



**République Algérienne Démocratique et
Populaire**



**Ministère de l'Enseignement Supérieure et de la
Recherche Scientifique**

UNIVERSITE D'EL-OUED

FACULTE DES SCIENCES ET TECHNOLOGIE

Mémoire de fin d'étude

Présenté pour l'obtention du diplôme de

LICENCE ACADEMIQUE

Domaine : Sciences et Technologies

Spécialité : Génie mécanique

Option : Electromécanique industriel

Thème

**L'impact des paramètres des fonctionnements sur
le Rendement de moteur diesel**

Devant le jury composé de :

CHANOUFI. H Président
ANNANE Adel Examineur
MENACEUR . R Examineur
LARGOT SOULEF Encadreur

Présenté par :

- GHENDIR AOUN IMAD
- NAOUI MADJDI

2013-2014

I. Introduction générale

La thermodynamique étudie les rapports entre les phénomènes thermiques et mécaniques relatifs aux corps dans leurs états macroscopiques.

Les moteurs thermiques ont pour rôle de transformer l'énergie thermique à l'énergie mécanique. Ils sont encore appelés les moteurs à combustion qui sont généralement divisé en deux types :

- ✓ Les moteurs à combustion interne où le système est renouvelé à chaque cycle. Le système est en contact avec une seule source de chaleur (l'atmosphère).
- ✓ Les moteurs à combustion externe où le système (air) est recyclé, sans renouvellement, ce qui nécessite alors 2 sources de chaleur, entrent par exemple dans cette dernière catégorie : les machines à vapeur, le moteur Stirling.

Le but de ce travail est de faire une étude des transformations d' 'énergie-chaleur en énergie-travail mécanique et de faire une comparaison entre le cycle réel et théorique d'un moteur diesel et donne des solutions pratiques et efficaces aux anomalies rencontrées.

Transformation l'énergie calorifique en travaille mécanique comment réaliser ?

On veut répondre de cette question qu'on va étudier les étapes suivantes :

- 1- description générale du moteur diesel
- 2- principe de fonctionnement du moteur à quatre temps
- 3- thermodynamique fondamentale

- **Historique**

Les moteurs à combustion interne alternatifs sont des moteurs très anciens, ils ont été inventés pendant la 2^e partie du XIX^e siècle, et il est difficile de trouver actuellement des réalisations techniques aussi près des idées générales conçues il y a plus d'un siècle.

C'est en effet en 1876 que le général allemand NICOLAUS AUGUST OTTO a réalisé le premier moteur thermique utilisant le cycle à quatre temps imaginé 14 ans plus tôt par l'ingénieur français ALPHONSE BEAUDE ROCHAS.

Avec les français HUGON et LENOIR apparaît en 1860 le moteur à deux temps, à un seul cylindre, mais la première application de la compression préalable au cylindre deux temps sera dus en 1870 à DUGALD CLERK.

Les moteurs à combustion interne qui sont alors fabriqués, fonctionnent au gaz des hauts fourneaux ou à l'essence du pétrole avec allumage par étincelle.

II. Description du moteur diesel

1-Historique :

en 1893, l'ingénieur allemand RUDOLF DIESEL publia après de longues études, un ouvrage intitulé : « théorie et construction 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 se moteur comme un moteur à combustion interne dans lequel était utilisée la chaleur dû à la compression de l'air pour provoquer l'allumage de combustible.

en 1897, au terme de multiples expériences, Rudolf diesel parvient à faire fonctionner un moteur monocylindrique par injection pneumatique d'huile lourde, ce moteur de 19,6 litres de cylindrée développait 14,7KW à 172 tr/min .en l'ingénieur l'orange, mit au point le premier moteur diesel à injection direct mécanique.

Sans les études poussées de Rudolf DIESEL tous les dérivés du moteur Diesel n'auraient jamais pu être réalisés. Les moteurs diesels ont trouvé leurs premières applications sur les groupes fixes et abord des navires (moteur de grande dimension à faible vitesse de rotation).puis à partir de 1930 sue les camions, et à partir de 1936 sur les voitures, le véritable essor de moteur diesel, à commencer à partir de la fin de la seconde guerre mondiale.

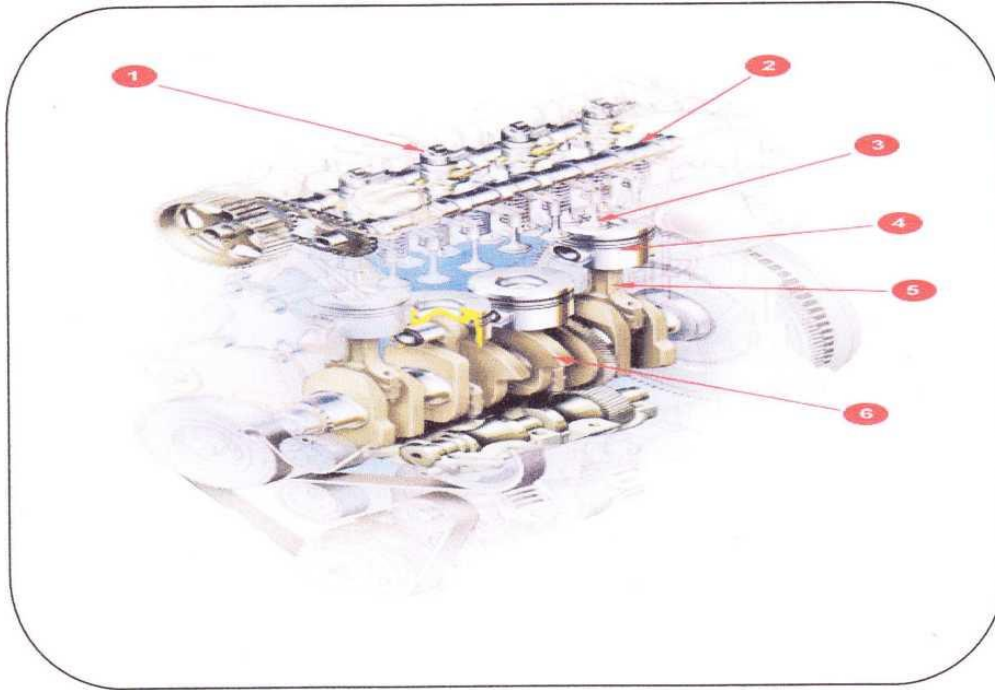


Figure-1 -schéma du moteur diesel

- 1 Injecteur
- 2 Arbre à cames
- 3 Soupape
- 4 Piston
- 5 Bielle
- 6 Vilebrequin

2-Définition générales

On appelle le point **mort haut (P.M.H)** le point correspond à la position la plus haute du piston, et le point **mort bas (P.M.B)** celle correspond à la position la plus basse du piston.

La distance parcourue par le piston entre P.M.H et P.M.B c'est **la source du piston**. Le diamètre du cylindre s'appelle **l'alésage**.

Le volume compris entre P.M.B du piston s'appelle **cylindrée unitaire**. L'espace qui subsiste entre la culasse et le piston quand ce dernier est au P.M.H s'appelle **chambre de combustion**.

Parmi, les autres caractéristiques des moteurs à combustion interne, citons le rapport volumétrique de compression c'est le rapport des volumes avant et après la compression.

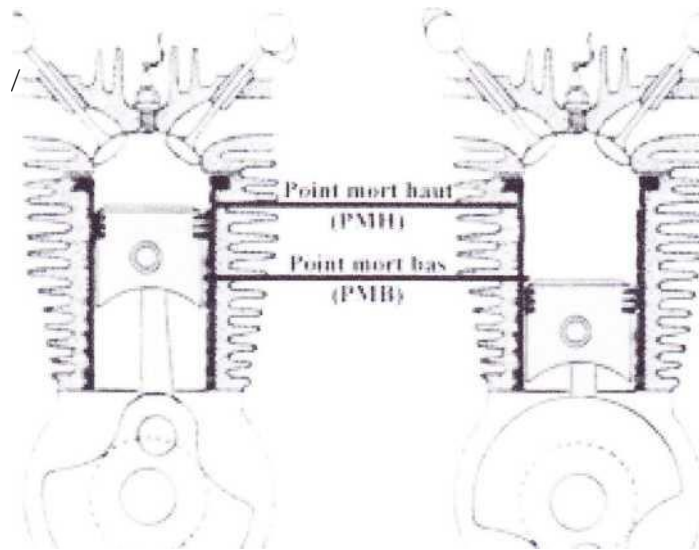


Figure-2 : le point mort bas et le point mort haut

3-Classification des moteurs diesel

Suivant la forme de la chambre de combustion et la forme des pistons, on peut classer les moteurs diesel en plusieurs catégories :

- les moteurs à injection directe.
- les moteurs à chambre de précombustion.
- les moteurs à chambre de réserve d'air
- les moteurs semi diesel.

Remarque : les moteurs dits à turbulence englobent tous les types de moteurs diesel, en effet, les constructeurs actuels utilisent au maximum la turbulence de l'air pour améliorer l'homogénéité du mélange, donc la combustion.

3-a- moteur à injection direct :

Son fonctionnement est basé entièrement sur l'auto-allumage du combustible dans l'air fortement chauffé par la compression.

La culasse de ce moteur a une forme généralement régulière sans cavité, ni saillie. Par contre, une cavité ménagée dans le piston augmente le volume de la chambre de

combustion.

3-b- moteur à chambre de précombustion :

ce procédé de combustion a été imaginé par l'Orange dans le but de réduire la valeur de la compression, d'abaisser la pression d'injection pour obtenir un fonctionnement plus souple, facilitant les reprises à bas régime et permettant des vitesses de rotation assez élevées (4000 à 5000 tr/min).

Pour obtenir néanmoins une combustion aussi parfaite que possible on facilite au maximum les phénomènes de turbulences en utilisant deux chambres.

La chambre principale est constituée par le cylindre lui-même et la chambre secondaire par un espace aménagé dans la culasse et communiquant avec le cylindre par un ou plusieurs orifices étroits de formes variées.

Cet espace aménagé dans la culasse on l'appelle chambre de combustion.

3-c- moteur à chambre de réserve d'air :

Dans ce type de moteur est également divisée en deux parties : la chambre de réserve d'air et la chambre de combustion.

La première est constituée par une cavité creusée dans la culasse ou dans la paroi latérale du cylindre. De formes diverses, cette cavité est constituée non seulement pour servir de réserve d'air, mais pour améliorer la turbulence. Le volume de cette chambre de réserve d'air, que l'on peut aussi appeler antichambre ou cellule d'énergie. Est généralement plus grand que l'espace restant entre le piston en position P.M.H et la culasse.

3-d- moteur semi diesel :

Ce type de moteur 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 double creuse chauffée extérieurement au démarrage d'où l'appellation de moteur « à double chaude ». La température de cette boule est maintenue par la combustion successive.

4-e- moteur à turbulence :

Tous les moteurs diesel sont des moteurs à turbulence, les dispositifs pour provoquer ces turbulences sont nombreux et variés. Au titre d'exemple, dans certains moteurs à injection directe ; la turbulence est provoquée par un déflecteur monté sur la soupape d'admission. Le déflecteur est placé de façon à diriger l'air directement dans une chambre à turbulence aménagée dans le piston. Le moteur à turbulence présente l'avantage d'un meilleur

rendement thermodynamique grâce à la combustion homogène carburant - carburant. C'est pour ça les constructeurs recherchent toujours, quelque soit le système d'injection, à obtenir une grande turbulence qui assure un mélange correct.

4-Disposition générale des organes mécaniques

Chaque cylindre d'un moteur diesel constitue une unité, c'est-à-dire que dans un moteur à plusieurs cylindres, tous les cylindres sont semblables la partie supérieure, le cylindre est fermé par la culasse, à la partie inférieure il est ouvert sur le carter inférieur le piston se piston se déplace dans le cylindre, il est relié par l'intermédiaire d'une bielle à l'arbre vilebrequin qui tourne dans les paliers fixés Au bloc du moteur au dessus de l'huile de lubrification contenue dans le carter inférieur

4-a-Les organes fixes du moteur:

✓ **la culasse:** elle ferme le haut du cylindre, et représente une plaque épaisse généralement en fonte .des orifices et des passages pour les soupapes .les injecteurs, les canaux d'admission et d'échappement, sont ménagés dans la culasse. Le plan inférieur de la culasse représente les parois supérieures de la chambre de combustion. L'étanchéité de la culasse avec le bloc cylindre est réalisée grâce à un joint métalloplastique appelé joint de culasse. Dans le cas de refroidissement par air la culasse porte des ailettes de refroidissement, tandis que pour le refroidissement par eau, la culasse possède des chambres internes parcourues par l'eau de refroidissement.

✓ **La tubulure d'admission** : relie le filtre à air aux conduites d'admission de la culasse. Elle est étudiée, afin de véhiculer et de répartir convenablement l'air vers les cylindres et de gêner le moins possible leur remplissage.

✓ **Le collecteur d'échappement** : conduit les gaz brûlés, sortant de la culasse par les soupapes d'échappement, vers le silencieux ou pot d'échappement. Sur les moteurs suralimentés, le collecteur d'échappement est relié à la volute correspondante du turbocompresseur.

✓ **Le bloc-cylindres** : supporte la culasse, les pistons, les cylindres, éventuellement l'arbre à cames latéral, le vilebrequin, les organes de distribution et le réseau de lubrification.

Le bloc-cylindres est généralement réalisé en fonte.

✓ **Les cylindres** : peuvent appartenir au même corps que le bloc-cylindres ou fabriqué séparément. Dans le dernier cas, ils sont appelés "chemises". Si la chemise est entourée par le liquide de refroidissement, alors elle est dite chemise "humide" si non elle est dite "sèche".

✓ **Le carter inférieur** : Il contient l'huile de lubrification, il est fixé sous le bloc- cylindres, il comporte des ailettes de refroidissement. A l'intérieur de ce carter se trouve "tamis " et "crépine" de filtrage ainsi que la, ou les pompes à huile. Un reniflard pour éviter les suppressions dans le carter et pour élimer les vapeurs dont la condensation entrerait la dilution de l'huile de graissage.

4-b-Les organes mobiles du moteur :

✓ **Le piston** : Sa conception est étroitement liée au système de combustion des moteurs. Il doit remplir quatre fonctions importantes :

- Assurer le maximum d'étanchéité de la chambre de combustion par l'intermédiaire des segments.
- Transmettre à la bielle l'effort produit par la combustion.
- Servir le guide au pied de bielle.
- Transmettre la chaleur aux parois du cylindre afin de l'évacuer.

➤ De plus le piston doit supporter :

a- La pression des gaz enflammés pendant le temps moteur.

B - L'effort d'inertie dû à son mouvement de va-et-vient.

➤ La partie inférieure du piston, appelée *jupe*, assure le guidage du piston dans le cylindre, ainsi que d'évacuation de la chaleur par contact de la parois refroidie. Pour assurer ce contact sans risque de serrage la *jupe* de piston est souvent de forme spéciale.

