

-الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية-

République Algérienne Démocratique et Populaire

وزارة التعليم العالي والبحث العلمي

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

Centre Universitaire AbdelhafidBoussof - Mila

Institut des Sciences et de la Technologie

Département de Génie Mécanique et Électromécanique



N° Ref :.....

**Polycopié pédagogique
Spécialité : Énergétique**

Machine Thermique.

Destiné aux étudiants de Master Génie Mécanique spécialité Energétique

Réalisé par : Dr. TOUAHRIA Abdeldjaouad

Maitre de conférence –B-

Année universitaire : 2023/2024

Apropos de ce polycopié

Ce polycopié de la **Machine Thermique**, est destiné aux étudiants de Master génie mécanique spécialité énergétique spécialement, ainsi qu'aux des étudiants des cycles courts et cycles longs du domaine sciences et techniques d'enseignement supérieur.

Le manuscrit est constitué de cours détaillé, il est conforme aux programmes de **Machine Thermique** agréée par le ministère. Sa présentation didactique est le fruit de plusieurs années d'expérience pédagogique de l'auteur. Son contenu résulte de la lecture de nombreux ouvrages et documents dont la plupart sont cités dans les références bibliographiques.

L'objectif de ce cours est de fournir les principales clés permettant à l'ingénieur de comprendre les grands principes de transformation de l'énergie et leur mise en application, notamment par l'intermédiaire de cycles thermodynamiques. La thermodynamique est une science développée principalement au cours du dix-neuvième siècle et a été un élément important de la révolution industrielle. Elle est une science de l'ingénieur par excellence : une théorie scientifique à part entière (encore active) au cœur d'enjeux industriels et sociétaux majeurs d'aujourd'hui et de demain. De ce fait, ceux qui sauront proposer des solutions innovantes, ingénieuses et viables économiquement permettant d'économiser l'énergie et les matières premières pourront développer des activités économiques et industrielles florissantes.

Ce cours n'est pas un cours d'introduction à la thermodynamique et il est nécessaire de connaître les notions fondamentales de la thermodynamique classique. Ces notions seront cependant rappelées sous une forme volontairement appliquée et non pas axiomatique afin d'en privilégier l'interprétation physique.

Sommaire :

Machines thermiques

Semestre : 1

Unité d'enseignement : UEF 1.1.1

Matière : Machines thermiques

VHS : 45h (cours : 01h30, TD : 01h30, TP : 01h30 X 2)

Crédits : 4

Coefficient : 2

Objectifs de l'enseignement :

Cet enseignement participe à l'acquisition de connaissances essentielles aux étudiants de master énergétique. Les étudiants obtiendront les fondamentaux pour **comprendre et analyser le fonctionnement de différents types de machines thermiques.**

Connaissances préalables recommandées :

Thermodynamique

Contenu de la matière :

Chapitre 1 : Rappel de thermodynamique technique

(2 semaines)

- Notions de variables d'états, équations d'états des gaz parfaits
- Premier principe de la thermodynamique
- Deuxième principe de la thermodynamique

Chapitre 2 : Machines à cycles récepteurs

(3 semaines)

- Compresseurs (compresseurs alternatifs: compression mono-étagée et multi-étagée, rendements)
- Machines frigorifiques
- Pompe à chaleur

Chapitre 3 : Cycles Idéaux des Moteurs à combustion interne

(2 semaines)

- Cycle à allumage commandé
- Cycle Diesel
- Cycle mixte

Chapitre 4 : Turbine à gaz et turboréacteur

(3 semaines)

- Cycle de base,
- Autres cycles,
- Critères de performance et rendements

Chapitre 5 : Turbine à vapeur

(3 semaines)

- Cycle de Rankine sans et avec surchauffe
- Cycle de Hirn
- Cycles à soutirage

Chapitre 6 : Autres types de moteurs

(2 semaines)

- Moteurs Stirling
- Moteur Ericsson
- Moteur à air comprimé

Mode d'évaluation :

Contrôle Continu : 40%, Examen : 60%.

Références bibliographiques :

1. *Thermodynamique technique, volumes 1,2 et 3, Maurice Bailly- Bordas Paris –Montréal 1971.*
2. *Machines thermiques, EmilianKoller, collection technique et ingénierie Dunod, 2005*
Thermodynamique des systèmes fluides et des machines thermiques :Principes, modèles et applications, FOHR Jean-Paul, Lavoisier 2010

Chapitre I : Rappel de la thermodynamique technique

Chapitre 1 : Rappel de thermodynamique technique

(2 semaines)

- Notions de variables d'états, équations d'états des gaz parfaits
- Premier principe de la thermodynamique
- Deuxième principe de la thermodynamique

1. Introduction

On désigne par les machines thermiques des appareils ayant pour objectif de faire en sorte qu'un fluide (système thermodynamique) échange de chaleur et du travail avec son milieu extérieur. Les machines thermiques font subir à des fluides des transformations qui constituent des cycles fermés ou ouverts. Lorsque la machine échange de la matière avec son environnement, elle est dite à **cycle ouvert** (cas du moteur à combustion interne). Dans le cas contraire, elle est dite à **cycle fermé**, on cite à titre d'exemples **les machines à vapeur, les machines frigorifiques et les pompes à chaleur**.

Dans une autre classification, une machine est dite **machine thermodynamique** (**Machine motrice**) si, elle a fourni un travail au milieu extérieur (moteur à combustion interne, turbine à gaz, turbine à vapeur), elle est dite **machine dynamo-thermique** (**réceptrice**) dans le cas inverse (par exemple : machine frigorifique, pompe à chaleur). Les machines thermiques peuvent être, des machines **mono-thermes** (compresseur, chauffage électrique) ou des machines **di-thermes** (machine à vapeur, machine frigorifique...).

2. Etat du système thermique.

L'état du système est décrit ou caractérisé par un certains nombres de paramètres (m, p, V, T, \dots) dites **variables d'état**. Ils expriment les propriétés du système considéré. Ces variables d'état sont dépendantes les unes aux autres, et la variation d'une variable provoque la variation des autres. Cette dépendance de variables d'état est gouvernée par une relation dite **équation d'état**.

$$f(P, V, T) = 0 \quad (1.1)$$

Souvent, on peut réaliser des **transformations** entre l'état 1 et l'état 2 de plusieurs façons différentes, c.à.d en empruntant des **chemins différents**. En général, la variation d'une grandeur **dépend** du chemin suivi pour aller de l'état 1 à l'état 2.

Mais, il existe en Thermodynamique des fonctions liées aux variables d'état dont les variations au cours d'une transformation sont **indépendantes** du **chemin suivi**. Ces grandeurs ou fonctions sont dites **fonctions d'état**. Ce sont des grandeurs indirectes, qui se déterminent à partir des variables d'état, elles ne sont pas mesurables directement. A titre d'exemple, on peut citer les fonctions suivantes : **l'énergie interne (U), l'enthalpie (H) et l'entropie (S)**.

Elles sont caractérisées par :

- leur indépendance en fonction du chemin suivi par la transformation
- le fait que la différentielle est une différentielle exacte alors, ($\Delta F_{12} = F_2 - F_1$, ceci

quelque soit le chemin suivi)

ex. : l'énergie interne U , l'enthalpie H et l'entropie S sont des **fonctions d'état**, mais, le travail W et la chaleur Q , **ne sont pas** des fonctions d'état.

- variables ou grandeurs **thermiques** (p , V , T) ou **calorifiques** (U , H , W , Q , S)
- variables **extensives** c.à.d proportionnelles à la quantité de matière telles (m , V , U ...) ou variables **intensives** c.à.d indépendantes de la masse telle (p , T , concentration...) On définit souvent des **grandeurs massiques** c.à.d rapportées à l'unité de masse du système, telles :
 - le volume massique : $v = V/m$ en $[m^3/kg]$
 - l'énergie interne ou l'enthalpie massique : $u = U/m$ ou $h = H/m$ en $[J/kg]$ Ces grandeurs sont reliées entre elles par des relations, exemple : $m = \rho V$.

En général, **les fluides intervenants dans les machines thermiques sont assimilés à des gaz parfaits**, d'où l'intérêt particulier de la thermodynamique à étudier ces gaz.

3. Définition d'un Gaz parfaits

Un gaz parfait est un gaz dont les molécules n'ont aucune action mutuelle. Lorsque l'on fait croître le volume occupé par le gaz, la pression du gaz décroît tandis que les interactions entre molécules diminuent et s'annulent, il n'y a aucune interaction entre les molécules (Forces intermoléculaires nulles). Ou simplement, Un gaz parfait est un gaz qui obéit rigoureusement aux trois lois de: **MARIOTTE**, **GAY LUSSAC** et **CHARLES**. Ou encore, c'est, un gaz idéal qui satisfait à l'équation d'état des gaz parfait.

Sous certaines conditions, un gaz réel peut être considéré comme un gaz parfait, par exemple : sous une très faible pression ou sous haute température. Sous les hypothèses citées ci-dessus, nous abordons l'étude des fluides moteurs (constituants les systèmes thermiques) comme étant des gaz parfaits.

L'étude des gaz nécessite de rappeler les variables d'état suivantes :

-Le volume massique du gaz :

$$v = \frac{V}{m} \quad [m^3/kg]$$

-La masse volumique (masse spécifique) du gaz :

$$\rho = \frac{m}{V} = \frac{1}{v} \quad [\text{kg/m}^3]$$

-La pression:

$$P = \frac{F}{A} \quad [\text{N/m}^2]$$

-La température :

La température T est un paramètre qui caractérise l'état thermique du gaz, c.à.d. son degré d'agitation thermique.

4. Loi des gaz parfaits

4.1. Loi d'état

Quelques observations expérimentales conduisent aux lois de Mariotte et de Charles & Gay-Lussac, auxquelles obéissent les gaz thermiquement parfaits.

• Mariotte :

Si on maintient constante la température d'une masse de gaz, le produit PV est constant.

$$PV = C^{te}$$

• Charles & Gay-Lussac :

$$PV_m / T = R.$$

Avec : R une constante pour tous les gaz à condition qu'ils soient suffisamment raréfiés (faible masse volumique) et V_m le volume molaire du gaz considéré. En divisant par la masse molaire M on trouve le volume massique : $v = V_m / M$, et s'en déduisent les formes les plus couramment utilisées de la loi d'état des gaz parfaits.

4.2. Equation d'état des gaz parfaits

En combinant les lois de Boyle-Mariotte et de Charles, la relation suivante est obtenue :

$$\frac{PV}{T} = C^{te} \quad (1.2)$$

La constante dans l'équation précédente est dite constante universelle des gaz parfait est désignée par R , c'est une propriété liée à la masse molaire (M) en (Kg/K mole) du gaz. Ainsi l'équation des gaz parfaits devient :

$$PV = R \cdot T \quad (1.3)$$

Cette équation est dite aussi *équation de Clapeyron*, elle est valide pour une mole du gaz, pour n moles, elle devient :

$$PV = m \cdot r \cdot T \quad \text{ou} \quad PV = n \cdot R \cdot T \quad \text{et} \quad p v = r T \quad (1.4)$$

avec :

P : pression (Pa) V : volume (m^3) T : température (K) n : est un nombre de moles et $r = R/M$ une constante massique (intensive) propre à chaque gaz parfait. Par exemple pour l'air atmosphérique, $r = 287 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$. $R = r \cdot M = 8,31451 \text{ Pa} \cdot \text{m}^3 \cdot \text{mol}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ ou $\text{J} \cdot \text{mol}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} = 8.32 \text{ J/mole} \cdot \text{K}$, R : constante des gaz parfaits (est une constante universelle)

En résumé alors, la loi des gaz parfaits est donnée par la formule suivante:

$$PV = n \cdot R \cdot T \quad (1.5)$$

Avec

P : la pression en Pascals (N/m^2),

V : le volume en m^3 ,

n : le nombre de moles,

R : la constante égale à $8,315 \text{ J/mole.K}$,

T : la température en Kelvin

La loi des gaz parfaits peut aussi être exprimée en **unité de masse** :

$$PV = m \cdot r \cdot T \quad (1.6)$$

Où

r : est la constante

R : ramenée à **(01) un kg de gaz** : $r = R/M$ et M est la masse molaire du gaz. Pour l'air, la masse molaire est de $M = 29.10^{-3} \text{ kg/mol}$, et $r = 287 \text{ J/kg.K}$.

Remarque : ils existent des types de gaz autre que gaz parfait comme :

- Gaz semi-parfaits

On distingue alors entre *gaz parfait* et *semi-parfait*, satisfaisant à l'équation :

$$P \cdot V = n \cdot R \cdot T$$

-pour un **gaz parfait** les **chaleurs massiques** (C_p et C_v) sont **constantes**. On demande en outre à un gaz calorifiquement parfait de posséder des chaleurs massiques c_p et c_v constantes.

-pour un **gaz semi-parfait** les **chaleurs massiques** sont en fonction de la **température**. Dans le cas où on a seulement $c_p - c_v = \text{cte}$, le gaz est appelé **semi-parfait**.

- Gaz réels

Dans les gaz réels les forces d'interaction intermoléculaires et les volumes mêmes des molécules ne sont pas négligeables. Dans ce cas l'interdépendance des variables d'état assurée par l'équation d'état $f(P, V, T) = 0$ à une forme plus compliquée.

En introduisant dans l'équation des gaz parfaits ci-dessus des corrections qui tiennent compte du volume des molécules du gaz par le terme (B) et des forces d'interaction par

(a / V^2) . Pour n mole du gaz, l'équation résultante est dite équation de **Van der Waals**.

$$\left(P + a \left(\frac{n}{V} \right)^2 \right) (V - n.B) = n.RT \quad (1.7)$$

Les valeurs numériques de a et b sont caractéristiques d'un gaz donné peuvent être calculées par des relations données.

Un gaz parfait (GP) est parfait thermiquement et calorifiquement.

Pour les corps purs et homogènes, seuls trois variables principales sont considérées, à savoir P, V et T. L'équation d'état permet d'exprimer une variable d'état en fonction des deux autres, pour les gaz parfaits :

1° En termes de pression : $P = n RT / V$

2° En termes de volume : $V = n RT / P$

3° En termes de température : $T = PV / nR$

4° En termes de masse : $m = MPV / RT$

5° En termes de la constante universelle des gaz parfaits :

$$T = PV / mr$$

6° En termes de densité : $\rho = m/V = MP / RT.$

5. Calcul d'une transformation thermodynamique.

Le calcul d'une transformation thermodynamique consiste à :

- Déterminer les paramètres du système au début et à la fin de la transformation ;
- Déterminer les variations des variables et des fonctions d'état au cours de la transformation.
- Déterminer les quantités de la chaleur et du travail mis en jeu entre le système et son milieu extérieur lors de la transformation.

Dans ce sens, l'étude des transformations se déroule de la manière suivante :

1° -Selon les conditions et sur la base de l'équation de Clapeyron, on obtient les équations de transformations, sous la forme : $P=f(V)$; $T=f(V)$; $T=f(P)$; $V=f(T)$

2°- Sur la base de l'équation de la transformation, on peut établir les valeurs des variables d'état au début (P_1, V_1, T_1) et à la fin (P_2, V_2, T_2) de la transformation.

3°- Evaluation des quantités de Chaleur Q et du travail W par leurs relations respectives :

$$Q = m \int C dT \quad (1.8)$$

$$W_p = - \int P dV \quad (1.9)$$

4°- Calcul des variations sur *les fonctions d'état* :

a) Energie interne :

$$\Delta U = Q + W = U_2 - U_1 = m C_v (T_2 - T_1) \quad (1.10)$$

b) Enthalpie :

$$\Delta H = H_2 - H_1 = m C_p (T_2 - T_1) \quad (1.11)$$

c) Entropie :

$$\Delta S = S_2 - S_1 = \Delta Q / T_e \quad (1.12)$$

Application-Exemple : D'après la loi du gaz parfait, dans les conditions normales de pression et de température ($P = 1 \text{ atm}$, $T = 273 \text{ K}$), une mole de gaz parfait occupe un volume de 22,4 litres.

PV = n RT avec $n = 1 \text{ mol}$, $T = 273 \text{ K}$,

$P = 1 \text{ atm} = 1,013 \cdot 10^5 \text{ Pa} = 760 \text{ mm Hg}$ et $V = 22,4 \text{ L}$

1. Constante R en $\text{L.atm.mol}^{-1}.\text{K}^{-1}$

$$R = PV / nT, R = 1 \text{ atm } 22,4 \text{ L} / 1 \text{ mol } 273. \text{ K}, R = 0,082 \text{ L.atm.mol}^{-1}.\text{K}^{-1}$$

2. Constante R en $\text{J.mol}^{-1} . \text{K}^{-1}$ avec $1 \text{ joule} = 1 \text{ Pa.m}^3$

$$R = PV / nT \quad R = 1,013. 10^5 \cdot \text{Pa } 22,4 \text{ L} \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 / 1 \text{ mol } 273 \text{ K}, \quad R = 8,31 \text{ J.mol}^{-1} . \text{K}^{-1}$$

3. Constante R en L.mm de Hg.mol⁻¹ .K⁻¹ .

$$R = PV / nT \quad R = 760 \text{ mmHg} \cdot 22,4\text{L} / 1\text{mol} \cdot 273\text{K}, \quad R = 62,36 \text{ L.mmHg mol}^{-1}\text{K}^{-1}$$

4. Avec 1cal = 4,18 J => R = 8,31 / 4,18 R = 1,99 cal.mol⁻¹ . K⁻¹

6. Le premier principe de la thermodynamique &

La définition de l'énergie interne (U).

L'énergie est définie comme la capacité d'un système à effectuer des travaux ou de produire de la chaleur. L'énergie potentielle et l'énergie cinétique sont des formes macroscopiques d'énergie. Elles peuvent être visualisées en fonction de la position et de la vitesse d'objets. En plus de ces formes macroscopiques de l'énergie, une substance possède plusieurs formes microscopiques d'énergie. Qui sont notamment ceux liés à la rotation, les vibrations et les interactions entre les molécules d'une substance. Aucune de ces formes d'énergie ne peut être mesurée ou évaluée directement, mais les techniques ont été développées pour évaluer la variation de la somme totale de toutes ces formes d'énergie. Ces formes microscopiques d'énergie sont appelées **l'énergie interne**, habituellement représentés par le symbole U .

Le premier principe de la thermodynamique ce n'est rien d'autre que l'application du principe de la conservation d'énergie. Le premier principe de la thermodynamique définit la variation de l'énergie interne (ΔU) d'un système comme étant égale à la différence de quantité de chaleur (Q) échangée par le système et le travail (W) fournit ou reçu par le système. Le travail est une autre forme d'énergie causé par le mouvement ou la déformation du système (détente ou compression)

Autrement dit, au cours d'une transformation, la variation d'énergie interne ΔU est égale à l'énergie totale échangée avec l'extérieur.

Considérons un système fermé où il n'y a pas de transfert de masse entrant ou sortant du système, où la masse du fluide reste constante. Pour un tel système, le **1^{er} principe de la thermodynamique** se résume comme suit:

$$\Delta U = Q + W \quad (1.13)$$

Avec:

Q : Energie transférée à travers les limites du système causé par la différence de température.

W : Le travail reçu ou fourni par le système, le travail alors est une autre forme d'énergie causé par le mouvement ou la déformation du système (détente ou compression)

Ce principe repose sur l'usage des concepts de l'énergie interne ΔU , la chaleur (Q) et le

travail du système (W).

Ce résultat exprime simplement la conservation de l'énergie au cours d'une transformation quelconque d'un système fermé, constitue le premier principe de la thermodynamique. Il exprime le fait que l'énergie interne permet, outre un dégagement de chaleur, la production de travail. Il ne fait aucune distinction entre les diverses formes d'énergie, et n'impose aucune restriction quant au sens dans lequel chaleur et travail sont échangés. C'est le principe qui est à l'origine des moteurs thermiques.

En général, l'énergie totale E d'un système est la somme de l'énergie cinétique E_c , de l'énergie potentielle E_p et de l'énergie interne U

$$E = E_p + E_c + U \quad (1.14)$$

Les énergies cinétique et potentielle sont communes entre la mécanique et la thermodynamique, mais, l'énergie interne est une énergie propre à la thermodynamique.

Pour un système fermé, l'énergie totale E échangée avec l'environnement est divisée en deux parties : l'apport de chaleur Q au système et le travail effectué W par le système. Dans ce cas, l'équation précédente s'écrit :

$$(W_p + Q) = \Delta E_p + \Delta E_c + \Delta U \quad (1.15)$$

Avec :

ΔE_p : la variation d'énergie potentielle

ΔE_c : la variation d'énergie cinétique

$W_p = -\int P dV$, Travail des forces de pression

Généralement, en thermodynamique, les variations de l'énergie cinétique et potentielle sont nulles.

L'expression du premier principe pour un système ouvert est donnée:

$$W_T + Q = m (\Delta E_p + \Delta E_c + \Delta H) \text{ en joule, j/s = watt} \quad (1.16)$$

$$W_T + Q = (\Delta E_p + \Delta E_c + \Delta H) \text{ en joule/kg} \quad (1.17)$$

Avec :

$W_T = \int V dP$, Travail technique.

m : Débit massique s'écoulant dans le système ouvert

$\Delta H = U + P V$: Enthalpie du système

7. Le deuxième principe de la thermodynamique (Postulat de CLAUSIUS).

Alors, la chaleur ne passe pas d'elle-même (spontanément) d'une source froide vers une source chaude, mais toujours du chaud vers le froid. (C'est une Evolution naturelle). Ainsi un transfert de chaleur d'un corps chaud vers un corps froid s'effectue sans travail, mais pas l'inverse. Le second principe de la thermodynamique établit précisément un critère permettant de distinguer entre les transformations possibles et impossibles ; qui est l'entropie (S).

Alors, le deuxième principe est basé sur l'entropie (S) qui est une fonction d'état en J/K qui mesure la dégradation de l'énergie du système macroscopiquement ou le désordre dans le système microscopiquement. La variation d'entropie d'un système au cours d'une transformation peut être décomposée en deux termes:

$$dS = dS_e + S_g \quad (1.18)$$

avec

dS : variation d'entropie du système

dS_e : est la variation d'entropie due aux échanges de chaleur du système avec l'environnement

S_g : est la variation d'entropie due aux phénomènes irréversibles internes du systèmes.

