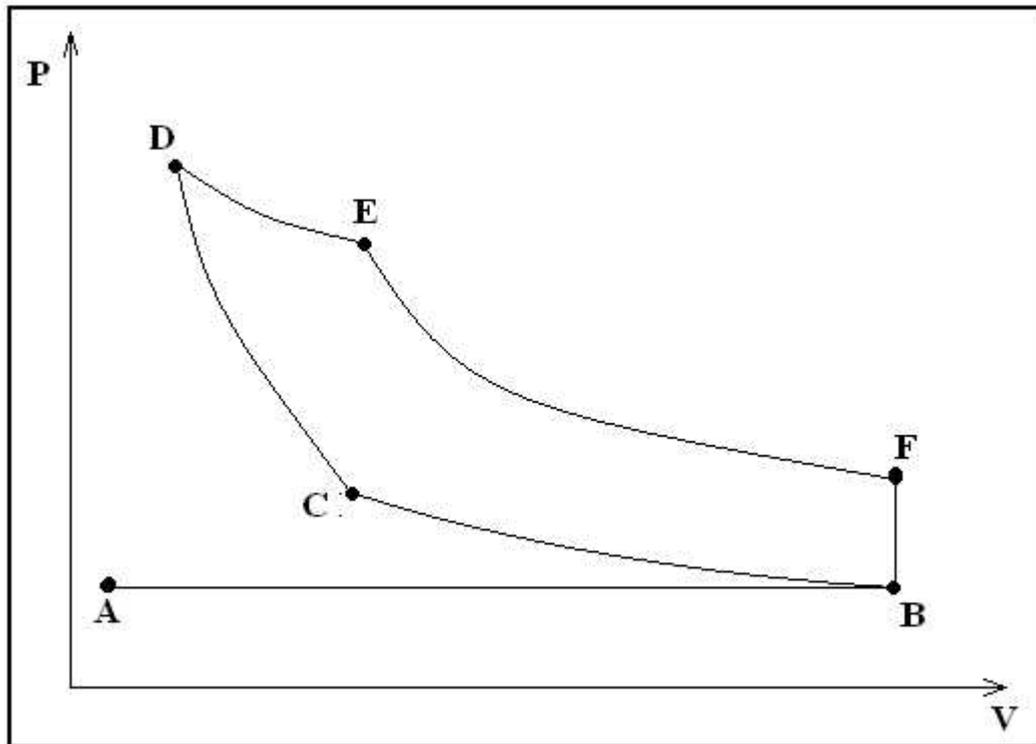


Fig. I.11.Cycle diesel théorique

I-8-5. Cycle à pression constante :

Le diagramme du cycle Diesel à pression constante comprend les phases suivantes :

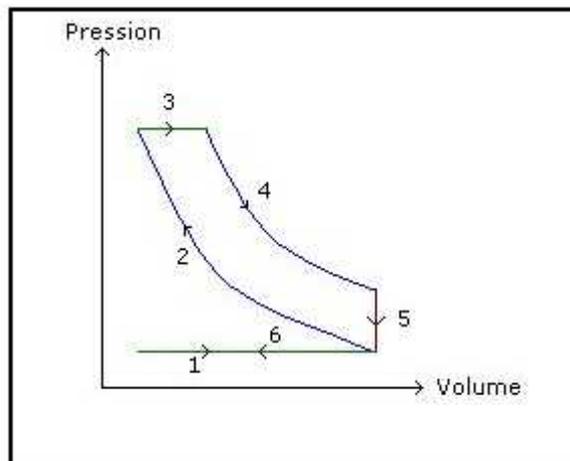


Fig. I.12.Cycle à pression constante

1^{er} temps - Admission d'air AB

2^{ème} temps - compression adiabatique BC

3^{ème} temps - Injection et combustion isobares CD

La pression reste constante, le volume augmente puis détente adiabatique DE ; la pression baisse progressivement car le volume augmente par suite du déplacement du piston.

4^{ème} temps - Echappement :

Ce cycle dont le rendement théorique est de 0,40 n'a jamais été atteint en pratique.

Il ne peut s'appliquer qu'aux gros Diesel Fixer de 500 à 1500 chevaux.

I-8-6. Cycle à volume constant :

Ce cycle se rapproche du cycle de BEAU DE ROCHAS utilisé dans les moteurs à explosion à quatre temps.

Le diagramme du cycle Diesel à volume constant comprend les phases suivantes :

1^{er} temps - Admission d'air AB

2^{ème} temps - compression adiabatique BC

3^{ème} temps - Injection automatique du combustible qui s'enflamme spontanément.

La combustion étant très rapide, la pression augmente brusquement, donc combustion à volume constant et pression variable CD suivi de la détente adiabatique DE avec baisse de pression progressive.

4^{ème} temps - Echappement

Le cycle à volume constant est difficile à réaliser parce qu'il conduit à des pressions élevées et qu'il suppose une combustion instantanée impossible à obtenir en pratique.

Le rendement d'un moteur Diesel fonctionnant suivant ce cycle est d'environ 0,32.

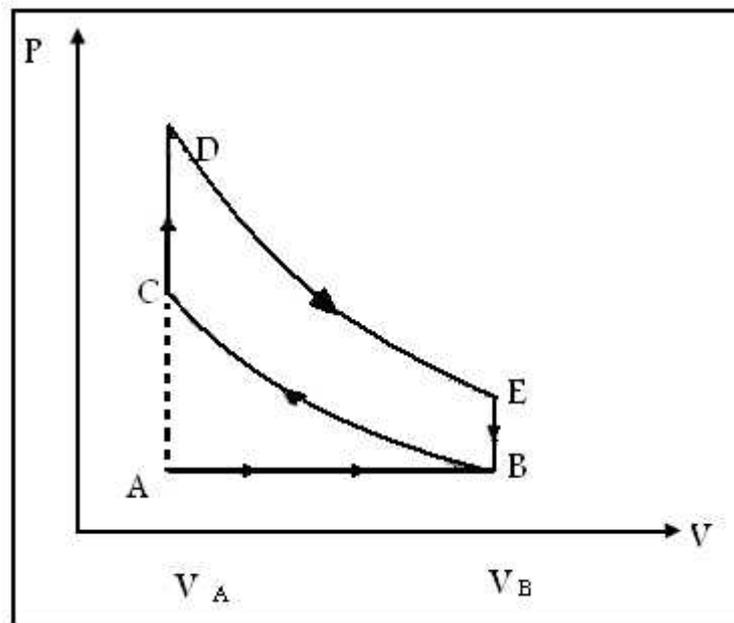


Fig. I.13. Cycle à volume constant

I-8-7. Cycle Mixte :

Afin de se rapprocher le plus possible du cycle idéal tout en réunissant des compromis acceptables, on réalise une combinaison des deux cycles précédents :

- Combustion à volume constant et pression variable
- Combustion à pression constante et volume variable

Le diagramme du cycle mixte ou cycle de Sabathé comprend les phases suivantes :

1^{er} temps – Admission d'air AB

2^{ème} temps – Compression adiabatique BC

3^{ème} temps – Injection et combustion à volume constant et pression variable CD.

4^{ème} temps – Echappement chute de pression FB, puis évacuation des gaz brûlés BA.

Pratiquement tous les Diesels « routiers » légers et rapides utilisés en automobile fonctionnelle suivant le cycle mixte c'est-à-dire qu'ils présentent le rapport entre cycle à volume constant et cycle à pression constante .

Variable en fonction du régime du moteur, de la puissance demandée, et du moment où se produit l'injection.

Le rendement d'un Diesel routier fonctionnant suivant le cycle mixte de 0,30 à 0,40.

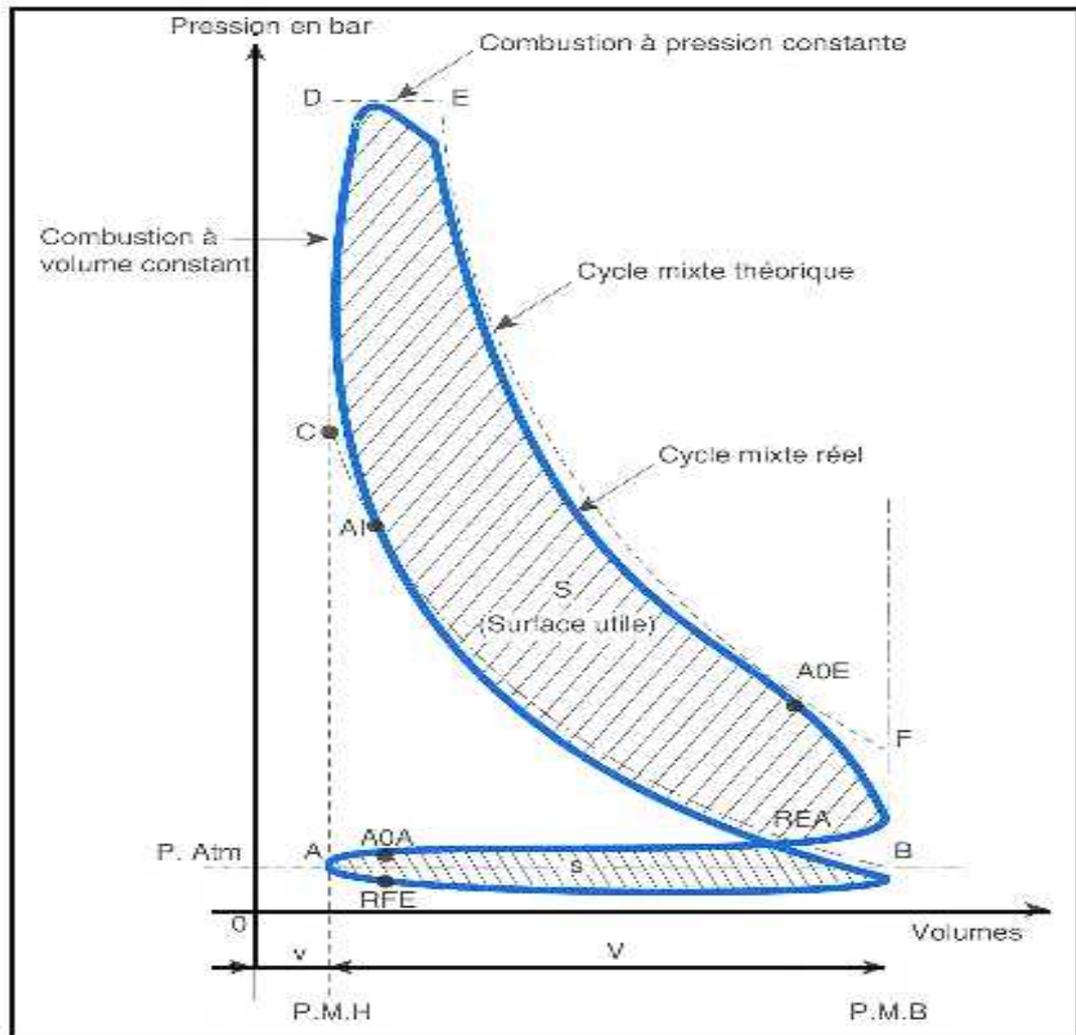


Fig. I.14. Cycle mixte

CHAPITRE II

Calculs thermodynamique

Introduction :

Le modèle original élaboré dans ce travail permet une analyse thermodynamique du cycle du moteur à combustion interne avec les méthodes de la thermodynamique en temps fini.

On a établi des expressions mathématiques pour le calcul de la pression moyenne indiquée et du coefficient de remplissage en fonction du coefficient de diminution relative de la pression dans la section de la soupape d'admission, considérée comme résistance dissipatrice active qui influence sur le débit d'agent thermique qui entre dans les cylindres du moteur.

II-1. Rappele thermodynamique :

La thermodynamique est née vers les années 1820, au début de l'ère industrielle, de la nécessité de connaître, sur les machines thermiques construites, la relation entre les phénomènes thermiques et les phénomènes dynamiques, d'où son nom. L'étude scientifique permet notamment d'améliorer le rendement des machines à vapeur et de développer des nouveaux types des machines thermiques appliquées à la production du froid. [7]

II-1-1.Définition :

La thermodynamique repose pour l'essentiel sur deux lois fondamentales et universelles, appelées principes, et sur le Concept de température.

-Premier principe :(Ou principe d'équivalence)

L'énergie peut passer d'une forme à une autre et/ou d'un système à un autre. L'énergie est une quantité conservée, principe fondamental en physique. Grandeur : énergie E , et énergie interne U .

-Second principe :

Une évolution est-elle réalisable ou non. Le système étudié est-il à l'équilibre Grandeur entropie S .

Un système isolé, c'est à dire n'échangeant pas d'énergie avec l'extérieur, a atteint son état d'équilibre lorsque son entropie est maximale.

Le microscopique (à l'échelle de l'atome ou de la molécule) donne une signification physique aux grandeurs macroscopiques.

II-1-2. Equation du gaz parfait : [7]

Définition :

Empiriquement on trouve une équation d'état reliant les grandeurs P, V et T entre elles :

$$PV = nRT \quad (1)$$

Où n est le nombre de moles (1 mole = 6.10^{23} particules = NA, nombre d'Avogadro) et R = 8,32 J/Kg la constante du gaz Parfait.

La température T est la température du gaz parfait.

La température thermodynamique exprime en Kelvin (K).

La température exprimée en Celsius est définie de la manière suivante :

$$1^{\circ}\text{C} = 1 + 273,15 \text{ K}$$

II-1-3. Premier principe de la thermodynamique, travail et chaleur : [8]

On considère maintenant qu'il n'y a pas de déplacement global du système :

Mais il y a de changement de l'énergie entre les systèmes et l'extérieur.

$$\boxed{E = U}$$

a) Définition et énoncé :

Si le système n'est pas isolé, il peut échanger de l'énergie avec l'extérieur. Le premier principe stipule que les échanges sont soit des échanges sous forme de travail soit des sous forme thermique. Pour un échange infinitésimal.

$$dU = W + Q \quad (2)$$

$-W$: travail, échange d'énergie mécanique ou électrique associé à des forces macroscopiques.

$-Q$: échange thermique, sans force macroscopique.

Remarque :

Par convention $\pm W$ et $\pm Q$ sont comptés positifs si ils augmentent l'énergie interne du système.

b) Forces pressantes extérieures, exemple de bilan énergétique :

On considère un gaz contenu dans une enceinte équipée d'un piston pouvant coulisser sans frottement.

Le travail des forces pressantes extérieures est :

$$W = F_{\text{ext}} \cdot dl = -P_{\text{ext}} \cdot V \text{ si } P_{\text{ext}} = \text{cst} \quad (3)$$

Un cas important :

Si le système est à équilibre de pression.

$$P_{\text{ext}} = P \quad (4)$$

Si le système est thermiquement isolé :

$Q = 0$ et $U = W$. Une transformation où $Q = 0$ est appelée transformation adiabatique.

Si le système n'est pas thermiquement isolé :

La température du gaz s'équilibre avec la température extérieure donc :

$$T = T_0 \text{ Pour un gaz parfait on a également } U = 0 \text{ et } Q = -W < 0.$$

b-1. Réversibilité et irréversibilité :

On filme un phénomène et on le projette à l'envers. Si le phénomène est réalisable alors il est réversible, dans le cas contraire il est irréversible. Une transformation réversible correspond à une succession d'états d'équilibres. Le premier principe avec un travail dû aux forces pressantes uniquement.

$$dU = -P_{\text{ext}}dV + Q \quad (5)$$

Peut se reformuler :

$$du = -pdV + Q_{\text{rev}} \quad (6)$$

Où (Q) rev sont les échanges thermiques réversibles.

b-2. Energie interne, enthalpie et bilan énergétique :

1- Enthalpie :

Par définition l'enthalpie est une grandeur thermodynamique vérifiant l'égalité :

$$H = U + PV \quad (7)$$

Par ailleurs.

$$dU = -pdV + Q. \quad (8)$$

La variation de U est donc due aux échanges thermiques si V est constant.

Ainsi :

$$dH = dU + V dP + PdV = V dP + Q \quad (9)$$

La variation de H est due aux échanges thermiques si P est constant.

Remarque :

On a considéré ici que le système était à l'équilibre des pressions.

2- Capacité thermique (ou calorifique) :

Par définition on a :

$$C_v = (Q / T) V \quad (10)$$

La capacité thermique à volume constant.

$$C_p = \left(\frac{Q}{T} \right)_P \quad (11)$$

La capacité thermique à pression constante.

$$C_v > 0 \quad \text{et} \quad C_p > 0. \quad (12)$$

Remarque:

On a supposé que C_v et C_p sont constants dans la gamme de température utilisée.

3- Transformation isochore ($V = \text{Constant}$) :

Echange thermique.

$$dU = Q_V = C_v dT \quad (13)$$

4- Transformation isobare ($P = \text{Constante}$) :

Echange thermique et mécanique.

$$dU = -PdV + Q_P \quad (14) \quad \text{et} \quad dH = Q_P = C_p dT \quad (15)$$

5- Cas du gaz parfait :

U est fonction de T uniquement, ainsi on a :

$$dU = Q_V = C_v dT \quad (16)$$

Quelque soit le type de transformation.

On montre également que.

$$dH = Q_P = C_p dT \quad (17)$$

Quelque soit le type de transformation, Par contre C_V C_P . On montre que.

$$C_P(T) - C_V(T) = nR \quad (18)$$

II-2. Calcul des différents cycles : [5]

II-2-1. Le cycle thermodynamique et les notations utilisées :

On a représenté dans la figure 1, en coordonnées p (pressions) – v (volume) le cycle thermodynamique du moteur à combustion par compression en quatre temps.

