

Chapitre III : Moteurs thermiques.

III.1 : Introduction.

Un moteur thermique à combustion interne est un organe transformateur d'énergie. Il transforme l'énergie thermique produite par la combustion (carburant + comburant) en énergie motrice mécanique.

Un moteur est dit à combustion interne si la combustion se fait à l'intérieur du moteur. On parle de moteur à combustion externe si l'énergie est transportée par un fluide caloporteur à l'extérieur de celle-ci. Cas d'une turbine à vapeur par exemple.

III.2 : Différents types de moteurs thermiques à combustion interne.

Il existe deux grands types de moteurs à combustion interne :

- *Les moteurs fournissant un couple sur un arbre.*
 - *Moteurs thermiques à combustion interne à pistons alternatifs*
 - * *Moteurs à allumage commandé (moteurs à essence)*
 - * *Moteurs Diesel*
 - *Moteurs thermiques à combustion interne à Pistons Rotatifs*
 - *Turbines à gaz.*
- *Les moteurs à réaction.*
 - *Turboréacteurs*
 - *Statoréacteurs*
 - *Pulsoréacteurs*
 - *Moteur-fusée*

III.2.1 : Moteurs thermiques à pistons alternatifs.

*Moteurs thermiques utilisant l'énergie thermique produite par une combustion d'un gaz carburé (carburant – comburant) pour obtenir de l'énergie mécanique par transformation du mouvement de **translation du piston** en mouvement de **rotation d'arbre (vilebrequin)**.*

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 :

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

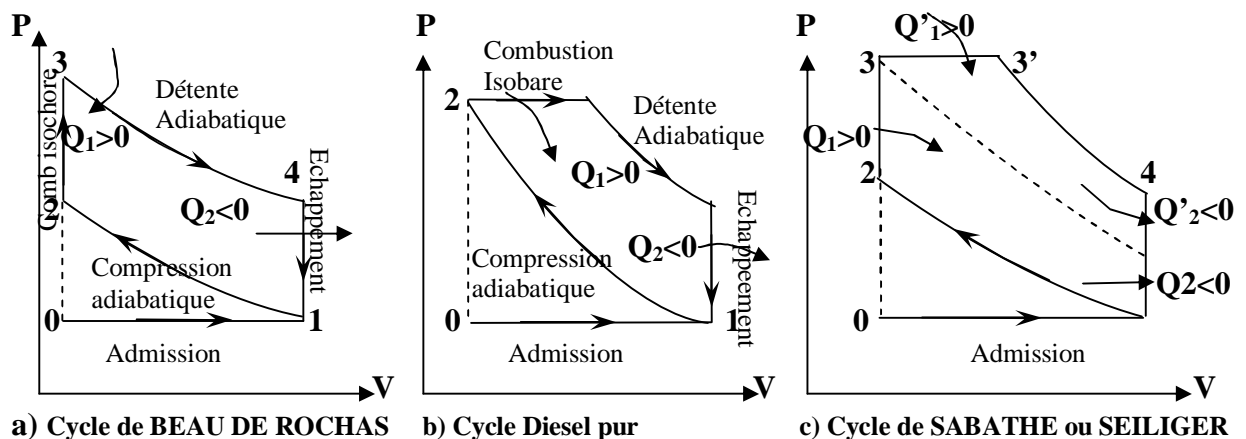
On constate que seul le troisième temps fournit de l'énergie, c'est le temps moteur, les trois autres temps sont résistants.

Principaux cycles du moteur à combustion interne

Les trois (03) principaux cycles du moteur à combustion interne peuvent être résumés de la manière suivante :

- Cycle de **BEAU DE ROCHAS** (cycle à apport de chaleur à volume constant) utilisé dans les moteurs à allumage commandés (**Fig-A**).
- Cycle **diesel pur** (cycle à apport de chaleur à pression constante) concerne les moteurs à allumage par compression (**Fig-B**).
- Cycle de **SABATHE** ou cycle **mixte** appelé aussi cycle de **SEILIGER**. C'est une combinaison des cycles de **BEAU DE ROCHAS** et **DIESEL pur** (**Fig-C**).

L'étude de ces cycles peut être effectuée à l'aide du diagramme (P,V) et c'est ce type de diagramme que nous utiliserons.



$v_0 = v$: Volume mort ou volume des gaz emprisonnés dans la chambre de combustion.

$$V_1 = V_0 + v \quad (V_0 : \text{cylindrée unitaire} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot c).$$

Avec : (c) est la course du piston.

III.2.1.1 - Moteurs thermiques à explosion ou à allumage commandé (Moteurs à essence).

Le **moteur à explosion** est un moteur à combustion interne, principalement utilisé pour la propulsion des véhicules de transport (avion à hélice, automobile, moto, camion, bateau), pour une multitude d'outils mobiles (tronçonneuse, tondeuse à gazon) ainsi que pour des installations fixes (groupe électrogène, pompe).

Il s'agit de tous les moteurs utilisant comme carburant de **l'essence, de l'alcool, voire un gaz (GPL)** ou autre, et dont la combustion doit être déclenchée par une source d'énergie externe (bougie).

Ces moteurs transforment l'énergie potentielle chimique stockée dans un carburant en travail (énergie mécanique) grâce à des combustions très rapides, d'où le terme « d'explosion ». Ils sont constitués d'un ou plusieurs cylindres confinant les combustions. Dans chaque cylindre, un piston coulisse en un mouvement rectiligne alternatif. Ce mouvement est transformé en rotation par l'intermédiaire d'une bielle reliant le piston au vilebrequin, un assemblage de manivelles sur un axe.

Le cycle de fonctionnement se décompose analytiquement en quatre temps ou phases.

A → B : Admission des gaz carburés (air + carburant) ($m_a + m_c$).

B → C : Compression adiabatique du mélange. Fermeture de la soupape d'admission, puis remontée du piston qui comprime le mélange jusqu'à 30 bars et 400 à 500 °C dans la chambre de combustion ;

$$P \cdot V^\gamma = Cte \Rightarrow P_1 V_1^\gamma = P_2 V_2^\gamma \Rightarrow \frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^\gamma = \left(\frac{V + v}{v} \right)^\gamma$$

On pose $\varepsilon = \frac{V + v}{v}$: rapport volumétrique de compression

$$TV^{\gamma-1} = Cte \Rightarrow T_1 V_1^{\gamma-1} = T_2 V_2^{\gamma-1} \Rightarrow \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{\gamma-1} = \varepsilon^{\gamma-1} \quad \text{Soit} \begin{cases} \frac{P_2}{P_1} = \varepsilon^\gamma \\ \frac{T_2}{T_1} = \varepsilon^{\gamma-1} \end{cases}$$

C → D : Combustion à volume constant (explosion).

Apport de chaleur par combustion de m_c en présence de l'oxygène de m_a .

$$Q_1 = (m_a + m_c) \cdot C_v (T_3 - T_2) = m_c \cdot P_{ci}$$

Avec : m_a : Masse d'air.

m_c : Masse du carburant.

P_{ci} : Pouvoir calorifique du carburant.