✓ **L'axe du piston** : a pour rôle d'assurer la liaison entre la bielle et le piston. L'axe du piston en acier traité peut, selon le cas, être monté de trois manières: serré dans les portées du piston et libre dans l'alésage du pied de bielle, serré dans la bielle et libre dans le piston, ou plus rarement libre dans la bielle et le piston. Il est arrêté par deux *circlips*, ou ressorts circulaires, qui se logent dans une gorge pratiquée dans chacune des portées.

✓ **Les segments** : assurent l'étanchéité. Les segments dans des anneaux interrompus, de

section rectangulaire ou trapézoïdale. Les segments dont le jeu est très faible, se logent dans les gorges usinées dans les pistons. On distingue trois types principaux de segments:

- *Les segments coup de feu* : dans la gorge supérieure du piston.
 - *Les segments de compression* : assurent l'étanchéité.
 - *Les segments racleurs* : quoi empêchent les remontées d'huile vers la chambre de combustion.
- ✓ **Les bielles** : sont les organes de liaison entre les pistons et vilebrequin, elles transforment le mouvement rectiligne.

Une bielle comprend trois parties essentielles :

- Un pied de bielle bagué et alésé si l'axe de piston doit pivoter dans le pied de bielle.
- Un corps de bielle généralement en forme de I.
- Une tête de bielle et son chapeau maintenu en place par des boulons en acier à haute résistance à la traction.

Le plan de contact entre la bielle et son chapeau est généralement perpendiculaire à l'axe du corps de bielle. Cependant on peut trouver des bielles dont l'axe est oblique sur le plan joint.

Les bielles dont la section a la forme d'un I et qui sont utilisées dans la majorité du diesel routier, sont en acier matricé.

✓ **Le vilebrequin :**

C'est l'arbre moteur, il est réalisé en acier allié, forgé ou matricé. Les surfaces portantes sont traitées thermiquement et rectifiées. L'arbre vilebrequin commande aussi la distribution, la pompe d'injection, la pompe d'alimentation, la pompe à eau ou la turbine de refroidissement, le générateur d'électricité, la pompe à huile.

Le vilebrequin repose sur des paliers solidaires du bloc-cylindres grâce à des tourillons. Il comporte autant de manetons que de cylindres. Les moteurs à cylindres possèdent $(n+1)$ tourillons. Comme les têtes de bielles, les paliers sont munis de coussinets antifricition. Une rainure annulaire usinée dans les coussinets, permet à la pression d'huile d'atteindre les manetons par des perçages réalisés dans le vilebrequin.

✓ **Le volant** : est le plus souvent en acier, il est fixé sur l'arbre de vilebrequin. Il emmagasine pendant le temps moteur, une énergie cinétique suffisante pour lui permettre de faire franchir au piston les autres temps du cycle. Le volant porte une couronne dentée qui sert au lancement du moteur par le démarreur. D'autre part, il reçoit le mécanique

d'embrayage ou dans certains cas le coupleur hydraulique ou le convertisseur de couple de la transmission du véhicule.

✓ **Le damper** : C'est un amortisseur de vibration du vilebrequin. Il est constitué par un plateau rendu solidaire du vilebrequin au moyen d'une clavette et d'un autre plateau mobile autour de son axe. Ce deuxième plateau est poussé sur la butée par des ressorts qui permettent aussi un léger déplacement suffit à absorber les amorces de vibration résultant de la vibration de l'effort de torsion.

4-c-La distribution

On appelle distribution, les soupapes et l'ensemble des organes destinés à commander leur ouverture et leur fermeture.

✓ **L'arbre à cames** : C'est qui assure la commande des soupapes, par un ensemble poussoir, tiges et culbuteurs. Il est placé latéralement ou en ligne, et lié avec le vilebrequin soit par chaîne ou par courroie crantée. L'arbre à cames est réalisé soit en acier cémenté et rectifié, soit en fonte alliée ou en fonte graphite sphéroïdal avec cames trempées.

✓ **Les soupapes :**

Les moteurs classiques possèdent deux soupapes, cependant certains moteurs diesel munis de trois ou quatre soupapes par cylindre : deux soupapes d'échappement et deux soupapes d'admission.

Les soupapes des moteurs diesel sont toujours placées en tête. Elles sont actionnées par un arbre à cames latéral ou par un arbre à cames en tête pour les moteurs d'automobiles. Une soupape comprend deux parties : La tête et la queue. La tête de soupape se présente comme la forme d'un champignon et elle comporte une portée conique qui doit assurer une étanchéité parfaite. La queue de soupape rectifiée coulisse selon un jeu très précis sans guide en fonte emmanché à force dans la culasse.

✓ **Les ressorts de soupapes** : sont en général des ressorts hélicoïdaux en acier au silicium. Ils s'appuient sur la culasse et viennent en rappel sur la queue de soupape par l'intermédiaire d'une coupelle, elle-même bloquée par un clavetage formé de deux demi-cônes démontables. La tension du ressort applique les demi-cônes dans une gorge taillée.

Dans la queue de soupape, au démontage, il suffit de comprimer le ressort, à l'aide d'un Outil de compression appelé «démonte soupape» . Les demi-cônes se trouvent libérés et la coupelle peut-être désolidarisée. Sur certains moteurs, afin d'accroître l'effort de rappel, les

soupapes équipées de deux ressorts concentriques.

4-d-Le circuit de carburant :

Le circuit de carburant d'un moteur diesel comporte : le réservoir, la pompe d'alimentation, le ou les filtres, la pompe d'injection et les injecteurs.

✓ la pompe d'alimentation :

Refoule le carburant provenant du réservoir vers les filtres et la pompe d'injection sous une faible pression .la pompe d'alimentation est actionnée, selon leur types, soit par l'arbre à cames du moteur, soit par la pompe d'injection (en ligne).elle possède une commande manuelle qui permet l'amorçage et la purge du circuit.

-le ou les filtres :

Qui purifient le carburant des impuretés diverses et de l'eau, afin d'éviter la détérioration des organes très précis de la pompe d'injection et des injecteurs.

-la pompe d'injection :

Qui reçoit le carburant filtré pour le doser et le distribuer sous pression vers les injecteurs selon un synchronisme et un ordre d'injection très précis.

✓ **les injecteurs** : qui pulvérisent sous pression, dans les chambres de combustion, le carburant délivré par la pompe d'injection.

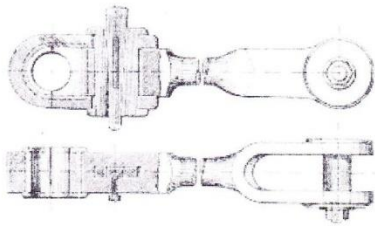
✓ la suralimentation :

affin d'accroître le travail fourni pour une cylindrée donnée, les constructeurs adaptent de plus en plus la suralimentation sur les moteurs diesel .la suralimentation consiste à comprimer l'air dans les cylindres, à l'aide d'un turbocompresseur, actionné par les gaz d'échappement, ou plus rarement par un compresseur volumétrique entraînée mécaniquement.

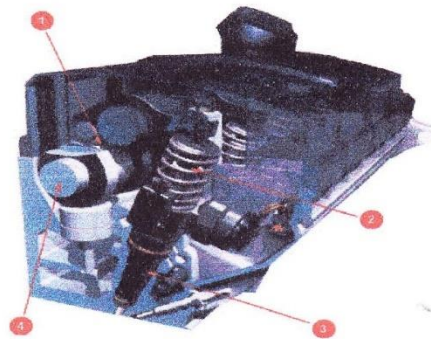
✓ le turbocompresseur :

Est, comme son nom l'indique, un compresseur à turbines .il comporte deux turbines, l'une d'elle appelées turbine d'échappement, parce qu'elle est entraînée par les gaz d'échappement. Et en fait l'élément moteur, l'autre appelée turbine d'admission est élément pompe .elle est entraînée mécaniquement par la turbine d'échappement et elle comprime l'air frais dans les cylindres du moteurs.

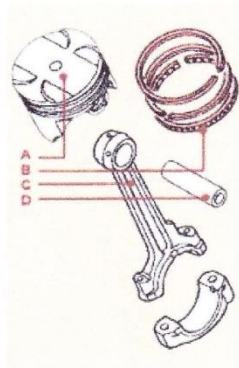
Certains moteurs sont équipés d'un turbocompresseur associé à un refroidisseur d'air, ce refroidisseur est un échangeur soit d'air-air, soit eau air, qui permettent d'abaisser la température de l'air à environ 75°-90 C° à la sortie du turbocompresseur.



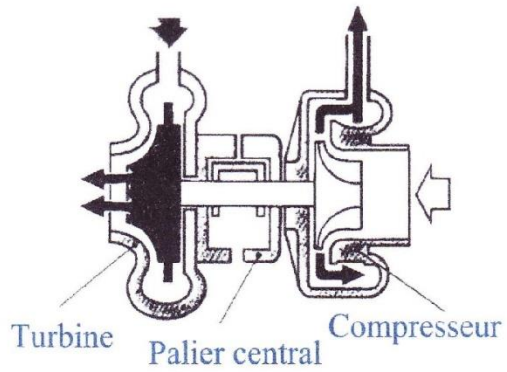
La bielle



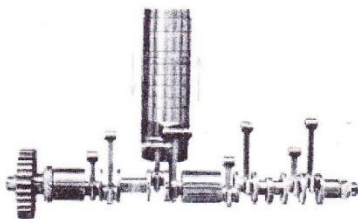
L'injecteur



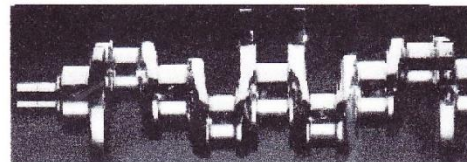
Le piston



Le turbocompresseur



Le vilebrequin



II-Principe de fonctionnement de moteur diesel à quatre temps Les moteurs diesel à quatre temps peuvent comporter un ou plusieurs cylindres. Dans un moteur multi cylindrique, les cylindres sont tous semblables et fonctionnent exactement de la même manière : l'énergie thermique du combustible se transforme en travail mécanique et il se produit dans le cylindre une série d'évolution périodique constituant un cycle de fonctionnement. La combustion chauffe fortement l'air qui se dilate et chasse le piston. Il suffit donc de comprendre le fonctionnement d'un seul cylindre pour se représenter comment peut se fonctionner l'ensemble du moteur.

Le cycle à quatre temps se déroule sur deux tours de vilebrequin.

Pendant ces deux tours, le piston effectue quatre courses. Qui correspondent chacune aux quatre phases du cycle : admission, compression, détente, échappement.

Le déroulement de ces phases s'effectue grâce à l'ouverture et la fermeture d'orifices. Généralement par l'intermédiaire de soupapes.

1- l'admission

Le piston franchit le P.M.H et commence à descendre, cette course des pistons dites courses d'admission est utilisée pour faire pénétrer dans le cylindre, la quantité d'air frais nécessaire à la compression. Une soupape d'admission s'ouvre à partir du P.M.H et l'air extérieur, passant par le filtre à air, est aspiré dans le cylindre de l'aspiration cesse lorsque le piston parvient au P.M.B la soupape d'admission se ferme alors pour empêcher l'air frais de ressortir.

2- la compression :

Pendant la course suivante les soupapes sont fermées, l'air est fortement comprimé par la remontée du piston, il en résulte une élévation importante de pression et de température. La pression de l'air de 30 à 40 bars et la température atteinte environ 600°C, cette température est supérieure à la température d'inflammation spontanée des carburants. Dans la chambre de combustion, débouche un injecteur à la fin de la course compression, une pompe d'injection injecte sous haute pression, à travers l'orifice de faible section de cet injecteur, la quantité nécessaire de carburants : c'est l'injection. En raison de l'étroitesse de l'orifice de l'injecteur et de la pression d'injection, le carburant pénètre dans la chambre de combustion, se vaporise et s'enflamme spontanément au contact de l'air chaud, c'est la combustion.

3- la détente :

Du fait de l'élévation de température due à cette combustion.

La pression dans le cylindre augmente encore considérablement et agit avec force sur le piston en le chassant vers le bas. Le moteur est réglé de telle façon que la pression de gaz de combustion puisse être efficace pendant une course complète du piston. C'est à dire que la combustion s'effectue dès le P.M.H. Les gaz en se détente, à la fin de laquelle le vilebrequin a décrit un demi-tour.

La plus importante augmentation de pression se suite au début de la détente, la pression peut alors atteindre 90 à 100 bars pour un moteur classique et 120 à 130 bars pour un moteur suralimenté.

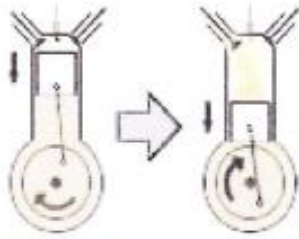
4-1'échappement :

A la fin de la course de détente, la soupape d'échappement s'ouvre pour permettre l'évacuation des gaz brûlés, chassés par la remontée de piston.

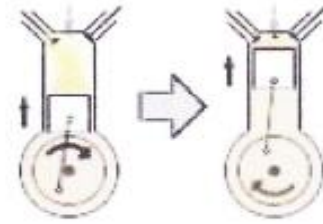
Lorsque le piston parvient au P M H, la course d'échappement achevée, la soupape d'échappement de ferme et un nouveau cycle peut recommencer (voir fig. 1-1).

N.B :

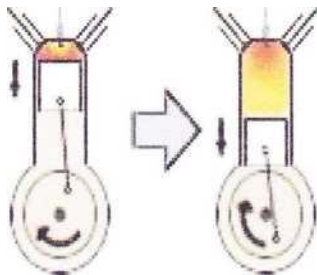
Nous constatons qu'il n'y a production de travail qu'au cours du troisième temps appelé aussi « temps moteur » mais le moteur continue cependant à tourner, grâce à son volant, jusqu'au « temps moteur » suivant .s'il y a plusieurs cylindres, les temps moteur de chaque cylindre sont répartis sur deux tours de l'arbre de vilebrequin, selon un ordre déterminé.



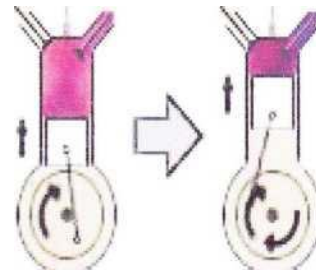
L'admission



La compression



La détente



L'échappement

Fig3: le cycle à quatre temps

II. Thermodynamique Fondamentale

Tous les moteurs à combustion font appel aux transformations thermodynamiques d'une masse gazeuse pour passer de l'énergie chimique contenue dans le combustible à l'énergie mécanique directement exploitable sur l'arbre de sortie du moteur. Cette idée fondamentale a été émise par le physicien français S. Camot.

Selon le principe de Camot : Une machine thermique ne peut produire du travail que si elle possède deux sources de chaleur à des températures différentes:

- ✓ La source chaude (à température absolue T_2) où a lieu la combustion du carburant.
- ✓ La source froide à température T_1 (gaz d'échappement, radiateur, milieu extérieur très proche du moteur). [1]

Le fonctionnement de tout système réel ou procédé s'effectue en présence d'irréversibilités. Ces irréversibilités se traduisent par une perte d'énergie noble ou "mécanisable". Il est de la plus haute importance dans l'étude des moteurs de déterminer les différentes pertes d'énergie (telle que perte d'échappement, frottement) de façon à pouvoir améliorer leur rendement.

