

Partie-1. La thermodynamique des cycles moteurs

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 S.Carnot (1824). Selon Carnot, la transformation de la chaleur en travail mécanique n'est possible qu'en utilisant deux sources de chaleur ayant des températures différentes. Sur la base de cette idée, les cycles thermodynamiques des moteurs thermiques imaginés par Carnot et Diesel, ont été développés en prenant comme hypothèses :

a- Inertie des gaz supposée nulle

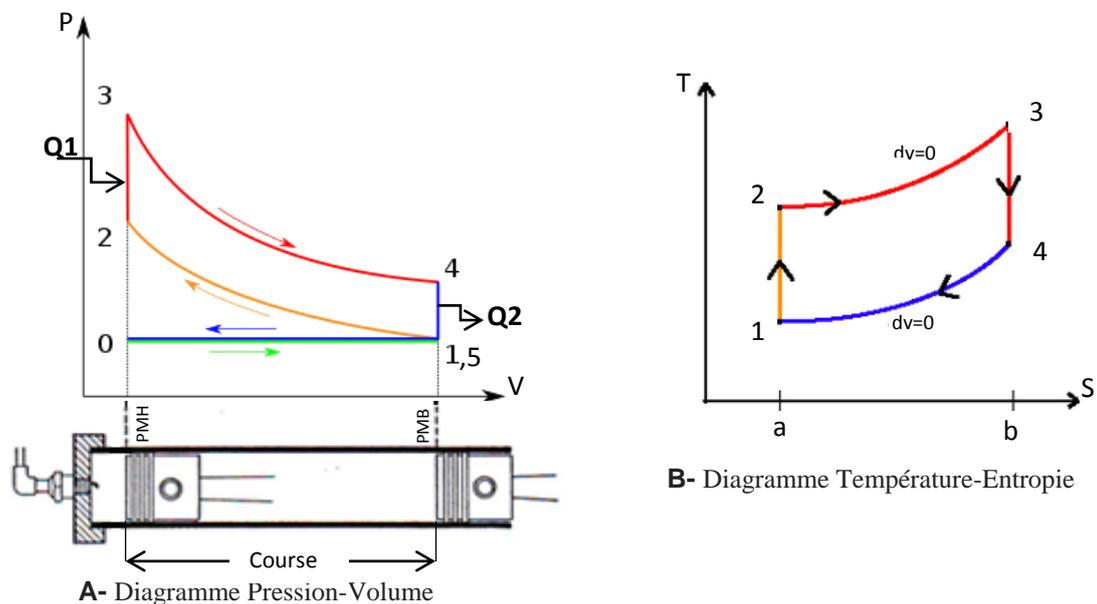
b- Levée instantanée des soupapes d'où équilibre de pression instantané entre l'atmosphère et l'intérieur du cylindre

c- Combustion instantanée du mélange gazeux

d- Compression et détente adiabatiques, qui s'effectuent sans échange de chaleur entre les gaz et les parois des cylindres

2.1 Cycle de Beau de Rochas ou cycle Otto

Le cycle de Beau de Rochas est un cycle thermodynamique théorique, c'est le cycle des moteurs à combustion interne à allumage commandé (AC) (par exemple les moteurs à essence). Il est défini par cinq transformations élémentaires (figure 1).



2.1.1 Description du cycle

Ce cycle est caractérisé par quatre temps ou mouvements linéaires du piston (voir figure 2)

PMH, départ 1 – admission 2 – compression 3. Combustion + détente 4 - échappement

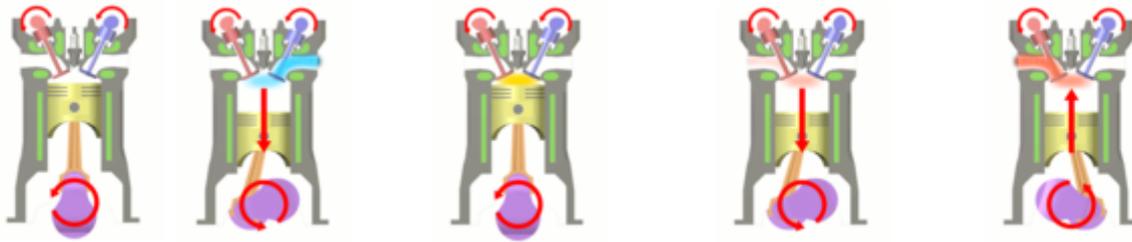


Figure 2. Principe de fonctionnement du moteur à combustion

1. Admission

Le cycle commence au point mort haut. La soupape d'échappement est fermée, la soupape d'admission est ouverte, le piston descend, un mélange d'air et de carburant venant du carburateur ou de l'injection est aspiré dans le cylindre.

2. Compression

La soupape d'échappement reste fermée, la soupape d'admission se referme, le piston remonte comprimant le mélange admis.

3. Combustion-Détente

Les deux soupapes restent fermées. Aux environs du deuxième point mort haut, le mélange air-carburant est enflammé, habituellement par une bougie d'allumage. La combustion du mélange air-carburant provoque une forte augmentation de la pression dans le cylindre, ainsi l'expansion des gaz force le piston à descendre.