- Pour un système fermé :

Le bilan entropique du système fermé s'écrit comme suit:

$$\Delta S = S_2 - S_1 = \delta Q / T_e + S_g \quad (1.19)$$

$$S_g \geq 0$$

$$S_g = 0 \text{ Pour une transformation réversible}$$

- Pour un système ouvert :

Le bilan entropique du système ouvert s'écrit comme suit:

$$\Delta S = S_2 - S_1 = \delta Q / T_e + S_g \quad (1.20)$$

$$S_g \geq 0$$

$$S_g = 0 \text{ Pour une transformation réversible}$$

Où :

$$\delta Q = T_e \Delta S - T_e S_g; \quad \text{alors} \quad \delta Q = T_e \Delta S - \delta f \quad \text{avec} \quad \delta f \geq 0$$

$$\Delta S = \delta Q / T_e + m' (s_2 - s_1) + S_g \quad (1.21)$$

m' : Débit massique s'écoulant dans le système ouvert

Calcul de la variation d'entropie.

$$dS = C_v dT/T + r dV/V \quad (V,T) \quad (1.22)$$

$$dS = C_p dT/T + r dP/P \quad (P,T) \quad (1.23)$$

$$dS = C_v dP/P + C_p dV/V \quad (V,T) \quad (1.24)$$

Lorsqu'elle ne dépend que des deux états : initial et final de la transformation, elle est donnée par :

$$\Delta S = (S_2 - S_1) \quad (1.25)$$

Nb : Si on travaille avec une mole de gaz parfait, on remplace r par R (Constante universelle des gaz parfaits, $R = 8.32 \text{ J/Mole}^\circ\text{k}$) et v (volume massique) par V (volume molaire, $V = 22,4 \text{ l}$).

Concernant les machines thermiques Il existe deux formulations classiques du second principe de la thermodynamique, qui décrivent le comportement des machines thermiques.

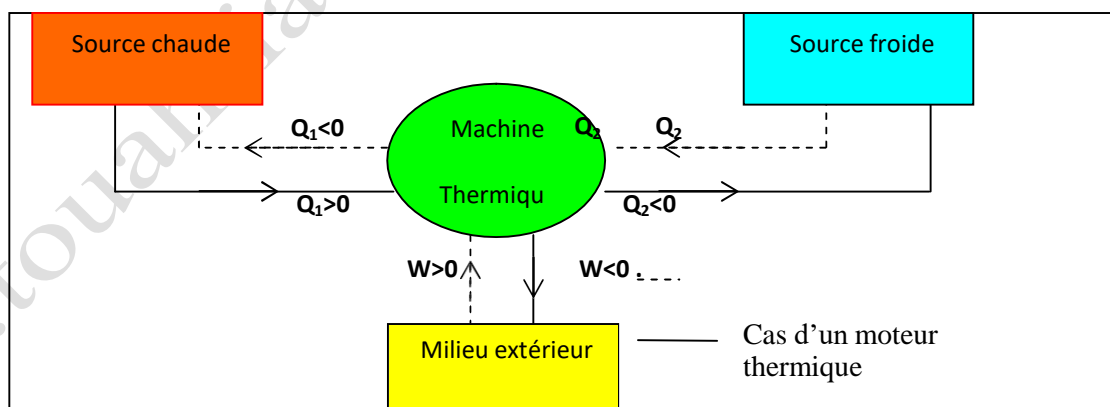
▪ **Enoncé de Clausius**

" Il est impossible de réaliser un appareil décrivant un cycle dont le seul effet serait de transférer une quantité de chaleur d'une source froide à une source chaude".

▪ **Enoncé de Kelvin Planck**

" Il est impossible de réaliser un appareil décrivant un cycle qui fournirait du travail en échangeant de la chaleur avec une seule source".

Cet énoncé se réfère aux machines thermiques et stipule qu'une machine ne peut transformer intégralement la chaleur reçue d'une source chaude en travail. Il faut qu'une certaine quantité de chaleur soit cédée à une source froide.



Q_1 : Quantité de chaleur échangée avec la source chaude de température T_1 .

Q_2 : Quantité de chaleur échangée avec la source froide de température T_2 .

W : Travail mécanique échangée avec le milieu extérieur.

Fig.1.1 : Schéma explicatif d'échange thermique cas de Machine Thermique

Alors pour analyser les performances d'une machine thermique deux bilans seront appliqués :

a-Bilan énergétique

b- Bilan entropique.

a. Bilan énergétique (premier principe de la thermodynamique)

- Pour un système fermé :

$$\Delta U = Q + W$$

Avec:

Q : Energie transférée à travers les limites du système causé par la différence de température.

W : Le travail est une autre forme d'énergie causé par le mouvement ou la déformation du système (détente ou compression)

- Pour un système ouvert :

$$W_T + Q = m (\Delta E_p + \Delta E_c + \Delta H) \text{ en joule, j/s= watt}$$

m' : Débit massique s'écoulant dans le système ouvert

$H = U + P V$: Enthalpie du système

b. Bilan entropique (deuxième principe de la thermodynamique)

- Pour un système fermé :

$$\Delta S = S_2 - S_1 = \delta Q / T_e + S_g$$

$$S_g \geq 0$$

$$S_g = 0 \text{ Pour une transformation réversible}$$

- Pour un système ouvert :

$$\Delta S = \delta Q / T_e + m' (s_2 - s_1) + S_g$$

$$S_g \geq 0$$

$$S_g = 0 \text{ Pour une transformation réversible}$$

m' : Débit massique s'écoulant dans le système ouvert

8. Notion du rendement d'un cycle et Cycle thermodynamique.

8.1. Rendement d'un cycle

Pour quantifier la valeur des cycles thermodynamiques, on a besoin de définir une notion de performance. On va en général parler de rendement qu'on va toujours définir comme étant le ratio entre une quantité qu'on désire par rapport à ce qu'on a fourni pour l'obtenir. Pour un moteur thermique, on désire obtenir du travail en fournissant de la chaleur à partir d'un réservoir chaud, ce rendement sera toujours compris entre 0 et 1.

8.2. Cycle thermodynamique

Dans la pratique, ces transformations ne sont pas réversibles, alors on remplace ces processus irréversibles par des transformations réversibles plus facilement calculables, d'où on obtient des machines idéales. Il existe plusieurs cycles thermodynamiques.

8.2.1. Cycle de Carnot

Le cycle de Carnot est un cycle thermodynamique théorique pour un moteur ditherme, constitué de quatre processus réversibles : une détente isotherme réversible, une dilatation adiabatique réversible (donc isentropique), une compression isotherme réversible, et une compression adiabatique réversible.

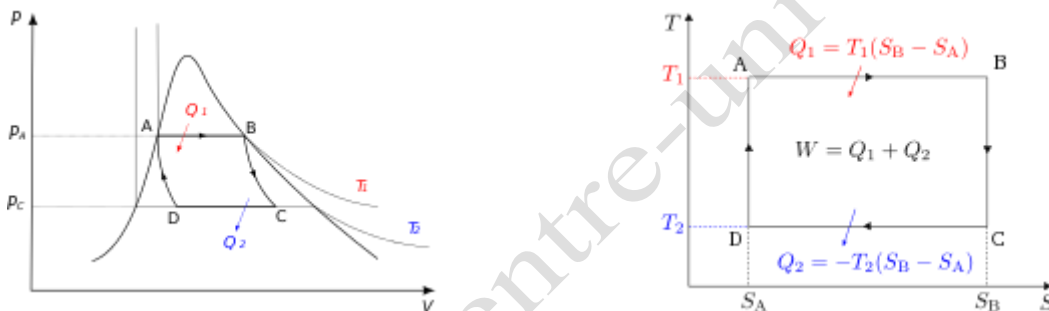


Fig.1.2 : Schéma explicatif d'un Cycle de Carnot moteur pour un corps diphasé :

- | | |
|---|-----------------------------------|
| a) dans le diagramme de Clapeyron . | b) diagramme température-entropie |
| - AB : vaporisation complète ; | - AB : détente isotherme ; |
| - BC : détente adiabatique ; | - BC : détente adiabatique ; |
| - CD : liquéfaction partielle ; | - CD : compression isotherme ; |
| - DA : compression adiabatique- et liquéfaction de la vapeur présente en D | - DA : compression adiabatique. |

L'efficacité des autres cycles et des machines réelles est comparée à celle du cycle de Carnot par le biais du **rendement**, un nombre sans dimension compris entre 0 (efficacité nulle) et 1 (efficacité parfaite).

Le deuxième principe de la thermodynamique permet d'établir pour une transformation réversible (pour laquelle la température à la frontière du fluide est égale à la température de la source) l'égalité de Clausius-Carnot :

$$Q_f / T_f + Q_c / T_c = 0 \quad (1.19)$$

avec :

- Q_f transfert thermique avec la source froide ;
- Q_c transfert thermique avec la source chaude ;

T_f température de la source froide, constante (en kelvin) ;

T_c température de la source chaude, constante (en kelvin).

L'efficacité thermodynamique (ou énergétique) d'un système est définie comme le rapport entre l'énergie utile en sortie de ce système, et l'énergie fournie par les utilisateurs en entrée de ce système. Pour un cycle de Carnot moteur, on a donc :

$$\eta = \text{efficacité énergétique} = \text{énergie utile en sortie} / \text{énergie fournie en entrée} \quad (1.20)$$

Pour un cycle de Carnot moteur, l'énergie utile est celle correspondant au travail algébrique W fourni par le fluide (et donc compté négativement), et l'énergie reçue par le fluide est sous forme d'énergie thermique apportée par la source chaude (Q_c) grâce à un transfert thermique.

Par définition, on obtient donc pour un cycle de Carnot moteur :

$$\eta = - W / Q_c \quad (1.21)$$

Par ailleurs, le premier principe de la thermodynamique appliqué à ce cycle donne :

$$\Delta U = W + Q_f + Q_c = 0 \rightarrow -W = Q_f + Q_c \quad (1.22)$$

On obtient donc :

$$\eta = Q_f + Q_c / Q_c = 1 + Q_f / Q_c \quad (1.23)$$

L'égalité de Clausius-Carnot (expression du second principe) affirme que

$$Q_f / Q_c \leq - T_f / T_c$$

Ainsi:

$$\eta \leq 1 - T_f / T_c$$

On obtient une efficacité $\eta < 1$. Il est donc impossible d'obtenir une efficacité de 100 %, même pour le cycle de Carnot moteur entièrement réversible, sauf pour le cas irréaliste où : $T_f = 0$ K.

8.2.2. Efficacité d'une machine frigorifique (MF)

Dans le cas d'une machine frigorifique (climatisation, réfrigérateur...), le cycle de Carnot reçoit un travail extérieur et l'utilise pour réaliser un transfert thermique permettant de prendre de l'énergie thermique au milieu que l'on cherche à refroidir, appelé source froide (intérieur d'un réfrigérateur par exemple). L'efficacité d'un tel cycle est donnée par :

$$e_c = Q_f / W = T_f / (T_c - T_f) \quad (1.24)$$

Q_f : le transfert thermique (chaleur) échangé entre la machine et la source froide ;

W : le travail total sur le cycle ;

T_f : la température de la source froide ;

T_c : la température de la source chaude.

L'efficacité d'une machine frigorifique de Carnot n'est pas nécessairement inférieure à 1. Elle est d'autant plus grande (et tend vers l'infini) que les températures des sources sont proches l'une de l'autre. Toutes les machines frigorifiques réelles ont une efficacité inférieure à celle de la machine de Carnot correspondante.

8.2.3. Efficacité thermique d'une pompe à chaleur (PAC)

Dans le cas d'une pompe à chaleur, le cycle de Carnot reçoit un travail extérieur et l'utilise pour apporter de l'énergie thermique au milieu que l'on cherche à réchauffer, appelée source chaude (par exemple, l'intérieur d'une maison). L'efficacité d'un tel cycle est donnée par :

$$e_c = -Q_c / W \leq T_c / (T_c - T_f) = e_c \quad (1.25)$$

Q_c : chaleur transférée à la source chaude par la pompe à chaleur ;

W : travail total sur le cycle ;

T_f : température de la source froide ;

T_c : température de la source chaude.

Cette efficacité (e_c) est appelée coefficient de performance ou *COP*, plutôt que rendement puisque sa valeur est systématiquement supérieure à 1.

La valeur de (e_c) fournit la limite supérieure du *COP* de toute pompe à chaleur réelle fonctionnant entre des sources aux températures T_f et T_c .

Unités :

Système MKS (ou SI)

- temps en [s]
- température en degré [K], avec $T [K] = t ^\circ C + 273$
- pression en Pascal [Pa] ou $[N/m^2]$
 $p = [Pa] = [N/m^2]$ et $1 \text{ bar} = 10^5 \text{ Pa} = 750 \text{ Torr}$
- l'énergie en Joule [J], et $1 \text{ cal} = 4,184 \text{ Joules}$
- la puissance P en Watt [W], et $1 \text{ W} = 1 \text{ J/s}$

Système des Techniciens (ST)

- temps en [h]
- énergie en [kcal]
- puissance en [kcal/h]

Autres Unités

de pression :

$$\begin{aligned}1 \text{ atm} &= 1,013 \text{ bar} = 760 \text{ Torr} \\1 \text{ Torr} &= 1,333 \text{ mbar} \\1 \text{ bar} &= 750 \text{ Torr} \\1 \text{ mbar} &= 100 \text{ Pa} = 0,750 \text{ Torr} \\1 \text{ atù} &= 1 \text{ kg/cm}^2 = 0,980 \text{ bar}\end{aligned}$$

* on distingue entre pressions **absolue** et **relative** ou pressions **totale** et **partielle** d'un fluide

d'énergie

la frigorie [fg] avec **1 fg = 1kcal**

le kWh

1kWh= 3,6 MJ

= 860 kcal

= 1,16 Wh

Dans les pays anglo-saxons on utilise des unités différentes : ainsi, l'énergie est exprimée en BTU et la température en degré Fahrenheit [F], avec :

- et $1 \text{ BTU} = T (^{\circ}\text{C}) = \frac{5}{9}t(\text{F}) - 32$

Chapitre II : Machines à cycles récepteurs

Chapitre 2 : Machines à cycles récepteurs

(3semaines)

- Compresseurs (compresseurs alternatifs: compression mono-étagée et multi-étagée, rendements)
- Machines frigorifiques
- Pompe à chaleur

1. Compresseur :

1.1. Définition du compresseur

Le compresseur est une machine qui a pour fonction, d'élever la pression d'un fluide compressible qui le traverse. Son nom traduit le fait que le fluide se comprime « son volume diminue » au fur et à mesure de l'augmentation de pression. Les gaz étant des fluides compressibles nécessitent des compresseurs, alors que les liquides pratiquement incompressibles, nécessitent des pompes.

1.2. Différentes classes de compresseurs

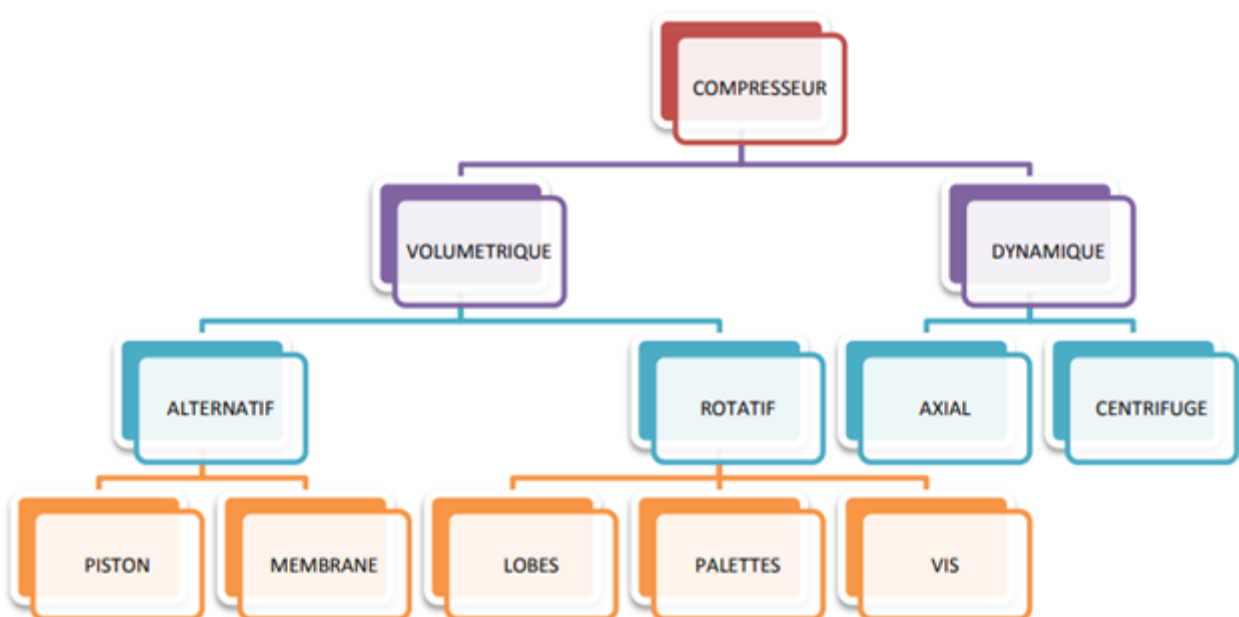


Fig.1.1 : Classification des Compresseurs.

On distingue deux grandes familles de compresseurs : - Les compresseurs à déplacement ou volumétriques et les compresseurs dynamiques. Sur **la figure 1.1.**, sous une forme arborescente, les différentes technologies de compresseurs volumétriques et dynamiques que nous allons passer en revue.

- **Compresseurs volumétriques**

- * **Quand choisir un compresseur volumétrique ?**

- Quand le débit d'aspiration est inférieur à 3000 m³ /h

- Quand il est prévu d'exploiter le compresseur à un débit inférieur à 40% du débit nominal pendant de longues périodes.

▪ Compresseurs alternatifs

a) Compresseurs à piston

1. Les étages

Le compresseur pourra être :

-Mono étage Si le taux de compression désiré est faible (2 à 4 selon la nature du gaz). On appelle taux de compression de rapport de la pression absolue de refoulement sur la pression absolue d'aspiration.

-Multi étage Pour atteindre des taux de compression supérieurs. Les contraintes limitant le taux de compression sur un seul étage peuvent être : - La température de refoulement qui dépend de la nature des segments de piston (température souvent limitée à 150°C) - La contrainte admissible par la tige de piston - L'efficacité volumique du cylindre qui diminue lorsque le taux de compression augmente La température de refoulement est souvent le paramètre limitant le taux de compression. Le gaz issu du premier étage de compression est utilisé à l'aspiration de deuxième étage et ainsi de suite. Si le taux de compression de chaque étage est de 2, le taux de compression global sera de 4 avec deux étages, 8 avec trois étages, 16 avec quatre étages, ...

2. Cylindres

-A simple effet

La compression ne s'effectue que d'un seul côté du piston. Les clapets d'aspiration et de refoulement sont disposés dans la tête du cylindre. C'est la version la plus simple du compresseur à piston, réservé aux machines de faible capacité.



Fig.1.2 : Compresseur à simple effet.

-Double effet

Pour doubler approximativement la capacité volumique du cylindre, la compression s'effectue des deux côtés du piston, alternativement côté tête (effet 1) et côté vilebrequin (effet 2). Chaque chambre est équipée de clapets d'aspiration et de refoulement connectés à des circuits d'aspiration et de refoulement communs. Les capacités d'aspiration des deux effets peuvent être légèrement différentes en raison du volume occupé par la tige du piston côté vilebrequin et des volumes morts qui peuvent être différents.

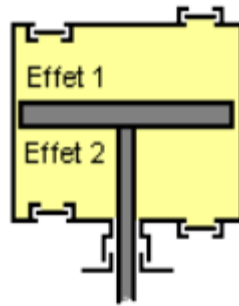


Fig.1.3 : Compresseur avec cylindre à double effet.

-A piston étagé

Pour simplifier la conception mécanique d'un compresseur multi étage, les pistons des étages 1 et 2 peuvent être superposés et coulisser dans deux cylindres concentriques et de diamètres différents. L'étage 1 est affecté au cylindre de plus grande capacité. Les efforts sur l'entraînement sont très irréguliers puisque les phases de compression des deux étages sont simultanées.

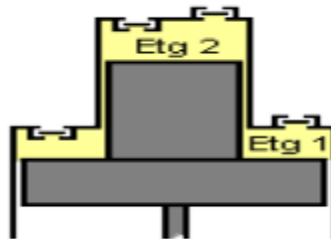


Fig.1.4 : Compresseur avec cylindre à piston étagé.

-Piston différentiel

Pour avoir deux étages avec un seul piston. L'étage 2 doit nécessairement avoir la section la plus faible. Les efforts sur l'entraînement sont moins intenses qu'avec un piston étagé puisque le début de la détente d'un étage correspond au début de la compression de l'autre.

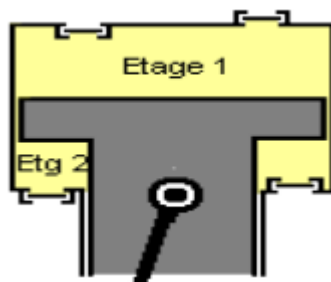


Fig.1.5 : Compresseur avec cylindre à piston différentiel.

-A cylindres verticaux

Sont adaptés pour les compresseurs de faible puissance, quand la place au sol est limitée.

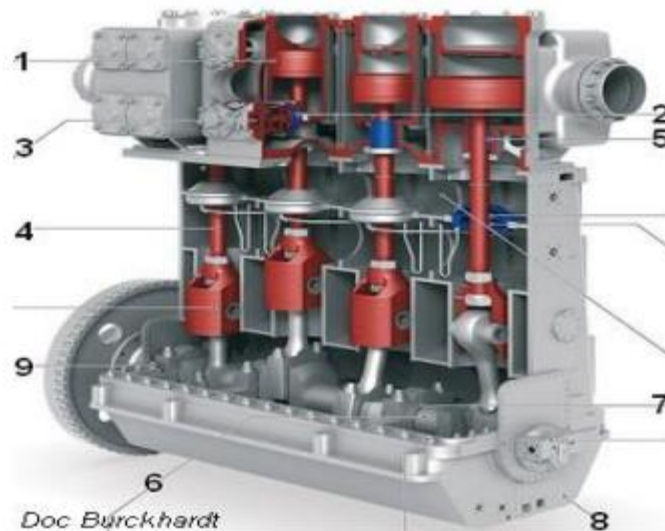


Fig.1.6 : Compresseur alternatif à piston verticaux.

