

Chapitre 2 : Conversion thermique.

II.1 Introduction

Dans ce chapitre, on s'intéresse à la conversion thermique c.-à-d. la conversion de l'énergie thermique en travail, on va voir les machines thermiques, c'est le cas des moteurs à combustion interne (cycle de Carnot, cycle d'Otto, cycle de Diesel, cycle de Brayton des turbines à gaz). De même, les cycles de production d'électricité (combiné gaz-vapeur et organique de Rankine).

II.2 Définition d'un moteur thermique

Un moteur thermique est une machine qui transforme de l'**énergie thermique** en une **énergie mécanique** : il reçoit, en un cycle (par l'intermédiaire d'un fluide moteur), une quantité de chaleur Q_C de la source chaude (à la température T_C) et rejette une quantité de chaleur Q_F à la source froide (à la température T_F) comme illustré sur la Fig. 2.1. Une partie de la quantité de chaleur Q_C reçue est transformée en un travail W que le moteur fournit au milieu extérieur.

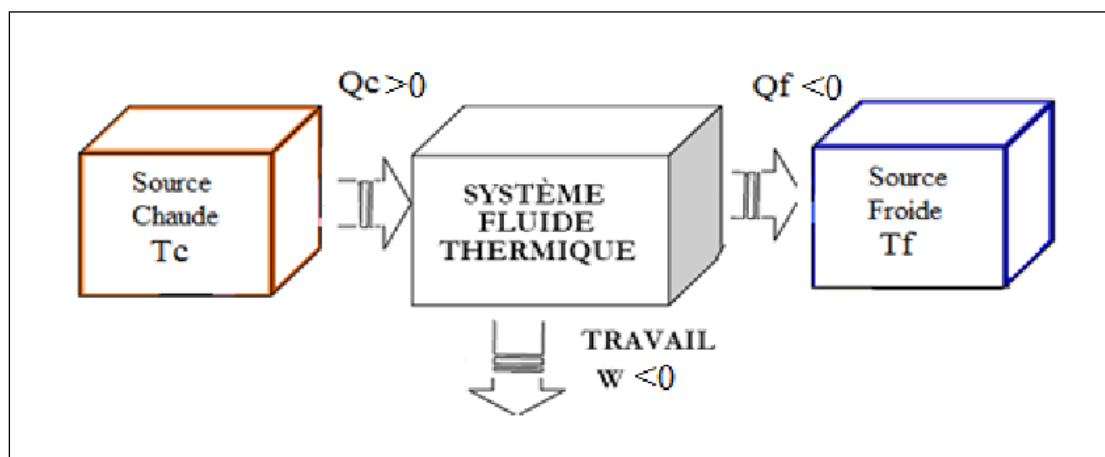


Figure 2.1 Schéma de fonctionnement d'un moteur thermique.

Les moteurs thermiques sont des machines motrices (qui produisent du travail), leurs cycles ne sont donc parcourus que dans le sens des aiguilles d'une montre. Dans tout ce qui va suivre, les fluides qui vont décrire les cycles sont supposés être des gaz parfaits.

II.3 Le cycle de Carnot

On appelle **cycle de Carnot**, du nom de l'ingénieur français Carnot, le cycle **idéal** constitué de quatre (4) transformations réversibles dont deux **isothermes** (de températures égales à celles des sources) et deux **adiabatiques** (isentropiques). La représentation de ce cycle dans le diagramme de Clapeyron (P,V) ou le diagramme entropique (T,s) est illustrée par la Figure 2.2.

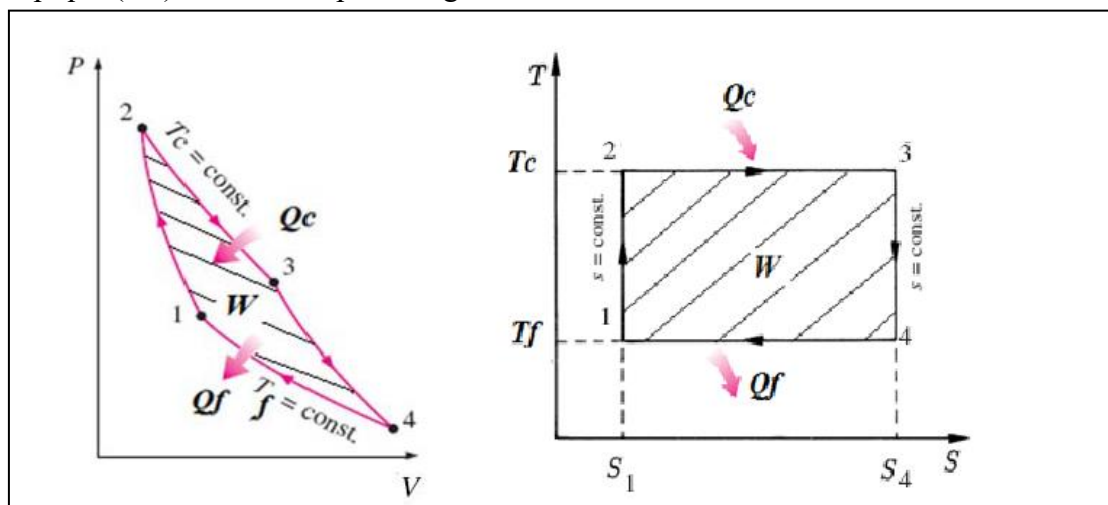


Figure 2.2 Le cycle de Carnot.

II.3.1 Les transformations du cycle de Carnot

a) Compression isentropique (1-2)

Dans ce cas, la quantité de chaleur est égale à zéro ($Q_{1-2}=0$).

D'après le premier principe de la thermodynamique :

$$\Delta U_{1-2} = W_{1-2} + Q_{1-2} \quad (2.1)$$

À partir de l'équation (2.1), la variation d'énergie interne peut se traduire comme suit :

$$\Delta U_{1-2} = W_{1-2} = C_v(T_c - T_f) \quad (2.2)$$

b) Détente isotherme (2-3)

Dans ce cas, l'énergie interne est nulle : $U_{1-2}=0$.

D'après le premier principe de la thermodynamique :

$$\Delta U_{2-3} = W_{2-3} + Q_{2-3} \quad (2.3)$$

À partir de l'équation (2.3) :

$$Q_{2-3} = -W_{2-3} = -T_c(S_3 - S_2) \quad (2.4)$$

c) Détente isentropique (3-4)

Dans ce cas, la quantité de chaleur est égale à zéro ($Q_{3-4}=0$).

D'après le premier principe de la thermodynamique :

$$\Delta U_{3-4} = W_{3-4} + Q_{3-4} \quad (2.5)$$

À partir de l'équation (2.5), la variation d'énergie interne peut se traduire comme suit :

$$\Delta U_{3-4} = W_{3-4} = C_v(T_f - T_c) \quad (2.6)$$

d) Compression isotherme (4-1)

Dans ce cas, l'énergie interne est nulle : $U_{4-1}=0$.

D'après le premier principe de la thermodynamique :

$$\Delta U_{4-1} = W_{4-1} + Q_{4-1} \quad (2.7)$$

À partir de l'équation (2.7) :

$$Q_{4-1} = -W_{4-1} = -T_f(S_1 - S_4) \quad (2.8)$$

II.3.2 Le bilan énergétique du cycle de Carnot

Le bilan énergétique du cycle de Carnot s'écrit comme suit :

$$\Delta U_{cycle} = W_{cycle} + Q_{cycle} \quad (2.9)$$

La variation de l'énergie interne du cycle est nulle ($\Delta U_{cycle}=0$), donc le travail total ou le travail utile est égale à moins la quantité de chaleur totale du cycle :

$$W_{cycle} = -Q_{cycle} \quad (2.10)$$

$$W_{cycle} = W_{1-2} + W_{2-3} + W_{3-4} + W_{4-1} = -(Q_c - Q_f) \quad (2.11)$$

$$= C_v(T_c - T_f) + T_c(S_3 - S_2) + C_v(T_f - T_c) + T_f(S_1 - S_4) \quad (2.12)$$

$$= T_c(S_4 - S_1) + T_f(S_1 - S_4) \quad (2.13)$$

$$= (S_1 - S_4)(T_c - T_f) = -(Q_c - Q_f) \quad (2.14)$$

II.3.3 Le rendement thermique du cycle de Carnot

Le rendement thermique d'un cycle est le rapport entre l'énergie utile (ou valorisable) et l'énergie coûteuse qu'il a fallu fournir. Autrement dit, le rapport de ce qu'on veut (W) sur ce qu'il faut dépenser pour l'avoir (Q_c).

$$\eta_{th} = \frac{\text{Gain}}{\text{Dépense}} = \frac{\text{L'énergie utile}}{\text{L'énergie coûteuse}}$$

$$= \left| \frac{W_{cycle}}{Q_c} \right| < 1 \quad (2.15)$$

$$\eta_{th} = 1 + \frac{Q_f}{Q_c} = 1 - \frac{T_f}{T_c} \quad (2.15.a)$$

Théorème 1 de Carnot :

Le rendement thermique d'un moteur fonctionnant selon le cycle de Carnot est indépendant de la nature du fluide moteur et ne dépend que des températures des sources chaude et froide.