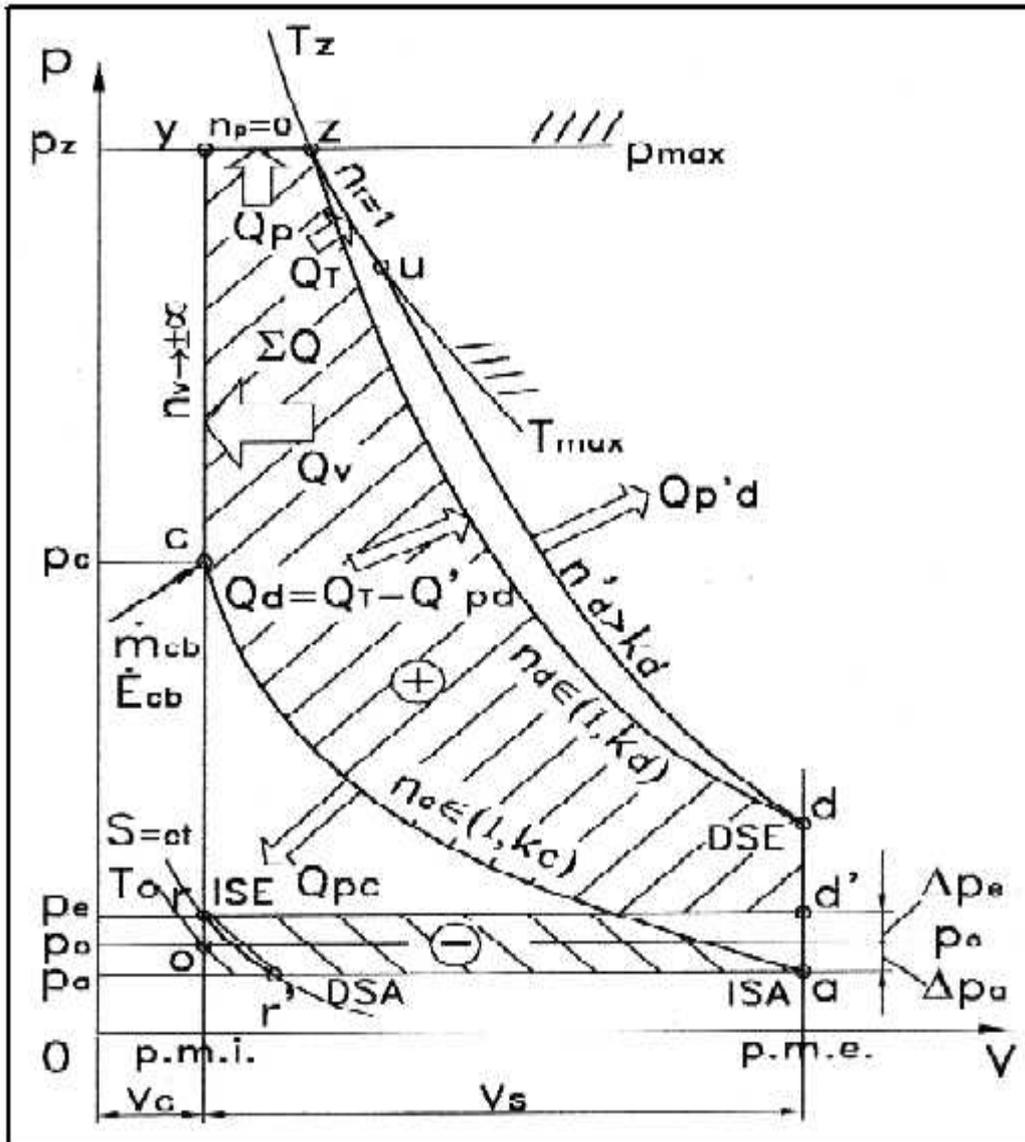


Fig.II.1.Cycle thermodynamique du moteur

La modélisation utilise les suivantes hypothèses simplificatrices :

Le processus d'admission r'-a se déroule à une pression constante p_a [Pa] qui est plus petite que la pression barométrique p_0 [pa] avec la différence qui exprime les pertes de pression dans la soupape d'admission p_a [pa]. DSA et ISA symbolisent le point d'ouverture, respectivement de fermeture de la soupape d'admission ;

Le processus d'évacuation d-d'-r a lieu en deux étapes : à l'ouverture de la soupape d'évacuation DES on commence l'évacuation libre (d-d') pendant laquelle la pression se diminue de p_d à p_e qui est plus grande que la pression barométrique avec la valeur des pertes de pression dans la soupape d'évacuation p_e [pa] et après, l'évacuation forcée à une pression constante p_e (l'étape d'-r) jusqu'au point de fermeture de la soupape d'évacuation ISE ;

La liaison entre l'évacuation et l'admission est faite par la détente isentropique r-r` du gaz résiduel ;

Le processus de compression a-c est modélisé par une transformation polytropic pendant laquelle le gaz cède de la chaleur Q_{pc} aux parois du cylindre ;

Le processus de combustion est modélisé, généralement par trois étapes : un chauffage isochore c-y, pendant lequel l'apport de chaleur est Q_v , un chauffage isobare y-z, avec l'apport de chaleur Q_p et l'évolution isotherme z-u qui exprime la postcombustion (combustion en détente), pendant laquelle l'agent reçoit la quantité de chaleur Q_T ;

Le processus de détente commence à la fin de la combustion dans le point u, étant une transformation polytropic pendant laquelle gaz cède la quantité de chaleur Q_{pd} aux parois du cylindre ;

L'agent thermique est considéré comme gaz parfait avec la chaleur spécifique de la température d'air et pour les produits de combustion, dépendant aussi de l'excès d'air.

L'équivalence entre le processus de combustion en détente et la transformation isotherme est basée sur des données expérimentales qui montrent que

la température à la fin de la combustion T_u pourrait être supérieure à la température finale T_z de la combustion visible c-z à cause d'un dégagement intense de chaleur sur la première partie z-u du processus z-u-d. Donc, on peut considérer que la transformation isotherme z-u appartient au processus de combustion et aussi au processus de détente. Par la combinaison entre la postcombustion z-u et la détente u-d on obtient la détente globale z-d.

Les notations principales des paramètres qu'on utilise sont :

Le rapport volumique de compression

$$= V_a / V_c \quad (19)$$

Le rapport des températures extrêmes du cycle

$$\tau = T_{\max} / T_0 \quad (20)$$

Le rapport des pressions extrêmes du cycle

$$= P_{\max} / P_0 \quad (21)$$

Le rapport des pressions pendant la combustion isochore

$$= P_{\max} / P_c \quad (22)$$

Le rapport des volumes pendant la combustion isobare

$$= V_z / V_c \quad (23)$$

Le coefficient de diminution relative de la pression pendant l'admission

$$a = P_a / P_0 \quad (24)$$

Le coefficient de diminution relative de la pression pendant l'échappement.

$$e = P_e / P_0 \quad (25)$$

Le coefficient global de pertes de pression

$$= \frac{P_a}{P_e} = \frac{1 - \Psi_a}{1 + \Psi_e} \quad (26)$$

II-2-2. Méthodes d'analyse du cycle moteur : [5]**a) Méthode basée sur la pression moyenne du cycle :**

La pression moyenne du cycle est définie comme le rapport entre le travail mécanique indiqué L_i [J] et la cylindrée unitaire V_s [m³] :

$$P_{mi} = \frac{L_i}{V_s} \text{ [Pa]} \quad (27)$$

Ou, sous une forme adimensionnée, en divisant P_{mi} par la pression barométrique :

$$\bar{P}_{mi} = \frac{P_{mi}}{P_0} \text{ [-]} \quad (28)$$

Si on note N [rot/min] le nombre de rotations de l'arbre du moteur par minute n le nombre de cylindre, on peut exprimer la puissance indiquée comme :

$$P_i = P_0 \frac{\bar{P}_{mi} \times V \times N}{120} \text{ [Watt]} \quad (29)$$

b) Méthode basée sur la puissance spécifique d'agent thermique :

La puissance spécifique peut être définie comme le travail indiqué L_i [KJ] produit par un kilogramme d'agent admis le moteur ou comme la puissance indiquée P_i [KW] produite par une unité de débit massique m_{ad} [Kg/s] admis :

$$P_s = \frac{L_i}{m_{ad}} \left[\frac{KJ}{Kg} = \frac{KW}{Kg / s} \right] \quad (30)$$

Le coefficient de remplissage du cylindre est :

$$y_v = \frac{m_{ad}}{m_{vs}} = \frac{\dots_o \cdot V_{ad}}{\dots_o \cdot V_s} = \frac{V_{ad}}{V_s} \text{ [-]} \quad (31)$$

Ou m_{vs} [Kg] est la quantité maximale, théorique qui pourrait être admis dans le cylindre et $\dots_o = p_o / RT_o$ [Kg/m³] la densité de l'air atmosphérique. A l'aide des relations (27), (30) et (31) on obtient pour la pression moyenne indiquée :

$$P_{mi} = \frac{L_i}{V_s} = y_v \dots_o P_s = y_v \frac{P_o}{RT_o} P_s \text{ [Pa]} \quad (32)$$

Qui adimensionnée conduit à :

$$\bar{p}_{mi} = \frac{P_{mi}}{P_o} = y_v \frac{P_s}{RT_o} \quad [-] \quad (33)$$

Il en résulte que la puissance spécifique peut être exprimée comme :

$$P_s = \frac{P_{mi}}{y_v \dots_0} \left[\frac{W}{Kg / s} \right] \quad (34)$$

Où en forme adimensionnée :

$$\bar{p}_s = \frac{P_s}{RT_o} = \frac{\bar{P}_{mi}}{y_v} \quad [-] \quad (35)$$

Et la puissance indiquée :

$$P_i = \frac{\dot{m}_{ad} P_s}{10^3} = \frac{\dot{m}_{ad}}{10^3} \frac{P_{mi}}{y_v \dots_0} = \frac{RT_o}{10^3} \dot{m}_{ad} \frac{\bar{P}_{mi}}{y_v} = \frac{RT_o}{10^3} \dot{m}_{ad} \bar{P}_s \quad [KW] \quad (36)$$

c) Méthode basée sur la thermodynamique en temps fini :

Le cycle moteur est en fait un cycle ouvert et son analyse impose l'utilisation des équations pour les fluides en écoulement, comme l'équation de continuité :

$$\dot{m} = Aw \dots \quad [Kg/s] \quad (37)$$

Avec A [m^2] la section transversale de passage pour le fluide avec la vitesse moyenne w [m/s] et la densité \dots_0 [Kg/s].

Si le régime d'écoulement est turbulent, la perte de pression sera :

$$\Delta p = \zeta \frac{\dots_0 w^2}{2} \quad [pa] \quad (38)$$

Avec ζ [-] le coefficient de résistance gazodynamique, $\zeta \in (0, \infty)$.

En combinant (37) et (38), on obtient pour le débit massique l'expression :

$$\dot{m} = A \sqrt{\frac{2}{\zeta}} \sqrt{\dots_0 \cdot \Delta p} = K \sqrt{\dots_0 \cdot \Delta p} \quad [Kg/s] \quad (39)$$

Où $K = A \sqrt{2/\zeta}$ [m^2] représente "la conductance gazodynamique" de la soupape".

En conséquence, les débits massiques globaux qui passent par la soupape d'admission, respectivement, d'évacuation, seront :

$$\dot{m}_{ad} = K_a \sqrt{\dots_0 \cdot \Delta p_a} = K_a \frac{P_0}{\sqrt{RT_0}} \Psi_a^{0.5} \quad (40)$$

$$\dot{m}_e = K_e \sqrt{\dots_d \cdot \Delta p_e} = K_e \sqrt{\frac{P_d P_0}{RT_d}} \Psi_e^{0.5} \quad (41)$$

En appliquant la condition de continuité :

$$\dot{m}_{ad} = \dot{m}_e \quad (42)$$

On obtient la corrélation entre les coefficients de pertes de pression :

$$\Psi_e = \Psi_a \left(\frac{K_a}{K_e} \right)^2 \frac{P_0}{P_d} \cdot \frac{T_d}{T_0} \quad (43)$$

Si on introduit la notion de conductance gazodynamique totale du système de distribution du moteur :

$$K = K_a + K_e \quad (44)$$

On observe que c'est plus convenable d'utiliser dans les calculs poids des conductances, respectivement :

$$\bar{K}_a = \frac{K_a}{K}; \bar{K}_e = \frac{K_e}{K}; K_a + K_e = 1 \quad (45)$$

Ce qui permet d'écrire de nouveau la relation (43)

$$\Psi_e = \Psi_a \left(\frac{\bar{K}_a}{1 - \bar{K}_a} \right)^2 \frac{P_0}{P_d} \cdot \frac{T_d}{T_0} \quad (46)$$

A l'aide d'équation (40) introduite dans l'équation (36), on obtient la puissance indiquée dans une autre forme :

$$P_i = \frac{K}{10^3} P_0 \sqrt{RT_0} \bar{K}_a \frac{\bar{P}_{mi}}{y_v} \Psi_a^{0.5} \quad (47)$$

Ou adimensionnée :

$$\bar{P}_i = \frac{10^3 P_i}{K P_0 \sqrt{RT_0}} = \bar{K}_a \frac{\bar{P}_{mi}}{y_v} \Psi_a^{0.5} = \bar{K}_a \cdot \bar{P}_s \cdot \Psi_a^{0.5} \quad [-] \quad (48)$$

II-4. Equation de bilan énergétique du cycle moteur : [5]

Pour écrire l'équation de bilan énergétique, c'est nécessaire, premièrement, d'établir la relation pour le calcul de la quantité de chaleur cédée par le gaz échappé à l'environnement.

Cette chaleur peut être calculée comme :

$$|Q_0| = m_g c_{pg} (T_e - T_0) = m_g \frac{k_g}{k_g - 1} R_g T_0 \left(\frac{T_e}{T_0} - 1 \right) \left[\frac{J}{cycle} \right] \quad (49)$$

Avec

m_g [kg gaz/ cycle] – la masse de gaz évacué pendant un cycle moteur.

$c_{pg} R_g$ [J/kg gaz k] – la chaleur spécifique isobare et la constante spécifique du gaz

Mais la masse de gaz échappé est composée par la masse d'air admis et la masse de combustible :

$$m_g = m_{ad(air)} + m_{cb} \quad (50)$$

Si on fait l'hypothèse $R_g \cong R_{air}$ et on utilise la relation (31) pour exprimer la masse d'air comme.

$$m_{ad} = y_v \cdot m_{vs} = y_v \frac{P_0 V_s}{RT_0} \quad (51)$$

On peut écrire :

$$|Q_0| = y_v P_0 V_s \frac{K_g}{K_g - 1} \left(\frac{T_e}{T_0} - 1 \right) \left(1 + \frac{m_{cd}}{m_{ad}} \right) \quad (52)$$

Qui peut être adimensionnée de la même manière que les quantités de chaleur Q_{cb} , Q_g :

$$|\bar{q}_0| = \frac{|Q_0|}{p_0 V_s} = y_v \frac{K_g}{K_g - 1} \left(\frac{T_e}{T_0} - 1 \right) \left(1 + \frac{m_{cb}}{m_{ad}} \right) \quad [-] \quad (53)$$

L'exposant adiabatique k_g peut être calculé avec :

$$K_g = 1.254 - \frac{0.0372}{r} + \left(\frac{0.533}{T_e / T_0 + 1} \right) \quad (54)$$

L'équation de bilan énergétique appliquée au cycle moteur sera :

$$L_i = Q_g - |Q_0| \quad [\text{J/cycle}] \quad (55)$$

En divisant cette équation par le produit $p_0 V_s$, on obtient une nouvelle forme du bilan énergétique :

$$\bar{P}_{mi} = \bar{q}_g - |\bar{q}_0| = y_{ar} \bar{q}_{cb} - |\bar{q}_0| \quad [-] \quad (56)$$

En considérant l'équation (35) de la puissance spécifique et en divisant l'équation (56) par le coefficient de remplissage, l'équation de bilan énergétique peut être écrite dans une troisième forme :

$$\bar{P}_s = \bar{Q}_{gs} - |\bar{Q}_{0s}| \quad [-] \quad (57)$$

Avec les flux de chaleur spécifiques :

$$Q_{gs} = \bar{q}_g / y_v ; |\bar{Q}_{0s}| = |\bar{q}_0| / y_v \quad (58)$$

En considérant l'équation (48) de la puissance indiquée et en multipliant l'équation (57) avec le produit $\bar{K}_a \Psi_a^{0.5}$, on obtient l'équation de bilan énergétique qui contient la puissance indiquée adimensionnée :

$$\bar{P}_i = \bar{Q}_g - |\bar{Q}_0| \quad [-] \quad (59)$$

Avec les fluxes de chaleur adimensionnés :

$$\bar{Q}_g = \bar{K}_a \bar{Q}_{gs} \Psi_a^{0.5} ; |\bar{Q}_0| = \bar{K}_a \bar{Q}_{0s} \Psi_a^{0.5} \quad (60)$$

Si on introduit la notion de "rapidité" n :

$$\bar{n} = \frac{\bar{K}_a}{y_v} \Psi_a^{0.5} \quad (61)$$

On observe qu'on peut exprimer les termes de la relation (63) comme fonction de la rapidité : respectivement :

$$\left. \begin{aligned} \bar{p}_i &= \bar{p}_{mi} \cdot n; \bar{Q}_g = \bar{q}_g \cdot n \\ |\bar{Q}_0| &= \bar{q}_0 \cdot n; \bar{Q}_{cb} = \bar{q}_{cb} \cdot n \end{aligned} \right\} \quad (62)$$

II-5. Calcul des paramètres de moteur :

II-5-1. Cylindrée unitaire (V) :

C'est le volume défini entre le point mort haut (PMH) et le point mort bas (PMB) dans un cylindre. [1]

Le diamètre du cylindre est nommé alésage.