4. Échappement

La soupape d'échappement s'ouvre pour évacuer les gaz brûlés poussés par la remontée du piston.

2.1.2 Étude thermodynamique

Le cycle est modélisé par des transformations élémentaires (voir diagrammes de la figure 1) :

1. Admission (0-1) détente isobare

La masse des gaz (air + carburant) enfermée dans le cylindre à la fin de l'admission est calculée à partir de la loi des gaz parfaits, par l'expression

$$m = \frac{P.V}{R.T}$$

Où

P-Pression

V- Volume

T- Température

R- Constante des gaz parfaits

2. Compression supposée adiabatique (1-2)

La pression et la température en fin de compression sont calculées à partir de la loi de transformation adiabatique

$$P \cdot V^\gamma = Cte$$

Alors : $P_1 \cdot V_1^\gamma = P_2 \cdot V_2^\gamma$

La pression en fin de compression est donnée par :

$$P_2 = P_1 \cdot \rho^\gamma$$

La température en fin de compression est donnée par :

$$T_2 = T_1 \cdot \rho^{\gamma-1}$$

Avec, ρ - le rapport volumétrique ou taux de compression du moteur

$$\rho = \frac{V_3}{V_4} = \frac{V_2}{V_1}$$

γ - le coefficient adiabatique $\gamma = \frac{C_p}{C_v}$, égale à 1.4 (valeur théorique)

C_p – la chaleur spécifique des gaz à pression constante

C_v – la chaleur spécifique des gaz à volume constant

3. Combustion à volume constant (isochore) (2-3)

La combustion est présumée instantanée (vitesse de combustion supposée infinie). Cette hypothèse est considérée pour les moteurs à allumage commandé où le mélange gazeux est enflammé par une énergie importante fournie par l'étincelle électrique (combustion par explosion). La chaleur dégagée au cours de cette phase, d'après le premier principe de la thermodynamique, correspond à la variation de l'énergie interne (le travail $P \cdot dv$ est nul) :

$$Q_{2-3} = m \cdot C_{v_m} \cdot (T_3 - T_2) ; Q_{2-3} = m \cdot C_{v_n} \cdot (T_3 - T_2)$$

C_{v_m} - Chaleur spécifique massique des gaz à volume constant exprimé en (J/Kg.°K)

C_{v_n} - Chaleur spécifique molaire des gaz à volume constant exprimé en (J/mol.°K)

n- nombre de mole de gaz

4. Détente adiabatique (3-4)

La pression en fin de détente (au point 4) est exprimée par :

$$P_4 = P_3 \cdot \rho^{-\gamma}$$

La température en fin de détente est exprimée par :

$$T_4 = T_3 \cdot \rho^{1-\gamma}$$

5. Echappement, l'ouverture de la soupape est modélisée par une détente isochore (4-5)

Le refroidissement est prétendue instantanée (établissement instantané de l'équilibre des gaz entre l'intérieur et l'extérieur du cylindre en raison de la vitesse de fermeture de la soupape qui est considérée égale à l'infini). D'après le premier principe de la thermodynamique, la chaleur dégagée au cours de cette phase est exprimée par :

$$Q_{4-1} = m.Cv_m.(T_1-T_4) ; Q_{4-1} = m.Cv_n.(T_1-T_4)$$

6. Détente dans le collecteur d'échappement (4-5)

Le volume au point 5 est déterminé par les lois de détente adiabatique :

$$V_5 = V_4 \left(\frac{P_5}{P_4} \right)^{1/\gamma}$$

On suppose que $P_5 = P_1$ et $T_5 = T_1$

2.1.3 Rendement thermique du cycle :

Le rendement thermique représente le rapport entre la chaleur reçue par les gaz et réellement transformée en travail exercé sur le piston (chaleur fournie par la phase de combustion moins la chaleur perdue à l'échappement), et la chaleur perdue à l'échappement.

$$\eta_{th} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1}$$

En remplaçant dans la formule ci-dessus Q_1 et Q_2 par leurs expressions données précédemment, on obtient :

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

En appliquant les lois de la thermodynamique, le rendement du cycle représente le rapport de l'énergie utile sur l'énergie dépensée, il est exprimé par :

$$\eta_{th} = \frac{\text{Travail du cycle}}{\text{Chaleur de combustion}} = \frac{W_{cycle}}{Q_c}$$

Avec: $V_3 = V_2$; $V_1 = V_4$; et $S_1 = S_2$; $S_3 = S_4$ (voir figure 1)

Le travail du cycle ou travail fourni par le processus thermodynamique est représentée par la surface curviligne délimitée par les points caractéristiques du cycle 12345.

$$W_{cycle} = \oint T dS = \text{Surface de l'aire 12345}$$

$$W_{cycle} = \int_1^2 T dS + \int_2^3 T dS + \int_3^4 T dS + \int_4^1 T dS$$

$$Q_c = \int_2^3 T dS$$

Ce qui donne :

$$\eta_{th} = \frac{0 + \int_2^3 T dS + 0 + \int_4^1 T dS}{\int_2^3 T dS} = 1 - \frac{\int_1^4 T dS}{\int_2^3 T dS}$$