Théorème 2 de Carnot :

Le rendement d'un moteur réel est toujours inférieur au rendement de Carnot qui constitue la limite théorique maximale impossible à dépasser (ni à atteindre) quel que soit la perfection technique de la machine.

Remarque :

Un moteur qui fonctionne selon le cycle de Carnot a un rendement maximal mais présente l'inconvénient d'être très compliqué (donc très coûteux) à réaliser, pour des raisons techniques et non théoriques (isothermes difficiles à assurer, moteur encombrant,...etc). Pour cela, on préfère fabriquer des moteurs ayant un rendement plus faible mais plus simples (moins chers) à mettre en œuvre.

II.4 Le cycle d'Otto ou de Beau de rochas

C'est le cycle théorique selon lequel fonctionne un moteur à essence à 4 temps. L'apport de chaleur (Q_c) se fait à volume constant (et non pas à T constante). Ce cycle

se compose de deux transformations isochores (2-3 et 4-1) et de deux transformations adiabatiques (1-2 et 3-4) que l'on supposera réversibles. L'allure du cycle d'Otto dans le diagramme de Clapeyron (P,V) ou le diagramme entropique (T,s) est illustrée sur la Figure 2.3.

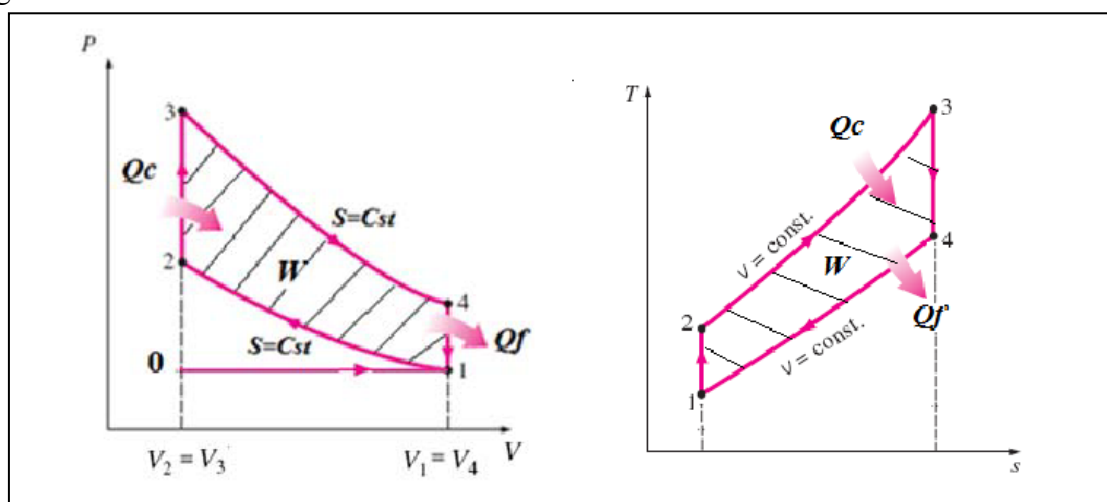


Figure 2.3 Le cycle d'Otto ou de Beau de rochas.

II.4.1 Les transformation du cycle d'Otto

a) Admission (0-1)

C'est l'aspiration du mélange air+ essence, elle ne se présente pas comme une transformation au sens thermodynamique

b) Compression isentropique (1-2)

Dans ce cas, la quantité de chaleur est égale à zéro ($Q_{1-2}=0$).

D'après le premier principe de la thermodynamique :

$$\Delta U_{1-2} = W_{1-2} + Q_{1-2} \quad (2.16)$$

À partir de l'équation (2.16), la variation d'énergie interne peut se traduire comme suit :

$$\Delta U_{1-2} = W_{1-2} = C_v(T_2 - T_1) \quad (2.17)$$

Notant que la température au point 2 est égale à :

$$T_2 = T_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{\gamma-1} = T_1 (a)^{\gamma-1} \quad (2.18)$$

γ : Il présente la constante adiabatique du fluide moteur ($\frac{C_p}{C_v}$)

a : C'est le taux de compression $\frac{V_1}{V_2} = \frac{V_4}{V_3}$, c'est un paramètre de construction du cylindre moteur.

c) Apport de chaleur à volume constant (combustion) (2-3)

Dans ce cas, le travail est égale à zéro ($W_{2-3}=0$).

D'après le premier principe de la thermodynamique :

$$\Delta U_{2-3} = W_{2-3} + Q_{2-3} \quad (2.19)$$

À partir de l'équation (2.19), la variation d'énergie interne peut se traduire comme suit :

$$Q_{2-3} = \Delta U_{2-3} = C_v(T_3 - T_2) = C_v T_2 \left(\frac{T_3}{T_2} - 1 \right) > 0 \quad (2.20)$$

d) Détente isentropique (3-4)

Dans ce cas, la quantité de chaleur est égale à zéro ($Q_{3-4}=0$).

D'après le premier principe de la thermodynamique :

$$\Delta U_{3-4} = W_{3-4} + Q_{3-4} \quad (2.21)$$

À partir de l'équation (2.21), la variation d'énergie interne peut se traduire comme suit :

$$\Delta U_{3-4} = W_{3-4} = C_v(T_4 - T_3) < 0 \quad (2.22)$$

La température au point 3 est égale à :

$$T_3 = T_4(a)^{\gamma-1} \quad (2.23)$$

e) Refroidissement isochore (4-1)

Dans ce cas, le travail est égale à zéro ($W_{4-1}=0$).

D'après le premier principe de la thermodynamique :

$$\Delta U_{4-1} = W_{4-1} + Q_{4-1} \quad (2.24)$$

À partir de l'équation (2.24), la variation d'énergie interne peut se traduire comme suit :

$$Q_{4-1} = \Delta U_{4-1} = C_v(T_1 - T_4) = -C_v T_1 \left(\frac{T_4}{T_1} - 1 \right) < 0 \quad (2.25)$$

f) Echappement (1-0)

Evacuation des gaz brulés.

Toutes les étapes précédentes peuvent avoir lieu à l'intérieur du cylindre moteur en quatre temps comme suit :

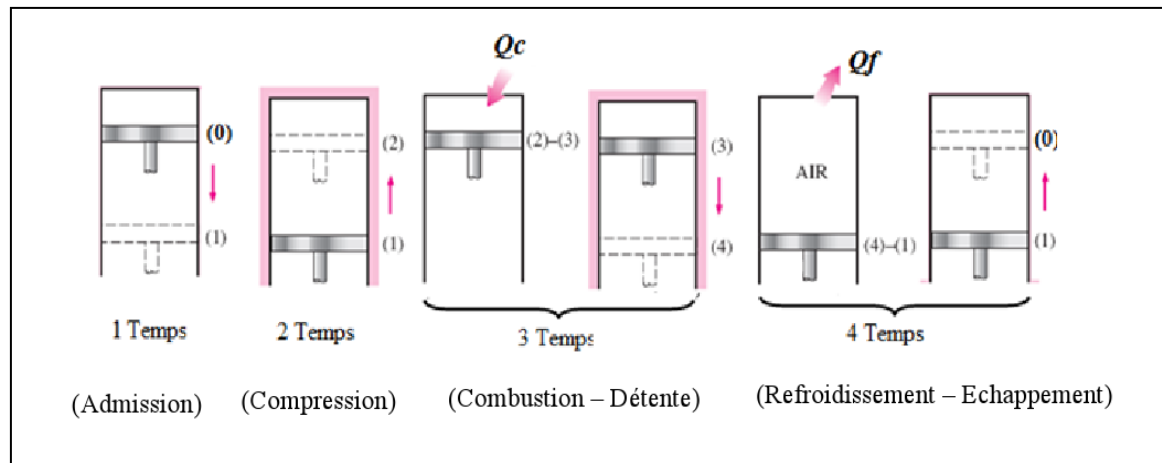


Figure 2.4 : Les quatre temps du cycle d'Otto ou de Beau de Rochas.