La distance comprise entre le PMH et le PMB est la course.

Remarque :

C'est la géométrie du vilebrequin qui définit la course : $C = \text{rayon de manivelle} \times 2$.

Course et alésage s'expriment en général en mm, la cylindrée en cm^3 parfois en litres.

$$V = \frac{f \times A^2}{4} \times C \quad (63)$$

II-5-2. Cylindrée du moteur V_t :

Lorsqu'il y a plusieurs cylindres, la cylindrée du moteur est le produit de la cylindrée unitaire par le nombre de cylindres n . [1] et [6]

$$V_t = V \times n \quad (64)$$

II-5-3.Rapport volumétrique : [1]

Le volume compris entre la culasse et le piston lorsque celui-ci se trouve au PMH constitue la chambre de combustion (ou volume mort) v . Dans le cas des moteurs Diesel à préchambre de combustion, une partie de ce volume mort se situe dans la culasse. La valeur du rapport volumétrique est donnée par la formule :

$$\dots = \frac{V + \epsilon}{v} \quad (65)$$

Remarque :

Il ne faut pas confondre le rapport volumétrique avec le taux de compression.

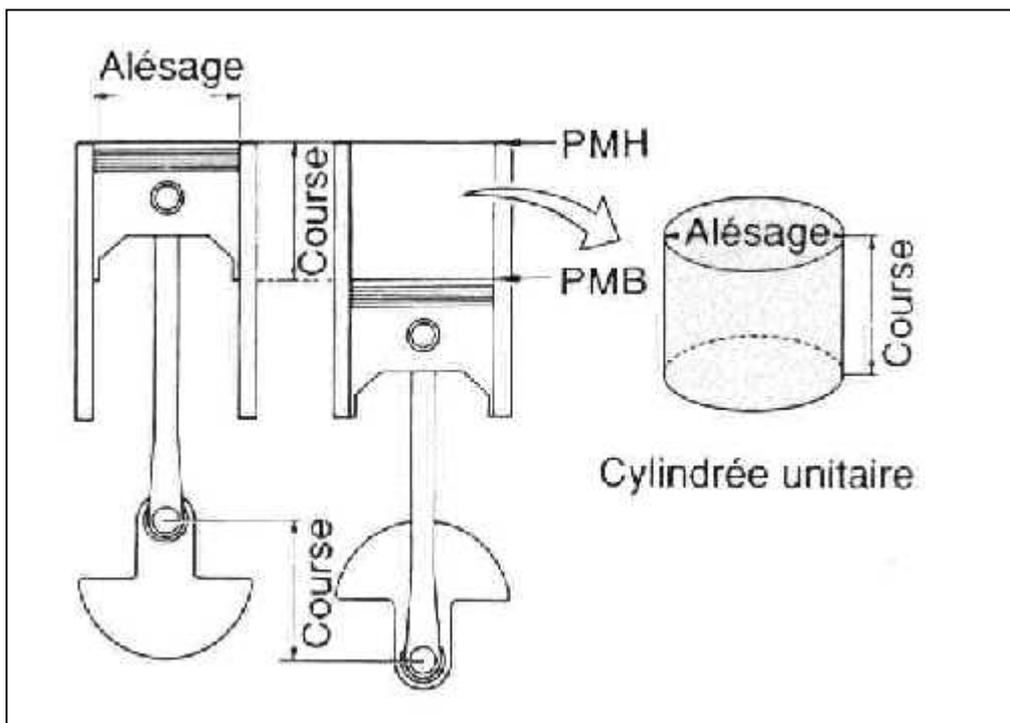


Fig.II.2.Caratéristiques interne du moteur

II-5-4. Travail – Couple – Puissance : [6]

En physique, l'action d'une force par rapport à un axe de rotation s'appelle un moment. Le motoriste utilise le terme de « couple » pour la même grandeur. A tout moment, la valeur du couple s'appliquant au vilebrequin est :

$$C(N.m) = r(m) \times Ft(N) \quad (66)$$

Le couple moteur s'exprime souvent en m.daN ou en m.Kg.Ft est la décomposition de l'action du piston sur la bielle.

Le travail produit par le couple est :

$$(\text{Joule}) = C(N.m) \times r(\text{radian}) \quad (67)$$

La force F_1 dépend :

- de la valeur de force engendrée par la pression sur le piston ;
- de l'angle (r)

Phase admission :

La force résistante F est opposée au mouvement du piston, ($P_{\text{carter}} > P_{\text{cylindre}}$), le couple nécessaire pour effectuer la descente du piston est résistant.

Si la pression d'admission est plus faible (papillon fermé par exemple ou fonctionnement en altitude), le couple résistant sera plus grand.

Phase compression :

Le piston a changé de sens de déplacement, mais la force engendrée par la pression dans le cylindre a également changée de sens. Le couple qui en résulte est donc encore résistant, et sa valeur instantanée dépend :

- de la position de la bielle à l'instant ;
- de la valeur de la pression instantanée dans le cylindre.

Si la masse de gaz admise pendant la phase admission est faible, le couple résistant est moins important.

Phase détente :

Cette fois, la force et le déplacement sont dans le même sens, nous avons un couple moteur. S'il n'y a pas de combustion (coupure d'injection en décélération, par exemple), le couple moteur est le symétrique du couple engendré par la compression (aux pertes calorifiques et aux frottements près).

Phase échappement :

La force engendrée par la pression des gaz brûlés est opposée au sens de déplacement du piston. Nous avons donc un couple résistant. Si la pression à l'extérieur du moteur augmente (P atmosphérique), le travail résistant de l'échappement sera plus important.

Le travail fourni aux phases d'admission et d'échappement est appelé « travail de pompage ».

Les forces d'inertie :

A chaque course, l'attelage mobile (piston+ bielle) est accéléré pendant une partie de la course, puis ralenti jusqu'au point mort.

Les forces engendrées dépendent :

- des masses des pièces mobiles ;
- du type de mouvement suivi (rotation, translation, mouvement combiné) ;
- de l'accélération subie (donc du régime)

Remarque :

La somme des couples instantanés dus aux forces d'inertie sur un cycle est nulle.

Le couple réel instantané qui s'applique sur le vilebrequin est donc la somme des couples instantanés dus à la pression et du couple instantané du aux forces d'inertie.

$$C = C_p + C_i$$

Lissage du couple :

La première solution pour obtenir un couple de moyen toujours positif (à condition d'avoir un temps moteur) est d'adjoindre au vilebrequin un volant d'inertie.

Son rôle est de « stocker » de l'énergie pendant la phase détente (temps moteur), pour la restituer pendant les trois autres temps.

La seconde solution est de multiplier les cylindres, à condition que leur temps moteur respectifs soit réparti sur les deux tours moteurs que nécessitent les 4 temps. Cela aura pour effet de produire un couple instantané plus stable, et de permettre de réduire la masse du volant moteur.

Un moteur 8 cylindres pourrait se dispenser de volant moteur. En réalité, ce volant est utilisé pour supporter la couronne dentée sur laquelle vient s'engrener le démarreur électrique, ainsi que le mécanisme d'embrayage (ou convertisseur de couple).

On obtient désormais un couple moteur moyen C , le travail fourni par ce couple en un tour est :

$$W(\text{joule}) = C(N.m) \times 2f \quad (68)$$

Et si le moteur tourne à N tr/mn, soit $N/60$ tr/s, le travail produit en 1 seconde :

$$W = C \times \frac{2f \times N}{60} \quad (69)$$

$2f \times N / 60$ est l'expression de la fréquence de rotation du moteur S .

La puissance est donc :

$$p(\text{Watt}) = C(N.m) \times \check{S}(\text{radian/ s}) \quad (70)$$

Récapitulation :

Le couple moteur C dépend :

Du couple résistant engendré par l'admission et l'échappement (travaux de pompage) :

-du couple engendré par la combustion de la charge ;

-du couple engendré par les frottements internes ;

-du couple résistant engendré par l'entraînement des organes (pompe à huile).

La grandeur prépondérante est l'énergie produite par la combustion de la

charge qui dépend essentiellement de masse de gaz admise pendant la phase admission. On peut agir sur la valeur du couple moteur en réduisant cette charge grâce à un papillon situé dans le conduit d'admission, ou en l'augmentant grâce à un dispositif de suralimentation.

La puissance développée par le moteur dépend :

- du couple moteur ;
- du régime de rotation.

Si le moteur fonctionne en admission atmosphérique, la masse de gaz admise pendant la phase diminue lorsque le régime croît (problème de remplissage), et la puissance d'un moteur est limitée par la dégradation du remplissage à haut régime.

II-5-5. Les pressions moyennes :

Problème :

Comme comparer deux moteurs (deux convertisseurs d'énergie) de cylindrées différentes sans savoir lequel des deux transforme le plus efficacement l'énergie chimique du carburant en énergie mécanique.

On peut utiliser pour cela la notion de rendement global, en remarque ce rendement varie selon le régime, et que son calcul impose de connaître la masse de carburant consommée par cycle, ainsi que le pouvoir calorifique du carburant.

Une autre approche est utilisée par les motoristes : les pressions moyennes. Lorsqu'on test un moteur au frein dynamométrique, on mesure son couple effectif C_e et régime N , ce qui permet de calculer sa puissance effective :

$$P_e = C_e \times \check{S} = C_e \times 2f (N / 60) \quad (71)$$

La proposition est la suivante :

Quelle pression théorique faudrait-il appliquer sur le piston pendant sa course motrice pour obtenir la même puissance effective. Cette pression fictive est appelée Pression Moyenne Effective (P.M.E).

Calcul:

$$W = F \times C$$

$$F = PME \times S$$

$$W = Pme \times S \times C$$

$$\text{Or } S \times C = V \text{ (Cylindrée unitaire)}$$

$$\text{Donc } W = PME \times V$$

Ceci représente le travail fourni pendant une course et comme il faut 2 tours moteurs pour effectuer un cycle sur un moteur 4 temps, et que, par définition, nous cherchons la pression moyenne donnant le même travail effectif, nous aurons l'équivalence :

Pour un tour :

$$We = \frac{PME \times V}{2} \quad (72)$$

Et pour un moteur à n cylindres :

$$We = \frac{PME \times V \times n}{2} \quad (73)$$

Et comme $V \times n$ représente la cylindrée totale :

$$We = \frac{PME \times Cyl}{2} \quad (74)$$

Si le moteur tourne à N tr/mn, soit à N/60 tr/sec, le travail fourni en 1 seconde sera :

$$We = \frac{PME \times Cyl}{2} \times \frac{N}{60} = \frac{PME \times Cyl \times N}{120} \quad (75)$$

Et comme par définition le travail fourni par seconde est l'expression de puissance :

$$Pe = \frac{PME \times Cyl \times N}{120} \quad (76)$$

Le motoriste dispose des valeurs mesurées au banc Pe et N (une puissance délivrée à un régime donné), il en déduit une PME :

$$PME = \frac{Pe \times 120}{Cyl \times N}$$

Avec une puissance en Watt, et une cylindrée en m³, on trouve une PME en pascal. Si l'on souhaite que la PME soit exprimée en Bar, avec une puissance effective exprimée en Watt et une cylindrée en cm³, la formule devient

$$PME = \frac{Pe \times 1200}{Cyl \times N} \quad (77)$$

On peut utiliser la valeur du couple effectif C_e pour effectuer les calculs.

$$Pe = C_e \times \check{S} \quad \text{et} \quad \check{S} = f \times N / 30$$

$$PME = \frac{40 \times f \times C_e}{Cyl} \quad (78)$$

On peut donc dire que la PME est proportionnelle au couple effectif par unité de cylindrée. Elle permet de comparer des moteurs de cylindrées différentes. La PMI est la pression théorique qu'il faudrait appliquer sur le piston, pour obtenir le même travail de cycle indiqué. La différence entre ces deux pressions est une pression nommée Pression Moyenne Effective : PME, qui appliquée sur le piston fournirait un travail équivalent à celui absorbé par les frottements, soit :

$$PME = PMI - PMF$$

II-5-6. Consommation spécifique :

a) La consommation spécifique effective :

La C_{se} est la masse de carburant (en gramme) que le moteur consommerait pour délivrer une puissance de 1KW pendant une heure (soit un travail de 3600 KJ). On calcule la consommation spécifique en divisant la consommation horaire par la puissance effective.

$$C_{se}(g / KW .h) = \frac{m_c(g)}{P_e(KW) \times t(heure)} \quad (79)$$

La consommation spécifique indiquée C_{si} se calcul en considérant la puissance indiquée P_i . La C_{se} est lié au rendement global (ou effectif) puisque :

$$y_g \text{ ou } y_c = \frac{W_e (KJ)}{m (Kg) \times PCI (kJ / Kg)} \Rightarrow W_e = y_e \times m (g) \times 10^{-3} \times PCI$$

Et

$$C_{se} = \frac{m_c (g)}{P_e (KW) \times t (heur)} \Rightarrow C_{se} = \frac{m_c (g)}{P_e (KW) \frac{t (s)}{3600}}$$

Et comme $P_e = W_e / t$

Alors :

$$C_{se} = \frac{m_c (g)}{\frac{W_e (KJ)}{t (s)} \times \frac{t (s)}{3600}} = \frac{m_c (g) \times 3600}{y_e \times m_c (g) \times 10^{-3} PCI}$$

D'où une entre la C_{se} et le rendement effectif pour un carburant donné :

$$C_{se} = \frac{3.6 \times 10^6}{y_e \times PCI} \quad (80)$$

CHAPITRE III

Moteur Suralimenté

III-1. Raison de la suralimentation :

La double nécessité économique :

- d'abaisser les prix de fabrication par cheval.
- de réduire le poids et l'encombrement par cheval.

Conduit à chercher à augmenter la quantité de combustible qu'un cylindre de volume donné brûle par unité de temps, ce que l'on ne peut réaliser qu'en accroissant la masse d'aire comburant introduit par unité de temps.

Pour cela on peut :

-soit augmenter le nombre de cycles par unité de temps, c'est-à-dire la vitesse de rotation, mais l'augmentation rapide des pertes de charge dans les tubulures d'admission et au passage de soupape ne permet guère de dépasser des vitesses moyennes de piston de l'ordre de 11m/s. par ailler, on enregistre une augmentation des efforts dynamique entraînant un accroissement des frottements, donc des pertes mécanique.

Soit augmenter la masse spécifique de l'air introduit et, pour cela, lui faire subir une compression préalable provoquant ainsi une suralimentation du moteur.

On s'évertue, par ailleurs, à, ce que cette suralimentation en jouant sur le temps d'ouverture simultanée des soupapes d'admission et d'échappement, temps dit « de balayage ».

Jusqu'à l'apparition de la suralimentation, l'étude de la combustion au sein des moteur Diesel, surtout lorsqu'ils étaient à vitesse de rotation modérée, pouvait se limiter, et se limitait effectivement, à mettre au point un processus de combustion réaliser dans la perspective d'obtenir une faible consommation spécifique, un échappement claire et une absence de vernis sur les parois de la chambre de combustion.

L'appariation de la suralimentation a créé une toute différente situation. Il importa, dès lors, que le phénomène de combustion fût beaucoup plus fouillé qu'auparavant, les contraintes mécaniques dues aux pressions étant le facteur critique des moteurs à grand alésage.

Assurer une compression préalable de l'air revient à augmenter le taux de compression finale du diesel sans en modifier le rapport de compression volumique. Pour obtenir cette pré compression, on entraîne généralement un compresseur ,situé à l'amont des soupapes d'admission, par une turbine ,située à l'aval des soupape d'échappement, mue par l'énergie disponible dans les gaz d'échappement-ce qui revient, à rapport de compression volumique diesel constante ,à accroître le taux de compression de l'air en augmentant le taux de détente des gaz .on peut également utiliser un compresseur entraîné mécaniquement par le diesel ;mais cette solution absorbe une partie de la puissance utile et ne permet pas une pleine utilisation de l'énergie dans le cylindre. Le taux d'augmentation de puissance au litre de cylindrée obtenu par suralimentation est limité :

Soit par le fait que l'excès d'air nécessaire à la combustion devient insuffisant.

Soit par la valeur des contraintes mécaniques ou des niveaux thermique de la structure. [3]

III-2. Caractéristiques fondamentales de la suralimentation :

Au total, toute réalisation d'un diesel suralimenté est dominée par l'établissement d'un compromis entre trois caractéristiques fondamentales :

Une densité d'air aussi élevée que possible, c'est-à-dire, pour un rapport donné de la compression antérieur à l'introduction dans le moteur, une température de l'air entrant dans aussi faible que possible.

Un rapport de compression volumique aussi faible que le permet l'impératif du lancement du moteur à froid. Lors des lancements, le moteur suralimenté se trouve en effet dans la situation d'un moteur à aspiration naturelle.

Une température T_2 en fin de compression, suffisante, d'un part, pour obtenir la réduction du délai d'allumage, compatible, d'autre part, avec l'augmentation de T_2 (sans perdre de vue que l'écarte (T_2-T_1) est réduit par toute réduction de γ). [3]

III-3.Rappel des conditions de compression :

a) L'état physique d'un solide est déterminé par un seul paramètre :

-La masse ρ par unité de volume.

b) L'état physique d'un gaz est déterminé par deux paramètres :

-Sa température T.

-Sa masse ρ par unité de volume.

-La pression P d'un fluide ne définit la contrainte régnant au sein d'un fluide, donc ne possède de sens physique, que sous réserve que ce fluide soit en équilibre.

Toute équation $P = f(T, \rho)$ reliant la contrainte à l'état actuel est l'équation d'état du fluide (elle exprime la pression qui régnerait) (dans le fluide si ledit état en état d'équilibre).