D → E : Détente adiabatique des gaz. (temps moteur)

Les gaz chauds à une pression de 40 à 60 bars repoussent le piston, vers le point mort bas (PMB) initiant le mouvement :

$$\frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{V_4}{V_3} \right)^{\gamma-1} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{\gamma-1} = \varepsilon^{\gamma-1} \Rightarrow \frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4} = \varepsilon^{\gamma-1}$$

E → B : Echappement des gaz brûlés,

Remontée du piston vers le point mort haut (PMH) en chassant les gaz brûlés détendus dans le collecteur d'échappement avec dégagement de chaleur Q_2 ,

$$\text{Avec : } Q_2 = (m_a + m_c) C_v (T_1 - T_4).$$

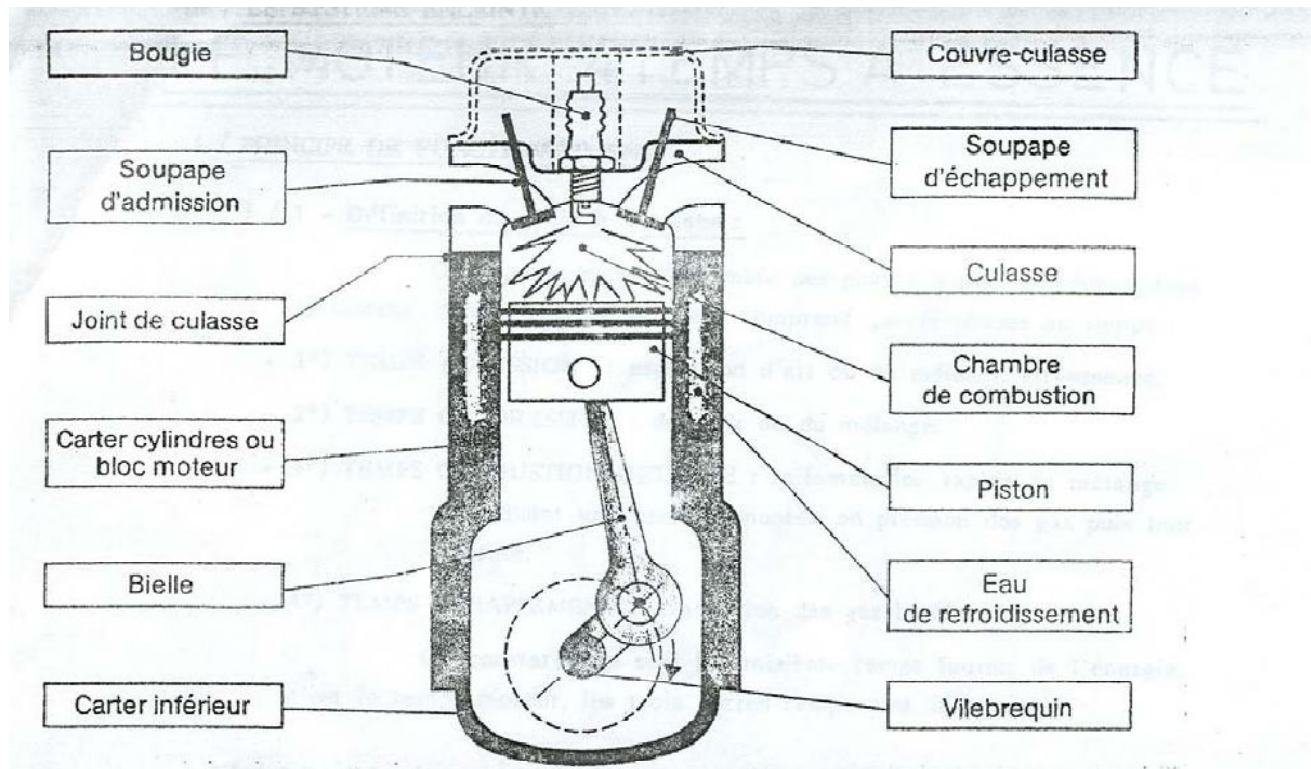


Fig :1 Description du moteur à 4 temps

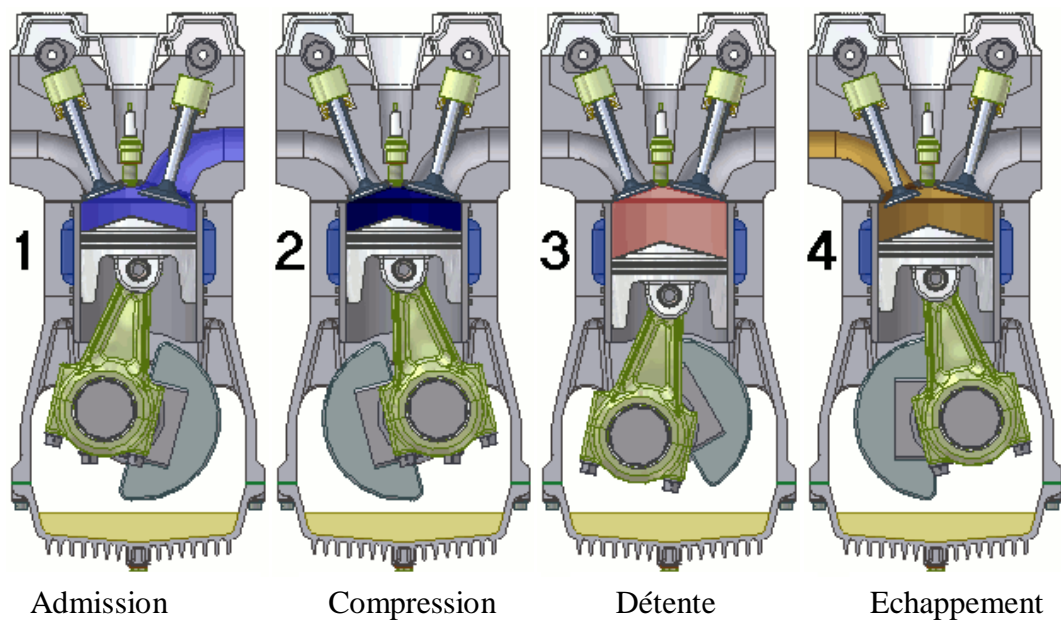


Fig : 2 Fonctionnement d'un moteur 4 temps

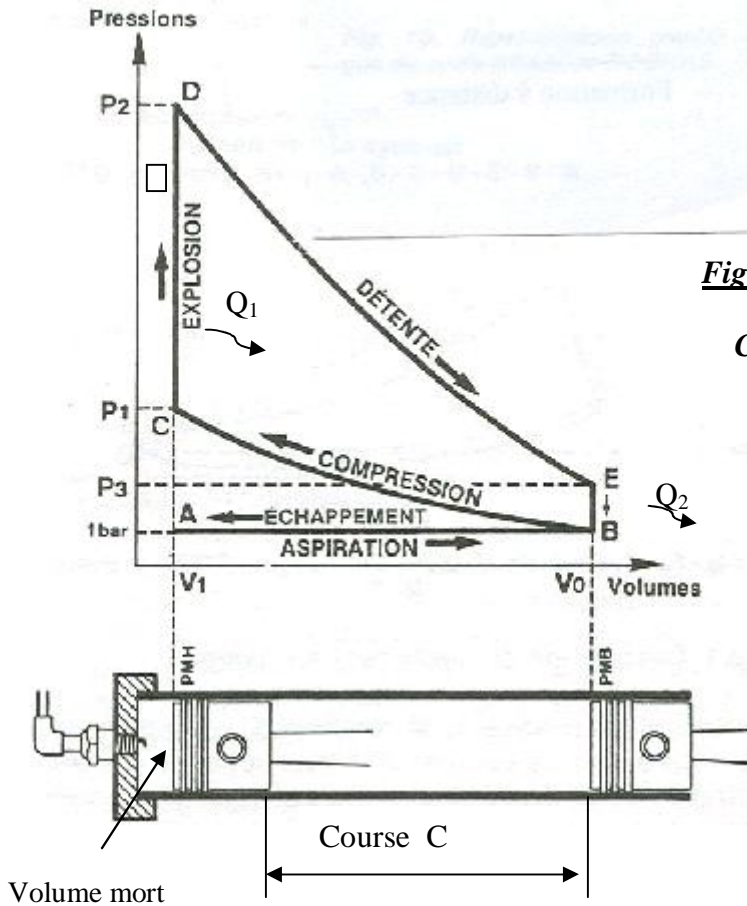


Fig n° 3

Cycle de BEAU DE ROCHAS.

$$Q_1 = (m_a + m_c) \cdot C_v (T_D - T_C) = m_c \cdot P_{C_i}$$

$$Q_2 = (m_a + m_c) C_v (T_B - T_E).$$

$$\eta_{th} = 1 - \frac{T_B}{T_C} = 1 - \frac{1}{\epsilon^{\gamma-1}}$$

Rendement théorique du cycle de Beau de Rochas.