II.4.2 Le bilan énergétique du cycle d'Otto

Le bilan énergétique du cycle d'Otto s'écrit comme suit :

$$\Delta U_{cycle} = W_{cycle} + Q_{cycle} \quad (2.26)$$

La variation de l'énergie interne du cycle est nulle ($\Delta U_{cycle}=0$), donc le travail total ou le travail utile est égale à moins la quantité de chaleur totale du cycle :

$$W_{cycle} = -Q_{cycle} \quad (2.27)$$

$$W_{cycle} = W_{1-2} + W_{2-3} + W_{3-4} + W_{4-1} = -(Q_c - Q_f) \quad (2.28)$$

$$= C_v(T_2 - T_1) + C_v(T_4 - T_3) \quad (2.29)$$

$$= C_v T_1 (a^{\gamma-1} - 1) + C_v T_4 (1 - a^{\gamma-1}) \quad (2.30)$$

$$= C_v (a^{\gamma-1} - 1) (T_1 - T_4) = -(Q_c - Q_f) \quad (2.31)$$

II.4.3 Le rendement thermique du cycle d'Otto

On appliquant la relation (2.15), le rendement thermique du cycle d'Otto s'écrit :

$$\eta_{th} = 1 - a^{1-\gamma} \quad (2.32)$$

On remarque que le rendement thermique du cycle d'Otto ne dépend que du taux de compression (**a**) et de la constante adiabatique (γ). Pour un fluide moteur donné plus le taux de compression est grand, plus le rendement thermique est élevé, comme illustré sur la Figure 2.5.

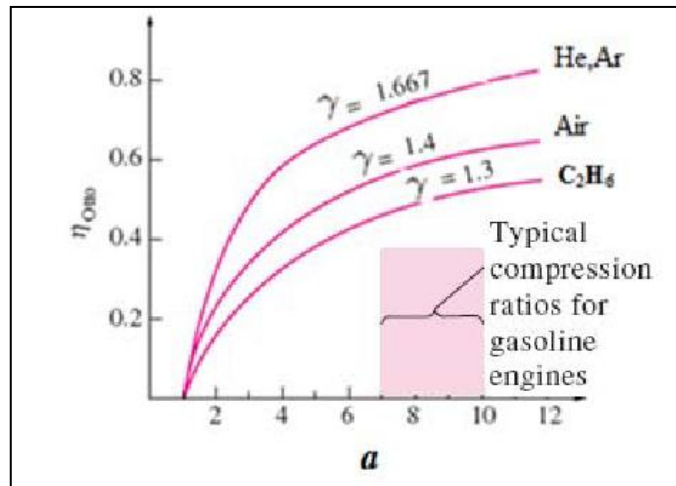


Figure 2.5 : Evolution du rendement thermique du cycle d'Otto en fonction de **a** et γ .

II.5 Le cycle de Diésel

C'est le cycle théorique selon lequel fonctionne un moteur Diesel à 4 temps. L'apport de chaleur (Q_C) se fait à pression constante. Ce cycle se compose d'une transformation isobare (2-3), une transformation isochore (4-1) et de deux transformations adiabatiques (1-2 et 3-4) que l'on supposera réversibles. L'allure de ce cycle dans le diagramme de Clapeyron (P,V) ou le diagramme entropique (T, s) est illustrée sur la Figure 2.6

II.5.1 Les transformations du cycle de Diésel

a) Admission (0-1)

Dans le moteur Diésel, l'admission de l'air uniquement, elle ne se présente pas comme une transformation au sens thermodynamique

b) Compression isentropique (1-2)

Dans ce cas, la quantité de chaleur est égale à zéro ($Q_{1-2}=0$).

D'après le premier principe de la thermodynamique :

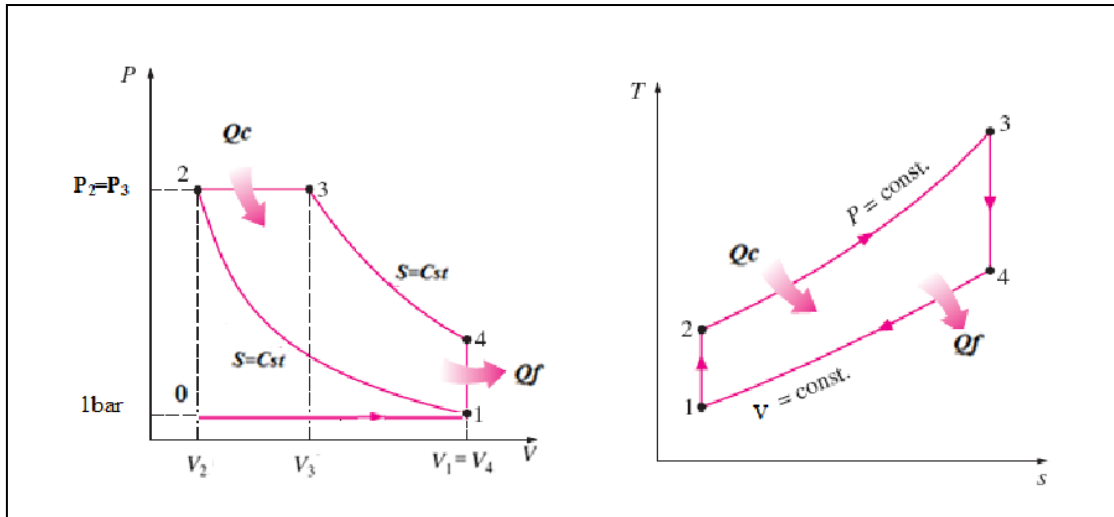


Figure 2.6 Le cycle de Diésel.

$$\Delta U_{1-2} = W_{1-2} + Q_{1-2} \quad (2.33)$$

À partir de l'équation (2.33), la variation d'énergie interne peut se traduire comme suit :

$$\Delta U_{1-2} = W_{1-2} = C_v(T_2 - T_1) > 0 \quad (2.34)$$

Notant que la température au point 2 est égale à :

$$T_2 = T_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{\gamma-1} = T_1(a)^{\gamma-1} \quad (2.35)$$

γ : Il présente la constante adiabatique du fluide moteur $\left(\frac{C_p}{C_v} \right)$

a : C'est le taux de compression $\frac{V_1}{V_2}$, c'est un paramètre de construction du cylindre moteur.

c) Apport de chaleur (combustion) à pression constante injection de gasoil (2-3)

Puisque la transformation est isobare, la quantité de chaleur est donnée par :

$$Q_{2-3} = C_v(T_3 - T_2) = C_v T_2 \left(\frac{T_3}{T_2} - 1 \right) > 0 \quad (2.36)$$

Nous avons également ;

$$\frac{T_3}{T_2} = \frac{V_3}{V_2} = b \quad (2.37)$$

Selon le premier principe de la thermodynamique :

$$\begin{aligned} W_{2-3} &= \Delta U_{2-3} - Q_{2-3} \\ W_{2-3} &= C_v(T_3 - T_2) - C_p(T_3 - T_2) \\ W_{2-3} &= (C_v - C_p)(T_3 - T_2) < 0 \end{aligned} \quad (2.38)$$

d) Détente isentropique (3-4)

Puisque la transformation est isentropique, la quantité de chaleur est égale à zéro ($Q_{3-4}=0$) et la quantité de chaleur est la travail sont égaux :

$$\Delta U_{3-4} = W_{3-4} = C_v(T_4 - T_3) < 0 \quad (2.39)$$

La valeur de la température au point 3 est donnée par :

$$T_3 = \left(\frac{b}{a} \right)^{1-\gamma} T_4 \quad (2.40)$$

g) Refroidissement isochore (4-1)

Dans ce cas, le travail est égale à zéro ($W_{4-1}=0$) et la quantité de chaleur est égale à :

$$Q_{4-1} = \Delta U_{4-1} = C_v(T_1 - T_4) = -C_v T_1 \left(\frac{T_4}{T_1} - 1 \right) < 0 \quad (2.41)$$

h) Echappement (1-0)

Evacuation des gaz brulés.