Pour une différence de température $(T_1 - T_2) = \Delta T$ existant entre l'état initial et l'état final d'un gaz qui a subi une évolution, la quantité d'énergie calorifique transférée varie suivant a au lieu à pression constante ou à volume constante ; la différence entre les quantités calorifiques transférées est égale au travail mécanique dégagé dans le cas de l'évolution à pression constante :

$$P \cdot dv = (C_p - C_v) \Delta T = R \cdot \Delta T \quad (1)$$

Dans le cas des gaz parfait, R est constante.

Par ailleurs on est amené à considérer le rapport $\frac{C_p}{C_v} = \gamma \approx 1.4$.

Dans le cas de l'air est des gaz simple habituels.

Toute compression réelle se situe entre la compression isotherme, infiniment lente, et la compression adiabatique infiniment rapide.

Le processus n'étant pas adiabatique, le travail nécessaire pour assurer une compression réelle de P_0 à P_1 est différent du travail correspondant à la compression adiabatique de P_0 à P_1 . Le rapport :

$$\frac{\text{Travail effectuée lors d'une compression adiabatique}}{\text{Travail effectuée lors d'une compression réelle}} = \frac{V_1' V_0}{V_1 V_0} \quad (2)$$

Est par définition le rendement adiabatique de la compression est égale au rapport $\frac{\Delta T \text{ adiabatique}}{\Delta T \text{ réelle}}$

$$y = T_0 \left[\left(\frac{P_1}{P_0} \exp \frac{\kappa - 1}{\kappa} \right) - 1 \right] \quad (3)$$

Plus élevé est le rendement adiabatique, plus faible est l'échauffement du gaz soumis a compression. [3] et [1]

III-4. L'accroissement de la contrainte due à la suralimentation :

Dans le cas d'un moteur à mélange préalable et allumage commandé, doublé, par exemple, la densité du mélange gazeux admis conduit à doubler toute l'échelle de la pression au cours de tout le cycle, le rapport $\frac{\text{pression maximale de combustion}}{\text{pression maximale indiquée}}$ restant inchangé, les températures du cycle de combustion restent inchangées, à richesse constante.

Dans le cas du diesel (auto allumage), la situation est toute différente. En effet, comme nous l'avons indiqué ci-dessus, la pression et la température de l'air admis étaient accrues, le délai d'inflammation s'en trouve réduire .la pression maximale de combustion ne sont donc pas augmentés dans la même $\frac{P_1}{P_0} \cdot v^{1,36}$ proportion que la pression de fin de compression.[Fig.III.1].

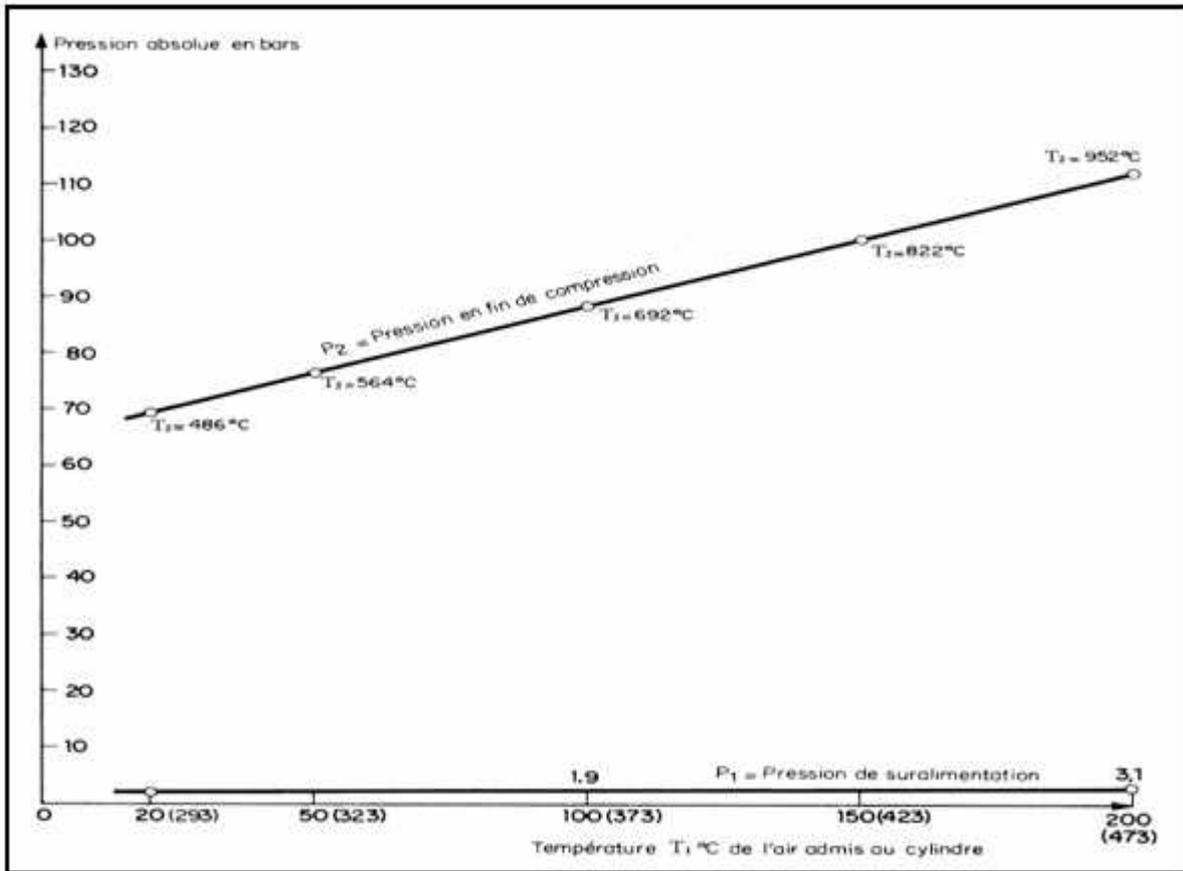


Fig.III.1.Pression et température de fin de compression en fonction de taux de suralimentation

Ce diagramme met particulièrement bien en valeur l'intérêt d'associer de taux de pression de suralimentation $\frac{P_1}{P_0}$ élevés et des rapports compression volumique faible.

III-4-1.Les avantages de cette contrainte :

Au totale, les diesel suralimentés possèdent un meilleur rendement globale que les diesel non alimentés, la diminution de rendement mécanique provoquée par l'accroissement des pression étant d'un effet inférieur à l'augmentation du rendement thermodynamique due au pourcentage plus élevé de combustible brûlé à volume constant et à l'augmentation du rendement de remplissage .de plus, les

diesel suralimenté s'avèrent s'accommoder mieux des combustibles de quantité inférieur.

III-4-2. Les inconvénients de se contrainte :

La partie des calories non transformées en travaille qui n'est pas évacuée avec les gaz d'échappement doit être évacuée par les parois. L'accroissement des flux thermique entrant dans les structure provoque l'augmentation de la température de cette structure (piston, chemise, culasse, soupapes.)

Cette augmentation de température a pour effet bénéfique de diminuer le taux d'énergie calorifique prélevée aux gaz de combustion, donc d'améliorer le rendement énergétique du moteur puisque toute calorie entrée dans les parois n'a plus aucune chance de se transformer en énergie utile.

Encore faut-il que l'échauffement des structures ne provoque point une situation dangereuse pour lesdites structures.

III-4-3. En conséquence on est conduit :

-A refroidir l'air de suralimentation, ce qui abaisse toute la température du cycle.

-A provoquer un balayage en air froid particulièrement efficace sur la température des soupapes d'échappement et des ailettages de turbine.

-A refroidir le piston.

-Avant de terminer ce rapide tour d'horizon des contraintes présentes dans un moteur suralimenté, il faut noter que :

L'augmentation de température et de densité de l'air en fin de compression accroît le taux d'apport de chaleur aux gouttelettes de combustible ; diminue le délai d'allumage. Le moteur donc moins bruyant.

Pour une même pression initiale de l'air admis au cylindre, l'absence de refroidissement de celui-ci diminue légèrement.

Au totale, en absence de refroidissement, les contraintes mécaniques nées de la combustion sont, toutes choses égales par ailleurs, diminuées et la quantité d'énergie disponible dans les gaz d'échappement est plus élevée.

III-5.La suralimentation par turbocompresseur :

III-5-1.Généralité :

Un turbocompresseur (fig.III.2), de suralimentation est une turbine à gaz ne fournissant pas d'énergie mécanique utile et dont les particularités fonctionnelles sont dues au fait que la chambre de combustion est constituée par la somme des cylindres du diesel intéressé. [3]

III-5-2.Le but de l'utilisation :

Un moteur Diesel expulse, à tous les régimes pratiques d'utilisation, des gaz d'échappement dont la température est :

-Suffisamment élevée pour que l'on puisse tirer parti de leur détente dans une turbine.

-Suffisamment basse pour ne pas compromettre la pérennité du fonctionnement de celle-ci

Cette turbine à gaz est ; à son tour capable d'entraîner un compresseur centrifuge sans créer à la sortie du moteur une contre-pression de nature à s'opposer à l'expulsion des gaz.

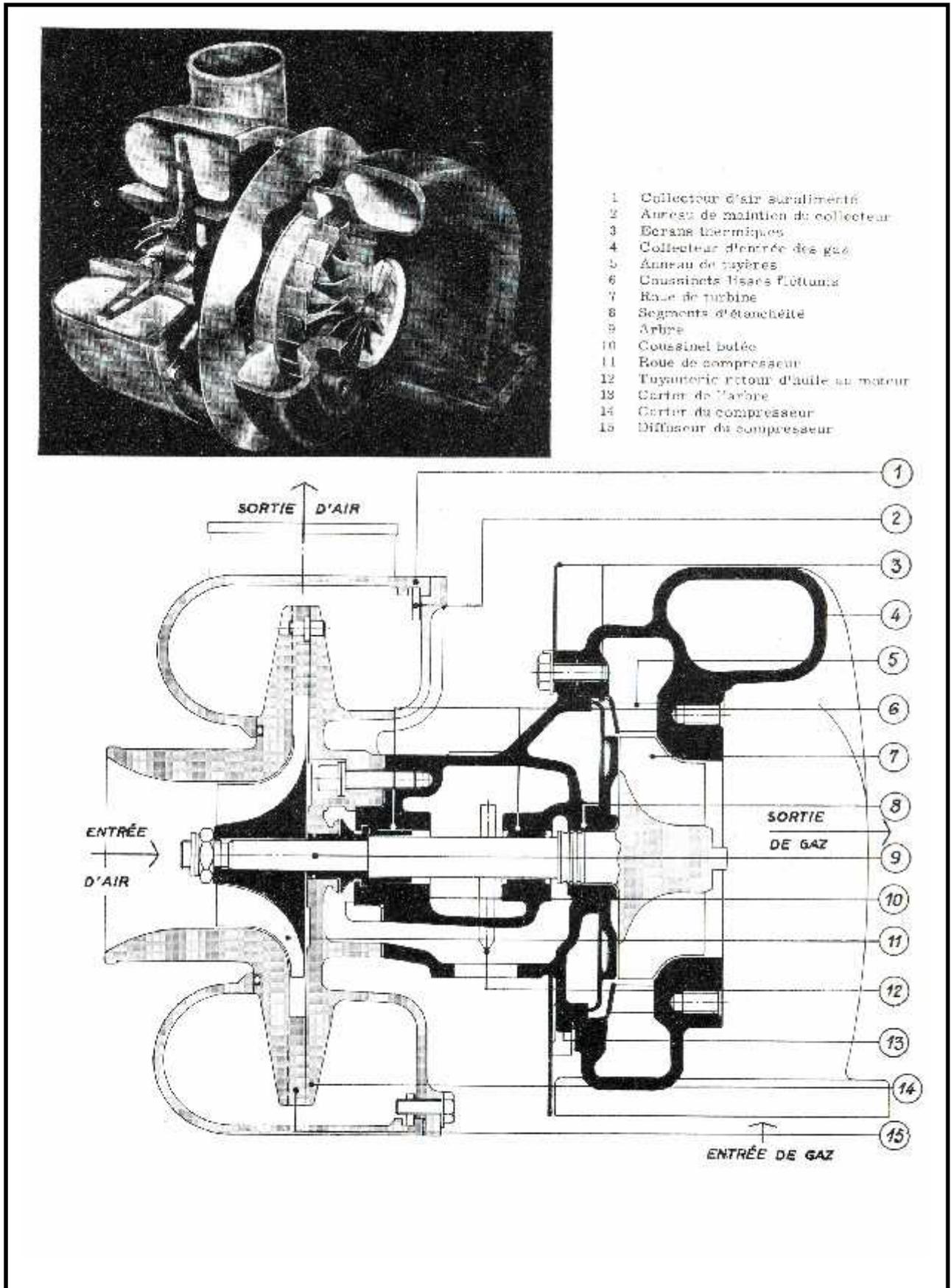


Fig.III.2.Turbosoufflante à turbine centrifète

Dans le cycle Diesel en effet, 35 à 40% de l'énergie par le combustible est évacuée dans les gaz d'échappement.

Mais une partie seulement en est récupérable. En effet :

Conformément au cycle de Carnot une partie de cette énergie (environ la moitié) est restituée au milieu ambiant.

Environ le quart en est perdu, car on ne peut finalement évacuer les gaz à la température et la pression ambiante.

Mais, d'un autre côté, alors que l'énergie utilisable représente donc environ 10% de l'énergie contenue dans le combustible, il suffirait, pour comprimer l'air d'alimentation, de disposer d'une énergie qui, tout au moins pour des taux de suralimentation modérés, ne serait que de 1 à 3.5 % de celle-ci. Il paraît donc facile, en première analyse, de tirer des gaz d'échappement le travail nécessaire à la comprissions de l'air.

Un groupe de suralimentation est assimilable à une turbine à gaz ne fournissant que l'énergie nécessaire pour entraîner son soufflant et compenser ses pertes mécaniques. On emploie des machines tournant très vite (15 000 à 60 000tr/min)

Comportant sur un même arbre la turbine entraînée par les gaz d'échappement et le compresseur aspirant l'air atmosphérique et l'envoyant sous pression aux chapelles d'admission.

III-5-3.Principe de fonctionnement :

Un groupe de suralimentation est assimilable à une turbine à gaz ne fournissant que l'énergie nécessaire pour entraîner sa soufflante et compenser ses pertes mécaniques.

On emploie de machines tournant très vite (1500 à 60000 tr/min) comportant sur un même arbre la turbine l'air atmosphérique et l'envoyant sous pressions aux chapelles d'admission.[Fig.III.4].

Le courant de gaz qui traverse successivement la compression d'air puis le diesel en enfin la turbine d'échappement est soumis, au sein de chacun de ces trois organes, à des caractéristiques fonctionnelles différentes. [9]

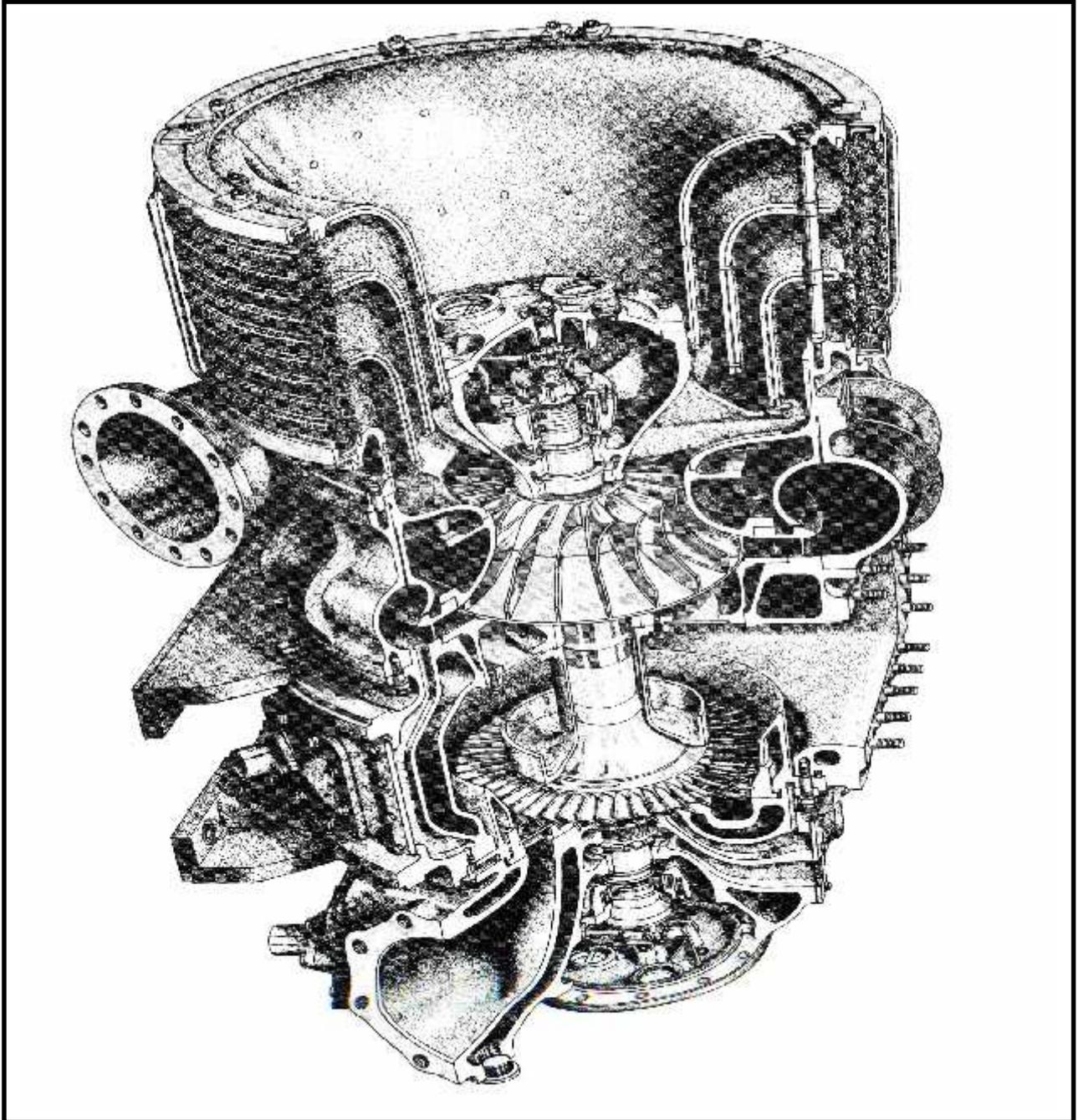


Fig.III.3.Turbocompresseur à refroidissement

a) L'adaptation d'un turbocompresseur :

Les lois de variation du débit et de la pression de ce courant de gaz en fonction de ces caractéristiques sont donc différentes et la stabilité de l'écoulement exige des adaptations mutuelles de trois organes, pour réaliser ces adaptations ; il est judicieux d'étudier séparément.

