

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR  
ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE



UNIVERSITE DU 8 Mai 1945 - GUELMA

*Faculté des Sciences & Technologie*

*Département de Génie Mécanique*

Brochure de cours

**Matière : moteurs à combustion interne**

**3 licence Génie Mécanique**

Chargé de cours : Dr. KRIBES.NABIL

**Année Universitaire  
2019/2020**

# **SOMMAIRE**

Chapitre I : Généralités sur les moteurs thermiques

Chapitre II : Etude d'un moteur à combustion interne

Chapitre III- les cycles thermodynamiques

# Chapitre I : Généralités sur les moteurs thermiques

## I.1 –EMPLACEMENT:

Situé dans un compartiment aménagé généralement à l'avant pour les véhicules de transport de marchandises et à l'arrière pour les véhicules de transport en commun.

## I.2 – ROLE:

Assurer la propulsion du véhicule par transformation d'une énergie thermique due à la combustion en énergie mécanique (transforme de la chaleur en mouvement).

## I.3 –ORGANISATION:

### a) Organes fixes.

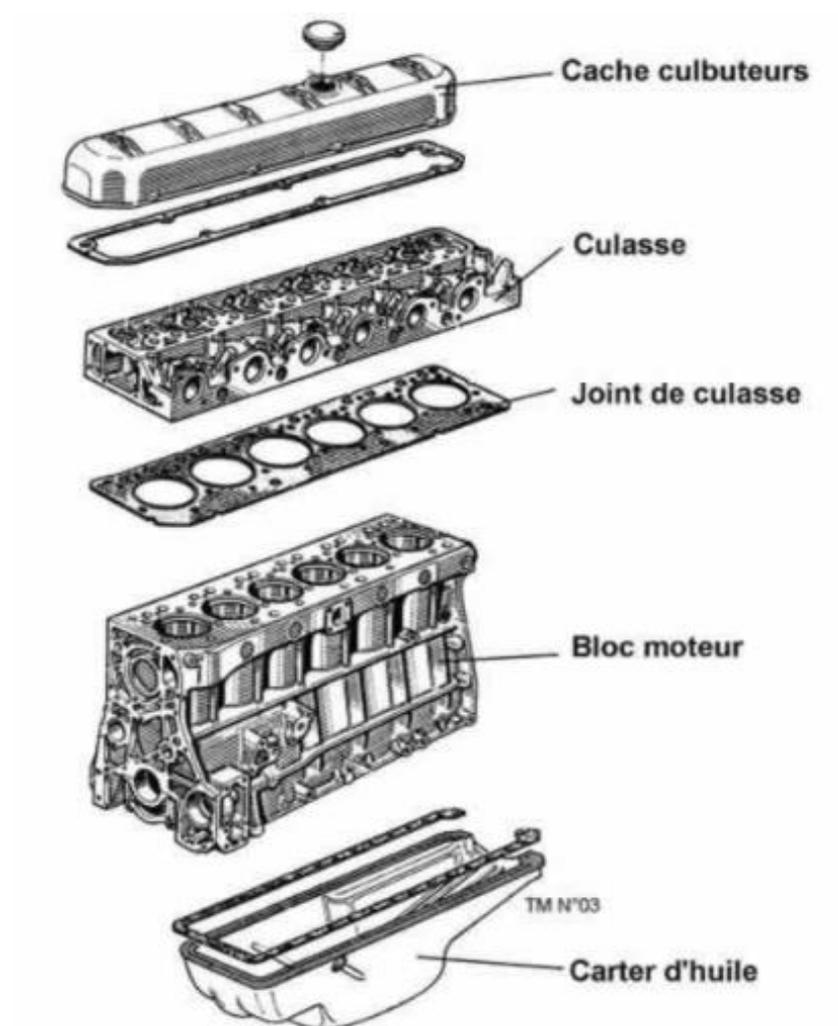


Figure I.1 : Organes fixes du moteur

b) Organes mobiles (attelage mobile).

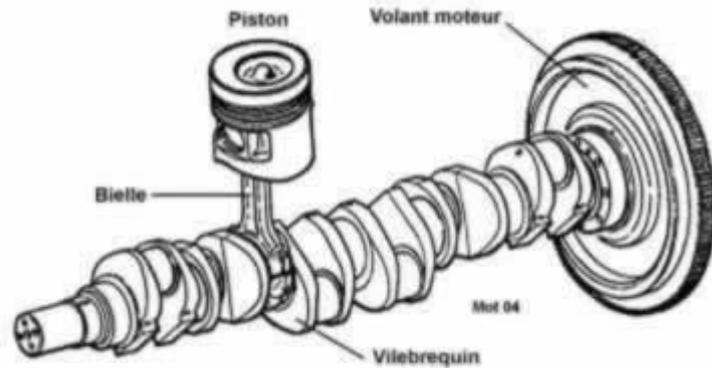


Figure I.2 : Organes mobiles du moteur

I.4 – ALESAGE, COURSE, CYLINDREE: DEFINITIONS:

a) *Alésage* : C'est le diamètre des cylindres exprimés en millimètres. Il varie de 90 à 150 mm environ.

b) *Course* : C'est la distance parcourue verticalement par le piston entre le Point Mort Haut (PMH) et le Point Mort Bas (PMB) qui varie de 90 à 179 mm environ. L'alésage est généralement inférieur à la course. S'ils sont identiques, le moteur est appelé "carré". Si l'alésage est supérieur à la course, il est appelé "super-carré". La tendance actuelle est aux moteurs ayant une course supérieure à l'alésage.

c) *Cylindrée* : Le volume engendré par le déplacement du piston entre ses points morts (PMH-PMB) s'appelle la cylindrée unitaire. La cylindrée unitaire multipliée par le nombre de cylindres donne la cylindrée du moteur. Elle varie de 3 à 17 litres. En raison du développement de la suralimentation, les cylindrées moyennes des moteurs modernes sont en diminution.

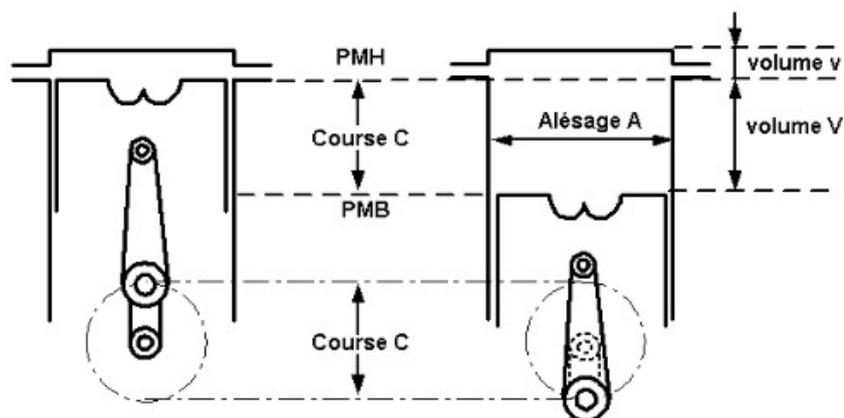


Figure I.3 : Alésage, Course et Cylindrée.