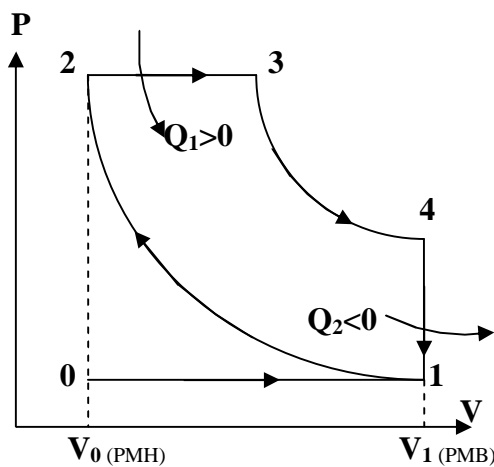
$$\left. \begin{aligned} \eta_{th} &= \frac{We}{Q_1} = -\frac{W}{Q_1} = \frac{Q_1 + Q_2}{Q_1} = 1 + \frac{Q_2}{Q_1} = 1 + \frac{(m_a + m_c)C_v(T_1 - T_4)}{(m_a + m_c)C_v(T_3 - T_2)} \\ \eta_{th} &= 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} \quad \text{Or} \quad \frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4} \Rightarrow T_4 = \frac{T_1 \cdot T_3}{T_2} \\ \eta_{th} &= 1 - \frac{\frac{T_1 \cdot T_3}{T_2} - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{T_1 \cdot T_3 - T_1 \cdot T_2}{T_2 (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1 (T_3 - T_2)}{T_2 (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1}{T_2} \end{aligned} \right\} \rightarrow$$

$$\eta_{th} = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \frac{1}{\epsilon^{\gamma-1}}$$

III.2.1.2 - Moteurs thermiques DIESEL ou à combustion par compression.

Dans les moteurs à allumage par compression, le carburant est du gazole. On l'injecte sous pression dans la chambre de combustion contenant de l'air, préalablement comprimé et chaud, au contact duquel il s'enflamme spontanément. Ces moteurs sont appelés moteur Diesel

a_ Cycle diesel pur (combustion à pression constante)



0 → 1 : Admission de l'air.

1 → 2 : Compression adiabatique de l'air

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

2 → 3 : Combustion isobare, apport de chaleur

$$Q_1 = (m_a + m_c) C_p (T_3 - T_2) = m_c \cdot P c_i$$

0 → 4 Détente adiabatique des gaz.

$$\begin{cases} \frac{P_3}{P_4} = \left(\frac{V_4}{V_3} \right)^\gamma = \varepsilon'^\gamma \\ \frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{V_4}{V_3} \right)^{\gamma-1} = \varepsilon'^{\gamma-1} \end{cases}$$

4 → 1 : Echappement des gaz brûlés. La chaleur dégagée est :

$$Q_2 = (m_a + m_c) C_v (T_1 - T_4)$$

Rendement théorique du cycle diesel :

$$\eta_{th} = \frac{Q_1 + Q_2}{Q_1} = 1 + \frac{Q_2}{Q_1} = 1 + \frac{(ma + mc)C_v(T_1 - T_4)}{(ma + mc)C_p(T_3 - T_2)} \quad \rightarrow \quad \eta_{th} = 1 - \frac{1}{\gamma} \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2}$$

L'équation d'état des gaz parfait $P.V = m.r.T \Rightarrow T = \frac{P.V}{mr}$ d'où :

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{\gamma} \frac{P_4.V_4 - P_1.V_1}{P_3.V_3 - P_2.V_2} \quad \text{avec} \quad P_2 = P_3 \text{ (isobare)}, V_1 = V_4 \text{ (Isochore)}$$

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{\gamma} \frac{V_1}{P_2} \frac{(P_4 - P_1)}{(V_3 - V_2)} = 1 - \frac{1}{\gamma} \left(\frac{P_4 - P_1}{P_2} \frac{V_1}{V_3 - V_2} \right)$$

Or, on sait que :

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{P_4}{P_2} = \frac{P_4}{P_3} = \frac{1}{\varepsilon'^{\gamma}} \\ \frac{P_1}{P_2} = \frac{1}{\varepsilon^{\gamma}} \\ \frac{V_3}{V_1} = \frac{V_3}{V_4} = \frac{1}{\varepsilon'} \\ \frac{V_2}{V_1} = \frac{1}{\varepsilon} \end{array} \right. \Rightarrow \eta_{th} = 1 - \frac{1}{\gamma} \frac{\left[\left(\frac{1}{\varepsilon'} \right)^{\gamma} - \left(\frac{1}{\varepsilon} \right)^{\gamma} \right]}{\frac{1}{\varepsilon'} - \frac{1}{\varepsilon}} = 1 - \frac{1}{\gamma} \frac{\left(\frac{1}{\varepsilon} \right)^{\gamma} \left[\left(\frac{\varepsilon'}{\varepsilon} \right)^{\gamma} - 1 \right]}{\left(\frac{1}{\varepsilon} \right) \left[\left(\frac{\varepsilon'}{\varepsilon} \right)^{\gamma} - 1 \right]}$$

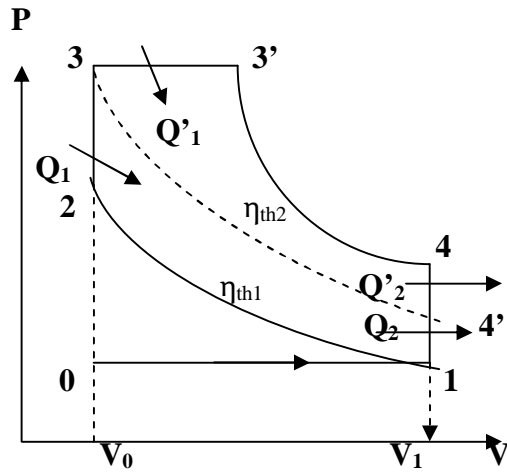
$$\left. \begin{array}{l} \eta_{th} = 1 - \frac{1}{\gamma} \frac{\varepsilon}{\varepsilon^{\gamma}} \frac{\left[\left(\frac{\varepsilon'}{\varepsilon} \right)^{\gamma} - 1 \right]}{\left[\left(\frac{\varepsilon'}{\varepsilon} \right)^{\gamma} - 1 \right]} \\ \varepsilon = \frac{V_1}{V_2} \\ \varepsilon' = \frac{V_4}{V_3} = \frac{V_1}{V_3} \end{array} \right\} \Rightarrow \frac{\varepsilon}{\varepsilon'} = \frac{V_1}{V_2} \cdot \frac{V_3}{V_1} = \frac{V_3}{V_2} = \delta$$

Enfinement on obtient :

$$\boxed{\eta_{th} = 1 - \frac{1}{\gamma} \cdot \frac{1}{\varepsilon^{\gamma-1}} \cdot \frac{\delta^{\gamma} - 1}{\delta - 1}}$$

Le rendement de ce moteur dépend du rapport volumétrique de compression ε et du rapport δ qui caractérise la durée de l'injection ou de la combustion.

b : Cycle de Sabathé ou mixte.



$$\eta_{th} = \frac{(Q_1 + Q_2) + (Q'_1 + Q'_2)}{(Q_1 - Q'_1)} ; \quad Q_2, Q'_2 < 0$$

$$\eta_{th} = \frac{Q_1 \left(1 + \frac{Q_2}{Q_1}\right) + Q'_1 \left(1 + \frac{Q'_2}{Q'_1}\right)}{(Q_1 + Q'_1)}$$

$$\eta_{th} = \frac{Q_1 \eta_{th1} + Q'_1 \eta_{th2}}{(Q_1 + Q'_1)}$$

Rendement du cycle de Sabathé.