Toutes les étapes précédentes de l'évolution du cycle de Diésel peuvent avoir lieu à l'intérieur du cylindre moteur en quatre temps comme illustré sur la Figure 2.7.

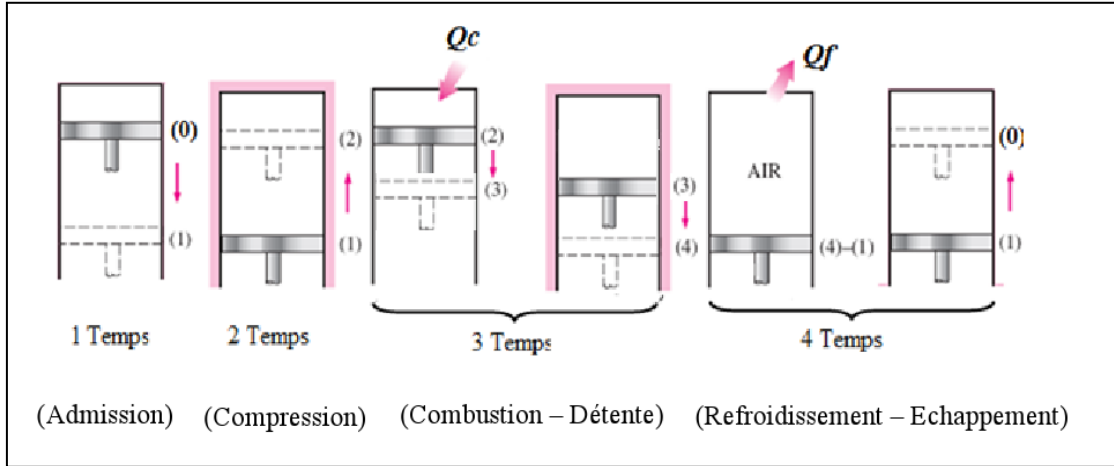


Figure 2.7 : Les quatre temps du cycle e Diésel.

II.5.2 Le bilan énergétique du cycle de Diésel

Le bilan énergétique du cycle d'Otto s'écrit comme suit :

$$\Delta U_{cycle} = W_{cycle} + Q_{cycle} \quad (2.42)$$

La variation de l'énergie interne du cycle est nulle ($\Delta U_{cycle}=0$), donc le travail total ou le travail utile est égale à moins la quantité de chaleur totale du cycle :

$$W_{cycle} = -Q_{cycle} \quad (2.43)$$

$$W_{cycle} = W_{1-2} + W_{2-3} + W_{3-4} + W_{4-1} = -(Q_c - Q_f) \quad (2.44)$$

II.5.3 Le rendement thermique du cycle de Diésel

On appliquant la relation (2.15), le rendement thermique du cycle de Diésel s'écrit :

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{\gamma} a^{1-\gamma} \left(\frac{b^\gamma - 1}{b - 1} \right) \quad (2.45)$$

On remarque que le rendement thermique du cycle d'Diésel ne dépend que du taux de compression(**a**), du rapport du taux d'injection (**b**) et de la constante adiabatique (**γ**). Les valeurs usuelles du taux de compression a sont entre 14 et 20. Celles du rapport du taux d'injection b entre 2 et 2.5. Le rendement thermique est usuellement compris entre 60 et 65%.

L'évolution du rendement thermique du cycle Diésel en fonction de a et b est donnée par la Figure 2.8.

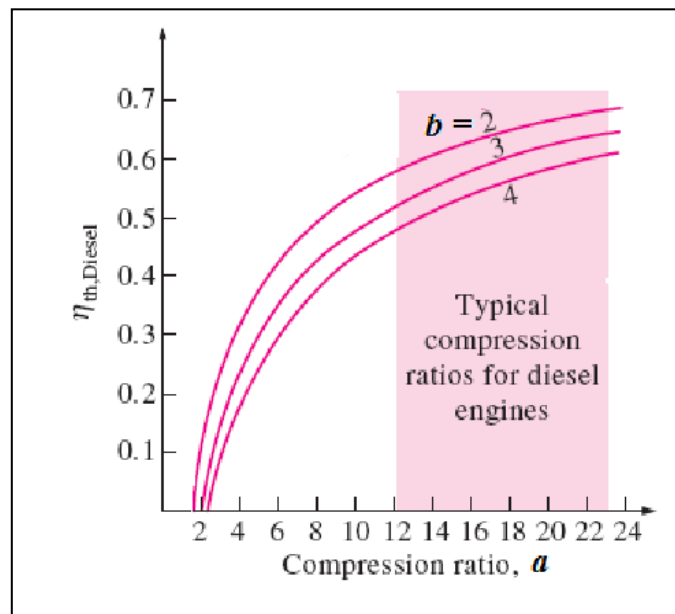


Figure 2.8 : Evolution du rendement thermique du cycle de Diésel en fonction de a et b .

II.6. Le cycle de Joule- Brayton

Le cycle de Joule-Brayton est le cycle théorique selon lequel fonctionne la plupart des turbines à gaz (Fig 2.9). Il est composé de deux transformations isentropiques (1-2s) et (3-4s) et deux transformations isobares réversibles (2s-3) et (4s-1), comme noté sur la Fig. 2.10.

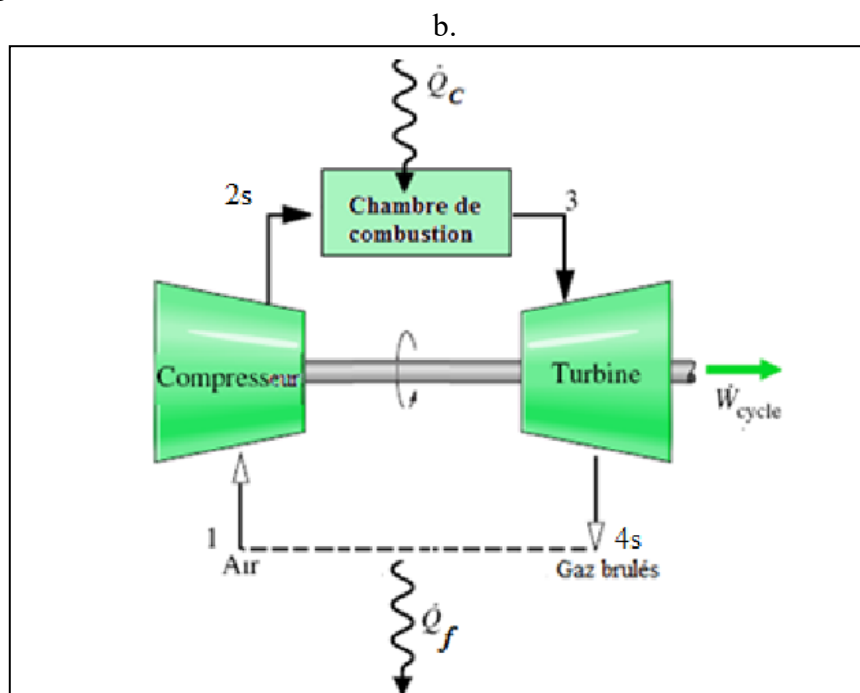


Figure 2.9 : Composition du cycle de Joule-Brayton.

$\dot{Q}_c$: Puissances thermiques échangées avec la source chaude, [Kw].

$\dot{Q}_f$: Puissances thermiques échangées avec la source froide, [Kw].