1 : piston et cylindre 2 : clapet 3 : dispositif de blocage de clapet 4 : tige de piston
5 : étanchéité de tige de piston 6 : vilebrequin 7 : palier 8 : carter d'huile 9 : étanchéité d'arbre

-à cylindres horizontaux

Pour les compresseurs de forte capacité. Leur construction est modulaire ; des châssis standards de différentes puissances, peuvent accueillir un nombre variable de cylindres. Ceux ci sont généralement à double effet

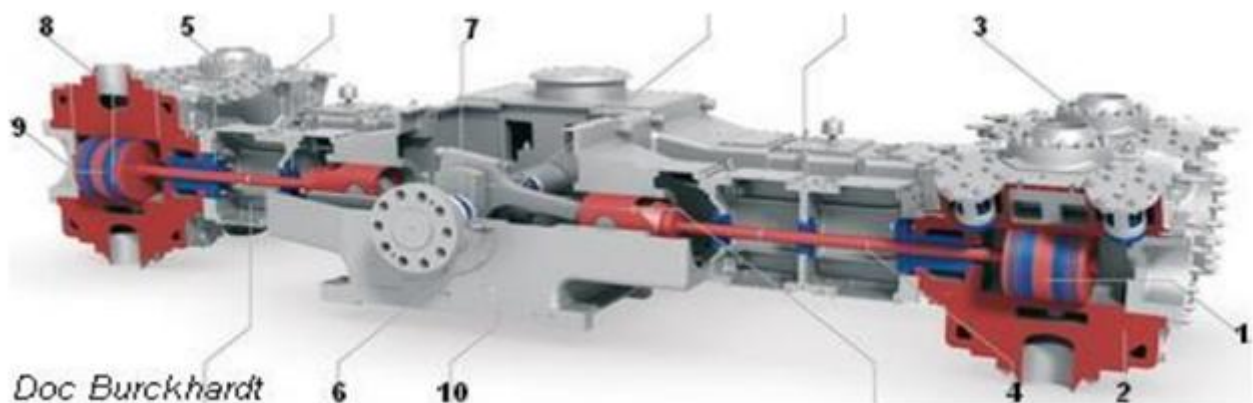


Fig.1.7 : Compresseur alternatif à piston horizontaux.

1 : piston 2 : cylindre 3 : clapet 4 : tige de piston 5 : étanchéité 6 : vilebrequin 7 : palier
8 : segment d'étanchéité 9 : segment support 10 : châssis.

1.3. Notion de rendement volumétrique

La notion de rendement volumétrique apparaît dans les machines à compression volumétrique, c'est-à-dire pour l'ensemble des machines qui aspirent, compriment puis renvoient le fluide par déplacement d'un piston dans un cylindre. En adoptant une approche simplifiée, le rendement volumétrique résulte de la présence d'un espace mort. Les deux paramètres principaux caractérisant le rendement volumétrique sont alors le volume de l'espace mort et le taux de compression. Dans la pratique, le rendement volumétrique résulte de nombreuses imperfections dont les effets s'ajoutent à l'effet de l'espace mort.

✓ **Définition :**

Volume balayé ou Cylindrée :

C'est le volume balayé par le piston au cours de la course d'aspiration, pendant un tour de l'arbre-manivelle.

Volume mort :

Espace situé entre le point mort haut (PMH) du piston et le fond du cylindre.

✓ **Représentation du cycle du compresseur dans le diagramme de Clapeyron
(Cycle du compresseur)**

Considérons le cycle d'un compresseur dans le diagramme de Clapeyron :

Ce cycle peut se décomposer en quatre phases :

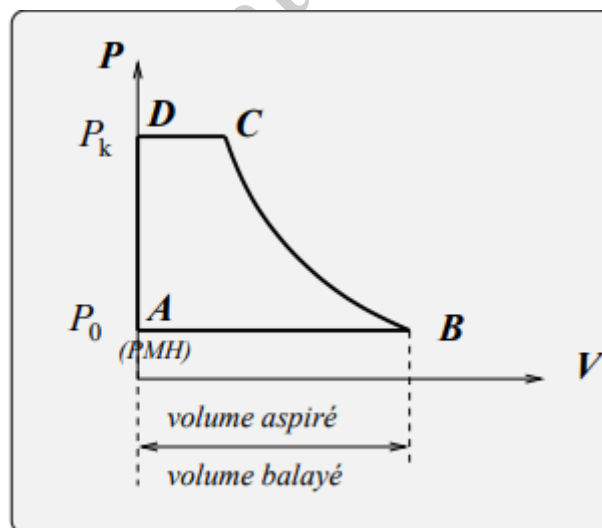


Fig. 1.8. Cycle d'un compresseur dans le diagramme de Clapeyron
Cas où le volume mort est nul

1. $A \rightarrow B$: aspiration à la pression P_0
2. $B \rightarrow C$: compression de la pression P_0 à la pression P_1
3. $C \rightarrow D$: refoulement à la pression P_1
4. $D \rightarrow A$: détente de la pression P_1 à la pression P_0

La représentation de ce cycle nécessite de distinguer deux cas ;

✓ **Cas ou le volume mort est nul :**

Dans ce cas la phase d'aspiration débute dès que le piston atteint le point mort haut (ouverture de la soupape d'aspiration au PMH).

Le volume réellement aspire correspond à la longueur AB : le volume balayé est égal au volume aspire.

✓ **Cas ou le volume mort n'est pas nul :**

Lorsque le piston amorce sa course de descente, le fluide enfermé dans le volume mort subit une détente de la pression P_2 à la pression P_1 .

La soupape d'admission ne s'ouvre que lorsque la pression du fluide est inférieure ou égale à la pression d'admission P_1 . Il en résulte que la présence d'un volume mort retarde l'ouverture de la soupape d'admission et diminue en conséquence le volume aspiré.

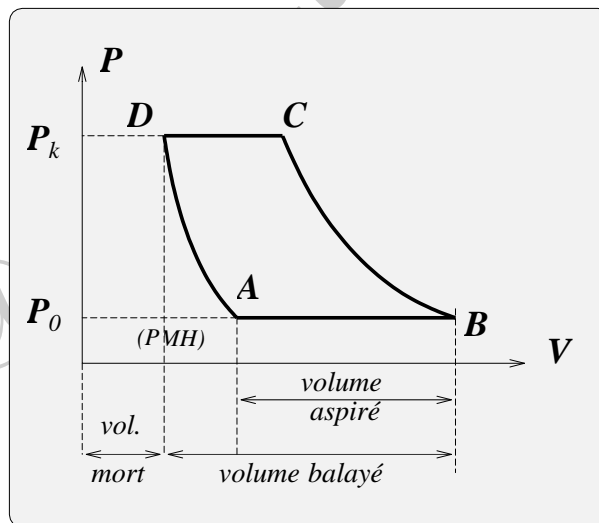


Fig. 1.9. Cycle d'un compresseur dans le diagramme de Clapeyron
Cas ou le volume mort n'est pas nul

✓ **Définition du rendement volumétrique**

On définit le rendement volumétrique comme le rapport du volume aspiré sur le volume balayé.

$$\eta_{vol} = \frac{V_{asp.}}{V_{bal.}} \quad (1.1)$$

Expression du rendement volumétrique résultant d'un espace mort :

$$\eta = \frac{V_{asp.}}{V_{bal.}} = \frac{V_B - V_A}{V_B - V_D}$$

$$\begin{aligned}\eta &= \frac{V_B - V_D \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{1}{\gamma}}}{V_B - V_D} = \frac{V_B - V_D \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{1}{\gamma}} + V_D - V_D}{V_B - V_D} \\ &= \frac{V_B - V_D + V_D \left(1 - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{1}{\gamma}}\right)}{V_B - V_D} \\ &= 1 + \frac{V_D}{V_B - V_D} \left(1 - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{1}{\gamma}}\right)\end{aligned}$$

Soit en appelant : $\varepsilon = \frac{V_{mort}}{V_{bal.}} = \frac{V_{mort}}{Cyl.}$

$$\begin{aligned}\eta &= 1 + \varepsilon \left(1 - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{1}{\gamma}}\right) \\ &= 1 - \varepsilon \left(\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{1}{\gamma}} - 1\right)\end{aligned}$$

Le rendement volumétrique dépend donc deux paramètres :

$$\varepsilon = \frac{V_{mort}}{Cyl.} \quad \text{et} \quad \tau = \frac{P_2}{P_1}$$

- Si le volume mort augmente, il en résulte un déplacement du point d'ouverture de la soupape d'admission, qui provoque une diminution du volume aspiré.

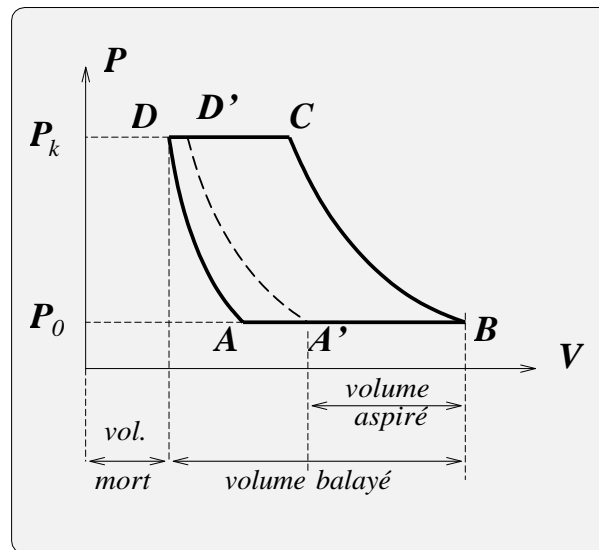


Fig. 1.10. Cycle d'un compresseur dans le diagramme de Clapeyron
(Si le volume mort augmente)

- si le taux de compression augmente il en résulte également un déplacement du point d'ouverture de la soupape d'admission.

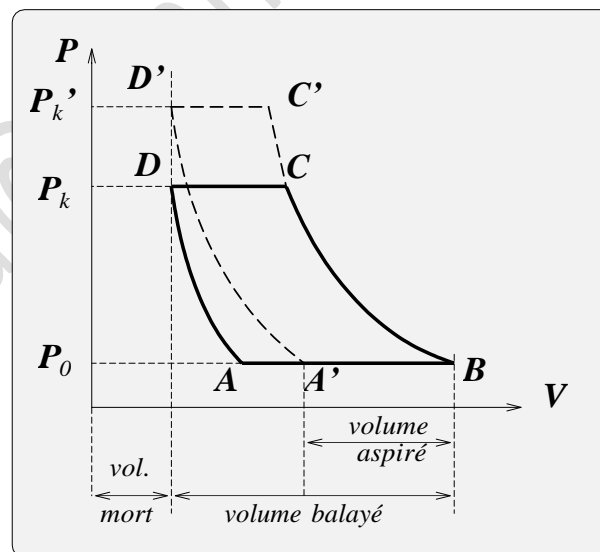


Fig. 1.11. Cycle d'un compresseur dans le diagramme de Clapeyron
(si le taux de compression augmente)

✓ Énumération des autres effets susceptibles de réduire le rendement volumétrique

Outre l'effet du volume mort, il existe de nombreuses autres causes agissant sur le rendement volumétrique :

- ☞ Pertes dues aux pertes de charge et aux échanges de chaleur...
- ☞ Pertes dues aux effets de parois...
- ☞ Pertes dues aux défauts d'étanchéité des segments et des clapets...

2. Rappel sur les Machines di-thermes réceptrices.

On désigne par les machines thermiques des appareils ayant pour objectif de faire en sorte qu'un fluide (système thermodynamique) échange de chaleur et du travail avec son milieu extérieur. Les machines thermiques font subir à des fluides des transformations qui constituent des cycles fermés ou ouverts. Lorsque la machine échange de la matière avec son environnement, elle est dite à **cycle ouvert** (cas du moteur à combustion interne). Dans le cas contraire, elle est dite à **cycle fermé**, on cite à titre d'exemples **les machines à vapeur, les machines frigorifiques et les pompes à chaleur**.

Dans une autre classification, une machine est dite **machine thermodynamique (Machine motrice)** si, elle a fourni un travail au milieu extérieur (moteur à combustion interne, turbine à gaz, turbine à vapeur), elle est dite **machine dynamo-thermique (réceptrice)** dans le cas inverse (par exemple : machine frigorifique, pompe à chaleur). Les machines thermiques peuvent être, des machines **mono-thermes** (compresseur, chauffage électrique) ou des machines **di-thermes** (machine à vapeur, machine frigorifique....).

2.1.Bref historique de la production de froid.

- 1857 - Ferdinand Carre réalise la première machine frigorifique à compression, la première machine à absorption à fonctionnement continu (1860). Il est également le premier à utiliser l'ammoniaque comme fluide frigorifique.
- 1876 - Charles Tellier aménagea le premier navire à cales réfrigérées, qui réussit à transporter sur le trajet Rouen Buenos Aires des viandes conservées en parfait état.

2.2.Applications industrielles du froid.

- Domaine médical : cryochirurgie, conservation de certains produits, organes...
- Industries alimentaires : conservation des aliments, pasteurisation des liquides...
- Industries chimiques et pétrochimiques : liquéfaction des gaz pour le transport, déparaffinage, débenzolage...
- Génie civil : refroidissement des bétons, congélation des sols aquifères...
- Conditionnement des locaux : rafraîchissement de l'air, conditionnement des patinoires, canons à neige...
- Laboratoires d'essai et de recherche : étude des matériaux et comportement de la matière à très basse température...
- Production de neige carbonique : maintien du froid à basse température (-80°C).

2.3.Machines di-thermes réceptrices (machines frigorifiques)

Les machines di-thermes transformant du travail mécanique reçu en une chaleur ($W \rightarrow Q$), elles sont par contre des machines de transfert de chaleur, c'est le cas **des machines frigorifiques** ou **les pompes à chaleur**.

2.3.1. Cas d'une machine frigorifique à compression mécanique simple. (le réfrigérateur)

Nomenclature :

Source froide :

Q_f, Q_0, Q_1 : chaleur absorbée par le fluide au cours d'un cycle.

q_{0m} : chaleur absorbée par kg de fluide.

q_{0v} : chaleur absorbée par m³ de fluide.

Source chaude :

Q_c, Q_2, Q_k : chaleur cédée par le fluide au cours d'un cycle.

q_{km} : chaleur cédée par kg de fluide.

q_{kv} : chaleur cédée par m³ de fluide.

Soit, M la masse de fluide qui traverse le système au cours d'un cycle.

Soit V_a le volume massique du fluide à l'aspiration.

Soit τ la durée d'un cycle.

Les machines frigorifiques à compression mécanique simple sont les plus répandues.

Une machine frigorifique à compression mécanique de vapeur (réfrigérateur ou pompe à chaleur) est une machine thermique ditherme (**figure 2.1**) opérant entre une source de chaleur FROIDE et CHAUDE, fonctionnant en régime (Réceptrices) inverse de celui des cycles (Motrices). Une quantité de chaleur Q_f, Q_1 est absorbée de la source de chaleur froide. Une quantité de chaleur Q_c, Q_2 est cédée à la source de chaleur chaude. Un travail mécanique W est absorbé par la machine pour accomplir le transfert de chaleur du milieu froid au milieu chaud.

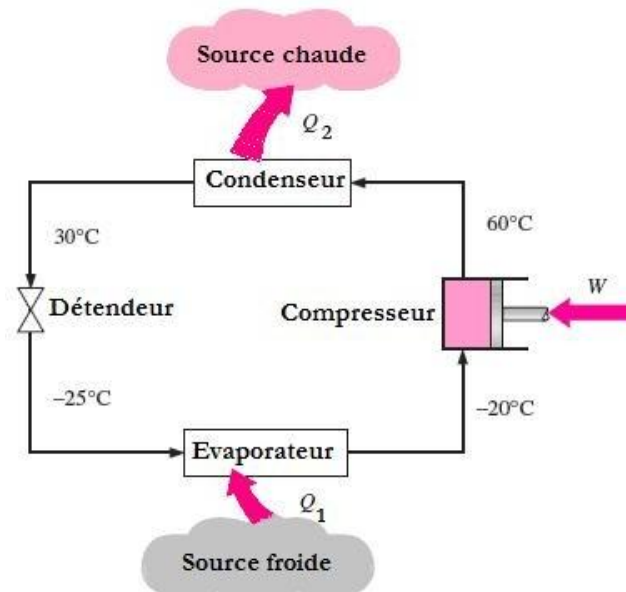


Fig. 2.1. Machines dynamo-thermiques (Réfrigérateur)

✓ Principe de fonctionnement

Pour créer du froid, l'installation fait circuler en boucle un liquide réfrigérant qui subit une série de changements d'état et/ou de température en passant par quatre composants :

1. Compresseur,
2. Condenseur,
3. Détendeur,
4. Evaporateur

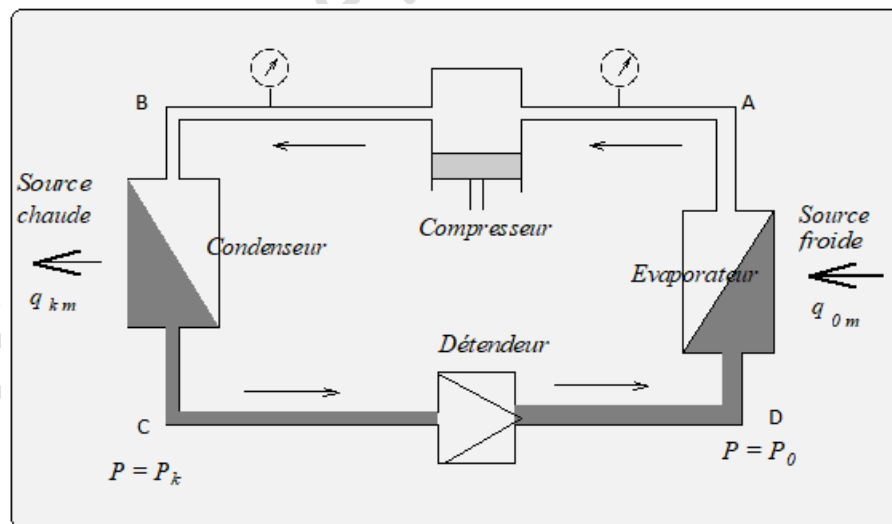


Fig 2.2. Composants d'une machine frigorifique

Une machine frigorifique fonctionne entre deux niveaux de pression, la basse pression ou pression d'évaporation (BP) et la haute pression ou pression de condensation (HP). Elle comporte quatre composants de base :

Evaporateur : placé dans le milieu à refroidir (par exemple une chambre froide) pour assurer

l'absorption de la quantité de chaleur Q_f qu'on appelle production frigorifique où l'on doit maintenir la température intérieure T_{int} . Le fluide frigorigène qui y entre en phase liquide s'évapore à la température $T_{ev} < T_{int}$ en absorbant la chaleur latente nécessaire de la source froide.

Condenseur : placé dans le milieu auquel on désire céder la quantité de chaleur Q_c et refroidi par le fluide extérieur, air ou eau, à la température T_{ext} où le réfrigérant, qui y entre en phase vapeur, se condense à une température $T_{cd} > T_{ext}$ en cédant de la chaleur latente au fluide de refroidissement.

Compresseur : Cet appareil est l'organe principal de l'installation frigorifique il aspire la vapeur provenant de l'évaporateur puis la comprimer et la refouler vers le condenseur, cette opération conduire à l'augmentation de pression à l'entrée du condenseur, cet organe est placé entre les deux échangeurs.

Détendeur (valve d'expansion) : dont le rôle est de régler le débit du réfrigérant circulant dans l'installation et assurer la détente du réfrigérant (réduire la pression) entre les deux échangeurs.

Ce système est régulé par un thermostat afin d'obtenir une température constante, ou bien par un pressostat pour le réglage de pression.

✓ Fonctionnement d'une machine frigorifique à compression

La machine à compression est un système fermé contient un fluide du travail (fréon), il se compose de deux échangeurs, l'un est appelé **évaporateur** il absorbe la chaleur de l'environnement, et l'autre est le **condenseur** il dégage la chaleur absorbée. Entre ces deux échangeurs se trouve le **compresseur** (pompe), la vapeur provenant de l'évaporateur à basse pression est aspirée par le compresseur puis elle se comprimer (augmentation de la pression), et par conséquent il aura un accroissement de la température, la vapeur comprimée est refoulée par le compresseur au condenseur à haute pression. La chute de pression pour le retour du liquide à l'évaporateur est assurée par un **détendeur** (vanne d'expansion) qui relie les deux échangeurs.

✓ Représentation du cycle frigorifique théorique (cycle de base).

✓ Diagramme Clapeyron

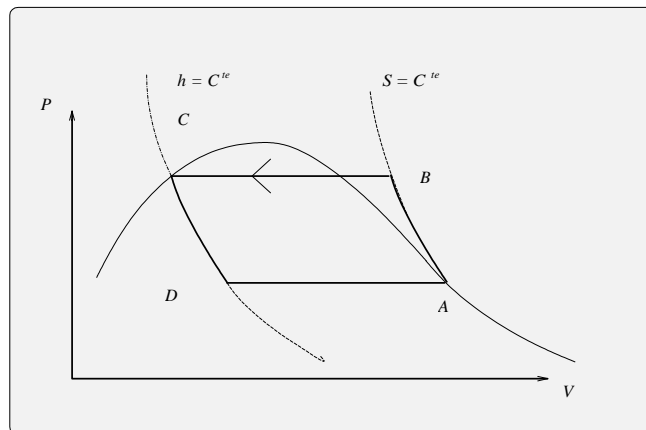
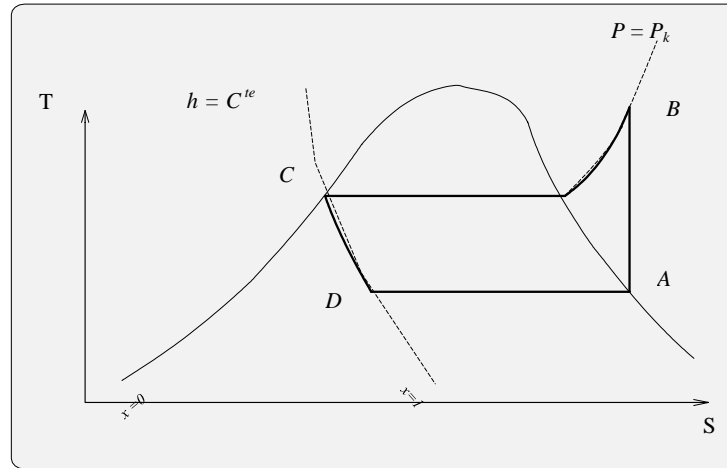
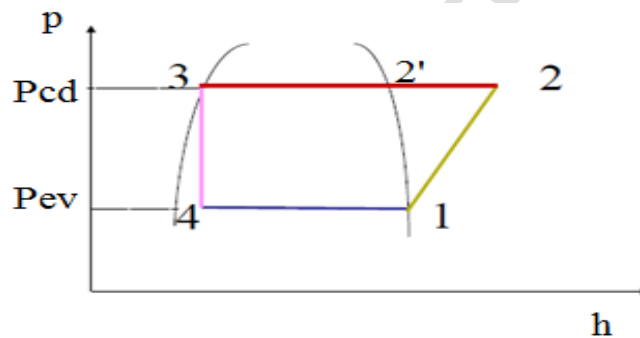


Fig 2.3. Cycle théorique dans le diagramme Clapeyron

✓ **Diagramme T-S****Fig 2.4.** Cycle théorique dans le diagramme T-S✓ **Diagramme Mollier**

Les cycles frigorifiques sont, le plus souvent, représentés sur le diagramme (log P-h).