η_{th1} : rendement théorique du cycle de Beau de Rochas

η_{th2} : rendement théorique du cycle diesel pur.

III.2.1.4 : Définitions de quelques caractéristiques thermodynamiques.

a) Pression moyenne indiquée et pression moyenne effective.

i. Pression moyenne indiquée :

La pression moyenne indiquée P_{mi} d'un cycle est une pression supposée constante pendant la course de détente qui donnerait la même aire, donc le même travail que le cycle envisagé.

Pour un moteur de cylindrée unitaire V_0 , le travail indiqué W_i correspond à l'aire du cycle réel est donnée par la relation : $\boxed{W_i = P_{mi} \cdot V_0}$

D'où, la puissance indiquée pour un moteur à 4 temps est :

$$P_i = P_{mi} \cdot \frac{V \cdot N}{900} \text{ en } C_v \text{ avec : } \begin{cases} V = V_0 \times nb \text{ de cylindres en litre} \\ N : nb \text{ de tours / min} \\ P_{mi} = \text{en } \text{kgf} / \text{cm}^2 \end{cases}$$

Où :
$$P_i = P_{m_i} \cdot \frac{V \cdot N}{120} = 4 \cdot W_i \cdot \frac{N}{120}$$
 en Watts avec : V en m^3 et P_{m_i} en N/m^2

ii. Pression moyenne effective :

Même définition que pour la pression moyenne indiquée sauf que le travail indiqué est remplacé par le travail disponible sur l'arbre W_e avec : $W_e = P_{me} \cdot V_d$
La puissance effective (réelle) est donc :

$$P_e = P_{me} \cdot \frac{V \cdot N}{120} = 4 \cdot W_e \cdot \frac{N}{120}$$
 en Watts avec : V en m^3 et P_{m_i} en N/m^2

La puissance de frottement P_f est donc la différence entre la puissance indiquée et la puissance effective.

b) Rendements

Soient :

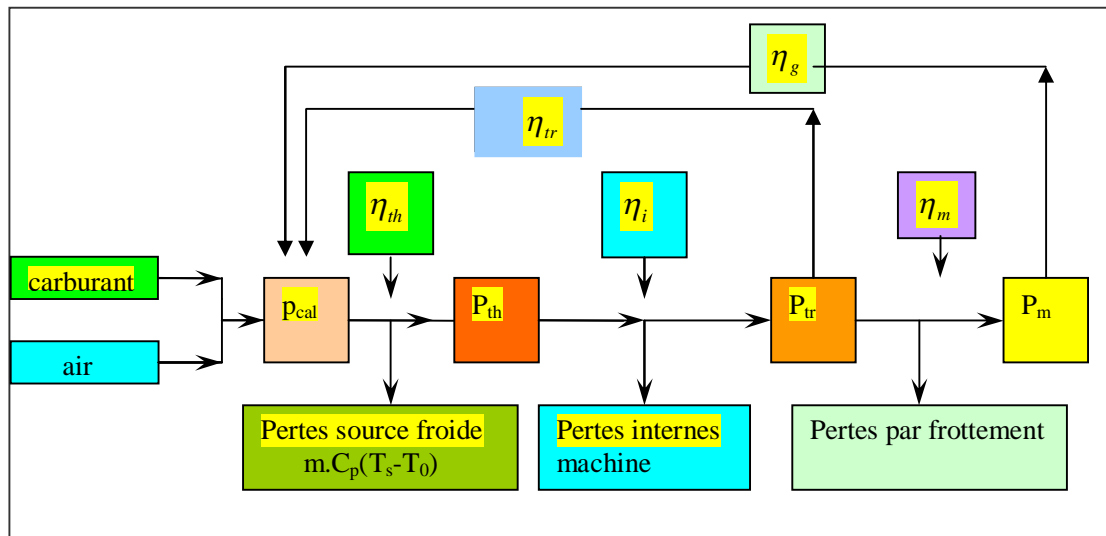
Q_1 : Quantité de chaleur que fait apparaître la combustion.

W_{th} : Le travail correspond à l'air du cycle théorique.

W_i : Le travail correspond à l'air du cycle réel.

W_e : Le travail effectif sur l'arbre du moteur.

- On peut définir :
- * Le rendement théorique : $\eta_{th} = \frac{W_{th}}{Q_1}$
 - * Le rendement Indiqué : $\eta_i = \frac{W_i}{Q_1}$
 - * Le rendement interne : $\eta_{im} = \frac{W_i}{W_{th}}$
 - * Le rendement Mécanique : $\eta_m = \frac{W_e}{W_i} = \frac{P_{me}}{P_{mi}} = \frac{P_e}{P_i}$
 - * Le rendement global : $\eta_g = \frac{W_e}{Q_1} = \eta_i \cdot \eta_m$



c) Consommation spécifique du combustible.

La consommation spécifique du combustible est le rapport entre la consommation horaire (g/h) et la puissance réelle en (Cv ou kw).

$$C_s = (C_h / P_{réelle}) \quad \text{en g/Cv.h} \quad \text{ou} \quad \text{g/kwh.}$$

ou

$$C_s = \frac{3600}{\eta_g \cdot P_{ci}} \quad \text{en kg/kw.h}$$

III.2.2 : Turbines à gaz

III.2.2.1 : Introduction

Les moteurs alternatifs présentent des inconvénients (vibrations, pertes d'énergie dans l'embellage, pertes de chaleur à chaque aller et retour du piston, etc). Pour éviter cela, on utilisera l'écoulement d'un gaz dans une turbine pour produire le travail mécanique.

Une turbine à gaz (ou à combustion) est une machine thermique qui fonctionne schématiquement comme l'indique le dessin ci-dessous.

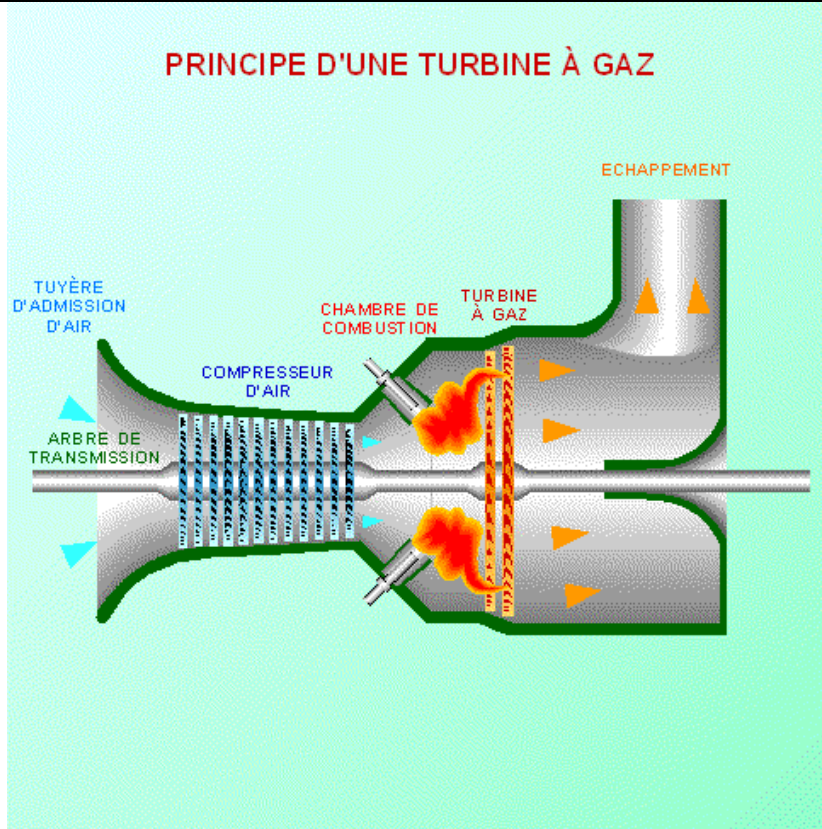


Figure n° 4 : schéma d'une turbine à gaz.