L'adaptation mutuelle du compresseur et de la turbine ; les quels tournent à la même vitesse.

b) L'adaptation mutuelle du turbocompresseur et du diesel.**Notes :**

La détente des gaz diesel se parachève a lors dans une turbine ; cette détente finale développe une énergie qui est transférée à l'air de combustion avant sa compression finale dans le cylindre. Il devient donc possible de limiter le taux de détente au sein du diesel c'est-à-dire la course du piston, limitant d'autant la course de compression.

Cette solution présente l'avantage suivant :

- Limiter la hauteur du moteur (volume, poids, prix).
- Limiter la course de piston, c'est-à-dire d'augmenter le membre de tourne de vilebrequin par unité de course. [9]

III-6. Adaptation compresseur d'air / turbine d'échappement :

Pour réaliser cette étude particulière, il faut postuler que la chambre de combustion set de tipe classique à combustion continue, l'organe de régulation étant une vanne papillon que, située entre le compresseur et la chambre, Contrôle le débit d'air admis à la chambre ;

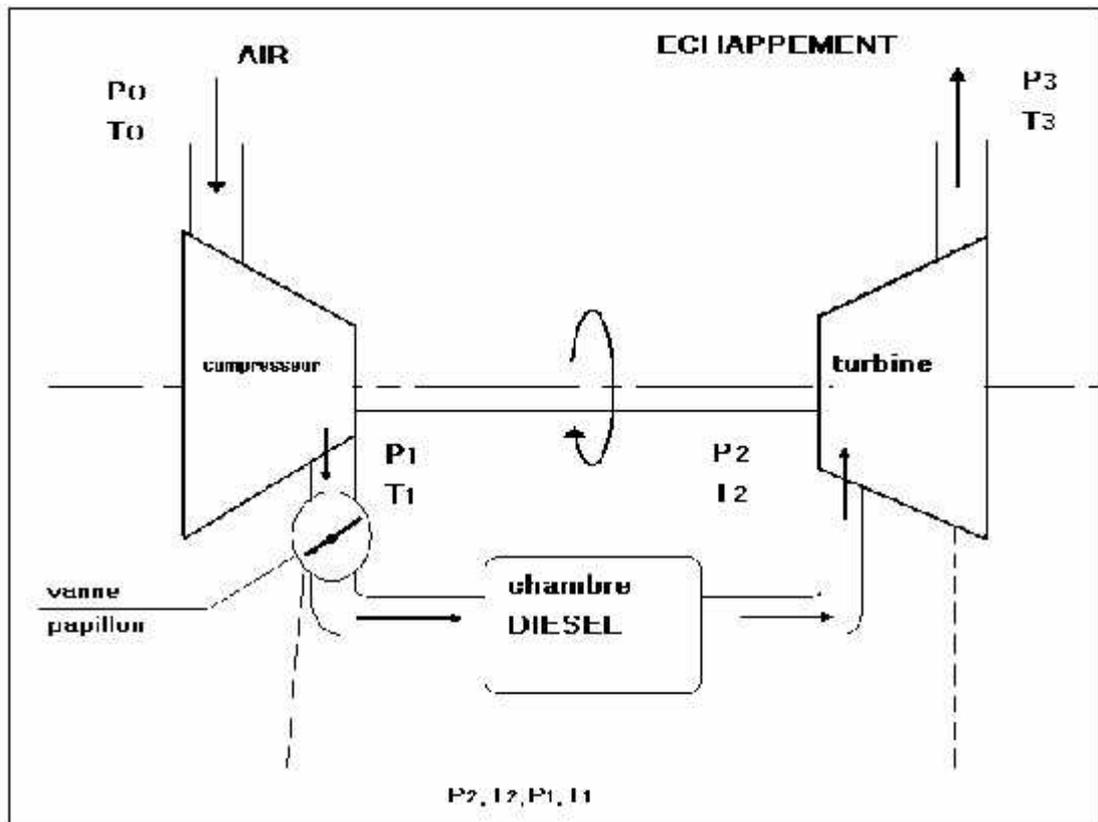


Fig.III.4. Schéma de principe du fonctionnement d'un turbocompresseur.

III-6-1. Le compresseur :

Un compresseur centrifuge est pratiquement toujours utilisée aux avantage d'encombrement et de prix ; il ajoute celui de fournir, en seul étage, un rapport de compression élevé tout en restant peu sensible aux imperfections locales de forme sa courbe caractéristique débit pression à vitesse constante est de la forme donnée dans (Fig.III.6)

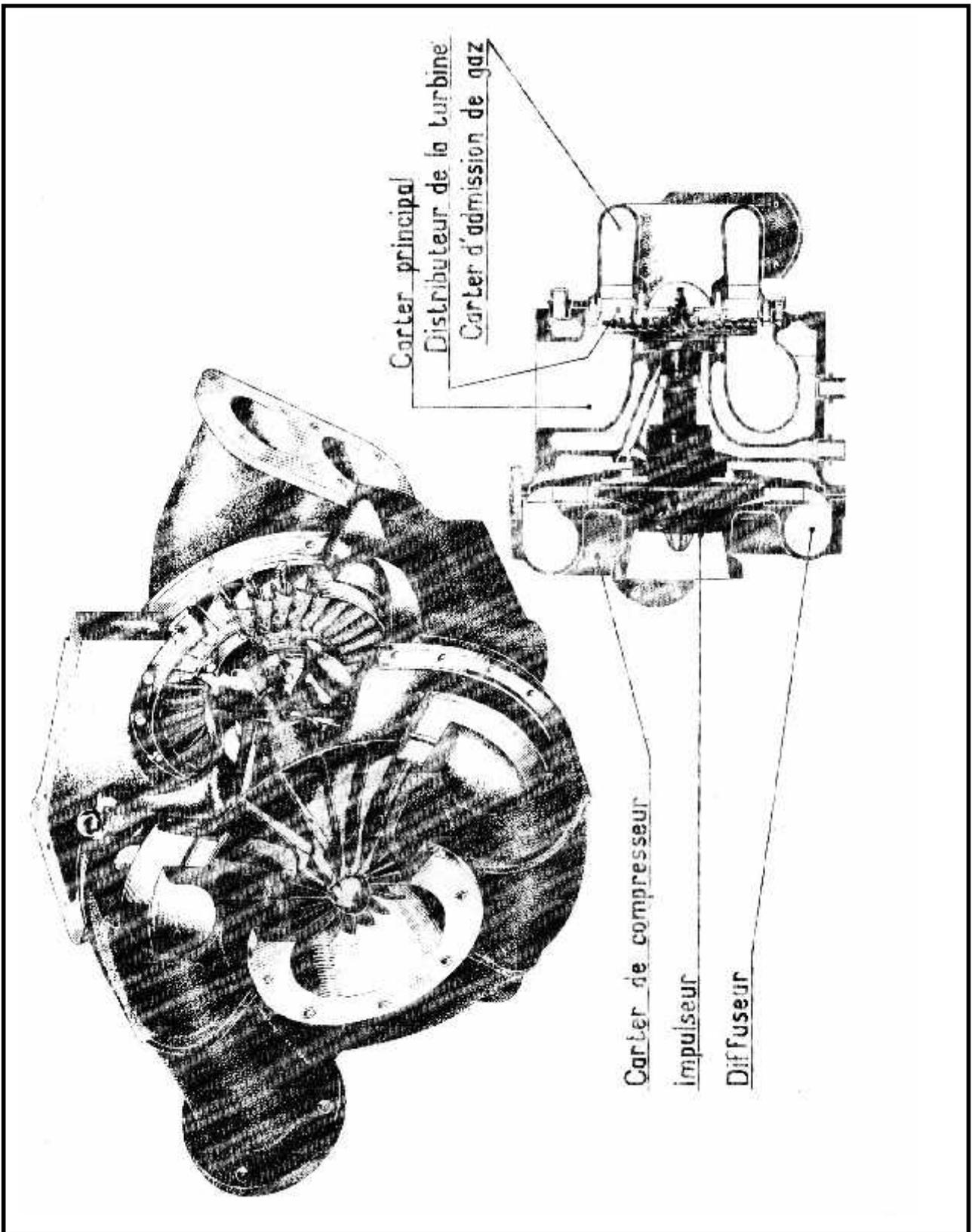
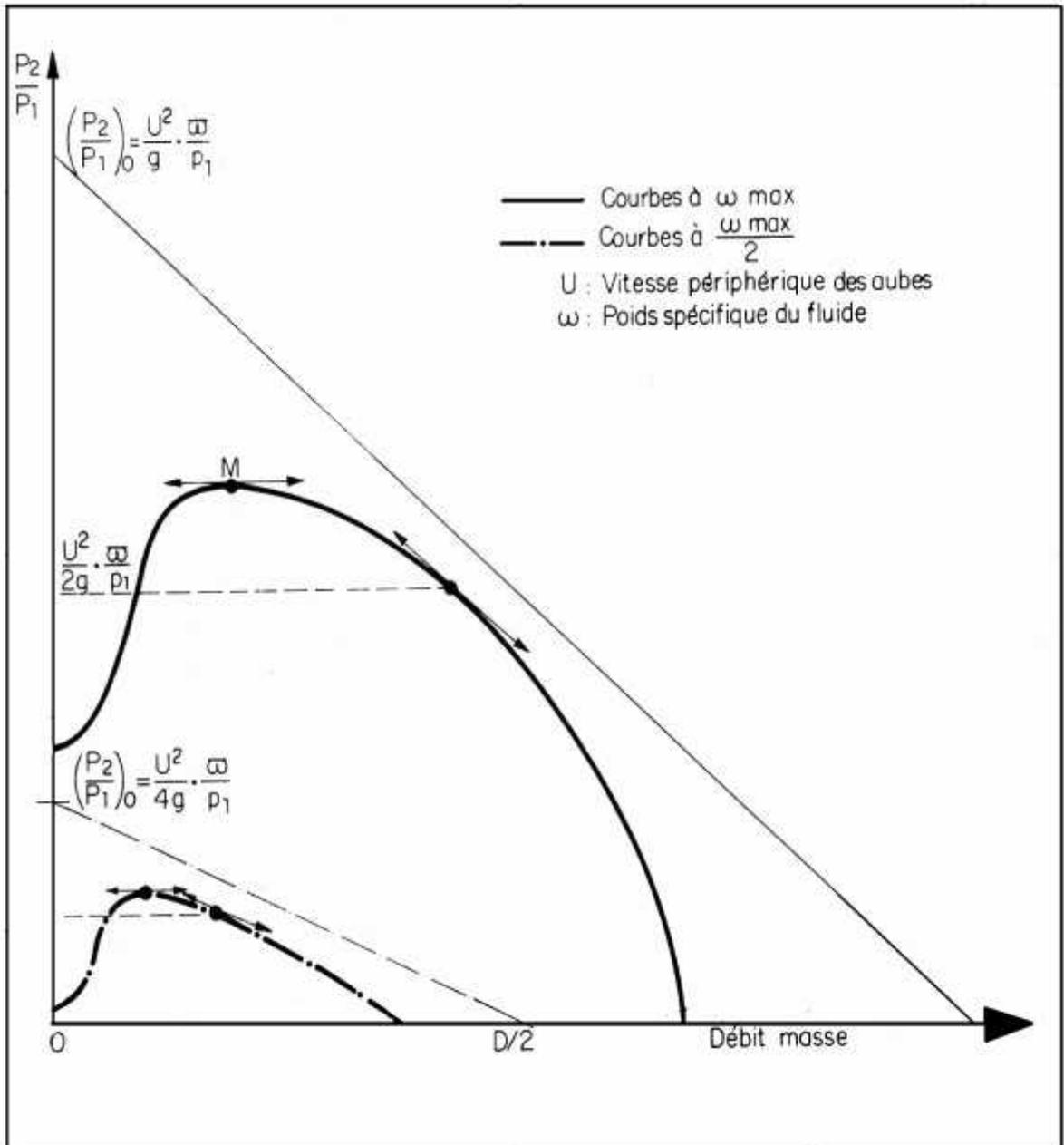


Fig.III.5.Turbocompresseur équipée par compresseur centrifuge

Rappels :

compresseur transfère au courant fluide qui le traverse une partie de l'énergie qu'il reçoit de son moteur d'entraînement. Cette énergie reçue, qui se traduit par une augmentation de vitesse de fluide, permet au courant fluide de surmonter les pertes de charge auxquelles il est soumis



**Fig.III.6. Caractéristiques (débit-pression)
d'un compresseur centrifuge.**

Les caractéristiques d'un compresseur :

La caractéristique naturelle d'un compresseur cinétique est tombante en partant du débit nul.

Lorsque le fluide est un liquide, son volume spécifique reste sensiblement constant puisque la compressibilité d'un liquide est faible.

Lorsque le fluide est un gaz :

A température constante, le volume spécifique varie en raison inverse de la pression.

La température du fluide s'élevé considérablement au cours de la compression.

L'échauffement que subit l'air au cours de la compression est fonction du rendement adiabatique de celle-ci ; le rendement défini comme :

$$y_a = \frac{W_{adiabatique}}{W_{réelle}} = \frac{V_1' V_0}{V_1 V_0} \cdot \frac{AB'}{AB}$$

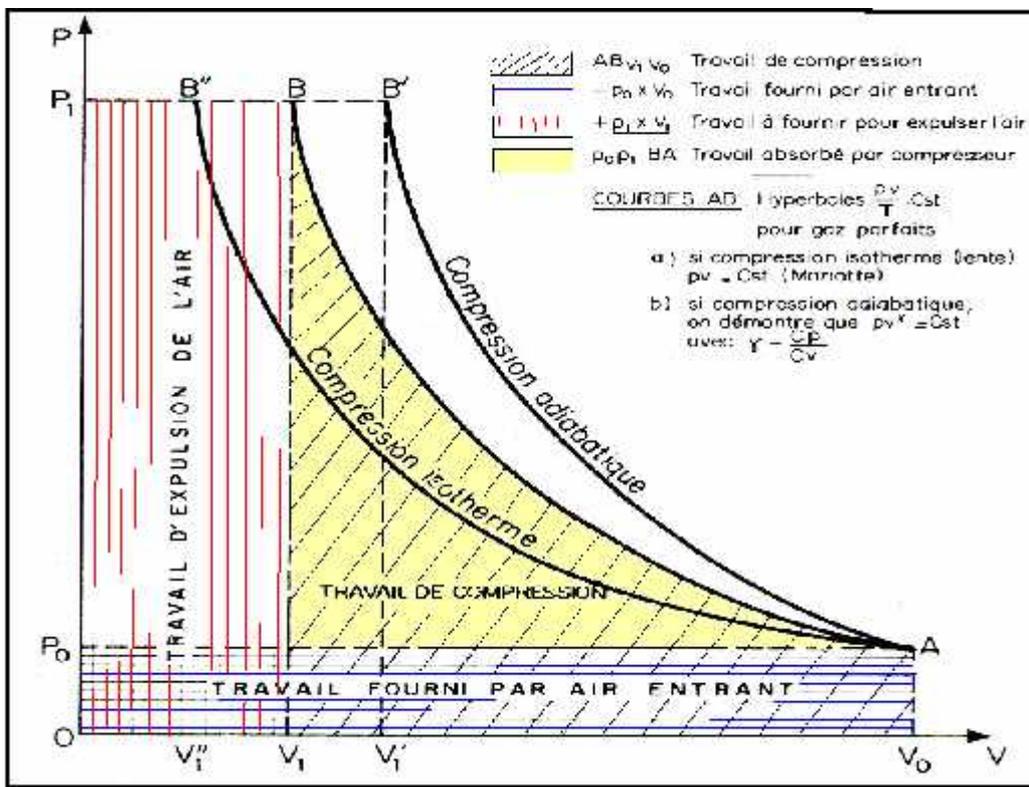


Fig.III.7.Diagramme de compression théorique d'un gaz parfait

Les paramètres directeurs du compétement d'un compresseur cinétique sont :

- Le volume d'air débite par unité de temps.
- L'élévation de pression de cet air.

Le produit de ces deux paramètres fixe la puissance absorbée par le compresseur.

Remarque :

En conséquence lorsque des taux de compression $\frac{P_1}{P_2}$ élevés sont requis (taux en pratique supérieur à 3,5), il faut mettre en œuvre deux compresseurs montés en série.