La **figure 2.5**, représente les différentes évolutions thermodynamiques à un paramètre constant dans le diagramme enthalpique (isotherme, isobare, isochore, etc).

**Fig 2.5.** Cycle théorique dans le diagramme P-h

Le cycle frigorifique est composé des transformations suivantes :

1-2, AB : -Une compression polytropicque (adiabatique pour le cycle théorique), où la vapeur du fluide frigorigène sèche est comprimée dans le compresseur et refoulée à la pression P_k de condensation P_{cd} . (Compression isentropique).

2-3, BC : - Le fluide frigorigène subit une condensation isobare, dans un deuxième échangeur, qui est le condenseur, est refroidi dans un premier temps à la température de condensation T_{cd} (processus $2 \rightarrow 2'$ baisse de température). La vapeur est ensuite condensée (processus $2' \rightarrow 3$). Les deux processus se déroulent à la pression de condensation P_{cd} ou P_k et la température T_k ou T_{cd} constantes, en rejetant la chaleur q_{km} ou Q_k , Q_{cd} selon les unités.

3-4, CD : Le fluide frigorigène liquide est détendu dans l'organe d'étranglement de la pression P_k , P_{cd} pour atteindre le niveau de pression d'évaporation le plus bas P_{ev} , P_0 et la température d'évaporation T_{ev} . Le processus se déroule à un niveau d'enthalpie constant.

4-1, DA : -Une vaporisation isobare, où Le fluide frigorigène se vaporise à la température T_0 et à la pression P_0 en prélevant la quantité de chaleur q_{0m} ou Q_0 selon les unités.

4-1 : Le fluide frigorigène se vaporise dans l'évaporateur à la température constante T_{ev} , T_0 et à une pression d'évaporation P_{ev} ; P_0 constante. (Evaporation isobare)

La fin des changements d'état se situe exactement à la sortie des échangeurs : point A en $x = 1$ et point C en $x = 0$.

✓ Représentation du cycle frigorifique réel.

✓ La surchauffe

Un compresseur de fluide frigorigène peut transporter, en raison de sa construction, que des gaz ou de la vapeur. Les liquides ne peuvent pas être comprimés et ne sauraient par conséquent figurer dans la chambre à compression du compresseur. Afin d'éviter toute aspiration de liquide, l'état d'aspiration du compresseur est décalé de la ligne de rosée vers la droite. On „Surchauffe“ la vapeur du fluide frigorigène. Sa température T_1 est située au-dessus de la température T_{ev} . La surchauffe est calculée de la manière suivante :

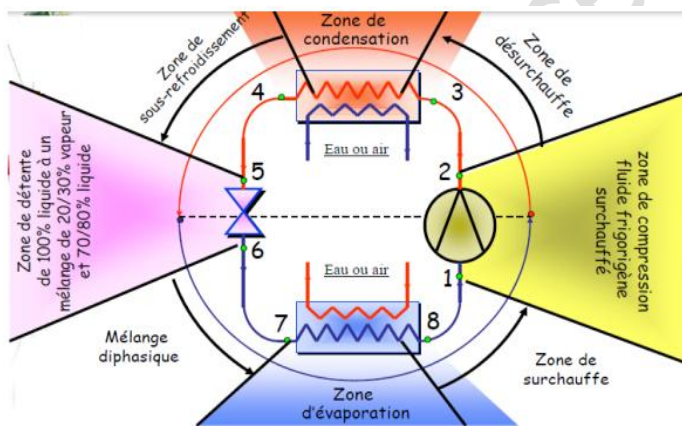


Fig 2.6. Parcours du fluide dans les différents composants d'une IF

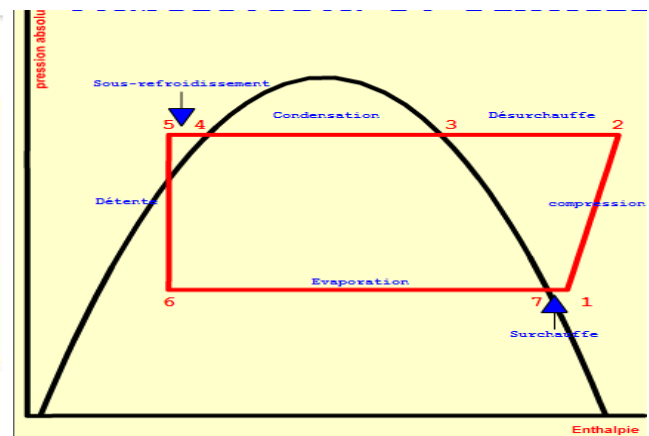


Fig 2.7. Présentation du cycle réel (Pratique)

Surchauffe = température de sortie d'évaporateur - température de changement d'état

$$\Delta T_{sch} = T_1 - T_{ev}$$

(2.1)

Avec :

ΔT_{sch} : Ecart de la surchauffe à la sortie d'évaporateur compris entre (5 - 10) en (°C)

T_1 : Température d'aspiration du compresseur en (°C)

T_{ev} : Température d'évaporation du fluide en ($^{\circ}\text{C}$)

✓ Sous-Refroidissement

Si l'installation frigorifique est exploitée de telle sorte que l'état "Entrée détenteur" se trouve directement sur la courbe de séparation gauche (ligne d'ébullition), les moindres variations des conditions d'exploitation peuvent provoquer la formation de bulles à l'avant du détenteur. Pour cette raison, l'état entrée détenteur T_5 est déplacé de la ligne d'ébullition vers la zone liquide et on parle alors de „Sous-refroidissement“. Qui garantit une alimentation en liquide à l'avant de la soupape de détente, La sous-refroidissement est calculée de la manière suivante :

Sous refroidissement = température de condensation - température de sortie de condenseur

$$\Delta T_{Srf} = T_{cd} - T_5 \quad (2.2)$$

Avec :

ΔT_{Srf} : Ecart du sous-refroidissement à la sortie du condenseur compris entre (3 – 8) en ($^{\circ}\text{C}$)

T_5 : Température du FF à la sortie du condenseur en ($^{\circ}\text{C}$)

T_{cd} : Température de condensation en ($^{\circ}\text{C}$)

✚ Etat du fluide aux différents points du cycle :

| Point | Etat | Température | Pression |
|-------|-------------------------|----------------|----------|
| 1 | Vapeur Surchauffée | $T_1 > T_{ev}$ | p_{ev} |
| 2 | Vapeur Surchauffée | $T_2 > T_{cd}$ | p_{cd} |
| 3 | Vapeur saturante | $T_3 = T_{cd}$ | p_{cd} |
| 4 | Liquide saturant | $T_4 = T_{cd}$ | p_{cd} |
| 5 | Liquide Sous-refroidi | $T_5 < T_{cd}$ | p_{cd} |
| 6 | Liquide-Vapeur saturant | $T_6 = T_{ev}$ | p_{ev} |
| 7 | Vapeur saturante | $T_7 = T_{ev}$ | p_{ev} |

✓ Bilan énergétique

Puissance de chaque composant

Utilisons l'expression du premier principe de la thermodynamique soit :

$$\Delta h = W + Q$$

Au niveau de l'Evaporateur (production du froid) :

Puissance frigorifique Q_f (chaleur latente Q_l (Kj/kg)) d'une installation est donnée par la formule suivante :

$$\Delta h = W + Q_l = h_1 - h_6 \quad / \quad Q_f = Q_l \text{ (Kj/kg)}$$

Sachant qu'il n'y a pas du travail ni fournit ni absorbé au niveau d'évaporateur, donc :

$$W=0$$

Alors :

$$Q_f = Q_l = \Delta h = h_1 - h_6 \text{ (Kj/kg)}$$

h_1 Enthalpie à l'aspiration du compresseur (Kj/kg)

h_6 Enthalpie à l'entrée d'évaporateur (Kj/kg)

Q_l Chaleur latente absorbée par l'évaporateur (Kj/kg)

- La puissance frigorifique Q_f en (Kj/s ou Kw) se calcule comme suite :

$$Q_f = \dot{m} Q_l \quad (\text{Kj/s ou Kw})$$

$$Q_f = \dot{m} (h_1 - h_6) \quad (\text{Kj/s ou Kw}) \quad (2.3)$$

\dot{m} Débit du fluide frigorigène circulant dans l'installation (Kg/s)

Au niveau du Condenseur :

Puissance calorifique Q_C (chaleur latente Q_l (Kj/kg)) d'une installation est donnée par la formule suivante :

$$\Delta h = W + Q_l = h_5 - h_2 \quad / \quad Q_C = Q_l \text{ (Kj/kg)}$$

Sachant qu'il n'y a pas du travail ni fournit ni absorbé au niveau d'évaporateur, donc :

$$W=0$$

Alors :

$$Q_c = Q_l = \Delta h = h_5 - h_1 \text{ (Kj/kg)}$$

$$Q_C = \dot{m} (h_5 - h_1) \quad (\text{Kj/s ou Kw}) \quad (2.4)$$

Au niveau du Compresseur :

Utilisons l'expression du premier principe de la thermodynamique soit :

$$\Delta h = W + Q$$

Il n'y a pas d'échange thermique, alors :

$$Q = 0$$

$$\text{Et :} \quad W = \Delta h = (h_2 - h_1) \text{ (Kj/kg)}$$

Le travail du compresseur est donné par :

$$W_{Cp} = \dot{m} (h_2 - h_1) \text{ (Kj/s ou Kw)} \quad (2.5)$$

On peut dire aussi que, Le travail net du compresseur est donné par:

$$W_{net} = Q_c - Q_f \text{ (Kj/s ou Kw)} \quad (2.6)$$

Au niveau du Détendeur :

Utilisons l'expression du premier principe de la thermodynamique soit :

$$\Delta h = W + Q$$

Sachant qu'il n'y a pas du travail ni fournit ni absorbé au niveau d'évaporateur, donc :

$$W=0$$

Il n'y a pas d'échange thermique, alors :

$$Q=0$$

Alors :

$$\Delta h = 0$$

$$h_5 - h_6 = 0$$

$$h_5 = h_6 \quad (2.6)$$

Alors : $h = \text{Constante}$ (Transformation Isenthalpique)

Coefficient de performance, COP :

Le COP est coefficient qui représente la rentabilité du système et aussi c'est un indicateur qui nous permet de distinguer entre les différents systèmes utilisés

$\text{COP} = \text{Puissance frigorifique produite à la source froide} / \text{Puissance consommée}$

$$\text{COP} = Q_f / W_{Cp} \quad (2.8)$$

Alors, dans le cas d'une **machine frigorifique** (climatisation, réfrigérateur...), le cycle de Carnot reçoit un travail extérieur et l'utilise pour réaliser un transfert thermique permettant de prendre de l'énergie thermique au milieu que l'on cherche à refroidir, appelé source froide (intérieur d'un réfrigérateur par exemple).

Les performances (efficacité) d'un tel cycle est donnée par :

$$W_{\text{net}} = Q_c - Q_f$$

$$\text{COP}_{\text{th}} = Q_f / W = h_7 - h_6 / h_2 - h_1$$

$$\text{COP}_{\text{Carnot}} = T_f / (T_c - T_f) \quad (2.9)$$

$$\eta_{\text{the}} = \text{COP}_{\text{th}} / \text{COP}_{\text{Carnot}} \quad (2.10)$$

Avec :

Q_f, Q_1 : le transfert thermique (chaleur) échangé entre la machine et la source froide ;

W : le travail total sur le cycle ;

T_f, T_1 : la température de la source froide ;

T_c, T_2 : la température de la source chaude.

L'efficacité d'une machine frigorifique de Carnot n'est pas nécessairement inférieure à 1. Elle est d'autant plus grande (et tend vers l'infini) que les températures des sources sont proches l'une de l'autre. Toutes les machines frigorifiques réelles ont une efficacité inférieure à celle de la machine de Carnot correspondante.

2.3.2. Cas d'une pompe à chaleur (PAC).

Elle est basée sur le même principe qu'un réfrigérateur mais avec un objectif différent, c'est pomper de la chaleur d'une source froide et la restituer à une source chaude (c'est pour chauffer).

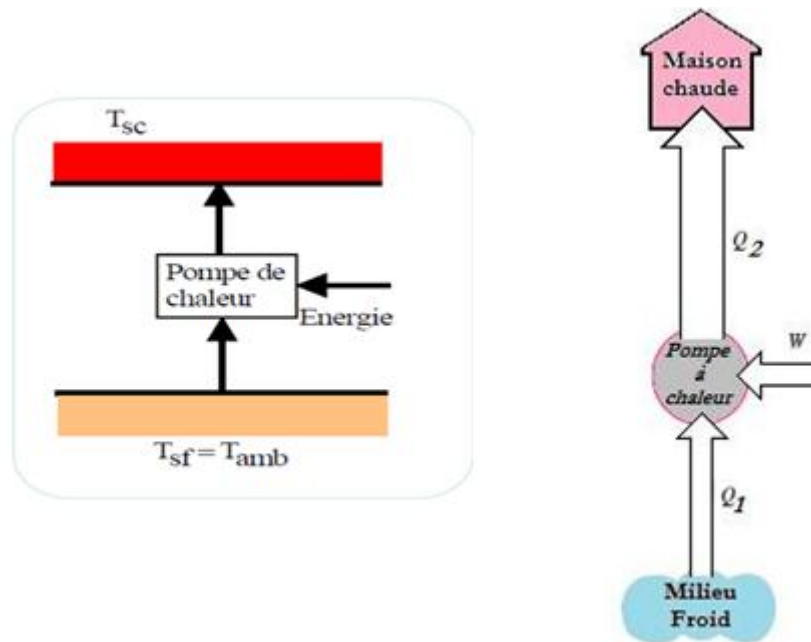


Fig. 2.8. Mode d'utilisation d'une Machines dynamo-thermiques (Pompe à chaleur)

D'après le **1^{er} principe**, on a:

$$Q_1 + Q_2 + W = \Delta U = 0$$

D'après le **2^{ème} principe**:

Pour un cycle réversible, on a :

$$\Delta S = \frac{Q_1}{T_1} + \frac{Q_2}{T_2} = 0$$

Le coefficient de performance (**COP**) d'une machine dynamothermique, η est donné par:

$$\eta = \frac{Q_2}{W} = \frac{Q_2}{Q_2 - Q_1} = \frac{T_2}{T_2 - T_1} > 1$$

Dans le cas d'une pompe à chaleur, le cycle de Carnot reçoit un travail extérieur et l'utilise pour apporter de l'énergie thermique au milieu que l'on cherche à réchauffer, appelée source chaude (par exemple, l'intérieur d'une maison). L'efficacité d'un tel cycle est donnée par :

$$ec = - Q_c / W = T_c / (T_c - T_f) \quad (2.11)$$

Q_c, Q_2 : chaleur transférée à la source chaude par la pompe à chaleur ;
 W : travail total sur le cycle ;

T_f, T_1 : la température de la source froide ;

T_c, T_2 : la température de la source chaude.

Cette efficacité (e_c) est appelée coefficient de performance ou *COP*, plutôt que rendement puisque sa valeur est systématiquement supérieure à 1.

La valeur de (e_c) fournit la limite supérieure du *COP* de toute pompe à chaleur réelle fonctionnant entre des sources aux températures T_f et T_c .

Application 1:

Un réfrigérateur fonctionne à une température intérieure $T_2 = 4^\circ\text{C}$ dans une pièce à la température $T_1 = 19^\circ\text{C}$. (Pour toute l'étude on supposera que l'on a un fonctionnement réversible). On donne le schéma de principe du fonctionnement d'un réfrigérateur (machine frigorifique).

Placer sur ce schéma :

1°/ Le sens de parcours du fluide.

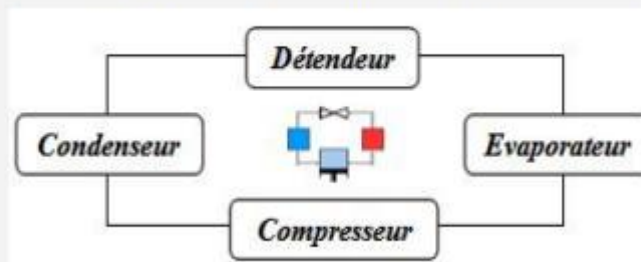
2°/ Les chaleurs et travaux échangés par le fluide en précisant leur sens

3°/ La zone haute pression et la zone basse pression

4°/ Exprimer son efficacité frigorifique η en fonction de Q_1 et Q_2 ainsi que T_1 et T_2 .

5°/ Calculer la valeur numérique de η .

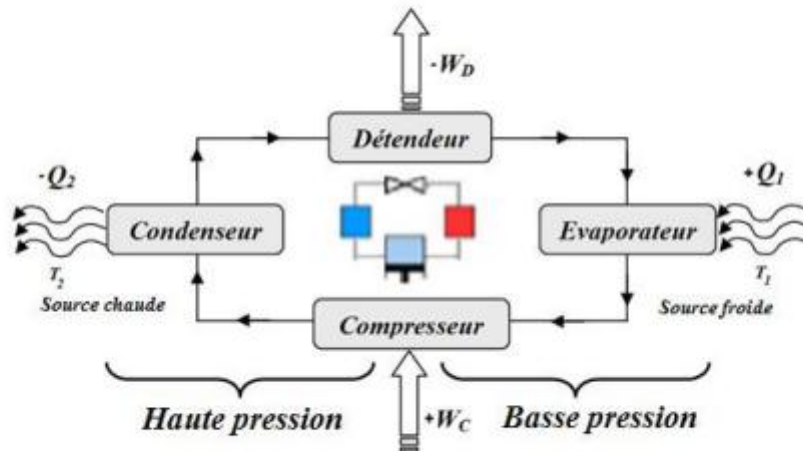
6°/ Peut-on, en été, refroidir une pièce en ouvrant un réfrigérateur ? Justifier votre réponse.



Solution :

1°/ Le sens du fluide frigorigène est représenté sur le schéma ci-dessous.

2°/ Les chaleurs et travaux échangés par le fluide avec les différents éléments avec leur signes sont précisés sur le schéma ci-dessous.



3°/ Les zones : haute et basse pressions sont indiquées sur la figure ci-dessus.

4°/ Efficacité du réfrigérateur :

$$\eta = \frac{\text{Froid produit}}{\text{Travail consommé}} = \left| \frac{Q_1}{W_c} \right| = \left| \frac{Q_1}{Q_1 - Q_2} \right| = \left| \frac{T_1}{T_1 - T_2} \right|$$

5°/ Application numérique :

$$\eta = \left| \frac{277}{277 - 292} \right| = \frac{277}{15} = 18,46$$

6°/ On ne peut pas utiliser un réfrigérateur à porte-ouverte pour refroidir une pièce en été. Cette astuce n'aboutit pas, car il y a annulation de la source froide et par conséquent rupture du principe de fonctionnement d'une machine frigorifique (2^{ème} principe).

Application 2:

Une pompe à chaleur réversible échange de la chaleur avec 2 sources, l'eau d'un lac ($T_f=280K$) d'un coté, et une réserve d'eau de masse $M=1000\text{ kg}$ isolée thermiquement d'un autre coté; la température initiale de cette dernière est $T_0=293\text{ K}$. La chaleur massique de l'eau $c_{eau}=4190\text{ J/kg.K}$. Lorsque la masse M de la réserve d'eau atteint la température de $T=333\text{ K}$, calculer :

1°/ Les quantités de chaleur échangées : pompe-réserve et pompe-eau du lac.

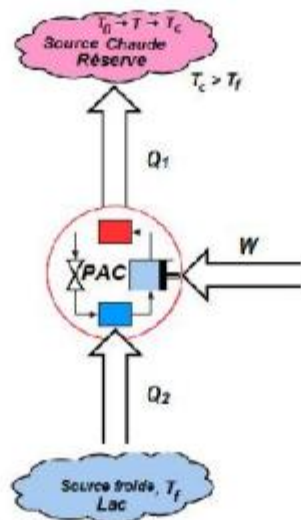
2°/ Le travail reçu par la pompe.

3°/ Le coefficient moyen de performance de la pompe à chaleur.

Solution :

1°/ Quantités de chaleur échangées :

- Représentation du problème :



Lors d'un cycle et un fonctionnement réversible:

$$Q_1 + Q_2 + W = 0$$

Le second principe permet d'écrire :

$$\frac{Q_1}{T} + \frac{Q_2}{T_f} = 0$$

Avec

$$Q_1 = -m.c.dT$$

Ce que perd la pompe comme chaleur est de signe négatif.

