

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية  
République Algérienne Démocratique et Populaire

Ministère de l'Enseignement Supérieur  
et de la Recherche Scientifique

Université Akli Mohand Oulhadj - Bouira -

ⵍⵓⵏⵉⵎⵉⵏⵜ ⵏ ⵉⵏⵙⵉⵎⵉⵏⵜ ⵏ ⵉⵏⵙⵉⵎⵉⵏⵜ ⵏ ⵉⵏⵙⵉⵎⵉⵏⵜ ⵏ ⵉⵏⵙⵉⵎⵉⵏⵜ -



جامعة البويرة

وزارة التعليم العالي والبحث العلمي

جامعة أكلي محمد أولحاج

- البويرة -

Faculté des Sciences et des Sciences Appliquées

كلية العلوم والعلوم التطبيقية

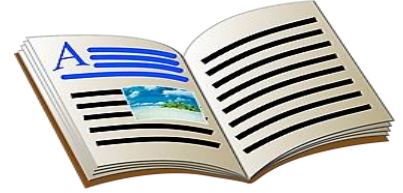
Département de Génie des Procédés

## Polycopié de cours

En : Génie des Procédés

Spécialité : Génie Chimique

Niveau : Master I



---

# *Thermodynamique Appliquée*

---

Par Dr. SAHNOUNE Mohamed  
Maître de Conférences B

Expertisé par :

Pr. LOUNICI Hakim, Professeur, Université de Bouira

Dr. ZEMBOUAI Idris, Maître de Conférences A, Université de Bejaia

Année : 2021/2022

## **Avant-propos**

Ce cours destiné aux étudiants de Master 1 en Génie Chimique, est une application des différentes notions de thermodynamique assimilées durant le cursus de licence (thermodynamique générale, chimique et des équilibres) ainsi que celles de mécanique des fluides. Il s'articule autour de deux grandes parties, à savoir les machines thermiques et les turbomachines (pompes et compresseurs), le tout réparti sur quatre chapitres.

Les machines thermiques traiteront de la conversion de chaleur en travail et vice versa. On verra des exemples sur les moteurs à essence, moteurs Diesels, les turbines à gaz, les turbines à vapeur et les pompes à chaleur. En essayant à chaque fois d'expliquer leur principe de fonctionnement et le calcul de leurs différents rendements.

Pour les turbomachines, on s'intéressera aux différents types de pompes en détaillant leur classification, principe de fonctionnement et les différents calculs inhérents, notamment le point de fonctionnement. On finira par une rapide présentation des compresseurs, leur classification et le calcul de leur rendement.

Afin d'optimiser la compréhension de ce cours, il est recommandé aux apprenants de connaître au préalable les notions de base de la thermodynamique (calcul du travail et de la chaleur) et les notions de base de la mécanique des fluides (théorème de Bernoulli).

A l'issue de cet enseignement, l'apprenant sera capable :

### **Objectifs de savoir :**

- ✓ Comprendre le principe de fonctionnement d'une machine thermique ;
- ✓ Différencier entre les machines réceptrices et motrices ;
- ✓ Comparer entre les pompes volumétriques et les turbopompes ;
- ✓ Acquérir des notions sur les compresseurs.

### **Objectifs de savoir-faire :**

- ✓ Calculer le rendement d'une machine thermique ;
- ✓ Représenter le cycle de fonctionnement d'une machine thermique ;
- ✓ Évaluer les pertes de charge d'un réseau ;
- ✓ Analyser le point de fonctionnement d'une installation.

### **Objectif de savoir-être :**

- ✓ Recommander un type de pompe à installer dans un réseau.

# Sommaire

## Chapitre I : Bilan des machines thermiques

<b>I.1. Rappels de thermodynamique</b> .....	1
I.1.1. Variables et fonctions d'état .....	1
I.1.2. Premier principe .....	2
I.1.3. Deuxième principe .....	2
I.1.4. Transformations .....	3
<b>I.2. Classification des machines thermiques</b> .....	4
I.2.1. Définition .....	4
I.2.2. Classification .....	5
I.2.2.1. Machine motrice .....	5
I.2.2.2. Machine réceptrice .....	6
<b>I.3. Efficacité des machines thermiques</b> .....	7
I.3.1. Rendement moteur .....	7
I.3.2. Rendement maximum .....	8
I.3.2.1. Cycle de Carnot .....	8
I.3.2.2. Etapes du cycle de Carnot .....	9
I.3.2.3. Rendement de Carnot .....	10
I.3.3. Efficacité .....	11
<b>I.4. Exercices</b> .....	12

## Chapitre II : Machines thermiques motrices

<b>II.1. Moteurs à combustion interne</b> .....	14
II.1.1. Moteur à essence .....	14
II.1.1.1. Principe .....	14
II.1.1.2. Représentation .....	15
II.1.1.3. Rendement théorique .....	16
II.1.2. Moteur Diesel .....	18
II.1.2.1. Principe .....	18

II.1.2.2. Représentation .....	18
II.1.2.3. Rendement théorique .....	20
II.1.3. Turbines à gaz .....	21
II.1.3.1. Représentation .....	22
II.1.3.2. Rendement théorique .....	23
<b>II.2. Moteurs à combustion externe</b> .....	<b>24</b>
II.2.1. Machine à vapeur .....	25
II.2.1.1. Cycle de Rankine .....	25
II.2.1.2. Cycle de Hirn .....	27
II.2.1.3. Cycle de resurchauffe .....	28
<b>II.3. Exercices</b> .....	<b>29</b>

### **Chapitre III : Pompes et Compresseurs**

<b>III.1. Pompes</b> .....	<b>31</b>
III.1.1. Définitions .....	31
III.1.2. Pompes volumétriques .....	32
III.1.2.1. Principe .....	32
III.1.2.2. Classification .....	33
III.1.2.3. Calcul du débit .....	34
III.1.3. Turbo-pompes .....	35
III.1.3.1. Principe .....	35
III.1.3.2. Pertes de charge . .....	37
III.1.3.3. Point de fonctionnement .....	40
III.1.3.4. Couplage de pompes .....	43
III.1.3.5. Limites d'aspiration .....	44
<b>III.2. Compresseurs</b> .....	<b>45</b>
III.2.1. Définitions .....	45
III.2.2. Classification des compresseurs .....	46
III.2.2.1. Compresseurs volumétriques .....	46
III.2.2.2. Turbocompresseurs .....	46

III.2.3. Rendements .....	47
<b>III.3. Exercices .....</b>	<b>48</b>

## Chapitre IV : Cycles frigorifiques

<b>IV.1. Pompe à chaleur .....</b>	<b>49</b>
IV.1.1. Représentation .....	50
IV.1.2. Coefficient de performance .....	51
IV.1.3. Coefficient de performance maximum .....	52
<b>IV.2. Procédés de liquéfaction des gaz .....</b>	<b>54</b>
IV.2.1. Cycle de Linde-Hampson .....	54
IV.2.2. Cycle de Claude .....	56
<b>IV.3. Exercices .....</b>	<b>59</b>
<b>Références bibliographiques .....</b>	<b>60</b>

***CHAPITRE I : BILAN DES MACHINES  
THERMIQUES***

## **Chapitre I : Bilan des machines thermiques**

La fondation de la thermodynamique a été en grande partie motivée par une seule chose à ses débuts : l'étude des machines thermiques. Dans ce chapitre nous allons utiliser les notions de base de la thermodynamique (premier et deuxième principe, entropie, cycles, etc.) afin d'étudier le fonctionnement des machines thermiques.

On commencera par quelques rappels élémentaires de thermodynamique, ensuite on passera à la définition des machines thermiques et leur classification. Puis on finira par introduire les notions de rendement et efficacité.

### **I.1. Rappels de thermodynamique**

Avant d'entamer l'étude des machines thermiques, il est bon de faire un rappel sur les notions de base étudiées lors du cursus de licence (revoir notes de cours L1 et L2).

#### **I.1.1. Variables et fonctions d'état**

Un système thermodynamique peut être soit isolé (pas d'échange d'énergie et de matière avec l'extérieur), soit fermé (échange d'énergie uniquement) ou ouvert (échange d'énergie et de matière). Par convention on utilise le signe positif lorsque le système reçoit de la chaleur ou du travail et le signe négatif pour la chaleur et le travail cédés par le système.

En thermodynamique on utilise des variables d'état : température, pression, volume et nombre de moles. On distingue les variables extensives et les variables intensives :

- Les variables intensives qui sont indépendantes de la quantité de matière. Exemples : la température ou la pression.
- Les variables extensives qui dépendent de la quantité de matière. Exemples : le volume ou le nombre de moles.

On a aussi les fonctions d'état (fonctions extensives) qui dépendent des variables d'état :

- $U$  : énergie interne.
- $S$  : entropie.
- $H = U + PV$  : enthalpie.
- $G = H - TS$  : enthalpie libre.

Pour un système fermé on peut écrire :

$$dU = TdS - PdV \text{ et } dH = TdS + VdP$$

### I.1.2. Premier principe

Le premier principe de la thermodynamique ou principe d'équivalence stipule que "*Lorsqu'un système thermodynamique fermé quelconque subit un cycle de transformations qui le ramène à son état initial, la somme du travail  $W$  et de la chaleur  $Q$  échangés est nulle*" [1].

En d'autre termes pour un système fermé :

$$U_2 - U_1 = \Delta U = W_{2-1} + Q_{2-1}$$

Si on considère des variations infinitésimales on aura :

$$dU = \delta W + \delta Q$$

Dans le cas d'un système ouvert, les transferts de chaleur et travail font varier l'enthalpie du système.

$$dH = \delta W + \delta Q$$

### I.1.3. Deuxième principe

Le deuxième principe de la thermodynamique ou principe d'évolution stipule que "*Pour tout système isolé, il existe une fonction d'état extensive qui ne peut que croître*" [2]. Cette grandeur, notée usuellement  $S$ , est appelée entropie.

Un autre énoncé (Kelvin) : "*A l'aide d'un système qui décrit un cycle et qui n'est en contact qu'avec une seule source de chaleur, il est impossible de recueillir du travail*" [2].

La variation d'entropie au cours d'une transformation peut être décomposée en deux termes :

$$dS = \delta S_{\text{échangée}} + \delta S_{\text{créée}} = \frac{\delta Q}{T} + \delta S_{\text{créée}}$$

$\delta S_{\text{échangée}}$  : entropie échangée avec le milieu extérieur due aux transfert thermique.

$\delta S_{\text{créée}}$  : entropie créée au sein du système.  $\delta S_{\text{créée}} \geq 0$  (nul dans le cas de transformations réversibles).

On peut aussi définir à partir du deuxième principe l'inégalité de Clausius qui stipule que :

$$\sum \frac{Q_i}{T_i} \leq 0$$



**I.1.4. Transformations**

D'abord on doit rappeler deux cas de figures essentiels à la compréhension du reste du chapitre, la transformation quasi-statique et la transformation réversible.

- Transformation quasi-statique : est une transformation au cours de laquelle le système passe par une suite d'états d'équilibre infiniment proches avec le milieu extérieur.
- Transformation réversible : transformation qui peut être décrite en sens inverse, de sorte qu'après avoir été décrite successivement dans les deux sens, le système se retrouve exactement à l'état initial. Pour ce faire, il faut qu'au cours de la transformation inverse, les variables d'état repassent exactement par les mêmes valeurs que lors de la transformation initiale et que les échanges d'énergie avec le milieu extérieur soient exactement opposés à ceux effectués lors de la transformation initiale.

Les principales transformations thermodynamiques ainsi que les expressions des fonctions d'état les caractérisant sont décrites dans les **Tableaux I.1** et **I.2**, respectivement.

**Tableau I.1** : Types de transformations thermodynamiques.

Transformation	Caractéristique	Transformation	Caractéristique
Irréversible	$\delta S_{crée} > 0$	Isotherme	$dT = 0$
Réversible	$\delta S_{crée} = 0$	Isobare	$dP = 0$
Isentropique	$dS = 0$	Isochore	$dV = 0$
Isenthalpique	$dH = 0$	Adiabatique	$\delta Q = 0$
Polytropique	$PV^n = cste$	Adiabatique réversible	$dS = 0$

On rappelle la relation de Mayer :  $\frac{C_P}{C_V} = \gamma$  et  $C_P - C_V = nR$

Une succession de transformations qui part d'un système thermodynamique dans un état initial, qui le transforme et le ramène finalement à son état initial est appelée cycle thermodynamique. Au cours du cycle, les variables d'état du système vont varier, tandis qu'il échange du travail et réalise un transfert thermique avec l'extérieur.

$$\text{Cycle : } \Delta U = \Delta S = 0$$

**Tableau I.2** : Fonctions d'état dans le cas des principales transformations thermodynamiques.

	<b>Isotherme</b>	<b>Isobare</b>	<b>Isochore</b>	<b>Adiabatique</b>
<b>cste</b>	$T$	$P$	$V$	$T^\gamma P^{1-\gamma}, TV^{\gamma-1}, PV^\gamma$
<b>dU</b>	0	$C_p dT - PdV$	$C_v dT$	$-PdV$
<b>dW</b>	$-PdV$	$-PdV$	0	$-PdV$
<b>dQ</b>	$PdV$	$C_p dT$	$C_v dT$	0
<b>dS</b>	$PdV/T$	$C_p dT/T$	$C_v dT/T$	0

Pour représenter les transformations d'un cycle thermodynamique on utilise principalement les diagrammes suivants :

➤ **Diagramme de Clapeyron P-V**

Avantage : lecture simple des travaux échangés car  $dW = -PdV$

Inconvénient : lecture imprécise des grandeurs énergétiques usuelles ( $H, S$ )

➤ **Diagramme entropique T-S**

Avantage : lecture simple des échanges de chaleur car  $\delta Q = TdS$

Inconvénient : lecture imprécise des isobares dans la zone liquide.

➤ **Diagramme de Mollier H-S**

Avantage : lecture directe de l'enthalpie et donc de l'énergie mise en œuvre dans les systèmes ouverts comme les cycles à vapeur comportant des turbines.

Inconvénient : lecture imprécise dans la zone liquide.

**I.2. Classification des machines thermiques**

**I.2.1. Définition**

Une machine thermique est un dispositif fonctionnant en cycle et échangeant avec l'extérieur de l'énergie par transfert thermique et travail [3].

En réalité n'importe quel système non isolé échange de l'énergie par transfert thermique ou par travail avec l'extérieur. En fait, le point important est qu'une machine doit fonctionner en **cycles** pour pouvoir fonctionner **indéfiniment** [4].

Une machine monotherme est une machine n'échangeant de l'énergie par transfert thermique qu'avec un seul thermostat. Or d'après le deuxième principe de la thermodynamique, il n'existe pas de machine monotherme motrice. Afin de pouvoir obtenir des machines efficaces, il faut ajouter au moins un deuxième thermostat avec qui échanger de l'énergie par transfert thermique. Une machine thermique est dite ditherme lorsqu'elle échange de l'énergie par transfert thermique avec deux thermostats.

### I.2.2. Classification

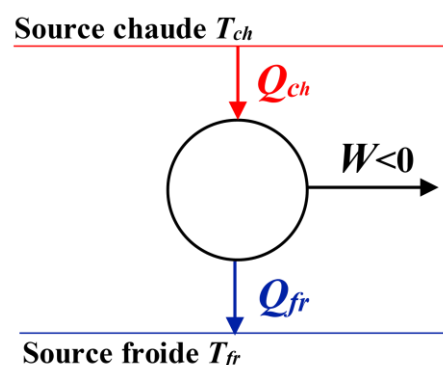
Une machine thermique peut jouer deux rôles : machine motrice et machine réceptrice.

#### I.2.2.1. Machine motrice

Une machine motrice est une machine thermique dont le but est la conversion de chaleur en travail ( $W < 0$ ). La quantité de chaleur échangée avec la source froide est considérée comme perdue (d'un point de vue "économique"). Exemples : moteur à essence, turbine à gaz ou machine à vapeur.

Autrement dit on prélève de la chaleur de la source chaude pour obtenir un travail en échangeant de la chaleur avec la source froide.

D'ailleurs dans toute la suite de ce cours on appellera « chaude » la température la plus élevée ( $T_{ch}$ ) et « froide » la température la plus basse ( $T_{fr}$ ). Tout comme nous appellerons  $Q_{ch}$  la chaleur transmise à haute température, et son équivalente cédée à basse température  $Q_{fr}$  (elles peuvent chacune être de signe positif ou négatif).



**Figure I.1** : Schématisation conventionnelle d'une machine motrice.

Les machines motrices (ou moteurs) se divisent en deux catégories :

**a) Moteurs à combustion interne**

Un moteur est dit à combustion interne si la combustion du fluide qui se détend se fait à l'intérieur du moteur. Le système est renouvelé à chaque cycle (circuit ouvert) et il n'est en contact qu'avec une seule source de chaleur (l'atmosphère). Exemples : moteurs à pistons alternatifs (moteur à essence et Diesel) et moteurs à pistons rotatifs (turbines à gaz).

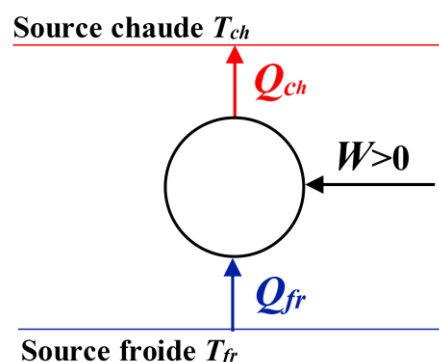
**b) Moteurs à combustion externe**

Un moteur est dit à combustion externe si la source de chaleur et le fluide qui se détend sont séparés par une paroi conductrice, l'énergie étant transportée par un fluide caloporteur. Le système (l'air ou l'eau) n'est pas renouvelé ; il est recyclé (circuit fermé) et il y a deux sources de chaleur. Exemples : moteurs à pistons alternatifs (moteur de Stirling) et moteurs à pistons rotatifs (machine à vapeur et turbine à vapeur).

**I.2.2.2. Machine réceptrice**

Une machine réceptrice est une machine qui transfère de la chaleur d'une source froide vers une source chaude à l'aide d'un travail ( $W > 0$ ). Exemples : pompe à chaleur, réfrigérateur ou encore climatiseur.