### I.5 – NOTION DE PUISSANCE, DE COUPLE:

a) *La puissance* : C'est le travail fourni par une machine divisé par le temps mis pour le réaliser. Le calcul est le suivant  $P = W/T$  ( $P =$  puissance,  $W =$  travail),  $T =$  temps). Pour un moteur, on calcule la puissance développée en fonction du nombre de tours/minute. L'unité de puissance est le watt avec pour multiple le kilowatt(KW) qui équivaut à 1000 watts. La puissance peut également s'exprimer en chevaux (CHDin) sachant qu'un cheval est égal à 736 watts.

b) *Le couple* : Par définition, le couple est un ensemble de deux forces F, parallèles, opposées, de même intensité et distinctes d'un bras de levier. Dans un moteur à combustion interne, le couple moteur est essentiellement la force F fournie par la combustion qui donne une pression P sur la surface du piston S, d'où  $F = P \times S$

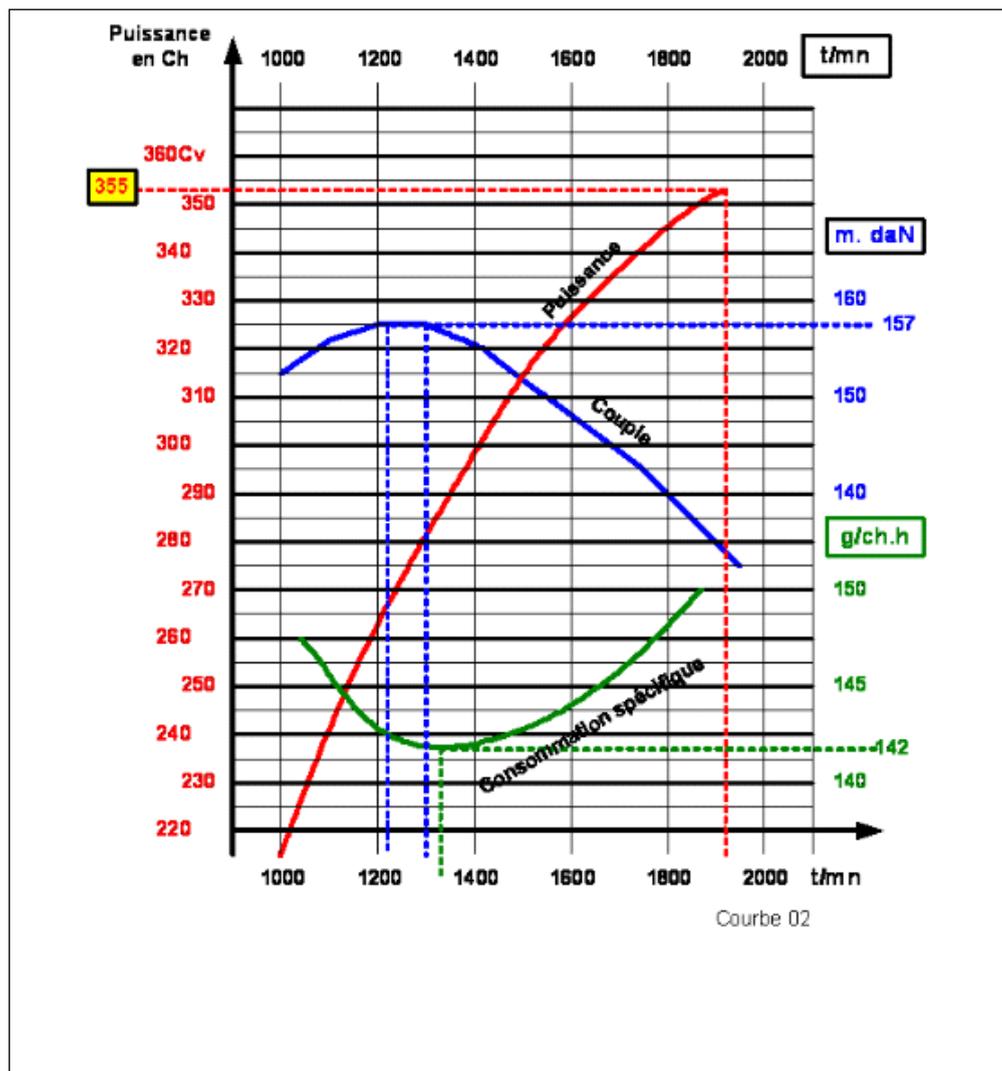


Figure I.4 : Courbes de perfectionnement du moteur.

## Chapitre II Etude d'un moteur à combustion interne

### I- PRINCIPE DU MOTEUR A 4 TEMPS DIESEL:

Définition du cycle à 4 temps

On appelle cycle l'ensemble des phases qui se succèdent dans le moteur, dans notre cas le cycle comprend quatre phases ou temps :

1. Temps admission : aspiration d'air ou de mélange air-essence.
2. Temps compression : de l'air ou du mélange.
3. Temps combustion-détente : inflammation rapide du mélange provoquant une brusque montée en pression des gaz puis leur détente.
4. Temps échappement : évacuation des gaz brûlés.

On constate que seul le troisième temps fournit de l'énergie, c'est le temps moteur, les trois autres temps sont résistants.

- 1) Le piston en descendant crée une baisse de pression qui favorise l'aspiration des gaz.
- 2) Le piston comprime les gaz jusqu'à ce qu'ils n'occupent plus que la chambre de combustion (pression + chaleur).

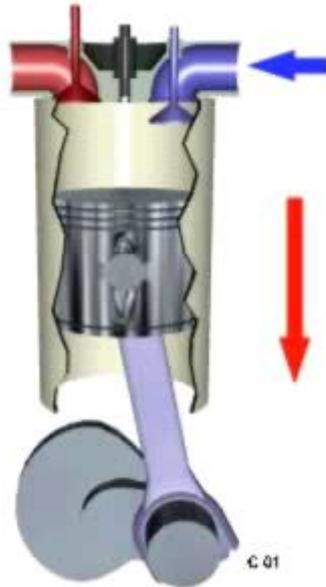
#### 1er temps : ADMISSION

Le piston descend du PMH vers le PMB (demi-tour 0 à 180° rotation de vilebrequin). La soupape d'admission est ouverte, la soupape d'échappement est fermée. L'augmentation du volume du cylindre crée une dépression. Cette dépression provoque l'aspiration du mélange air/essence, formé l'extérieur, par le carburateur ou par le système d'injection.

La colonne de mélange aspirée est freinée par des accidents de parcours comme le filtre à air et la soupape d'admission. Afin d'augmenter la durée de l'admission et de ce fait d'améliorer le remplissage du cylindre à 70 % à 90 % de son volume:

-La soupape d'admission s'ouvre en avance par rapport au PMH (AOA = 10 à 45° rotation de vilebrequin). Cette avance tient compte du temps nécessaire à la levée de la soupape. L'ouverture doit être totale au moment où le piston se trouve au PMH.

-La soupape d'admission se ferme en retard par rapport au PMB (RFA = 35 à 90° rotation vilebrequin). Ce retard met à profit l'inertie des gaz aspirés à grande vitesse. Le mélange air/essence continue à affluer à l'intérieur du cylindre pendant une fraction de la course ascendante du piston (jusqu'à ce qu'ils soient freinés par la pression résultant de la montée du piston).



### 2ème temps: COMPRESSION

Le piston monte du PMB vers le PMH (demi-tour de rotation  $180^{\circ}$  à  $360^{\circ}$  rotation de vilebrequin). Les soupapes d'admission et d'échappement sont fermées.

Par le déplacement du piston se réalise la compression du mélange dans la chambre de combustion. Grâce au rapport volumétrique de 6:1 à 10:1, la pression de fin de compression est de 8 à 16 bar et la température atteint  $400^{\circ}\text{C}$  à  $500^{\circ}\text{C}$ . La compression favorise la vaporisation du carburant et son mélange avec l'air. Ainsi est favorisée l'inflammabilité du mélange.

On ne peut pas réduire le volume de la chambre de combustion pour accroître la compression parce que la température de gaz s'élève très rapidement. Un rapport volumétrique excessif peut entraîner l'auto-allumage. L'explosion qui commence partout à la fois, est beaucoup plus violente que celle amorcée en un seul point par l'allumage ordinaire et est possible de voir la combustion achevée avant que le piston atteigne le PMH. Pour cette raison les constructeurs adoptent des taux de compression variant de 6:1 à 10:1.