- Quantité de chaleur cédée par l'eau du lac :

$$\frac{Q_2}{T_f} = -\frac{m.c}{T.dT}$$

$$Q_2 = T_f . m.c \ln \frac{T_c}{T_0}$$

$$Q_2 = 280.4190.1000. \ln \frac{333}{293} = 150 \text{ MJ.}$$

- Quantité de chaleur reçue par l'eau de la réserve :

$$Q_1 = -M.c.(T_c - T_0)$$

$$Q_1 = -1000.4190.(333 - 293) = -167,6 \text{ MJ}$$

2°/ Travail reçu par la pompe à chaleur:

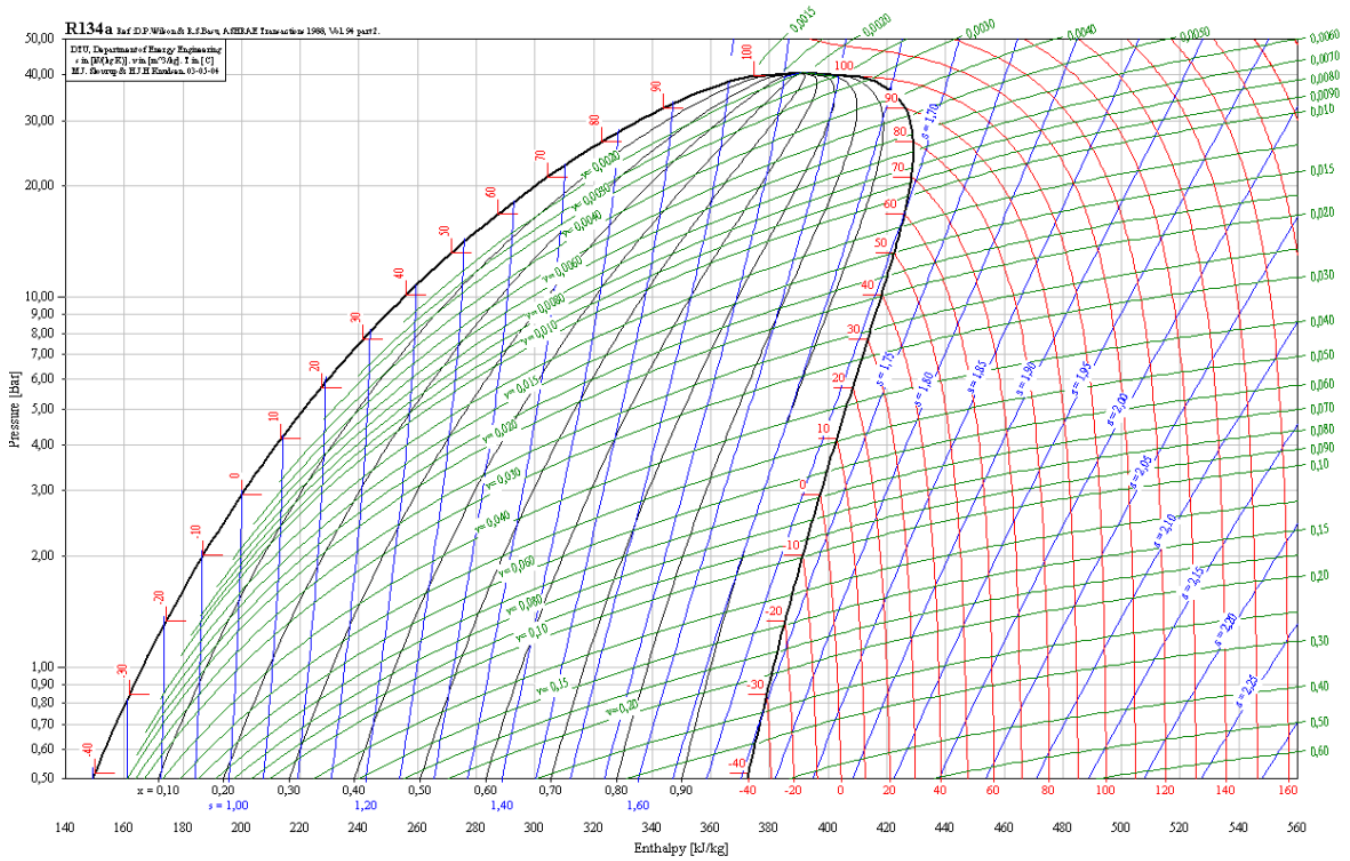
$$W + Q_1 + Q_2 = 0$$

$$W = 167,6 - 150 = 17,6 \text{ MJ.}$$

3°/ Coefficient moyen de performance de la pompe :

Le coefficient de performance est la chaleur absorbée par la source chaude sur le travail fourni :

$$\eta = \frac{|Q_1|}{W} = \frac{167,6}{17,6} = 9,52$$



Chapitre III : Cycles théoriques des moteurs à combustion interne

Chapitre 3. Cycles théoriques des moteurs à combustion interne

(03 semaines)

- Cycle de Carnot
- Cycle de Otto
- Cycle de Diesel
- Cycle mixte
- Cycles réels

Hypothèses standard de l'air

Les cycles de puissance à gaz sont assez complexes. Pour réduire l'analyse à un niveau gérable, nous utilisons les approximations suivantes, généralement connues sous le nom d'hypothèses standard de l'air.

- Le fluide de travail est l'air, qui circule en continu en boucle fermée
- et se comporte toujours comme un gaz idéal.
- Tous les processus du cycle sont réversibles intérieurement
- Le processus de combustion est remplacé par un processus d'ajout de chaleur à partir d'une source externe.
- Le processus d'échappement est remplacé par un processus de rejet de chaleur qui restaure le fluide de travail à son état initial.
- Les chaleurs massiques de l'air estimées à 25°C demeurent constantes.

Les hypothèses standard de l'air fournissent une simplification considérable dans l'analyse sans s'écarter significativement des cycles réels.. Ce modèle simplifié permet d'étudier qualitativement l'influence des paramètres majeurs sur les performances des moteurs réels.

Types de cycles MCI

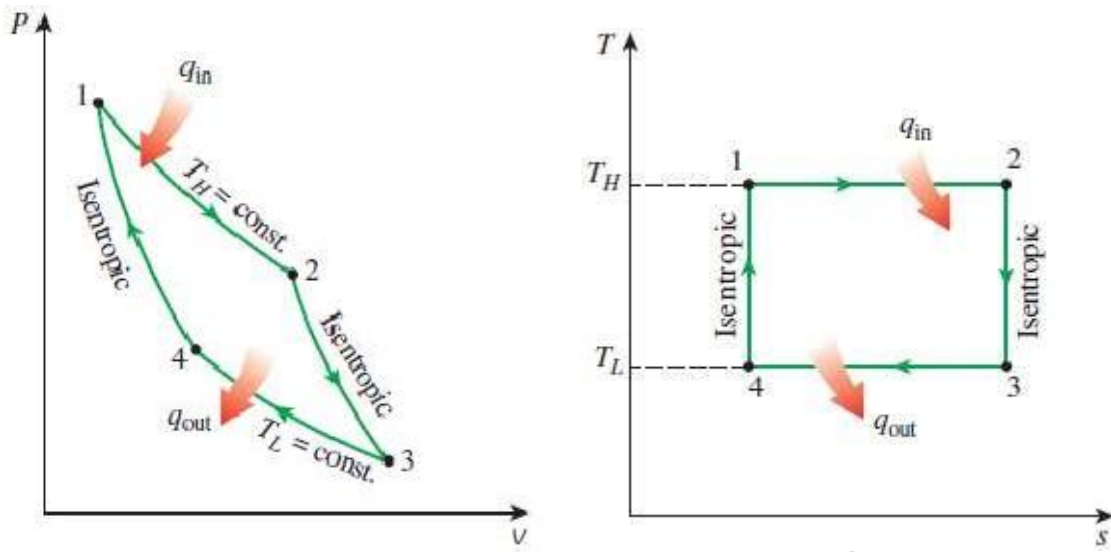
3.1. Cycle de Carnot

Le moteur thermique possédant le meilleur rendement pour un travail donné à partir de deux sources de chaleur a été inventé par l'ingénieur français Sadi Carnot en 1824. Pourtant, le cycle n'est que théorique, il sert de référence dans les bureaux d'études des motoristes. La machine de Carnot peut fonctionner dans les deux sens (motrice ou réceptrice) avec un système fermé ou système ouvert. Son cycle comprend quatre évolutions réversibles : deux isothermiques et deux isentropiques, (voir Figure 3.1):

1-2 : Apport de chaleur isotherme

2-3 : Détente isentropique

3-4: Rejet de chaleur isotherme

4-1: Compression isentropique*Fig 3.1: Diagramme P-v et T-S : Cycle de Carnot*

Le rendement thermique du cycle est donné par la formule suivant :

$$\eta = \frac{\text{Energie sortante}}{\text{Energie entrante}} = \frac{W_{\text{net}}}{q_{\text{in}}} \quad (3.1)$$

D'après le 1^{er} principe de la thermodynamique:

$$-W_{\text{net}} + q_{\text{in}} - q_{\text{out}} = 0 \quad \Rightarrow \quad W_{\text{net}} = q_{\text{in}} - q_{\text{out}} \quad (3.2)$$

En substituant la formule du travail net (2) dans la formule du rendement (1), on obtient:

$$\eta = \frac{q_{\text{in}} - q_{\text{out}}}{q_{\text{in}}} = 1 - \frac{q_{\text{out}}}{q_{\text{in}}} \quad (3.3)$$

$$\Delta S_{\text{cycle}} = \frac{q_{\text{in}}}{T_C} - \frac{q_{\text{out}}}{T_F} = 0 \implies \frac{q_{\text{in}}}{T_C} = \frac{q_{\text{out}}}{T_F} \implies \frac{q_{\text{out}}}{q_{\text{in}}} = \frac{T_F}{T_C} \quad (3.4)$$

En substituant la formule (4) dans la formule du rendement (3), on obtient la formule générale de Carnot:

$$\eta_C = 1 - \frac{T_F}{T_C} \quad (3.5)$$

Exemple : On considère une machine thermique diatherme qui opère entre deux températures 350°C et 91.76°C. Calculer le rendement de Carnot.

$$\eta_C = 1 - \frac{T_F}{T_C} = 1 - \frac{(91.76 + 273)}{(350 + 273)} = 41.5\%$$

3.2. Cycle de Beau de Rochas ou d'Otto (Moteur à Essence)

L'évolution des pressions dans la chambre de combustion en fonction du volume du cycle « Beau de Rochas » se représente dans un diagramme (p, V), voir (figure 3.2.), comme suit :

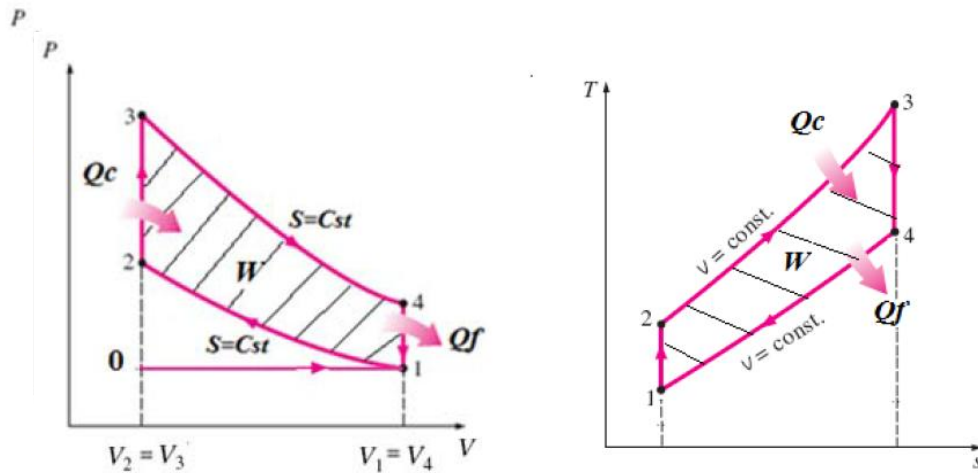


Fig 3.2. Cycle de Beau de Rochas

0-1 : Aspiration du mélange (m_a+m_c) à la pression atmosphérique dans le cylindre.

1-2 : Compression **adiabatique** 1-2 jusqu'au volume V_2 correspond au **PMB**, ou la pression est p_2 .

$$pV^\gamma = Cte \quad (3.6)$$

$$p_2 V_2^\gamma = p_1 V_1^\gamma \quad \frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^\gamma \quad (3.7)$$

On pose : $\varepsilon = \frac{V_1}{V_2}$, (rapport de compression volumétrique).

Il vient donc :

$$\frac{p_2}{p_1} = \varepsilon^\gamma \quad (3.8)$$

Cette équation peut être réécrite sous la forme :

$$\frac{T_2}{T_1} = \varepsilon^{\gamma-1} \quad (3.9)$$

2-3 : Combustion instantanée du mélange à **volume constant** associée à de fortes augmentations de température à T_3 et de la pression à p_3 . Il y a apport de chaleur :

$$Q_c = Q_1 = (m_a + m_c) c_v (T_3 - T_2) \quad (3.10)$$

3-4 : Détente *adiabatique* du gaz brulés qui ramène le volume à V_4 , avec une pression p_4 . Il s'agit du temps moteur du cycle.

$$p_3 V_3^\gamma = p_4 V_4^\gamma \quad \frac{p_3}{p_4} = \left(\frac{V_3}{V_4} \right)^\gamma$$

$$\frac{p_3}{p_4} = \epsilon^\gamma \quad (3.11)$$

$$\frac{T_3}{T_4} = \epsilon^{\gamma-1} \quad (3.12)$$

4-1: Détente *isochore* des gaz brulés dans le cylindre, ou la pression chute instantanément à la pression atmosphérique, la température chute aussi.

$$Q_f = Q_2 = (m_a + m_c) c_v (T_4 - T_1)$$

0-1 : Echappement *isobare* des gaz brûlés et retour au point de départ **0**.

Le rendement théorique du cycle de Beau de Rochas :

$$\eta_{th} = \frac{W}{Q_1} = \frac{Q_1 + Q_2}{Q_1} = 1 + \frac{Q_2}{Q_1} \quad (3.13)$$

Sachant que : $\frac{Q_2}{T_3} + \frac{Q_1}{T_2} = 0$ ($2^{ème}$ principe de thermodynamique)

Il vient donc:

$$\eta_{th} = \frac{W}{Q_1} = 1 - \frac{T_2}{T_3} = 1 - \frac{1}{\epsilon^{r-1}} \quad (3.14)$$

3.3. Cycle Diesel (Combustion par compression)

C'est le cycle selon lequel fonctionne un moteur à allumage par compression (ou Diesel) à 4 temps, (voir figure 3.3):

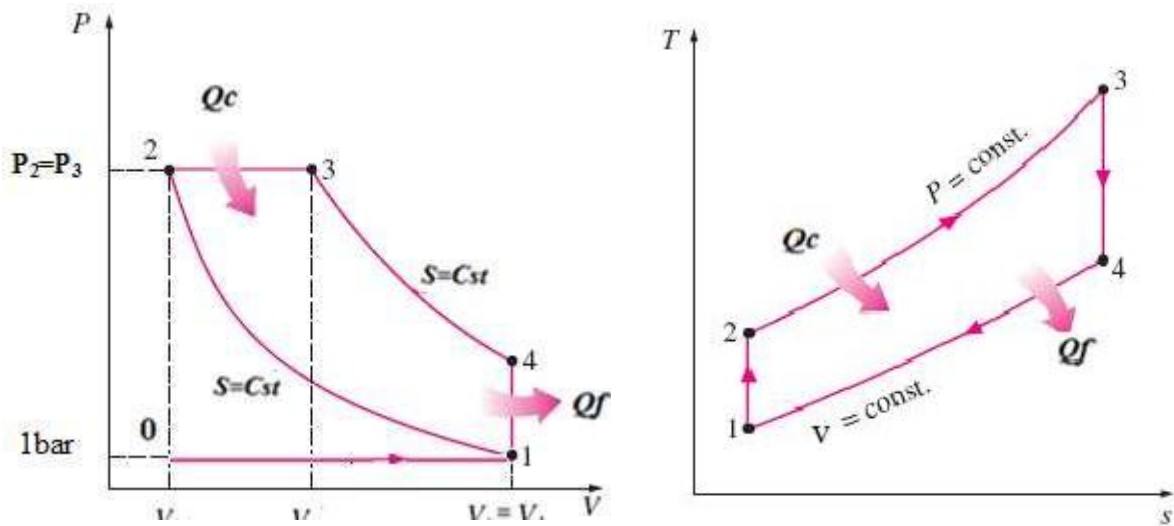


Figure 3.3: Diagramme P-v et T-S : Cycle Diesel

0-1 : admission du mélange,

1-2 : compression adiabatique du mélange (isentropique)

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^\gamma = \epsilon^\gamma \quad (3.15)$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{\gamma-1} = \epsilon^{\gamma-1} \quad (3.16)$$

2-3 : Combustion isobare ($P=\text{cte}$), ce qui donne un apport de chaleur :

$$Q_1 = (m_a + m_c) c_p (T_3 - T_2) \quad (3.17)$$

3-4 : Détente adiabatique isentropique

$$\frac{p_4}{p_3} = \left(\frac{V_3}{V_4} \right)^\gamma = \epsilon^\gamma \quad (3.18)$$

$$\frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{V_4}{V_3} \right)^{\gamma-1} = \varepsilon^{\gamma-1} \quad (3.19)$$

4-1 : Rejet de chaleur isochore ($V=\text{cte}$), Détente *isochore* des gaz brûlés dans le cylindre, ou la pression chute instantanément à la pression atmosphérique, la température chute aussi.

$$Q_1 = (m_a + m_c) c_v (T_1 - T_4) \quad (3.20)$$

1-0 : Echappement *isobare* des gaz brûlés et retour au point de départ **0**.

Le rendement théorique du cycle Diesel :

$$\eta_{th_{Diesel}} = \frac{Q_1 + Q_2}{Q_1} = 1 + \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{1}{\gamma} \cdot \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} \quad (3.21)$$

En réécrivant, la relation du rendement en fonction du **taux de compression** ε et le

rapport $\delta = \frac{\varepsilon}{\varepsilon'}$, avec, $\varepsilon' = \frac{V_4}{V_3}$

On obtient finalement:

$$\eta_{th_{Diesel}} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\gamma-1}} \left[\frac{\delta^\gamma - 1}{\gamma(\delta - 1)} \right] \quad (3.22)$$

$a = \frac{V_4}{V_3} > 1$ taux d'injection au cours de l'apport de chaleur isobare

$b = \frac{P_3}{P_2} > 1$ taux d'injection au cours de l'apport de chaleur isochore

C_p : capacité calorifique à pression constante

C_v : capacité calorifique à volume constant.

$\gamma = \frac{C_p}{C_v}$ Constante adiabatique du fluide moteur

🚦 Pression moyenne effective

C'est une pression fictive qui, si elle agi sur le piston pendant toute la course de puissance, produirait le même de travail net que celle produite pendant le cycle réel. La pression effective moyenne peut être utilisée comme paramètre pour comparer les performances des moteurs de même cylindrée. Le moteur avec un une plus grande valeur de PME fournit plus de travail net par cycle et donc il est performant. Elle est donnée par la formule suivante :

$W_{net} = \text{PME} \cdot \text{Aire du piston} \cdot \text{course du piston} = \text{PME} \cdot \text{volume balayé par le piston}$

$$W_{net} = \text{PME} \cdot \Delta V \Rightarrow \text{PME} = \frac{W_{net}}{\Delta V} = \frac{W_{net}}{V_{max} - V_{min}} = \frac{W_{net}}{V_u} \quad (3.28)$$

Avec : $V_{max} = V_u + V_0$ et V_u : cylindrée unitaire et $V_{min} = V_0$: volume de la chambre de combustion.

3.5. Cycle réel d'un Moteur à combustion interne

La première réalisation pratique d'un moteur à piston a été réussie par Otto chez Deutz à Cologne en 1876. Sur ce moteur, l'évolution de la pression relevée ne correspondait pas exactement au cycle théorique et le rendement en était très inférieur. En pratique, le diagramme réel est notamment différent du diagramme théorique du fait des hypothèses citées au-dessus, (voir figure 3.6):

- ✓ La composition chimique et la quantité du fluide-moteur sont toujours variées par suite de la combustion au cours du cycle.
- ✓ Les caractéristiques du fluide-moteur (chaleur spécifique, etc.) du fluide- moteur

comptées constantes dans le cycle thermodynamique varient avec la température dans le cycle réel.

- ✓ Le fonctionnement du moteur nécessite l'évacuation des produits de combustion et l'introduction périodique, au début de chaque cycle, de la charge fraîche. Le remplissage du cylindre du moteur dépend considérablement de son nettoyage,
- ✓ À l'admission, la pression est inférieure à l'atmosphérique (dans le cas d'un moteur non suralimenté) du fait de l'aspiration du piston et de l'inertie du gaz non nulle.
- ✓ Compression et détente: la compression n'est pas adiabatique. Du fait de la communication de la chaleur aux parois, la pression des gaz s'élève moins vite que dans la loi adiabatique. À la compression, la pression finale est inférieure à la théorique du fait du remplissage moindre et des échanges de chaleur entre le fluide-moteur et les parois du cylindre.
- ✓ Combustion: la combustion du mélange air/essence n'est pas instantanée au PMH donc non isochore, et ni isobare.
- ✓ Echappement: la pression des gaz est toujours supérieure à la pression atmosphérique.

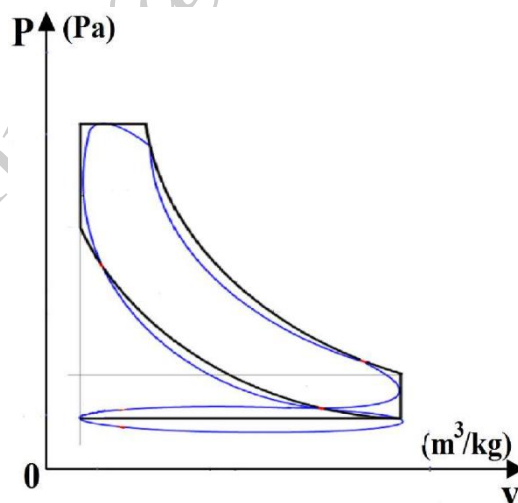


Figure (3.6): Diagramme Cycle mixte théorique et réel (couleur bleue)

Chapitre 4: Turbine à gaz Et turboréacteur

Chapitre 4 : Turbine à gaz et turboréacteur

(3 semaines)

- Cycle de base,
- Autres cycles,
- Critères de performance et rendements

1. Introduction

Les cycles à vapeur présentent de nombreux avantages, notamment le changement de phase permet d'atteindre des puissances importantes pour de faibles débits massiques. Néanmoins, le niveau de température des transitions de phase est faible, ce qui limite l'utilisation de ces cycles vers les hautes températures. Les cycles supercritiques permettent d'élever la température de la source chaude, mais il existe des limites technologiques dues aux pressions et températures élevées de fonctionnement. Or, d'après le rendement de Carnot, nous savons que les rendements élevés correspondent à des températures élevées. Les cycles à vapeur ne permettent pas réellement de tirer profit des températures élevées de la combustion, d'où l'intérêt d'utiliser des gaz comme fluides thermodynamiques avec la perspective d'utiliser des cycles fonctionnant aux hautes températures obtenues par la combustion. De nombreux moteurs thermiques utilisent un gaz (très souvent l'air) comme fluide de travail. Le moteur automobile à combustion, les moteurs à réaction des avions ainsi que les turbines à gaz pour générer de l'électricité sont les exemples les plus répandus des moteurs à gaz. Dans tous les moteurs cités à l'instant, il y a changement de composition chimique du gaz au cours du procédé provenant de la combustion du mélange combustible + air. C'est la raison pour laquelle ces moteurs sont appelés moteurs à combustion interne par opposition aux moteurs à cycles fermés à vapeur et à source chaude externe présentés précédemment, dans lesquels la chaleur à la source chaude provient soit de la combustion externe d'un combustible fossile ou d'une autre énergie (nucléaire, solaire, rejet thermique, etc.). De plus, les cycles à gaz à combustion interne sont caractérisés par le fait que, très souvent, ce sont des cycles ouverts par opposition aux cycles de vapeur qui sont, généralement, des cycles fermés.

2. Définition de la turbine à gaz

Une turbine à gaz, appelée aussi turbine à combustion, est une machine tournante thermodynamique appartenant à la famille des moteurs à combustion interne dont le rôle est de produire de l'énergie mécanique (rotation d'un arbre) à partir de l'énergie contenue dans un hydrocarbure (fuel, gaz...).