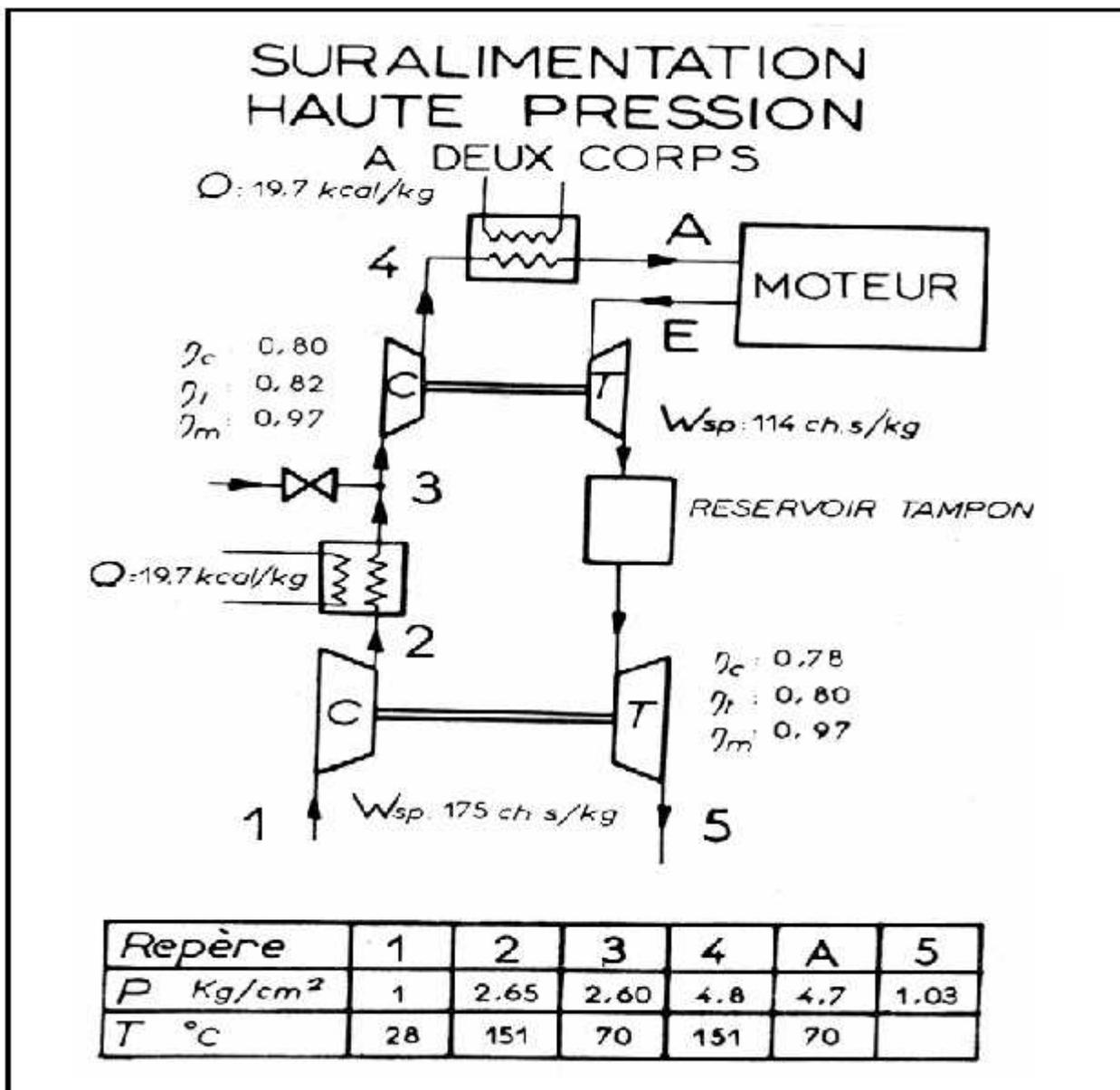


Fig.III.8.Deux compresseurs monter en série

III-6-2. La turbine :

Les courbes caractéristique du fonctionnement d'un turbine donnent la variation de débit masse Q_G en fonction du taux de détente de ces gaz pour différentes vitesse de rotation de la turbine .mais étant donnée que :

Pour une pression amont constante, le débit masse de ces gaz augmente et à mesure que leur température diminué.

La caractéristique de la turbine étant fonction du taux de la détente des gaz, sa vitesse de rotation croit lorsque la contre-pression à l'échappement diminue.

III-6-3. Caractéristique thermique du turbocompresseur :

Cette caractéristiquement en œuvre, dans les différentes conditions de service du turbo compresseur (Fig.III.9), les valeurs interdépendantes :

- débit masse Q_{air} , par unité de temps.
- taux de détente u_T .
- taux de compression Π_c du compresseur.
- température des gaz T_g à la turbine.
- La vitesse de rotation N de l'ensemble (compresseur, turbine)

Dans la position d'équilibre, on a :

Energie fournie par la turbine = Energie absorbée par le compresseur + perte mécanique interne.

$$W_t = W_c + W_T(1 - y_m) \quad (4)$$

$$W_T \times y_m = W_c \quad (5)$$

y_m Étant le rendement mécanique de turbocompresseur $\approx 0,98$.

Par ailleurs :

$$W_t = Q_{gaz} \times C_{p_{moy}} (T_{g_{entrée}} - T_{g_{sortie}}) \quad (6)$$

$$W_c = Q_{air} \times Cp(T_1 - T_0) \tag{7}$$

Les différences de température sont fonction du rendement adiabatique de l'organe considéré, le rendement adiabatique étant égale a :

$$\frac{\Delta T_{adiabatique}}{\Delta T_{réelle}} \text{ dans le cas de compresseur.}$$

$$\frac{\Delta T_{réelle}}{\Delta T_{adiabatique}} \text{ dans le cas de la turbine.}$$

Rendement dont les valeurs variant avec la charge.

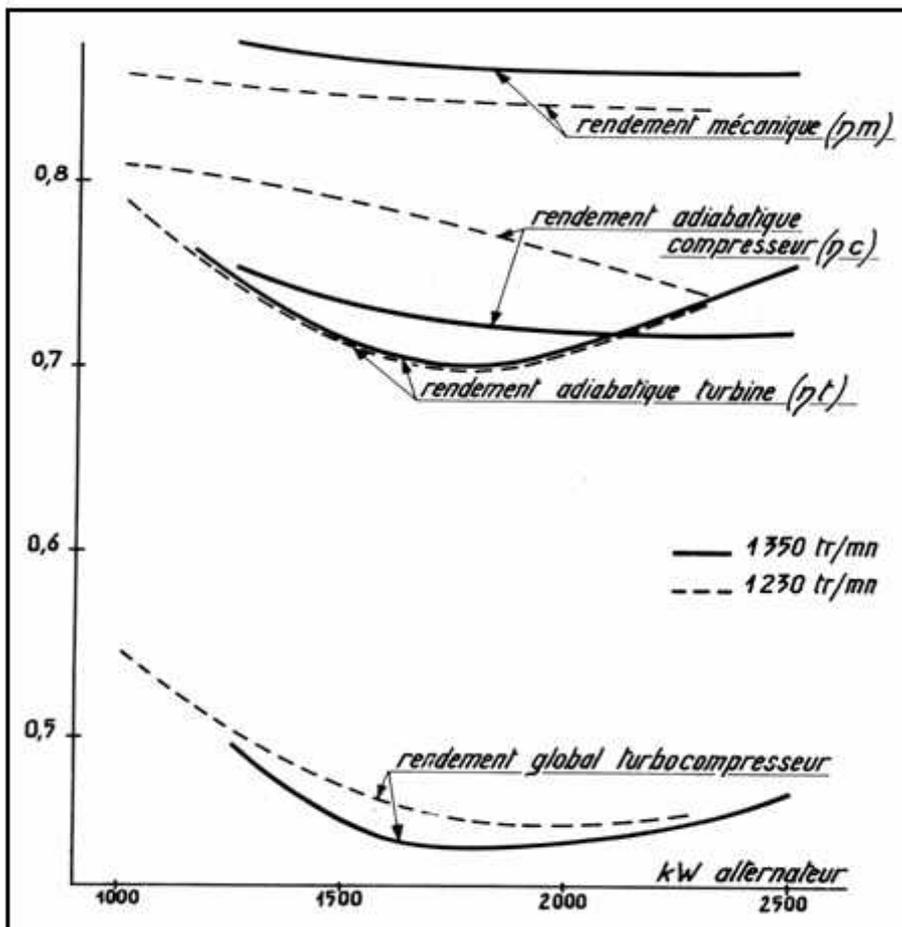


Fig.III.9.Evolution des rendements en fonction de la puissance de diesel à 1350 et 1230 tr/min

III-7-Adaptation turbocompresseur/ diesel :[Fig.III.10]

Le fonctionnement d'un diesel est défini par :

- Sa vitesse de rotation qui détermine le débit volume de l'air.
- La quantité de combustible injectée par cycle.
- Le turbocompresseur doit suivre quantitativement la demande en air du diesel, demande en air qui est défini par :
- La pression de l'air admis dans le diesel.
- Le débit masse de cet air.
- La température des gaz entrant dans la turbine et le taux de détente de celle-ci.

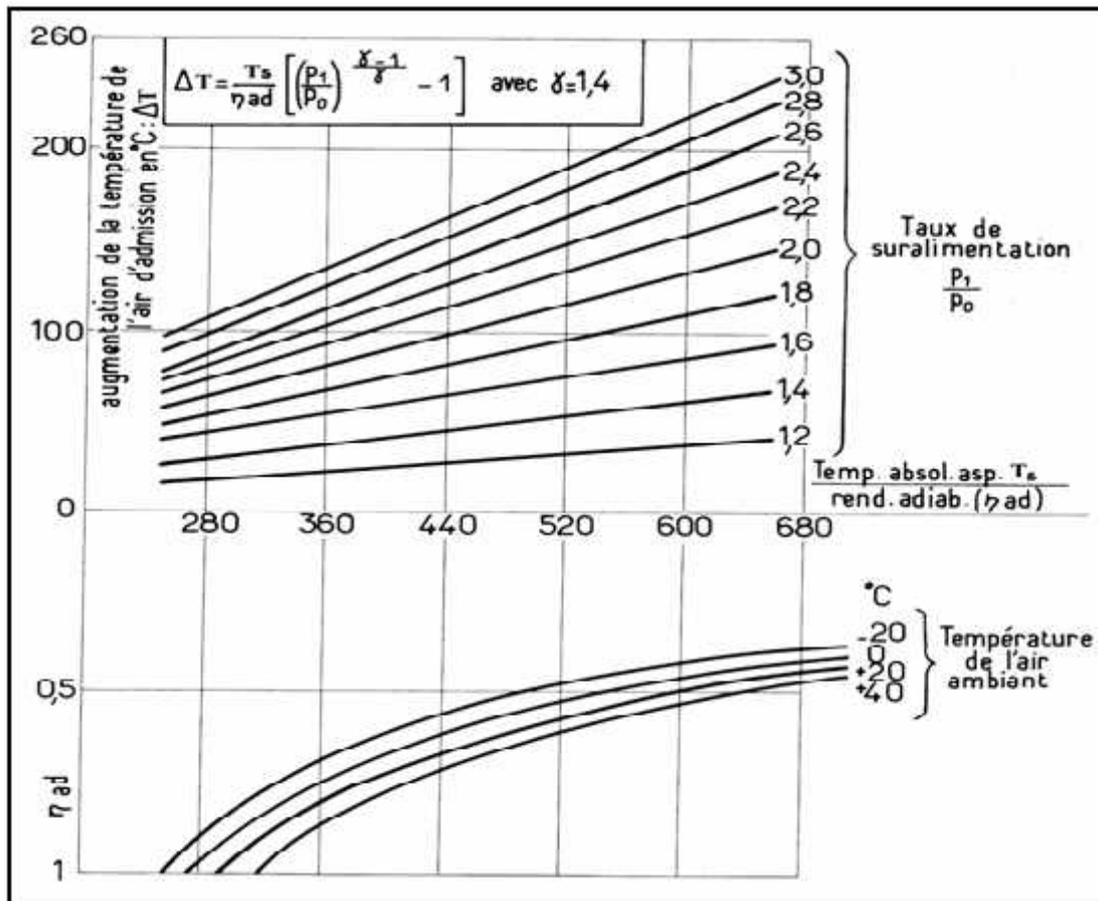


Fig.III.10. Augmentation théorique de la température de l'air en fonction

du taux de suralimentation $\frac{P_1}{P_0}$

III-7-1. Adaptation en régime stable :

Lorsque la puissance d'un diesel d'une cylindrée et d'une vitesse donnée doit être augmentée par la suralimentation, la masse d'air effectivement enfermée dans le cylindre dépend :

Des pertes de charge rencontrées avant l'introduction dans le cylindre.

De l'échauffement subi par l'air à la course de la compression donc du rendement adiabatique du compresseur.

Pour un taux de compression donnée, la température en fin de compression adiabatique est :

$$\frac{T_1}{T_0} = \left(\frac{P_1}{P_0} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (8)$$

$$T_1 = T_0 \cdot K^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (9)$$

Avec $\Pi_c = \frac{P_1}{P_0}$

La différence $\Delta T = (T_1 - T_0)$ réelle est égale à $\frac{\Delta T_{adiabatique}}{\gamma_{adiabatique}}$ qui met en évidence

l'importance d'une compression d'air à rendement élevé.

Pour un moteur de cylindrée donnée et un turbocompresseur de caractéristiques géométriques données :

Le taux de suralimentation $\Pi_c = \frac{\text{pression d'air entrant dans le moteur}}{\text{pression d'air atmosphérique}}$ croît avec :

-la masse d'air requis pour brûler un gramme de combustible.

-la consommation spécifique de combustible.

La masse d'air délivrée au diesel doit être partagée en deux parties :

-la masse qui est enfermée dans le cylindre et soumise à une compression supplémentaire.

-la masse qui balaye le cylindre durant le temps de croisement des soupapes (AOA-RFE). [Fig. III.11]

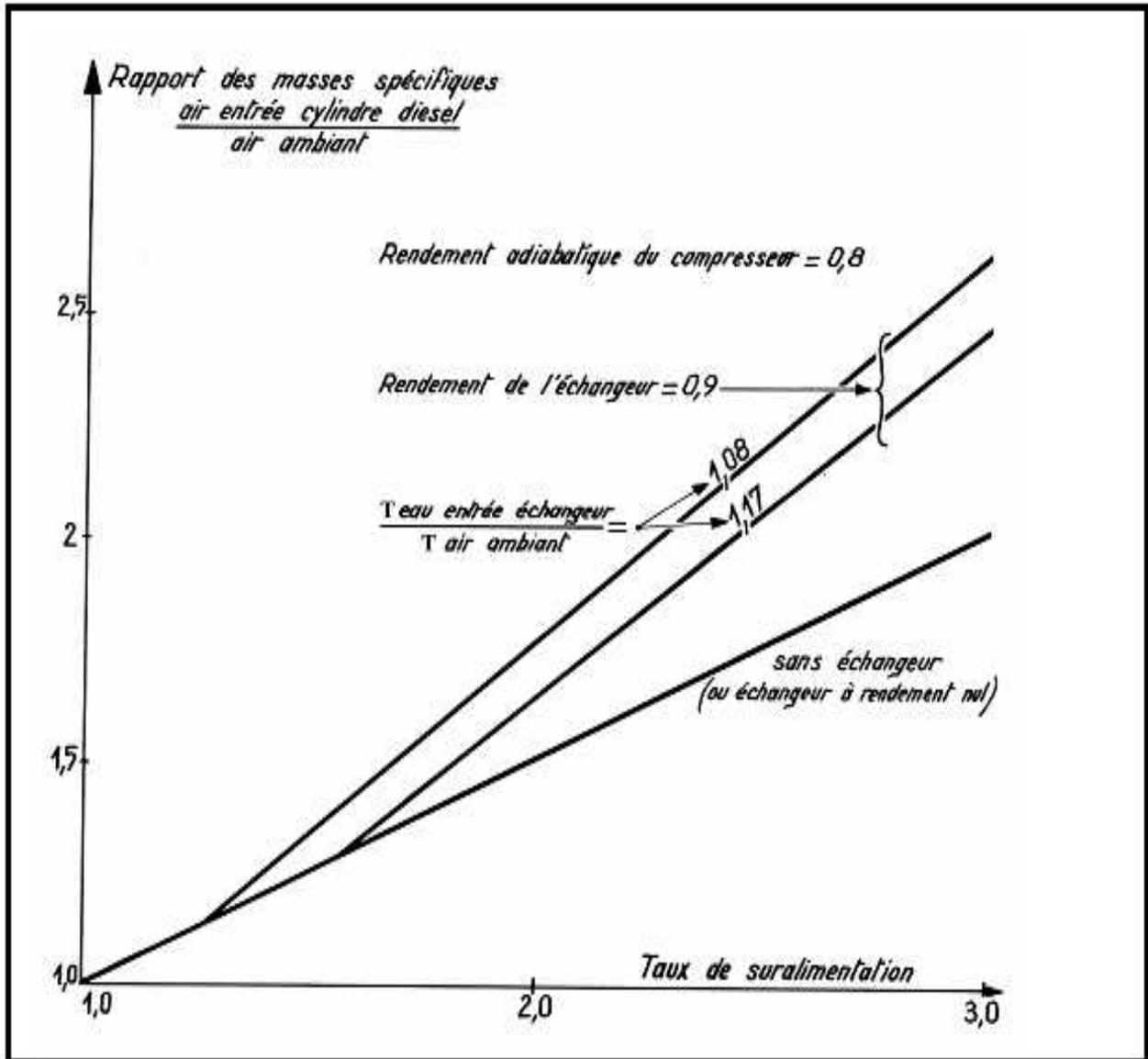


Fig.III.11.Masse spécifique de l'air admis au cylindre en fonction du taux de suralimentation