L'analyse thermodynamique suivant les Premiers et Deuxièmes principes de la thermodynamique (P.P.T et D.P.T) est inadéquate pour caractériser les notions de qualité et de niveau d'énergie, ainsi que celles de perte et de rendement thermodynamique. Dans ce chapitre, en mettra en œuvre simultanément le P.P.T et le D.P.T. [2]

C'est en 1889 déjà que Georges Gouy a émis l'idée que la potentialité d'un système au point de vue de la production de travail pouvait être exprimée par une fonction contenant, non seulement l'énergie interne du système, mais encore la température T_0 et la pression P_0 de l'atmosphère extérieure au système lui-même. Depuis lors, les implications et les conséquences de cette idée ont été étudiées et développées dans différents pays par un certain nombre de chercheurs, sous le terme général de Théorie de l'exergie. Il est maintenant largement reconnu que la théorie de l'exergie est extrêmement féconde, car elle débouche sur une comptabilité dite exergétique qui englobe le P.P.T et le D.P.T de la thermodynamique. Seule cette comptabilité exergétique de l'énergie, c'est-à-dire de calculer avec précision les conséquences des divers phénomènes d'irréversibilité thermodynamique, donc chiffrer correctement les pertes thermodynamiques d'un système. Par voie de conséquence, seule la comptabilité exergétique permet de définir correctement un rendement thermodynamique exprimant le degré de perfection c à d la qualité thermodynamique d'un système. [2]

Pour cette raison, en s'intéresse à exposer cette approche qui est valable pour un système absolument quelconque comme dans notre cas, qu'il s'agit d'un moteur à combustion interne à allumage

commandé à essence dont le but d'optimiser son rendement à partir de la minimisation de l'irréversibilité.

1-Système thermodynamique

Définir un système thermodynamique, c'est délimiter la région de l'espace où se trouve la matière dont on veut étudier les propriétés. Pour distinguer cette région du reste de l'univers, on la limite par une surface fermée qui peut être réelle ou imaginaire. Le complémentaire du système thermodynamique par rapport à l'univers est appelé le milieu extérieur. **(fig.4)**

- Un **système** est dit **ouvert** s'il échange de la matière et de l'énergie avec le milieu extérieur par exemple un moteur, une turbomachine, une fusée, etc.
- Un **système** est dit **fermé** s'il n'échange que de l'énergie avec l'extérieur, sans transfert de matière. Étudier un système fermé, c'est centrer son analyse sur une quantité donnée de matière, tel, par exemple, un gaz emprisonné dans un cylindre surmonté d'un piston ou un circuit d'eau d'une centrale thermique ou nucléaire.
- Un **système** est dit **isolé** s'il n'échange ni matière ni énergie avec son milieu extérieur.

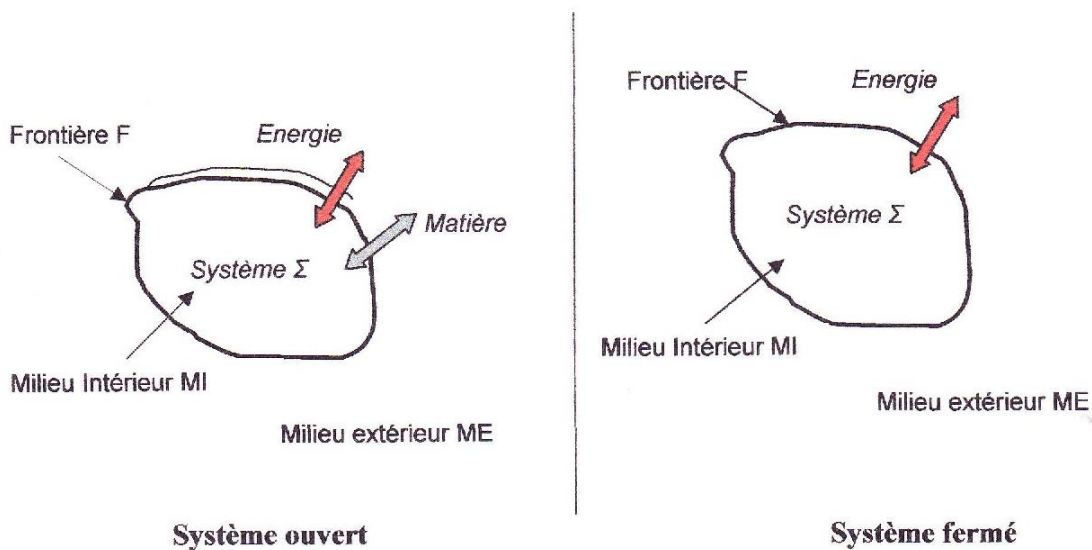


FIG (4) -Système Thermodynamique

- **État ambiant**

En générale le milieu ambiant d'un système donné est un milieu relativement vaste englobant ce système et qui est supposé dans un état d'équilibre thermodynamique parfait, Il représente le milieu de référence pour établir le potentiel de production (ou de réception) de travail de ce système. Le milieu ambiant est aussi une source (ou puits) d'énergie interne, cette dernière pouvant être librement soustraite (ou ajoutée) sans qu'il y ait de variation des propriétés intensives de ce milieu.

- **État inerte**

Un état inerte d'un système est un état d'équilibre non contraint avec le milieu ambiant, où les conditions d'équilibres thermique, mécanique et chimique sont satisfaites. Sous ces conditions, le système ne peut subir aucun changement d'état à partir d'interactions. [3]

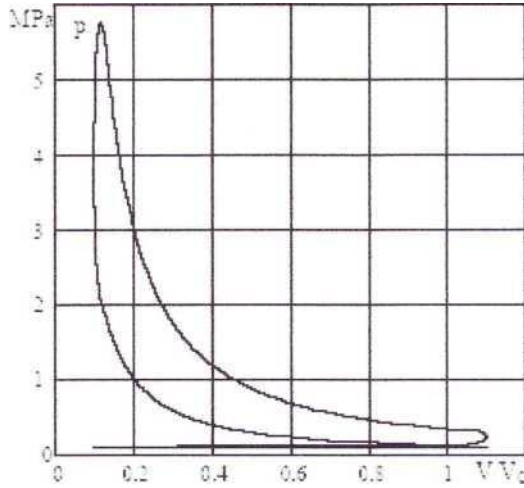
2.Étude des cycles thermodynamiques

Le diagramme réel obtenu en coordonnées (P, V) s'appelle diagramme indiqué qui donne la relation de la pression absolue à l'intérieur du cylindre en fonction du volume de celui-ci, pour un cycle complet ce diagramme indiqué permet de déterminer le travail produit par le moteur. [4]

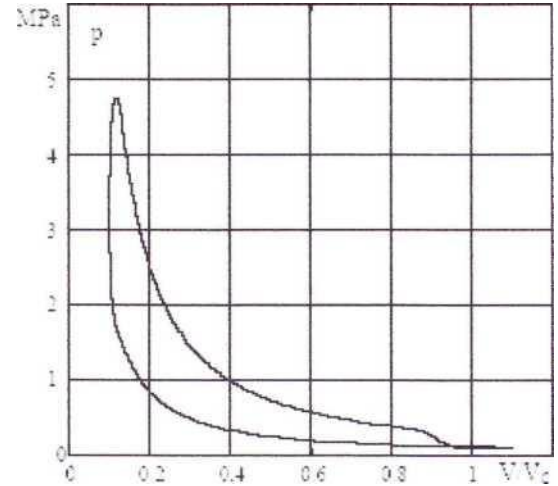
Le travail effectué sur le piston au cours d'un cycle opératoire ou travail indiqué a pour valeur :

$$W_{ind} = \int PdV \quad (1)$$

Où p est la pression régnant dans le volume V de l'enceinte que définit dans le cylindre la position du piston.



a



b

Figure (5) -Diagramme réel du cycle moteur

Le diagramme de Watt (p,v) ou diagramme indicateur, dont la surface mesure le travail indiqué, constitue de ce fait l'outil d'analyse thermodynamique de base du cycle réalisé. Selon que le moteur est à quatre temps ou à deux temps, son diagramme indicateur se présente sous l'aspect figure (5.a), illustrant la séquence remplissage - compression - combustion - détente - échappement du système à quatre temps ou sous l'aspect figure (5.b), montrant la séquence balayage - compression - combustion- détente du système à deux temps.

L'examen de la seule phase motrice de ces diagrammes conduit à assimiler l'évolution thermodynamique du fluide dans le moteur à combustion interne à un cycle de transformations subies par une masse m invariable de gaz idéal, conformément au modèle de Beau de Rochas. Ce modèle comporte une compression adiabatique 1-2, suivie d'un réchauffement isochore 2-3, puis d'une détente adiabatique 3-4, le retour à l'état initial ayant lieu par un refroidissement isochore 4-1. La figure (1.11) en illustre les représentations dans les diagrammes pression-volume (p,v) et température- entropie (T S).Le rendement théorique de transformation de la chaleur en travail est défini par l'expression :

$$\eta_{ind} = \frac{\int PdV}{Q_1} \dots\dots\dots(2)$$

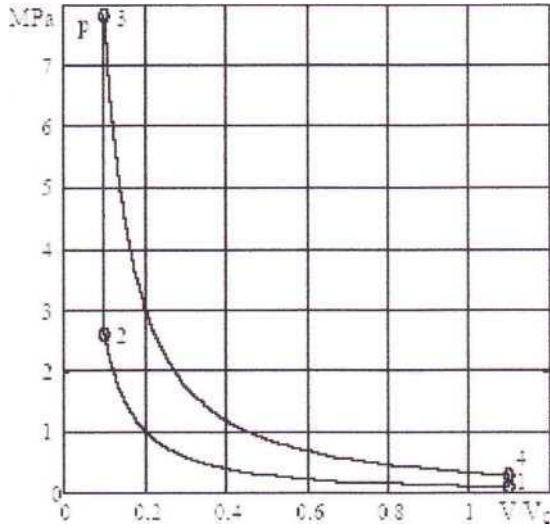
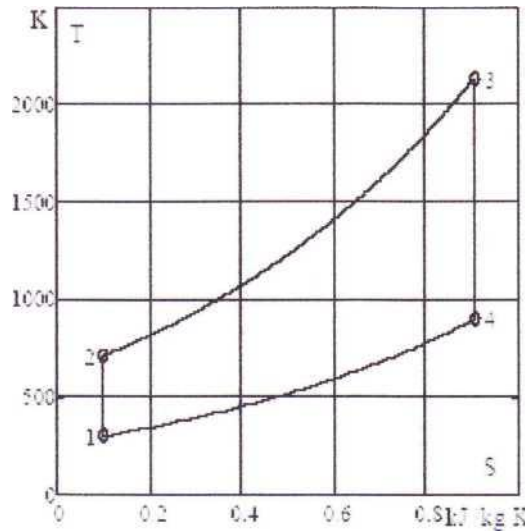


Figure (6) - Diagramme théorique du de Rochas



cycle de Beau

Où Q_I représente la chaleur dépensée durant la phase 2-3, tandis que $\int PdV$ est le travail utile recueilli. En vertu du principe d'équivalence, on peut encore écrire :

$$PdV = Q_I - Q_{II}$$

Où Q_{II} représente la chaleur évacuée durant la phase 4-1 de retour à l'état initial.

L'expression (1.2) exact.....(3)

Lors des transformations adiabatiques de compression et de détente du gaz, l'énergie cinétique de celui-ci est négligeable devant les termes de travail mis en jeu. Ces transformations adiabatiques peuvent donc être considérées comme exemptes de dissipations : elles sont donc isentropiques.

Pour la masse m de gaz idéal, l'équation d'état s'écrit :

$$P V = mRT$$

Où R est la constante massique du gaz considéré, liée aux chaleurs massiques c_p et c_v par la relation :

$$R = c_p - c_v$$

On sait que cette équation d'état entraîne l'indépendance des fonctions énergie interne U et enthalpie H vis-à-vis de la pression et du volume massique (loi de Joule). Dépendant de la seule température, ces fonctions ont donc pour différentielle : $dU = m c_v dT$ et $dH = m c_p dT$

Les expressions définissant l'entropie, soit :

$$dS = \frac{dU + PdV}{T} = \frac{dH - VdP}{T}$$

Se réécrivent dès lors :

$$dS = mc_v \frac{dT}{T} + mR \frac{dV}{V} = mc_p \frac{dT}{T} - mR \frac{dP}{P} = mc_v \frac{dP}{P} + mc_p \frac{dV}{V}$$

La transformation isentropique $dS = 0$ donne donc lieu aux relations suivantes

utilisant le coefficient de Poisson $\gamma = \frac{c_p}{c_v}$:

$$\frac{dT}{T} = -(\gamma - 1) \frac{dV}{V} \quad \text{ou} \quad \frac{dP}{P} = -\gamma \frac{dV}{V}$$

Si l'on admet à titre de simplification, que les chaleurs massiques c_p , et c_v soient invariables au cours du cycle, le coefficient de Poisson γ est constant, et la relation obtenue pour la compression s'intègre sous l'une des formes :

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\gamma-1} \quad \text{ou} \quad \frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\gamma}$$

On obtient de même pour la détente les expressions :

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{V_3}{V_4}\right)^{\gamma-1} \quad \text{ou} \quad \frac{P_4}{P_3} = \left(\frac{V_3}{V_4}\right)^{\gamma}$$

$$\text{Le rapport des volumes : } \tau = \frac{V_1}{V_2} = \frac{V_4}{V_3}$$

Est le rapport volumétrique de compression, appelé par abus de langage taux de compression. Le rendement du cycle de Beau de Rochas se calcule à partir des expressions des effets calorifiques Q_I et Q_{II} :

$$Q_I = mc_v(T_3 - T_2) \quad \text{et} \quad Q_{II} = mc_v(T_4 - T_1)$$

Qui, introduites dans (1.3), donnent la relation :

$$\eta_{th} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2}$$

Dans cette expression, on peut encore noter que l'on a, en vertu des relations qui précèdent :

$$\frac{T_4}{T_3} = \frac{T_1}{T_2} = \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = \frac{1}{\tau^{\gamma-1}}$$

Le rendement du cycle de Beau de Rochas s'exprime ainsi sous la forme simple :

$$\eta_{th} = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \frac{1}{\tau^{\gamma-1}} \dots\dots\dots(4)$$

Ce rendement est fonction croissante du seul rapport volumétrique de compression

$\tau = \frac{V_1}{V_2}$ et est indépendant de la valeur de l'effet calorifique Q_I fourni par la source

chaude. Cette propriété remarquable est propre aux cycles pour lesquels il y a égalité entre rapport de compression et rapport de détente, comme le cycle de Beau de Rochas décrit ici, et le cycle de Baryton qui combine une compression et une détente isentropiques avec des effets calorifiques isobares.