Avec, $T dS = C_v dT + p dV = C_p dT + V dp$; C_v et C_p sont supposés constantes

Alors, il vient que :

$$1 - \frac{\int_1^4 T dS}{\int_2^3 T dS} = \frac{\left[\int_1^4 C_v dT + \int_1^4 p dV \right]}{\left[\int_2^3 C_v dT + \int_2^3 p dV \right]} = 1 - \frac{\left[\int_1^4 C_v dT + 0 \right]}{\left[\int_2^3 C_v dT + 0 \right]} = 1 - \frac{(T_4 - T_1)}{(T_3 - T_2)}$$

$$\text{D'où} \quad \eta_{th} = 1 - \frac{(T_4 - T_1)}{(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1 \left(\frac{T_4 - 1}{T_1} \right)}{T_2 \left(\frac{T_3 - 1}{T_2} \right)}$$

En considérant que la masse (air/carburant) est un gaz parfait, ce qui nous amène aux expressions ci-dessous :

$$P_1 V_1 = RT_1; P_2 V_2 = RT_2; P_3 V_3 = RT_3 \text{ et } P_4 V_4 = RT_4$$

De ces expressions, on obtient :

$$\frac{T_4}{T_1} = \frac{P_4}{P_1} \text{ et } \frac{T_3}{T_2} = \frac{P_3}{P_2}$$

D'autres parts, à partir des expressions :

$$P_1 V_1^\gamma = P_2 V_2^\gamma \text{ et } P_4 V_4^\gamma = P_3 V_3^\gamma$$

Il s'ensuit que :

$$\frac{P_4}{P_1} = \frac{P_3}{P_2} \text{ d'où } \frac{\left(\frac{T_4 - 1}{T_1} \right)}{\left(\frac{T_3 - 1}{T_2} \right)} = 1$$

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

Au final, le rendement thermique du cycle de Beau de Rochas « η_B » est égale à :

$$\eta_B = \eta_{th} = 1 - \frac{1}{\rho^{\gamma-1}}$$

Bilan du cycle

- Le rendement thermique ne dépend que du taux volumétrique de compression " ρ ".
- Plus ce rapport est grand, plus le rendement thermique η_{th} est élevé, comme illustré sur la figure 3.
- Les valeurs usuelles de " ρ " sont autour de 10
- Le rendement thermique est compris entre 50 et 55%.
- Si la température T_2 et la pression P_2 augmentent trop, il y a risque d'auto-inflammation du mélange (avant l'allumage).

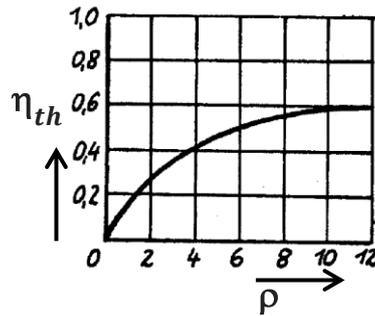


Figure 3. Rendement du cycle Otto

2.2 Cycle Diesel Rudolf Diesel (1897)

Le moteur Diesel est un moteur à combustion interne dont l'allumage est spontané par compression du carburant, dans ce cas, la combustion s'effectue à pression constante. L'allure du cycle de dans le diagramme (P; V) est présentée dans la figure 4.

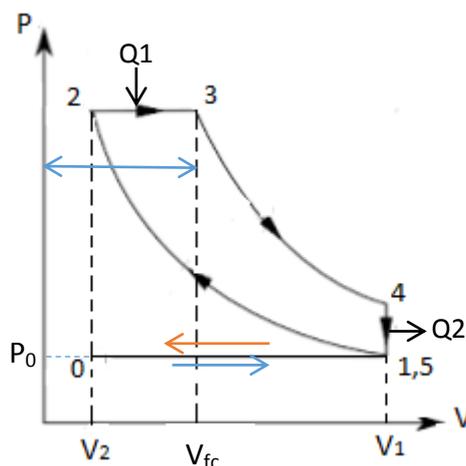


Figure 4. Diagramme (P, V) du cycle Diesel

2.2.1 Étude thermodynamique

Le cycle est modélisé par des transformations élémentaires (voir diagrammes de la figure 4) :

1. Admission de l'air pur (0-1)
2. Compression de l'air, supposée adiabatique (1-2)
3. Combustion isobare (2-3)
4. Détente Supposée adiabatique (3-4)
5. Echappement (refroidissement isochore) (4-5)

Les phases d'admission, compression, détente et échappement sont gérées par les mêmes lois thermodynamiques appliquées au cycle de Beau de Rochas.