$\dot{W}_{cycle}$: Puissance mécanique du cycle, [Kw].

$$\dot{Q}_c = \dot{m} Q_c : \dots, \dot{Q}_f = \dot{m} Q_f : \dots, \text{et } \dot{W}_{cycle} = \dot{m} W_{cycle} : \dots, \\ \dot{m} : \text{Débit massique du fluide moteur, [Kg/s].}$$

II.6.1 Les transformations de Joule- Brayton

a) Compression isentropique (1-2s)

Dans ce cas, la quantité de chaleur est égale à zéro ($Q_{1-2}=0$).

D'après le premier principe de la thermodynamique :

$$\Delta h_{1-2} = W_{1-2} + Q_{1-2} \quad (2.33)$$

À partir de l'équation (2.33), la variation d'enthalpie peut se traduire comme suit :

$$\Delta h_{1-2} = W_{1-2} = C_p(T_2 - T_1) > 0 \quad (2.34)$$

Notant que la température au point 2 est égale à :

$$T_2 = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} = T_1 (\lambda)^{(\gamma-1)/\gamma} \quad (2.35)$$

γ : Il présente la constante adiabatique du fluide moteur $\left(\frac{C_p}{C_v} \right)$

λ : C'est le rapport de pression $\frac{P_2}{P_1}$,

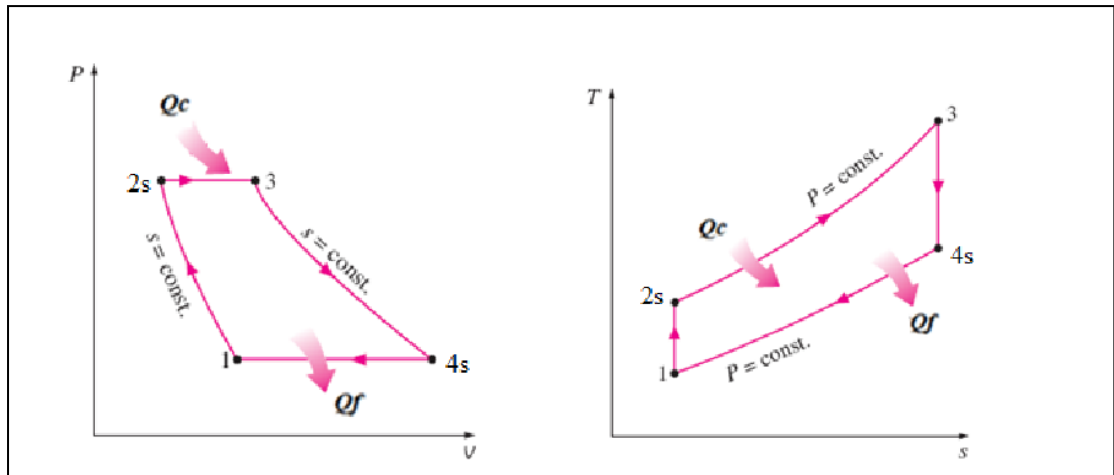


Figure 2.10 : Evolution du cycle de Joule-Brayton.

b) Apport de chaleur (combustion) à pression constante (2s-3)

Dans ce cas, le travail est nul ($W_{2-3}=0$, système ouvert). La quantité de chaleur reçue est égale à la variation d'enthalpie.

$$Q_c = \Delta h_{2s-3} = C_p(T_3 - T_{2s}) = C_p T_{2s} (T_3/T_{2s} - 1) > 0 \quad (2.36)$$

c) Détente isentropique (3-4s)

Dans ce cas, la quantité de chaleur est égale à zéro ($Q_{3-4s}=0$).

D'après le premier principe de la thermodynamique :

$$\Delta h_{3-4s} = W_{3-4s} + Q_{3-4s} \quad (2.37)$$

À partir de l'équation (2.37), le travail de la détente isentropique peut se traduire comme suit :

$$W_{is}^c = W_{3-4s} = \Delta h_{3-4s} = C_v(T_{4s} - T_3) < 0 \quad (2.38)$$

d) Refroidissement isobare (2s-3)

Dans ce cas, le travail est nul ($W_{4s-1}=0$, système ouvert). La quantité de chaleur reçue est égale à la variation d'enthalpie.

$$Q_f = \Delta h_{4s-1} = C_p(T_1 - T_{4s}) = -C_p T_1 (T_{4s}/T_1 - 1) < 0 \quad (2.39)$$

II.6.2 Le bilan énergétique du cycle de Brayton

Le travail utile du cycle de Brayton s'écrit comme suit :

$$W_{utile} = W_{cycle} = W_{1-2s} + W_{3-4s} = -(Q_c + Q_f) \quad (2.40)$$

L'énergie reçue Q_c et le rendement thermique du cycle s'écrit comme :

$$\eta_{th} = 1 - \lambda^{-(\gamma-1)/\gamma} \quad (2.41)$$

On remarque que le rendement thermique du cycle augmente avec le rapport de pression $\lambda = P_2/P_1$ comme illustré sur la Fig. 2.11.

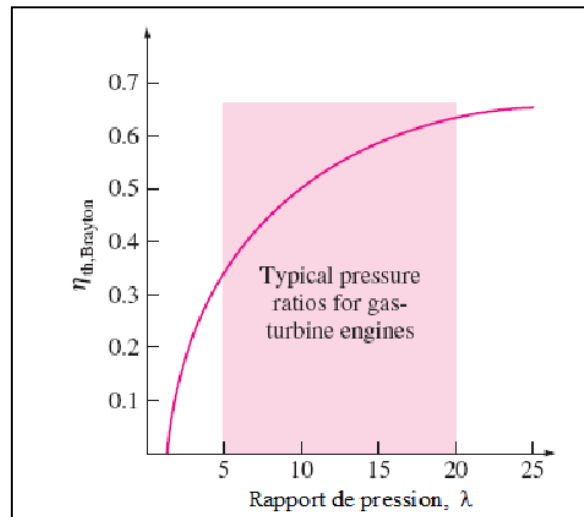


Figure 2.11 : Evolution du rendement thermique du cycle de Brayton en fonction du rapport de compression.

II.6.3 Le cycle de Brayton avec irréversibilités

Supposons maintenant que le cycle de Brayton comporte une compression irréversible (adiabatique) (1-2), de rendement isentropique de compression :

$$\eta_{is}^c = \frac{\text{travail réversible}}{\text{travail irréversible}} = \frac{W_{is}^c}{W^c} = \frac{T_{2s} - T_1}{T_2 - T_1} < 1 \quad (2.42)$$

et une détente irréversible (3-4), de rendement isentropique de détente :

$$\eta_{is}^D = \frac{\text{travail irréversible}}{\text{travail réversible}} = \frac{W^D}{W_{is}^D} = \frac{T_4 - T_3}{T_{4s} - T_3} < 1 \quad (2.43)$$

Ces deux transformations sont illustrées sur la Figure 2.12.

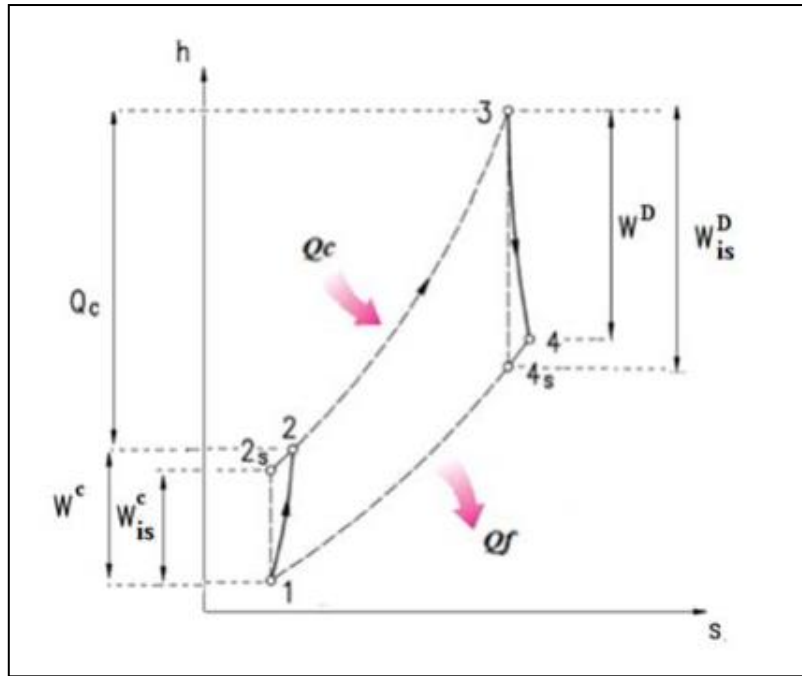


Figure 2.11 : Le cycle de Brayton irréversible.