Lorsque l'égalité entre rapport de compression et rapport de détente n'est plus respectée, le rendement est affecté par le déséquilibre entre rapport de détente et rapport de compression : il est inférieur à celui du cycle de Beau de Rochas lorsque le rapport de détente est inférieur au rapport de compression comme dans le cycle de Joule (à combustion isobare), et plus grand dans le cas contraire comme dans le cycle de Karavodine (à détente prolongée et refroidissement isobare). L'effet négatif d'une troncature de la détente sur le rendement du cycle peut être illustré par l'analyse du cycle de Sabathé, à combustion mixte, en partie isochore 2 - 3' et en partie isobare 3'- 3'', tel qu'illustré **fig (7)**, ayant pour limites le cycle de Beau de Rochas (combustion isochore) et celui de Joule (combustion isobare).

Les effets calorifiques s'y expriment:

$$Q_I = mc_v (T_{3'} - T_2) + mc_p (T_{3''} - T_{3'})$$

$$Q_{II} = mc_v(T_4 - T_1)$$

Et l'on en déduit le rendement du cycle :

$$\eta_{th} = 1 - \frac{mc_v(T_4 - T_1)}{mc_v(T_{3'} - T_2) + mc_p (T_{3''} - T_{3'})}$$

Le développement de cette expression conduit à y faire apparaître, outre le rapport volumétrique de compression $\tau = \frac{V_1}{V_2}$, le rapport de pression $\beta = \frac{P_{3''}}{P_2} = \frac{T_{3'}}{T_2}$ de la combustion isochore et le rapport d'expansion $\kappa = \frac{V_{3''}}{V_3} = \frac{T_{33}}{T_{3'}}$

isobare.

Après développement on obtient ainsi l'expression :

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{\tau^{\gamma-1}} \frac{\beta \chi^{\gamma} - 1}{\beta - 1 + \gamma \beta (\chi - 1)} \dots \dots \dots (5)$$

L'intérêt de cette formulation est de mettre en évidence le rôle négatif joué par l'étalement de la combustion sur le rendement des cycles à rapport volumétrique de compression imposé. On observe que la perte à la source froide croît avec l'importance de l'expansion isobare, et n'est donc plus indépendante de la valeur de l'effet calorifique Q_1 , contrairement à ce qui prévaut pour le cycle de Beau de Rochas.

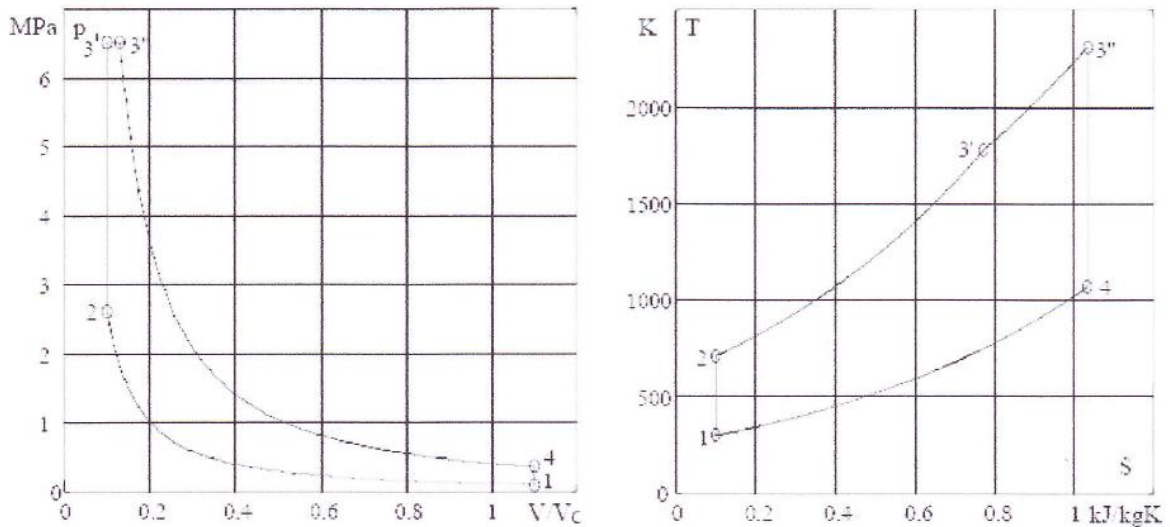


Figure (7) : Diagramme théorique du cycle mixte

Il peut être commode, pour ramener l'expression (1.5) du rendement du cycle de Sabathé à la forme simplifiée (1.4) de Beau de Rochas, de substituer un rapport volumétrique "thermodynamique" au rapport volumétrique "géométrique" au moyen d'un facteur de troncature f de valeur :

$$f = \left(\frac{\beta - 1 + \gamma\beta(\chi - 1)}{\beta\chi^\gamma - 1} \right)^{\frac{1}{\gamma-1}} \dots\dots\dots (6)$$

Le coefficient f est fonction des paramètres β et τ de gestion de la combustion. L'effet calorifique Q_I de celle-ci peut être rapporté à l'énergie de référence $mc_v T_1$, du fluide moteur, définit un accroissement relatif Δ d'énergie dû à la combustion :

$$\Delta = \frac{Q_I}{mc_v T_1} = \frac{mc_p(T_{3''} - T_{3'}) + mc_v(T_{3'} - T_2)}{mc_v T_1} = \tau^{\gamma-1}(\gamma\beta(\chi - 1) + \beta - 1)$$

Les paramètres β et τ sont liés à la valeur de Δ et à celle de la fraction isobare α_p de la combustion par les relations :

$$1 - \alpha_p = \frac{\tau^{\gamma-1}(\beta - 1)}{\Delta} \quad \text{et} \quad \alpha_p = \frac{\gamma\beta\tau^{\gamma-1}(\beta - 1)}{\Delta}$$

La substitution dans (1.6) des valeurs de β et τ tirées de ces relations permet d'explicitier l'influence sur f des paramètres fondamentaux τ , α_p , et Δ . L'illustration en est donnée (**fig 8**), qui représente f comme fonction de α_p pour trois associations typiques de τ et Δ .

Sur les moteurs actuels, la gestion de la combustion conduit à des valeurs de f qui ne sont en pratique jamais inférieures à 0.95.

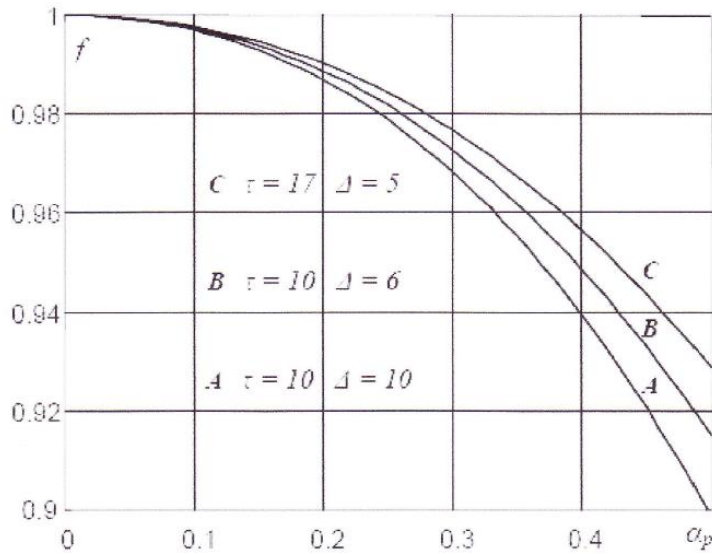


Figure (8) : Variation de facteur troncature

Lorsque le rapport volumétrique de compression n'est pas la seule contrainte à prendre en considération, l'usage des propriétés graphiques (fig8) des diagrammes (P,V) constitue un outil efficace de comparaison des cycles : il permet en effet d'introduire aisément d'autres contraintes que celle du seul rapport volumétrique de compression sans développements analytiques fastidieux. On peut ainsi observer que le cycle à combustion isochore 1 2 3 4 a meilleur rendement que n'importe quel autre cycle, tel le cycle à combustion isobare 1 2 3 4, limité au même rapport volumétrique de compression (fig.9.a). L'élément de comparaison est la valeur du travail moteur que traduit la surface du cycle, et ce, pour une valeur commune de l'effet calorifique Q_{II} à la source froide. Les expressions du rendement que l'on peut dériver des relations (1.2) et (1.3) donnent en effet lieu à l'inégalité :

$$\eta_{th} = \frac{\int_{1234} PdV}{\int_{1234} PdV + Q_{II}} > \eta'_{th} = \frac{\int_{123'4} PdV}{\int_{123'4} PdV + Q_{II}}$$

Par contre, si la limitation est celle de la pression maximum (fig.1.14 b), c'est le cycle à combustion isobare qui a le meilleur rendement, conformément à l'inégalité :

$$\eta_{th} = \frac{\int_{1234} PdV}{\int_{1234} PdV + Q_{II}} > \eta''_{th} = \frac{\int_{123''4} PdV}{\int_{123''4} PdV + Q_{II}} \dots \dots \dots (7)$$

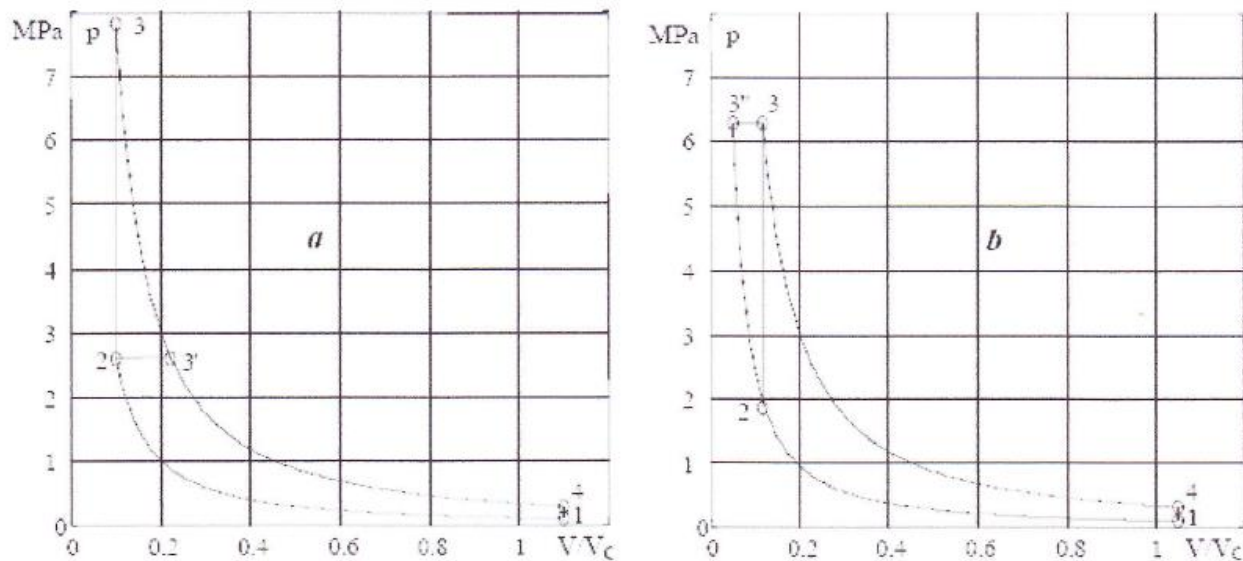


Figure (9) : Comparaison entre le diagramme théorique du cycle à combustion isochore et à combustion isobare

Les limitations rencontrées dans les moteurs portent à la fois sur les aspects géométriques de forme des chambres de combustion et sur les contraintes de température et pression qu'imposent le bon déroulement physico-chimique de la combustion et l'effet pariétal lié au confinement de gaz chauds dans un cylindre dont la température de paroi doit rester compatible avec la tenue du lubrifiant indispensable à sa longévité mécanique. Ainsi, les rapports volumétriques sont en pratique limités : - sur les moteurs à allumage commandé, par les anomalies de combustion liées à de trop hautes températures de la charge de carburant mélangé à l'air -sur les moteurs à allumage spontané de carburant injecté, par les effets du transfert thermique pariétal.

Caractéristiques

✓ Masse de mélange par cycle dans le cylindre

La masse de mélange de gaz m_t enfermé dans le cylindre comprend :

- la masse d'air m_a
- la masse de carburant m_c
- et la masse de gaz brûlés m_b en provenance du cycle précédent et qui est restée dans le volume mort.

Dans le cas du moteur à allumage commandé, à carburateur, $m_t = m_a + m_h + m$ pendant l'admission et

la compression. Pour un moteur DIESEL, pendant les mêmes phases, $m_t = m_a + m_b$. Pour les deux types de moteurs, une fois la combustion amorcée, la masse totale ne varie pas, bien que la nature du gaz change : $m_t = m_a + m_b + m_c$

- la masse d'air m_a est mesurée sur bancs d'essais ou calculée en tenant compte du taux de remplissage C_r de masse volumique de l'air calculée à la température et à la pression dans la conduite d'admission (indice : a) :

$$m_a = \rho_a C_y C_r, \text{ avec } \rho_a = \frac{P_a}{r_a T}$$

- la masse carburant peut être définie sur banc d'essais ou être calculée à partir de la masse d'air qui pénètre dans le cylindre en tenant compte de la richesse du mélange. Sur banc d'essais, la masse $m_c(\Delta t)$ ou le volume de carburant $V_c(\Delta t)$, le nombre de tours de rotation N_t qu'effectuent le moteur et le temps de consommation du moteur Δt sont mesurés simultanément. Si le volume est mesuré, il est nécessaire de mesurer simultanément la masse volumique (densité) du carburant ρ_c qui varie lentement avec le temps, les fractions les plus légères du carburant s'évaporant.

La masse de carburant par cycle du moteur s'écrit :

$$m_c = \frac{V_c(\Delta t) \rho_c}{N_{cyc} \Delta t} \dots \dots \dots (8)$$

Avec:

N_{cyc} : représente le nombre de cycles du moteur pendant le temps

S'il agit d'un moteur à quatre temps, monocylindre:

$$N_{cyc} = \frac{N_1}{2}$$

Pour un moteur deux temps monocylindre : $N_{cyc} = N_1$

La masse du gaz brules est calculée compte tenu de la température et de la pression des gaz brules dans le cylindre la fin de la phase d'échappement. Pression et température peuvent être mesurées sur bane d'essais ou recalculées dans le cycle du. moteur moyennant quelques hypothèses simplificatrices.

La masse de gaz brules intervient approximativement pour quelques pour cent dans la masse totale de gaz qui est enfermée dans le cylindre. Une impression, de 10% sur la masse de gaz brules, a pour conséquence une erreur inferieure a un pour cent sur la masse totale.

La fraction résiduelle de gaz brules proportionnelle à la charge est désignée par f_r .