En fin de course de compression, se réalise l'inflammation du mélange par une étincelle électrique. Cette étincelle, produite par le système d'allumage, amorce la combustion du mélange par un apport de chaleur.

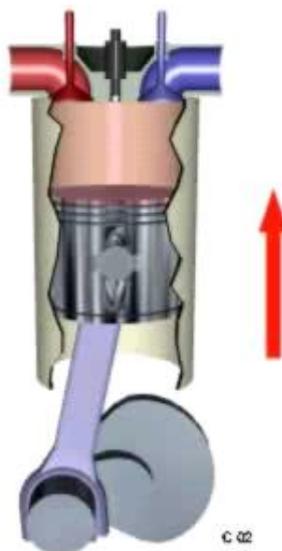
L'étincelle électrique est produite en avance par rapport au PMH (avance à l'allumage, AA =  $0^{\circ}$  à  $40^{\circ}$  rotation de vilebrequin) afin que la combustion sous forme d'explosion atteigne sa pression maximale à  $5^{\circ}$  à  $10^{\circ}$  vilebrequin après le PMH. Cette avance tient compte de la durée qui s'écoule entre le déclenchement de l'allumage et l'apparition de l'étincelle et surtout de la durée de la combustion.

Le moment où se produit l'étincelle électrique (point d'allumage) influe sur la pression dans la chambre de combustion:

- Allumage anticipé. La pression dans le cylindre est obtenue avant que le piston soit au PMH. Cela

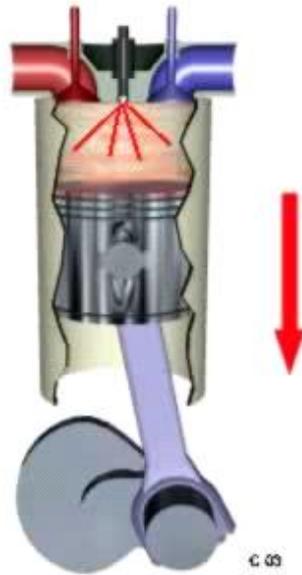
provoque un «freinage» de la rotation et une fatigue importante des organes mécaniques.

-Allumage retardé. La pression sur le piston est plus faible, car la descente du piston a augmenté le volume du cylindre. Comme la combustion se fait en partie dans le cylindre, le moteur chauffe.



### **3ème temps: COMBUSTION-DETENTE (TEMPS MOTEUR)**

La combustion produit une très importante élévation de la température, 2000 à 2500°C, et de la pression, 30 à 60 bars, dans la chambre de combustion. La détente des gaz agit sur le piston et crée la force motrice. Le piston est poussé du PMH vers le PMB (demi-tour 360 à 540° rotation de vilebrequin). La descente du piston, le temps moteur, transforme l'énergie



#### 4ème temps : ECHAPPEMENT

Le piston monte du PMB vers le PMH (demi-tour  $540^{\circ}$  à  $720^{\circ}$  rotation de vilebrequin). La soupape d'admission est fermée, la soupape d'échappement est ouverte.

Les gaz brûlés sont expulsés par le mouvement du piston.

Afin d'augmenter la durée de l'échappement et de ce fait d'obtenir une meilleure évacuation des gaz et donc un meilleur remplissage du cylindre:

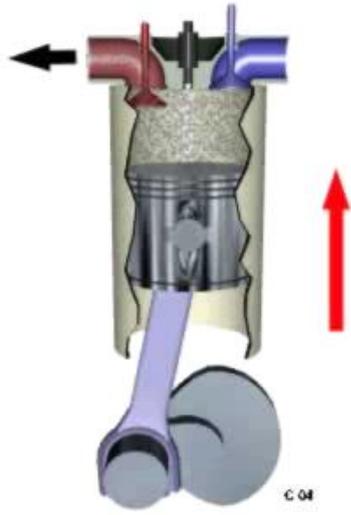
- La soupape d'échappement s'ouvre en avance par rapport au PMB (AOE =  $40^{\circ}$  à  $90^{\circ}$  rotation de vilebrequin). Cette avance permet à la soupape de s'ouvrir complètement lorsque le piston arrive au PMB (durée de la levée de la soupape).
- La soupape d'échappement se ferme en retard par rapport au PMH (RFE =  $0^{\circ}$  à  $30^{\circ}$  rotation de vilebrequin). La vitesse des sorties des gaz brûlés est suffisante pour qu'ils continuent à s'échapper par inertie.

En fin de cycle, la soupape d'échappement se ferme en retard (RFE) par rapport au PMH, alors que la soupape d'admission s'ouvre en avance (AOA). Ce balancement des soupapes favorise le balayage et le refroidissement de la chambre de combustion et améliore le remplissage.

**Remarque concernant le fonctionnement du moteur à piston alternatif, à essence et diesel, durant les quatre temps.** Le vilebrequin ne reçoit pas de l'énergie pendant toute la durée du cycle: seul le troisième temps est moteur, les autres trois temps sont résistants.

D'ici résultent deux conséquences:

- Le fonctionnement autonome du moteur à piston alternatif n'est pas possible qu'à partir d'un régime minimum. Le moteur à piston alternatif doit être lancé de l'extérieur à l'aide du démarreur.
- On dispose sur le vilebrequin un volant capable d'emmagasiner de l'énergie pendant le temps moteur et de la restituer pendant les temps résistants.



## II- Principe de fonctionnement des moteurs à deux temps

Les moteurs à deux temps peuvent être réalisés soit selon le principe des moteurs à allumage par compression (diesel) soit selon le principe des moteurs à allumage par étincelle (à carburateur).

Dans ces moteurs le cycle est réalisé en deux temps ce qui correspond à un tour du vilebrequin. Le nettoyage du cylindre des gaz brûlés et le remplissage de celui-ci par la charge fraîche se produisent uniquement lors du déplacement du piston à côté du PMB. Le balayage du cylindre des produits de combustion est réalisé par la charge fraîche air pour les moteurs diesels et air + combustible pour les moteurs à formation externe du mélange comprimée jusqu'à une certaine pression. Dans les moteurs de grande taille la compression de la charge fraîche et généralement assurée par un compresseur.

Selon la réalisation des processus de l'échappement admission on distingue deux types de moteurs à deux temps :

- Moteurs à balayage équicourant où l'admission est assurée par des orifices (lumières) ménagés dans le cylindre. L'ouverture et la fermeture de ces orifices sont dirigées par le déplacement du piston. L'échappement peut être assuré soit par des soupapes (figure 1.6) soit par un second piston qui se déplace dans le sens inverse du premier piston (figure 1.7). dans ce dernier cas on obtient un moteur avec des pistons se déplaçant dans des sens inverses cette construction assure une bonne qualité des processus de l'échappement – admission.
- Moteur à balayage transversal où l'admission et l'échappement sont assurés par des orifices ménagés dans le cylindre et dirigés par le déplacement du piston un exemple de ce type de balayage est montré sur la figure 1.8 ce type est simple de construction mais il est accompagné d'une dégradation de la qualité des processus de l'échappement – admission.

Utilisons la figure 1.6 pour étudier à titre d'exemple le principe de fonctionnement des moteurs à deux temps à formation interne du mélange et du type équicourant à orifices – soupapes. Le cycle de fonctionnement est le suivant :

-Le premier temps

Le premier temps correspond au déplacement du piston du point mort haut vers le cylindre la combustion vient juste de terminer et le processus de la détente des gaz qui représente le temps moteur vient de commencer. Peu avant l'arrivée du piston aux orifices de l'admission les soupapes d'échappement s'ouvrent et les produits de combustion commencent à quitter le cylindre vers le canal de l'échappement.