L'air pris à l'atmosphère ambiante subit d'abord une compression sensiblement adiabatique dans un turbo compresseur. On injecte par pulvérisation le combustible (fuel, kérosène) et le mélange air combustible ainsi obtenu est brûlé dans une chambre de combustion sous pression sensiblement constante. Les gaz brûlés sont ensuite détendus dans les aubes fixes d'une turbine et leur énergie cinétique est communiquée aux aubes mobiles solidaires de l'arbre moteur où est monté le compresseur. Une partie du travail obtenu pendant la détente est ainsi utilisée pour entraîner le compresseur. L'arbre commun est relié à une boîte de réduction relié à l'arbre de sortie. Si l'on a une turbine équipant un avion, l'arbre de sortie fait tourner l'hélice et on a un turbo propulseur.

Si la détente est fractionnée, on détend le gaz dans une turbine simplement pour faire tourner le compresseur et ensuite, la fin de la détente se fait dans une tuyère où le gaz prend de l'énergie cinétique et il sort du moteur à grande vitesse, on a alors un moteur à réaction ou turboréacteur.

III.2.2.2 : Cycle simple théorique (ou cycle de joule)

Le cycle le plus utilisé est le cycle à combustion à pression constante (cycle de joule).

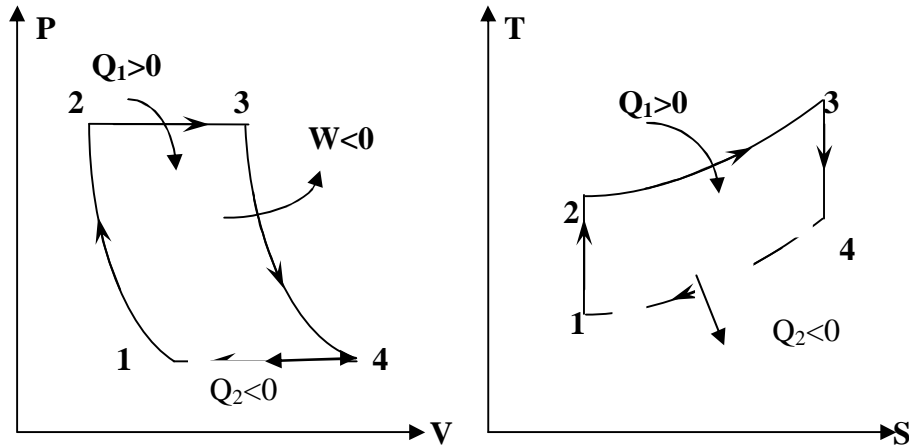


Diagramme de CIAPYRON (P, V) Diagramme Entropique (T, S)

- 1 → 2 : Compression isentropique.
- 2 → 3 : Combustion isobare.
- 3 → 4 : Détente isentropique.
- 4 → 1 : refroidissement isobare.

Rendement thermique théorique de la turbine.

$$\eta_{th} = \frac{W}{Q_1} \quad \text{avec} \quad \begin{cases} W = W_T - W_C : \text{Travail utile} \\ W_T : \text{Travail moteur produit par la turbine par kg d'air} \\ W_C : \text{Travail absorbé par le compresseur pour fournir 1kg d'air comprimé} \\ Q_1 = Q_{23} : \text{Quantité de chaleur dépensée} \end{cases}$$

1^{er} principe système ouvert $\Rightarrow W + Q = \Delta H \quad (m = 1\text{kg})$
 Transformation isentropique $\Rightarrow Q = 0 \quad \text{d'où} :$

$$\left. \begin{aligned} |W_T| &= H_3 - H_4 \\ |W_C| &= H_2 - H_1 \end{aligned} \right\} \Rightarrow W = (H_3 - H_4) - (H_2 - H_1)$$

$$|Q_{23}| = H_3 - H_2 \Rightarrow \eta_{th} = \frac{(H_3 - H_4) - (H_2 - H_1)}{H_3 - H_2} = \frac{(H_3 - H_2) - (H_4 - H_1)}{H_3 - H_2}$$

$$\eta_{th} = 1 - \frac{H_4 - H_1}{H_3 - H_2}$$

Dans le cas d'un gaz parfait, on a $\Delta H = Cp \cdot \Delta T$ d'où $\eta_{th} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2}$ or,

$$1 \rightarrow 2 (\text{isentropique}) \Rightarrow T_1^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} P_1 = T_2^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} P_2 \Rightarrow \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

$$3 \rightarrow 4 (\text{isentropique}) \Rightarrow T_3^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} P_3 = T_4^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} P_4 \Rightarrow \frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{P_3}{P_4} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \Rightarrow$$

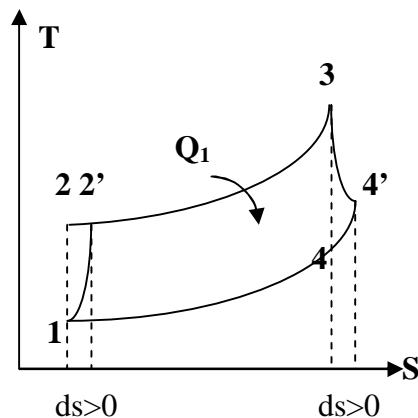
$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{\omega^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}$$

$$\text{Or } P_1 = P_4 \text{ et } P_2 = P_3 \Rightarrow \frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4} = \frac{T_3 - T_2}{T_4 - T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \omega^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

$$\text{Avec : } \omega = \frac{P_2}{P_1}$$

III.2.2.3 : Cycle réel de la turbine à combustion

Le cycle réel diffère du cycle théorique par suite de l'irréversibilité des transformations réelles. La compression et la détente ne sont pas isentropiques et l'existence des forces de frottement internes se manifeste par un accroissement d'entropie.



- * La combustion elle même est accompagnée d'une légère perte de charge et la pression du point (3) est légèrement inférieure à celle du point (2).
- * 2' et 4' (cycle réel).

Accroissement d'entropie

Rendement réel.

$$\eta_r = \frac{W_u}{Q_{2'3}} \quad \text{avec } W_u = W_{tr} - W_{Cr}$$

Dans le cas du cycle réel, les pertes qui peuvent affectées l'installation sont les suivantes.

- Pertes pendant la compression caractérisées par $\eta_c = \frac{H_2 - H_1}{H_2' - H_1}$ rendement adiabatique de compression.
- Pertes pendant la détente caractérisées par $\eta_T = \frac{H_3 - H_4'}{H_3 - H_4}$ rendement adiabatique de la turbine.
- Autres pertes (pertes de charge, pertes mécaniques, pertes par imbrûlés (pertes par rayonnement) peu influentes.

Le travail utile du cycle réel ayant pour expression :

- $W_u = \eta_T \cdot W_T - \frac{W_C}{\eta_C}$ avec $\begin{cases} W_T = H_3 - H_4 \\ W_C = H_2 - H_1 \end{cases}$ du cycle théorique
- $W_u = W_{Tr} - W_{Cr} = \eta_T W_T - \frac{W_C}{\eta_C} = \eta_T (H_3 - H_4) - \frac{1}{\eta_C} (H_2 - H_1)$

Pour un gaz parfait $\Delta H = Cp \cdot \Delta T$ on peut écrire :

$$W_u = \eta_T Cp(T_3 - T_4) - \frac{Cp}{\eta_C} (T_2 - T_1) = \eta_T Cp T_3 \left(1 - \frac{T_4}{T_3}\right) - \frac{Cp T_1}{\eta_C} \left(\frac{T_2}{T_1} - 1\right) \quad \text{Or}$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \omega^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad \text{et} \quad \frac{T_4}{T_3} = \frac{1}{\omega^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \Rightarrow W_u = \eta_T Cp T_3 \left(1 - \frac{1}{\omega^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}\right) - \frac{Cp T_1}{\eta_C} \left(\omega^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1\right) \quad \text{avec} \quad \omega = \frac{P_2}{P_1}$$