La chaleur dégagée lors de la combustion (phase isobare), d'après le premier principe de la thermodynamique est donnée par :

$$Q_{2-3} = m \cdot C_{p_m} \cdot (T_3 - T_2) ; Q_{2-3} = m \cdot C_{p_n} \cdot (T_3 - T_2)$$

C_{p_m} - Chaleur spécifique massique des gaz à pression constante exprimée en (J/Kg.°K)

C_{p_n} - Chaleur spécifique molaire des gaz à pression constante exprimée en (J/mol.°K)

Le travail reçu sur le piston au cours de cette phase correspond à la variation du volume V_3 jusqu'au V_{fc} (volume de fin de combustion), est donné par :

$$W = P_2 \cdot (V_{fc} - V_3)$$

La pression au cours de la phase de combustion reste constante ($P_2 = P_3$), l'élévation de la pression issue de la combustion des gaz est supposée compensée par la détente de volume du cylindre (la vitesse de propagation de la flamme lors de la combustion est faible, il s'agit d'une combustion progressive résultante de l'auto-inflammation du mélange gazeux).

2.2.2 Rendement thermique du cycle

Le rendement du cycle étant le rapport de l'énergie utile sur l'énergie dépensée, est exprimé par :

$$\eta_{th} = \frac{\text{Travail du cycle}}{\text{Chaleur de combustion}} = \frac{W_{cycle}}{Q_c}$$

Avec: $S_1 = S_2, S_3 = S_4, P_2 = P_3, V_1 = V_4$ et $\frac{V_3}{V_2} = \delta$ (voir figure 3)

Le travail du cycle ou travail fourni par le processus thermodynamique est représentée par la surface curviligne délimitée par les points caractéristiques du cycle 12345.

$$W_{cycle} = \oint T dS = \text{Surface de l'aire 12345}$$

$$W_{cycle} = \int_1^2 T dS + \int_2^3 T dS + \int_3^4 T dS + \int_4^1 T dS$$

$$Q_c = \int_2^3 T dS$$

Ce qui donne :

$$\eta_{th} = \frac{0 + \int_2^3 T dS + 0 + \int_4^1 T dS}{\int_2^3 T dS} = 1 - \frac{\int_1^4 T dS}{\int_2^3 T dS}$$

Avec, $T dS = C_v dT + p dV = C_p dT + V dp$; C_v et C_p sont supposés constantes

On obtient :

$$1 - \frac{\int_1^4 T dS}{\int_2^3 T dS} = \frac{\left[\int_1^4 C_v dT + \int_1^4 p dV \right]}{\left[\int_2^3 C_p dT + \int_2^3 V dp \right]} = 1 - \frac{\left[\int_1^4 C_v dT + 0 \right]}{\left[\int_2^3 C_p dT + 0 \right]} = 1 - \frac{C_v (T_4 - T_1)}{C_p (T_3 - T_2)}$$

D'où

$$\eta_{th} = 1 - \frac{C_v (T_4 - T_1)}{C_p (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{\left(\frac{T_4}{T_1} - 1 \right)}{\gamma \frac{T_2}{T_1} \left(\frac{T_3}{T_2} - 1 \right)}$$

En supposant que la charge est un gaz parfait, alors

$$P_1 V_1 = RT_1; P_2 V_2 = RT_2; P_3 V_3 = RT_3 \text{ et } P_4 V_4 = RT_4$$

De ces expressions, on obtient :

$$\frac{T_4}{T_1} = \frac{P_4}{P_1} \text{ et } \frac{T_3}{T_2} = \frac{V_3}{V_2} = \delta$$

D'autres parts, à partir des expressions :

$$P_1 V_1^\gamma = P_2 V_2^\gamma \text{ et } P_4 V_4^\gamma = P_3 V_3^\gamma$$

Il s'ensuit que :

$$\frac{T_4}{T_1} = \frac{P_4}{P_1} = \left(\frac{V_3}{V_2} \right)^\gamma = \delta^\gamma \text{ et } \frac{T_2}{T_1} = \frac{P_2 V_2}{P_1 V_1} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^\gamma \frac{V_2}{V_1} = \rho^{\gamma-1}$$

Au final, le rendement thermique du cycle Diesel « η_D » est égale à :

$$\eta_D = \eta_{th} = 1 - \frac{\delta^\gamma - 1}{\gamma \rho^{\gamma-1} (\delta - 1)}$$

Le rendement du cycle Diesel dépend du taux de compression « ρ », du coefficient adiabatique « γ » et du taux d'introduction du combustible « δ ».

Bilan du cycle

- Le rendement thermique est usuellement compris entre 60 et 65%.
- Le rendement thermique décroît quand la charge du moteur augmente.
- Les valeurs usuelles du taux de compression " ρ " sont comprise entre 14 et 20.
- Les valeurs du rapport des volumes dans la combustion " δ " entre 2 et 2,5.

2.3 Cycle de Sabathé

Le **cycle de Sabathé**, appelé aussi cycle mixte, découvert au début du XX^e siècle par deux scientifiques russes, Gustav Trinkler et Miron Seiliger. Ce cycle est dit mixte car il a particularité de fragmenter sa combustion en deux parties l'une à volume constant et l'autre à pression constante. C'est un cycle de Beau de Rochas combiné avec un cycle Diesel. Cette combinaison est plus adaptée dans la réalité, car elle permet une combustion complète et donc

moins de rejets d'imbrûlés (monoxyde de carbone CO ou carburant non-utilisé). L'Allure du cycle dans le diagramme (P, V) est présentée sur la figure 5.