A ce moment la pression brutalement diminue lorsque la pression dans le cylindre devient à peu près égale à la pression de l'air comprimé dans le récipient ou de quelque peu supérieure les orifices de l'admission s'ouvrent par le piston l'air arrivant sous pression dans le cylindre à travers les orifices de l'admission refoule le reste des produits de combustion à travers les

soupapes d'échappement et remplit le cylindre on obtient ainsi le balayage (soufflage) du cylindre.

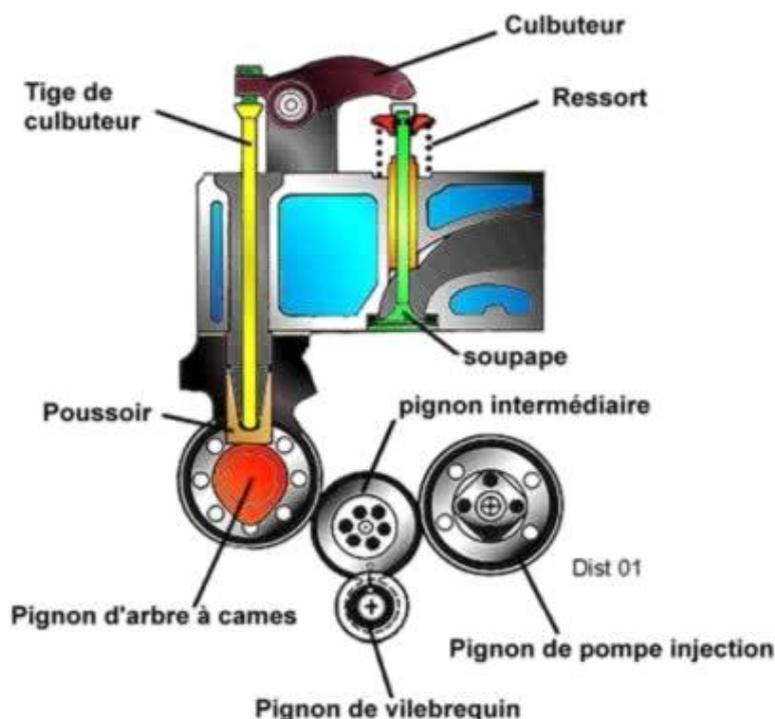
Ainsi le premier temps est consacré pour la réalisation de la combustion, la détente, l'échappement, le soufflage et le remplissage du cylindre.

-Le deuxième temps

Ce temps correspond au déplacement du piston PMB vers le PMH (figure 1.10) au début de la course du piston, les processus de l'échappement, soufflage et remplissage du cylindre se poursuivent la fin du soufflage du cylindre est déterminée par le moment de la fermeture des orifices de l'admission et des soupapes d'échappement. Les soupapes d'échappement se ferment soit en même temps avec les orifices de l'admission soit de quelque peu en avance dans les moteurs à deux la pression dans le cylindre à la fin de l'admission est de quelque peu supérieur de la pression de la pression atmosphérique et dépend de la pression dans le récipient d'admission à partir du moment de la fin de l'admission et avec la fermeture complète des orifices de l'admission par le piston. Le processus de la compression commence avant l'arrivée du piston au PMH de quelques degrés de rotation du vilebrequin. L'introduction du combustible commence à travers l'injecteur.

Ainsi le deuxième temps est consacré au début de la course du piston pour le déroulement de la fin de l'échappement le soufflage et le remplissage du cylindre et avec la suite de la course du piston pour la compression.

### III.LA DISTRIBUTION



### III.1–ROLE:

Les organes de distribution permettent d'obtenir l'ouverture et la fermeture des orifices d'admission et d'échappement de chaque cylindre aux moments opportuns du cycle.

### III.2–ORGANISATION:

La distribution d'un moteur comprend:

#### *a) Un arbre à cames*

Généralement en acier forgé, de forme allongée et cylindrique, comportant des excentriques appelés cames, à raison de deux par cylindre qui assurent l'ouverture des soupapes d'admission et d'échappement, La forme des cames est déterminée en fonction des caractéristiques du moteur.

#### *b) Des poussoirs et tiges de culbuteurs*

Le poussoir est un organe intermédiaire de forme cylindrique placé entre la came et la tige du culbuteur qui coulisse dans les alésages prévus dans le bloc moteur. Il transmet le mouvement de poussée provoqué par la came à la tige du culbuteur et évite à celle-ci de subir des réactions latérales provoquées par l'action de la came.

La tige de culbuteur, en acier, porte un renflement hémisphérique à ses extrémités, ce qui lui permet de tourner autour de son axe pour éliminer l'effet des réactions dues aux poussées latérales.

#### *c) Des culbuteurs*

Le culbuteur est un petit levier oscillant monté sur un axe solidaire de la culasse. Il est actionné par la tige du culbuteur et commande par un mouvement de bascule l'ouverture de la soupape.

Un jeu de fonctionnement entre le culbuteur et la tige de soupape est fixé par le constructeur pour tenir compte de la dilatation, due à la chaleur, de cette dernière.

Ce jeu varie de 0,15 mm à 0,20 mm pour les soupapes d'admission et peut atteindre 0,40 mm pour les soupapes d'échappement.

Le recalage des culbuteurs s'effectue très facilement à l'aide d'un jeu de cales.

#### *d) Des soupapes :*

La soupape présente trois parties distinctes

La tête de forme cylindrique tronconique, elle repose sur un siège et assure l'étanchéité parfaite du cylindre dont dépend le rendement du moteur. Le collet raccorde la tête à la tige.

La tige de forme cylindrique, elle coulisse à l'intérieur d'un guide et monte dans la culasse ; elle reçoit la poussée du culbuteur. Son extrémité est usinée pour recevoir les deux demi-bagues coniques (qui bloquent de bas en haut la coupelle d'appui des ressorts de rappel de la soupape sur son siège).

Le rôle de la soupape est d'ouvrir ou de fermer le passage des gaz frais par la soupape d'admission et des gaz brûlés par la soupape d'échappement.

Les moteurs à 4 temps comportent généralement deux soupapes par cylindre (une soupape

d'admission et une soupape d'échappement. Cependant certains moteurs de grosse cylindrée comportent deux soupapes d'admission et deux soupapes d'échappement).

### III.3– PRINCIPEDEFONCTIONNEMENT:

L'arbre à cames entraîné par le vilebrequin commande, par l'intermédiaire des cames, poussoirs, tiges de culbuteurs et culbuteurs, l'ouverture des soupapes d'admission lors du temps "admission" et des soupapes d'échappement lors du temps "échappement" du cycle à 4 temps. La fermeture des soupapes est assurée par des ressorts de rappel lorsque les cames libèrent les poussoirs.

Le cycle à 4 temps impose une ouverture et une fermeture des soupapes de chaque cylindre tous les deux tours de vilebrequin. L'arbre à cames tourne donc deux fois moins vite que le moteur. Ce résultat est obtenu par montage sur l'arbre à cames d'un pignon ayant un diamètre deux fois supérieur à celui du vilebrequin.

### III.4- COMPARAISON ENTRE LE FONCTIONNEMENT DES MOTEURS A

#### ESSENCE ET DIESEL

| CYCLE                                  | DIESEL   | ESSENCE   |
|--|--|---|
| Admission-1 <sup>er</sup> temps        | Air seul   | Mélange air+essence   |
| Compression<br>2 <sup>ème</sup> temps  | Taux de compression 30 à 40 bars.<br>Elévation de température 500 à 600°C  | Taux de compression 10 à 12 bars.<br>Elévation de température 320 à 380°C   |
| Temps Moteur<br>3 <sup>ème</sup> temps | Combustion détente injection gazole pulvérisé.<br>Auto inflammation détente des gaz<br>Température des gaz de 1800°C à | Explosion commandée par une étincelle électrique.<br>Explosion détente des gaz<br>Température des gaz de 2000°C à |
| Echappement –<br>ème                   | Gaz peu toxiques (particules)  | Gaz plus toxiques (C.O)   |
| Consommation<br>spécifique             | 215 à 300 g/kW/h   | 310 à 405 g/kW/h  |

### III.5-CLASSIFICATIONDESMOTEURSDIESEL

Il existe deux catégories de moteur diesel :

#### a) Les Moteurs à injection directe :

La chambre de combustion est usinée dans le piston.