Dans le cas des moteurs a allumage commande, la masse de la charge fraiche est constituée des masses d'aire et du combustible: $m_b + m_c$

Et donc : $f_r = \frac{m_b}{m_a+m_c}$ (09)

✓ **Consommation spécifique**

La consommation spécifique du moteur définit la quantité de la transformation de l'énergie au sein du moteur. Cette grandeur est proportionnelle à l'inverse du rendement. Elle s'exprime en grammes par chevaux vapeur et par heure ou en grammes par kilowatt et par heure.

$$C_{sp} = \frac{q_m(\text{gramme de carburant par heure})}{P(\text{chevaux vapeur ou kilowatt})}$$

Il existe aussi une notion de consommation spécifique C_{sp} Le produit de la consommation spécifique (en g/kW.h) par le rendement su moteur est egal à:

$C_{sp} \cdot \eta = \frac{3600}{PCI}$, elle est constante pour un carburant donne. **PCI** représente le pouvoir calorifique inferieur du carburant exprime en KJ/g.

✓ **Puissance**

Pour chacun des cycles précédents, il est possible de calculer une puissance qui s'exprime par la relation :

$$P_u = P_m C_y N_{cyc} N_{cyl} = W N_{cyc} N_{cyl} \text{(10)}$$

Avec :

N_{cyc} , Nombre de cycle par seconde du moteur

N_{cyl} , Nombre de cylindre du moteur

✓ **Pressions**

-pression moyenne indiquée P_i [bar]

Pression constante qui agissant sur le piston pendant la détente produirait un

travail (pour un cylindre) ; $P_i = \frac{1}{10} \frac{W_i}{V}$ (11)

-pression moyenne efficace P_e [bar]

Pression fictive constante qui, agissant sur le piston produirait un travail égale à W_e (pour un cylindre), $P_e = \frac{1}{10} \frac{W_e}{V}$ (12)

$$W_e = 2\pi C$$

Avec

V, volume de la cylindrée unitaire, en [cm³]

3- Réversibilité. Irréversibilité

➤ Transformation réversible

• Définition

Une transformation thermodynamique est dite réversible si elle est parfaite c'est-à-dire si elle conserve l'entropie. Il n'y a pas alors de dégradation d'énergie, de sorte que toutes les formes d'énergie se comportent de façon identique. Toutes les variables d'extensivité, se conservent.

Mais pour un système macroscopique, la réversibilité d'une transformation nécessite d'évaluer selon une succession d'états d'équilibre, de sorte qu'il n'apparaît pas alors de transformation d'énergie potentiellement transformable en une autre forme d'énergie dont l'énergie thermique. Ce type de transformation est souvent

qualifié de quasi-statique. En conséquence, la transformation s'effectue en temps infini. [5]

• Illustration

Une transformation réversible apparaît comme une transformation idéale, inaccessible en pratique. Parmi l'ensemble des transformations possibles pour un système thermodynamique donné, envisageons celles décrites par des équations faisant intervenir la variable temps qui apparaît comme un paramètre essentiel.

Il en est ainsi de l'équation de propagation d'une onde dans le vide. En effet le Alembertien appliqué à la fonction d'onde ω comme ci- dessous :

$$\Delta\omega = \frac{\partial^2 \omega}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \omega}{\partial Y^2} + \frac{\partial^2 \omega}{\partial Z^2} - \frac{1}{C^2} \frac{\partial^2 \omega}{\partial t^2}$$

C : vitesse de l'onde dans le vide,

Reste invariant lorsqu'on change le temps t en $-t$.

Le changement d'état d'un corps pur dans ses conditions d'équilibre de température et de pression, illustre aussi un échange réversible de chaleur. Mais lorsqu'on s'éloigne des conditions d'équilibre (transformation non quasi-statique) on sait que peuvent apparaître des phénomènes de surfusion ou de retard à la solidification par exemple. [5]

➤ Transformation irréversible

• Définition

Ce sont en fait les transformations réelles. Elles sont définies par opposition aux précédentes en

entraînant la création d'entropie.

- **Illustration**

Envisageons à nouveau la classe de transformations thermodynamiques définies au paragraphe précédent, Alors la transformation sera dite irréversible si l'équation qui la décrit dépend du sens du temps.

Il en est ainsi de l'équation de la chaleur. Soit l'équation de conduction de la chaleur dans un solide :

$$\rho C_p \frac{\partial T}{\partial t} = -\text{div}(-K \overrightarrow{\text{grad}T}) + \dot{q}$$

S'il n'y a pas de sources de chaleur dans ce solide, elle devient :

$$-\text{div}(-K \overrightarrow{\text{grad}T}) = \rho C_p \frac{\partial T}{\partial t}$$

Cette équation dépend du sens du temps. L'écoulement de la chaleur des points de températures élevées : vers les points de basses températures dans le solide, ne peut cesser qu'à l'équilibre des températures si le système solide est isolé. [5]

➤ **Processus Irréversibles**

Un processus est irréversible lorsqu'il implique un ou plusieurs des phénomènes suivants :

- **Conduction de la chaleur** : Le paragraphe précédent a mis en évidence que dans un milieu au repos et sans radiation, en présence de gradients thermique, il y a irréversibilité du transfert de chaleur par conduction
- **Convection de la chaleur et échanges radiatifs**: Il y a aura lieu de généraliser l'irréversibilité à tout type de transfert thermique. Ainsi l'absorption de rayonnements est une forme d'irréversibilité, l'absorption totale de rayonnements par un corps noir correspond à la dégradation totale de l'énergie radiative, donc à l'irréversibilité maximale. L'absorption avec réémission ou transmission du rayonnement correspond à une dégradation partielle de l'énergie radiative.
- **Frottements**: revêtent une importance particulière en mécanique et restent relativement mal connus. Ces phénomènes apparaissent aussi bien dans les fluides que dans les solides. En première analyse, la puissance perdue est égale au produit de l'effort tangentiel par le glissement ou par la différence de vitesse des deux corps de part et d'autre de leur point de contact. Il est possible d'en déduire un flux global d'entropie, mais le partage de ce flux entre les deux corps ne peut être établie sans une connaissance détaillée des conditions d'écoulement de la chaleur (conductibilités, gradients de température, et en régime variable, chaleurs spécifiques de part et d'autre de la surface de contact.

- **Fluides réels en mouvement:** On rejoint alors le paragraphe précédent, compte tenu des propriétés de viscosité des fluides lorsque les écoulements sont laminaires ; mais la dissipation d'énergie peut aussi être due à des phénomènes de turbulence. On sait que les écoulements turbulents revêtent une importance particulière dans le domaine industriel.
- **Détente naturelle de GAZ, laminage :** La détente naturelle d'un gaz est l'exemple le plus classique de processus irréversible. Dans cette détente en effet, il n'y a production d'aucun travail et toute l'énergie mécanique de détente est dégradée. De même les frottements dus au mouvement d'un gaz lors d'un transfert (laminage) et les frottements à l'échelle des interactions moléculaires ou atomiques du fluide se traduisent par une irréversibilité de type mécanique.
 - **Diffusion:** les phénomènes diffusionnels courants sont des processus irréversibles comme la majorité des processus physico-chimiques courants.
 - **Réactions chimiques:** Les réactions chimiques courantes sont des réactions irréversibles car leur sens d'évolution est unique dans le temps. Il en est ainsi par exemple dans toute combustion. Sous certaines conditions toutefois, on rencontre des réactions équilibrées dans lesquelles des variations infinitésimales d'un paramètre déplacent l'équilibre dans sens ou le sens opposé.
 - **Conduction de l'électricité:** Il est bien connu que la propagation d'un courant électrique dans un conducteur se traduit par une dissipation thermique appelée effet Joule. Cette dissipation qui s'interprète par une conduction électrique non parfaite des électrons, dans la matière est l'effet thermo-électrique le plus connu et le plus utilisée. [5]

➤ **Irréversibilité interne. Irréversibilité externe**

Toutes les formes d'irréversibilités se prêtent toutefois à une distinction supplémentaire courante. Ces irréversibilités peuvent être internes ou externes au système thermodynamique.

Parmi les irréversibilités mécaniques, les frottements, entre pièces mobiles d'un mécanisme ou d'une machine constituent une irréversibilité externe. Ces irréversibilités se produisent sur la frontière du système étudié. Dans le cas d'une irréversibilité thermique de la même façon, l'irréversibilité externe apparaît au transfert naturel de chaleur par contact entre deux corps dont les températures sont différentes.

Une irréversibilité interne au contraire se produit dans la masse du système thermodynamique étudié. Il en est ainsi du frottement interne dans les solides ou anélasticité, ou des frottements moléculaires ou atomiques dans les gaz et liquides en écoulement, l'irréversibilité est alors mécanique interne.

Il est de même dans le mélange des deux fluides initialement à des températures différentes mais dont les autres variables thermodynamiques sont identiques. L'irréversibilité due à l'homogénéisation

du champ de températures dans le mélange, constitue une irréversibilité thermique interne. [5]

4-Nécessité Et Objectif D 'un Deuxième Principe (P.P. T)

Les considérations du paragraphe précédent montrent qu'il est nécessaire de caractériser le sens d'une évolution et de rendre compte de son éventuel caractère irréversible. C'est l'objectif du deuxième principe. Celui-ci doit par exemple être capable de traduire la formulation de Langevin : « Si un changement est spontanément réalisable, le changement inverse ne l'est pas » ou celle de Kelvin « La nature ne peut revenir en arrière ». [3]

➤ - Forme Du Deuxième Principe De La Thermodynamique « D.P.T »

La seconde loi peut être formulée de deux façons équivalentes.

- **Énoncé de Clausius :**

« Un flux de chaleur ne peut passer spontanément d'une source froide vers une source chaude sans compensation ». Par *source* on entend un système dont la masse est suffisante pour qu'aucun échange de chaleur ne puisse modifier sa température de façon appréciable. La mer ou l'atmosphère sont des sources froides utilisées par les centrales de production d'électricité. Une chaudière, le soleil sont des exemples de source chaude. Par *compensation* on entend un travail fourni par l'extérieur.

- **Énoncé de Kelvin-Planck :**

« Une machine cyclique en contact avec une seule source ne peut fournir de travail » Une telle machine, dite « monotherme », ne peut donc exister selon Lord Kelvin.

On montre par l'absurde que ces deux énoncés sont équivalents :

a) -Supposons faux l'énoncé de Clausius figure ((10.a): une quantité de chaleur Q_3 passe spontanément de la source froide (SF) à la source chaude (SC). On peut installer une machine entre SC et SF qui produit un travail W . Par respect du premier principe on a $W + Q_2 = Q_1$ et le fonctionnement de cette machine est normal. Mais le système (machine+SC) constitue une machine monotherme si on la règle pour que $|Q_2| = |Q_3|$. L'énoncé de Kelvin est donc faux.

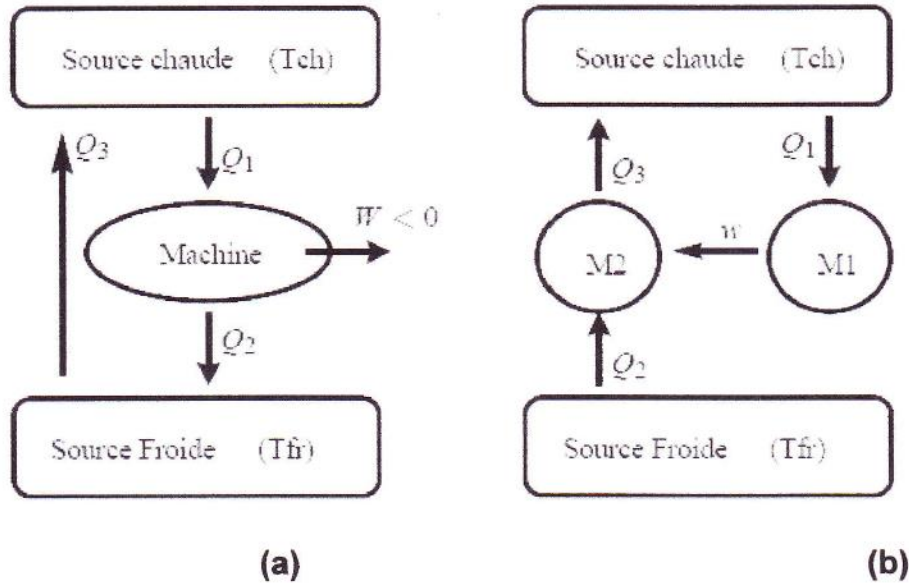


FIG (10)-Équivalence des énoncés de Clausius et de Kelvin

b) -Supposons faux l'énoncé de Kelvin fig. (10.b). Il existe alors une machine monotherme M_1 qui absorbe Q_1 et qui fournit W_1 . Par respect du premier principe on a $|W_1| = |Q_1|$. Ce travail est disponible pour alimenter une deuxième machine M_2 qui fonctionne comme "pompe à chaleur". On règle M_2 de telle façon que la chaleur Q_3 fournie à la SC soit égale en valeur absolue à Q_1 , le premier principe de la thermodynamique impose $W_1 + Q_2 = Q_1 = Q_3$

Dans ces conditions le système ($M_1 + M_2$) fait passer sans compensation la quantité de chaleur Q_2 de la SF à la SC, et l'énoncé de Clausius est faux.

La conséquence de ces deux énoncés est celui de Carnot : pour produire du travail, il faut prélever de la chaleur à la SC mais aussi en rejeter une partie à la SF.

❖ **Cycle De CARNOT** Le cycle de Carnot est un cycle thermodynamique idéal, schématisé en FIG(11), où un fluide échange du travail et des quantités de chaleur entre deux sources. Les transformations sont deux isothermes et deux adiabatiques. Ces quatre transformations sont réversibles. Cela veut dire qu'aucun travail mécanique n'est dégradé en chaleur par frottement. Pour les isothermes cela veut dire en outre que la température du fluide est exactement celle de la source (dans notre monde réel un écart non nul de température est nécessaire aux transferts de chaleur).

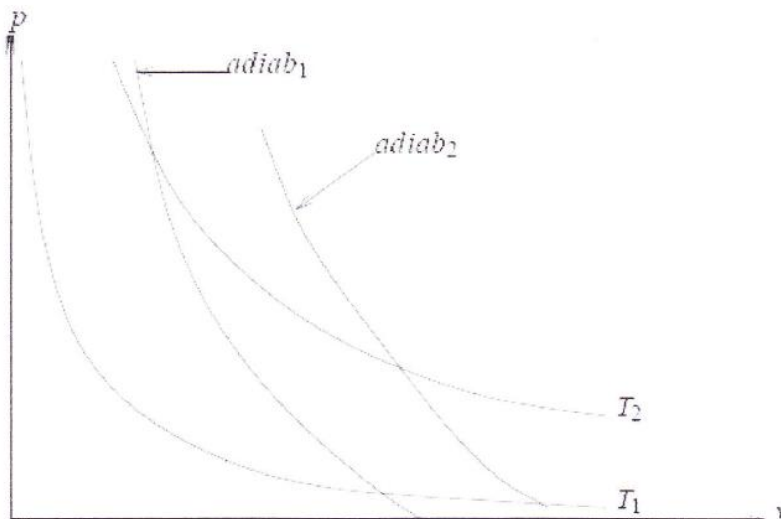


FIG (11)- Cycle De Carnot

• **Échelle Thermodynamique Et Rendement De CARNOT**

Premier énoncé du théorème de Carnot : *«Toute machine cyclique ditherme irréversible a un rendement inférieur à celui de la machine réversible fonctionnant entre les mêmes températures»*

Démonstration : Soient deux moteurs fournissant le même travail W .

