



Université de Ain Temouchent –Belhadj Bouchaib
Faculté des Sciences et de la Technologie

Département de Génie Mécanique

Laboratoire d'hydrologie appliquée et d'environnement

Polycopié pédagogique

Dossier numéro (à remplir par l'administration) :

Titre

Cour Thermodynamique appliquée

Auteur : Dr. REMLAOUI Ahmed
Maitre de conférence « B »

Cours destiné aux étudiants de

Master (spécialité et niveau) : 1^{er} Master Génie des Procédés et des Matériaux

Année : 2023/2024

Avant-propos :

Ce document photocopié correspond au support de cours de thermodynamique Appliqué est destiné aux étudiants de 1ère année master d'enseignement supérieur de spécialité Génie des Procédés des Matériaux au Université Ain Témouchent- BELHADJ Bouchaib, il est structuré de la façon suivante.

Le premier chapitre est consacré à Les turbomachines, les notions, définitions et théorie générale des turbomachines, ainsi que Classifications et Constitution des turbomachines ; Pompes, Turbines Hydrauliques, Ventilateurs, soufflantes et compresseurs.

Le deuxième chapitre est consacré à Psychrométrie : Air sec et Air Humidité, Humidité spécifique et relative de l'air et les différentes températures, aussi les processus d'Humidification de l'air.

Le troisième chapitre introduit les notions fondamentales et les premières définitions utilisées en thermodynamique, ainsi que l'énoncé du principe zéro, Le premier et 2^{ème} principes de thermodynamique, ensuite présente les cycles thermodynamiques : La machine thermique monotherme, Les machines dithermes motrices et réceptrices.

Dernier chapitre présente thermodynamique des processus irréversibles, différentes formes d'énergie, application du premier et 2^{ème} principes de la thermodynamique aux systèmes ouverts, les bilans de masse et d'énergie sur systèmes ouverts, ainsi que le bilan d'entropie, la notion d'exergie, ainsi le bilan d'exergie dans les systèmes ouverts

Pour la rédaction de ce photocopié, on a utilisé de nombreux ouvrages et documents dont la plupart ne sont pas cités dans la bibliographie.

Sommaire

Avant-propos.....	I
Sommaire.....	II
Introduction.....	1

CHAPITRE I: Les turbomachines

Introduction.....	2
I.1. Définitions et théorie générale des turbomachines.....	2
I.1.1. Définitions.....	2
I.1.2. Classifications des turbomachines	4
I.1.3. Constitution des turbomachines	9
I.1.4. Théories générales	12
I.1.5. Diagrammes des vitesses	14
I.1.6. Théorème d'Euler	16
I.2. Pompes	16
I.2.1. Installation de pompage	16
I.2.2. Paramètres généraux des pompes	17
I.2.3. Rendements des turbomachines	19
I.2.4. Courbes caractéristiques	20
I.2.5. Couplage des pompes	24
I.2.6. Phénomène de cavitation dans les pompes.....	26
I.3 Turbines Hydrauliques	28
I.3.1 Définition	28
I.3.2 Types de turbines hydrauliques.....	29
I.4 Compresseurs.....	32
I.4.1 Compresseurs à flux radial ou compresseurs centrifuges	32
I.4.2 Processus de compression	33
I.4.3 Compresseurs à flux axial.....	35

CHAPITRE II : Psychrométrie

Introduction.....	38
II.1 Air sec et atmosphérique	38
II.2 Humidité spécifique et relative de l'air	39
II.3 Enthalpie totale et spécifique de l'air humide	40
II.4 La température sèche	40
II.5 La température humide	41
II.6 Température du point de rosée	42
II.7 Saturation adiabatique et températures de bulbe humide.....	43
II.8 Diagramme psychrométrique	44
II.9 Les évolutions de conditionnement d'air.....	45
II.9.1 Chauffage et refroidissement simples ($\omega = \text{constant}$).....	46
II.9.2 Chauffage avec humidification	47
II.9.3 Refroidissement avec déshumidification.....	48
II.9.4 Le refroidissement par évaporation	50
II.9.5 Mélange adiabatique des flux d'air	50