L'injecteur débouche directement dans la chambre de combustion, il est du type à trous (plusieurs Orifices)

#### Avantages :

- Rendement élevé, donc consommation assez faible.
- Bon départ à froid
- Simplicité de réalisation.

#### Inconvénients :

Moteur bruyant :cogement caractéristique au ralenti et à faible régime.

#### b) Les moteurs à injection indirecte :

Ils se regroupent en 3 familles :

- L'injection à chambre de précombustion.
- L'injection à chambre auxiliaire de réserve d'air.
- L'injection à chambre de turbulence.

L'injecteur, en principe à aiguille, pulvérise le gazole dans une préchambre située dans la culasse.

La solution la plus répandue pour les moteurs à injection indirecte est la chambre de turbulence, notamment sur les véhicules légers (Peugeot, Renault, Citroën...).

Pour ce type de moteur, un dispositif d'aide au démarrage est indispensable (bougies de préchauffage).

#### Avantage :

- Pression d'injection moins élevée qu'avec l'injection directe.
- Moteur moins bruyant;
- Combustion plus souple et plus rapide.
- Régimes moteurs plus élevés.

#### Inconvénients :

- Départ à froid impossible sans dispositif d'aide au démarrage.

## Chapitre IV- Les cycles thermodynamiques

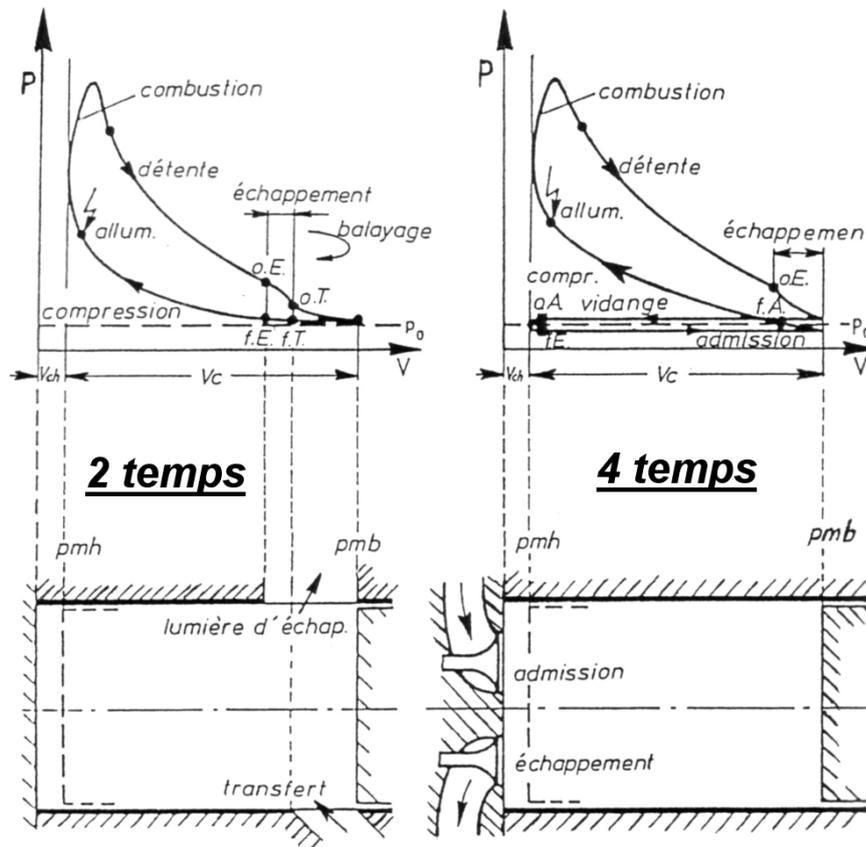
### 1. Introduction

La théorie des moteurs à combustion interne. Est basée essentiellement. Sur les lois de la thermodynamique et de la gazodynamiques (mécanique des fluides). Les moteurs à combustion interne, fonctionnent selon un cycle composé de plusieurs opérations. La réalisation de chaque opération est accompagnée de pertes thermique, gazodynamiques et mécanique. L'étude des cycles thermodynamique, offre la possibilité d'établir les chemins à suivre pour diminuer la valeur de ces pertes.

Durant l'étude des cycles thermodynamique on suppose que:

- la quantité et la composition du fluide moteur (gaz parfait) sont constant durant le cycle.
- la compression et la détente, se déroulent adiabatiquement
- la combustion est remplacée par une simple introduction de la chaleur ( $q_1$ ) à partir d' une source chaude.
- les temps de l'échappement et de l'admission sont remplacés par une simple prise de la chaleur ( $q_2$ ) par une source froide.

Le cycle thermodynamique est caractérisé par deux paramètre : le rendement thermique et la pression moyenne du cycle.



### 1.1. Le rendement thermique ( $\eta_t$ )

Le rendement thermique ( $\eta_t$ ) caract\erise l'\economie du cycle du point de vue transformation de la chaleur en travail m\ecanique. il repr\esente le rapport de la quantit\e de chaleur transform\ee en travail m\ecanique ( $w$ ) sur la quantit\e totale ( $q_1$ ) de celle-ci, introduite durant le cycle:

$$\eta_t = \frac{w}{q_1} = \frac{(q_1 - q_2)}{q_1} \quad (2.1)$$

### 1.2. La pression moyenne du cycle ( $p_t$ )

La pression moyenne ( $p_t$ ) caract\erise le cycle du point de vue efficacit\e. Elle repr\esente le rapport du travail m\ecanique ( $w$ ) obtenu au cours du cycle, \a la cylindr\ee unitaire du cylindre ( $v_h$ ):

$$p_t = \frac{w}{v_h} \quad (2.2)$$

Avec  $w = q_1 - q_2$

Pour une cylindrée unitaire donnée, d'autant plus la pression moyenne du cycle n'est grande. D'autant plus le cycle n'est efficace. la pression moyenne du cycle est liée aux dimensions principales du moteur, c'est-à-dire à la course du piston ( $c$ ) et à l'alésage du cylindre ( $D$ )

A cause de l'idéalisation du cycle thermodynamique par l'hypothèse faites ci-avant, les valeurs obtenues du rendement thermique et de la pression moyenne vont correspondre évidemment, à des valeurs maximales, impossible à atteindre dans la pratique. Mais dont il faut au maximum, se rapprocher. Le but de l'étude des cycles thermodynamique, est d'une part d'établir ces valeurs sous des conditions déterminées et d'autre part, de prévoir les chemins pour leur réalisation dans la pratique. D'où la nécessité de savoir les facteurs qui ont une influence sur le rendement et la pression moyenne du cycle. Cette connaissance permet d'agir sur tel ou tel facteur pour obtenir le résultat souhaité.