II.6.4 Les transformation du cycle de Brayton avec irréversibilités

a) Compression adiabatique (1-2)

Dans ce cas, la quantité de chaleur est nulle ($Q_{1-2}=0$), le travail de compression est égale à :

$$W^c = W_{1-2} = \Delta h_{1-2} = C_p(T_2 - T_1) > 0 \quad (2.44)$$

$$W^c = W_{is}^c / \eta_{is}^c \quad (2.45)$$

b) Apport de chaleur à pression constante (2-3)

Dans ce cas, la quantité de chaleur est nulle ($W_{2-3}=0$, système ouvert), la quantité de chaleur est égale à :

$$Q_c = \Delta h_{2-3} = C_p(T_3 - T_{2s}) \quad (2.46)$$

c) Détente adiabatique (3-4)

Dans ce cas, la quantité de chaleur est nulle ($Q_{3-4}=0$), le travail de détente est égale à :

$$W^D = W_{3-4} = \Delta h_{3-4} = C_p(T_4 - T_3) < 0 \quad (2.47a)$$

$$W^D = W_{is}^D \eta_{is}^D \quad (2.47b)$$

d) Refroidissement isobare (4-1)

Dans ce cas, la quantité de chaleur est nulle ($W_{4-1}=0$, système ouvert), la quantité de chaleur est égale à :

$$Q_f = \Delta h_{4-1} = C_p(T_1 - T_4) < 0 \quad (2.48)$$

II.6.5 Le bilan énergétique du cycle de Brayton avec irréversibilités

Le travail utile du cycle de Brayton avec irréversibilités est donné par :

$$W_{utile} = W_{cycle} = W_{1-2} + W_{3-4} \quad (2.49)$$

Pour l'énergie reçue Q_c , le rendement thermique du cycle s'écrit comme :

$$\eta_{th} = \left| \frac{W_{total}}{Q_c} \right| \quad (2.50)$$

II.6.6 Amélioration du cycle de Joule-Brayton

Il existe plusieurs façons d'améliorer le cycle de Joule (c'est à dire augmentation du rendement thermique) ; le cycle à régénération, cycle avec fractionnement de la détente et cycle avec fractionnement de la compression.

a) Cycle à régénération

La régénération consiste à récupérer la chaleur des gaz chauds à la sortie de la turbine, par l'intermédiaire d'un régénérateur (échangeur de chaleur), pour chauffer les gaz après la compression et avant la combustion (ce qui n'est possible que si $T_{4s} > T_{2s}$) comme indiqué sur la Figure 2.12.

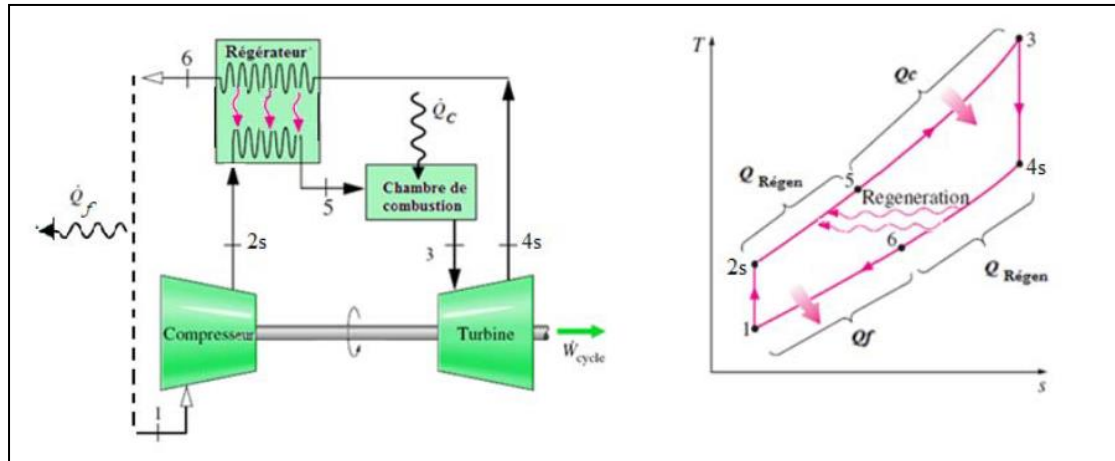


Figure 2.12 : Le cycle de Joule Brayton avec régénération.

Ce cycle comporte les étapes suivantes :

1. Compression isentropique ($Q_{1-2}=0$):

$$W_{1-2s}^c = W_{1-2s} = \Delta h_{1-2s} = C_p(T_{2s} - T_1) > 0 \quad (2.52)$$

2. Préchauffement (isobare) de l'air dans le régénérateur (récupération de la chaleur):

$$Q_{Rég} = \Delta h_{2s-5} = C_p(T_5 - T_{2s}) > 0 \quad (2.53)$$

3. Apport de chaleur (combustion) à pression constante ($W_{5-3}=0$)

$$Q_c = \Delta h_{5-3} = C_p(T_5 - T_3) > 0 \quad (2.54)$$

4. Détente adiabatique ($Q_{3-4}=0$)

$$W_{3-4s}^D = W_{3-4s} = \Delta h_{3-4s} = C_v(T_{4s} - T_3) < 0 \quad (2.55)$$

5. Refroidissement (isobare) des gaz brûlés dans le régénérateur

$$Q_{Rég} = \Delta h_{4s-6} = C_p(T_6 - T_{4s}) < 0 \quad (2.56)$$

6. Refroidissement (isobare) ($W_{6-1}=0$)

$$Q_f = \Delta h_{6-1} = C_p(T_1 - T_6) < 0 \quad (2.57)$$

On appliquant la même formule citée précédemment du rendement thermique du cycle (2.50).

b) Cycle avec fractionnement de la détente

Le principe est d'effectuer une surchauffe intermédiaire entre plusieurs détentes adiabatiques de taux de détente moindre comme indiqué sur la Figure 2.13.

Ce cycle comporte les étapes suivantes :

1. Compression isentropique ($Q_{1-2s}=0$):

$$W_{is}^c = W_{1-2s} = \Delta h_{1-2s} = C_p(T_{2s} - T_1) > 0 \quad (2.58)$$

2. Apport de chaleur (combustion) à pression constante ($W_{2s-3}=0$):

$$Q_{c1} = \Delta h_{2s-3} = C_p(T_3 - T_{2s}) > 0 \quad (2.59)$$

3. Détente adiabatique dans le 1^{er} étage de la turbine ($Q_{3-as}=0$)

$$W_{is}^D = W_{3-as} = \Delta h_{3-as} = C_p(T_{as} - T_3) < 0 \quad (2.60)$$

4. Détente adiabatique dans le 2^{ème} étage de la turbine ($Q_{as-bs}=0$)

5.

$$W_{is}^D = W_{bs-4s'} = \Delta h_{bs-4s'} = C_p(T_{4s'} - T_{bs}) < 0 \quad (2.61)$$

6. Echauffement (isobare) des gaz brûlés dans le régénérateur

$$Q_{Rég} = Q_{c2} = \Delta h_{as-bs} = C_p(T_{bs} - T_{as}) > 0 \quad (2.62)$$

7. Refroidissement (isobare) ($W_{4s'-1}=0$):

$$Q_f = \Delta h_{4s'-1} = C_p(T_1 - T_{4s'}) < 0 \quad (2.63)$$

On appliquant la même formule citée précédemment du rendement thermique du cycle (2.50).