Le premier est réel (irréversible), reçoit $Q_{ch} (> 0)$ d'une source chaude et rend $Q_{fr} (> 0)$ à une source froide. Le deuxième est une machine de Carnot (réversible) recevant Q_{ch} et rendant Q_{fr} aux mêmes sources.

En inversant le cycle de Carnot, on le transforme en machine frigorifique et on change les signes de Q_{ch} et de Q_{fr} , comme sur la figure (12). Dans ces conditions, l'ensemble des deux machines n'échange pas de travail avec l'extérieur, mais seulement de la chaleur avec les sources. Pour respecter le D.P.T selon Clausius, il faut que $Q_{ch} - |Q_{ch}| > 0$, et donc que le rendement de la machine réelle,

$$\eta = \frac{W}{Q_c}$$

Soit plus petit que celui de Carnot

Le rendement thermique de Carnot η_c ne dépend donc que des températures T_1 et T_2 des sources et représente un maximum.

$$\eta_c = \frac{W}{Q_c}$$

D'où le deuxième énoncé du même théorème : « Toutes les machines dithermes cycliques réversibles fonctionnant entre les mêmes sources ont même rendement » [6] En posant T_1 et T_2 tels que

$$\eta_c = 1 - \frac{Q_f}{|Q_c|} = 1 - \frac{T_1}{T_2}$$

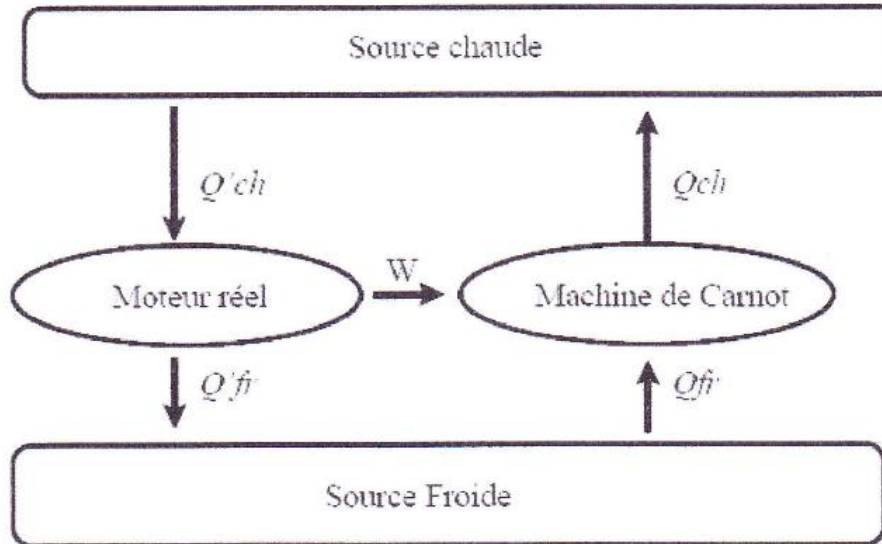


Figure- (12)- Théorème De Carnot

- **Facteur de Carnot θ**

$$\theta = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \text{ où } \theta = \left(1 - \frac{T_f}{T_c}\right)$$

Donc $\eta_{tc} = \theta$

- **Rendement thermique**

Pour un *cycle de puissance*, $Q_c > Q_f$ on définit un rendement

$$\eta = \frac{Q_f}{W} = \frac{Q_f}{Q_f - Q_c}$$

Pour une machine à froid, $Q_c > Q_f$ on définit un coefficient de performance

$$\varepsilon = \frac{Q_c}{W} = \frac{Q_c}{Q_f - Q_c} \quad \text{Pour les appareils de réfrigération, et pour les pompes à chaleur. [3]}$$

$$\eta = \frac{W}{Q_c} = 1 - \frac{Q_f}{Q_c}$$

5-Travail Réversible Et Irréversibilité

Les notions de travail réversible et d'irréversibilité reposent sur l'existence d'une source de chaleur gratuite à température T_0 .

✚ systèmes fermés

Considérons un système fermé **fig. (13)** recevant une quantité de chaleur Q_{12} d'une source de chaleur à température T_c et fournissant un certain travail W_{12} . De par le P.P.T

$$Q_{12} = U_2 - U_1 + W_{12} \dots \dots \dots (13)$$

Et d'autre part, par le D.P.T, l'accroissement total d'entropie (système + source)

$$\Delta S_{tot} = S_2 - S_1 - \frac{Q_{12}}{T_c} > 0 \dots \dots \dots (14)$$

Construisons à présent un dispositif réversible tel que (**fig13**)

- le système subisse la même transformation, en
- prélevant la même quantité de chaleur à la source chaude.

Pour ce faire, ajoutons au système un cycle Carnot moteur entre la source chaude et le système et un cycle de Carnot frigorifique entre le système et source froide gratuite.

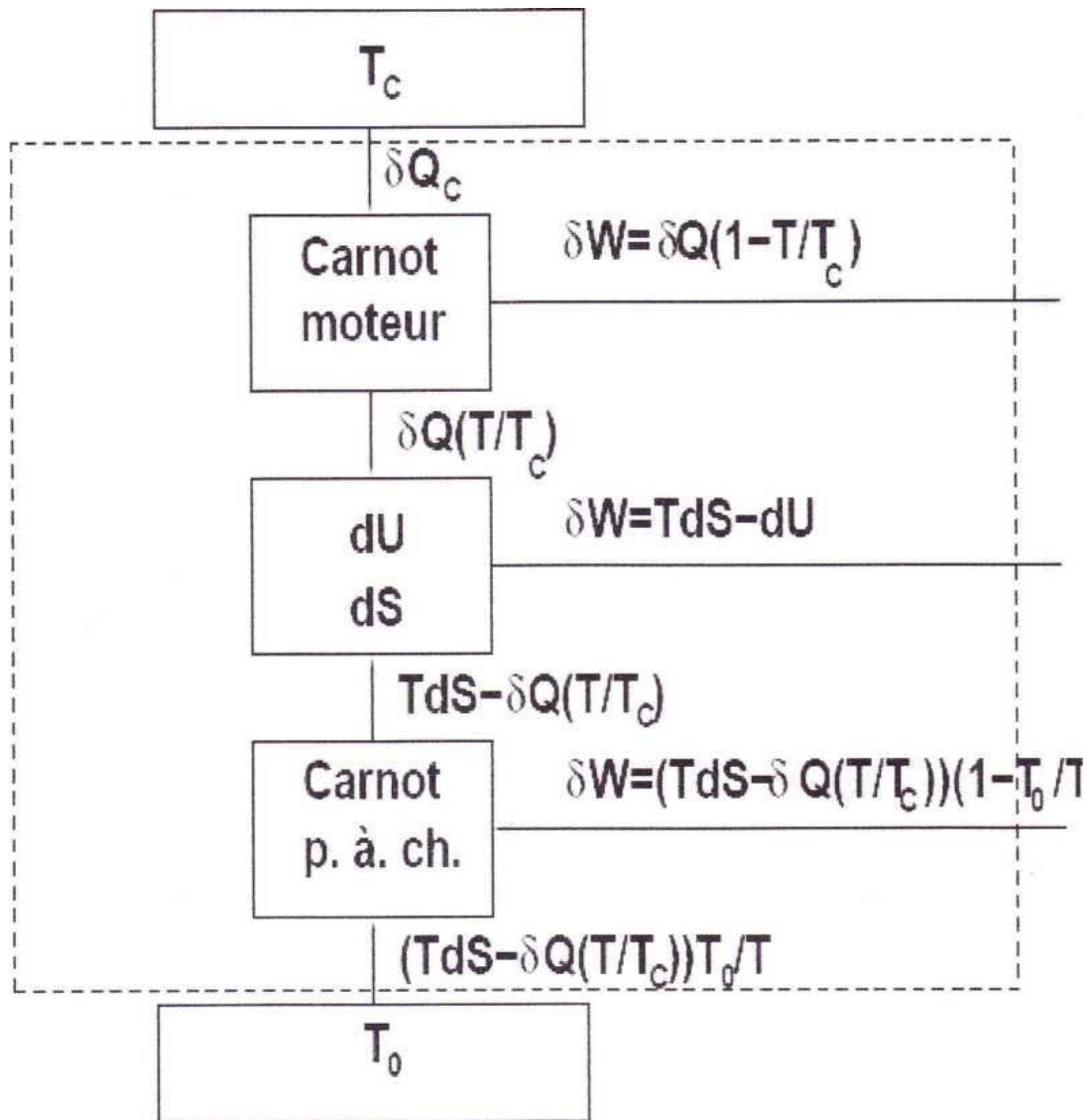


Figure (13)-Système fermé

Comme la chaleur cédée au système par le cycle de Carnot moteur vaut $\delta Q = \left(\frac{T}{T_c}\right)$, il faut compléter par une quantité de chaleur pompée à la source froide par la pompe à chaleur, de manière à ce que la quantité de chaleur totale reçue par le système soit :

$$\delta Q_{sys} = TdS$$

Sommant les quantités de travail échangé par les 3 systèmes, le travail fourni par le dispositif réversible, appelé travail réversible, vaut

$$\begin{aligned} \delta W_{rev} &= TdS - dU + \delta Q \left(1 - \frac{T}{T_c}\right) + \left(TdS - \delta Q \frac{T_0}{T_c}\right) \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \dots\dots\dots (15) \\ &= T_0 dS - dU + \delta Q \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \end{aligned}$$

Et, en intégrant, pour une transformation finie

$$W_{rev} = T_0(S_2 - S_1) - (U_2 - U_1) + Q_{12} \left(1 - \frac{T_0}{T_c}\right) \dots\dots\dots(16)$$

Ayant construit un système réversible, on appelle ce travail fourni le travail réversible. D'un autre côté, on a le travail irréversible, donné par le P.P.T ci- dessous : $W = Q - (U_2 - U_1)$

La différence entre le travail effectivement réalisé et le travail réversible est l'irréversibilité ou travail (ou chaleur) non compensé(e) et se note I :

$$I_{12} = W_{rev} - W_{12} \dots\dots\dots (17)$$

En substituant dans cette équation les expressions du travail réversible et du travail réel, on obtient la forme alternative :

$$I_{12} = T_0(S_2 - S_1) - Q_{12} \left(\frac{T_0}{T_c}\right) = T_0 \Delta S_{tot} \dots\dots\dots(18)$$

On peut encore réécrire le résultat comme suit :

$$(U_2 - U_1) - T_0(S_2 - S_1) = W_{12} + Q_{12} \left(1 - \frac{T_0}{T_c}\right) - T_{12} \dots\dots\dots(19)$$

Expression qui ressemble au P.P.T, mais en faisant apparaître les irréversibilités. Le membre de gauche est la variation d'énergie utilisable $U - T_0S$, qui est donc égale à la somme du travail reçu et de la fraction utilisable (convertible en travail) de la quantité de chaleur reçue, diminuée des pertes par irréversibilités.

✚ **Systèmes ouverts en régime permanent**

On effectue l'analyse pour les systèmes ouverts en procédant de manière analogue, et, dans le cas d'une seule section d'entrée et de sortie, on trouve, en tenant compte des variations d'énergie cinétique et potentielle,

$$W_{rev} = T_0(S_s - S_e) - \left[\left(h_s + \frac{C_s^2}{2} + gz_s \right) - \left(h_e + \frac{C_e^2}{2} + gz_e \right) \right] + q \left(1 - \frac{T_0}{T_c} \right) \dots\dots\dots(20)$$

Et l'irréversibilité massique vaut :

$$i = W_{rev} - W = T_0(s_s - s_e) - \frac{T_0}{T_c} q = T_0 \left[\frac{1}{m} \frac{dS_{tot}}{dt} \right] \quad \text{Par kg} \dots\dots\dots(21)$$

On peut encore réécrire le résultat de la manière suivante :

$$h_s - h_e - T_0(s_s - s_e) + \frac{C_s^2 - C_e^2}{2} + g(z_s - z_e) = w + q \left(1 - \frac{T_0}{T_c} \right) - i \dots\dots\dots(22)$$

Expression connue sous le nom de bilan exégétique, la grandeur $h - T_0s$ étant nommée exergie ou enthalpie utilisable, que l'on désigne par le symbole ψ . Elle exprime la conservation de l'exergie, aux pertes par irréversibilité près.

On la généralise sans difficultés au cas où le système comporte plusieurs sections d'entrée et/ou de sortie, et échange de la chaleur avec plusieurs sources chaudes. L'expression générale est

$$\sum \dot{m}_s \left(h - T_0s + \frac{C^2}{2} + gz \right)_s - \sum \dot{m}_e \left(h - T_0s + \frac{C^2}{2} + gz \right)_e = \sum_{K=1}^N \dot{Q}_K \left(1 - \frac{T_0}{T_K} \right) + \dot{W} + \dot{I} \quad (23)$$

Où \dot{I} est le taux de perte d'énergie par irréversibilité

$$\dot{I} = T_0 \frac{dS_{tot}}{dt}$$

On en tire les conclusions suivantes :

- 1-une puissance mécanique est un flux d'exergie pure ;
- 2-1'apport exergetique d'un transfert de chaleur est toujours inférieur à la quantité de chaleur reçue. L'apport est d'autant plus grand que la température de la source est élevée. Un apport de chaleur d'une source à température plus faible que l'ambiance représente une consommation d'exergie, d'autant plus grande que la température de la source est faible ;
- 3- un apport de matière cinétique et potentielle est de l'exergie pure ;
- 4- les énergies cinétique et potentielle sont de l'exergie pure ;
- 5- l'irréversibilité se traduit par une perte d'exergie, égale au produit de la production d'entropie totale par la température de la source gratuite.