Une machine réceptrice prélève de la chaleur de la source froide pour réchauffer la source chaude à l'aide d'un travail extérieur.



**Figure I.2 :** Schématisation conventionnelle d'une machine réceptrice.

**Remarque :** quel que soit le mode de fonctionnement et l'efficacité de la machine (motrice ou réceptrice), elle ne peut ni créer ni détruire de l'énergie ; et nous aurons toujours :

$$Q_{ch} + Q_{fr} + W = 0$$

### I.3. Efficacité des machines thermiques

L'efficacité d'une machine thermique compare le transfert ou la transformation utile qu'elle effectue avec le coût énergétique qu'elle engendre [5,6]. Nous allons définir et quantifier ce « transfert utile » et cette « dépense énergétique ».

#### I.3.1. Rendement moteur

D'une façon simple et intuitive on peut définir le rendement moteur d'une machine thermique, noté  $\eta$ , comme étant le rapport entre l'énergie fournie et l'énergie consommée. En d'autres termes :

$$\eta = \frac{\text{énergie ou puissance fournie (ce qui est intéressant)}}{\text{énergie ou puissance consommée (ce qui est coûteux)}} > 0$$

Le rendement est toujours inférieur à 1 car il est impossible d'obtenir plus d'énergie que ce qui est consommée au départ.

Dans le cas d'une machine motrice ditherme (moteur) le rendement s'écrit :

$$\eta = \left| \frac{W}{Q_{ch}} \right|$$

Avec :

$$\Delta U = Q_{ch} + Q_{fr} + W = 0$$

Donc :

$$W = -Q_{ch} - Q_{fr}$$

$$\text{D'où : } \eta = \left| \frac{-Q_{ch} - Q_{fr}}{Q_{ch}} \right| = \left| \frac{-Q_{ch}}{Q_{ch}} \right| - \left| \frac{Q_{fr}}{Q_{ch}} \right| = 1 - \left| \frac{Q_{fr}}{Q_{ch}} \right|$$

$$\eta = 1 - \left| \frac{Q_{fr}}{Q_{ch}} \right|$$

Le rendement moteur d'une machine motrice ne dépend donc que de la quantité de chaleur reçue par la machine de la source chaude et de celle cédée à la source froide.

**NB** : Nous verrons plus en détails le rendement des machines réceptrices dans le quatrième chapitre.

### I.3.2. Rendement maximum

Afin de définir le rendement maximum d'une machine thermique, il faut au préalable aborder le cycle de Carnot et la notion de machine "idéale".

#### I.3.2.1. Cycle de Carnot

Au début du XIX<sup>e</sup> siècle, Sadi Carnot s'est intéressé au fonctionnement des moteurs thermiques, alors au début de leur essor. Carnot recherchait la quantité maximale de travail qu'il est possible de générer à partir d'une quantité donnée de charbon. L'aspect original dans l'approche de Carnot fut de s'abstraire entièrement de l'aspect technique pratique pour rechercher les principes sous-jacents au fonctionnement des moteurs. D'autant plus qu'à l'époque, la notion de cycle n'était pas encore acquise, pas plus que celle de conservation de l'énergie. Carnot recherchait le moteur théorique dont l'efficacité est maximale. Il imagine une façon unique de transformer chaleur en travail et travail en chaleur. Sa machine réversible peut fonctionner dans les deux sens : en tant que moteur ou bien en tant que réfrigérateur [3].

Comme l'efficacité maximale d'une machine est atteinte lorsque son fonctionnement est réversible, Carnot raisonna de la façon suivante :

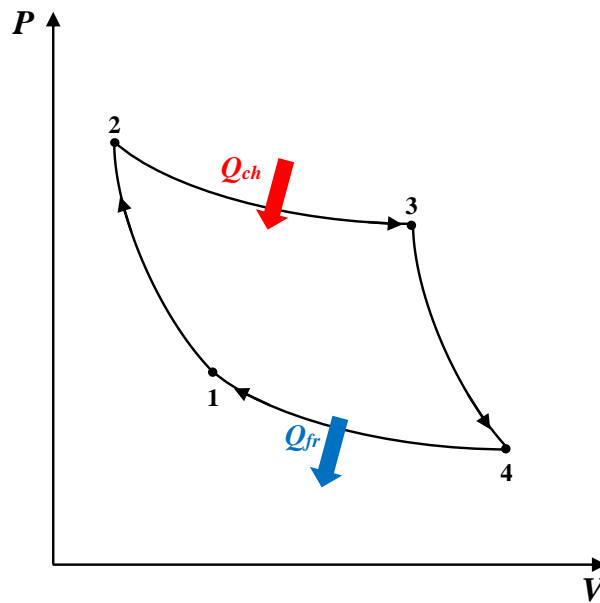
1. Toutes les machines thermiques fonctionnent avec la dilatation et la contraction d'un corps soumis alternativement à deux températures ;
2. Pour qu'ils soient réversibles, tous les transferts de chaleur doivent être effectués avec des différences de température infinitésimales : ces transformations seront alors **isothermes** ;
3. Pour qu'elles soient réversibles, les phases où le corps change de température (pour passer d'un réservoir de chaleur à un autre) doivent se faire sans transfert de chaleur : ces transformations seront alors **adiabatiques** ;
4. Pour permettre un retour en arrière avec chaque évolution, il faut qu'elles soient toutes réversibles donc infiniment lentes (quasi-statiques).

Carnot vient ici de dessiner un cycle thermodynamique théorique, composé de deux transformations isothermes et deux adiabatiques. C'est ce que l'on nomme le cycle de Carnot.

### I.3.2.2. Etapes du cycle de Carnot

Les différentes étapes du cycle de Carnot sont représentées sur un diagramme de Clapeyron P-V (**Figure I.3**) et un diagramme entropique T-S (**Figure I.4**).

Avec  $T_1 = T_4 = T_{fr}$  et  $T_2 = T_3 = T_{ch}$ . De même la chaleur cédée lors de la transformation 1-2 sera notée  $Q_{fr}$  et celle reçue lors de la transformation 3-4 sera notée  $Q_{ch}$ .



**Figure I.3** : Représentation du cycle de Carnot sur un diagramme P-V.

#### a) Compression adiabatique 1-2

Dans cette première étape, le fluide qui est à la température froide sera amené jusqu'à haute température ( $T_{ch}$ ) sans lui apporter de chaleur. Pour l'amener à haute température et ainsi permettre un transfert de chaleur réversible en phase 2-3, le fluide est comprimé de façon adiabatique réversible. Cette phase est consommatrice de travail ( $W_{1-2} > 0$ ).

#### b) Détente isotherme 2-3

Dans cette étape, une quantité de chaleur  $Q_{ch}$  sera apportée au fluide de la source à haute température. Cette phase est productrice de travail ( $W_{2-3} < 0$ ).

#### c) Détente adiabatique 3-4

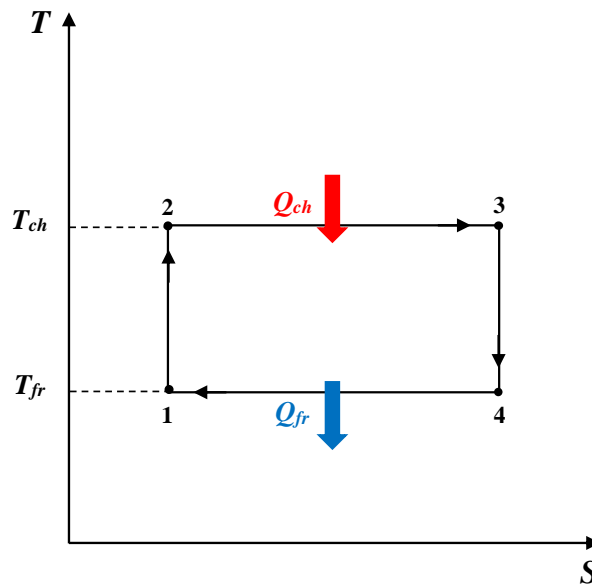
Lors de cette étape, la température du fluide va baisser jusqu'à celle de la source froide. En 3, le fluide est détendu de façon à extraire du travail et réduire sa température sans transfert de chaleur : c'est une détente adiabatique réversible. La température du fluide descend jusqu'à  $T_{fr}$ . Cette phase est productrice de travail ( $W_{3-4} < 0$ ).

#### d) Compression isotherme 4-1

Durant cette dernière étape, le gaz subit un refroidissement isotherme et une quantité de chaleur  $Q_{fr}$  est cédée à la source froide. En 4, le fluide est à basse température ( $T_{fr}$ ). Pour le ramener à son volume initial, il faut lui retirer de la chaleur. Cette phase est consommatrice de travail ( $W_{4-1} > 0$ ).

Il s'agit bien d'un cycle moteur car lors des transformations 4-1-2, l'énergie représentée par l'aire en dessous des courbes correspond à l'énergie vraiment reçue par le gaz. Pour les transformations 2-3-4, l'aire correspond à l'énergie vraiment fournie par le gaz et elle est bien supérieure à la première.

L'inconvénient de cette représentation est qu'elle dépend du fluide qui subit la transformation d'où l'utilisation d'un diagramme entropique.



**Figure I.4 :** Représentation du cycle de Carnot sur un diagramme T-S.

**Remarque :** le sens de parcours du cycle est important. Si le cycle est parcouru dans le sens des aiguilles d'une montre, alors la machine est motrice (elle produit du travail  $W < 0$ ). Sinon, elle est génératrice (elle consomme du travail  $W > 0$ ).

#### I.3.2.3. Rendement de Carnot

Si on veut déterminer le rendement d'une machine de Carnot, qui est donc un cycle de transformations réversibles ( $\Delta S = 0$ ), on aura :

$$0 = \frac{Q_{ch}}{T_{ch}} + \frac{Q_{fr}}{T_{fr}} \quad \text{et donc} \quad \frac{Q_{ch}}{T_{ch}} = -\frac{Q_{fr}}{T_{fr}}$$



En remplaçant les expressions de  $Q_{fr}$  et  $Q_{ch}$  dans l'expression du rendement moteur on obtiendra l'expression :

$$\eta_{max} = 1 - \frac{T_{fr}}{T_{ch}}$$

Cela signifie que quels que soient la technologie, les matériaux ou encore le carburant utilisé, le rendement maximum (ou rendement de Carnot) pouvant être obtenu pour un moteur ditherme ne dépend que de la température extrême obtenue lors de la combustion et la température ambiante (qui correspond généralement à  $T_{fr}$ ).

En pratique comme la température de la source froide est limitée par celle de l'air ambiant. Le seul paramètre restant pour augmenter le rendement d'un moteur idéal est la température de la source chaude. Ainsi un des leviers utilisés pour améliorer le rendement des moteurs est d'utiliser de grandes températures (et de façon correspondante, de grandes pressions), même si les moteurs réels sont loin d'être réversibles.

### I.3.3. Efficacité

La définition des rendements moteur et maximum nous permet d'introduire un troisième type de rendement : le rendement exergétique (entropique) d'un moteur réel. Il caractérise l'importance des irréversibilités :

$$\Phi = \eta_{exergétique} = \frac{\eta}{\eta_{max}}$$

On appelle plus couramment le rendement exergétique, efficacité de symbole  $\Phi$ .

L'efficacité est égale à 1 pour un moteur thermique idéal et à 0 pour une machine ne tirant aucun profit du flux de chaleur.

Evidement des machines idéales de type Carnot sont impossibles à mettre en œuvre dans la pratique car les obstacles technologiques à l'obtention de transformations réversibles sont très nombreux. Dans le cas des machines réelles on met en œuvre des cycles réels avec des transformations irréversibles.

Il existe deux types d'irréversibilités :

- Les irréversibilités internes qui traduisent l'impossibilité du système à évoluer de manière réversible. Les causes en sont multiples, on cite : les frottements, les réactions

chimiques non équilibrées dont la combustion, le mélange de deux substances différentes ou encore l'effet Joule.

- Les irréversibilités externes qui traduisent l'irréversibilité des échanges d'énergie notamment via l'échange de chaleur entre deux sources. En effet, il est possible de transférer, sans échange de travail, de la chaleur d'une source chaude à une source froide. En revanche, la transformation inverse nécessite un apport de travail. Il s'agit donc d'une transformation irréversible. En d'autres termes, le transfert de chaleur entre deux sources est réversible si et seulement si la différence entre leurs températures est infinitésimale.

Le travail d'un ingénieur concevant une machine thermique sera donc de : réduire les sources d'irréversibilités internes (limiter les gradients de températures, limiter les frottements solides, etc.) et réduire les irréversibilités externes (tendre vers des échanges de chaleur isothermes).

#### I.4. Exercices

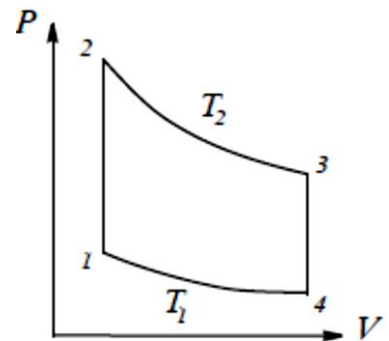
##### Exercice 01 :

Un fluide décrit un cycle réversible comme illustré sur le schéma. Les transformations 2-3 et 4-1 sont des isothermes. Le fluide se comporte comme une mole de gaz parfait et la seule chaleur réellement dépensée est celle qu'on fournit au fluide en 2-3.  $P$

1- Le cycle est-il moteur ou récepteur.

2- Calculer le rendement.

On donne :  $V_4 = 2 V_1$ ,  $T_1 = 300 \text{ K}$ ,  $T_2 = 400 \text{ K}$ .



##### Résultats :

1- Le cycle est moteur.

2-  $\eta = 25\%$ .

##### Exercice 02 :

Un moteur thermique fonctionne suivant un cycle de Carnot entre deux températures  $T_1 = 800 \text{ K}$  et  $T_2 = 200 \text{ K}$ . Calculer le travail fourni par le moteur au cours de chaque cycle, sachant qu'il absorbe une quantité de chaleur  $Q = 8 \text{ kJ}$ .

**Résultats :**

1-  $W = -6000 \text{ J}$ .

***CHAPITRE II : MACHINES THERMIQUES***  
***MOTRICES***

## **Chapitre II : Machines thermiques motrices**

On a vu dans le premier chapitre que les machines thermiques se divisaient en machines motrices et machines réceptrices. L'objet de ce chapitre sera justement de présenter le fonctionnement (principe, rendement, etc.) de certaines machines motrices.

On ne pourra pas les présenter de manière exhaustive vu le très grand nombre existant néanmoins on tâchera de voir un aperçu de chaque type de machine motrice : moteurs à combustion interne et combustion externe.

### **II.1. Moteurs à combustion interne**

Nous allons étudier trois exemples de machines motrices fonctionnant par combustion interne : deux moteurs à pistons alternatifs (moteur à essence et moteur Diesel) et un moteur à pistons rotatifs (turbine à gaz).

#### **II.1.1. Moteur à essence**

##### **II.1.1.1. Principe**

Le moteur à essence ou moteur à allumage commandé est une machine thermique utilisant l'énergie thermique produite par la combustion d'un gaz carburé (carburant + comburant) pour obtenir de l'énergie mécanique par transformation du mouvement de translation du piston en mouvement de rotation d'arbre.

Ces moteurs utilisent comme carburant de l'essence ( $C_8H_{18}$ ), de l'alcool, voire un gaz (GPL) et la combustion doit être déclenchée par une source d'énergie externe (bougie).

Ils fonctionnent selon 4 étapes ou temps [7] :

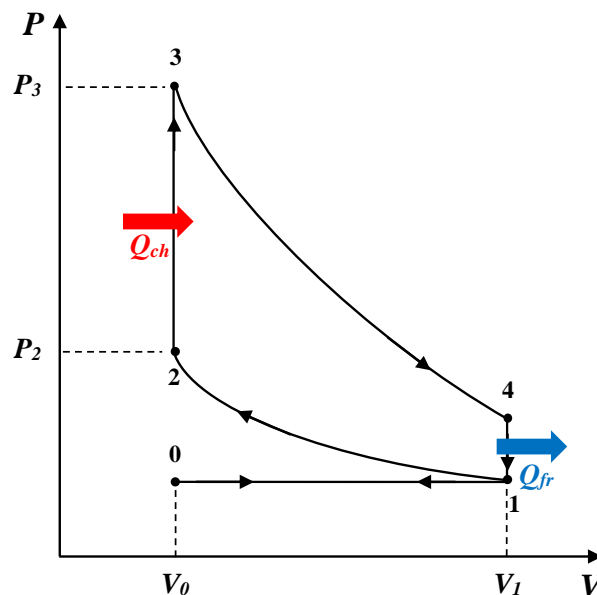
1. **Admission** : aspiration du mélange air-essence qui est vaporisé.
2. **Compression** : compression et chauffage du mélange gazeux.
3. **Combustion - Détente** : inflammation rapide du mélange provoquant une brusque montée en pression des gaz puis leur détente.
4. **Échappement** : évacuation des gaz brûlés.

Entre le 2<sup>ème</sup> et le 3<sup>ème</sup> temps a lieu l'explosion. Une bougie crée une étincelle qui initie la réaction de combustion entre l'air et le carburant. Cette combustion est extrêmement rapide : c'est une explosion.

### II.1.1.2. Représentation

La représentation exacte du cycle d'un moteur essence est difficile voire impossible. Néanmoins une représentation théorique est possible. En effet, le cycle théorique du moteur essence est représenté par celui de Beau de Rochas ou Otto (1862).

Dans le cycle de Beau de Rochas on considère le mélange (air + carburant) comme un gaz parfait. De plus, on suppose que le système ne subit aucune transformation chimique, autrement dit que ses caractéristiques de description ( $C_p$ ,  $C_v$ , et surtout  $\gamma$ ) restent identiques [3].



**Figure II.1 :** Représentation du cycle de Beau de Rochas sur un diagramme P-V.

#### a) Isobare 0-1

Elle correspond au temps d'admission. La transformation 0-1 est considérée comme étant isobare en négligeant la chute de pression lors de l'admission par l'effet de Joule-Thomson.