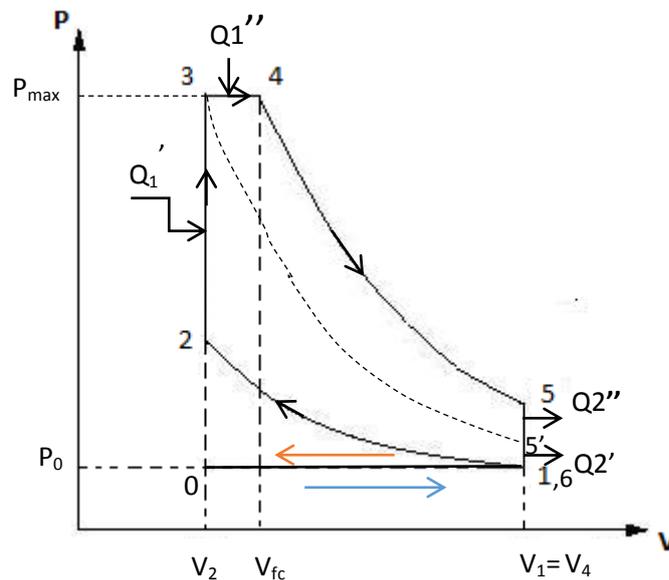


Figure 5. Diagramme (P, V) du cycle mixte de Sabathé

2.3.1 Description du processus

Le cycle mixte se compose de six transformations élémentaires :

1. Admission (0-1)
2. Compression isentropique, adiabatique réversible (1-2) ;
3. Combustion à volume constant, isochore (2-3) ;
4. Combustion à pression constante, isobare (3-4) ;
5. Détente isentropique, adiabatique réversible (4-5) ;
6. Echappement, refoulement des gaz à volume constant, isochore (5-1).

Les phases d'admission, compression, détente et Echappement sont régies par les mêmes lois thermodynamiques appliquées aux cycles de Beau de Rochas et de Diesel. La phase de combustion est divisée en deux étapes (combustion isochore suivie d'une combustion isobare), qui sont gérées par les mêmes lois correspondant à chaque phase décrite précédemment.

2.3.2 Rendement thermique du cycle

Pour pouvoir déterminer le rendement thermique du cycle mixte, il y'a lieu de distinguer les deux cycles (Beau de Rochas 1-2-3-5' et Diesel 5'-3-4-5) qui le composent. La somme des rendements des deux cycles constitue ainsi le rendement du cycle mixte.

D'après le diagramme (P, V) du cycle mixte (figure 5), la chaleur totale dégagée par la phase de combustion est :

$$Q_1 = Q_1' + Q_1'' \text{ on suppose que : } Q_1' = \alpha \cdot Q_1 \text{ et } Q_1'' = (1 - \alpha) \cdot Q_1$$

La chaleur perdue à l'échappement est :

$$Q_2 = Q_2' + Q_2''$$

Le rendement thermique correspondant au cycle de Beau de Rochas est :

$$\eta_{thB} = 1 - \frac{Q_2'}{Q_1'}$$

Le rendement correspondant au cycle Diesel est :

$$\eta_{thD} = 1 - \frac{Q_2''}{Q_1''}$$

De façon similaire aux cas précédents, en appliquant les lois de la thermodynamique, le rendement du cycle mixte est défini par le rapport de l'énergie utile (énergie totale du cycle) sur l'énergie dépensée. Le rendement est formulé par :

$$\eta_{th} = \frac{\text{Travail du cycle}}{\text{Chaleur de combustion}} = \frac{W_{cycle}}{Q_c}$$

Avec: $V_2 = V_3$; $V_1 = V_5$; $S_1 = S_2$; $S_4 = S_5$ et $P_3 = P_4$ (voir figure 4)

$$\frac{V_4}{V_3} = \delta ; \frac{P_3}{P_2} = \lambda ; \frac{V_1}{V_2} = \rho$$

Le travail du cycle ou travail fourni par le processus thermodynamique est représentée par la surface curviligne délimitée par les points caractéristiques 123456 (le point 6 confondu avec 1).

$$W_{cycle} = \oint T dS = \text{Surface de l'aire } 123456$$

$$W_{cycle} = \int_1^2 T dS + \int_2^3 T dS + \int_3^4 T dS + \int_4^5 T dS + \int_5^1 T dS$$

$$Q_c = \int_2^3 T dS + \int_3^4 T dS$$

Ce qui donne :

$$\eta_{th} = \frac{\int_1^2 T dS + \int_2^3 T dS + \int_3^4 T dS + \int_4^5 T dS + \int_5^1 T dS}{\int_2^3 T dS + \int_3^4 T dS}$$

$$\eta_{th} = \frac{0 + \int_2^3 T dS + \int_3^4 T dS + 0 + \int_5^1 T dS}{\int_2^3 T dS + \int_3^4 T dS} = 1 - \frac{\int_1^2 T dS}{\int_2^3 T dS + \int_3^4 T dS}$$

En suivant la même procédure de calcul (cas précédent), le rendement de Sabathé est formulé par l'expression suivante :

$$\eta_{\text{Sabathé}} = 1 - \frac{(\lambda \delta^\gamma - 1)}{\rho^{\gamma-1}[(\lambda - 1) + \gamma \lambda(\delta - 1)]}$$