✚ Cas général : transformations instationnaires des systèmes ouverts

Le résultat général pour les transformations instationnaires des systèmes ouverts peut être obtenu formellement en combinant les expressions des P.P.T et D.P.T. En généralisant pour un nombre arbitraire de sources, l'accroissement de l'entropie du milieu extérieur vaut :

$$\frac{dS_{ext}}{dt} - \sum \dot{m}_s s_s + \sum \dot{m}_e s_e = -\sum \frac{\dot{Q}_K}{T_K}$$

De sorte que T accroissement total d'entropie vaut :

$$\frac{dS_{tot}}{dt} = \frac{dS_{syst}}{dt} + \sum \dot{m}_s s_s + \sum \dot{m}_e s_e - \sum \frac{\dot{Q}_K}{T_K}$$

Relation que l'on réécrit de la manière suivante :

$$\frac{dS_{syst}}{dt} + \sum \dot{m}_s s_s + \sum \dot{m}_e s_e = \frac{dS_{tot}}{dt} + \sum \frac{\dot{Q}_K}{T_K} \dots\dots\dots(24)$$

Par ailleurs, le P.P.T. s'écrit :

$$\frac{d}{dt}(U + E_{cin} + E_{pot})_{sys} + \sum \dot{m}_s \left(h + \frac{C^2}{2} + gz \right)_s - \sum \dot{m}_e \left(h + \frac{C^2}{2} + gz \right)_e = \sum \dot{Q}_K + \dot{W}$$

Soustrayant de cette dernière le produit de la précédente par T_0 , on obtient

$$\begin{aligned} & \frac{d}{dt}(U - T_0s + E_{cin} + E_{pot})_{sys} + \sum \dot{m}_s \left(h - T_0s + \frac{C^2}{2} + gz \right)_s \\ & \dots\dots\dots(25) \\ & - \sum \dot{m}_e \left(h - T_0s + \frac{C^2}{2} + gz \right)_e = \sum \dot{Q}_K \left(1 - \frac{T_0}{T_K} \right) + \dot{W} - \dot{I} \end{aligned}$$

De laquelle on peut retrouver les deux cas précédents :

- Systèmes fermés $\dot{m}_s = \dot{m}_e$ et l'on obtient (2.7) en intégrant dans le temps
- Systèmes ouverts en régime permanent la dérivée temporelle s'annule

Un troisième cas particulier est celui des systèmes ouverts uniformes non permanents. En intégrant l'équation générale dans le temps, on obtient :

$$\begin{aligned} & m_2 \left(u_2 - T_0s_2 + \frac{C_2^2}{2} + gz_2 \right) - m_1 \left(u_1 - T_0s_1 + \frac{C_1^2}{2} + gz_1 \right) \\ & + \sum \dot{m}_s \left(h - T_0s + \frac{C^2}{2} + gz \right)_s - \sum \dot{m}_e \left(h - T_0s + \frac{C^2}{2} + gz \right)_e \dots\dots\dots(26) \\ & = \sum Q \left(1 - \frac{T_0}{T_K} \right) + W - I \end{aligned}$$

Expression dont on tire également le travail réversible ;

$$W_{rev} = W + I = -(W - I) \dots\dots\dots (27)$$

et l'irréversibilité. Pour cette dernière, on obtient également l'expression alternative.

$$I = T_0 \left[(m_2 s_2 - m_1 s_1) + \sum m_s s_s - \sum m_e s_e - \sum \frac{Q_K}{T_K} \right] \dots\dots\dots (28)$$

6-Exergie et irréversibilité

✓ **Présentation**

Les transformations chimiques, les séparations de mélanges, les transferts de chaleur et de matière entre phases, sont toutes des opérations irréversibles, donc consommatrices d'exergie. On a établi au paragraphe précédent les bilans exergétiques pour les systèmes fermés et ouverts. On va tenter à présent de donner une interprétation physique à la notion d'exergie.

✓ **L' exergie**

Les travaux de **Gouy-Stodola** ont été généralisés par **J.S .Zargut** qui propose pour l'exergie la définition suivante :

« L'exergie est la quantité d'énergie mécanisable qu'il est possible d'obtenir avec de la matière qui est portée, dans la transformation réversible mise en œuvre, à l'équilibre thermodynamique avec les composants naturels de l'environnement avec lesquels elle interagit et uniquement avec ceux-ci ».

On peut le définir aussi par :

«L'exergie d'une source d'énergie comme la quantité maximale de travail qu'il serait possible d'en retirer au moyen d'un cycle thermodynamique moteur, l'autre source étant en équilibre avec l'ambiance (état de référence à définir). On assimile l'ambiance à une source infinie, monotherme et isobare.»

✓ **Description**

L'exergie est une fonction d'état très particulière car elle est la somme de deux fonctions d'état d'unités différentes. Cette fonction dépend de la température, de la pression et de la composition chimique. À l'instar de l'énergie, il y a différentes formes d'exergie : mécanique, thermique, chimique, etc. Au sens physique, elle s'exprime de la façon suivante :

$$\Psi = \Delta h - T_0 \Delta s = (h - h_0) - T_0 (s - s_0) ;$$

Où l'indice "0" représente l'état de référence (ou du milieu ambiant) ;

" h "L'enthalpie ; " s " l'entropie et "T" la température. Or, selon le D.P.T, l'entropie d'un système ne peut que croître ; ce qui signifie que ΔS est toujours positif, et l'exergie Ψ décroît dans le temps. En d'autres mots, l'exergie représente la part d'irréversibilité dans l'évolution d'un système. Plus concrètement, il est plus facile de convertir un mouvement en chaleur que de la chaleur en mouvement.

L'impact des paramètres des fonctionnements sur le Rendement de moteur diesel

L'exergie est en quelque sorte le travail utile pouvant être tiré d'un système. C'est pourquoi elle diminue sans cesse dans un système fermé et pourquoi elle doit être déterminée en fonction de la répartition des températures. « Dans l'énergie que possède un système isolé, livré à lui-même, il y a quelque chose qui se perd. Ce quelque chose, c'est l'énergie utilisable ; ce qui diminue sans cesse, c'est la fraction de l'énergie totale susceptible de servir à quelque chose ». D'où l'absurdité de parler d'un rendement supérieur à 100%.

Soit une quantité de matière dans un état donné. Posons-nous la question de savoir quel serait le travail réversible maximum que cette matière peut fournir au moyen d'un système ouvert stationnaire, le milieu extérieur étant au repos à une température T_0 et une pression P_0 .

Clairement, le travail maximum sera obtenu en amenant cette quantité de matière en équilibre avec le milieu extérieur.

Dans ce cas, le travail réversible ;

$$w_{rev} = \left[\left(h_e - T_0 s_e + \frac{C_e^2}{2} + gz_e \right) - \left(h_0 - T_0 s_0 + gz_0 \right) \right] + q \left(1 - \frac{T_0}{T_c} \right)$$

Et le dernier terme est nul puisque les seuls échanges de chaleur possibles sont avec le milieu extérieur à température T_0 , de sorte que la travail maximum réalisable n'est rien d'autre que la différence d'exergie totale (y compris les termes d'énergie cinétique et potentielle) entre l'état considéré et l'état du milieu extérieur.

Si, comme on le fait parfois, on définit l'exergie par l'expression ;

$$\Psi = (h - h_0) - T_0(s - s_0)$$

Alors l'exergie du milieu extérieur est nulle, et l'exergie totale dans un état donné est égale au travail maximum réalisable par une quantité de matière dans cet état au moyen d'un système ouvert stationnaire. On peut vérifier qu'il en est bien ainsi en calculant le travail réalisé lors d'une transformation composée d'une détente

adiabatique et réversible (isentropique) jusqu'à la température du milieu extérieur, suivie d'une détente/compression isotherme réversible (**fig14**). E négligeables, et en notant " m " le point intermédiaire tel que $s_m = s_e$, $T_m = T_0$. [7]

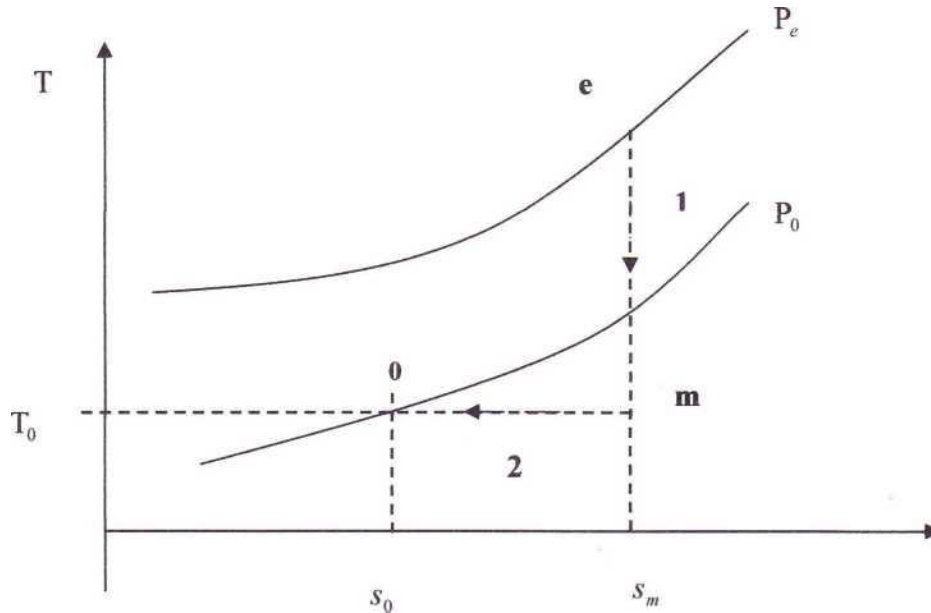


Figure (14).diagramme « Transformation Composée D'une Détente Adiabatique Et Réversible (isentropique) »

$$W_{rev,1} = \left[\left(h_e - T_0 s_e + \frac{C_e^2}{2} + gz_e \right) - \left(h_m - T_0 s_m + \frac{C_0^2}{2} + gz_m \right) \right] + q \left(1 - \frac{T_0}{T_c} \right) - h_e - h_m - T_0 (s_e - s_m)$$

$$W_{rev,2} = \left[\left(h_m - T_0 s_m + \frac{C_e^2}{2} + gz_m \right) - \left(h_0 - T_0 s_0 + \frac{C_0^2}{2} + gz_0 \right) \right] + q \left(1 - \frac{T_0}{T_c} \right) - h_m - h_0 + T_0 (s_0 - s_m)$$

Donc, au final :

$$W_{rev,12} = [h_e - h_m] + [h_m - h_0 + T_0 (s_0 - s_m)]$$

$$W_{rev,12} = h_e - h_0 - T_0 (s_e - s_0) = \Psi . [8]$$

On a :

Isentropique : $W_{rev} = h_s - h_m$

Isotherme : $W_{rev} = h_m - h_0 + T_0 (s_0 - s_m)$

De sorte que $w_{rev} = h_e - h_0 - T_0(s_e - s_0) = \Psi$

L'application du concept d'exergie est illustrée ci-dessous dans le cas de l'évolution dans un moteur à combustion interne, (figure. 15)

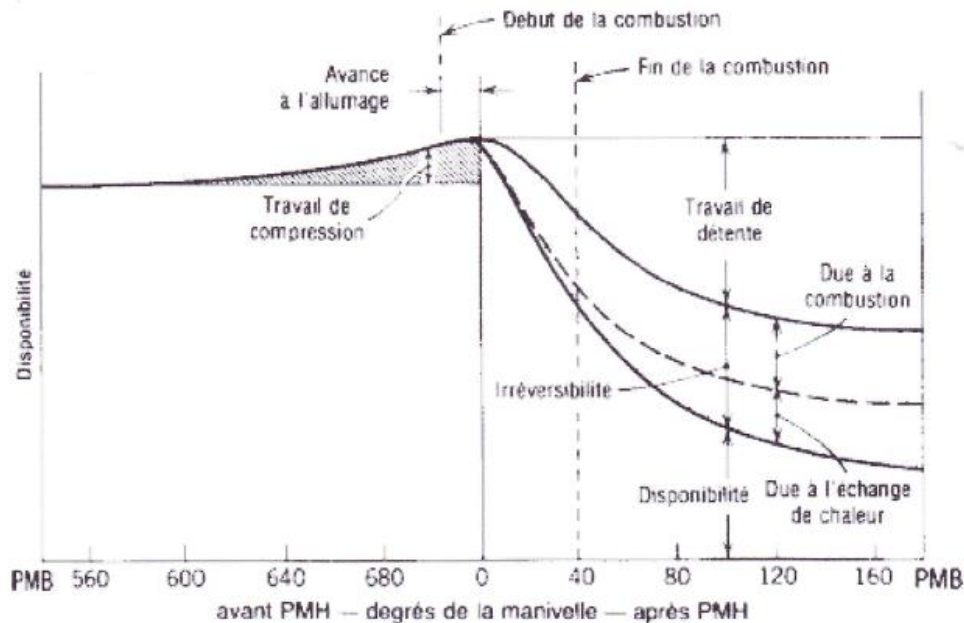


FIG (15) L'application Du Concept d'Exergie Dans Le Cas De L'évolution Dans Un moteur A Combustion Interne

Le graphique indique l'évolution de l'exergie avec l'angle de manivelle. Dans la première partie de la transformation, l'exergie augmente par suite du travail de compression du mélange.

Un peu avant le P.M.H, la combustion commence, et la détente débute au P.M.H. On constate la diminution de l'exergie dans la phase de détente en raison du travail de détente effectué par le mélange, et des pertes par irréversibilité correspondant au processus de combustion lui-même d'une part, et au transfert de chaleur vers l'eau de refroidissement d'autre part.

Moins il y a d'irréversibilités dans un processus, plus grand est le travail effectué (ou plus faible est le travail reçu). Cette observation revêt une grande importance, car l'exergie est une de nos ressources naturelles. Plus grandes sont les pertes par

irréversibilité, plus nos réserves d'exergie diminuent. Il importe d'es lors de les utiliser le plus efficacement possible.

❖ ***Rendement Exergétique***

En pratique, les irréversibilités causent une baisse d'exergie (ressources naturelles), et éloignent les machines d'un comportement idéal. On va donc introduire la notion de rendement exergétique.

Pour une machine motrice

$$\eta_{ex} = \frac{\text{Variation d'exergie utile réelle}}{\text{Variation d'exergie utile réversible}}$$

Ainsi, pour une turbine à vapeur, et plus généralement pour une machine motrice, l'effet utile est le travail effectué.

On a dés lors

$$\eta_{ex} = \frac{w}{w_{rev}} = \frac{h_e - h_s + \frac{c_e^2 - c_s^2}{2} + g(z_e - z_s) + q}{\Psi_e - \Psi_s + \frac{c_e^2 - c_s^2}{2} + g(z_e - z_s)} \dots\dots\dots (29)$$

Par contre, pour une machine réceptrice, l'effet utile est la variation d'exergie du fluide

$$\eta_{ex} = \frac{\Psi_s - \Psi_e + \frac{c_s^2 - c_e^2}{2} + g(z_s - z_e)}{w}$$

$$= \frac{\Psi_s - \Psi_e + \frac{c_s^2 - c_e^2}{2} + g(z_s - z_e)}{h_s - h_e + \frac{c_s^2 - c_e^2}{2} + g(z_s - z_e) - q} = \frac{w_{rev}}{w} \dots\dots\dots (30)$$

De même, pour une chaudière, on aura

$$\eta_{ex} = \frac{\Psi_s - \Psi_e + \frac{c_s^2 - c_e^2}{2} + g(z_s - z_e)}{q \left(1 - \frac{T_0}{T_c} \right)} \dots\dots\dots (31)$$

Enfin, pour une machine thermique (cycle moteur) :

$$\eta_{ex} = \frac{w}{q \left(1 - \frac{T_0}{T_c} \right)} = \frac{w}{q_c} \frac{q_c}{w_{rev}} = \frac{\epsilon_{th}}{\epsilon_{th,carnot}} \dots\dots\dots (31)$$

$$\eta_{ex} = \frac{w}{q \left(1 - \frac{T_0}{T_c} \right)} = \frac{w}{q_c} \frac{q_c}{w_{rev}} = \frac{\epsilon_{th}}{\epsilon_{th,carnot}} \dots\dots\dots (32)$$

et semblablement pour une machine frigorifique (cycle frigorifique)

$$\eta_{ex} = \frac{-q_F \left(1 - \frac{T_0}{T_F} \right)}{w} = \frac{w_{rev}}{q_F} \frac{q_F}{w} = \frac{\epsilon_{fr}}{\epsilon_{fr,carnot}} \dots\dots\dots (33)$$

D'après cette présentation générale, on peut conclure que la disponibilité d'un système est définie comme travail maximum qui peut être produit à partir du système par l'interaction avec ces environnements pendant une transition réversible à un état d'équilibre thermique, mécanique, et chimique avec son environnement, et tandis que la chaleur est échangée pendant la transition seulement avec cet environnement. Cet état d'équilibre est défini comme l'état mort du système et dépend de la pression P_0 , de la température T_0 et de la composition de l'environnement.