III-7-2.Utilisation de l'énergie contenue dans les gaz d'échappement :

L'énergie potentielle est fonction du taux de suralimentation ; [de l'ordre de 32% du travail indiqué diesel pour le taux de 2, elle atteindrait 49% pour le taux de 4]. [Fig.III.12]

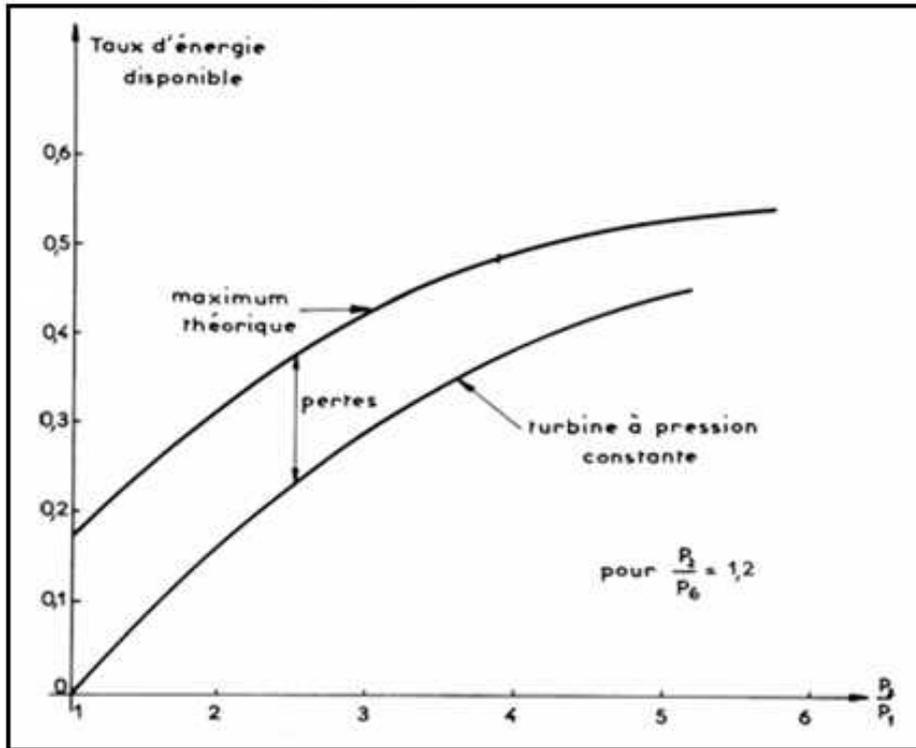


Fig.III.12.Énergie disponible dans les gaz d'échappement par rapport au taux de suralimentation

III-8. Comparaisons de performances de moteurs suralimentés et non suralimentés : [Fig.III.13].

L'utilisation d'une partie importante de l'énergie contenue dans les gaz échappement conduit à une amélioration considérable du rendement thermique ; le rendement mécanique ; le rendement mécanique ; fonction du rapport $\frac{\text{pression MAX de combustion}}{\text{pression MOY effective}}$ restant de son côté à peu près constant, on enregistre une réduction très appréciable de la consommation spécifique.

La différence entre les bilans thermique des versions suralimenté et non suralimenté accusées par une grande partie de l'accroissement des températures d'échappement existant en version suralimenté.

Cet accroissement est dû :

-à la plus haute température de l'air d'admission d'une part.

-à la plus grande quantité de combustion brûlée par unité de volume de cylindrée, d'autre part. [3]

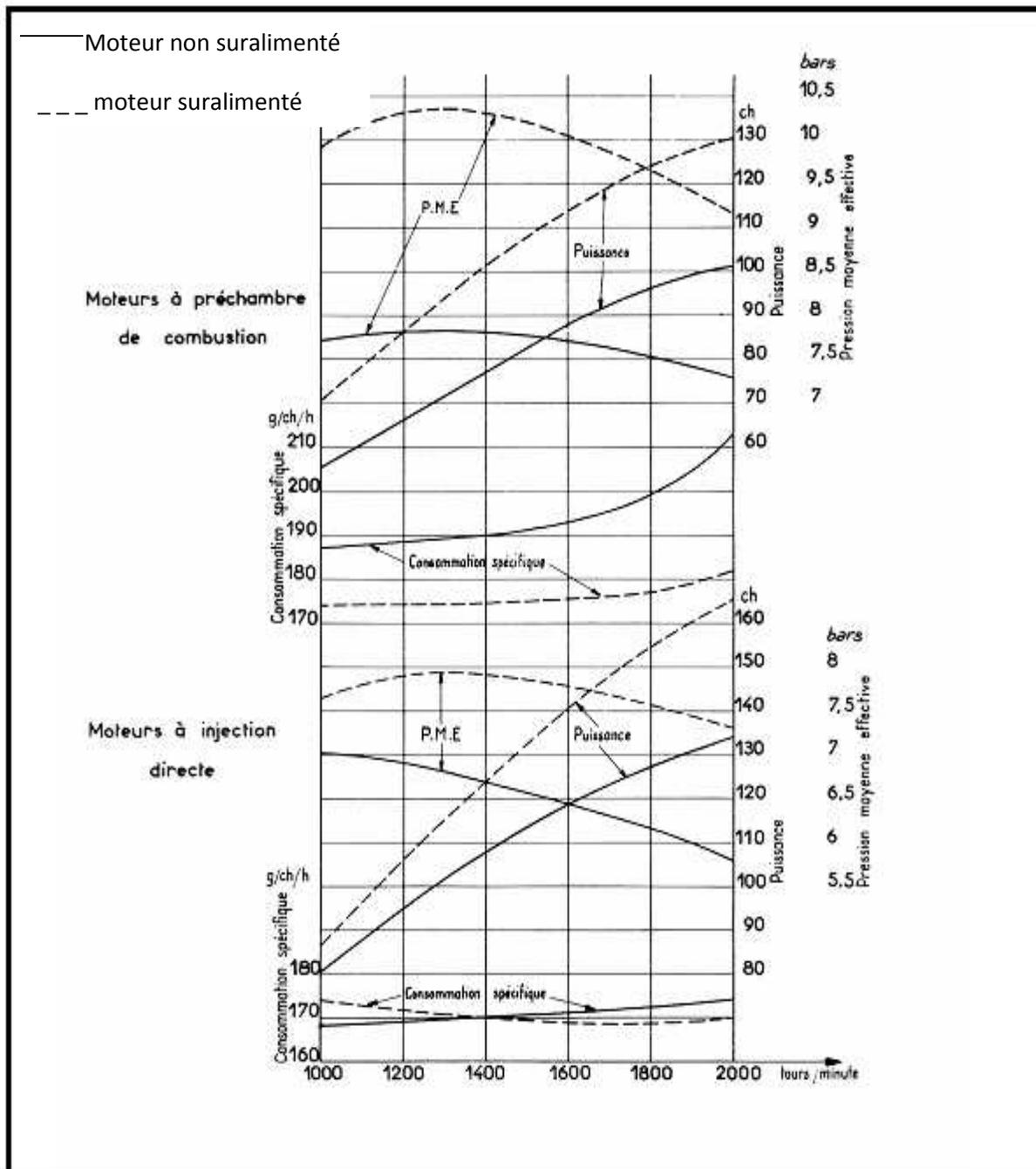


Fig.III.13. Comparaison des performances de moteurs Suralimentés et non suralimentés.

Les avantages d'un moteur diesel suralimenté par rapport à un autre non suralimenté c'est :

- Rendement plus élevée du premier moteur (sur alimentée).
- Consommation spécifique du carburant diminue appréciablement.

III-9. Conclusion :

La réduction du rapport de compression volumique constitue la seconde étape de l'évolution de puissance d'un moteur diesel sur alimentés par l'air.

La première étape se concrétisa par l'adjonction d'un turbo compresseur à un diesel dont on se contenta :

De modifier le débit d'injection de combustion.

De mettre en œuvre :

- Le refroidissement des pistons.
- Le refroidissement de l'air sortant du compresseur.
- Le croisement des soupapes d'admission et d'échappement.

En conséquence la puissance par litre de cylindrée peut augmenter lorsque diminue.

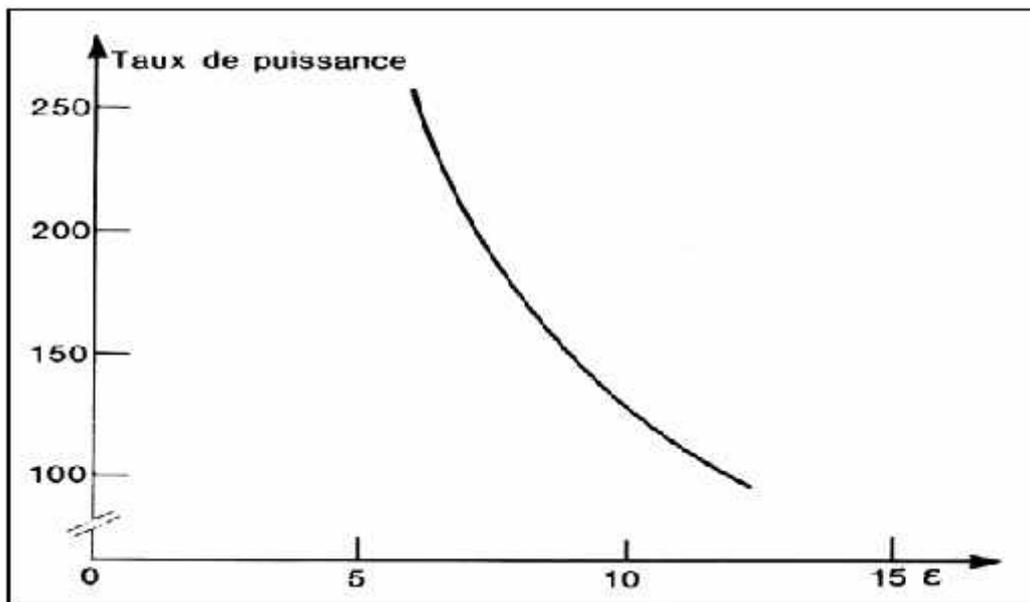


Fig.III.14.Taux d'accroissement de puissance en fonction de la diminution du rapport de compression v

CHAPITRE IV

Calcul des performances

IV-1. Calcul des paramètres d'un moteur à 300 CV :

Les paramètres donnés :

Taux de compression

$$\Pi = 15.8$$

cylindrée total

$$V_t = 15.9 L$$

nombre de cylindre

$$n = 06$$

diamètre de piston

$$A = 150 mm$$

nombre de rotation

$$N = 1900 tr / mn$$

course de piston

$$C = 100 da.N.m$$

- a partir de cette donnée on a calculé les paramètres suivants :

A- Cylindrée unitaire V :

$$V = \frac{f \times A^2}{4} \times C$$

$$V_t = V \times n \Rightarrow V = \frac{V_t}{n}$$

$$\Rightarrow V = 2.65 L$$

Le volume d'un seul cylindre est :

$$V = 0.00265 m^3$$

B- Course de piston c :

$$C = \frac{V \times 4}{f \times A^2}$$

$$C = \frac{0.00265 \times 4}{f \times (0.15)^2}$$

$$C = 0.150 m$$

C- le travail W :

- Le travail fourni par un couple moteur moyen en un tour est :

$$W = C \times 2f$$

$$C = 1000 N.m$$

$$W = 6283.18 \text{ Joul}$$

- Si le moteur tourne à 1900tr/min, soit 1900/60 tr/s, le travail produit en 1 seconde.

$$W = C \times \frac{2f \times 1900}{60}$$

$$W = 198866.67 \text{ Joul}$$

D- la puissance P :

- $\frac{2f \times N}{60}$ est l'expression de la fréquence de rotation du moteur S

$$P(\text{watt}) = C(N.m) \times \check{S}(\text{radian} / s)$$

$$P = 1000 \times \frac{2f \times 1900}{60}$$

$$P = 198866.67 \text{ watt}$$

$$P = 270 \text{ CV}$$

Dans cette partie on a choisir de plusieurs valeur de pression moyenne effective (PME) pour le calcul de la puissance :

- Pression Moyenne Effective PME = 2 Kg f/cm³.

Pour un tour

Le travail effectif :

$$W_e = \frac{PME \times V}{2}$$

$$PME = 1.961 \text{ bar}$$

$$PME = 196136.11 \text{ Pa}$$

$$W_e = 259.88 \text{ Joul}$$

Et pour un moteur à 6 cylindres

$$W_e = \frac{PME \times V \times 6}{2}$$

$$W_e = 1559.28 \text{ Joul}$$

Si le moteur tourne à 1900 tr/min, Soit 1900/60 tr/se, le travail fourni en 1 seconde sera :

$$W_e = \frac{PME \times V \times n}{2} \times \frac{N}{60}$$

$$W_e = 49377.265 \text{ Joul}$$

Et comme par définition le travail fourni par seconde est l'expression de la puissance :

$$Pe = \frac{PME \times V \times n \times N}{120}$$

$$Pe = \frac{196136.11 \times 0.00265 \times 6 \times 1900}{120}$$

$$Pe = 49377.265 \text{ watt}$$

$$Pe = 67.08 \text{ CV}$$

$$1 \text{ CV} \rightarrow 736 \text{ Watt}$$

Le couple effectif Ce :

$$Pe = Ce \times \frac{2f \times N}{60}$$

$$\Rightarrow Ce = \frac{Pe \times 60}{2f \times N}$$

$$Ce = 248.16 \text{ N.m}$$

- Pression Moyenne Effective $PME = 6 \text{ Kg f/cm}^3$.

Pour un tour :

Le travail effectif We :

$$We = \frac{PME \times V}{2}$$

$$PME = 5.88 \text{ bar}$$

$$PME = 588408.35 \text{ Pa}$$

$$We = 779.64 \text{ Joul}$$

Le travail pour un moteur à 6 cylindres :

$$We = \frac{PME \times V \times n}{2}$$

$$We = \frac{588408.35 \times 0.00265 \times 6}{2}$$

$$We = 4677.846 \text{ Joul}$$

Si le moteur tourne à 1900 tr/min, Soit 1900/60 tr/s, le travail fourni en 1 seconde sera :

$$We = \frac{PME \times V \times n}{2} \times \frac{N}{60}$$

$$\boxed{We = 148131.80 \text{ Joul}}$$

La puissance donc :

$$Pe = \frac{PME \times V \times n \times N}{120}$$

$$\boxed{Pe = 148131.80 \text{ Watt}}$$

$$\boxed{Pe = 201.26 \text{ CV}}$$

Le couple effectif Ce :

$$Ce = \frac{Pe \times 60}{2f \times N}$$

$$\boxed{Ce = 744.50 \text{ N.m}}$$

- Pression Moyenne Effective $PME = 8 \text{ Kg f/cm}^3$.

Pour un tour :

$$We = \frac{PME \times V}{2}$$

$$\boxed{PME = 7.845 \text{ bar}}$$

$$\boxed{PME = 784544.47 \text{ Pa}}$$

$$\boxed{We = 1039.52 \text{ Joul}}$$

Le travail pour un moteur à 6 cylindres :

$$We = \frac{PME \times V \times n}{2}$$

$$\boxed{We = 6237.12 \text{ Joul}}$$

Si le moteur tourne à 1900 tr/min, Soit 1900/60 tr/s, le travail fourni en 1 seconde sera :

$$We = \frac{PME \times V \times n}{2} \times \frac{N}{60}$$

$$\boxed{We = 197509.07 \text{ Joul}}$$

La puissance donc :

$$Pe = \frac{PME \times V \times n \times N}{120}$$

$$Pe = 197507.07 \text{ Watt}$$

$$Pe = 268 \text{ CV}$$

$$Ce = \frac{Pe \times 60}{2f \times N}$$

$$Ce = 992.66 \text{ N.m}$$

- Pression Moyenne Effective PME = 9 Kg f/cm³ :

Pour un tour :

$$We = \frac{PME \times V}{2}$$

$$PME = 8.82 \text{ bar}$$

$$PME = 882612.53 \text{ Pa}$$

$$We = 1169.46 \text{ Joul}$$

Pour un moteur à 6 cylindres :

$$We = \frac{PME \times V \times n}{2}$$

$$We = 7016.76 \text{ Joul}$$

Si le moteur tourne à 1900 tr/min, Soit 1900/60 tr/s, le travail fourni en 1 seconde sera :

$$We = \frac{PME \times V \times n}{2} \times \frac{N}{60}$$

$$We = 222197.70 \text{ Joul}$$

La puissance donc :

$$Pe = \frac{PME \times V \times n \times N}{120}$$

$$Pe = 222197.70 \text{ Watt}$$

$$Pe = 301 \text{ CV}$$

$$C_e = \frac{P_e \times 60}{2f \times N}$$

$$\boxed{C_e = 1116.75 \text{ N.m}}$$

En remarque que la pression moyenne effective augmente (PME), la puissance effective (Pe) et le couple effective (Ce) augmente.