Remarque : - Cas du moteur à explosion : $\frac{V_4}{V_3} = \delta = 1$

- Cas du moteur Diesel : $\frac{P_3}{P_2} = \lambda = 1$

Bilan du cycle

- Les performances optimales du cycle de Sabathé sont obtenues pour $\delta = 2$
 - Comme pour le cycle Diesel, le rendement décroît quand la charge du moteur augmente
 - En considérant le même rapport volumétrique de compression, on a :
 $\eta_{\text{th Diesel}} < \eta_{\text{th Sabathé}} < \eta_{\text{th Beau de Rochas}}$
1. Les températures et pressions calculées à partir des cycles théoriques sont supérieures à la réalité

3. Cycle réel dans un moteur MCI

Les cycles réels des moteurs à combustion diffèrent sensiblement des cycles théoriques. Les différences sont importantes par rapport au cycle théorique en raison des hypothèses qui ont été adoptées. Dans la réalité, le cycle connaît :

- Un temps de combustion non nul, autour de 1,5 ms.
- L'enceinte n'est pas adiabatique, les parois sont isothermes au cours d'un cycle.
- Les mouvements des soupapes non instantanés.
- L'inertie des gaz est non nulle.

L'allure des variations de pression est donnée sur le diagramme (P, V) de la figure 6.

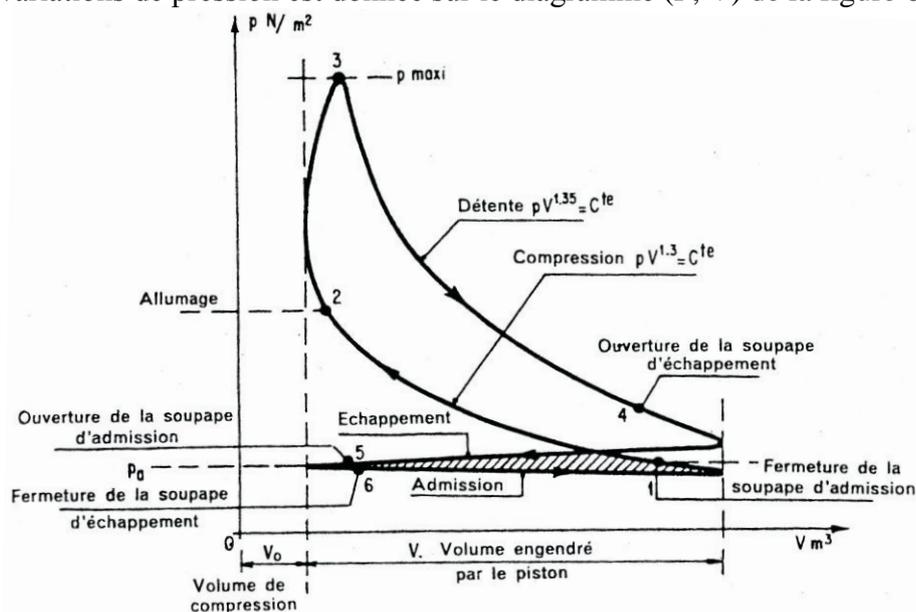


Figure 6. Diagramme (P, V), cycle réel du moteur AC à 4 temps

3.1 Analyse des temps du cycle réel

▪ Temps 1 : admission

L'admission s'étale sur plus de 180° de l'angle décrit par le vilebrequin. Elle se produit alors que le piston descend du PMH au PMB, créant ainsi une dépression dans le cylindre amenant l'aspiration du mélange carburé. Le remplissage des cylindres ne se réalise pas complètement en raison de l'inertie des masses gazeuses admises, le taux de remplissage naturel d'un moteur est inférieur à l'unité et varie avec les conditions de fonctionnement du moteur. Au ralenti (papillon fermé), il est voisin de 0,3 à 0,4. Il augmente avec le régime mais diminue ensuite aux grandes vitesses en raison de l'inertie des gaz et des frottements dans les canalisations. Il est maximum en charge (papillon ouvert) et peut atteindre 0,8 à 0,9, voire 3 à 4 en cas de suralimentation (mot F1). Ce taux représente le rapport entre la masse (ou le volume) des gaz admis à la fermeture admission et la masse (ou le volume) théorique admissible. Cependant, pour améliorer ce taux, une avance à l'ouverture de la soupape d'admission est opérée avant le PMH (AOA = avance ouverture admission). Par ailleurs, à la fin du temps d'admission, un retard à la fermeture de la soupape d'admission est réalisé après le PMB (RFA = retard fermeture admission). Ces opérations permettent un meilleur remplissage du cylindre en bénéficiant de l'inertie des gaz. Ces décalages sont de quelques degrés et leur importance dépend du régime de fonctionnement du moteur : ils sont plus élevés pour les hauts régimes. La quantité de mélange admise dépend de l'ouverture du papillon, qui détermine aussi la pression régnant en amont des soupapes. Dans un moteur à allumage commandé (AC), la charge du moteur est donc une fonction croissante, mais non linéaire de la pression d'admission (appelée souvent dépression admission). Pour les moteurs Diesel, le remplissage est constant (sauf cas de suralimentation).