Selon la méthode de l'introduction de la chaleur' les cycles thermodynamiques Appliqués dans la théorie des moteurs à combustion interne, sont divisés en trois types de cycles:

- cycle à introduction isochore de la chaleur (cycle Otto ou de Beau de Rochas: moteurs à carburateurs)
- cycle à introduction isobare de la chaleur (cycle diesel: moteur diesel lents )
- cycle à introduction mixte de la chaleur, à volume constant et puis à pression constante ( $v = \text{const.}$ ,  $p = \text{const.}$ ), cycle diesel: moteurs diesel rapides)

## 2. le cycle thermodynamique à introduction mixte de la chaleur

Pour l'étude des cycles thermodynamique, On introduit les notions suivantes (figure 2.1):

### 2.1 le taux de compression ( $\epsilon$ )

La définition de ce paramètre a été donnée auparavant. Il représente le rapport du volume ( $V_a$ ) du cylindre au début de la compression. Sur le volume ( $V_\epsilon$ ) à la fin de la compression.

$$\epsilon = \frac{V_a}{V_\epsilon} \quad (2.3)$$

### 2.2. le taux de croissance de la pression ( $\lambda_p$ )

Le taux de croissance de la pression ( $\lambda_p$ ) est le rapport de la pression ( $p_z$ ) à la fin de l'introduction de la chaleur. sur la pression ( $p_c$ ) en fin de compression :

$$\lambda_p = \frac{p_z}{p_c} \quad (2.4)$$

### 2.3. Le taux de la détente postérieure ( $p_d$ )

Le taux de la détente préliminaire ( $p_d$ ) représente le rapport du volume ( ) du cylindre à la fin de l'introduction de la chaleur, au volume ( $V_c$ ) de celui-ci en fin de compression

$$(2.5) \quad \frac{vz}{vc} = pd :$$

#### 2.4. Le taux de la détente postérieure ( $\delta_d$ )

Le taux de la détente postérieure ( $\delta_d$ ) est le rapport du volume ( $V_b$ ) du cylindre à la fin de la détente, sur le volume ( $V_z$ ) du cylindre à la fin de l'introduction de la fin de la chaleur:

$$\delta_d = \frac{V_b}{V_z} \quad (2.6)$$

#### 2.5. L'exposant adiabatique ( $\gamma$ )

L'exposant adiabatique ( $\gamma$ ) est défini par le rapport des capacités calorifiques, à pression constante ( $c_p$ ) et volume constant ( $c_v$ ):

$$\gamma = \frac{c_p}{c_v} \quad (2.7)$$

Le cycle thermodynamique à introduction mixte de la chaleur est montré sur la figure 2.1. dans ce cycle, une partie de la chaleur est introduite à volume constant ( $q_1'$ ) et l'autre partie ( $q_1''$ ) est introduite à pression constante. Il est composé des transformations suivantes:

- une compression adiabatique (ac).
- une introduction de la chaleur ( $q_1'$ ) à volume constant (cz')
- une introduction de la chaleur ( $q_1''$ ) à pression constante (z'z)
- une détente adiabatique (zb)
- une prise de la chaleur ( $q_2$ ) à

Volume constant (ba)

Dans les moteurs diesels rapides. La grande partie des processus du dégagement de la chaleur et de la formation du mélange air+ combustible, se fait au fur et à mesure de l'introduction du combustible dans le cylindre, et par conséquent, les premières portions du combustible se brûlent spontanément, presque à volume constant, alors que les autres portions se brûlent par la suite et presque à pression constante. pour cette raison, on suppose que les moteurs diesels rapides, fonctionnent selon le cycle à introduction mixte de la chaleur.

### 3. le cycle thermodynamique à introduction isochore de la chaleur

Le schéma de ce cycle est montré

Sur la figure 2.2. Il est composé des opérations suivantes:

- une compression adiabatique (ac)
- une introduction de la chaleur ( $q_1$ )

A volume constant (cz) à partir d'une Source chaude.

- une détente adiabatique (zb)

-une prise de la chaleur(  $q_2$  ) à volume constant (  $ba$  ) par une source froide .

Dans les moteurs à essence , le mélange est déjà préparé dans le carburateur et l'inflammation est assurée par l'étincelle et donc, la grande partie de la chaleur se dégage spontanément, presque à volume constant . pour cette raison .on suppose que les moteurs à carburateur. Fonctionnent selon le cycle à introduction de la chaleur à volume constant.

#### 4. le cycle thermodynamique à introduction isobare de la chaleur

Ce cycle est représenté sur la figure 2.3. il est composé dans l'ordre suivant , des transformations suivantes:

- une compression adiabatique (  $ac$  )
- une introduction de la chaleur (  $q_1$  ) à volume constant (  $cz$  )
- une détente adiabatique (  $zb$  )
- une prise de la chaleur (  $q_2$  ) à volume constant (  $ba$  )

Dans les moteurs diesels lents ; c'est-à-dire qui ont des vitesses moyennes du piston relativement petite de l'ordre de  $5 \text{ m/s}$ . Le dégagement de la chaleur s'effectue presque à pression constante. Pour cette raison. On suppose que ce type de moteurs, fonctionne selon le cycle à introduction de la chaleur à pression constante .

#### 5. formules de calcul du rendement thermique

Pour développer la formule du rendement thermique. Utilisons l'expression (2.1) en représentant les chaleurs (  $q_1', q_1'', \text{ et } q_2$  ) en fonction des températures et des capacités calorifiques:

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1}$$

Avec

$$q_1 = q_1' + q_1'' = C_V(T_{z'} - T_c) + C_P(T_z - T_{z'}) \quad (2.8)$$

$$q_2 = C_V(T_b - T_a) \quad (2.9)$$

Alors

$$\eta_t = 1 - \frac{C_V(T_b - T_a)}{C_V(T_{z'} - T_c) + C_P(T_z - T_{z'})} \quad (2.10)$$

Représentons les températures (  $T_z, T_{z'}, T_c, T_b$  ) en fonction de la température (  $T_a$  ) en tenant compte que, dans le cylindre durant le cycle , la quantité de Kmoles du fluide est constante.

Selon la loi de la compression adiabatique (  $ac$  ) on a:

$$T_c = T_a \eta^{\gamma-1} \quad (2.11)$$

Selon les équations de l'état, aux points (  $z'$  ) et (  $c$  )

$$P_{z'} V_{z'} = RT_{z'} \quad (2.12)$$

Et

$$P_c V_c = RT_c \quad (2.13)$$

Sachant que(  $P_{z'}/P_e = \lambda_p$  ) ; (  $V_{z'} = V_c$  ) et à l'aide de l'expression (2.11) on déduit la température (  $T_{z'}$  )

$$T_{z'} = \lambda_p \cdot T_a \square^{\gamma-1} \quad (2.14)$$

A partir des équations de l'état au point (  $z'$  ). (Expression (2,12)) et au point (  $z$  ):

$$P_z V_z = RT_z \quad (2.15)$$

Sachant que (  $V_z/V_{z'} = V_z/V_e = P_d$  ) avec l'expression (2.14 ) on obtient la température (  $T_z$  )

$$T_z = P_d \cdot \lambda_p \cdot T_a \square^{\gamma-1} \quad (2.16)$$

Selon la loi de la détente adiabatique (  $zb$  )

$$T_b = T_z \left( \frac{V_z}{V_b} \right)^{\gamma-1} \quad (2.17)$$

Ou bien

$$T_b = T_z \left\{ \left( \frac{V_z}{V_c} \right) \left| \left( \frac{V_c}{V_b} \right) \right. \right\}^{\gamma-1}$$

Avec (  $V_z/V_c = P_d$  et  $V_c/V_b = 1/\square$  ) et l'expression ( 2,16) on déduit la température (  $T_b$  )

$$T_b = \rho_d^\gamma \lambda_p T_a \quad (2.18)$$

Le remplacement des températures (  $T_e, T_{z'}, T_z, T_b$  ) à partir des expressions (2,11 ), (2,14 ), (2,16 )et (2,16) dans la formule (2,10) du rendement thermique. Nous donne :

$$\square_{\tau=1} = \frac{C_V (\rho_d^\gamma \lambda_p T_a - T_a)}{C_V (\lambda_p T_a \square^{\gamma-1} - T_a \square^{\gamma-1}) + C_P (\rho_d \lambda_p T_a \square^{\gamma-1} - \lambda_p T_a \square^{\gamma-1})}$$