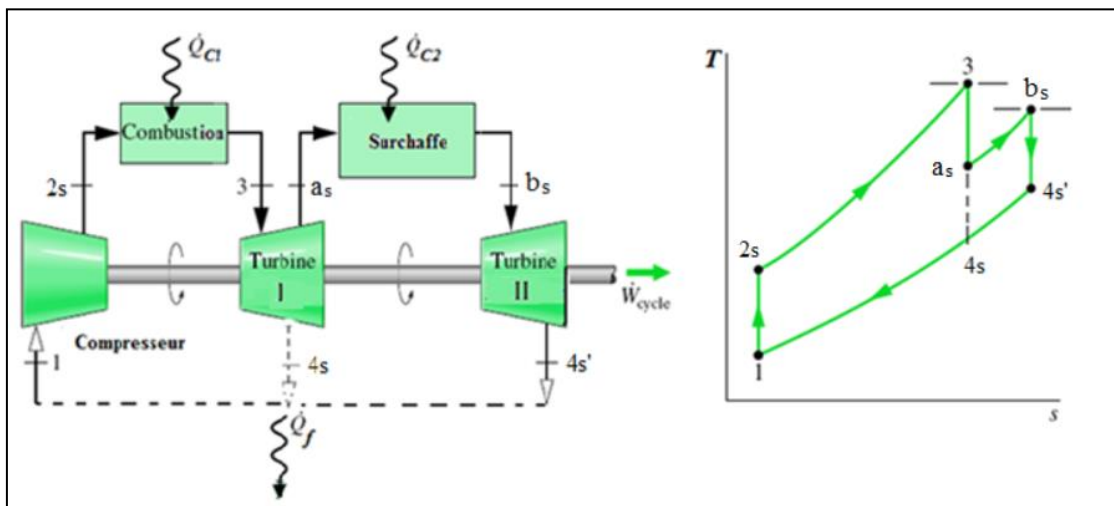


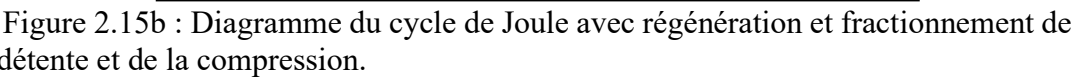
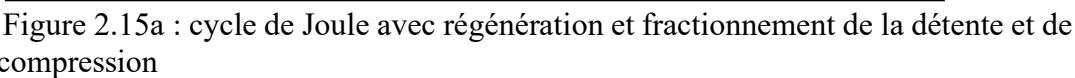
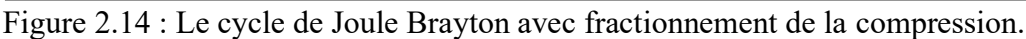
Figure 2.13 : Le cycle de Joule Brayton avec fractionnement de la détente.

c) Cycle avec fractionnement de la compression

Le principe est d'effectuer un refroidissement intermédiaire entre plusieurs compressions adiabatiques de taux de compression moindre comme illustré sur la Figure 2.14.

Remarque :

Le Cycle de Joule comportant les trois améliorations à la fois est donné sur la Figure 2.15a, 2.15b.



II.7. Les cycles de production d'électricité

II.7.1 Le cycle idéal de Rankine

Le cycle de Rankine est un cycle à vapeur dans lequel le fluide utilisé est alternativement vaporisé et condensé. Ce cycle est illustré sur la Figure 2.16, il est composé des transformations réversibles suivantes :

1–2s : détente isentropique dans la turbine ;

2s–3 : échange de chaleur (rejet) à pression constante dans le condenseur (ou condensation) ;

3–4s : compression isentropique dans la pompe ;

4s–1 : échange de chaleur (apport) à pression constante dans la chaudière avec 4s-a préchauffage isobare de liquide et a-1 vaporisation de la vapeur.

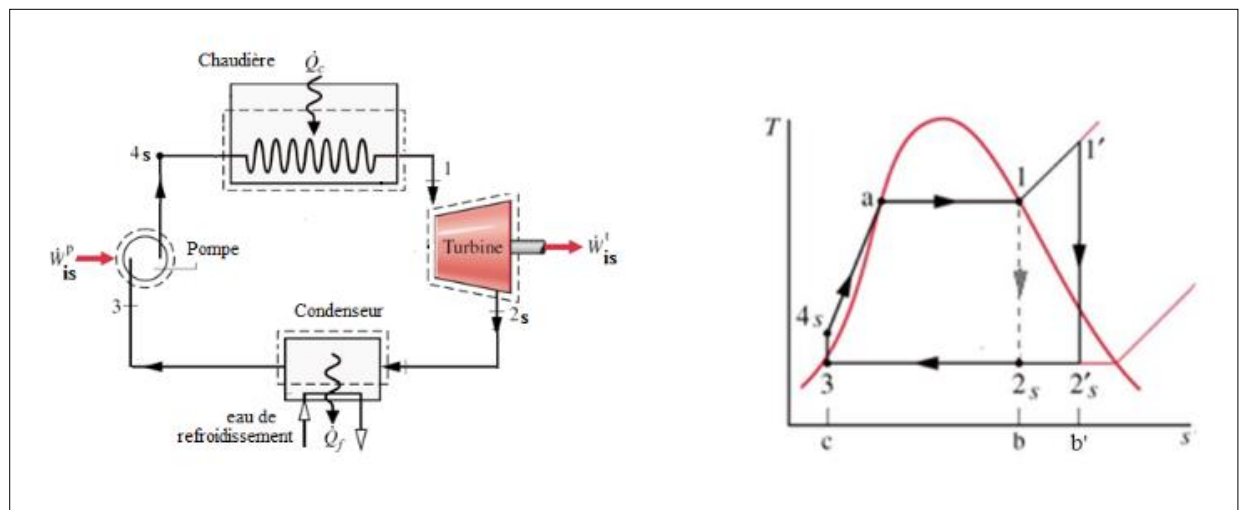


Figure 2.16 : Cycle et Diagramme du cycle de Joule .

La vapeur saturée à l'état (1) entre dans la turbine où elle se détend isentropiquement et produit du travail (W_{is}^T , ou puissance mécanique $\dot{W}_{is}^T$) : la pression et la température de la vapeur diminuent durant ce processus, à la fin duquel la vapeur se retrouve à l'état humide (2s). La vapeur humide traverse ensuite le condenseur où elle rejette de la chaleur (Q_f , ou puissance thermique $\dot{Q}_f$) dans une source froide (lac, rivière, atmosphère,...etc.) et se transforme en liquide saturé (3). L'eau à l'état (3) traverse la pompe où elle subit une compression isentropique jusqu'à la pression de service de la chaudière (notons que sur la Figure 2.16 la distance entre le point 3 et 4s est exagérée et ce pour des raisons de clarté du schéma). L'eau en sortant de la pompe, à l'état de liquide comprimé (4s), entre dans la chaudière où elle reçoit de la chaleur Q_c , ou puissance thermique $\dot{Q}_c$ à partir d'une source chaude et se transforme en vapeur saturée (1) qui se dirige vers la turbine afin de compléter le cycle.

II.7.1.1 Le cycle idéal de Hirn ou cycle de Rankine avec surchauffe

Le cycle idéal de Rankine inclue aussi la possibilité de surchauffer la vapeur saturée à la sortie de la chaudière (c.à.d avant son entrée dans la turbine) comme le montre le cycle 1'-2's-3-4s-1' de la Figure 2.16. La surchauffe (1-1') se fait dans un appareil

appelé surchauffeur, et l'ensemble chaudière - surchauffeur porte le nom de générateur de vapeur.