#### b) Compression adiabatique 1-2

Elle correspond au temps de compression. Elle est considérée comme adiabatique car lors de cette compression, rien ne vient apporter de l'énergie au gaz. De plus, nous pouvons supposer que le gaz est toujours en équilibre thermodynamique interne (la transformation est réversible). Nous négligeons également les frottements qui agissent comme source de chaleur.

**c) Compression isochore 2-3**

L'explosion est considérée à volume constant et est donc modélisée par une transformation isochore. La combustion s'effectue également ici. On constate aussi que seul le troisième temps fournit de l'énergie, c'est le temps moteur, les trois autres temps sont résistants.

**d) Détente adiabatique 3-4**

Comme pour la compression, nous considérons la détente comme une transformation adiabatique et réversible.

**e) Détente isochore 4-1**

Le temps d'échappement commence par une détente isochore afin d'évacuer les gaz brûlés.

**f) Isobare 1-0**

En négligeant la surpression lors de l'échappement on considère cette étape comme isobare. Finalement nous pouvons constater que les transformations 0-1 et 1-0 se compensent parfaitement à tout point de vue et ne permettent pas de fournir sur un cycle un travail.

On peut alors dire que le cycle de Beau de Rochas se compose de deux transformations adiabatiques et deux transformations isochores.

**II.1.1.3. Rendement théorique**

En faisant un bilan énergétique sur un cycle, nous trouvons :

$$\eta = 1 - \left| \frac{Q_{fr}}{Q_{ch}} \right|$$

$Q_{ch}$  est l'énergie reçue par transfert thermique lors d'un cycle de la part de la source chaude. L'énergie est reçue par transfert thermique lors de la combustion 2-3.

$$Q_{ch} = \Delta U_{3-2} - W_{3-2} = \Delta U_{3-2} = C_V(T_3 - T_2)$$

$Q_{fr}$  est l'énergie cédée par transfert thermique lors d'un cycle vers la source froide. L'énergie est cédée par transfert thermique lors du refroidissement 4-1.

$$Q_{fr} = \Delta U_{1-4} - W_{1-4} = \Delta U_{1-4} = C_V(T_1 - T_4)$$

En remplaçant les termes on aura :

$$\eta = 1 - \left| \frac{T_1 - T_4}{T_3 - T_2} \right| = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2}$$

Cela nous donne donc le rendement moteur théorique du cycle de Beau de Rochas en fonction des températures :

$$\eta = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2}$$

On peut aussi déterminer  $\eta$  en fonction du taux volumétrique de compression noté  $\tau$  qui est défini comme étant le rapport entre le volume maximal et le volume minimal. Dans notre cas  $\tau$  s'écrira :

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

En utilisant la loi de Laplace pour la transformation adiabatique 1-2 on aura :

$$TV^{\gamma-1} = cste \quad T_1V_1^{\gamma-1} = T_2V_2^{\gamma-1} \quad T_2 = T_1 \left( \frac{V_1}{V_2} \right)^{\gamma-1} = T_1\tau^{\gamma-1}$$

De même pour la transformation 3-4 :

$$T_3 = T_4\tau^{\gamma-1}$$

En les remplaçant dans l'expression du rendement moteur théorique on obtiendra :

$$\eta = \frac{T_4 - T_1}{T_4\tau^{\gamma-1} - T_1\tau^{\gamma-1}} = 1 - \frac{1}{\tau^{\gamma-1}} = 1 - \tau^{1-\gamma}$$

$$\eta = 1 - \tau^{1-\gamma}$$

Toujours en utilisant la loi de Laplace on peut aussi démontrer que :

$$\frac{P_2}{P_1} = \tau^\gamma$$

Le rendement moteur ne dépend donc que du taux volumétrique de compression. Plus ce rapport est grand, plus le rendement est élevé. Sachant que les volumes maximal et minimal sont fixes (limités par la géométrie de la machine), une augmentation du taux de compression ne peut se faire qu'on jouant sur les pression et température.



Néanmoins si la température  $T_2$  et la pression  $P_2$  augmentent trop, il y a risque d'auto-inflammation du mélange (avant l'allumage). Un compromis est donc à trouver afin de maximiser le rendement moteur.

En pratique,  $\tau$  varie entre 5 et 11, ce qui donne par exemple pour  $\tau = 8$  et  $\gamma = 1,4$  ; un rendement théorique  $\eta = 56\%$ , alors que le rendement réel des moteurs à essence dépasse rarement les 35% [8].

## II.1.2. Moteur Diesel

### II.1.2.1. Principe

Dans les moteurs Diesel ou à allumage par compression, le carburant est du gazole ( $C_{12}H_{26}$ ). On l'injecte sous pression dans la chambre de combustion contenant de l'air, préalablement comprimé et chaud, au contact duquel il s'enflamme spontanément.

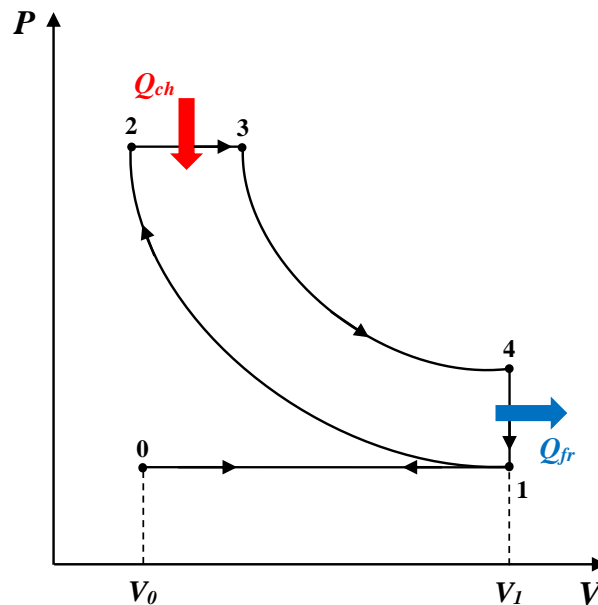
On a vu que dans le cycle Beau de Rochas, l'augmentation du rendement requiert une augmentation du taux de compression. Le problème est que la trop forte compression du mélange air-combustible engendre une combustion anarchique (ondes de choc et dégâts moteur). La solution fut trouvée par Rudolph Diesel : comprimer/échauffer l'air seul puis injecter le combustible qui s'auto enflammera.

Il fonctionne également en 4 temps [9] :

1. **Admission** : l'air frais est aspiré.
2. **Compression et Injection** : l'air est fortement comprimé. Le gazole est injecté et s'enflamme spontanément au contact de l'air surchauffé.
3. **Combustion et Détente** : la combustion s'opère à pression constante. Et en fin de combustion, le gaz se détend.
4. **Échappement** : évacuation des gaz brûlés.

### II.1.2.2. Représentation

Le fonctionnement du moteur Diesel est représenté par le cycle de Rudolph Diesel ou plus simplement cycle Diesel (1897). C'est un cycle théorique car comme pour le moteur à essence, la représentation du cycle réel du moteur Diesel est très difficile.



**Figure II.2 :** Représentation du cycle Diesel sur un diagramme P-V.

**a) Isobare 0-1**

Elle correspond au temps d'admission de l'air. La transformation 0-1 est considérée comme étant isobare.

**b) Compression adiabatique 1-2**

Elle correspond au temps de compression de l'air.

**c) Combustion isobare 2-3**

La combustion du gazole par l'air surchauffé est considérée comme se faisant à pression constante. L'apport de chaleur s'effectue ici.

**d) Détente adiabatique 3-4**

Comme pour la compression, nous considérons la détente comme une transformation adiabatique et réversible.

**e) Détente isochore 4-1**

Le temps d'échappement commence par une détente isochore afin d'évacuer les gaz brûlés.

**f) Isobare 1-0**

Cette étape est isobare et comme pour le moteur à essence les transformations 0-1 et 1-0 se compensent parfaitement et ne permettent pas de fournir sur un cycle un travail.

**NB** : les approximations théoriques sont les mêmes que dans le cas du cycle de Beau de Rochas.

### II.1.2.3. Rendement théorique

En procédant comme pour le cycle précédant on obtiendra :

$$Q_{ch} = \Delta U_{3-2} - W_{3-2} = \Delta U_{3-2} = C_P(T_3 - T_2)$$

$$Q_{fr} = \Delta U_{1-4} - W_{1-4} = \Delta U_{1-4} = C_V(T_1 - T_4)$$

D'où :

$$\eta = 1 - \frac{T_4 - T_1}{\gamma T_3 - T_2}$$

On voit donc que le fonctionnement et le rendement des moteurs à essence et Diesel diffèrent. Le rendement du moteur Diesel étant toujours supérieur à celui du moteur à essence (42% contre 35% en moyenne) [7].

Le moteur Diesel présente les avantages suivants [8] :

- Rapport volumétrique élevé donc rendement plus élevé ;
- Consommation spécifique plus faible avec le gazole moins cher ;
- Couple moteur plus élevé ;
- Moins de risques incendie-inflammation ;
- Gaz d'échappement moins toxiques (faible production de CO).

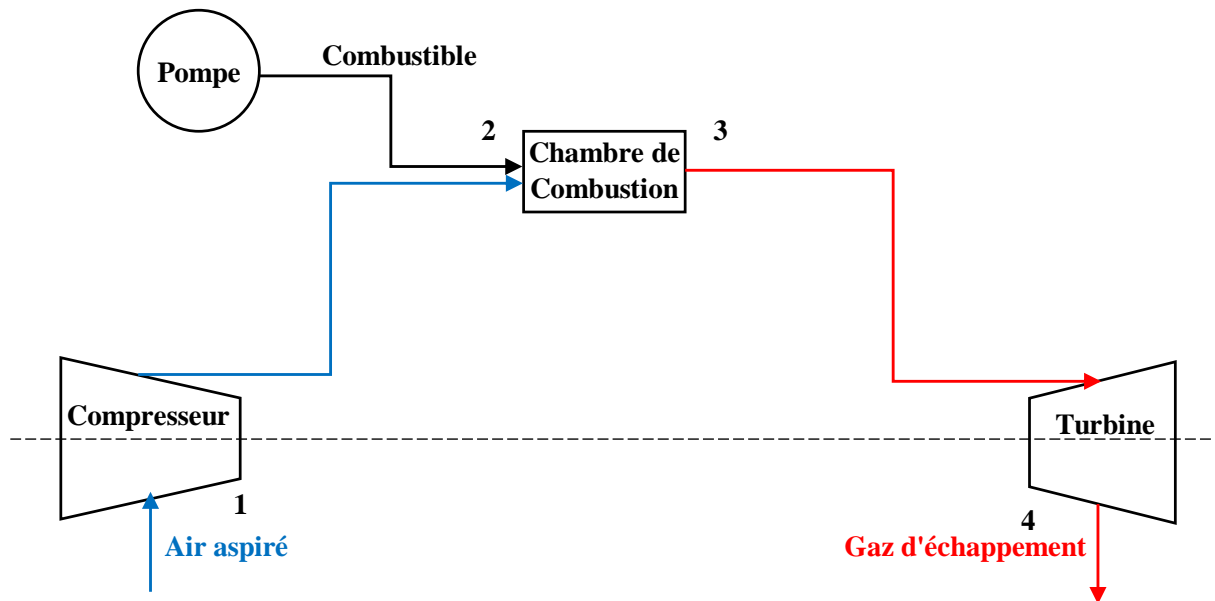
Néanmoins il possède également des inconvénients, on cite notamment [8] :

- Organes mécaniques surdimensionnés car hautes pressions (plus adapté aux locomotives et bateaux) ;
- Bruit de fonctionnement élevé ;
- Besoin d'un refroidissement plus efficace car la chambre de combustion plus chaude ;
- Démarrage plus difficile à froid ;
- Plus grosse pollution environnementale (rejets de NO<sub>x</sub>).

### II.1.3. Turbines à gaz

Une turbine à gaz (TAG) ou turbine à gaz de combustion est une machine thermique qui utilise l'écoulement d'un gaz pour produire du travail mécanique. Les TAG se divisent principalement en turbomoteurs et turboréacteurs.

Le principe général de fonctionnement d'une TAG est schématisé ci-dessous :



**Figure II.3 :** Schéma général de fonctionnement d'une TAG.

L'air pris à l'atmosphère subit d'abord une compression sensiblement adiabatique dans un compresseur. L'air ainsi comprimé est envoyé dans une chambre de combustion où l'on injecte par pulvérisation le combustible (fuel, kérosène). Le mélange air-combustible obtenu est brûlé sous pression sensiblement constante. Les gaz brûlés sont ensuite détendus dans les aubes fixes d'une turbine et leur énergie cinétique est communiquée à l'arbre moteur où est monté le compresseur. Une partie du travail obtenu pendant la détente est ainsi utilisée pour entraîner le compresseur. L'arbre est également relié à une boîte de réduction relié à l'arbre de sortie et on distingue deux cas :

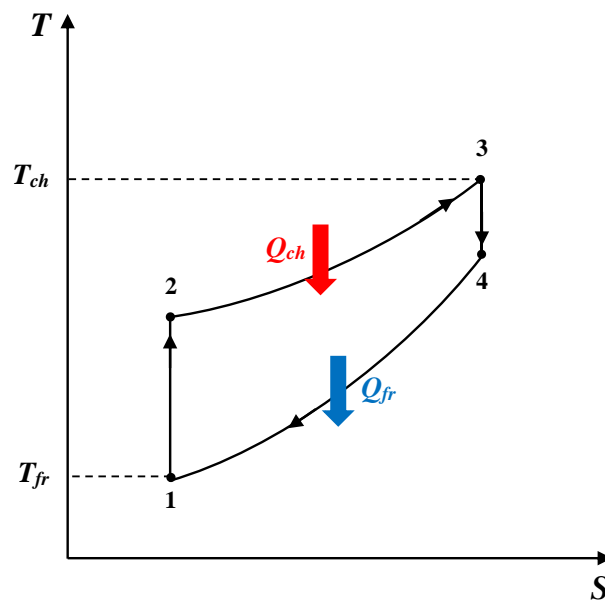
- L'arbre de sortie peut entraîner un rotor d'hélicoptère, un alternateur (dans un groupe électrogène) ou une hélice propulsive d'avion (cas des turbopropulseurs). On appelle dans ces cas la TAG un turbomoteur.
- L'arbre de sortie n'entraîne aucun élément externe et on détend le gaz dans la turbine que pour faire tourner le compresseur et ensuite, la fin de la détente se fait dans une

tuyère où le gaz prend de l'énergie cinétique sous forme d'un jet à haute vitesse qui sert à la propulsion des avions. On a alors un moteur à réaction ou turboréacteur.

L'inconvénient majeur des TAG est que leur efficacité et réactivité chutent très rapidement à faible puissance. En effet, à charge partielle, le taux de compression et l'efficacité isentropique des turbines et compresseurs s'effondrent, pour des raisons qui relèvent de la mécanique des fluides. Elles sont donc exclusivement utilisées lorsque de hautes puissances sont requises de façon soutenue (domaine aéronautique ou maritime par exemple). Dans, le secteur automobile, où les variations de puissance sont nombreuses et doivent être actées instantanément, leur utilisation est impossible [3].

### II.1.3.1. Représentation

Le cycle thermodynamique qui représente les TAG est le cycle de Brayton ou de Joule (**Figure II.4**). Évidemment le cycle réel diffère du cycle théorique par suite de l'irréversibilité des transformations réelles. La compression et la détente ne sont pas isentropiques et l'existence des forces de frottement internes se manifeste par un accroissement d'entropie. La combustion elle-même n'est pas isobare car elle est accompagnée d'une légère perte de charge et la pression du point (3) est légèrement inférieure à celle du point (2).



**Figure II.4** : Représentation du cycle de Brayton sur un diagramme T-S.

Le cycle réversible de Brayton est composé des quatre transformations suivantes :

**a) Compression adiabatique 1-2**

Elle correspond à la compression de l'air pris de l'atmosphère ambiante par le compresseur de la TAG.

**b) Combustion isobare 2-3**

La combustion du mélange air-carburant dans la chambre de combustion est considérée comme se faisant à pression constante. L'apport de chaleur s'effectue ici.

**c) Détente adiabatique 3-4**

Comme pour la compression, nous considérons la détente des gaz brûlés dans la turbine comme une transformation adiabatique et réversible.

**d) Refroidissement isobare 4-1**

La dernière étape correspond au refroidissement isobare des gaz de combustion avec libération de chaleur.

**II.1.3.2. Rendement théorique**

En faisant un bilan énergétique sur un cycle de Brayton, nous trouvons :

$$\eta = \left| \frac{W}{Q_{ch}} \right|$$

Avec :

$W$  : travail utile de la TAG =  $W_T - W_C$

$W_T = W_{3-4}$  : travail moteur produit par la turbine par kg d'air.

$W_C = W_{1-2}$  : travail absorbé par le compresseur pour fournir 1 kg d'air comprimé.

$Q_{ch} = Q_{2-3}$

En appliquant le premier principe à notre système ouvert on aura :

$$\Delta H = W + Q \text{ et donc } W = \Delta H \text{ (cas adiabatique)}$$

D'où :

$$W_T = \Delta H_{3-4} \text{ et } W_C = \Delta H_{1-2}$$

Et :

$$Q_{ch} = \Delta H_{2-3}$$

Donc :

$$\eta = \left| \frac{(H_4 - H_3) - (H_2 - H_1)}{H_3 - H_2} \right| = 1 - \frac{H_4 - H_1}{H_3 - H_2}$$

En considérant l'air comme un gaz parfait on a :

$$\Delta H = C_p \Delta T$$

Donc :

$$\eta = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2}$$

Or on sait que :

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

Et on sait aussi que :  $P_1 = P_4$  et  $P_2 = P_3$

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

Au final on peut donc écrire :

$$\eta = 1 - \frac{1}{\lambda^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}$$

L'efficacité d'un cycle de Brayton augmente donc avec le rapport de compression  $\lambda$  et avec  $\gamma$ . C'est ce que l'on observe effectivement sur les turbines réelles. La température la plus élevée du cycle est atteinte à la fin de la combustion (en 3) et est en générale limitée par la température maximale que les pales de la turbine peuvent supporter (qui dépend du matériau utilisé).

## **II.2. Moteurs à combustion externe**

Un exemple de machine motrice fonctionnant par combustion externe sera abordé : la machine à vapeur (moteur à pistons rotatifs).