Après quelques simples simplifications. Et en remplaçant (  $C_p C_v = \gamma$  ) on obtient la formule » de calcul du rendement thermique du cycle à introduction mixte de la chaleur:

$$\eta_t = 1 - \frac{1 - \lambda_p p_d^{\gamma-1}}{\gamma^{\gamma-1} (\lambda_p - 1) + \gamma \lambda_p (p_d - 1)} \quad (2.19)$$

### 5.1. Premier cas particulier: la formule du rendement thermique du cycle à introduction isochore de la chaleur

La formule du rendement thermique du cycle à introduction de la chaleur à volume constant, peut être obtenue en remplaçant ( $p_d=1$ ) dans la formule (2.19):

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\gamma^{\gamma-1}} \quad (2.20)$$

### 5.2. deuxième cas particulier: la formule du rendement thermique du cycle à introduction isobare de la chaleur

La formule du rendement thermique du cycle à introduction de la chaleur à pression constante, peut être aussi obtenue à partir de l'expression (2.19) par le remplacement de ( $\lambda_p=1$ )

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\gamma^{\gamma-1}} \frac{[p_d^{\gamma-1}]}{[\gamma \cdot (p_d - 1)]} \quad (2.21)$$

## 6. formule de calcul de la pression moyenne du cycle

Pour obtenir la formule de calcul de la pression moyenne du cycle à introduction mixte de la chaleur ( $p_t$ ) utilisons la formule (2.2)

$$p_t = \frac{w}{V_h}$$

Ou bien, sachant que:

$$w = \eta_t q_1 \quad (2.22)$$

On a:

$$p_t = \frac{\eta_t q_1}{V_h} \quad (2.23)$$

En remplaçant ( $q_1$ ) et les températures ( $T_1, T_2, T_3$ ) à partir des expressions (2.8), (2.11), (2.14) et (2.16) dans l'expression (2.23) de la pression moyenne ( $p_t$ ) on obtient:

$$P_t = \frac{1}{V_h} \left\{ C_V (\lambda_p T_1 \gamma^{\gamma-1} - T_2 \gamma^{\gamma-1}) + C_P (P_d \cdot \lambda_p \cdot T_1 \gamma^{\gamma-1} - \lambda_p \cdot T_2 \gamma^{\gamma-1}) \right\} \eta_t$$

Sachant que ( $C_p C_V = \gamma$ ) on a:

$$p_t = \frac{1}{V_h} \{ \square_t C_V T_a \square^{y-1} \} \{ (\lambda_p - 1) + \gamma \lambda_p (p_d - 1) \}$$

(2.24)

En remplaçant dans cette expression :

$$V_h = V_a - V_c = V_a \left( 1 - \frac{V_c}{V_a} \right) = V_a \frac{\square - 1}{\square}$$

(2.25)

Et ( $T_a$ ) à partir de l'équation de l'état au point (a):

$$T_a = P_a \frac{V_a}{R}$$

(2.26)

Ainsi que

$$R = C_p - C_v = C_v \left( \frac{C_p}{C_v} - 1 \right) = C_v (\gamma - 1)$$

(2.27)

On obtient, finalement, la formule de la pression moyenne du cycle à introduction mixte de la chaleur:

$$p_t = \frac{p_a \square^y}{\gamma - 1 \square - 1} (\lambda_p - 1) + \gamma \lambda_p (p_d - 1)$$

(2.28)

### 6.1. Premier cas particulier: la formule de la pression moyenne du cycle à introduction isochore de la chaleur

la formule de calcul de la pression moyenne du cycle à introduction de la chaleur à volume constant, peut être obtenue en remplaçant ( $p_{d=1}$ ) dans la formule (2,28):

$$p_t = p_a \frac{\square^y \lambda_p - 1}{\square - 1 \gamma - 1} \square_t$$

(2.29)

### 6.2. Deuxième cas particulier: la formule de la pression moyenne du cycle à introduction isobare de la chaleur

La formule de la pression moyenne du cycle à introduction de la chaleur à pression constante, est obtenue à partir de l'expression (2.28) par le remplacement de ( $\lambda_p = 1$ )

$$p_t = p_a \frac{\square^y \gamma (p_d - 1)}{\square - 1 \gamma - 1} \square_t$$

(2.30)

## 7.étude de l'influence de divers facteurs sur le rendement thermique et la pression moyenne

Cette étude permet de savoir sur quel paramètre il faut agir pour augmenter le rendement thermique et la pression moyenne.

## 7.1. Premier cas – le cycle à introduction isochore de la chaleur

### 7.1.1. Le rendement thermique

L'analyse de la formule (2.20) montre que le rendement thermique de ce cycle dépend du taux de compression et de l'exposant adiabatique:

La valeur de l'exposant adiabatique, dépend de la nature du fluide moteur. D'autant plus. Les propriétés du fluide moteur se rapprochent de celles de l'air. D'autant plus l'exposant adiabatique accroît. Avec la croissance de cet exposant le rendement thermique ( $\eta_t$ ) augmente:

Le taux de compression est un paramètre géométrique. L'augmentation de ce paramètre jusqu'à une certaine valeur, assure une croissance considérable du rendement thermique. après cette valeur, la croissance du rendement thermique devient moins sensible.

La croissance du rendement thermique à l'aide de l'augmentation du taux de compression, est un moyen efficace qui peut être réalisé dans la pratique cependant, il faut prendre en considération qu'avec l'augmentation du taux de compression, la pression ( $p_c$ ) et la température ( $T_c$ ) dans le cylindre vont considérablement, accroître. Ce qui mène à la croissance des contraintes mécaniques et thermiques.

Sachant que ce cycle est réalisé dans les moteurs à essence. Il faut souligner d'une part que. Malgré que la valeur limite du taux de compression dans les moteurs à essence n'est pas assez grande. De l'ordre de 11. Néanmoins. Les pièces du moteur doivent être conçues pour supporter ces contraintes. Et d'autre part qu'avec la croissance du taux de compression. La pression ( $p_c$ ) et la température ( $T_c$ ) à la fin de la compression. Vont accroître sensiblement. Ce-ci peut provoquer l'auto-inflammation du mélange. Le danger de l'apparition de la détonation. Accroît. Et par conséquent. La valeur du taux de compression doit être mise en accord avec la valeur de l'indice d'octane du combustible. plus que le taux de compression est grand. Plus que la valeur de l'indice d'octane doit être. Aussi, grande.

Au total

$$\eta_t = f(\gamma, \epsilon)$$

$$\uparrow (\gamma) \rightarrow \uparrow (\eta_t)$$

$$\uparrow (\epsilon) \rightarrow \uparrow (\eta_t)$$

Cependant

$$\uparrow (\square) \uparrow \xrightarrow{(\lambda_p)} \text{et} (T_z)$$

$$\uparrow (\square) \uparrow \xrightarrow{(B_c)} \text{et} (T_c)$$

### 7.1.2. La pression moyenne

A part l'exposant adiabatique et le taux de compression. La pression moyenne de ce cycle dépend du rendement thermique ( $\square_t$ ) du taux de croissance de la pression ( $\lambda_p$ ) et de la pression initiale du cycle ( $p_a$ )

Avec la croissance du rendement thermique ( $\square_t$ ) de l'exposant adiabatique et du taux de compression ( $\lambda_p$ ). La pression moyenne de ce cycle accroit.

La valeur du taux de croissance de la pression ( $\lambda_p$ ) est proportionnelle à la quantité de la chaleur introduite. A volume constant. Durant le cycle. Donc. Elle est proportionnelle à la charge sur le moteur. Avec la croissance de ( $\lambda_p$ ) la pression moyenne de ce cycle augmente.