▪ Temps 2 : Compression - allumage

La compression commence dès la fermeture de la soupape d'admission et se termine au moment de l'inflammation du combustible. La course de compression est réduite, le rapport volumétrique est donc réduit, ainsi la pression à la fin de la compression est inférieure à la valeur théorique. En plus, cette compression n'est pas adiabatique en raison des échanges de chaleur avec les parois ; elle est en fait polytropique de coefficient adiabatique réel « γ » qui est de l'ordre de 1,35 à 1,39.

L'étincelle permettant l'allumage de la masse gazeuse ainsi comprimée, est provoquée avec une avance (AA = avance à l'allumage) avant le PMH (10° à 20° angle du vilebrequin), afin de prendre en compte le délai nécessaire au développement de la combustion (combustion non instantané), pour que celle-ci s'achève au voisinage du PMH.

▪ Temps 3 : Combustion - détente

La combustion se développe, alors la pression croît rapidement pour atteindre normalement son maximum une dizaine de degrés après le PMH, atteignant des valeurs supérieures à 60 bar à pleine charge. Les gaz sont alors très chauds (1500 à 2000°K , jusqu'à 3000°K en F1) et les transferts thermiques vers les parois sont intenses.

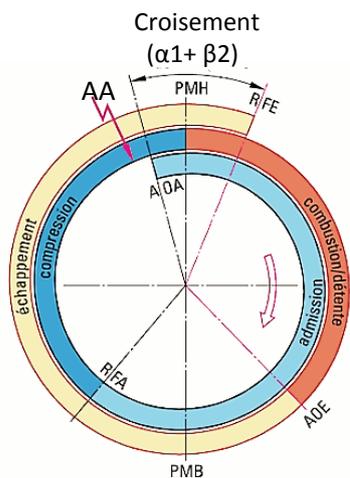
La détente n'est pas adiabatique, Le coefficient polytropique est de l'ordre de 1,33. La pression et la température des gaz diminuent au moment où du travail est fourni au piston. A la fin de la détente, une avance importante (40° à 70° angle du vilebrequin) à l'ouverture de la soupape d'échappement est opérée avant le PMB (AOE = avance ouverture échappement), ce qui a pour but d'éviter les contre-pressions à la remontée du piston et d'accélérer l'équilibre des pressions intérieure et extérieure au cylindre. Cette ouverture prématurée fait baisser la pression au PMB par rapport au diagramme théorique.

Remarque : si le mélange est pauvre, la combustion peut se prolonger et durer jusqu'à l'ouverture de la soupape d'admission, on a alors des retours de flamme au carburateur.

▪ **Temps 4 : Echappement**

Les gaz de combustion s'évacuent, au début sous l'effet de leur propre pression, puis sous la poussée du piston qui remonte. La vitesse des gaz est importante, à la fin du temps d'échappement, un léger retard (10° environ) à la fermeture de la soupape d'échappement est réalisé après le PMH (RFE = retard fermeture échappement) pour mieux assurer l'évacuation des gaz brûlés en bénéficiant de leur inertie.

Toutes les opérations de décalage et de correction, permettant de se rapprocher du fonctionnement réel du moteur (cycle réel) sont présentées sur les épures de distribution de la figure 7.



AOA- Avance Ouverture Admission

RFA- Retard fermeture Admission

AOE- Avance Ouverture Echappement

RFE- Retard Fermeture Echappement

AA- Avance à l'allumage

PMH- Point Mort Haut

PMB- Point Mort Bas

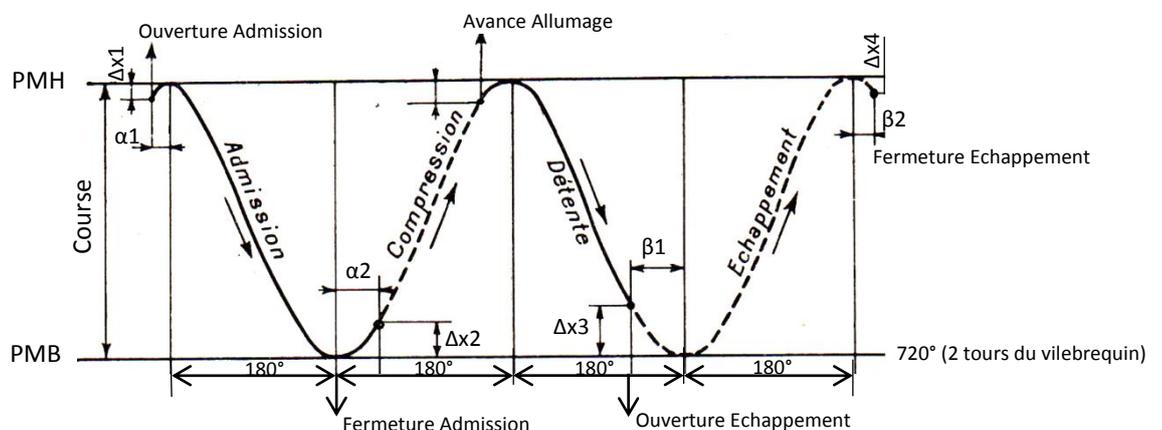


Figure 7. Epures de distribution

3.2 Grandeurs caractéristiques

✚ Le taux de remplissage : « ε_R ». La masse admise par cycle est :

$$m_{cycle} = \varepsilon_R \cdot \rho \cdot (V_1 - V_2)$$

Où

ρ - est la masse volumique air+essence à l'admission et $V_1 - V_2$ est la cylindrée unitaire.