### II.2.1. Machine à vapeur

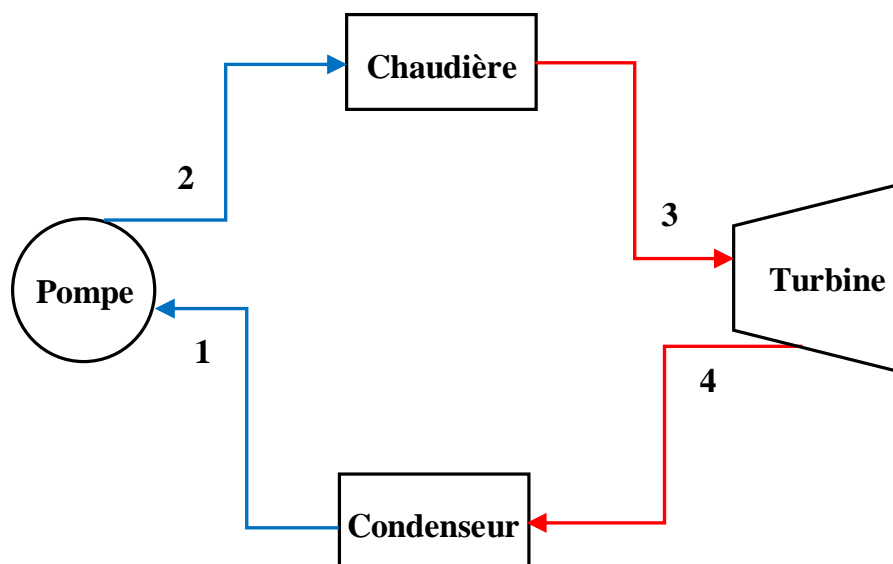
Les machines à vapeur sont principalement utilisées dans des applications statiques pour générer du courant électrique ; une configuration qui permet d'importantes économies d'échelle dans le stockage et le transport de l'énergie. On parle alors de turbines à vapeur ou TAV. On utilise de la vapeur d'eau du fait de la haute chaleur spécifique de l'eau et de son abondance. Afin de chauffer l'eau on peut soit utiliser des combustibles fossiles comme le fioul ou le gaz naturel (centrales thermiques), soit des réactions nucléaires (centrales nucléaires).

Néanmoins l'utilisation de l'eau comme fluide moteur dans une machine a de nombreux inconvénients contrairement aux moteurs à combustion interne. En particulier [7] :

- Nécessité de soit de recycler l'eau dans la machine (et donc de la refroidir), soit de trouver une source continue d'eau pure pour la faire fonctionner ;
- Perte inévitable d'une partie de la chaleur fournie à la machine, au-dessus de la chaudière.

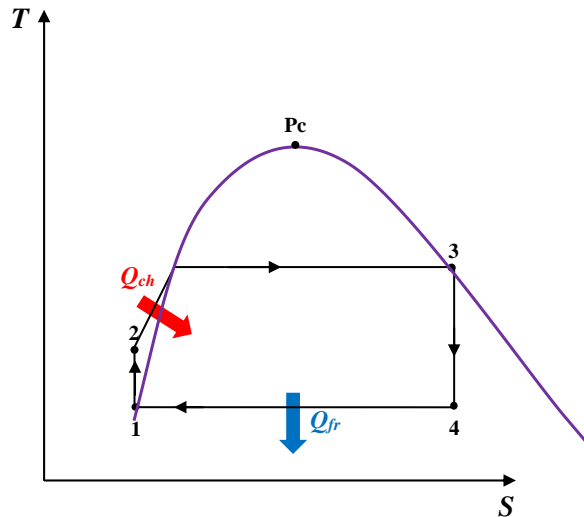
#### II.2.1.1. Cycle de Rankine

Mis au point en 1859, c'est le cycle idéal qui représente le mieux le fonctionnement de base des turbines à vapeur.



**Figure II.5** : Circuit d'une centrale à vapeur fonctionnant selon un cycle de Rankine.





**Figure II.6** : Représentation du cycle de Rankine sur un diagramme T-S.

**a) Compression adiabatique 1-2**

Elle correspond à la surpression de l'eau du circuit par la pompe. Le travail de la pompe est négligeable devant le travail de détente et l'apport de chaleur.

**b) Chauffage isobare 2-3**

L'eau est transformée en vapeur dans un générateur de vapeur qui utilise la combustion à pression constante du combustible dans une chaudière. L'apport de chaleur s'effectue ici.

**c) Détente adiabatique 3-4**

La vapeur d'eau est détendue dans une turbine pour fournir du travail. Nous considérons la détente dans la turbine comme une transformation adiabatique et réversible.

**d) Refroidissement isobare 4-1**

La dernière étape correspond au refroidissement isobare de la vapeur d'eau dans un condenseur qui revient à l'état liquide.

Pour déterminer le rendement de ce cycle, on n'a qu'à faire son bilan énergétique et on trouve :

$$\eta = \left| \frac{W}{Q_{ch}} \right| = \left| \frac{W_T - W_P}{Q_{ch}} \right|$$

Avec :

$W$  : travail utile de la TAV =  $W_T - W_P$

$W_T = W_{3-4}$  : travail moteur produit par la turbine.

$W_P = W_{1-2}$  : travail absorbé par la pompe.

$$Q_{ch} = Q_{2-3}$$

En appliquant le premier principe à notre système ouvert on aura :

$$\Delta H = W + Q \text{ et donc } W = \Delta H \text{ (cas adiabatique)}$$

D'où :

$$W_T = \Delta H_{3-4} \text{ et } W_P = \Delta H_{1-2}$$

Et :

$$Q_{ch} = \Delta H_{2-3}$$

Donc :

$$\eta = \left| \frac{(H_4 - H_3) - (H_2 - H_1)}{H_3 - H_2} \right|$$

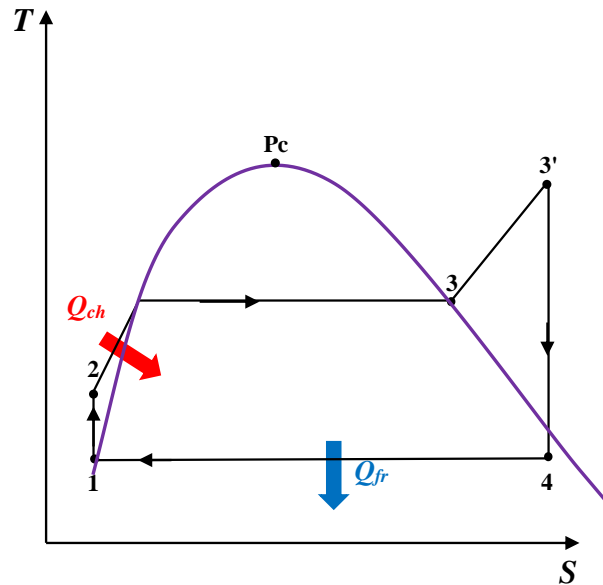
Comme le travail de la pompe est négligeable devant le travail de détente et l'apport de chaleur on peut considérer que  $H_2 - H_1 = 0$  donc  $H_2 \approx H_1$ .

Ce qui donne au final :

$$\eta = \frac{H_4 - H_3}{H_3 - H_1}$$

### II.2.1.2. Cycle de Hirn

Dans le cas du cycle de Rankine, on peut s'apercevoir qu'en fin de détente, le point de fonctionnement (4) se trouve à l'intérieur de la courbe de saturation de l'eau. Ceci montre qu'en fin de détente, il y a début de liquéfaction et donc formation de gouttes d'eau liquide. Ceci peut gravement endommager la roue de la turbine. Il y aura donc intérêt à éliminer cette formation d'eau liquide en cours de détente. Pour cela, on peut augmenter la température de la vapeur en la surchauffant. Un tel cycle où la vapeur est surchauffée s'appelle : cycle de Hirn ou cycle avec surchauffe. L'augmentation du rendement est faible, mais on diminue la formation de gouttes d'eau liquide en fin de détente.



**Figure II.7 :** Représentation du cycle de Hirn sur un diagramme T-S.

Sa représentation ressemble à celle du cycle de Rankine avec juste une étape supplémentaire correspondant au chauffage isobare de la vapeur d'eau.

Ce cycle comporte plusieurs avantages, notamment l'augmentation de la température de la vapeur après sa sortie de la chaudière, à travers une série de tubes portés à plus haute température, ce qui permet d'utiliser pleinement les capacités de la turbine, dont les limites métallurgiques (généralement autour de 1 000 K) dépassent déjà souvent celles des chaudières [8].

Autre avantage, l'augmentation de la température moyenne à laquelle la chaleur est apportée tend à augmenter le rendement thermodynamique. Enfin, il devient possible de décaler la plage d'utilisation de la turbine entièrement dans le domaine de la vapeur sèche : l'érosion des pales par l'eau liquide est ainsi évitée. De fait, toutes les installations à vapeur modernes utilisent un circuit de surchauffe.

### II.2.1.3. Cycle de resurchauffe

Pour augmenter à nouveau la puissance de l'installation sans augmenter le débit de vapeur (et donc sa taille globale et le coût de la chaudière), il est possible de chauffer une deuxième fois la vapeur avant sa sortie de la turbine. C'est ce que l'on appelle la resurchauffe.

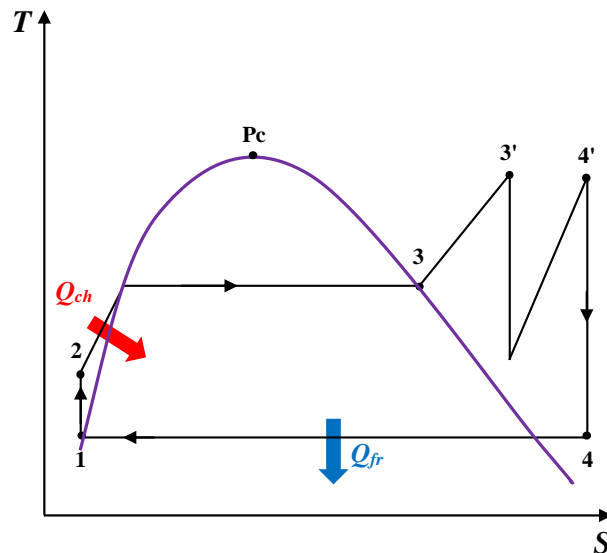


Figure II.8 : Représentation du cycle de resurchauffe sur un diagramme T-S.

### II.3. Exercices

#### Exercice 01 :

Dans un turbomoteur, une masse de 1 kg d'air, considéré comme un gaz parfait, est prise à la température  $T_0 = 290 \text{ K}$  et la pression  $P_0 = 1 \text{ bar}$  ( $\gamma = 1,4$ ). L'air décrit un cycle dont on suppose toutes les transformations réversibles avec  $\tau = P_A/P_0 = 5$ .

- 1- Calculer le rendement.
- 2- Calculer la température maximale atteinte par les gaz de combustion sachant qu'on a injecté  $m_1 = 50 \text{ g}$  de carburant avec un pouvoir calorifique  $q = 50000 \text{ kJ/kg}$ .

#### Résultats :

- 1-  $\eta = 37\%$ .
- 2-  $T_{max} = 2950 \text{ K}$ .

#### Exercice 02 :

Le moteur d'un avion de tourisme est basé sur le cycle théorique d'Otto. Au début du cycle, l'air est à  $21 \text{ °C}$  et  $1 \text{ bar}$  et la chaleur spécifique fournie à chaque cycle pendant la croisière est de  $500 \text{ kJ/kg}$ . Sachant que le taux de compression de l'air est de 7 et que  $c_v$  des gaz de combustion =  $823 \text{ J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$ , calculer :

- 1- Les températures de l'air au début et à la fin de la combustion.
- 2- Le rendement théorique de ce cycle moteur.

**Résultats :**

1-  $T_2 = 640 \text{ K}$  et  $T_3 = 1247 \text{ K}$ .

2-  $\eta = 54\%$ .

## ***CHAPITRE III : POMPES ET COMPRESSEURS***

## **Chapitre III : Pompes et Compresseurs**

Dans ce chapitre on va s'intéresser à un cas particulier de machines utilisées dans l'industrie : les turbomachines. Ces machines non thermiques, fournissent du travail à un fluide, non pas à partir de chaleur mais d'un travail mécanique ou électrique ; on parle alors de turbomachines génératrices. On distingue deux types : les pompes et les compresseurs.

### **III.1. Pompes**

#### **III.1.1. Définitions**

Les pompes sont des appareils qui génèrent une différence de pression entre les tubulures d'entrée et de sortie, ceci afin d'assurer la circulation d'un fluide liquide et combattre les pertes de charge [10]. Suivant les conditions d'utilisation, ces machines communiquent au fluide, de l'énergie potentielle (par accroissement de la pression en aval) ou de l'énergie cinétique (par la mise en mouvement du fluide et l'augmentation de son débit).

L'énergie requise pour faire fonctionner une pompe dépend [10] :

- Des propriétés du fluide ;
- Des caractéristiques de l'écoulement ;
- Des caractéristiques de l'installation.

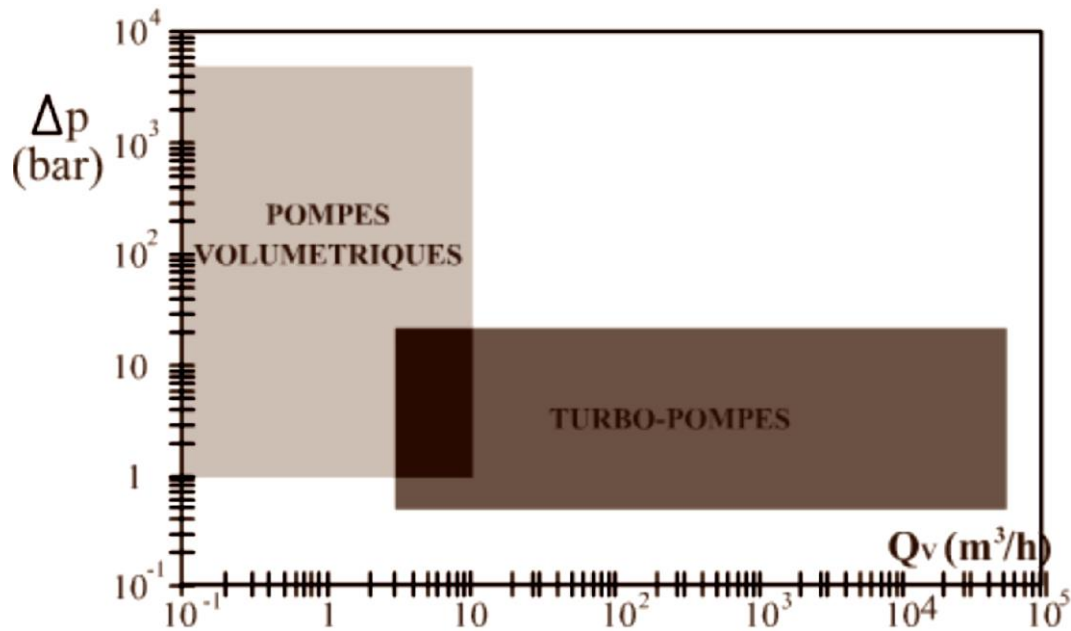
On distingue deux grandes catégories de pompes :

#### **❖ Pompes volumétriques**

Pulsé de manière cyclique, le liquide est emmagasiné dans un volume. L'énergie est directement fournie sous forme de pression. Ces pompes peuvent avoir un fonctionnement alternatif ou bien rotatif. On trouve les pompes à piston, à diaphragme, à vis, à engrenages ou à palettes. Elles sont utilisées pour les fluides visqueux ou fragiles ainsi que le dosage précis.

#### **❖ Turbo-pompes**

Appelées aussi pompes rotodynamiques ou centrifuges. Le liquide emmagasiné entre les aubes du rotor est projeté vers l'extérieur sous l'action de la force centrifuge. Elles sont toutes rotatives. Ce sont les pompes centrifuges, à hélice et hélico-centrifuges. Elles sont utilisées dans les cas généraux notamment pour l'eau.



**Figure III.1** : Les domaines d'utilisation des deux grandes catégories de pompes [11].

### III.1.2. Pompes volumétriques

Ces pompes permettent d'obtenir des différences de pression élevées mais au détriment du débit.

#### III.1.2.1. Principe

Un volume déterminé de liquide pénètre dans un compartiment avant d'être contraint à se déplacer de l'entrée vers la sortie de la pompe par un système mécanique. Ce mouvement engendre une dépression qui fait avancer le fluide vers la pompe par aspiration permettant le déplacement du liquide entre l'orifice d'aspiration et l'orifice de refoulement. Cet effet confère aux pompes volumétriques d'être autoamorçante.

La pression d'aspiration ne doit pas s'abaisser en-dessous de la pression de vapeur saturante du liquide sous peine de le voir entrer en ébullition. On obtient un débit théorique moyen proportionnel à la vitesse de rotation.

Dans le cas où le fluide à transporter est un gaz, ces machines sont appelées compresseurs si elles produisent des pressions plus importantes ; et surpresseurs si elles produisent un débit volumique plus important.



De leur principe de fonctionnement découlent des avantages et des inconvénients, on cite notamment [11] :

**Avantages :**

- Débit précis ;
- Rendement élevé.

**Inconvénients :**

- Débit par-à-coups ;
- Prix élevé ;
- Sensibilité aux particules solides ;
- Résistance chimique limitée.

**III.1.2.2. Classification**

Parmi les pompes volumétriques, on distingue généralement les pompes alternatives et rotatives.

❖ **Pompes alternatives**

**Pompes à piston** : ces machines ont un fonctionnement alternatif et nécessitent un jeu de soupapes ou de clapets pour obtenir tantôt l'aspiration du fluide, tantôt le refoulement. Le principal défaut de ces machines est de donner un débit pulsé et par suite des à-coups de pression. Les pompes à piston sont robustes et ont de bons rendements au-dessus d'une certaine taille. Néanmoins, l'étanchéité de ce type de pompes ne leur permet pas de travailler avec des fluides possédant des particules solides.

**Pompes à diaphragme** : appelées aussi pompes à membrane, le fluide n'entre pas en contact avec les éléments mobiles de la machine. Ces pompes sont donc bien adaptées au pompage des liquides corrosifs ou/et chargés de particules solides.