La quantité de chaleur dépensée dans ce cycle est :

$$Q_{2'3} = Cp(T_3 - T_{2'}) = Cp T_3 \left(1 - \frac{T_{2'}}{T_3}\right) \quad \text{Or} \quad \eta_C = \frac{T_2 - T_1}{T_{2'} - T_1} \Rightarrow T_{2'} - T_1 = \frac{T_2 - T_1}{\eta_C} \Rightarrow$$

$$T_{2'} = T_1 + \frac{T_2 - T_1}{\eta_C} = T_1 + \frac{T_1}{\eta_C} \left(\frac{T_2}{T_1} - 1\right) = T_1 \left(1 + \frac{\frac{T_2}{T_1} - 1}{\eta_C}\right) \Rightarrow T_{2'} = T_1 \left(1 + \frac{\omega^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\eta_C}\right)$$

$$\text{Remplaçons dans } Q_{2'3}: \quad Q_{2'3} = Cp T_3 \left[1 - \frac{T_1}{T_3} \left(1 + \frac{\omega^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\eta_C}\right)\right]$$

D'où le rendement :

$$\eta_r = \frac{\eta_T T_3 \left(1 - \frac{1}{\omega^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}\right) - \eta_C^{-1} T_1 \left(\omega^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1\right)}{T_3 \left[1 - \frac{T_1}{T_3} \left(1 + \frac{\omega^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\eta_C}\right)\right]}$$

Le rendement du cycle réel de la turbine à combustion.

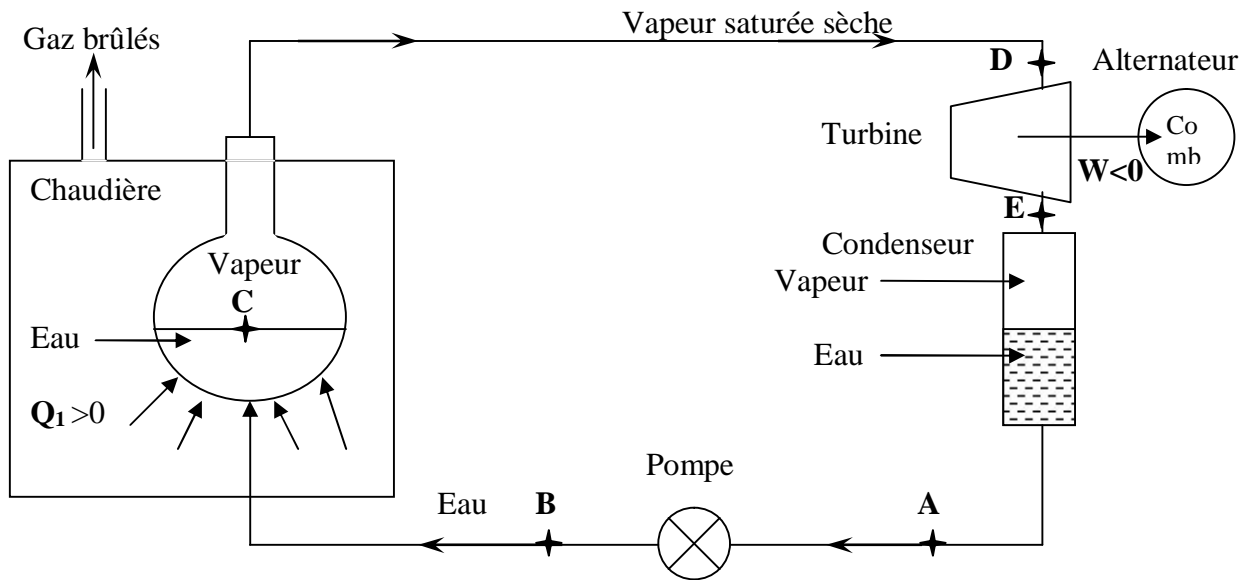
III.3 : Turbines à vapeur.

Ce sont des machines destinées à produire de l'énergie mécanique en partant de l'énergie thermique. L'énergie mécanique obtenue est, soit utilisée directement (propulsion – pompage), soit transformée en énergie électrique (centrale thermique).

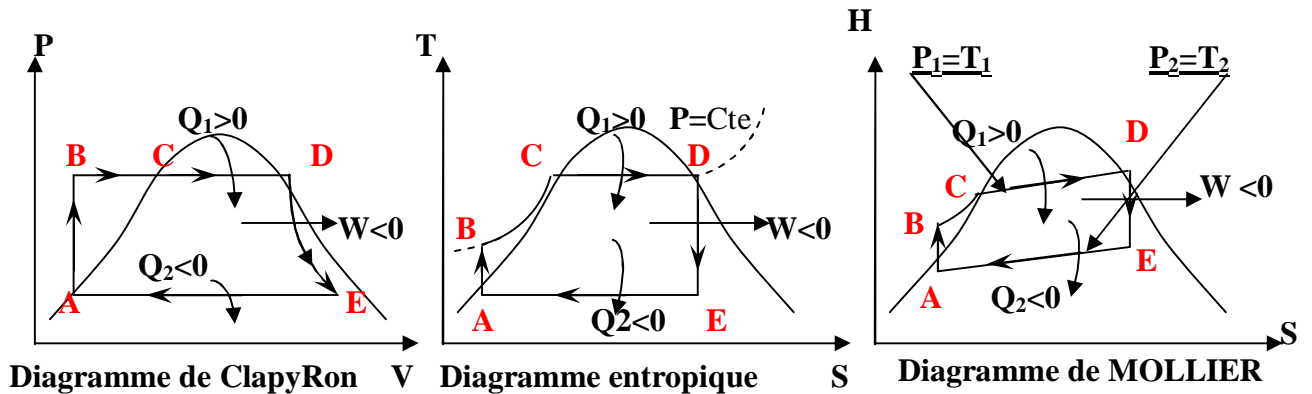
III.3.1 : Cycle de RANKINE.

C'est le cycle théorique le plus simple permettant à une machine de produire du travail mécanique en utilisant la vapeur d'eau comme fluide.

Schéma :



Diagrammes :



AB : Augmentation de pression de P_A à P_B .
BC : Chauffage isobare.
CD : Vaporisation (isotherme – isobare).

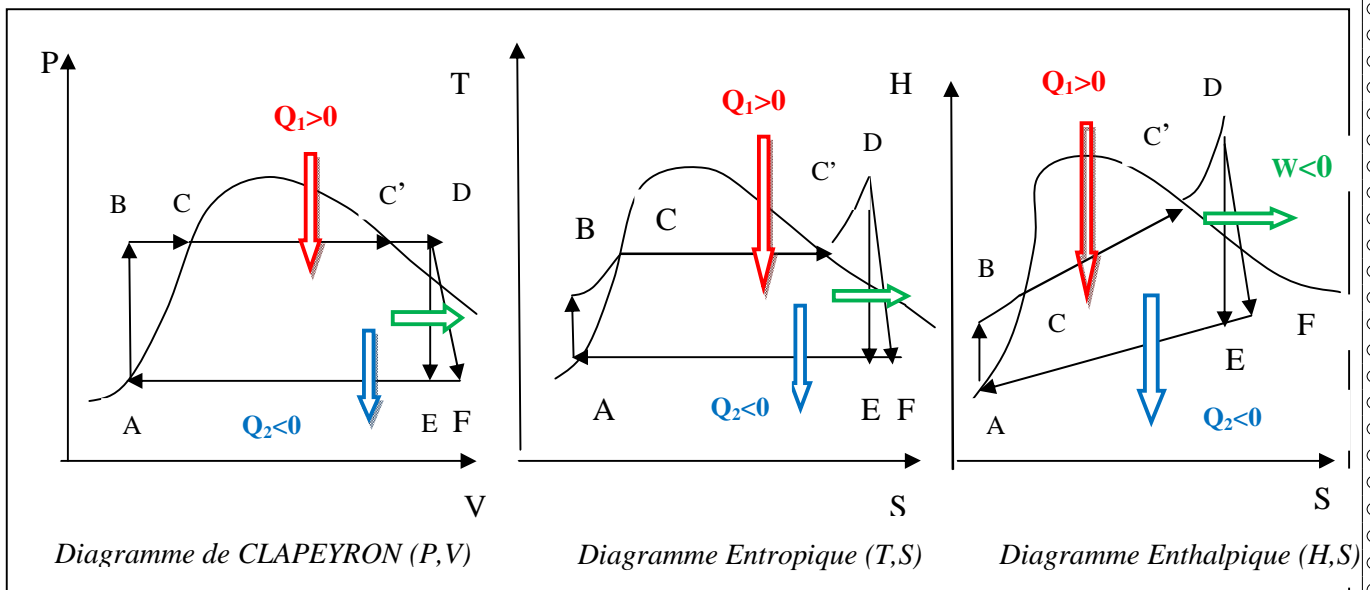
DE : Détente adiabatique.
EA : Condensation

III.3.2 : Cycle de HIRN (avec surchauffe).