Dans la réalité, la pression initiale du cycle ( $p_a$ ) correspond à la pression dans la cylindre à la fin de l'admission ( $p_a$ ). D'autant plus. Cette pression est grande d'autant plus la pression moyenne du cycle ( $p_t$ ) le devient aussi.

La valeur de la pression à la fin de l'admission. Dépend entre autre. Des paramètres du fluide à l'entrée du moteur. Il est possible d'accroître cette pression en comprimant le fluide avant son arrivée dans le cylindre. Dans un compresseur .ceci est réalisé dans la pratique à l'aide d'un compresseur mis en mouvement. Sois par une liaison mécanique au vilebrequin ou mieux, à l'aide d'une turbine utilisant les gaz d'échappement du moteur. Dans le second cas l'ensemble compresseur-turbine est appelé turbocompresseur. L'augmentation de la pression du fluide moteur à l'admission à l'aide d'un compresseur est appelé suralimentation. La suralimentation permet d'accroître la pression moyenne du cycle, donc et la puissance du moteur:

$$p_t = f(\square, \gamma, \square_t, \lambda_p, p_a)$$

$$\uparrow (\square_t) \uparrow \xrightarrow{(\lambda_p)} (p_t)$$

$$\uparrow (\gamma) \uparrow \xrightarrow{(\lambda_p)} (p_t)$$

$$\uparrow (\square) \uparrow \xrightarrow{(\lambda_p)} (p_t)$$

$$\uparrow (\lambda_p) \uparrow \xrightarrow{(\lambda_p)} (p_t)$$

$$\uparrow (p_a) \uparrow \xrightarrow{(\lambda_p)} (p_t) \text{ à l'aide de la suralimentation}$$

## 7.2. Deuxième cas-le cycle à introduction isobare de la chaleur

### 7.2.1 Le rendement thermique

Dans ce cas, le rendement thermique dépend de l'exposant adiabatique ( $\gamma$ ) du taux de compression ( $\epsilon$ ) et du taux de la détente préliminaire ( $p_d$ )

Comme dans le cas précédent. L'augmentation de l'exposant adiabatique ( $\gamma$ ) et du taux de compression ( $\epsilon$ ). Assurent la croissance du rendement thermique.

La valeur du taux de détente préliminaire ( $p_d$ ) dépend de la quantité de la chaleur introduite à pression constante et donc de la charge sur le moteur.

L'analyse de la formule (2.21) montre. Qu'avec la croissance du taux de détente préliminaire et donc de la charge sur le moteur, le rendement thermique décroît.

Dans ce cycle. Le rendement thermique est maximale lorsque la valeur du taux de détente préliminaire. Est minimale. C'est-à-dire . lorsque la charge sur le moteur est minimale et donc. Lorsque le moteur fonctionne à vide, ou toute l'énergie développée par le moteur est consommée. Uniquement, pour vaincre les frottements et pour la mise en mouvement des mécanismes et dispositifs du moteur.

Pour les mêmes conditions, d'après les formules du rendement thermique, la valeur de celui-ci dans le cycle à introduction de la chaleur à volume constant est supérieur de celui du cycle à introduction de la chaleur à pression constante, puisque le terme  $(p_d^\gamma - 1)\gamma(p_d - 1)$  est toujours supérieur à un.

$$\eta_\tau = f(\epsilon, \gamma, p_d)$$

$$\uparrow (\gamma) \Leftrightarrow \uparrow (\eta_\tau)$$

$$\uparrow (\epsilon) \Rightarrow \uparrow (\eta_\tau)$$

$$\uparrow (p_d) \Downarrow (\eta_\tau)$$

### 7.2.2. la pression moyenne

A part le taux de compression et l'exposant adiabatique, la pression moyenne de ce cycle dépend aussi du rendement thermique ( $\eta_\tau$ ). De la pression initiale du cycle ( $p_a$ ) et du taux de détente préliminaire ( $p_d$ ).

Comme dans le cas précédent, l'augmentation de l'exposant adiabatique ( $\gamma$ ) du taux de compression ( $\epsilon$ ), du rendement thermique ainsi que de la pression initiale du cycle ( $p_a$ ), assurent la croissance de la pression moyenne du cycle.

L'analyse de la formule (2.30) montre qu'avec la croissance du taux de détente préliminaire ( $p_d$ ) et donc de la charge sur le moteur. La pression moyenne de ce cycle augmente:

$$p_t = f(\square, y, \square_t, p_d, p_a)$$

$$\uparrow (y) \Rightarrow \uparrow (p_t)$$

$$\uparrow (\square) \Rightarrow \uparrow (p_t)$$

$$\uparrow (\square_t) \Rightarrow \uparrow (p_t)$$

$$\uparrow (p_a) \Rightarrow \uparrow (p_t)$$

$$\uparrow (p_d) \Rightarrow \uparrow (p_t)$$

### 7.3. Troisième cas-le cycle à introduction mixte de la chaleur

#### 7.3.1 le rendement thermique

Selon la formule (2.19) le rendement thermique du cycle à introduction mixte de la chaleur dépend de l'exposant adiabatique ( $y$ ) du taux de compression ( $\epsilon$ ) du taux de croissance de la pression ( $\lambda_p$ ) et du taux de détente préliminaire ( $p_d$ )

Il faut constater qu'en particulier, Pour le cycle à introduction mixte de la chaleur, l'augmentation du taux de compression est accompagnée d'une croissance considérable de la pression ( $p_z$ ) et de la température ( $T_z$ ) à la fin de l'introduction de la chaleur. Ceci peut créer des contraintes mécaniques et thermiques inadmissibles sur les pièces du moteur. Et par conséquent. Durant la construction. La valeur maximale du taux de compression est limitée par la valeur des contraintes mécaniques et thermiques. Alors que la valeur minimale de ce paramètre est limitée par la possibilité du lancement à froid du moteur. cette valeur est en accord avec la valeur de l'indice de cétane du combustible. Plus que le taux de compression est petit. plus que la valeur de l'indice de cétane doit être grande.

La valeur du taux de croissance de la pression ( $\lambda_p$ ) dépend de la quantité de la chaleur introduite à volume constant. Alors que la valeur du taux de détente préliminaire ( $p_d$ ) dépend de celle introduite à pression constante. Pour une quantité constante de la chaleur totale introduite durant le cycle. L'augmentation de la quantité de la chaleur introduite à volume constant. Avec une diminution correspondante de la chaleur introduite à pression constante. Le rendement thermique de ce cycle augmente.

$$\eta_{\tau=f}(\eta, \gamma, \lambda_p, p_d)$$

Comme dans le cas précédent, on a :

$$\uparrow (\gamma) \Rightarrow \uparrow (\eta_{\tau})$$

$$\uparrow (\eta) \Rightarrow \uparrow (\eta_{\tau})$$

$\uparrow (\eta) \Rightarrow \uparrow (\eta_{\tau})$  et  $(T_z)$  le danger des contraintes inadmissibles

Pour  $(q_1)=\text{const.}$  :  $\left\{ \begin{array}{l} \uparrow \lambda_{p_{avsc}}(p_d) \\ \downarrow (\eta_{\tau}) \end{array} \right\} \Rightarrow$

### 7.3.2. la pression moyenne

A part les facteurs qui influencent sur le rendement . la pression moyenne du cycle dépend aussi du rendement thermique  $(\eta_{\tau})$  et de la pression initiale du cycle  $(p_a)$  pour les même raisons que le cycle précédent. On a :

Pour une quantité constante de la chaleur introduite durant le cycle l'augmentation du taux de croissance de la pression  $(\lambda_p)$  avec la diminution correspondante du taux de détente préliminaire  $(p_d)$ . La pression moyenne du cycle augmente.

Comme il est dit ci-avant l'augmentation de la pression initiale du cycle dans la pratique, peut être assurée par la suralimentation.