❖ **Pompes rotatives**

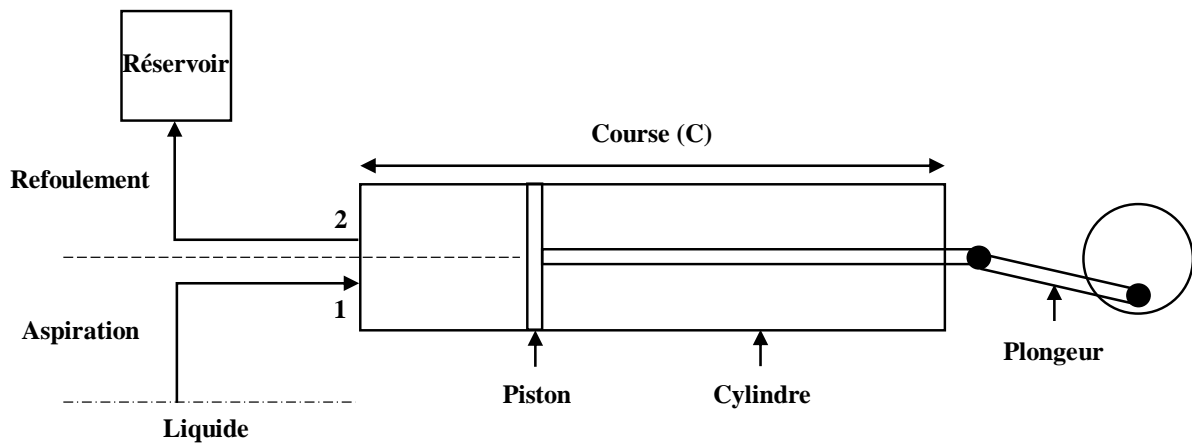
**Pompes à engrenage** : le fluide situé entre les dents et la paroi du carter est contraint d'avancer au cours de la rotation, tandis qu'au centre, le contact permanent entre deux pignons tournant en sens inverse empêche le retour du fluide vers l'amont. Ces pompes sont sujet à l'usure des dents qui se traduit par des fuites.

**Pompes à palettes rigides** : un rotor excentré tourne dans un cylindre fixe. Sur ce rotor, des palettes, libres de se mouvoir radialement, et poussées par des ressorts s'appliquent sur la face intérieure du cylindre fixe. Les espaces ainsi délimités varient au cours de la rotation et créent les dépressions nécessaires au fonctionnement.

**Pompes péristaltiques** : un tuyau souple est écrasé par des galets, le fluide est alors repoussé sans turbulence, ni cisaillement. Il n'y a pas non plus de contact entre le fluide et les parties mécaniques. Son rendement est de 100 % et elle est la pompe doseuse par excellence.

### III.1.2.3. Calcul du débit

#### a) Piston à action simple



**Figure III.2** : Schéma général d'une pompe à piston simple.

Un cycle correspond à une aspiration et un refoulement et le volume refoulé (aspiré) par la pompe = volume ( $V$ ) engendré par le piston qui est le produit entre la section ( $S$ ) et la course ( $C$ ).

$$V = S.C$$

Le débit de la pompe sera alors :

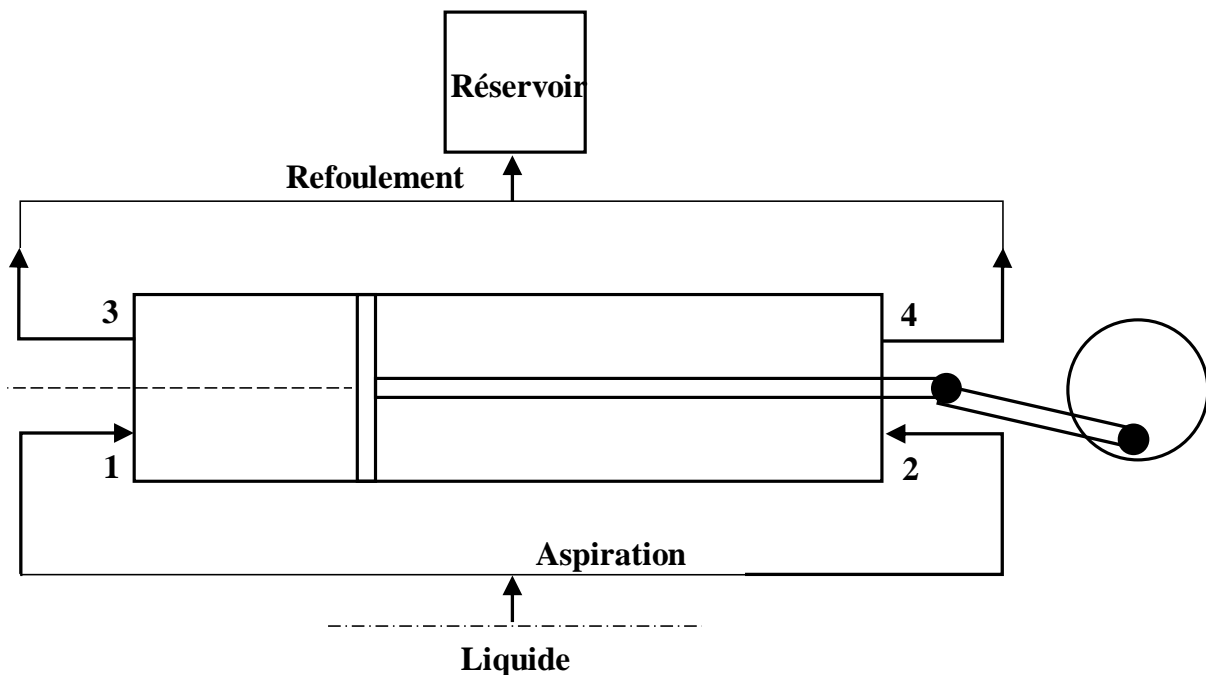
$$Q_V = n.V$$

Avec  $n$  : nombre de tour par minute de la manivelle.

Dans la pratique le volume théorique est toujours supérieur au volume réel à cause des fuites des clapets. On désigne alors rendement volumétrique  $\eta_V$  de la pompe par :

$$\eta_V = \frac{Q_{V \text{ réel}}}{Q_{V \text{ théorique}}}$$

## b) Piston à action double



**Figure III.3** : Schéma général d'une pompe à piston à double action.

Ici le volume aspiré correspond aux volumes des trajets aller et retour du piston :

$$\text{Aller : } V_{\text{aller}} = S.C$$

$$\text{Retour : } V_{\text{retour}} = S.C - St.C$$

Le volume total égale donc :

$$V = C.(2S - St)$$

Avec  $St$  la section de la tige du plongeur. Le Débit sera alors :

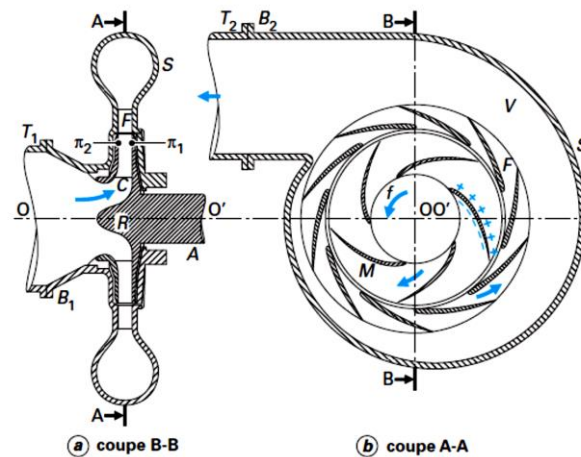
$$Q_V = n.C.(2S - St)$$

### III.1.3. Turbo-pompes

Ces pompes permettent d'obtenir un débit volumique important mais avec de faibles différences de pression.

#### III.1.3.1. Principe

Les turbo-pompes sont de conception assez simple. Elles sont essentiellement constituées d'une pièce en rotation, le rotor appelé aussi roue ou hélice qui tourne dans un carter appelé corps de pompe. Le liquide arrive dans l'axe de l'appareil par le distributeur et la force centrifuge le projette vers l'extérieur de la turbine. Il acquiert une grande énergie cinétique qui se transforme en énergie de pression dans le collecteur où la section est croissante.



**Figure III.4** : Schéma général d'une turbo-pompe [10].

Leur principe de fonctionnement passe par trois étapes :

- **Aspiration** : la pompe étant amorcée, la vitesse du fluide qui entre dans la roue augmente, et par conséquent la pression dans l'ouïe diminue, engendrant ainsi une aspiration et le maintien de l'amorçage.
- **Accélération** : la rotation augmente la vitesse du fluide tandis que la force centrifuge qui le comprime sur la périphérie augmente sa pression. Dans un même corps de pompe on peut monter des roues différentes en fonction des caractéristiques du fluide.
- **Refolement** : dans l'élargissement en sortie, qui se comporte comme un divergent, le liquide perd de la vitesse au profit de l'accroissement de pression : l'énergie cinétique est convertie en énergie de pression.

Dans le cas où le fluide à transporter est un gaz, ces machines sont appelées compresseurs si elles produisent des pressions plus importantes ; et ventilateurs si elles produisent un débit volumique plus important.

Comme pour les pompes volumétriques, leur principe de fonctionnement engendre certains avantages et inconvénients, notamment [10] :

**Avantages :**

- Machines de constructions simples ;
- Prix d'achat modéré avec coût de maintenance faible ;
- Adaptées à toutes sortes de liquides (clairs, chargés, corrosifs etc.) ;

- Débit continu (contrairement aux volumétriques qui ont un débit pulsé) ;
- Aucun risque si la conduite de refoulement vient d'être obstruée ou colmater ; la pompe se comporte alors comme un agitateur ;
- À caractéristiques égales, elles sont plus compactes que les volumétriques.

**Inconvénients :**

- Impossible de pomper un liquide trop visqueux ;
- Production d'une pression différentielle faible (0,5 à 10 bar) ;
- La pompe ne s'amorce pas d'elle-même ;
- À l'arrêt, ces pompes ne s'opposent pas à l'écoulement du liquide par gravité.

Les turbo-pompes peuvent être centrifuges (radiales), axiales (hélices) ou hélico-centrifuges (semi-radiales). La différence entre les pompes centrifuges, hélico-centrifuges et à hélice porte essentiellement sur la direction de la vitesse donnée au fluide. Suivant la forme du corps on peut avoir un colimaçon (à volute) ou turbine (à diffuseur circulaire).

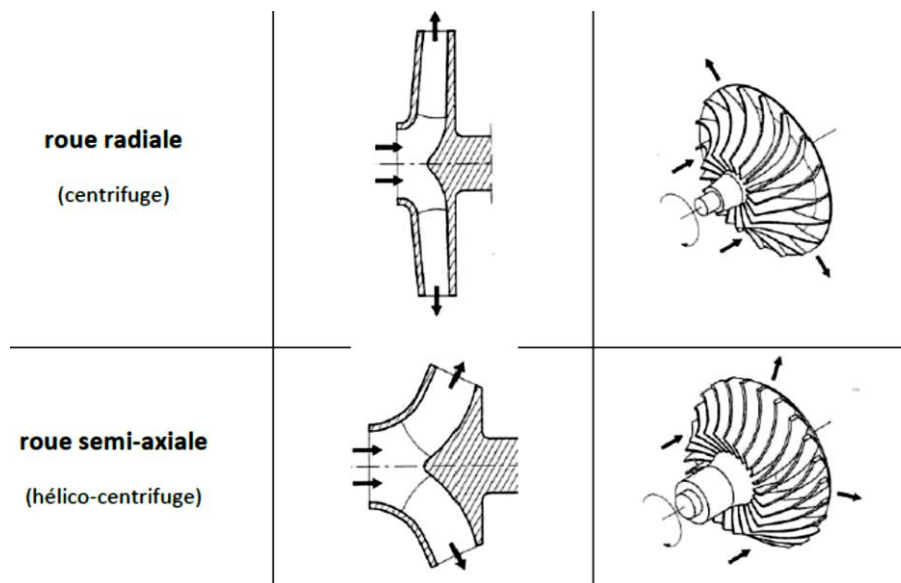


Figure III.5 : Types de turbo-pompes [11].

**III.1.3.2. Pertes de charge**

Une chute de pression (notée  $h$ ) est le résultat d'une somme de résistances opposées au passage du fluide par la tuyauterie (pertes par frottement) et des accidents de parcours (singularités) [12].

On distingue deux types de perte de charge :

- La perte de charge linéaire représentant l'énergie perdue entre les deux points ;
- La perte de charge singulière qui intervient lorsque l'écoulement uniforme est localement perturbé par tous les incidents de parcours.

La perte de charge totale est égale à la somme des pertes de charges.

❖ **Pertes de charge linéaires**

La perte de charge linéaire le long de la conduite, mesurée en mètre colonne de fluide (mCF), sera traduite par une équation empirique (équation de Darcy-Weisbach) :

$$h_l = \lambda \frac{L U^2}{D 2g}$$

Avec :

$\lambda$  : coefficient de perte de charge. Il est sans dimension et est fonction du nombre de Reynolds et de la rugosité de la paroi.

$L$  : la longueur de la conduite.

$D$  : diamètre de la conduite.

$U$  : vitesse moyenne de l'écoulement.

On distingue alors trois régimes d'écoulement déterminé par le nombre de Reynolds :

**Le régime laminaire  $Re < 2000$**  : l'écoulement est calme et régulier et la vitesse est très faible.

On aura :

$$\lambda = \frac{64}{Re}$$

**Le régime turbulent  $Re > 4000$**  : l'écoulement est une suite de tourbillons et de remous. Ici, la rugosité va jouer un rôle très important. Une surface rugueuse peut être considérée comme étant constituée par une série de protubérances élémentaires. Elles sont caractérisées par une certaine hauteur  $\varepsilon$  appelée rugosité absolue et caractérisant l'état de la conduite (hauteur moyenne des aspérités) et qui est connue. On aura alors soit une conduite soit lisse soit rugueuse.

Régime turbulent dans une conduite lisse : l'épaisseur de la sous-couche limite est suffisante pour englober toutes les aspérités de la conduite qui se comporte dès lors comme un tuyau lisse.

On utilise alors la formule de Blasius :

$$\lambda = 0,3164Re^{-0,25}$$

Régime turbulent dans une conduite rugueuse : la turbulence devient très importante et  $\lambda$  ne dépend plus que de la rugosité relative  $\varepsilon/D$  suivant la formule de Nikuradse :

$$1/\sqrt{\lambda} = -2\log \left( \frac{\varepsilon}{3,71D} \right)$$

**Le régime de transition** : qui se situe entre les deux précédents et dans lequel l'écoulement est incertain ou instable pouvant être soit laminaire, soit turbulent soit passer d'un régime à l'autre. Ce dernier est généralement assimilé au régime turbulent.

Les travaux de Nikuradse sur les pertes de charge dans les conduites ont permis d'élaborer un graphique (Diagramme de Moody) permettant de déterminer le coefficient  $\lambda$  en fonction de  $Re$  pour les différents types d'écoulement et des rugosités relatives  $\varepsilon/D$  allant de 1/30 à 1/1014.

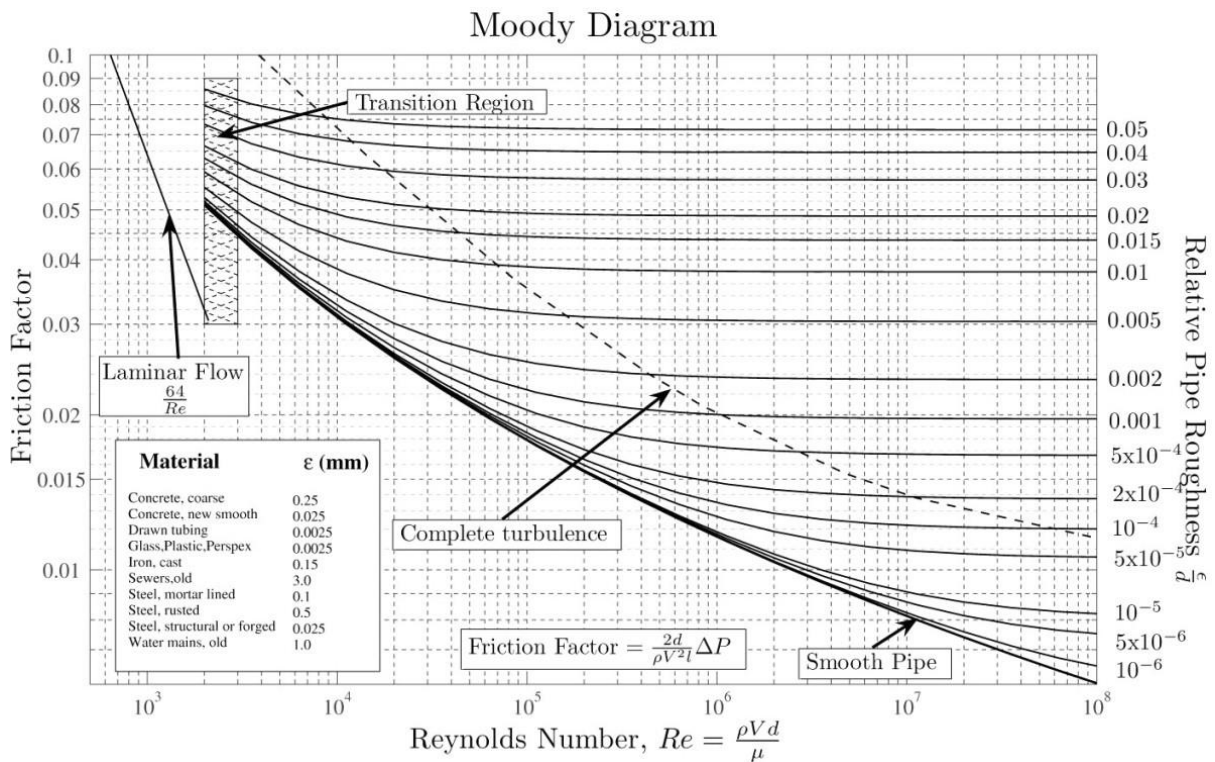


Figure III.6 : Diagramme de Moody [13].