IV-2.Calcul et choix d'un turbocompresseur : [8]

Le choix d'un turbocompresseur posé par caractéristique :

- le travail fourni par la turbine.
- Le travail fourni par le compresseur.
- Le rendement
- Le taux de compression de turbocompresseur

$$W_t = m_g \cdot C_{p_m} (T_{g \text{ entre}} - T_{g \text{ sortie}})$$

$$W_c = m_a \cdot C_p (T_1 - T_a)$$

$$y_m = \frac{W_c}{W_t}$$

Le coefficient de remplissage étant égal à l'unité le poids d'air aspiré par cycle est donné par l'équation des gaz parfait :

$$m = \frac{PV_a}{rT}$$

Dans la quelle :

$$V_a = \frac{f \cdot D^2}{4} c$$

$$V_a = \frac{f}{4} (15)^2 \cdot 15 \cdot 10^{-6}$$

$$\boxed{V_a = 2649.375 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3}$$

Et $r = C_p - C_v$

$$r = 1.005 - 0.7$$

$$\boxed{r = 0.305 \text{ Kj} / \text{Kg} \cdot \text{K}^\circ}$$

D'où :

$$m_a = \frac{9.5 \times 10^4 \times 2649.375 \times 10^{-6}}{0.305 \times 10^3 \times 228}$$

$$\boxed{m_a = 2.86 \times 10^{-3} \text{ Kg}}$$

$$P_1 = 2.28 \text{ bar}$$

$$P_{\text{atm}} = 1 \text{ bar}$$

$$T_0 = 228 \text{ K}^\circ$$

$$C_p = 1.005 \text{ KJ/Kg.K}^\circ$$

$$\alpha = 1.4$$

$$y = 0.98$$

Le taux de compression de turbocompresseur:

$$\Pi = \frac{P_1}{P_0} = \frac{2.28}{1}$$

$$\boxed{\Pi = 2.28}$$

La température de sortie de turbocompresseur:

$$\frac{T_1}{T_0} = \left(\frac{P_1}{P_0} \right)^{\frac{\alpha-1}{\alpha}} \Rightarrow T_1 = (\Pi)^{\frac{\alpha-1}{\alpha}} T_0$$

$$\boxed{T_1 = 362.75 \text{ K}^\circ}$$

Le travail du compresseur (W_c):

$$W_c = 2.86 \times 10^{-3} \times 1.005 (362.75 - 288)$$

$$\boxed{W_c = 0.21 \text{ KJ}}$$

Le travail de la turbine (W_t):

$$W_t = \frac{W_c}{y}$$

$$\boxed{W_t = 0.22 \text{ KJ}}$$

IV-3. Calcul de puissance d'un moteur diesel à 400 CV :

On a calcul la pression moyenne effective d'un moteur diesel à 400 CV :

$$PME_{[400 \text{ CV}]} = PME_{[300 \text{ CV}]} + PME_{[\text{turbocompresseur}]}$$

$$PME_{[400 \text{ CV}]} = 8.82 + 2.28$$

$$\boxed{PME_{[400 \text{ CV}]} = 11.10 \text{ bar}}$$

La puissance donc :

$$Pe = \frac{PME \times V \times n \times N}{120}$$

$$N = 2000 \text{ tr/min}$$

$$\boxed{Pe = 294399.1 \text{ Watt}}$$

$$\boxed{Pe = 399 \text{ CV}}$$

Avec un turbocompresseur de taux de compression $\Pi = 2.28$ on a obtenir un puissance effective plus approche de 400 CV.

Après on a calculée le couple avec un nombre de rotation $N = 2000 \text{ tr/min}$

$$Pe = Ce \times \dot{S} = Ce \times \frac{2f \times N}{60}$$

$$Ce = \frac{Pe \times 60}{2f \times N} = \frac{294399.1 \times 60}{2f \times 2000}$$

$$Ce = 140.63 \text{ da.N.m}$$

Les données choisies sont déterminées après la variation arbitraire pour obtenir la puissance de 400 CV.

Exemple :

$$Ce = 120 \text{ da.N.m}$$

$$Ce = 1200 \text{ N.m}$$

$$Pe = Ce \times \frac{2f \times N}{60}$$

$$Pe = 251200 \text{ Watt}$$

$$Pe = 341 \text{ CV}$$

IV-4. Les vérifications des calculs : [8] et [7]

Calcul du rendement théorique du moteur :

On se pose $w_r = w_{th}$ et $y_{th} = y_r$

Et en générale prendre $y_g = 0,42$ (sur les moteurs diesel à grande puissance)

$$\text{Et } y_m = \frac{y_g}{y_{th}} = \frac{p_{me}}{p_{mi}}$$

Rendement du moteur de 300 CV :

$$\text{Et } y_{th[300]} = 1 - \frac{1}{\dots^{x-1}} = 1 - \frac{1}{\Pi\left(\frac{x-1}{x}\right)} = 0,54$$

Calcul des travaux :

Pour 400 CV :

$$N = 2000 \text{ tr/min}$$

$$Pe = \frac{PME \times V \times n \times N}{120} \Rightarrow PME = \frac{Pe \times 120}{V \times n \times N} = 1110943,39 \text{ Pa}$$

$$PME = 11,10 \text{ bar}$$

Pression moyenne indiquée :

$$y_m = \frac{PME}{PMI} \Rightarrow PMI = \frac{PME}{y_m} = \frac{11,10}{0,77}$$

$$PMI = 14,41 \text{ bar}$$

$$PMI(\text{bar}) = \frac{W_{th}(\text{Joul}) \times 10}{V(\text{cm}^3)}$$

$$W_{th} = \frac{V \times PMI}{10} = \frac{14,41 \times 10}{265}$$

Travail théorique du moteur de 400 CV :

$$W_{th} = 381,86 \text{ Joul}$$

Pour 300CV :

N=1900 tr/min

La pression moyenne effective du moteur de 300 CV :

$$PME_{[300CV]} = \frac{Pe \times 120}{V \times n \times N} = \frac{220800 \times 120}{0,00265 \times 6 \times 1900}$$

$$PME_{[300CV]} = 8,82 \text{ bar}$$

La pression moyenne effective du moteur de 300 CV :

$$PMI = \frac{PME}{\gamma_m}$$

$$PMI = 11,45 \text{ bar}$$

Le travail théorique du moteur de 300 CV :

$$W_{th} = \frac{PMI \times 10}{V}$$

$$W_{th} = 303,425 \text{ Joul}$$

- Le pourcentage d'augmentation de travail à partir d'augmentation de la puissance 300CV à 400CV.

$$X \% = \frac{W_{th[400CV]} - W_{th[300CV]}}{W_{th[300CV]}} \times 100$$

$$X \% = 25,8 \%$$

On a besoin de 25,8 % d'énergie utile pour une puissance de 400CV a partir de 300CV.

- Le rapport d'augmentation de travail :

$$x = \frac{W_{th[400CV]}}{W_{th[300CV]}}$$

$$x = 1,2584$$

- La relation entre le travail de cycle et le rapport $\frac{T}{P}$ d'entrée dans le cylindre:

Soient :

q la quantité de chaleur dépensée sous forme de combustible.

m le poids d'air admis.

W le travail disponible par cycle.

Le rendement théorique s'écrit :

$$y_{th} = \frac{W}{m \cdot q}$$

Le gaz étant considéré comme parfait ou a $PV = m r T$

En combinant ces deux équations on obtient :

$$W = y_{th} \times q \frac{PV}{rT}$$

Pour un combustible et un coefficient d'excès d'air donnés, la quantité de chaleur q reste constante, en outre le volume restant le même, le travail disponible par cycle devient proportionnel à $y_{th} \times \frac{P}{T}$.

Le travail par cycle est alors proportionnel à $\frac{P}{T}$, c'est-à-dire au poids massique de l'air à l'admission du cylindre.

On peut négliger pratiquement la boucle de changement de charge d'admission et d'échappement.

Le rendement du cycle s'écrit : $y_{th} = 1 - \frac{1}{x-1}$ il déjà calculée.

La vérification :

-Moteur non suralimenté 300CV :

Le travail par cycle est proportionnel à $y_{th} \times \frac{P_0}{T_0}$;

$$P_0 = 14000 \text{ mmce}$$

$$y_{th} = 0,54$$

$$T_0 = 288 \text{ K}^\circ$$

$$W = y_{th} \times q \frac{P_0 V_0}{r T_0}$$

$$\boxed{W = 303,42 \text{ Joule}}$$

-Moteur suralimenté 400CV :

T'_1 : La température de sortie à compresseur.

P'_1 : La pression de sortie à compresseur.

Le travail par cycle est proportionnel à $y_{th} \times \frac{P'_1}{T'_1}$.

$$W = y_{th_1} q \frac{P_1 V_0}{r T_1'}$$

Conformation :

$$W_{th_0} [400CV] = W_{th} [300CV] \times x$$

$$y_{th_1} q \frac{P_1 V_0}{r T_1'} = x y_{th_0} q \frac{P_0 V_0}{r T_0}$$

Le travail par cycle est proportionnel a y_{th} et $\frac{P_1}{T_1'}$ mais l'augmentation du rendement est négligeable, on peut donc admettre $y_{th_1} = y_{th_0} = 0,54$.

$$\frac{P_1'}{T_1'} = x \frac{P_0}{T_0}$$

Pour :

$$P_1 = 2,28 \text{ bar}$$

$$T_1 = 362,75 \text{ K}^\circ$$

$$\frac{P_1}{T_1} = \frac{22800(mmce)}{362,75(K^\circ)} = 62,85$$

$$\boxed{\frac{P_1'}{T_1'} \approx \frac{P_1}{T_1} \Rightarrow 62,5 \approx 62,85}$$

Donc un turbocompresseur de $f = 2,28$ il peu augmenter

la puissance de 300CV a 400CV.

Conclusion :

Pour améliorer les performances on ne peut que améliorer le Taux de compression total d'un moteur.

On il y a d'autre paramètre pour cette amélioration.

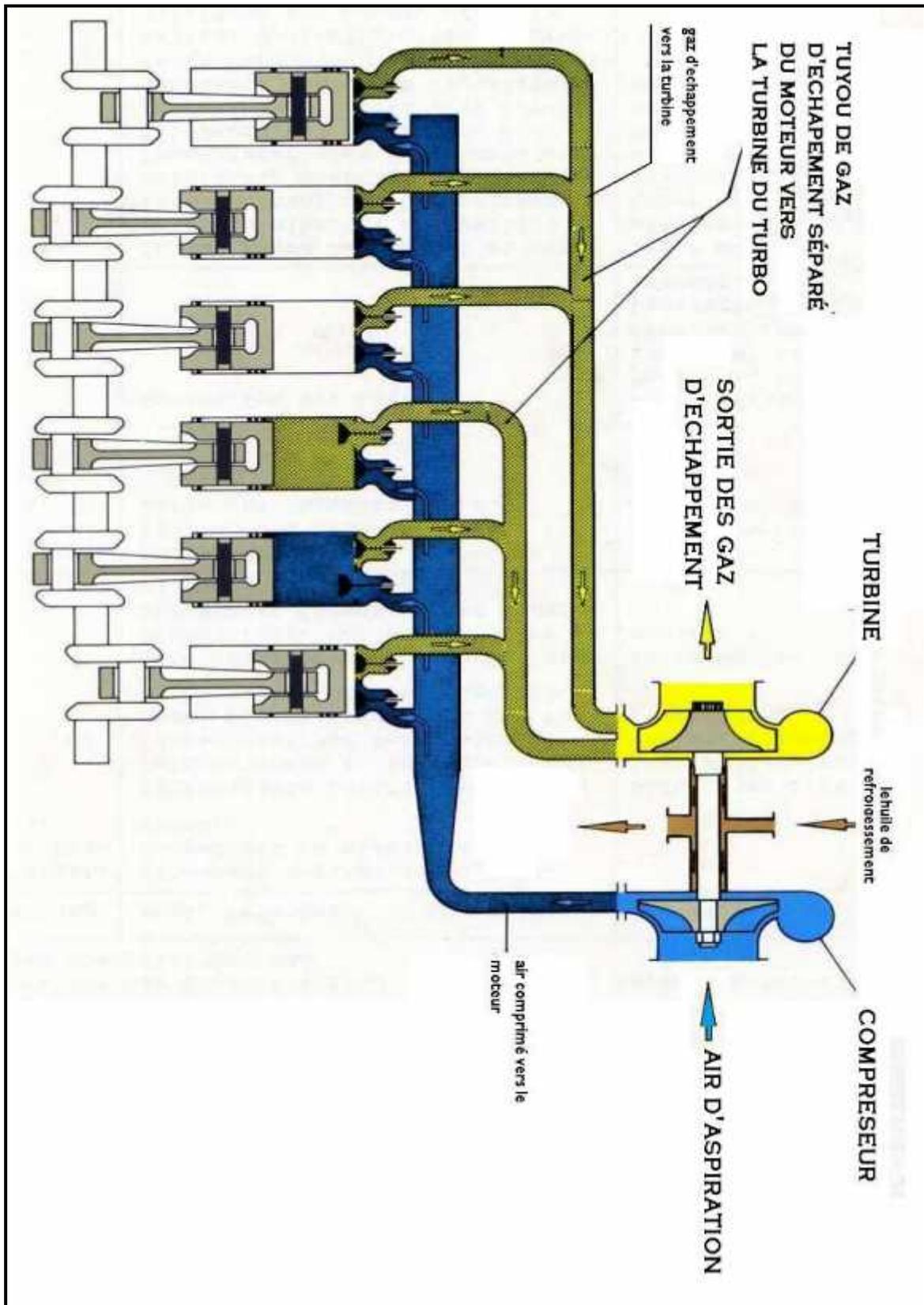


Fig.IV.1.la suralimentation d un moteur diesel de 6 cylindres par un turbocompresseur.

CONCLUSION

Durant notre stage pratique on a constaté que l'utilisation du turbocompresseur augmente le taux de compression améliorant ainsi les performances du moteur.

On a remarqué que le turbocompresseur est le plus utilisé pour améliorer les paramètres d'un moteur diesel

On a remarqué aussi que pour des besoins industriels les moteurs en ligne seront dotés d'un seul turbocompresseur, tandis que les moteurs disposés en V seront dotés, du moins la plupart du temps, de deux turbocompresseurs, un par rangée de cylindres.

En nos jours, il existe plusieurs stratégies d'amélioration qui sont plus efficaces que le turbocompresseur notant l'injection COMMON RAIL pour les moteurs diesel ou encore l'allumage par compression HCCI.

BIBLIOGRAPHIE

[1] : Les moteurs : moteurs à explosion -moteur rotatif –moteur diesel

Auteur : -M.Menardon –D.Jolivet

[2] : Technologie de l'automobile : le moteur (tome I, II)

Auteur : G.Maillard

[3] : Science et techniques du moteur diesel : industriel et transport

Auteur : R.Brun

[4] : Problèmes de thermodynamique et de gazodynamique

Auteur : B.Kodja

[5] : La thermodynamique en temps fini des cycles des moteurs a combustion
interne

Auteur : Elena Vasilescu

[6] : Le moteur thermique -BTS MAVA

[7] : Coure de mécanique (MDF-thermodynamique) – 2^{ème} année avionique :

Mr Henni

[8] : Coure de thermodynamique – 3^{ème} année ingénieur : Mr Henni

[9] : Manuel d'atelier : Deutz code : B/FL 413/F

ANNEXE 1

Caractéristique Technique du moteur

Paramètre	
Type	Diesel
Puissance maximale CV	300
Couple (da N.m)	100
Nombre des cylindres	06

Disposition des cylindres

Paramètre	En V-120
Groupe Gauche	1-2-3
Groupe droit	1-2-3
Alésage En mm	150

Groupe des pistons

Groupe Gauche	150
Groupe droit	150
Cylindre L	15,9
Taux de compression	15,8
Pression D'injection Kg/cm ²	250
Sens de rotation vilebrequin	AIGU.MONTRE
Vitesse de rotation mxi.T/mm	2850
Régime d'exploitation	1600-1900
Régime minimum	600
Consommation G/CV/H	175
Consommation d'huile G/CV/H	10
Température 5° l'eau normale	80-100
T° Antigel normale	80-100
Tolérable pour durée limite eau	120
Antigel	
Température d'huile normale	80-100
Pour duré limité	120

Pression d'huile (Kg.cm²)

Régime d'exploitation	6-10,5
Régime minimum	2
Poids en Kg	665

ANNEXE 2

Grandeurs et unités utilisées en thermodynamique appliquée

Conversion des unités de puissance

	W	KW	Cheval	Kcal/s	Kgm/s
W	1	0,001	0,00136	0,00024	0,102
KW	1000	1	1,359	0,239	101,97
Cheval	736	0,736	1	0,176	75
Kcal/s	4186	4,186	5,67	1	427
Kgm/s	9,81	0,00981	0,0133	0,00234	1

Conversion des unités d'énergie

	Joule	KW-h	Ch-h	Kgm	Kcal
Joule	1	$27,7 \cdot 10^{-8}$	$37,7 \cdot 10^{-8}$	0,102	0,239
KW-h	$3600 \cdot 10^{-8}$	1	1,359	366973	860
Ch-h	2648700	0,736	1	$2,7 \cdot 10^5$	633
Kgm	9,81	$2,73 \cdot 10^{-6}$	$3,72 \cdot 10^{-6}$	1	$2,34 \cdot 10^{-3}$
Kcal	$4,186 \cdot 10^3$	0,001 162	0,001579	427	1

Conversion des unités de pression

	N/m ²	Kg/cm ²	Atmosphere	Bar	mm CE	Mm Hg
N/m ²	1	$1,02 \cdot 10^{-5}$	$9,87 \cdot 10^{-6}$	10^{-5}	0,102	$7,5 \cdot 10^{-5}$
Kg/cm ²	$9,81 \cdot 10^4$	1	0,968	0,981	10^4	736
Atmosphere	$10,13 \cdot 10^4$	1,033	1	1,0133	10330	760
Bar	10^5	1,02	0,986	1	10200	750
mm CE ⁽¹⁾	9,81	10^{-4}	$968 \cdot 10^{-5}$	$9,81 \cdot 10^{-5}$	1	$7,36 \cdot 10^{-2}$
mm Hg	133,3	$1,333 \cdot 10^{-3}$	$1,36 \cdot 10^{-3}$	$1,31 \cdot 10^{-3}$	13,6	1

(1) mm CE désigne la hauteur en mm d'une colonne d'eau.