3. Eléments principaux de la turbine à gaz

Dans sa forme la plus simple et la plus répandue, une turbine à gaz est composée de trois

éléments, (voir figure 4.1):

- Un compresseur
- Une chambre de combustion
- Une turbine

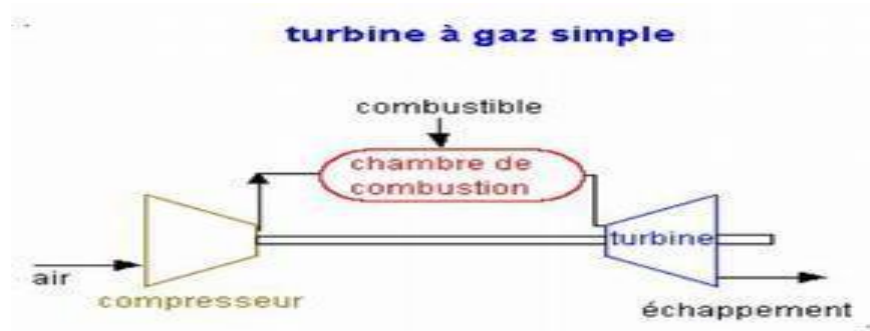


Fig (4.1): Turbine à gaz simple

4. Les hypothèses pour l'analyse des cycles ouverts

L'analyse thermodynamique de ces cycles ouverts diffère de celle des cycles fermés dans la mesure où le fluide de travail ne décrit pas un cycle puisque le gaz n'est pas recyclé : l'état du gaz d'échappement est différent de celui du gaz d'admission. Pour analyser ces cycles à combustion interne, il est courant d'assimiler ces moteurs à des cycles fermés qui rendent bien compte des cycles ouverts. À cette fin, les approximations suivantes sont effectuées :

- la combustion est assimilée à un transfert de chaleur provenant d'une source extérieure de chaleur; le cycle est artificiellement fermé en considérant des transferts de chaleur avec le milieu extérieur (pour simuler l'admission et l'échappement des gaz dans un moteur réel);
- tous les échanges et transferts internes sont réversibles; on considère l'air comme un gaz parfait.
- Néanmoins, tous les moteurs à gaz ne sont pas des moteurs à combustion interne fonctionnant en cycle ouvert, certains fonctionnent en cycle fermé et avec apport externe de chaleur.
- Dans un premier temps, ce sont ces cycles à gaz parfaits fermés que nous allons considérer.

5. Types du cycle de la turbine à gaz

1) Cycle de Brayton idéal

Comme le montre la figure, (voir **figure 4.2**), en utilisant les hypothèses de l'air standard. Les processus de compression et de détente restent les mêmes, mais le processus de combustion est remplacé par un processus d'addition de chaleur à pression constante provenant d'une source externe et le processus d'échappement est remplacé par un processus de rejet de chaleur à pression constante.

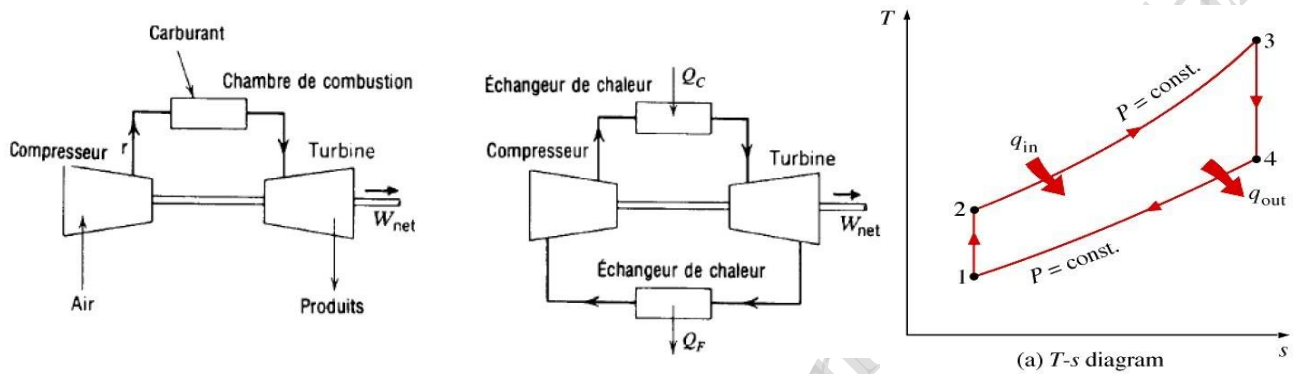


Figure (4.2): Turbine à gaz à cycle fermé

Les processus 1-2 et 3-4 sont isentropiques et $P_2 = P_3$ et $P_1 = P_4$, ainsi : (Compresseur)

$$\frac{T_2}{T_1} = \left[\frac{P_2}{P_1} \right]^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \left[\frac{P_3}{P_4} \right]^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \frac{T_3}{T_4} \quad (4.1)$$

Par conséquent, les transferts de chaleur vers et à partir du fluide de travail sont :

$$q_{in} = h_3 - h_2 = c_p (T_3 - T_2) \quad (4.2)$$

$$q_{out} = h_4 - h_1 = c_p (T_4 - T_1) \quad (4.3)$$

Le travail net du cycle est donné par la formule suivante :

$$W_{net} = q_{in} - q_{out} \quad (4.4)$$

Le rendement du cycle de **Brayton idéal** est calculé comme suit :

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{q_{in}} = 1 - \frac{q_{out}}{q_{in}} = 1 - \frac{c_p(T_4 - T_1)}{c_p(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{T_1(T_4/T_1 - 1)}{T_2(T_3/T_2 - 1)} \quad (4.5)$$

En Substituant (4.1) dans (4.5) on obtiendra la formule du rendement thermique du cycle de **Brayton idéal**:

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{r_p^{(\gamma-1)/\gamma}} \quad (4.6)$$

Avec :

$$r_p = \frac{p_1}{p_2} \text{ Rapport de pression}$$

$$\gamma = \frac{c_p}{c_v} \text{ Constante adiabatique du fluide moteur.}$$

L'équation (4.6) montre que, selon l'hypothèse standard de l'air, le rendement thermique d'un cycle de Brayton idéal dépend du rapport de pression de la turbine à gaz et du rapport de chaleur spécifique du fluide de travail. Le rendement thermique augmente avec ces deux paramètres, ce qui est également le cas pour les turbines à gaz réelles.

Habituellement, plus de la moitié de la puissance de travail de la turbine est utilisée pour entraîner le compresseur. Le rapport entre le travail du compresseur et le travail de la turbine, appelé rapport de travail en aval, est très élevé, (**voir figure 4.3**) est donné par la formule suivante :

$$r_{bw} = \frac{W_{compresseur}}{W_{turbine}} = \frac{h_2 - h_1}{h_3 - h_4} \quad (4.7)$$

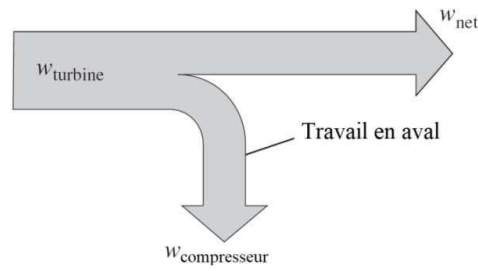


Fig (4.3): Fraction du travail de la turbine utilisée pour entraîner le compresseur est appelée le rapport de travail aval

- Cycle réel de turbine à gaz à partir d'un cycle idéal

Le cycle réel de la turbine à gaz diffère du cycle idéal de **Brayton** sur plusieurs points. D'une part, certaines pertes de charge (chute de pression) pendant les processus d'addition de chaleur et de rejet de chaleur sont inévitables. Plus important encore, le travail effectif du compresseur est plus important, et le rendement réel de la turbine est moindre en raison des irréversibilités. La déviation du comportement réel du compresseur et de la turbine par rapport au comportement isentropique idéal peut être présentée avec précision en utilisant les rendements isentropiques de la turbine et du compresseur.

$$\eta_{isc} = \frac{W_{isc}}{W_{as}} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2a} - h_1} \quad (4.8)$$

$$\eta_{ist} = \frac{W_{at}}{W_{ist}} = \frac{h_3 - h_{4a}}{h_3 - h_{4s}} \quad (4.9)$$

Où les états 2a et 4a sont les états réels de la sortie du compresseur et turbine, respectivement, et 2s et 4s sont les états correspondants pour le cas isentropique, comme illustré sur la figure (4.4).

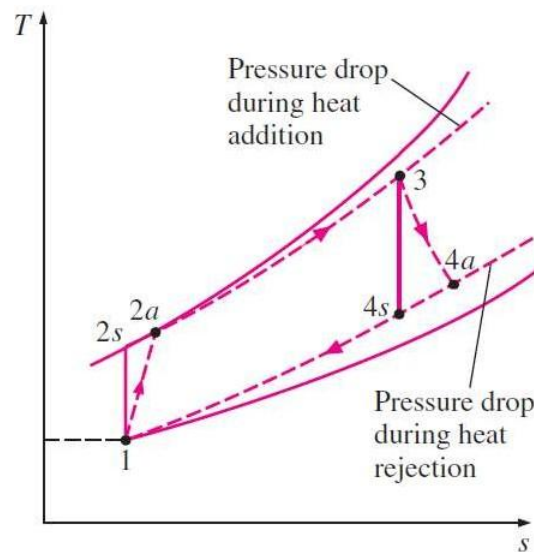


Fig (4.4): Déviation du cycle réel du cycle idéal causée par les irréversibilités

2) Amélioration du cycle - Valorisation de l'énergie

Il existe plusieurs voies d'améliorations du cycle de Brayton.

a) Cycle de Brayton avec régénération

Principe: récupérer la chaleur des gaz chauds en sortie turbine, par l'intermédiaire d'un échangeur interne, pour chauffer les gaz après la compression et avant la combustion. Ceci est possible si la température

$T_4 > T_2$, (voir figure 4.5)

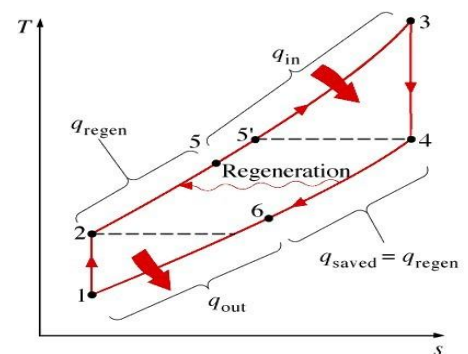
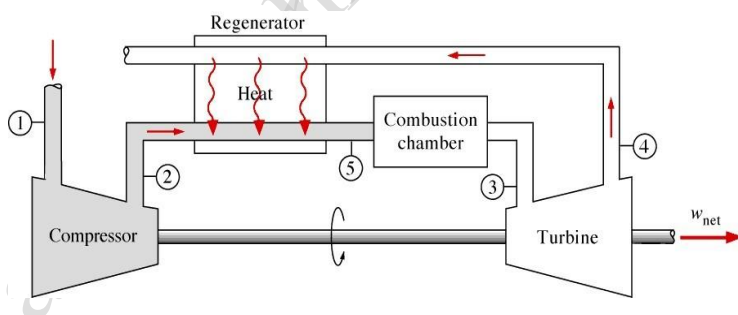


Figure (4.5): Schéma simplifié d'une turbine à gaz avec régénération

Les transferts de chaleur réels et maximums des gaz d'échappement vers l'air peuvent être exprimés comme suit:

$$q_{\text{ireg a}} = h_5 - h_2 \quad (4.10)$$

$$q_{\text{ireg Max}} = h_5' - h_2 = h_4 - h_2 \quad (4.11)$$

Le rendement du régénérateur est donné par la formule suivante:

$$\eta_{\text{reg}} = \frac{q_{\text{ireg a}}}{q_{\text{ireg Max}}} = \frac{h_5 - h_2}{h_4 - h_2} = \frac{T_5 - T_2}{T_4 - T_2} \quad (4.12)$$

Un régénérateur ayant une efficacité supérieure économise évidemment une plus grande quantité de combustible puisqu'il préchauffe l'air à une température plus élevée avant la combustion. L'efficacité de la plupart des régénérateurs utilisés dans la pratique est inférieure à 0,85.

b) Cycle de Brayton avec fractionnement de la détente

Principe: Le principe est d'effectuer **une surchauffe intermédiaire** entre plusieurs détente adiabatiques de taux de détente moindre, (voir figure 4.6).

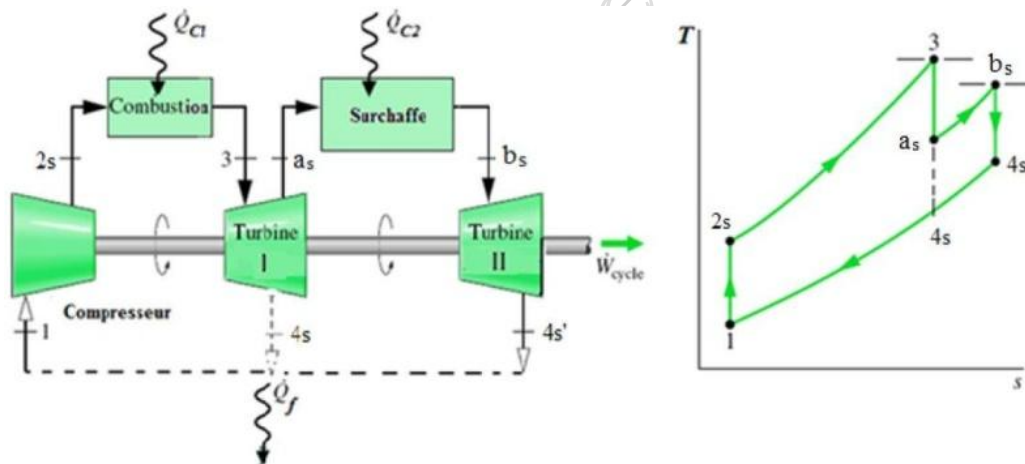


Figure (4.6): Cycle de Brayton avec fractionnement de la détente

c) Cycle de Brayton avec fractionnement de la compression

Principe: Le principe est d'effectuer un **refroidissement intermédiaire** entre plusieurs détente adiabatiques de taux de détente moindre, (voir figure 4.7).

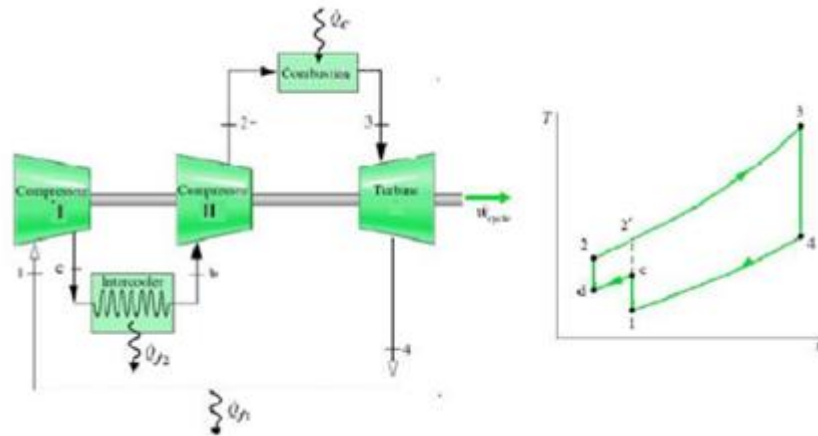


Figure (4.7): Cycle de Brayton avec fractionnement de la compression

d) Cycle de Brayton avec les trois améliorations.

Le cycle de **Brayton** qui comprend les trois améliorations est illustré dans la **Figure (4.8)**.

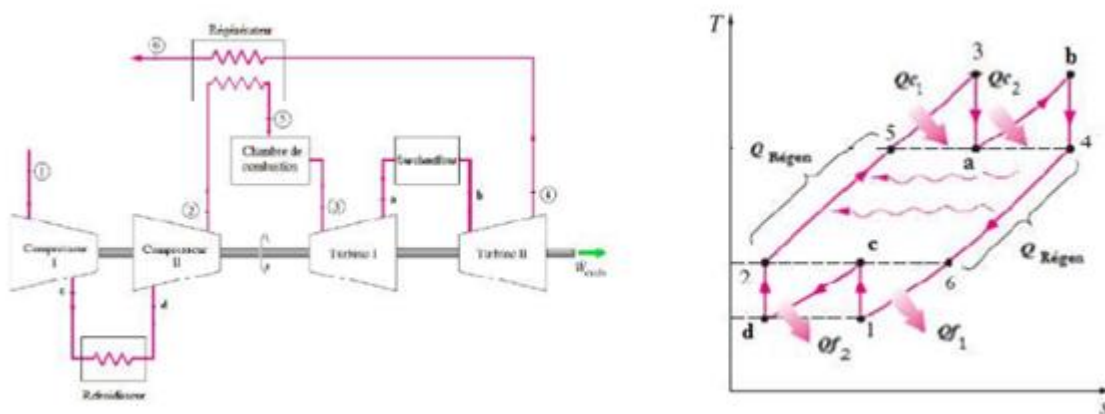


Figure (4.8): Cycle avec fractionnement de la compression

3. Cycle du turboréacteur

Les turbines à gaz sont largement utilisés pour alimenter les avions car ils sont légers et compacts et ont un rapport puissance / poids élevé. Les turbines à gaz des avions fonctionnent selon un cycle ouvert appelé cycle de propulsion par réaction. Le cycle idéal de la propulsion par réaction diffère du cycle idéal de Brayton simple où les gaz ne sont pas dilatés à la pression ambiante dans la turbine. Au lieu de cela, ils sont étendus à une pression telle que la puissance produite par la turbine est juste suffisante pour entraîner le compresseur et l'équipement auxiliaire, tel qu'un petit générateur et des pompes hydrauliques. Les gaz qui sortent de la turbine à une pression relativement élevée sont ensuite accélérés dans une tuyère pour fournir la poussée nécessaire à la propulsion de l'avion, (voir figure 4.9).

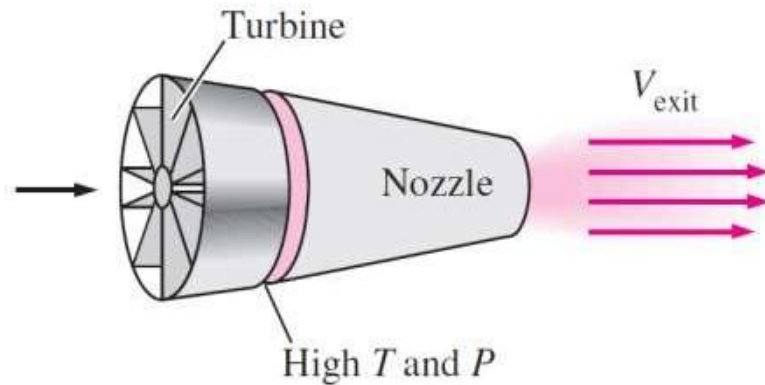


Figure (4.9): Dans les turboréacteurs, les gaz à haute température quittant la turbine sont accélérés dans une tuyère pour fournir une poussée

Un schéma d'un turboréacteur et le diagramme T-S du cycle idéal du turboréacteur sont illustrés à la figure (4.10).

Le cycle comprend les évolutions suivantes :

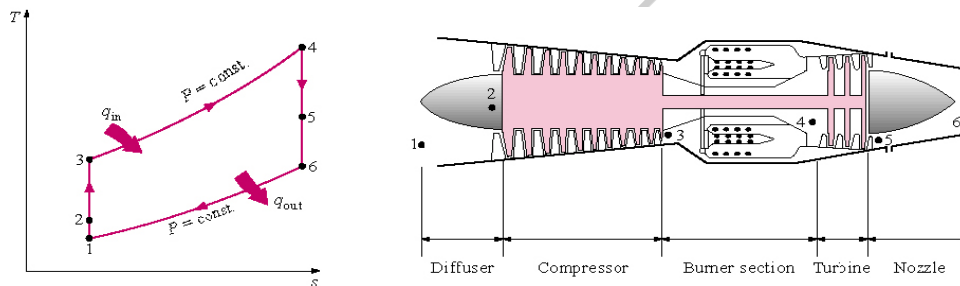


Figure (4.10): Schéma simplifié du turboréacteur

1-2 : compression : Compression isentropique (décélération de l'air entrant dans le diffuseur.

2-3 : compression isentropique (compresseur)

3-4 : ajout de chaleur isobare (chambre de combustion) 4-5 : détente isentropique (turbine)

5-6 : détente isentropique (tuyère)

Dans le cas idéal, le travail de la turbine est supposé égal au travail du compresseur. De plus, les processus dans le diffuseur, le compresseur, la turbine et la tuyère sont supposés être isentropiques. Dans l'analyse des cycles réels, cependant, les irréversibilités associées à ces dispositifs devraient être considérées. L'effet des irréversibilités est de réduire la poussée d'un turboréacteur.

La poussée nette développée est :

$$F = \dot{m} (V_{\text{sortie}} - V_{\text{entrée}}) \quad (4.13)$$

Avec :

V_{sortie} : Vitesse de sortie des gaz d'échappement

$V_{\text{entrée}}$: Vitesse d'entrée de l'air entrant

\dot{m} : Débit massique à travers le turboréacteur

La puissance développée à partir de la poussée de turboréacteur s'appelle la puissance propulsive :

$$\dot{W}_p = \dot{m} (V_{\text{sortie}} - V_{\text{entrée}}) V_{\text{avion}} \quad (4.14)$$

Avec :

V_{sortie} : Vitesse de sortie des gaz d'échappement

$V_{\text{entrée}}$: Vitesse d'entrée de l'air entrant

V_{avion} : Vitesse de l'avion

\dot{m} : Débit massique à travers le turboréacteur

Le rendement propulsif est le rapport entre la puissance propulsive et l'énergie thermique de combustion est donnée par la formule suivante :

$$\eta_P = \frac{\text{Puissance propulsive}}{\text{Taux d'énergie entrante}} = \frac{\dot{W}_p}{\dot{Q}_p} \quad (4.15)$$

4. Les cycles inverses à compression de gaz

Dans ces cycles, le changement de phase n'est plus utilisé. On se situe généralement à des températures nettement supérieures à la température critique si bien que l'hypothèse des gaz parfaits est généralement satisfaite.