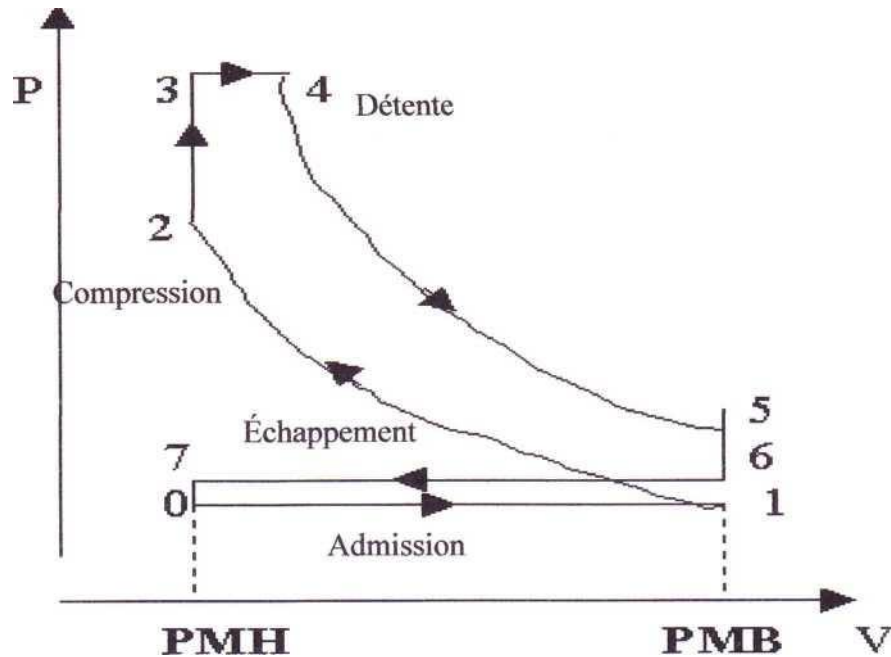
Dans notre étude, l'environnement est air atmosphérique avec $P_0=1,033$ bar et $T_0=298^\circ\text{K}$. L'équilibre thermique est réalisé quand il n'y a aucune chaleur échangée entre le système et l'environnement c'est à dire quand le système est à la température T_0 . De même, équilibre mécanique est réalisé quand il n'y a aucun échange de travail entre le système et son environnement. L'équilibre chimique est réalisé quand aucun composant du système ne peut réagir avec l'environnement. [9]

• **Le diagramme de fonctionnement des moteurs à quatre temps**

Le cycle diesel est un cycle dit à pression constante qui utilise seulement sur de très gros moteurs lents. En revanche le cycle de moteurs diesel modernes est un cycle intermédiaire entre le cycle diesel et le cycle de BEAU ROCHAS qu'on appelle parfois " cycle mixte" ou cycle de SEBASTHE.

Le diagramme théorique de ce cycle est représenté dans la figure ci - dessous, il désigne le déroulement

des quatre temps : admission, compression, détente et échappement.



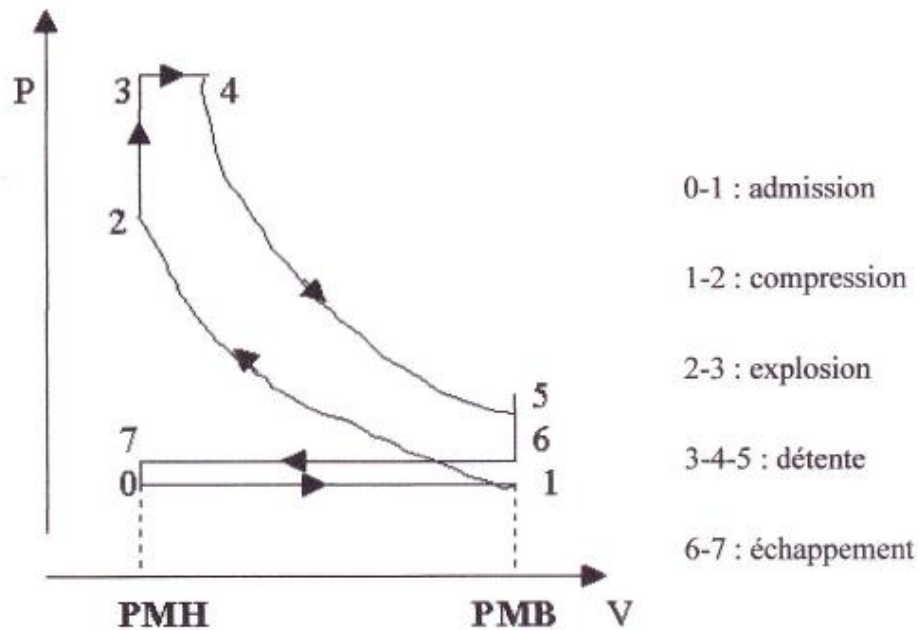
Fig(16)-le diagramme théorique du cycle d'un moteur diesel à quatre temps

- ✓ **L'admission** s'effectue de 0 à 1 à la pression atmosphérique.
- ✓ **La compression** s'effectue entre 1 et 2 pendant toute la course du piston, sans échange de chaleur. La seconde phase appelée isochore se manifeste par une vive montée en pression à volume constant entre 2 et 3 au PMH déclenchée par la combustion.
- ✓ **La détente** comprend trois phases, la première appelée isobare se déroule à pression constante, puis la seconde appelée adiabatique s'effectue entre 4 et 5 sans échange de chaleur, et enfin la troisième entre 5 et 6 à volume constant (isochore) au PMB.
- ✓ **L'échappement** s'effectue à la pression atmosphérique du PMB.

• **Le diagramme réel (pratique)**

En réalité le diagramme réel est fait de diagramme théorique et ceci pour quatre hypothèses inexactes : Inertie des gaz, supposée nulle. Levée instantanée des soupapes d'où l'équilibre des pressions est instantané entre la soupape et l'inférieur du cylindre. Combustion instantanée du mélange gazeux. Combustion et détente adiabatique.

En effet on remarque sur le diagramme réel les points suivants:

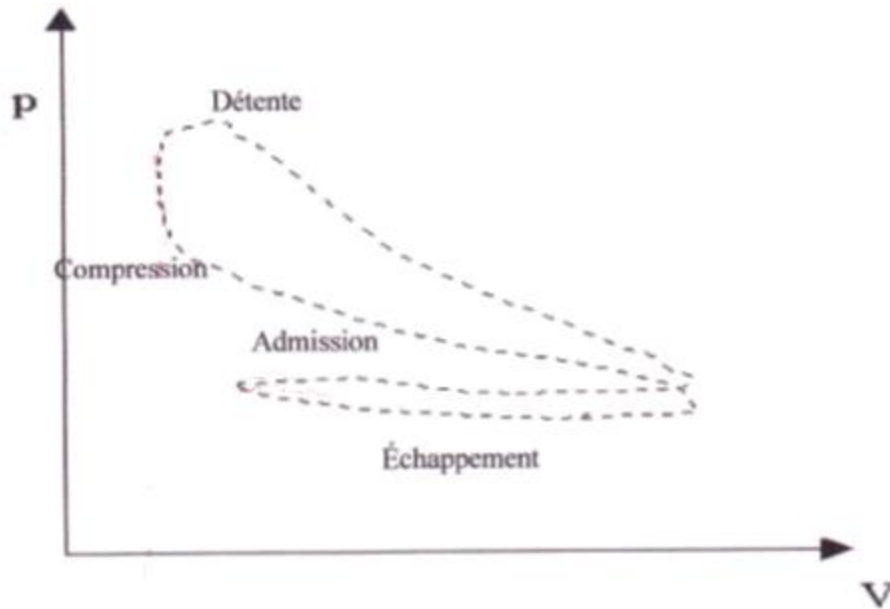


Fig(17)-Diagramme de Watt réel schématisé

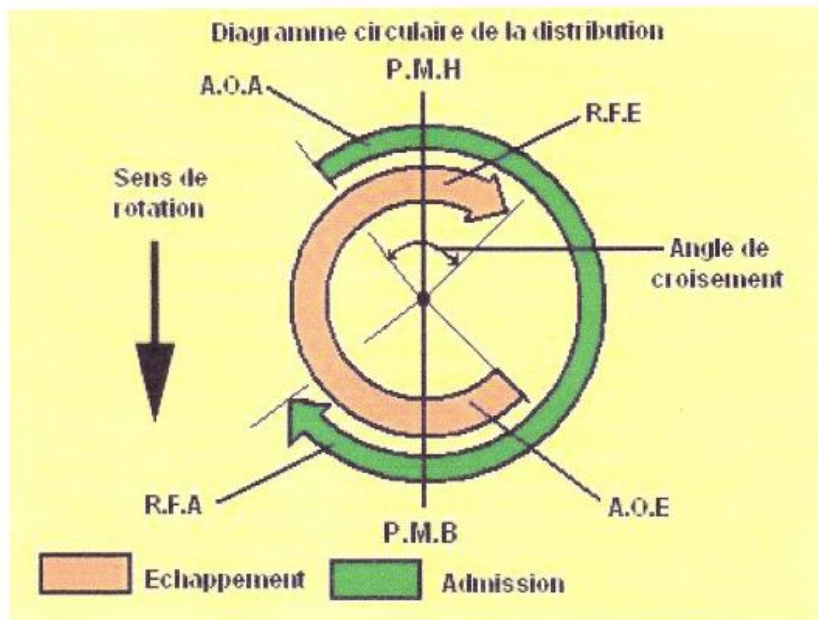
6-AOA et RFA (avance à l'ouverture et retard à la fermeture de soupape d'admission) pour favoriser le remplissage

-AOE (avance à l'ouverture d'échappement) pour favoriser le changement de sens de piston. RFE (retard à la fermeture d'échappement) pour assurer l'évacuation la plus complète des gaz brûlés.

AL (avance à l'injection) pour retenir compte du délai d'inflammation du combustible. De plus, de précision que ce diagramme est en réalité influencé par. L'épure de distribution des moteurs. La vitesse et la charge du moteur. Le principe de combustion utilisé. Les caractéristiques de l'injection. La présence ou non d'un dispositif de suralimentation. La figure (1-3) présente le diagramme pratique d'un moteur diesel à quatre temps.



Fig(18)-le diagramme réel du cycle d'un moteur diesel à quatre temps



Fig(19)-exemple de diagramme de distribution

***Avantages du moteur diesel**

- * Meilleur rendement : grâce à l'augmentation du rapport volumétrique la combustion est plus complète et la consommation spécifique est réduite (en moyenne de 200 g/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.

*** 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.

V. Conclusion générale :

Le rapport volumétrique de compression est de l'ordre de 20 de sorte que le rendement d'un moteur Diesel est meilleur que celui d'un moteur fonctionnant selon le cycle de Beau de Rochas. On constate, d'autre part, que le rendement est meilleur si **B** reste petit ; il est important de garder **B** aussi proche que possible de 1 ce qui nécessite une combustion la plus brève possible.

Les moteurs diesel permettent d'associer un rendement thermique très élevé à une excellente combustion du carburant, ce qui réduit les émissions de carbone. Leur inconvénient est d'émettre des oxydes d'azote (NOx) et des particules.

En effet, si l'on tente de réduire les uns en modifiant la conception du moteur, on augmente les autres. Par exemple, si l'on utilise des températures très élevées dans la chambre de combustion, on réduit les émissions de suie, mais on augmente celles d'oxyde d'azote.

Il faut cherché le moyen le plus efficace pour respecter les réductions drastiques des émissions d'oxyde d'azote des moteurs diesel, qui seront imposées par la législation, à court et moyen terme. Les outils de modélisation ont prouvé leur efficacité en réduisant le nombre d'expériences nécessaires pour prévoir avec exactitude la formation du mélange carburant et les performances résultantes des moteurs à combustion interne.

Les recherches menées dans les laboratoires de Ford-Werke AG en Allemagne se sont concentrées sur l'amélioration de la modélisation par dynamique des fluides (CFD) des frottements sur les parois et du transfert thermique dans les cylindres du moteur. Dans ce but, on a pris en compte la circulation du liquide de refroidissement (nécessaire pour refroidir les composants du moteur et éviter les hautes températures qui seraient préjudiciables à l'huile de lubrification).

On a ensuite cherché à valider ce modèle amélioré de transfert thermique, pour des configurations idéales d'écoulement, en le comparant avec des données résultant d'expériences et de simulation des grandes échelles pour le calcul de l'écoulement des gaz et de l'eau, les maillages de simulation ont été générés à partir de modèles CAO des composants de la chambre de combustion et du circuit de refroidissement dans la chemise des cylindres du moteur.

Au final, l'exactitude des résultats du nouveau modèle (qui associe la dynamique des fluides et les éléments finis) a clairement été démontrée, lorsqu'il est utilisé pour calculer les températures du métal d'un moteur diesel moderne

BIBLIOGRAPHIQUE

[1] –**Professeur PAN. SOVANNA**

Moteurs Thermiques ITC/GIM (Internet)

[2] -**LUCIEN BOREL**

Thermodynamique et énergétique (Tome 1) **1991**

Edition "press polytechniques et universitaires Romandes"

[3] WWW.THERMODYNAMIQUE.COM. (Internet)

[4]-**J. MARTIN § H. JEANMART**

Moteur à Combustion Interne

MECA 2220 (2005-2006). (Internet)

[5]–**MICHEL FEIDT** Thermodynamique et optimisation énergétique

Lavoisier Tec et Doc Edition 1996

[6]**J-E.N.S.A.M. centre de LILLE, DIDIER DESCAMPS**

AIDE MEMOIRE THERMODYNAMIQUE

1 JUIN 2006

[7] - **D.DEGREZ**

MECA 375 Thermodynamique Appliqué

Chapitre 8 : Irréversibilités (06 mars 2003). (Internet)

[8] -**JONATHAN VERLANT-CHENET**

Thermodynamique Résumé du cours

Version 1.4 (janvier 2005) Internet

[9]- **Article “Performance Characteristics Of a Diesel Energie Power Plant”.**

MEHMET KANOGLU, SULEYMAN KAZIM. ISIK,AYSEGUL ABUSOGLU Department OF

Mechanical Engineering, University Of Gaziantep, 27310 Gaziantep, Turkey.Energy Conversion And

Management 46 (2005) 1692-1702 ELSEVIER SCIFNCE LtD 2005