✚ Le travail indiquée par cycle : « W_i »

$$W_i = \int_{cycle} -PdV = \text{Aire du cycle}$$

C'est le travail fourni par le gaz au cours d'un cycle. Pour prendre en compte les pertes mécaniques, on introduit un rendement mécanique « η_m » et le travail effectif par cycle :

$$W_{eff} = W_i \cdot \eta_m$$

✚ Le rendement indiqué : « η_i »

$$\eta_i = \frac{W_i}{W_{theo}} = \frac{\text{Aire (cycle réel)}}{\text{Aire (cycle théorique)}}$$

Avec:

- Le travail du cycle théorique $W_{theo} = m_{cycle} \cdot W_{utile}$
- Le rendement indiqué est compris entre 0,75 et 0,85

Le rendement effectif : « η_{eff} »

$$\eta_{eff} = \eta_{th} \times \eta_i \times \eta_m$$

- η_{th} rendement thermique : $\eta_{th} = W_{utile} / Q_{comb}$

- η_i rendement indiquée : $\eta_i = W_i / W_{theo}$

- η_m rendement mécanique : $\eta_m = W_{eff} / W_i$

D'où

$$\eta_{eff} = \frac{P_{eff}}{P_{comb}} \text{ - c'est le rapport de la puissance effective sur la puissance de combustion}$$

$$P_{comb} = \text{débit de combustible} \times P_{ci}$$

Le rendement effectif d'un moteur à essence ~25%

Le rendement effectif d'un moteur Diesel ~ 35%

✚ Le nombre de cycle par seconde : X

Soit "n" le nombre de cylindre, "N" le régime du moteur en tr/min et " ω " la vitesse angulaire de rotation de l'arbre moteur ($\omega = 2\pi N/60$).

On a :

$$X = \frac{2N.n}{60 \times 4 \text{ temps}}$$

✚ La puissance effective : « P_{eff} »

$$P_{eff} = W_{eff} \cdot X$$

et la puissance indiquée est

$$P_i = W_i \cdot X$$

✚ Le couple moteur :

$$C = P_{eff} / \omega$$

Remarque : le couple moteur Diesel > couple moteur à essence.

✚ La pression moyenne effective : « P_{me} »

La pression moyenne effective est définie comme la pression constante qu'il faudrait appliquer au piston pendant un cycle pour obtenir le même travail effectif. C'est l'énergie mécanique (ou travail) par litre de cylindrée.

$$P_{me} = W_{eff} / V_e$$

où

V_e - est le volume engendré par le piston (cylindrée unitaire).

La P_{me} permet d'exprimer le niveau de charge du moteur ; elle est inférieure à 2 bar à faible charge et varie de 8 à 12 bar à pleine admission en aspiration naturelle. La suralimentation peut amplifier excessivement ce maximum (plus de 40 bar en F1).

L'intérêt principal de la P_{me} est qu'elle permet de comparer le travail fourni par des moteurs de cylindrées différentes.

✚ Ordre de grandeur pour la pression moyenne effective :

- Petits moteurs Diesel : 7 bar
- Moteurs à essence : 8 à 12 bar
- Moteurs Diesel suralimenté : 12 à 18 bar
- Moteurs Diesel industriels suralimentés : 15 à 25 bar

La consommation spécifique effective : « C_{se} »

$$C_{se} = \frac{m_{comb} \times 3600}{P_{eff}} = \frac{3600}{\eta_{eff} P_{ci}}$$

D'une manière analogue, on peut définir des performances indiquées P_{mi} et C_{si} , qui correspondent à ce que l'on pourrait mesurer s'il n'y avait pas de pertes mécaniques dues aux frottements et à l'entraînement des accessoires.

$$P_{me} + P_{mf} = P_{mi}$$

où

P_{mf} - exprime la pression moyenne de frottement

$$C_{se} \times P_{me} = C_{si} \times P_{mi}$$

Les pertes par frottement englobent à la fois les frottements réels (paliers, pistons-chemises) et le travail nécessaire pour entraîner les accessoires indispensables au fonctionnement du moteur (pompes, alternateur, ...etc.). Les frottements augmentent significativement avec la cylindrée et le régime mais relativement peu avec la charge.

Le régime de rotation a une influence déterminante sur les pertes par frottement, donc sur le travail effectif. Lorsque le régime croît, la part du travail effectif diminue et, pour une charge imposée constante, le rendement global décroît.

A un régime donné, le rendement se dégrade très rapidement lorsque la charge diminue. Cela traduit le fait que les frottements prennent alors une part de plus en plus importante du travail indiqué.