- **Le cycle de Joule inverse (Brayton inverse)**

Le cycle idéal est un cycle ditherme endoréversible (**Figure (4.10)**) qui comprend deux isobares et deux adiabates (donc deux isentropes). Ce cycle peut être réalisé avec un circuit fermé comprenant quatre composants (**Figure (4.11)**) : un compresseur et une turbine à gaz tous deux adiabatiques et réversibles, et deux échangeurs de chaleur (un échangeur basse température où est produit le froid et un échangeur haute température où a lieu le rejet thermique). Dans ce cycle, le compresseur et la turbine sont réversibles mais le couplage aux

sources extérieures de chaleur ne s'effectue pas à température constante : nous sommes en présence d'un cycle endoréversible où des irréversibilités de couplage aux sources extérieures de chaleur existent. Dans le cas du cycle fermé, le fluide frigorigène utilisé est généralement de l'hélium.

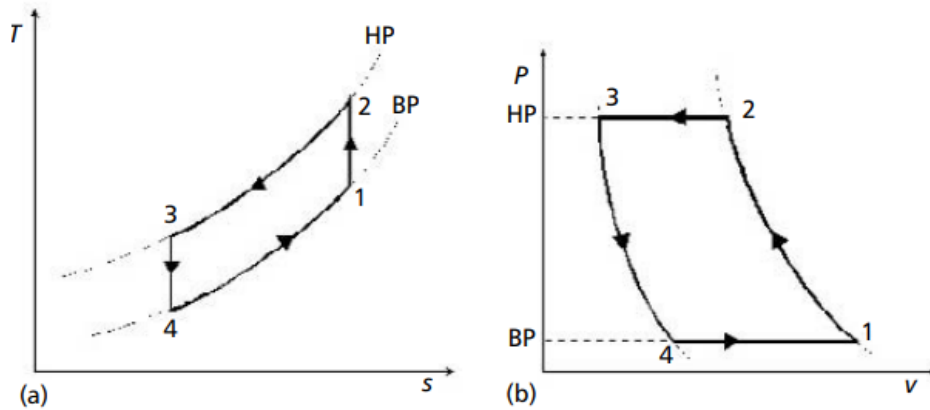


Figure (4.11): – Représentation d'un cycle de Joule inverse (a) dans un diagramme (T, s) et (b) dans un diagramme (P, v).

Le cycle de Joule peut également être réalisé à l'aide d'un circuit ouvert : ce cycle comprend, comme le précédent, un compresseur ainsi qu'une turbine adiabatiques et un échangeur haute température où a lieu le rejet thermique mais il utilise l'air comme fluide frigorigène si bien que l'échangeur de chaleur basse température est supprimé et de l'air frais est soufflé dans le local à climatiser (**Figure (4.12)**). C'est le cycle généralement utilisé pour la climatisation des avions. Dans ce cas, de l'air comprimé est prélevé après un étage moyenne pression en entrée dans le réacteur. Cet air est ensuite traité par un cycle de Joule inverse et l'air frais produit est ultérieurement distribué dans la cabine après brassage avec de l'air extrait.

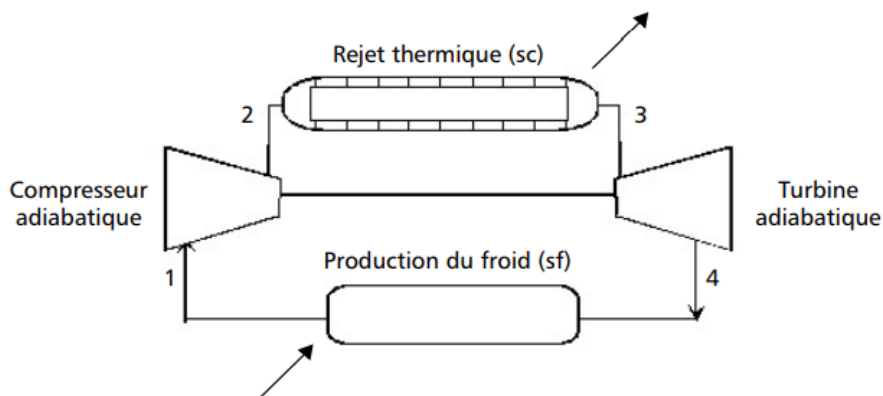


Figure (4.11)– Schéma de principe des composants pour un cycle de Joule inverse fonctionnant en circuit fermé.

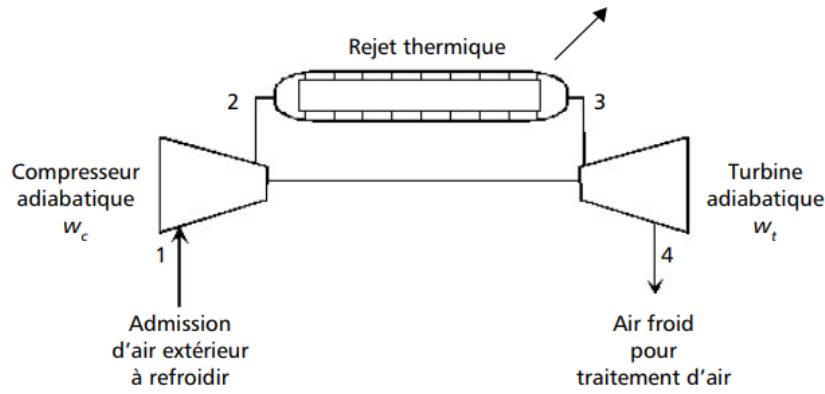


Figure (4.12) – Schéma de principe des composants pour un cycle de Joule inverse fonctionnant en circuit ouvert.

Supposant que le travail sur la turbine est récupéré et développant la même démarche que pour le cycle moteur, on obtient :

$$q_{s.c.} + q_{s.f.} + w_t + w_c = 0$$

$$w_{ut} = w_t + w_c = -(q_{s.c.} + q_{s.f.}) \quad (4.16)$$

où w_{ut} est le travail utilisé et w_t est le travail négatif délivré par la turbine alors que w_c est le travail positif de compression. La variation d'enthalpie pour les deux transformations isobares avec échange de chaleur donne :

$$q_{s.c.} = q_{2-3} = h_3 - h_2 = c_p (T_3 - T_2)$$

$$q_{s.f.} = q_{4-1} = h_1 - h_4 = c_p (T_1 - T_4) \quad (4.17)$$

si bien que le travail mécanique utilisé est obtenu simplement :

$$w_{ut} = c_p [(T_2 - T_3) + (T_4 - T_1)] \quad (4.18)$$

Supposer que le gaz est parfait, et tenir compte du fait que les points 2 et 3 d'une part et 1 et 4 d'autre part sont sur des isobares conduit à :

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = n \quad (4.19)$$

où n est le rapport thermométrique de compression. Après calcul, le COP s'écrit

$$COP = \frac{q_{s.f.}}{w_{ut}} = \frac{1}{n-1} = \frac{T_4}{T_3 - T_4} \quad (4.20)$$

Notons que le COP dépend du fluide par l'intermédiaire de γ et du taux de compression qui interviennent dans le calcul de n . À titre d'exemple, supposons que le taux de compression soit

de 7 et que l'air soit le fluide utilisé ($\gamma = 1,4$); on trouve $n = 1,74$ et $COP = 1,35$. L'air au refoulement de la compression isentropique sera à 513 K soit 240 °C si l'air aspiré est à 20 °C. Si la température T_3 est de 320 K, la température T_4 de l'air détendu sera de 184 K soit -89 °C. Le cycle de Joule inverse permet d'atteindre une température d'air très basse mais la température entropique du froid produit est plus élevée; en effet, elle est donnée par :

$$\tilde{T}_{s.f.} = \frac{\int dh}{\int ds} = \frac{\int c_p dT}{\int \frac{c_p dT}{T}} = \frac{T_4 - T_1}{\ln \frac{T_4}{T_1}} \quad (4.21)$$

Application numérique

Dans l'application numérique traitée ici, on obtient :

$$\tilde{T}_{s.f.} = \frac{293 - 184}{\ln \frac{293}{184}} = 234 \text{ K}$$

La température moyenne à laquelle le froid est produit est donc de -39 °C et non de -89 °C. De même que pour le cycle moteur, il est possible de fractionner la compression, avec refroidissement intermédiaire, et la détente, avec réchauffement intermédiaire. Un tel cycle idéal, avec fractionnements, se rapproche d'un cycle de Carnot ditherme et aura une meilleure efficacité thermodynamique. Par ailleurs, pour le fonctionnement réel des composants, la compression fractionnée permet d'utiliser des compresseurs à plus faible taux de compression et meilleur rendement alors que la détente fractionnée, de son côté, permet de fournir de l'air à température plus uniforme et mieux adaptée pour la climatisation. Les cycles de réfrigération à air sont largement utilisés pour la climatisation des avions. Récemment, avec l'apparition des problèmes d'environnement liés aux fluides frigorigènes, le cycle à air est testé, en Allemagne, pour la climatisation ferroviaire sur plusieurs rames de train à grande vitesse. Un des avantages du cycle à air est de ne pas être sensible aux changements d'inclinaison car il ne comporte pas de liquide alors qu'un cycle à compression de vapeur peut être sensible aux forts changements d'inclinaison liés aux transports ferroviaires ou aériens.

Chapitre VI : Turbine à vapeur

Chapitre 5 : Turbine à vapeur

(3 semaines)

- Cycle de Rankine sans et avec surchauffe
- Cycle de Hirn
- Cycles à soutirage

1. Introduction

On désigne par les machines thermiques des appareils ayant pour objectif de faire en sorte qu'un fluide (système thermodynamique) échange de chaleur et du travail avec son milieu extérieur. Les machines thermiques font subir à des fluides des transformations qui constituent des cycles fermés ou ouverts. Lorsque la machine échange de la matière avec son environnement, elle est dite à ***cycle ouvert*** (cas du moteur à combustion interne). Dans le cas contraire, elle est dite à ***cycle fermé***, on cite à titre d'exemples les machines à vapeur, les machines frigorifiques et les pompes à chaleur.

Dans une autre classification, une machine est dite ***machine thermo-dynamique (machine motrice)*** si, elle a fourni un travail au milieu extérieur (moteur à combustion interne, turbine à gaz, turbine à vapeur), elle est dite ***machine dynamo-thermique (réceptrice)*** dans le cas inverse (par exemple : machine frigorifique, pompe à chaleur).

Les machines thermiques peuvent être, des machines ***monothermes*** (compresseur, chauffage électrique) ou des machines ***dithermes*** (machine à vapeur, machine frigorifique....).

Nous n'examinerons dans ce chapitre que les machines thermiques à cycle fermé ***dithermes*** et à ***vapeur***. Pour ceux à cycle ouvert (Exemple : moteurs à combustion interne), il suffit de travailler sur une masse bien déterminée du fluide moteur. Les échanges de chaleur s'effectuent entre deux sources de chaleur sous des températures différentes (voir chapitre suivant).

2. La machine thermique monotherme

C'est une machine dont le système (fluide) n'est en contact qu'avec une seule source de chaleur. Les machines monothermes sont moins répandues en pratiques. Il est démontré qu'un système thermodynamique subissant une transformation cyclique, et n'échangeant de la chaleur qu'avec une seule source thermique, ***ne peut pas produire de travail*** : il ne peut qu'en recevoir du milieu extérieur. En d'autres termes, un tel système ne peut pas se comporter comme un moteur (il n'existe pas). On justifie ***l'énoncé de Clausius*** qui dit qu'il n'existe pas de machine thermique monotherme motrice. Cette machine ne peut que recevoir du travail ($W > 0$) et céder de la chaleur ($Q < 0$).

3. Les machines dithermes motrices (thermo-dynamique)

Les machines thermo-dynamiques (motrices) à cycle fermé (figure 5.1 et 5.2.), utilisent en général un fluide diphasique, ou l'échange d'énergie entre les deux sources est basé sur la chaleur latente de changement de phase, ce qui permet à un débit de fluide égal un échange d'énergie plus important que celui qui serait basé sur la chaleur sensible d'un fluide monophasique.

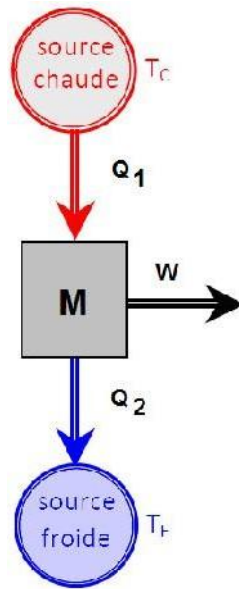


Fig 5.1. Schéma de principe d'une machine dithermes motrice

3.1. Principe de fonctionnement

La source chaude est constituée des gaz brûlés issus de la combustion de charbon, de fuel, etc....., ou bien par le circuit d'eau primaire d'une centrale nucléaire. La chaleur Q_1 est transférée de la source chaude au fluide caloporteur via **la chaudière**.

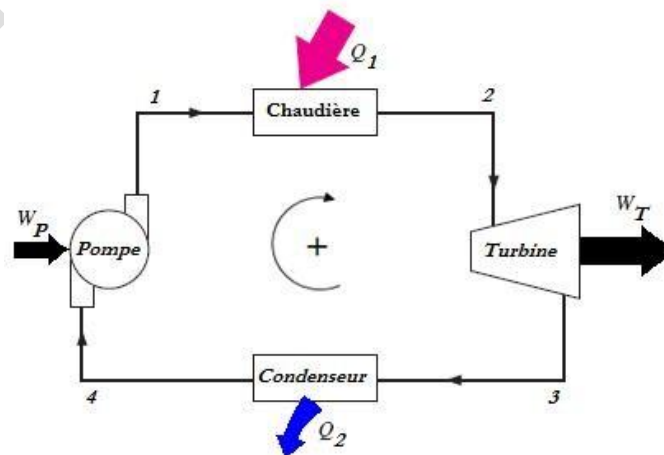


Fig 5.2. Schéma de principe d'une machine thermique motrice à cycle fermé
(Moteur à vapeur)

L'acquisition de Q_1 par le fluide accroître sa température et sa pression, il est ensuite détendu à travers une turbine simple est constituée d'une roue mobile qui récupère le travail issu de la détente de la vapeur d'eau dans les aubages. Le fluide est ensuite mis en contact avec la source froide via **le condenseur**, où on lui retire la chaleur Q_2 . Enfin, le fluide cède un travail W_t à la turbine. Une partie de ce travail est prélevée pour faire tourner la pompe, qui entraîne le fluide dans le long du cycle. En supposant que la pompe cède un travail W_p au fluide, l'installation délivre le travail net W_{net} défini par :

$$W_{net} = W_t - W_p \quad (5.1)$$

Le rendement η_{th} de la machine thermique motrice est le rapport du **travail net fourni** par l'installation sur **la chaleur reçue** de la source chaude :

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{Q_1} = \frac{W_t - W_p}{Q_1} \quad (5.2)$$

4. Cycles de Rankine

Dans le cycle de Carnot, c'est un fluide diphasique qui circule dans la pompe, ce qui pose un certain nombre de problèmes techniques. La puissance consommée pour un débit de fluide donné est élevée, ce qui cause la baisse du rendement effectif de la pompe, et ses parties mécaniques **subissent une érosion prématurée**.

Le cycle de Rankine (Figure 5.3) peut être considéré comme le cycle de base des turbines à vapeur. Le cycle de Rankine permet de **remédier** à cela (amélioration du cycle de Carnot) : le condenseur est dimensionné de façon à condenser la totalité du fluide, et c'est un liquide exempt de vapeur qui se présente à l'entrée de la pompe. Le cycle de Rankine ne diffère du cycle de CARNOT que par le fait que la condensation du fluide moteur est complète (jusqu'à l'état de liquide saturé avec un titre de vapeur $X_3=0$, égal à la quantité de vapeur divisé par la quantité totale du mélange) et donc la compression est assurée par une pompe au lieu d'un compresseur, ce qui a pour effet de réduire énormément le travail de compression et d'augmenter énormément le travail disponible (utile).

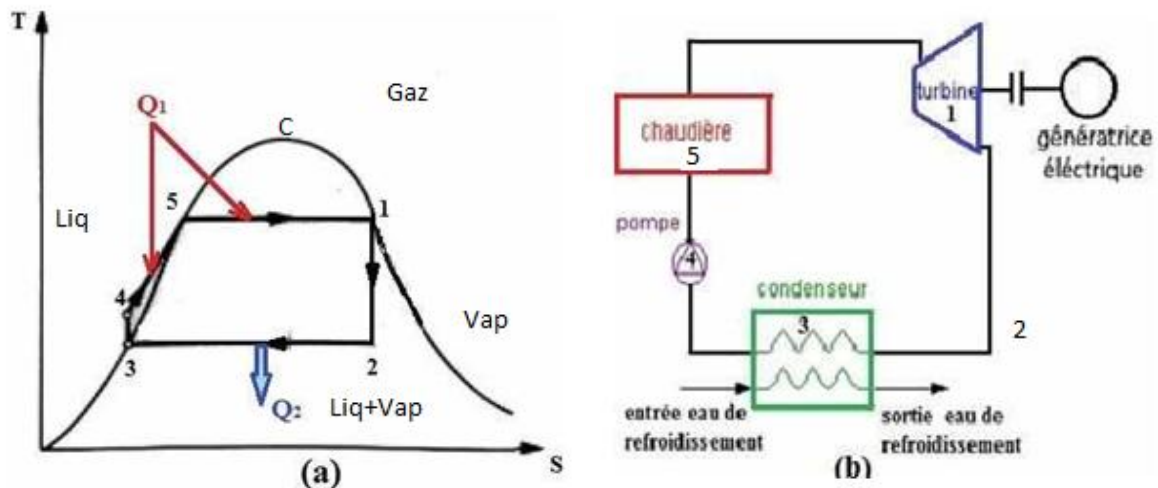


Figure 5.3 (a) Cycle de Rankine

(b) Installation du cycle de Rankine

En contre partie, il faut ajouter une transformation isobare en plus (5-4) dans la première partie de la chaudière, pour ramener le liquide à la saturation, avant de commencer à produire de la vapeur. Ce cycle comporte alors, une transformation en plus que celui de Carnot.

La quantité de chaleur Q_1 , fournit au fluide moteur totalement à pression constante, se compose alors d'une première quantité Q_{5-4} (avec augmentation de la température dans l'économiseur) pour porter celui-ci à l'état de liquide saturé ($X_5 = 0$) avec augmentation de la température suivit d'une deuxième Q_{5-1} pour l'évaporer à température constante ($T_5 = T_1$) jusqu'à l'état de saturation ($X_1 = 1$).

Le rendement thermique du cycle de Rankine ($W_{net} = W_T - W_P$) est :

$$\eta = -(w_t + w_p) / q_{s.c} = (h_1 - h_2 + h_4 - h_3) / (h_1 - h_4) \quad (5.13)$$

On peut négliger le travail de compression alors 3 et 4 sont confondus et $h_4 = h_3$.

5. Cycles de Hirn (ou cycle à surchauffe)

Dans le même ordre d'idée, le cycle de Hirn (figure 5.3) permet d'éviter la présence d'un fluide diphasique dans la turbine en dimensionnant la chaudière de façon à surchauffer la vapeur dans la transformation isobare 1-6. De cette façon, le fluide ne revient dans la zone diphasique qu'à la sortie de la turbine.

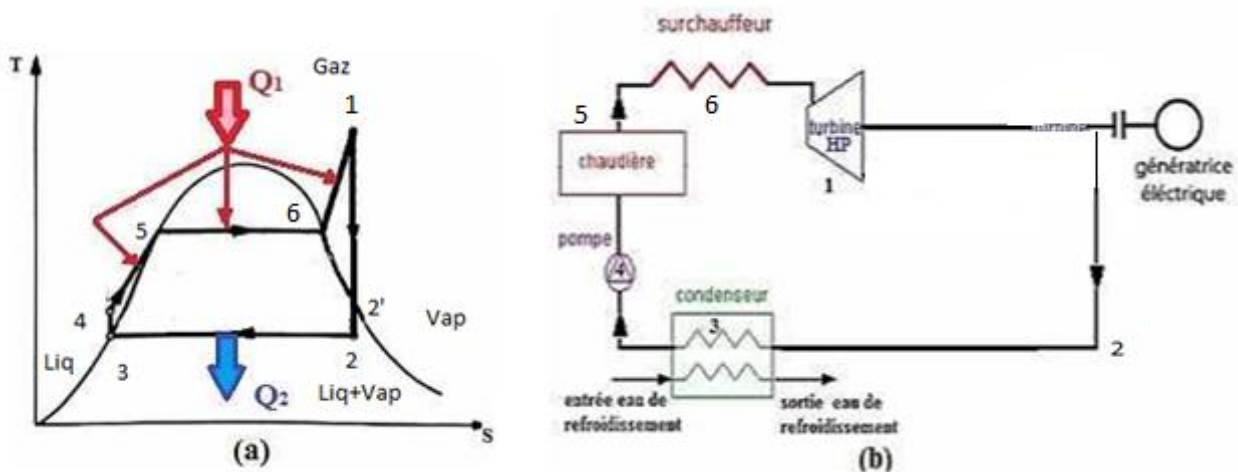


Figure 5.4. (a) Le cycle de Hirn sur diagramme (T, S) (b) Installation du cycle de Hirn

Ce cycle à vapeur surchauffée possède deux avantages essentiels par rapport au cycle de base de Rankine : – la surchauffe augmente la température d'utilisation d'une partie de la chaleur de la source chaude; – la surchauffe permet d'effectuer un cycle sec (il n'y a pas de vapeur humide dans la machine motrice) si la surchauffe a été choisie de telle sorte qu'en fin de détente on se trouve sur la courbe de vapeur saturante à la température du condenseur.

La méthode pour obtenir la vapeur surchauffée est d'envoyer la vapeur sèche en sortie de générateur de vapeur dans une surchauffeur (Figure 5.4) où la vapeur est portée, à pression constante, à une température plus élevée

Le cycle de Rankine à surchauffe ou cycle de Hirn ne diffère du cycle de Rankine simple que par une transformation supplémentaire **6-1**, pendant laquelle le fluide moteur est surchauffé à une température supérieure à celle de saturation, en lui fournissant une troisième quantité de chaleur Q_{1-6} dans le **resurchauffeur**.

Ceci a pour effet d'augmenter énormément le travail de détente et donc le travail utile est d'améliorer les conditions de travail de la turbine et donc son rendement interne puisque une grande partie des étages de la turbine fonctionnent avec de la vapeur sèche. En même temps le rendement thermique du cycle augmente.

La quantité de chaleur Q_1 , fournit au fluide moteur totalement à pression constante, augmentera et sera composé alors d'une première quantité Q_{4-5} (avec augmentation de la température dans l'économiseur) pour porter celui-ci à l'état de liquide saturé ($X_4=0$) avec augmentation de la température suivit d'une deuxième Q_{5-1} pour l'évaporer à température constante ($T_5 = T_1$) jusqu'à l'état de saturation ($X_1=1$), puis d'une troisième Q_{1-6} pour surchauffer la vapeur saturée jusqu'à $T_6 > T_1 = T_{sat}$.