### ❖ Pertes de charge singulières

La perte de charge singulière également mesurée en mCF sera traduite par l'équation suivante :

$$h_s = k \frac{U^2}{2g}$$

Où  $k$  représente le coefficient de perte de charge singulière déterminé (analytiquement ou expérimentalement) selon la géométrie de la singularité. La valeur de  $k$  est donnée pour les différents cas les plus classiques dans des tableaux et abaques.

**Remarque :** les pertes de charge particulières occasionnées par des coudes ou des vannes peuvent être calculées en les assimilant à des longueurs fictives de tuyauterie. Chaque singularité peut être assimilée à une longueur de la conduite notée  $L_{eq}$ .

On aura alors :

$$h_s = \lambda \frac{L_{eq}}{D} \frac{U^2}{2g}$$

#### III.1.3.3. Point de fonctionnement

Les caractéristiques des pompes sont le débit volumique et la hauteur manométrique ( $Hmt$ ). Elles se définissent à partir des paramètres suivants :

- La puissance utile ( $P_u$ ) ;
- La puissance absorbée ( $P_{abs}$ ) ;
- Le rendement global ( $\eta$ ) ;
- La vitesse de rotation ( $N$ ).

Avec :

$$P_u = \rho \cdot g \cdot Hmt \cdot Q_v$$

$$P_u = \eta \cdot P_{abs}$$

On définit alors les courbes caractéristiques (**Figure III.7**) qui sont des courbes qui représentent l'évolution des précédents paramètres en fonction du débit.



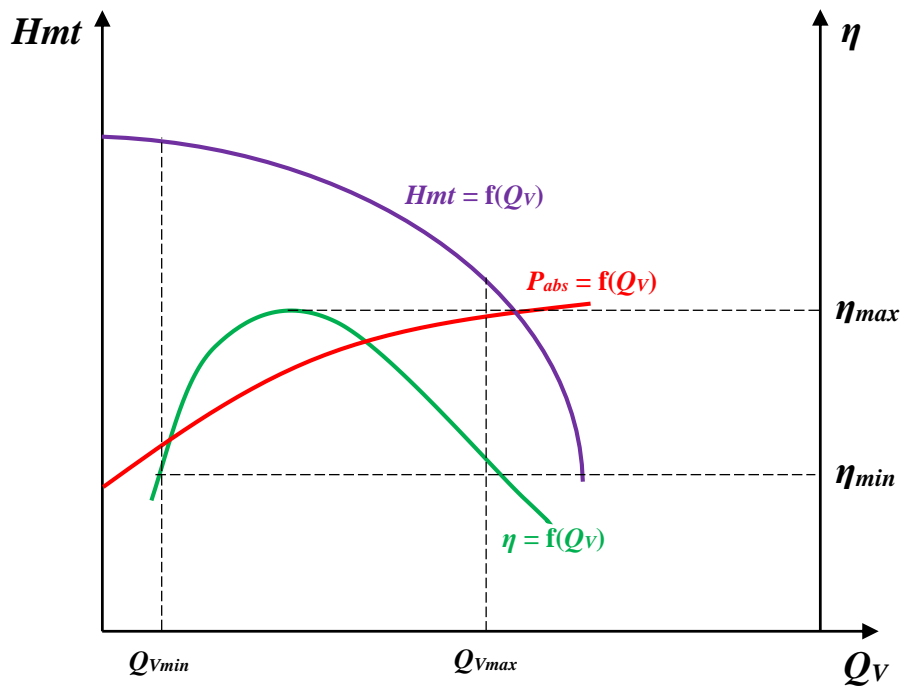


Figure III.7 : Courbe caractéristique d'une installation.

Soit l'installation illustrée sur la **Figure III.8**. La pompe qui tourne à vitesse constante élève le liquide contenu dans le réservoir inférieur (A) et le rejette dans le réservoir supérieur (B).

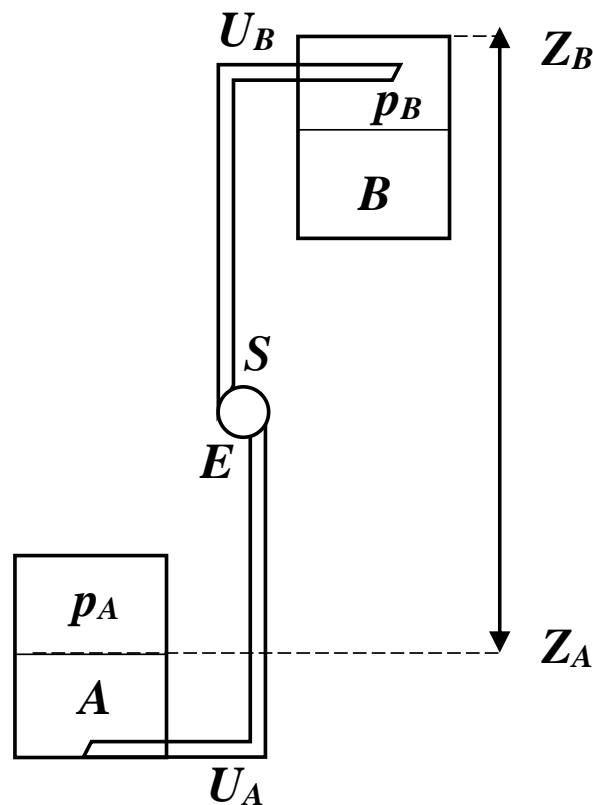


Figure III.8 : Exemple d'une installation.

L'application du théorème de Bernoulli entre A et B donne :

$$p_A + \rho \cdot g \cdot Z_A + \frac{1}{2} \rho U_A^2 + \Delta p_p = p_B + \rho \cdot g \cdot Z_B + \frac{1}{2} \rho U_B^2 + \rho g h$$

La différence de pression de la pompe notée  $\Delta p_p$  et qui correspond à la différence entre la pression de refoulement (sortie) et la pression d'aspiration va s'écrire :

$$\Delta p_p = p_{ref} - p_{asp} = (p_B - p_A) + \rho \cdot g \cdot (Z_B - Z_A) + \frac{1}{2} \rho (U_B^2 - U_A^2) + \rho g h$$

Et par définition la hauteur manométrique théorique d'élévation est :

$$H_{mt} = \frac{\Delta p_p}{\rho \cdot g}$$

La variation de la pression différentielle ou de la hauteur théorique d'élévation, en fonction du débit de la pompe est appelée caractéristique **pression-débit** ou débitante. Sur les pompes de conception courante la pression différentielle chute lorsque le débit augmente. Les caractéristiques pression-débit sont habituellement fournies par les constructeurs, ainsi que d'autres courbes qui donnent le rendement ou la puissance absorbée de la pompe en fonction du débit.

La caractéristique pression-débit de la pompe étant connue, pour déterminer le point de fonctionnement de l'ensemble (pompe + installation) il faut connaître les besoins de l'installation. Ces besoins sont représentés par la courbe **charge-débit** de l'installation.

On sait que les pressions et les hauteurs de départ et d'arrivée sont constantes et indépendantes du débit, alors que les vitesses et la perte de charge en dépendent. De plus, les pertes de charge sont proportionnelles à la vitesse, c'est pourquoi, la caractéristique résistante de l'installation, notée  $\Delta p_i$ , peut se mettre sous la forme :

$$\Delta p_i = Cste + k \cdot U^2$$

Il suffit alors de tracer sur un même diagramme les deux courbes des caractéristiques débitante et résistante en fonction du débit. Le point de fonctionnement étant obtenu par l'intersection des deux courbes.

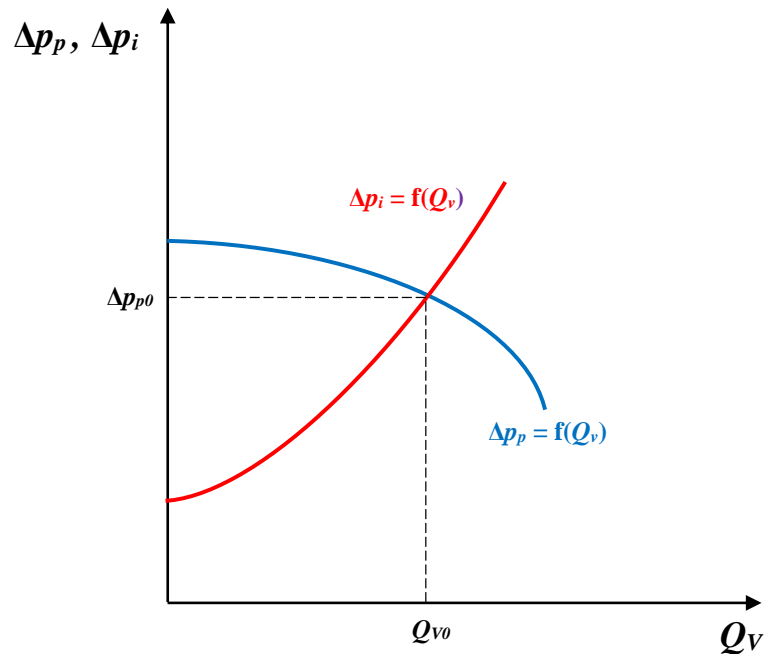


Figure III.9 : Point de fonctionnement.

#### III.1.3.4. Couplage de pompes

Dans l'industrie on peut avoir recours au couplage de deux pompes ou plus afin d'améliorer les caractéristiques de l'installation. On distingue deux configurations possibles : le couplage en série et le couplage en parallèle.

##### ❖ Couplage en série

Débit :  $Q_V = Q_{VA} = Q_{VB} = Q_{Vn}$

Hauteur manométrique :  $H_{mt} = H_{mtA} + H_{mtB} + \dots H_{mtn}$

Puissance :  $P_u = P_{uA} + P_{uB} + \dots P_{un}$

Le but de ce couplage est donc d'atteindre des grandes hauteur d'élévation.

##### ❖ Couplage en parallèle

Débit :  $Q_V = Q_{VA} + Q_{VB} + \dots Q_{Vn}$

Hauteur manométrique :  $H_{mt} = H_{mtA} = H_{mtB} = H_{mtn}$

Puissance :  $P_u = P_{uA} + P_{uB} + \dots P_{un}$

Le but de ce couplage est donc d'augmenter le débit.

### III.1.3.5. Limites d'aspiration

La dépression due à l'accélération du fluide lors de la phase d'aspiration impose aux utilisateurs une pression d'aspiration limite en entrée de pompe en-dessous de laquelle celle-ci ne peut aspirer un liquide sans risquer de provoquer de la cavitation. La cavitation est un phénomène provoqué par la formation et l'implosion de bulles de gaz provenant de la formation d'une pression négative locale sous l'effet de la pression de vaporisation du fluide pompé à l'entrée de la roue. De plus, dans le cas de composés liquides complexes, la chute de pression peut également faire apparaître des bulles d'un gaz qui se trouvait en solution. Cela a pour conséquence un rendement et une efficacité moindres et provoque un fonctionnement irrégulier, du bruit et des dommages à l'intérieur de la pompe.

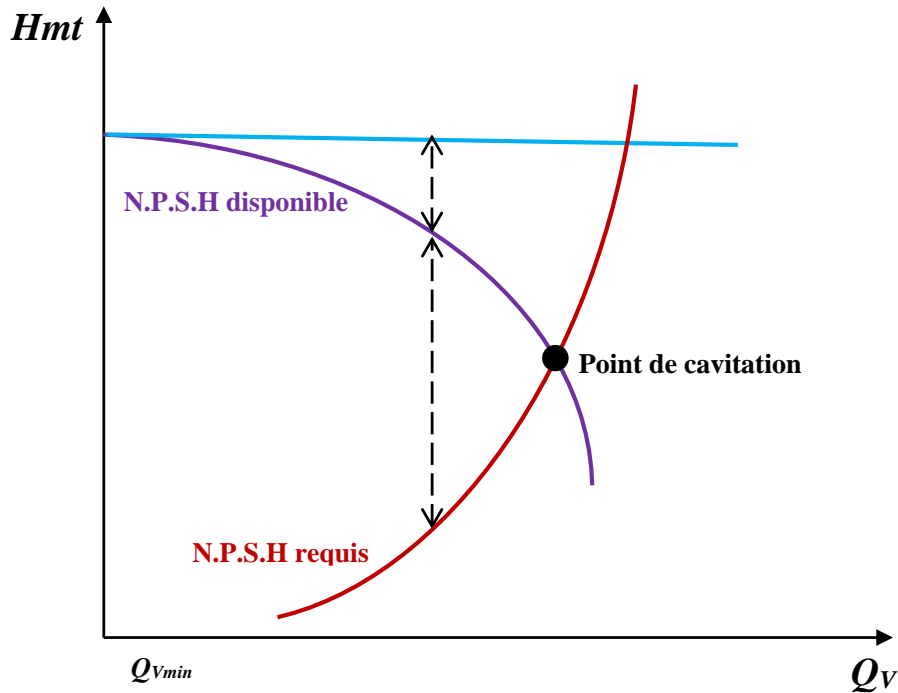
Cette pression d'aspiration limite est donc un paramètre essentiel à prendre en compte lors du dimensionnement d'un circuit. Le critère de faisabilité est le N.P.S.H pour « *Net Positive Suction Head* » qui sert à définir la pression nécessaire à l'entrée de la roue pour obtenir un bon fonctionnement de la pompe, c'est à dire pour maintenir en tout point de la pompe une pression supérieure à la pression de vapeur saturante, de façon à éviter tout risque de cavitation. L'expression N.P.S.H peut être traduite par « *charge positive nette à l'aspiration* » [14].

Le constructeur donne la courbe du N.P.S.H pour la pompe, il s'agit du « *N.P.S.H requis* ». Quantitativement, le N.P.S.H requis est le supplément minimal de pression qu'il faut ajouter à la pression de vapeur saturante ( $p_{vs}$ ) au niveau de l'entrée de la pompe, pour que la pression à l'intérieur de celle-ci ne puisse être en aucun point inférieure à cette pression de vapeur saturante pour empêcher l'évaporation du fluide et le conserver à l'état de liquide. Le N.P.S.H requis est indépendant de l'installation de la pompe et ne dépend que de ce qui se passe dans la pompe. Donc la pompe ne fonctionne correctement que si la pression totale à l'entrée est supérieure à la somme  $p_{vs} + \text{N.P.S.H requis}$  qui correspond au *N.P.S.H disponible*, qui est indépendant de la pompe utilisée et ne dépend que de l'installation (longueur et diamètre d'aspiration, pertes de charge ou hauteur géométrique d'aspiration). En d'autres termes :

$$\mathbf{N. P. S. H \text{ requis} < N. P. S. H \text{ disponible}}$$

En appliquant Bernoulli on trouve que le N.P.S.H disponible = charge totale à l'entrée de la pompe – charge de vapeur saturante. Ce qui peut se traduire comme suit :

$$\mathbf{N. P. S. H \text{ disponible} = \left[ \frac{U_e^2}{2g} + \frac{p_e}{\rho g} \right] - \frac{p_{vs}}{\rho g}}$$



**Figure III.10** : Courbe caractéristique d'une installation illustrant les N.P.S.H requis et disponible.

## III.2. Compresseurs

### III.2.1. Définitions

Un compresseur est une machine qui a pour fonction d'élever la pression d'un fluide compressible. Les compresseurs tout comme les ventilateurs, et les soufflantes sont des appareils qui aspirent le fluide gazeux à basse pression pour le refouler à haute pression [15]. Le taux de compression diffère et on distingue :

- Compresseur : taux de compression supérieur à 2 pouvant nécessiter l'utilisation de plusieurs étages de compression montés en série ;
- Soufflante : taux de compression de 1,2 à 2 ;
- Ventilateur : taux de compression de 1 à 1,2 avec une faible vitesse du fluide dans la traversée de la machine.

On trouve aussi une classification selon le fonctionnement qui est la même que dans le cas des pompes et à savoir : compresseurs volumétriques et turbocompresseurs.

Les ventilateurs forment un cas particulier puisque leur principe de fonctionnement et méthodes de calcul sont semblables à celle des pompes centrifuges (remplacer le liquide par l'air).

### **III.2.2. Classification des compresseurs**

Tout comme pour les pompes, les compresseurs se divisent en deux grandes familles selon leurs modes de fonctionnement [15].

#### **III.2.2.1. Compresseurs volumétriques**

Leur principe de fonctionnement est le suivant : une masse fixe de gaz à la pression d'aspiration est emprisonnée dans une enceinte de volume variable. Pour augmenter la pression, ce volume est progressivement réduit par action mécanique, d'une manière qui diffère selon la technique utilisée. Généralement, la transformation est quasi polytropique.

Du fait de l'existence d'espaces morts dans les cylindres, les compresseurs volumétriques présentent une caractéristique particulière : leur cylindrée apparente est inférieure à leur cylindrée géométrique. Une certaine masse de fluide reste enfermée en fin de refoulement, venant ainsi réduire le volume utile de la machine. On caractérise cette réduction de cylindrée par une grandeur appelée rendement volumétrique.

On distingue les compresseurs alternatifs à piston et les compresseurs rotatifs.

#### **III.2.2.2. Turbocompresseurs**

Cette catégorie se divise en compresseurs axiaux et centrifuges. Les compresseurs axiaux sont des machines à écoulement axial du fluide. Ils sont utilisés dans les turbines à grande puissance et dans les turboréacteurs et sont caractérisés par un nombre d'étage important. Ils développent des taux de compression relativement faibles (inférieur à 1,25 par étage) mais pour des débits élevés

Les compresseurs centrifuges quant à eux augmentent l'énergie du gaz comprimé grâce à la force centrifuge qui est provoquée par le mouvement de rotation des roues à aube qui les composent. Ils sont multi étages et permettent des taux de compression beaucoup plus importants (2 – 4 par étage en air) mais des débits faibles du fait de leur encombrement diamétral.

D'une manière générale on peut chiffrer la comparaison entre machines centrifuges et axiales, à encombrement diamétral égal, comme suivant :

- Le débit d'un compresseur axial peut atteindre jusqu'à 6 fois celui d'un compresseur centrifuge ;

- Le taux de compression d'un seul étage de compresseur centrifuge peut aller jusqu'à atteindre celui d'un compresseur axial à 6 étages.