L'avantage de cette opération est de réduire la teneur de la vapeur humide en liquide ($x_{2's} > x_{2s}$) qui risque d'endommager (par érosion) les aubes de la turbine. De ce fait, cet appareil devient moins efficace et nécessite plus de maintenance

II.7.1.2 Les transformations du cycle de Rankine (et Rankine avec surchauffe)

Toutes les étapes des cycles de Rankine (avec et sans surchauffe) sont résumées dans le tableau:

1-2s 1'-2's (cycle avec surchauffe)	Détente isentropique dans la turbine (production de travail) : $\dot{Q}_{12}=0$ $\dot{W}_{is}^T = \dot{W}_{12s} = \dot{m} \Delta h_{12s} = \dot{m}(h_{2s} - h_1) < 0$, [kW] $\dot{W}_{is}^T = \dot{W}_{1'2's} = \dot{m} \Delta h_{1'2's} = \dot{m}(h_{2's} - h_{1'})$, [kW]
2s-3 2'-3 (cycle avec surchauffe)	Condensation de la vapeur (chaleur rejetée à P et T Cste) : $\dot{W}_{2s3} = 0$ $\dot{Q}_f = \dot{m} \Delta h_{2s3} = \dot{m}(h_3 - h_{2s}) < 0$, [kW] $\dot{Q}_f = \dot{m} \Delta h_{2's3} = \dot{m}(h_3 - h_{2's})$, [kW]
3-4	Compression isentropique dans la pompe ($\dot{Q}_{34}=0$) $\dot{W}_{is}^P = \dot{W}_{34s} = \dot{m} \Delta h_{34s} = \dot{m}(h_{4s} - h_3) > 0$, [kW] $\dot{W}_{is}^P = \dot{m} \int_3^{4s} v dP \approx \dot{m} v_3 (P_{4s} - P_3)$ (fluide incompressible $v = cst$)
4s-1 4s-1' (cycle avec surchauffe)	Préchauffage (4-a) et vaporisation (a-1) isobares dans la chaudière : $\dot{W}_{41} = 0$ $\dot{Q}_c = \dot{m} \Delta h_{4s1} = \dot{m}(h_1 - h_{4s}) > 0$, [kW] $\dot{Q}_c = \dot{m} \Delta h_{4s1'} = \dot{m}(h_{1'} - h_{4s})$, [kW]

II.7.1.3 Le bilan énergétique du cycle de de Rankine (et Rankine avec surchauffe)

Le travail utile du cycle de Rankine est donné par :

$$W_{utile} = W_{cycle} = \dot{W}_{is}^T + \dot{W}_{is}^P = \dot{W}_{net}^T = -(\dot{Q}_c + \dot{Q}_f) \quad (2.64)$$

$\dot{W}_{net}^T$ est la puissance nette de la turbine, elle est égale à la somme algébrique de la puissance brute ($\dot{W}_{is}^T$) délivrée par la turbine et la puissance nécessaire à la pompe ($\dot{W}_{is}^P$) la puissance reçue Q_c au niveau de la chaudière, le rendement thermique du cycle de Rankine idéal s'écrit comme :

$$\eta_{th} = \left| \frac{\dot{W}_{cycle}}{\dot{Q}_c} \right| = 1 + \frac{\dot{Q}_f}{\dot{Q}_c} = 1 + \frac{h_3 - h_{2s}}{h_1 - h_{4s}} \quad (2.65)$$

Pour le cycle de Rankine avec surchauffe, le rendement thermique s'écrit comme :

$$\eta_{th} = \left| \frac{\dot{W}_{cycle}}{\dot{Q}_c} \right| = 1 + \frac{\dot{Q}_f}{\dot{Q}_c} = 1 + \frac{h_3 - h_{2rs}}{h_{1'} - h_{4s}} \quad (2.66)$$

II.7.2 Le cycle combiné gaz-vapeur

On appelle cycle combiné l'intégration en une seule unité de production de deux technologies complémentaires en terme de niveau de température : les turbines à gaz et les centrales à vapeur. Les premières fonctionnent à haute température (dans une machine moderne les gaz entrent typiquement à 1200 °C dans la turbine de détente, et en ressortent vers 500 °C), et les secondes opèrent à des températures plus basses (entre 450 °C et 30 °C).

Dans ces conditions, les gaz d'échappement de la turbine à gaz sont valorisés dans une chaudière de récupération où l'on produit de la vapeur qui est ensuite détendue dans une turbine à condensation. Le cycle combiné ainsi obtenu est un mariage particulièrement réussi dans la recherche de l'amélioration du rendement thermique : avec les matériels disponibles actuellement, les rendements atteints dépassent 55 % et sont donc supérieurs à ceux que l'on peut espérer, même à moyen terme, des futures centrales à vapeur les plus avancées.

Chaque turbine fait tourner son propre alternateur et produit de l'électricité, généralement un tiers pour la turbine à vapeur et deux tiers pour la turbine à gaz.

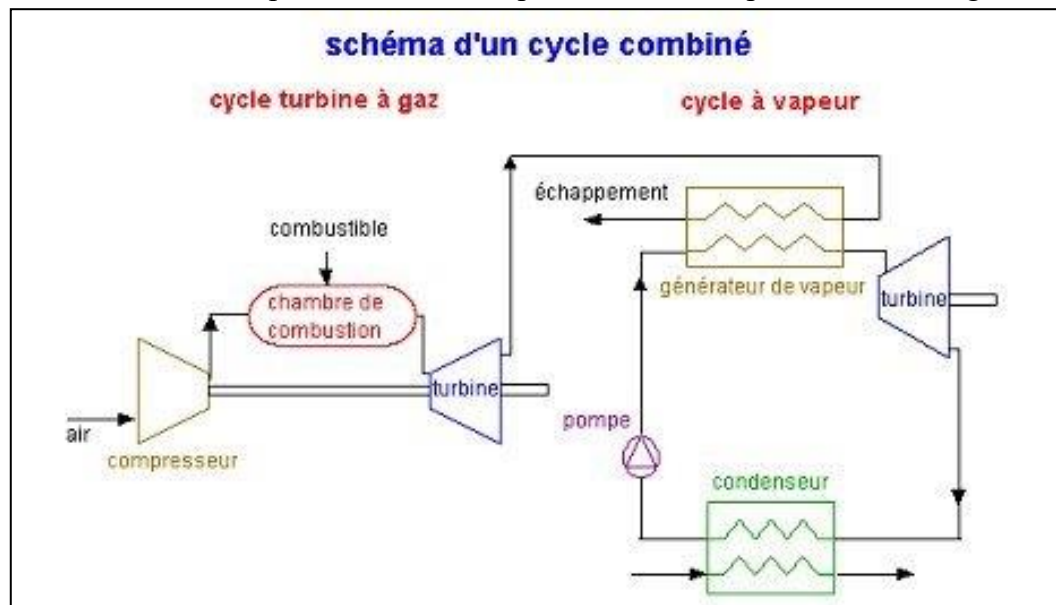


Figure 2.17 : Cycle combiné.

Les échanges enthalpiques au sein d'un cycle combiné peuvent être résumés par le schéma de cette figure :

- la turbine à gaz reçoit la chaleur Q_g de la source chaude. Il en sort d'une part un travail utile τ_g , et d'autre part une chaleur ($Q_v + Q_p$). Le premier terme correspond à la chaleur fournie au cycle à vapeur, le second à des pertes ;
- le cycle à vapeur produit un travail utile τ_v , et rejette au condenseur la chaleur Q_c

Avec : Q_g : la chaleur de la source chaude (1)

Q_p : les pertes

Q_v : la chaleur fournie au cycle à vapeur

W_g : le travail utile (2)

Q_c : la chaleur rejetée au condenseur

W_v : le travail utile

Le rendement thermique η_{cc} du cycle combiné se calcule comme suit

$$\eta_{cc} = \frac{W_g + W_v}{Q_g} = \eta_g + \frac{Q_v}{Q_g} \eta_v$$

$$\varepsilon = \frac{Q_v}{Q_p + Q_v} = \frac{Q_g}{Q_p + Q_v} \frac{Q_v}{Q_g} = \frac{1}{1 - \eta_g} \frac{Q_v}{Q_g}$$

$$\eta_{cc} = \frac{\tau_g + \tau_v}{Q_g} = \eta_g + \eta_v \frac{Q_v}{Q_g} = \eta_g + \varepsilon (1 - \eta_g) \eta_v$$

$$\eta_{cc} = \eta_g + \varepsilon (1 - \eta_g) \eta_v$$

Avec :

η_g : le rendement de la turbine à gaz

η_v : le rendement de la turbine à vapeur

Le terme Q_v / Q_g dans l'expression de η_{cc} peut être écrit en fonction de l'efficacité d'une chaudière de récupération η_{CR} car on a :

$$\eta_{CR} = \frac{Q_v}{Q_p + Q_v} = \frac{1}{1 - \eta_g} \frac{Q_v}{Q_g}$$

•

Le rendement du cycle combiné est égal à la somme de celui de la turbine à gaz et du produit de son complément à un par l'efficacité du GVR et par le rendement du cycle à vapeur.

À titre d'exemple, avec $\eta_g = 0,29$, $\eta_v = 0,32$, et $\varepsilon = 0,83$, on obtient $\eta_{cc} = 0,48$.