Le rendement du cycle de Rankine à surchauffe est :

$$\eta = -(wt+w_P) / q_{s.c} = (h1-h2 + h3- h4) / (h4-h1) \quad (5.14)$$

6. Cycle à vapeur resurchauffée (cycle de Hirn à resurchauffe)

La figure 2.7 présente le schéma d'une installation motrice à vapeur resurchauffée. La vapeur en sortie du surchauffeur est envoyée pour détente partielle dans une première turbine. En sortie de cette turbine, les vapeurs sont resurchauffées avant d'être envoyées dans la seconde turbine dans laquelle la détente totale a lieu. Une telle installation permet d'effectuer un cycle sec avec une température de surchauffe moins élevée qu'avec un cycle à simple surchauffe. La différence importante avec les deux cycles précédents est que ce n'est plus un cycle à deux pressions mais un cycle à trois pressions (une BP, une HP et une pression intermédiaire). Dans un cycle à vapeur resurchauffée les deux détentes ne sont pas isentropiques. On constate que les deux détentes sont des détentes sèches et le rendement du cycle peut se calculer facilement directement d'après le diagramme.

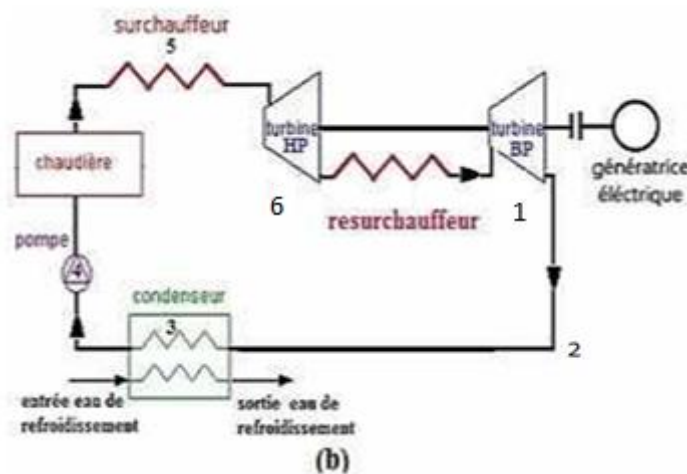


Figure 5.5. Installation du cycle de Hirn à resurchauffe

De plus, le nombre de resurchauffes peut être supérieur à 1.c.a.d On peut augmenter d'avantage le rendement thermique du cycle de Rankine à surchauffe en resurchauffant le fluide moteur dans un resurchauffeur (voir Figure 5.6), ou plus (c. a. d. double surchauffe) (voir Figure 5.7).

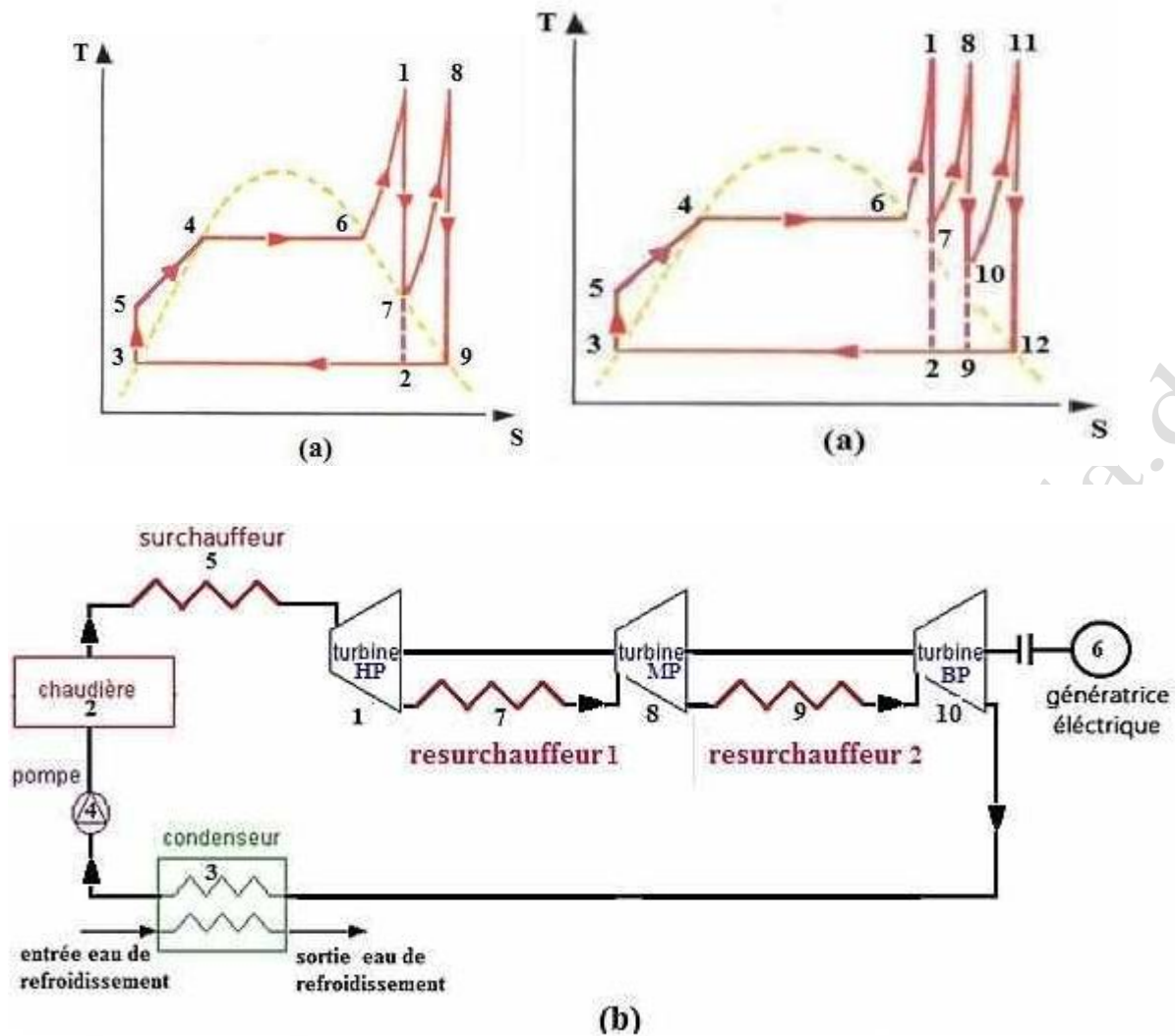


Figure 5.6. (a) Cycle à double resurchauffe (b) installation de Rankine à double resurchauffe

7. Cycle à soutirage :

Le principe des cycles à régénération est simple, il consiste à prélever de la chaleur au fluide de travail lors de sa détente et à utiliser cette chaleur pour le préchauffage du liquide à sa sortie du condenseur. Sur la figure 2.9 est représenté un cycle idéal à régénération à deux soutirages. Le rendement thermique du cycle à vapeur peut être amélioré d'avantage par récupération de chaleur (ou soutirages) en soutirant une fraction de la vapeur ' α ' qui sera utilisé pour préchauffer le liquide sortant du condenseur dans un échangeur à surface ou à mélange appelé aussi récupérateur avant de l'envoyer dans la chaudière (Figure 2.9).

Ceci permet de réduire la quantité de chaleur Q_1 fournit au fluide moteur mais avec la pénalité de réduire le travail de détente produit par la turbine car la fraction de la vapeur soutirée ne subira pas la détente totale jusqu'à la pression du condenseur et réduira le débit traversant le reste de la turbine après ce soutirage.

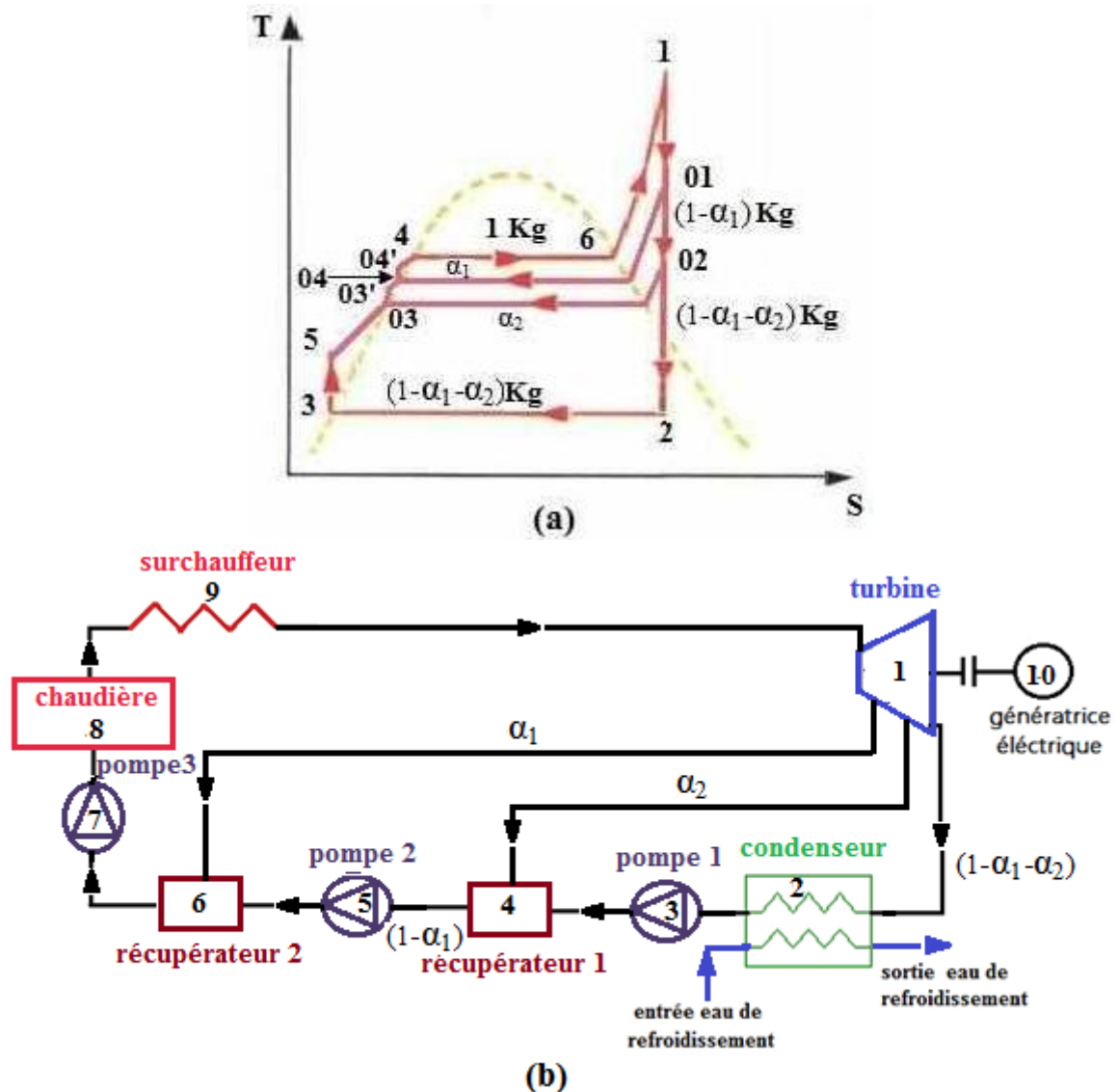


Figure 5.7 (a) Cycle de Rankine à deux soutirages (b) Installation du Cycle de Rankine à deux soutirages

Dans la pratique, pour s'approcher de ce cycle idéal, on effectue des soutirages de vapeur : chaque soutirage prélève de la vapeur chaude que l'on dirige vers un réchauffeur dans lequel rentre également l'eau liquide qui vient du condenseur et se dirige vers le générateur de vapeur; la vapeur se condense et cède sa chaleur de condensation à l'eau qui s'échauffe. Avec plusieurs réchauffeurs en cascade, on peut ainsi s'approcher d'un cycle idéal à régénération. Il existe plusieurs façons d'effectuer la régénération, nous allons en citer deux.

- Régénération par échange à **contact indirect**
- Régénération par échange à **contact direct**

Chapitre V : Autres types de moteurs

Chapitre 6 : Autres types de moteurs

(2 semaines)

- Moteurs Stirling
- Moteur Ericsson
- Moteur à air comprimé

1. Le cycle d'Ericsson

C'est un cycle di-therme réversible fermé qui comporte deux isobares et deux isothermes (Figure 6.2). Pour réaliser ce cycle, il faut disposer (Figure 6.3) d'un compresseur où est effectuée la compression isotherme à basse température, d'une turbine isotherme à haute température d'où est extraite l'énergie mécanique et d'un régénérateur permettant de récupérer la chaleur du gaz chaud pour chauffer le gaz froid.

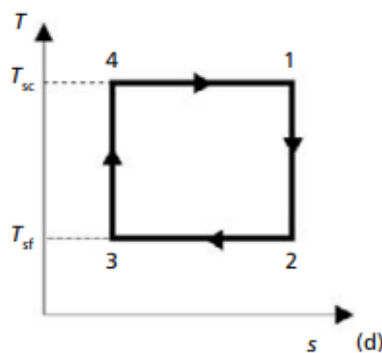
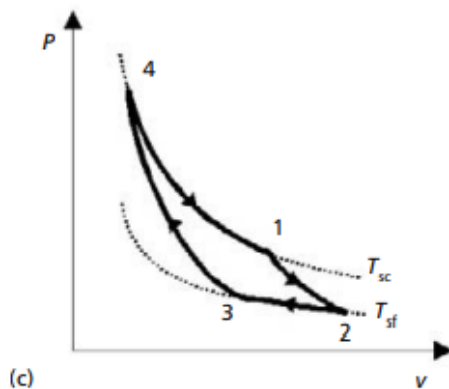
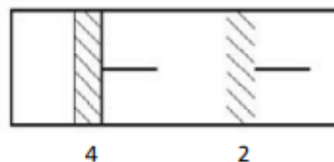
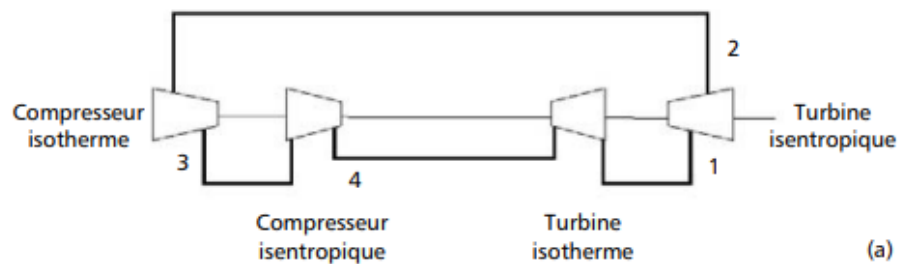


Figure 6.1– Deux réalisations envisageables pour produire un cycle de Carnot en circuit fermé (moteur alternatif/moteur à écoulement permanent). (a) Machine stationnaire décrivant le cycle de Carnot à gaz en régime permanent. (b) Machine alternative à piston effectuant un cycle de Carnot à gaz. Représentation du cycle (c) dans un diagramme (P, v) et (d) dans un diagramme (T, s) .

Les échanges internes de chaleur sont effectués dans un échangeur à contre-courant (régénérateur) dans lequel le gaz BP (basse pression) qui se refroidit cède de la chaleur au gaz HP (haute pression) qui se réchauffe. Si l'on suppose que les échanges sont idéalement réversibles (pas de perte de charge et différence de température infiniment petite pour assurer le transfert de chaleur), la chaleur (aire [14dc1]) cédée par le gaz en

refroidissement, q_i , est rigoureusement égale à la chaleur (aire [23ba2]) prélevée par le gaz en chauffage car les isobares sont parallèles pour un gaz parfait. Ce cycle a donc le même rendement qu'un cycle de Carnot.

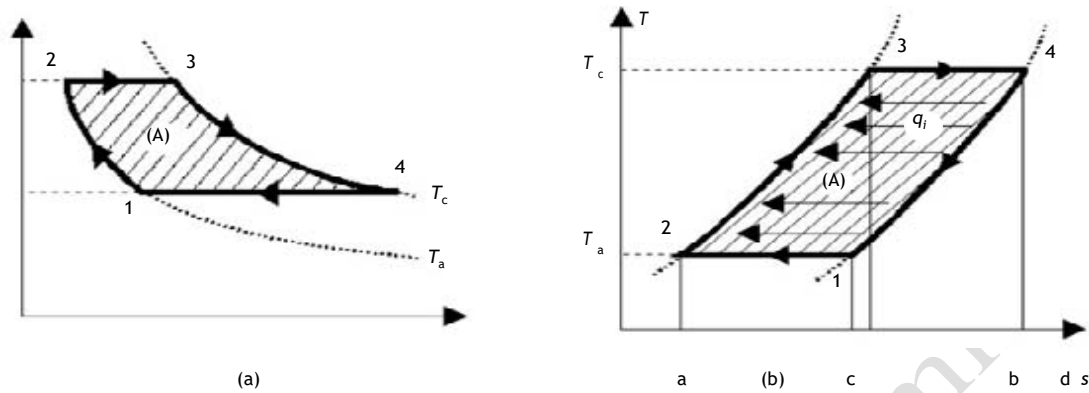


Figure 6.2 – Représentation d'un cycle d'Ericsson dans un diagramme (P, v) et (b) dans un diagramme (T, s) .

L'aire hachurée dans le diagramme (P, v) représentant le travail mécanique est égale à l'aire hachurée dans le diagramme (T, s) à cause du premier principe. La difficulté à réaliser ce cycle provient essentiellement de la difficulté à réaliser le régénérateur. Néanmoins le cycle d'Ericsson est le cycle privilégié des turbines à gaz à compression et détente isothermes car il a un rendement correct et n'exige pas un rapport de compression élevé.

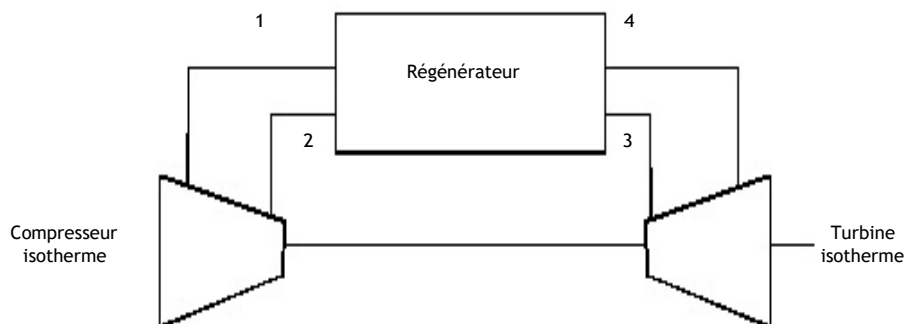


Figure 6.3 – Schéma de principe des composants pour un cycle d'Ericsson fonctionnant avec régénérateur.

2. Le cycle de Stirling

Ce cycle, voisin du cycle d'Ericsson, est fermé et comporte encore deux isothermes mais il comporte deux isochores en lieu et place des deux isobares du cycle d'Ericsson (Figure 6.4). Comme le cycle d'Ericsson, le cycle de **Stirling** a un rendement égal au cycle de Carnot et la difficulté à le réaliser réside à nouveau dans la difficulté à réaliser un régénérateur performant. Ce cycle est le cycle de référence des moteurs à gaz chaud dans lesquels la chaleur est fournie par une combustion externe ou par une autre source de chaleur (les centrales thermiques solaires à concentration du rayonnement

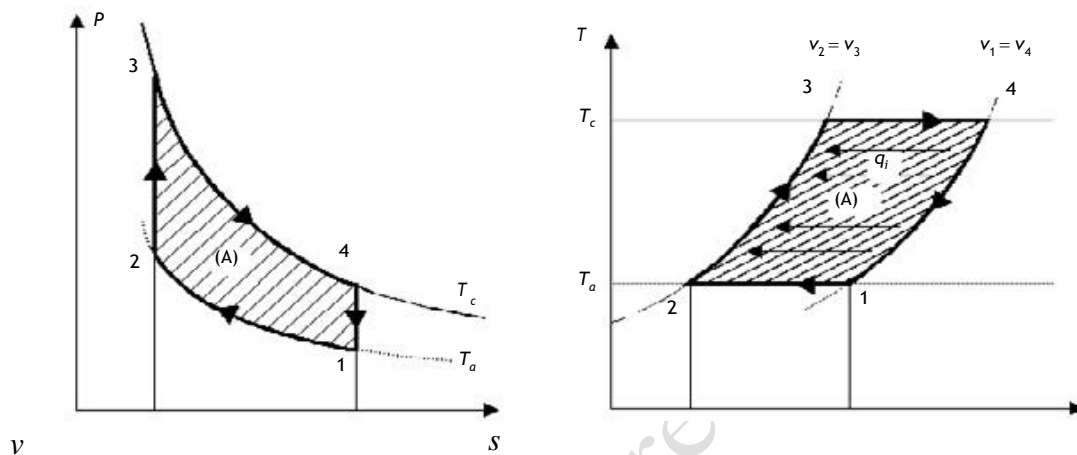


Figure 6.4 – Représentation d'un cycle de Stirling dans un diagramme (P, v) et (T, s).

solaire et destinées à produire de l'électricité, actuellement en cours de développement en Californie, fonctionnent à haute température et utilisent des moteurs Stirling couplés à des caloducs à métal fondu). Dans la réalité, le cycle effectivement suivi est le plus souvent un intermédiaire entre les cycles de Stirling et d'Ericsson.

Références bibliographiques

- [1] Elie Tawil, M.S., Leed AP, DOE Fundamentals Handbook, Thermodynamics, Heat Transfer, and Fluid Flow, Volume 1 of 3. U.S. Department of Energy Washington, D.C. 20585
- [2] Olivier Perrot, Cours de Thermodynamique, I.U.T. de Saint-Omer Dunkerque Département Génie Thermique et énergie, 2011.
- [3] Cengel Yunus, Thermodynamics an engineering approach, John Wiley and Sons, Inc. 1st edition, 2010. [4] Michael J. Moran, Howard N. Shapiro, Fundamentals of engineering thermodynamics, John Wiley and Sons, Inc. 5th edition, 2006.
- [5] Jean-Noël Foussard et Edmond Julien, Thermodynamique, bases et applications, édition Dunod, Paris 2005.
- [6] Lucien Borel, Thermodynamique et énergétique, édition Presses polytechniques et universitaires romandes, Lausanne 1991.
- [7] Gordon John Van Wylen, Richard Edwin Sonntag, Thermodynamique appliquée, Editions du Renouveau Pédagogique, Montréal, 1992.
- [8] M. Bailly, Thermodynamique Technique, Editions Bordas, Montréal, 1971.
- [9] R. K. RAJPUT, Engineering thermodynamics, Laxmi Publications (P) LTD, New Delhi, 2007