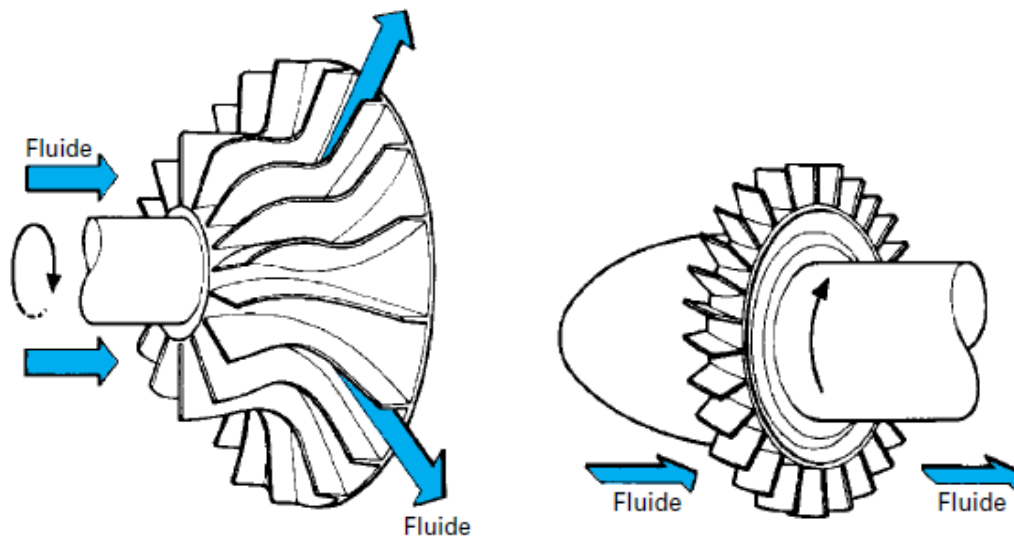


Figure III.11 : Roue de machine centrifuge (gauche) et axiale (droite) [15].

### III.2.3. Rendements

Les compresseurs se caractérisent par différents rendements qui permettent de comparer les différents paramètres qui entrent en jeu dans leurs fonctionnements.

#### ❖ Le rendement volumétrique

Le rendement volumétrique noté  $\eta_V$  sert à comparer le débit volumique aspiré à celui balayé par la cylindrée d'un compresseur volumétrique.

$$\eta_V = \frac{Q_V \text{ aspiré}}{Q_V \text{ balayé}}$$

#### ❖ Le rendement mécanique

Ce rendement traduit la fraction d'énergie fournie au compresseur qui n'est pas transmise au fluide sous forme d'énergie mécanique car perdue lors du fonctionnement. Ce rendement de symbole  $\eta_M$  est généralement donné par le constructeur.

#### ❖ Le rendement isentropique

Il sert à comparer la variation d'enthalpie massique dans un compresseur réel par rapport à une machine idéale.

### **III.3. Exercices**

#### **Exercice 01 :**

Une pompe est utilisée pour le transport d'un liquide, de masse volumique  $840 \text{ kg/m}^3$ , à travers une conduite de diamètre intérieur  $50 \text{ mm}$ . La pompe, à piston rotatif, possède une fréquence de rotation de  $920 \text{ tr/min}$  et son débit volumique est de  $12,5 \text{ m}^3/\text{h}$ .

- 1- Calculer la vitesse du liquide à la sortie de la pompe.
- 2- Calculer la cylindrée de la pompe.

#### **Résultats :**

- 1-  $U = 1,77 \text{ m/s}$ .
- 2- La cylindrée =  $2,26.10^{-4} \text{ m}^3$ .

#### **Exercice 02 :**

Déterminer la perte de charge linéaire dans une conduite en acier soudée peinte avec du bitume. La conduite est de  $1 \text{ m}$  de diamètre, d'une rugosité moyenne de  $0,6 \text{ mm}$  et d'une longueur de  $1000 \text{ m}$ . Dans la conduite s'écoule un débit d'eau de  $0,785 \text{ m}^3/\text{s}$  à  $20^\circ\text{C}$  (viscosité  $\nu = 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ ).

#### **Résultats :**

- 1-  $h_l = 0,866 \text{ mCe}$ .

#### **Exercice 03 :**

On pompe une huile de densité  $0,860$  par un tube horizontal de diamètre  $D = 5 \text{ cm}$ , de longueur  $L = 300 \text{ m}$  avec un débit  $Q_v = 1,20 \text{ l/s}$ . L'écoulement est supposé laminaire. La perte de charge pour ce tronçon est de  $21 \text{ mCE}$ .

- 1- Quels sont les viscosités dynamique et cinématique de l'huile utilisée.
- 2- Confirmer que le régime de l'écoulement est effectivement laminaire.

#### **Résultats :**

- 1-  $\nu = 1,02.10^{-4} \text{ m}^2/\text{s}$  et  $\mu = 0,0877 \text{ Pa.s}$ .
- 2-  $Re = 299$  donc régime laminaire.



## ***CHAPITRE IV : CYCLES FRIGORIFIQUES***

## Chapitre IV : Cycles frigorifiques

Ce quatrième et dernier chapitre est consacré à l'étude thermodynamique de certains cycles frigorifiques. On étudiera deux cas pratiques : les pompes à chaleur et les procédés de liquéfaction des gaz. Et ce à travers une présentation de leur principe de fonctionnement et représentation. Enfin, le rendement de ces cycles récepteurs sera détaillé en les comparant au rendement théorique maximal du cycle de Carnot inversé.

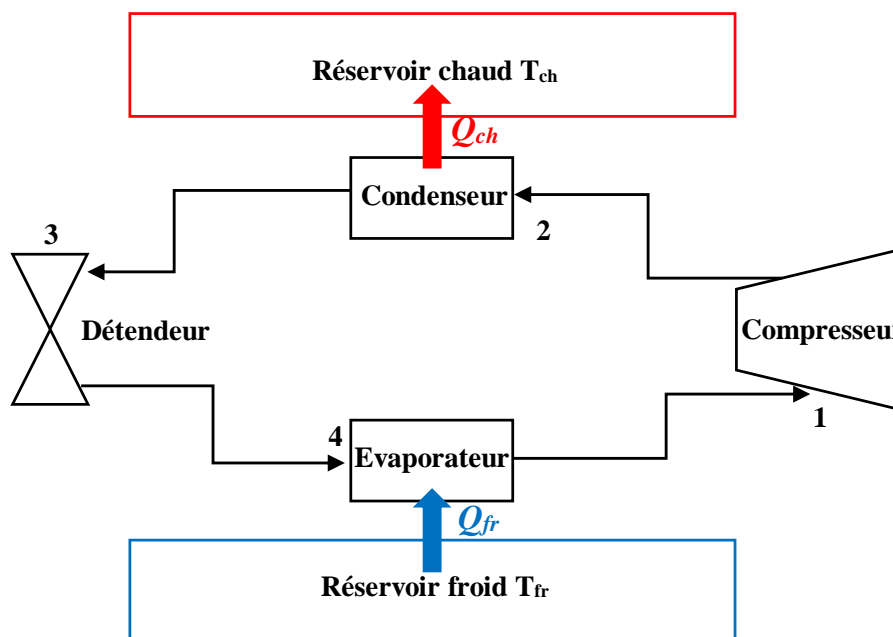
### IV.1. Pompe à chaleur

La pompe à chaleur (PAC), appelée aussi thermopompe, est une machine réceptrice ditherme qui sert à rejeter la chaleur d'un réservoir à basse température (milieu extérieur) vers un corps à haute température, le plus souvent une habitation [16]. Ce dispositif permet donc d'inverser le sens naturel du transfert spontané de l'énergie thermique.

Selon le sens du dispositif de pompage, une pompe à chaleur peut être considérée comme un système :

- De chauffage, si l'on souhaite augmenter la température de la source chaude ;
- De réfrigération, si l'on souhaite abaisser la température de la source froide.

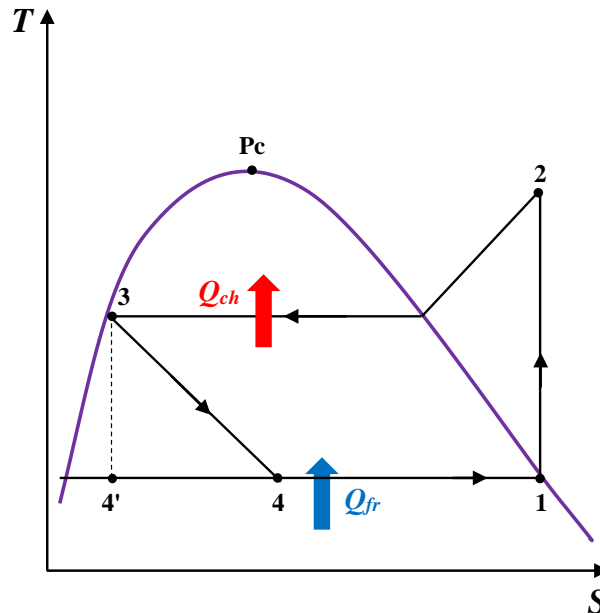
Le fonctionnement général d'une PAC avec tous ses composants est schématisé sur la figure ci-dessous :



**Figure IV.1** : Schéma général de fonctionnement d'une PAC.

### IV.1.1. Représentation

Les différentes étapes de fonctionnement d'une PAC sont représentées sur un diagramme (T-S) par le cycle de Rankine-Hirn inversé. Ce cycle correspond au cycle d'une TAV mais parcouru dans le sens antihoraire (car machine réceptrice).



**Figure IV.2 :** Représentation du cycle de Rankine-Hirn inversé sur un diagramme T-S.

#### a) Compression adiabatique 1-2

Elle correspond à la compression du fluide à basse pression (BP) par le compresseur. La vapeur surchauffée est comprimée adiabatiquement par apport de travail mécanique.

#### b) Refroidissement isobare 2-3

Dans le condenseur, la vapeur surchauffée qui est maintenant à haute pression (HP) se condense à pression constante en cédant la chaleur  $Q_{ch}$  à la source chaude. À la sortie du condenseur, le fluide est liquide et sa température va fortement diminuer jusqu'à la température de la source chaude.

#### c) Détente adiabatique 3-4

Dans le détendeur le liquide HP subit une détente de Joule-Thomson où l'enthalpie est conservée. À la sortie du détendeur, le fluide est un mélange biphasique basse pression et sa température baisse dès qu'il peut s'évaporer.

**d) Chauffage isobare 4-1**

La dernière étape se déroule dans l'évaporateur, où le mélange biphasique BP reçoit la chaleur  $Q_{fr}$  de la source froide de manière isobare jusqu'à la vapeur saturée et le fluide devient totalement gazeux. À la sortie de l'évaporateur, le fluide est à l'état de vapeur BP surchauffée et sa température est égale à celle de la source froide.

Ce cycle est loin d'être réalisable en pratique car il existe bon nombre de limites à sa réalisation, on cite notamment [3] :

- Condenseur non parfait à cause des pertes de charge ce qui engendre un liquide sous-refroidi ;
- Evaporateur non parfait (pertes de charge) donnant une vapeur surchauffée entre la sortie de l'évaporateur et l'entrée du compresseur ;
- Irréversibilités dans le compresseur dues aux frictions et échanges de chaleur.

Le choix du fluide frigorigène doit répondre à des contraintes thermodynamiques, technologiques et environnementales. Par exemple, la plage de température ou  $T_{ch}$  et  $T_{fr}$  doivent être comprises entre le point triple et le point critique. Aussi, il faut que la pression au point 1 qui correspond à la pression de vapeur saturante en  $T_{fr}$  soit supérieure à la pression atmosphérique pour éviter des rentrées d'air dans le système, et pour réduire l'encombrement. Le Réfrigérant doit aussi être physiquement et chimiquement inerte vis-à-vis des matériaux de construction [16].

**IV.1.2. Coefficient de performance**

Le rendement d'une PAC appelé aussi coefficient de performance ( $COP$ ) exprime tout comme pour les machines motrices le rapport entre l'énergie fournie et l'énergie consommée. L'énergie intéressante dans notre cas sera la chaleur cédée à la température chaude  $Q_{ch}$  et l'énergie consommée sera le travail. En d'autres termes :

$$COP = \left| \frac{Q_{ch}}{W} \right|$$

Ce rendement est toujours supérieur à 1 car la chaleur reçue par la pièce à chauffer est prélevée sur l'atmosphère extérieure.

Avec  $\Delta U = W + Q_{ch} + Q_{fr} = 0$  donc :  $W = -Q_{ch} - Q_{fr}$

$$\text{D'ou : } COP = \left| \frac{Q_{ch}}{-Q_{ch} - Q_{fr}} \right| = \left| \frac{1}{-1 - \frac{Q_{fr}}{Q_{ch}}} \right| = \frac{1}{1 - \left| \frac{Q_{fr}}{Q_{ch}} \right|}$$

$$COP = \frac{1}{1 - \left| \frac{Q_{fr}}{Q_{ch}} \right|}$$

Et on a aussi  $\Delta S = 0$  (cycle réversible) d'où :

$$\frac{Q_{ch}}{T_{ch}} + \frac{Q_{fr}}{T_{fr}} = 0 \text{ donc } \left| \frac{Q_{fr}}{Q_{ch}} \right| = \frac{T_{fr}}{T_{ch}}$$

En remplaçant dans l'expression précédente du  $COP$  on obtient :

$$COP = \frac{T_{ch}}{T_{ch} - T_{fr}}$$

Pour déterminer le rendement du cycle de Rankine-Hirn inversé on n'a qu'à faire son bilan énergétique, avec :

$W$  : travail utile de la PAC =  $W_{1-2}$  : travail absorbé par le compresseur.

$$Q_{ch} = Q_{2-3} \text{ et } Q_{fr} = Q_{4-1}$$

En appliquant le premier principe à notre système ouvert on aura :

$$\Delta H = W + Q \text{ et donc } W = \Delta H \text{ (cas adiabatique)}$$

D'où :

$$W_{1-2} = \Delta H_{1-2}$$

Et :

$$Q_{ch} = \Delta H_{2-3} \text{ et } Q_{fr} = \Delta H_{4-1}$$

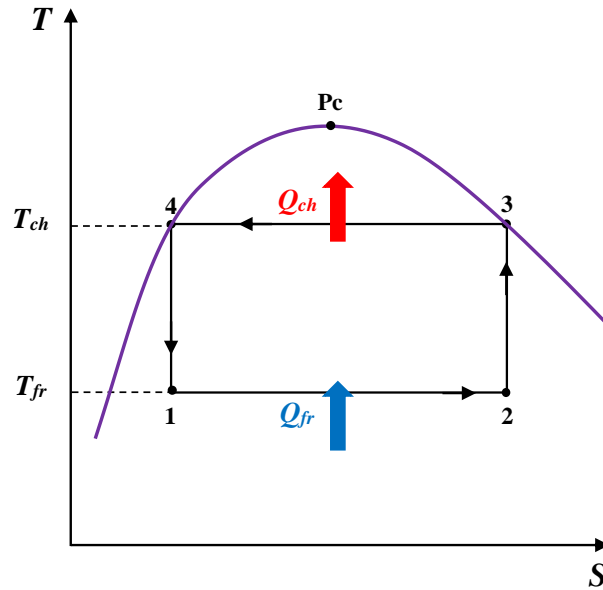
Ce qui donne au final :

$$COP = \left| \frac{H_3 - H_2}{H_2 - H_1} \right|$$

### **IV.1.3. Coefficient de performance maximum**

En inversant le sens de fonctionnement du moteur de Carnot (voir chapitre I), on crée une machine réceptrice de même efficacité. Le fluide passe alors par les mêmes états, mais en parcourant le chemin inverse. Ce cycle permet d'obtenir le rendement maximal d'un système

de climatisation ou d'une pompe à chaleur fonctionnant entre deux températures  $T_{ch}$  et  $T_{fr}$  données.



**Figure IV.3** : Représentation du cycle de Carnot inversé sur un diagramme T-S.

$$\text{Avec : } \Delta S = 0 = \frac{Q_{ch}}{T_{ch}} + \frac{Q_{fr}}{T_{fr}} \quad \text{d'où } \frac{Q_{ch}}{T_{ch}} = -\frac{Q_{fr}}{T_{fr}}$$

En remplaçant les expressions de  $Q_{fr}$  et  $Q_{ch}$  dans l'expression du  $COP$  on obtiendra l'expression suivante :

$$COP_{max} = \frac{1}{1 - \frac{T_{fr}}{T_{ch}}}$$

Le  $COP$  maximal d'une pompe à chaleur est borné par les températures extrêmes atteintes dans le cycle. Plus la chaleur  $Q_{ch}$  est délivrée à haute température, plus le rendement maximal que l'on puisse atteindre est faible. Néanmoins, le cycle de Carnot inversé ne peut pas servir de modèle idéal pour un cycle frigorifique car d'une part l'expansion biphasique (4-1) endommagerait la turbine et d'autre part, il est difficile de concevoir un compresseur pour deux phases (2-3).

La définition du  $COP$  et  $COP$  maximum nous permet également d'introduire le rendement exergétique (entropique) d'une PAC réel.

$$\Phi = COP_{exergétique} = \frac{COP}{COP_{max}}$$

## **IV.2. Procédés de liquéfaction des gaz**

Les procédés cryogéniques de liquéfaction des gaz répondent à plusieurs besoins essentiels dont l'obtention de gaz purs à partir d'un mélange de gaz (notamment de l'oxygène à partir de l'air), la facilitation du transport des gaz (par exemple dans le cas du gaz naturel liquéfié GNL) ou encore l'usage des basses températures (refroidissement).