Dans le cas du cycle de RANKINE, on peut apercevoir qu'en fin de détente, le point de fonctionnement (E) se trouve à l'intérieur de la courbe de saturation. Ceci montre qu'en fin de détente, il y a début de liquéfaction et formation de gouttes d'eau liquide. Ceci peut endommager gravement la roue de la turbine. Il y aura donc intérêt à éliminer cette formation d'eau liquide en cours de détente. Pour cela, on peut augmenter la température de la vapeur en la surchauffant.

Un tel cycle où la vapeur est surchauffée s'appelle : **cycle de HIRN** ou **cycle avec surchauffe**. L'augmentation du rendement est faible, mais on diminue la formation de gouttes d'eau liquide en fin de détente.

Diagrammes :



III.3.3 : Rendements.

a : Rendement théorique.

$$\eta_{th} = \frac{\text{Travail util fourni}}{\text{Quantité de chaleur absorbée}} = \frac{\text{Travail fourni par la turbine} - \text{travail absorbé par la pompe}}{\text{Quantité de chaleur absorbée}}$$

1^{er} Principe $(W + Q_1 + Q_2)_{cycle} = 0 \Rightarrow We = -W = Q_1 + Q_2$

$$\eta_{th} = \frac{We}{Q_1} = \frac{Q_1 + Q_2}{Q_1} = 1 + \frac{Q_2}{Q_1}$$

$$Q_1 = \Delta H = H_D - H_B \quad (P = Cte)$$

$$Q_2 = \Delta H' = H_A - H_E = -(H_E - H_A) \quad (P = Cte)$$

$$\eta_{th} = 1 - \frac{(H_E - H_A)}{(H_D - H_B)} = \frac{(H_D - H_B - H_E + H_A)}{(H_D - H_B)} = \frac{\overbrace{(H_D - H_E)}^{W_{turbine}} - \overbrace{(H_B - H_A)}^{W_{absorbée}}}{(H_D - H_B)}$$

Si on néglige les pertes dans la pompe (A≡B), on obtient : (H_B≈H_A)

$$\boxed{\eta_{th} = \frac{(H_D - H_E)}{(H_D - H_A)}}$$

b : Rendement par rapport à l'isentropique

$$\boxed{\eta_{is} = \frac{(H_D - H_F)}{(H_D - H_E)}}$$

c : Rendement thermique du cycle réel.

$$\boxed{\eta_r = \frac{(H_D - H_F) - (H_B - H_A)}{(H_D - H_B)} = \eta_{is} \times \eta_{th}}$$

d : Rendement mécanique

$$\eta_m = \frac{We}{W_i} = \frac{We}{(H_D - H_F)} \quad \text{avec} \quad \begin{cases} We : \text{Travail effectif disponible sur l'arbre} \\ \text{de la turbine, il est inférieur au travail indiqué } W_i \\ W_i = H_D - H_F \text{ à cause des frottements mécaniques} \end{cases}$$

e : Rendement général d'une installation

$$\boxed{\eta = \frac{We}{H_D - H_B} = \eta_m \times \eta_{is} \times \eta_{th} = \eta_m \times \eta_r}$$

f : Consommation de vapeur.

$$C_v = \frac{860}{\eta(H_D - H_B)} \text{ avec } \begin{cases} C_v : \text{en kg/kw.h} \\ H : \text{en kcal,} \end{cases}$$

$$C_v = \frac{3600}{\eta(H_D - H_B)} \text{ avec } \begin{cases} C_v : \text{en kg/kw.h} \\ H : \text{en kj.} \end{cases}$$

NB : - Le cycle de *HIRN* ou cycle avec *surchauffe de la vapeur* à la sortie de la chaudière, permet d'avoir un titre de vapeur après détente dans la turbine qui avoisine les **80%**.

- On peut augmenter le titre de vapeur en *resurchauffant la vapeur* entre turbines (**x#90%**) ainsi que par *soutirage de la vapeur* à la sortie de la turbine (**x#100%**).

- Les figures (n°5,6 et 7) représentent, les cycles avec *surchauffe* (*HIRN*), avec *resurchauffe* et avec *soutirage* de la vapeur.

Cycle de la vapeur d'eau.

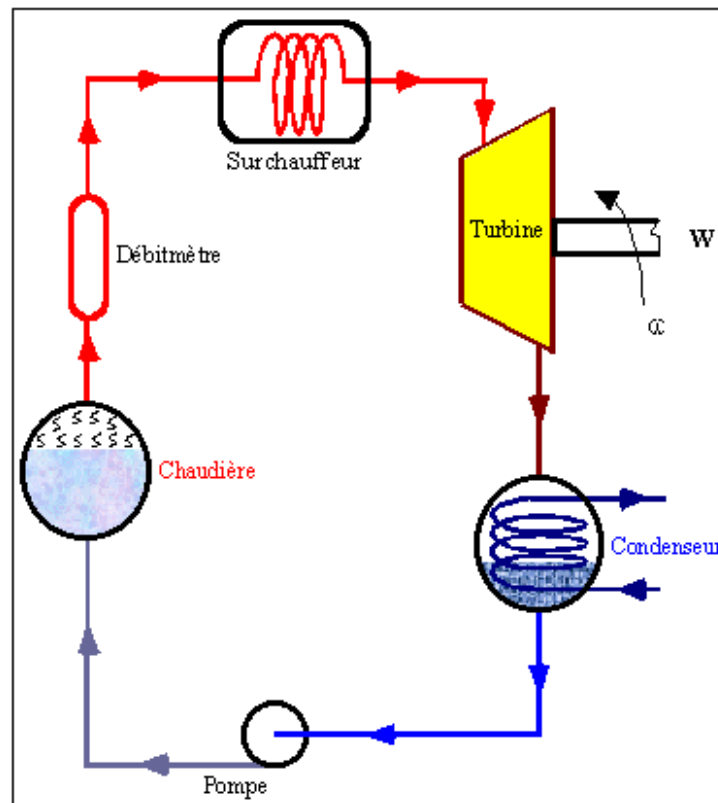


Figure n°5 : Cycle de *HIRN*, Cycle avec *surchauffe* (**x#0.8 ou 80%**)

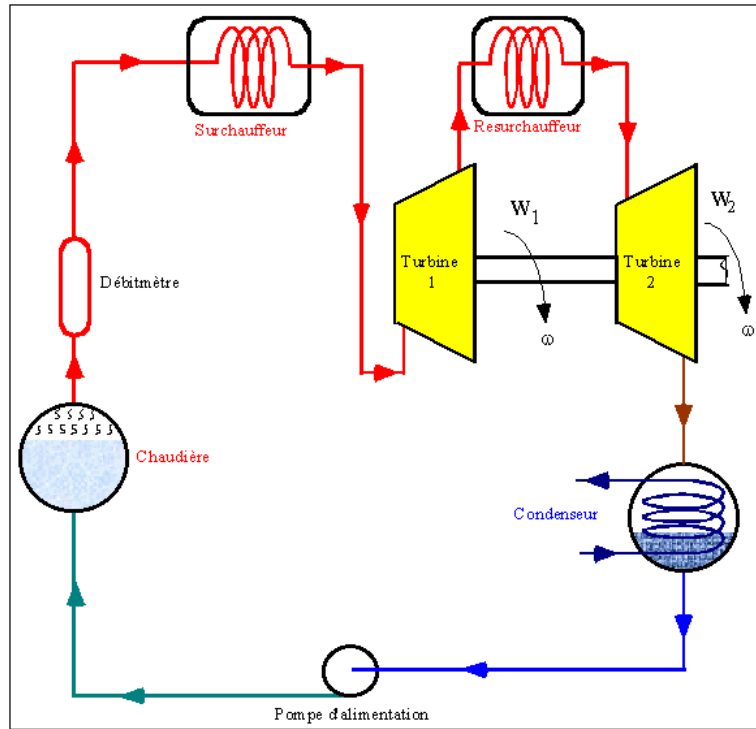


Figure n°6 : Cycle avec resurchauffe ($x \neq 0.9$ ou 90%)

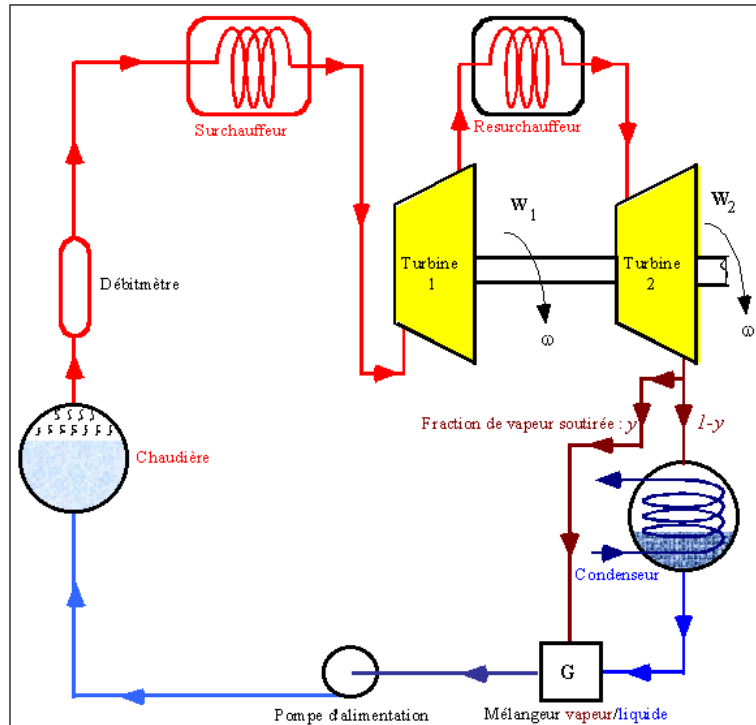


Figure n° 7 : Cycle avec soutirage ($x \neq 100\%$)

Diagrammes Entropique et Enthalpique de la vapeur d'eau

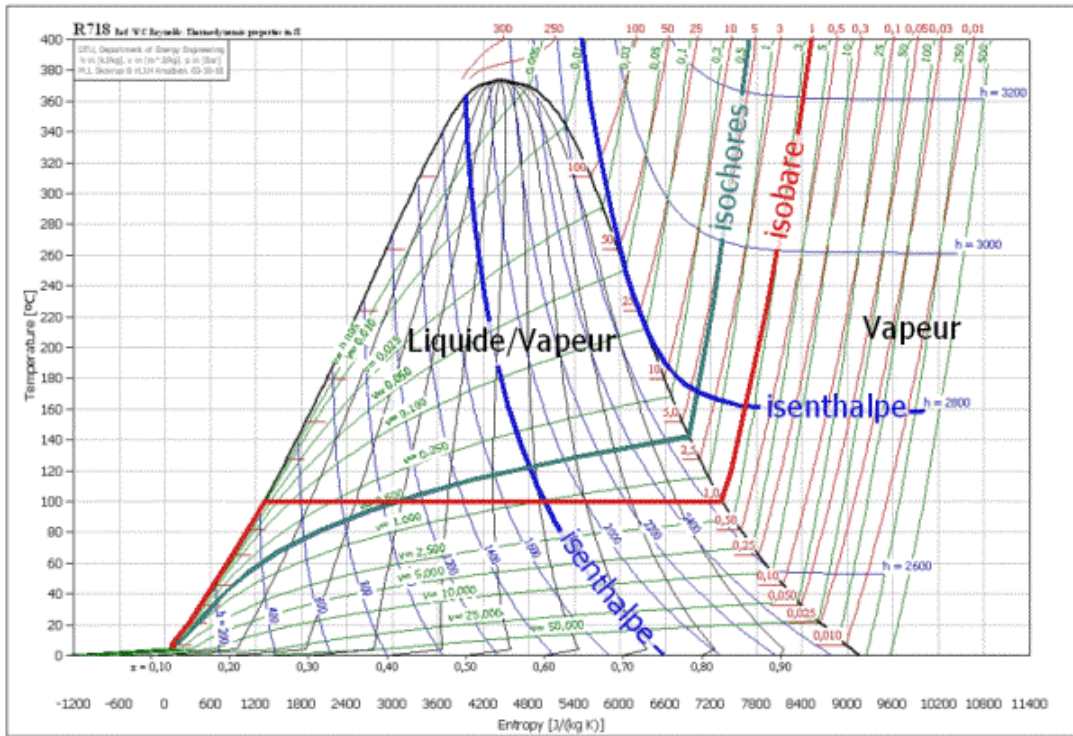


Figure 8 : Diagramme T,s de l'eau

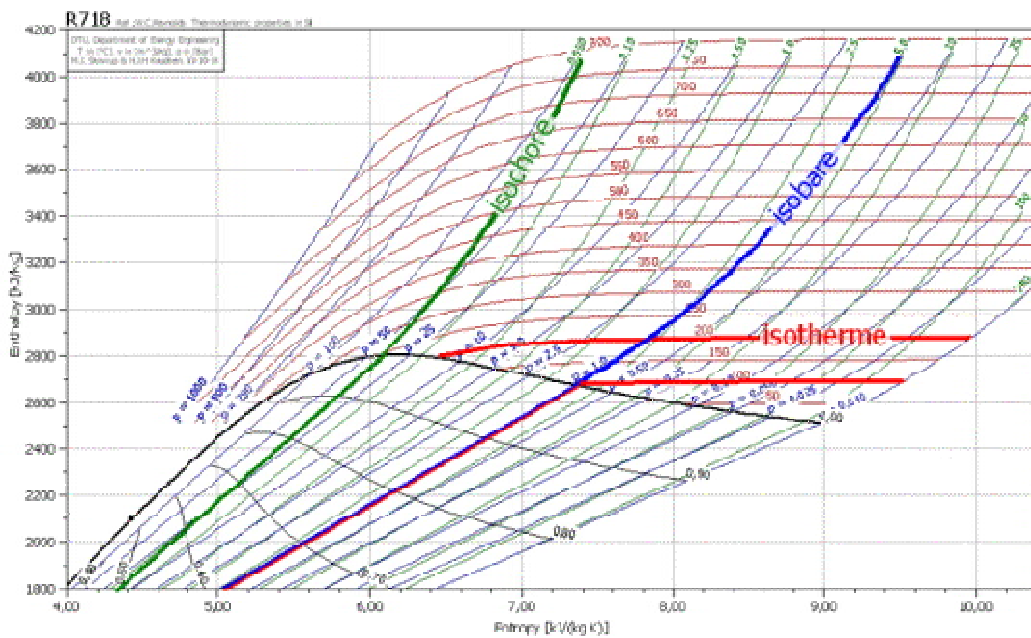


Figure 9 : Diagramme h,s de l'eau.

Fin du chapitre