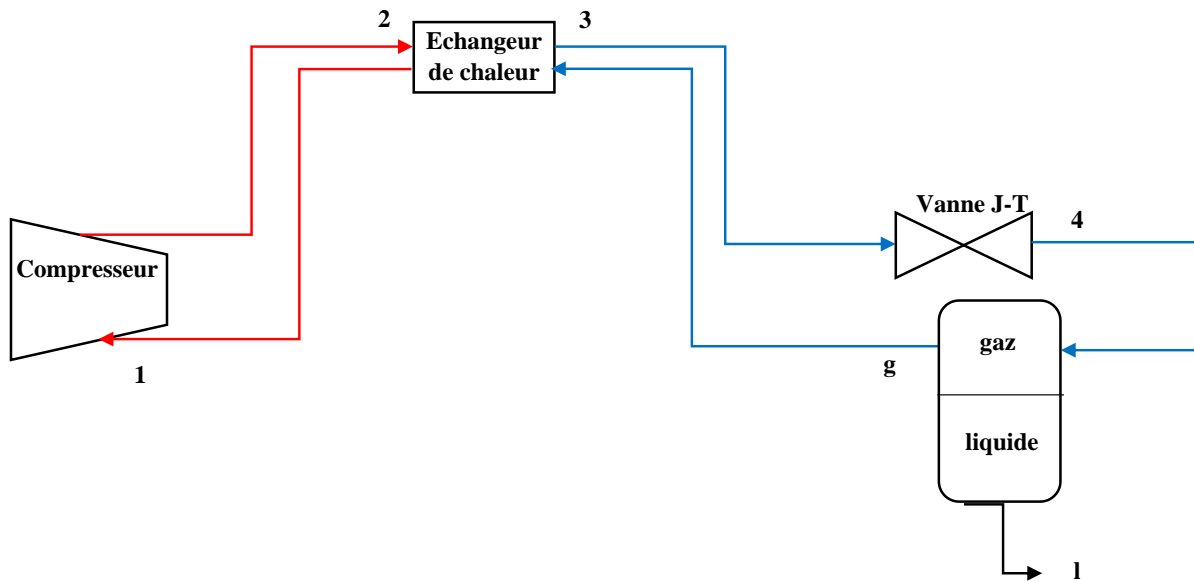
On liquéfie un gaz en réussissant à le comprimer tout en baissant sa température. Pour se faire, on a recours dans l'industrie à plusieurs types de procédés basés sur les détentes adiabatiques et de Joule-Thomson. Ces procédés ayant été étudiés en détails en licence (revoir cours de Procédés Cryogéniques de L3), nous nous contenterons ici de faire un bref rappel des cycles les plus utilisés, à savoir les cycles de Linde et Claude.

### **IV.2.1. Cycle de Linde-Hampson**

Le cycle Linde-Hampson est un cycle isenthalpique utilisé dans la liquéfaction des gaz, en particulier pour la séparation de l'air. Joule et Thomson ont mis en évidence qu'un gaz réel soumis à une détente isenthalpique (sans échange thermique ou mécanique avec l'extérieur) pouvait sous certaines conditions de pression et température voire sa température baisser [17]. Ce phénomène n'était pas prédit par la théorie des gaz parfaits, puisque l'enthalpie d'un gaz parfait ne dépend que de la température et donc à enthalpie constante la température d'un gaz parfait est constante. L'effet Joule-Thomson a été mis à profit par Carl von Linde en 1895 pour liquéfier l'air. Ce cycle frigorifique est depuis appelé Cycle de Linde ou Linde-Hampson.

Le gaz pénètre dans le compresseur sous conditions ambiantes, ce qui entraîne l'augmentation de sa température. Cette chaleur est par la suite évacuée dans un appareil de refroidissement jusqu'à revenir à la température ambiante ; le gaz subit alors une compression isotherme réversible car l'effet Joule-Thomson sera d'autant plus important que la pression sera élevée et la température basse (l'énergie potentielle d'attraction des molécules croît avec l'augmentation de la densité de molécules). Ensuite, il passe dans un échangeur de chaleur à contre-courant avec le gaz non liquéfié à basse pression où sa température diminue en dessous de la température d'inversion du fluide de travail. Après cela, le gaz se détend isenthalpiquement à travers une vanne J-T, de sorte que sa température diminue constamment jusqu'à qu'elle atteigne la température critique suffisante pour le liquéfier partiellement le gaz. Le liquide est alors séparé et le gaz non liquéfié est retourné au compresseur après avoir assuré le refroidissement du gaz haute pression. Un appoint en gaz frais est fait à l'entrée du compresseur

pour compenser le liquide produit. La **Figure IV.4** schématise le principe de mise en œuvre d'un cycle de Linde-Hampson.



**Figure IV.4** : Représentation schématique d'un cycle de Linde-Hampson.

La **Figure IV.5** illustre la représentation du cycle de Linde-Hampson sur un diagramme T-S. Il est constitué des étapes suivantes :

**a) Compression isotherme 1-2**

Elle correspond à la compression du gaz admis dans le compresseur.

**b) Refroidissement isobare 2-3**

Qui s'effectue dans l'échangeur de chaleur à contre-courant entre gaz comprimé chaud et le gaz non liquéfié froid.

**c) Détente isenthalpique 3-4**

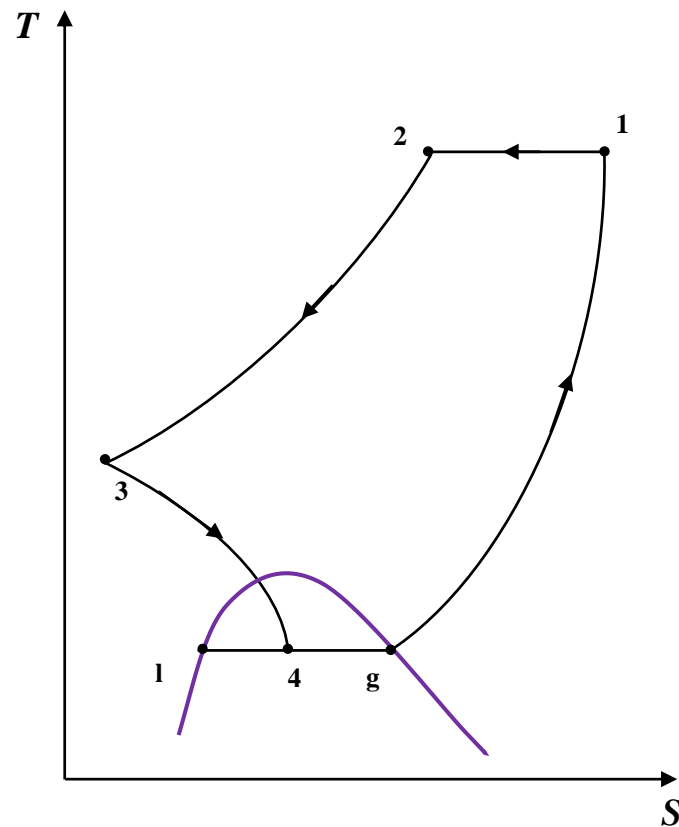
Elle s'effectue dans une vanne de Joule-Thomson jusqu'à température critique.

**d) Chauffage isobare 4-g-1**

Chauffage isobare du gaz non liquéfié (fraction vapeur) dans l'échangeur de chaleur à contre-courant.

Finalement la fraction liquide est recueillie en point l. Dans un système idéal, la totalité du gaz comprimé est liquéfié ce qui est évidemment impossible dans la pratique [18].



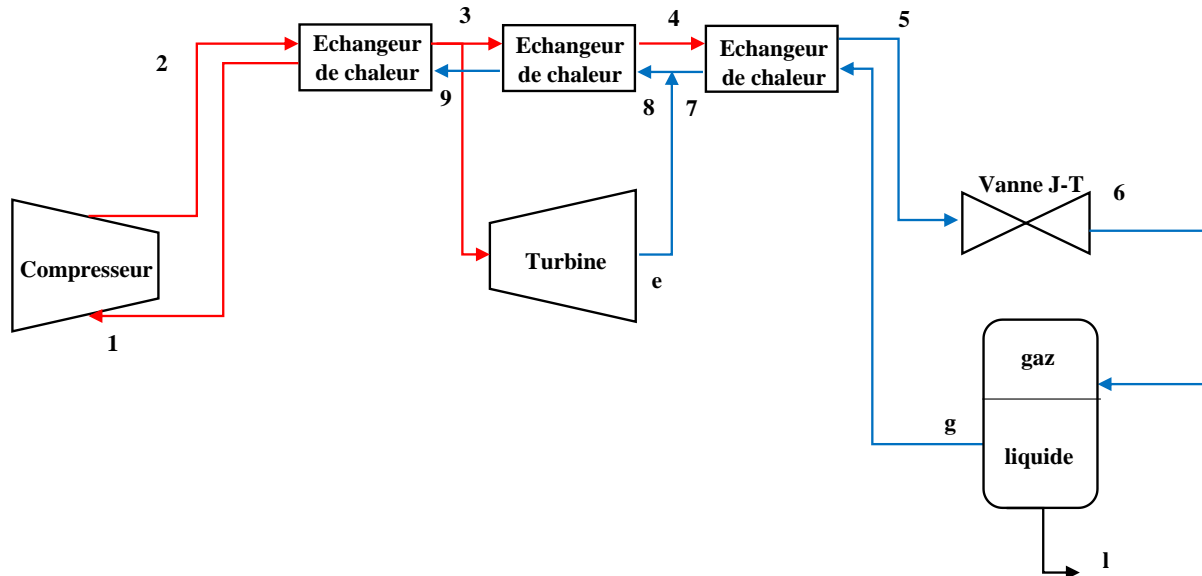


**Figure IV.5** : Représentation du cycle de Linde-Hampson sur un diagramme T-S.

#### **IV.2.2. Cycle de Claude**

Le cycle de Claude est venu perfectionner le processus de liquéfaction de l'air par procédé Linde en associant l'utilisation d'une machine de détente et d'une vanne à effet Joule-Thomson (donc de combiner le cycle de Linde et le cycle de Baryton inverse), ce qui en fait un cycle dit "mixte". L'objectif de la turbine est double : provoquer un refroidissement important du gaz, qui permettra par l'intermédiaire d'un échangeur de chaleur de refroidir le gaz issu de la compression isotherme ; et produire du travail mécanique.

Le cycle de Claude associe deux détente, une isenthalpique et l'autre isentropique. Après une compression isotherme, le gaz est refroidi dans un premier échangeur et à la sortie de cet échangeur, une fraction  $x$  de gaz haute pression refroidi est envoyée dans la turbine (généralement vers 15%) servant à la détente isentropique d'un grand pourcentage du gaz pressurisé [19]. Ce gaz, maintenant à très basse température est dévié vers le deuxième échangeur de chaleur ou il rejoint la ligne montante des gaz frais pour pré-refroidir le gaz à haute pression. Le reste du cheminement est identique à celui du cycle de Linde.



**Figure IV.6 :** Représentation schématique d'un cycle de Claude.

La **Figure IV.7** illustre la représentation du cycle de Claude sur un diagramme T-S. Il est constitué des étapes suivantes :

**a) Compression isotherme 1-2**

Elle correspond à la compression du gaz admis dans le compresseur.

**b) Refroidissement isobare 2-3**

Qui s'effectue dans le premier échangeur de chaleur à contre-courant entre gaz comprimé chaud et le gaz non liquéfié froid.

**c) Détente isentropique 3-e**

Qui s'effectue dans la turbine.

**d) Refroidissement isobare 3-4**

Qui s'effectue dans le deuxième échangeur de chaleur à contre-courant entre le gaz non envoyé dans la turbine et le mélange entre gaz non liquéfié froid et gaz détendu.

**e) Refroidissement isobare 4-5**

Qui s'effectue dans le troisième et dernier échangeur de chaleur à contre-courant entre gaz chaud et le gaz non liquéfié froid.

**f) Détente isenthalpique 5-6**

Elle s'effectue dans une vanne de Joule-Thomson jusqu'à température critique.

**g) Chauffage isobare g-7**

Chauffage isobare du gaz non liquéfié (fraction vapeur) dans le troisième échangeur de chaleur à contre-courant.

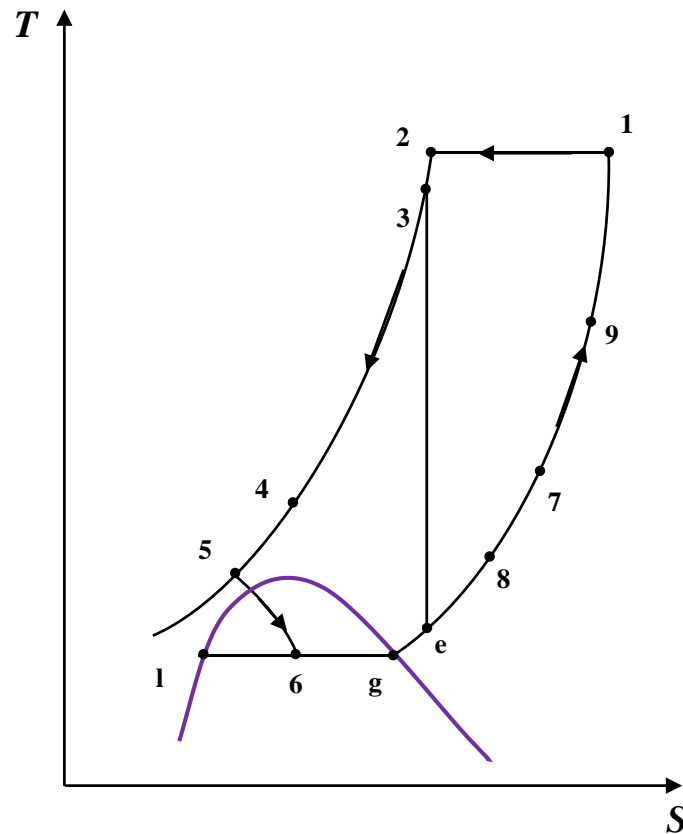
**h) Refroidissement isobare 7-8**

Pré-refroidissement du gaz non liquéfié (fraction vapeur) par le gaz détendu et refroidi qui s'effectue dans le deuxième échangeur de chaleur.

**i) Chauffage isobare 8-9-1**

Chauffage isobare du gaz non liquéfié dans le premier échangeur de chaleur.

Finalement la fraction liquide est recueillie en point 1.



**Figure IV.7** : Représentation du cycle de Claude sur un diagramme T-S.

### **IV.3. Exercices**

#### **Exercice 01 :**

On veut maintenir la température d'une maison à  $T_1 = 20\text{ °C}$  alors que la température extérieure est égale à  $T_2 = 5\text{ °C}$  en utilisant une pompe à chaleur. L'isolation thermique de la maison est telle qu'il faut lui fournir un transfert thermique égal à 200 kJ par heure.

- 1- Calculer l'efficacité théorique maximale de la pompe dans ces conditions.
- 2- En supposant la température intérieure imposée, pour quelle température extérieure l'efficacité est-elle maximale.

#### **Résultats :**

- 1-  $COP = 20$ .
- 2-  $T_{ext} = 20\text{ °C}$ .

#### **Exercice 02 :**

Une pompe à chaleur échange de la chaleur avec deux sources : l'une est l'eau d'un lac dont la température est  $T_0 = 280\text{ K}$ , l'autre est une masse  $M = 1000\text{ kg}$  thermiquement isolée dont la température initiale est  $T_i = 293\text{ K}$ . La capacité thermique massique à pression constante de l'eau est  $C_p = 4,19 \cdot 10^3\text{ J.Kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$ . Calculer, lorsque la masse d'eau a atteint la température finale de  $333\text{ K}$  :

- 1- Les transferts thermiques machine-eau et machine-eau du lac.
- 2- Le coefficient de performance de la pompe à chaleur.

#### **Résultats :**

- 1-  $Q_{ch} = -167,6 \cdot 10^2\text{ J}$  et  $Q_{fr} = 150,1 \cdot 10^6\text{ J}$ .
- 2-  $COP = 9,6$ .

## ***RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES***

## Références bibliographiques

- [1] : Saint-Blanquet C. *Cours de Thermodynamique*. Université de Nantes, France, 2004.
- [2] : Fosset B, Baudin J-B, Lahitète F, Prévost V. *Chimie Tout-en-un PSI-PSI\* Cours et exercices corrigés*. 2008, ISBN : 978-2-10-053789-1.
- [3] : Cleynen O. *Thermodynamique de l'ingénieur*. 2015, ISBN : 979-10-92674-08-8.
- [4] : Kondepudi D, Prigogine I. *Modern Thermodynamics. From Heat Engines to Dissipative Structures*. 2002, ISBN : 0 471 97393 9.
- [5] : Perrot O. *Cours de thermodynamique*. I.U.T de Saint-Omer Dunkerque, France, 2011.
- [6] : Pavloff N. *Notes de cours de Thermodynamique*. Université Paris Sud, France, 2017.
- [7] : Bonnefoy O. *Machines thermiques. Eléments de cours*. Ecole Nationale Supérieure des Mines de Saint Etienne, France, 2015.
- [8] : Goncalvès da Silva E, Thibault J-P. *Cycles thermodynamiques des machines thermiques*. Institut polytechnique de Grenoble, France, 2008.
- [9] : Ouksel T. *Cours Moteurs à Combustion Interne Et Exercices d'applications corrigés*. Université Larbi Ben M'hidi Oum El Bouaghi, 2021.
- [10] : Pluiose M, Périlhon C. *Turbomachines - Description et principes de base*. Techniques de l'ingénieur, BM4280, 2017.
- [11] : Bigot P. *MECA-FLU V : Les Pompes*. Lycée Couffingnal, Strasbourg, France.
- [12] : Remini B, Benmamar S. *Mécanique des Fluides. Exercices Corrigés avec Rappels de Cours*. 2005, ISBN : 9961-1-0356-4.
- [13] : Mollon G. *Hydraulique des terrains*. Ecole Polytechnique Universitaire de Grenoble, France, 2013.
- [14] : Vazquez J. *Hydraulique générale*. Ecole Nationale du Génie de l'Eau et de l'Environnement de Strasbourg, France, 2005.
- [15] : Méricoux J-M. *Ventilateurs. Compresseurs - notions fondamentales. Dimensionnement*. Techniques de l'ingénieur, BM4500, 1999.

[16] : Parente A. *Thermodynamique appliquée. Cycles frigorifiques*. Université Libre de Bruxelles, Belgique, 2011.

[17] : Petit P. *Séparation et liquéfaction des gaz*. Techniques de l'ingénieur, J3600, 1995.

[18] : Elaziouti A. *Cours Procédés cryogéniques*. Université des Sciences et Technologies d'Oran, 2020.

[19] : Gistau Bager G. *Liquéfaction de l'hélium et réfrigération à l'hélium de moyennes et fortes puissances*. Techniques de l'ingénieur, BE9816, 2012.