CHAPITRE III : Cycles thermodynamiques

Introduction	52
III.1 Les cycles thermodynamiques	53
III.2 Une machine thermique.....	53
III.3 La machine thermique monotherme.....	56
III.4 Les machines thermique dithermes	57
III.5 Les machines dithermes motrices.....	57
III.5.1 Cycle de Carnot	57
III.5.2 Cycles moteurs à vapeur	59
III.5.3 Les Cycles de puissance à gaz	61
1. Cycle de Carnot.....	62
2. Les cycles de Stirling et d'Ericsson.....	62
3. Le cycle de Brayton	64
4. Cycles moteurs à combustion interne.....	65
a) Cycle de Beau de Rochas ou d'Otto	68
b) Cycle Diesel	70
c) Cycle mixte	72
III.6 Machines dithermes réceptrices	73
III.6.1 Les machines frigorifiques.....	74
III.6.2 Cas d'un réfrigérateur.....	75
III.6.3 Cas Pompes à chaleur	76
III.6.4 Cycle de Carnot inversé	77
III.6.5 Les cycles de réfrigération.....	78
a) Cycle de réfrigération idéal à compression de vapeur.....	78
b) Cycle de réfrigération réel à compression de vapeur.....	80
c) Cycles de réfrigération en cascade	82
d) Systèmes de réfrigération à compression à plusieurs étages.....	83

CHAPITRE IV : Thermodynamique des processus irréversibles

Introduction.....	86
IV.1 Processus irréversibles.....	86
IV.2 Système ouvert en thermodynamique.....	87
IV.3 Les Différentes Formes d'Énergies Propres à un Système Thermodynamique.....	87
IV.4 Premier principe de la thermodynamique appliqué aux systèmes fermés.....	88
IV.4.1 Système thermodynamique fermé décrivant un cycle.....	88
IV.4.2 Système thermodynamique fermé évoluant entre deux états thermodynamiques différents.....	88
IV.4.3 Un système thermodynamique fermé en évolution entre deux états thermodynamiques tout en maintenant un volume total constant.....	89
IV.4.4 Un système thermodynamique fermé en évolution entre deux états thermodynamiques tout en maintenant une pression totale constante.....	89
IV.5 Premier principe de la thermodynamique appliqué aux systèmes Ouverts.....	89
IV.5.1 Volume de contrôle.....	89
IV.5.2 Conservation de l'énergie.....	90
IV.5.3 Cas particuliers de systèmes ouverts.....	91
IV.6 Le second principe de la thermodynamique.....	92
IV.6.1 Les énoncés du second principe.....	92
IV.6.2 L'entropie	92
IV.6.3 Relations différentielles de l'entropie pour les systèmes fermés.....	92
IV.6.4 Variation d'entropie dans des systèmes fermés.....	93

IV.6.5	Variation d'entropie dans des systèmes ouverts.....	93
IV.6.6	Bilan entropique.....	93
IV.7	Notion d'exergie.....	93
IV.7.1	L'exergie de l'énergie cinétique et potentielle.....	94
IV.7.2	Le travail réversible et l'irréversibilité.....	94
IV.7.3	La variation de l'exergie d'un système.....	95
IV.7.4	Transfert d'Exergie : Chaleur, Travail et Écoulement dans les Systèmes.....	97
IV.7.5	Le principe de diminution de l'exergie et l'exergie détruite.....	98
IV.7.6	Le bilan d'exergie dans les systèmes fermés.....	98
IV.7.7	Le bilan d'exergie dans les systèmes ouverts.....	99
	Conclusion.....	100
	Références Bibliographiques.	
	Listes des figures	
	Annexe	

Introduction:

L'étude de la thermodynamique appliquée constitue un pilier essentiel de la science de l'énergie et des processus physiques qui gouvernent notre univers. Cette branche de la thermodynamique se distingue par son orientation pratique, visant à résoudre des problèmes concrets liés à la conversion et à l'utilisation de l'énergie dans divers domaines, notamment l'ingénierie, la mécanique, la chimie, et bien d'autres. En thermodynamique appliquée, nous explorons les lois fondamentales qui régissent les transformations de l'énergie et leur application dans des contextes réels. Cela englobe la compréhension des machines thermiques, des cycles de réfrigération, des processus de combustion, des échanges de chaleur, et bien d'autres phénomènes thermiques qui jouent un rôle crucial dans notre vie quotidienne et dans l'industrie moderne. Au cœur de cette discipline se trouvent les concepts clés tels que les principes de conservation de l'énergie, d'entropie et d'exergie, qui fournissent un cadre solide pour l'analyse et l'optimisation des systèmes thermodynamiques. Cette introduction à la thermodynamique appliquée vous guidera à travers les principes fondamentaux et les applications pratiques qui façonnent notre compréhension et notre utilisation de l'énergie thermique.

Ce document photocopié, élaboré pour les étudiants en première année de master de la spécialité Génie des Procédés des Matériaux. Dans un premier chapitre, nous explorerons le monde des turbomachines, en abordant les notions, définitions et théories générales qui les sous-tendent, tout en examinant les classifications et les composants essentiels, tels que les pompes, turbines hydrauliques, ventilateurs, soufflantes et compresseurs. Le deuxième chapitre sera consacré à la psychrométrie, explorant les concepts d'air sec et d'air humidifié, l'humidité spécifique et relative de l'air, les différentes températures, ainsi que les processus d'humidification de l'air. Enfin, dans le troisième chapitre, nous plongerons dans les fondements de la thermodynamique, en introduisant les notions essentielles et les premières définitions, tout en présentant les cycles thermodynamiques, y compris les machines thermiques monothermes ainsi que les machines dithermes motrices et réceptrices. Le dernier chapitre traitera de la thermodynamique des processus irréversibles, des différentes formes d'énergie, de l'application des premier et deuxième principes de la thermodynamique aux systèmes ouverts, des bilans de masse et d'énergie sur les systèmes ouverts, de la notion d'entropie, de l'exergie, ainsi que du bilan d'exergie dans les systèmes ouverts.

CHAPITRE I : Les turbomachines

Introduction

Les turbomachines, ces appareils dynamiques qui utilisent la mécanique des fluides, représentent le sommet de la créativité scientifique et de l'expertise en ingénierie. Grâce à leur grande efficacité et leur polyvalence, elles sont le moteur de divers secteurs allant de l'aviation à la production d'énergie, contribuant ainsi à propulser notre société moderne. Les turbomachines sont des appareils complexes qui interagissent avec les écoulements de fluides pour convertir l'énergie cinétique en travail mécanique ou vice versa. Ce chapitre sert de point de départ pour comprendre la complexité du fonctionnement des turbomachines.

I.1. Définitions et théorie générale des turbomachines

I.1.1. Définitions

a) Turbomachines

Une turbomachine est un appareil qui, grâce aux forces produites par le flux de fluide, permet l'échange d'énergie entre un flux continu de fluide et un ensemble d'aubes en rotation continue. Ce processus d'échange d'énergie peut se produire dans les deux directions : du flux vers les composants de la machine en rotation ou vice versa. La machine est qualifiée de transmission de puissance à l'arbre ou, plus simplement, de fournisseur de puissance lorsque l'énergie est extraite du flux pour entraîner une pièce en rotation, appelée *rotor*, et qu'elle transmet ensuite cette énergie à une charge externe utile. Cependant, le terme "*turbine*" est utilisé fréquemment, quel que soit le fluide utilisé [1].

Lorsque le rotor fournit de l'énergie au fluide, un moteur externe doit entraîner la machine. Il est également connu sous le nom de réception de puissance à l'arbre ou simplement réception de puissance. Le fluide et le composant énergétique principalement accru ont des noms spécifiques. Dans un sens technique, l'énergie mécanique est l'énergie échangée entre un rotor et un fluide. Au sein de la machine, l'énergie mécanique peut se manifester sous deux formes distinctes : l'énergie liée à la vitesse (énergie cinétique) et l'énergie liée à la pression [1].

Ce rotor est équipé *d'aubes* (pompes et compresseurs), *d'ailettes* (turbines à gaz ou à vapeur) ou *d'auges* (turbine hydraulique Pelton).

Pour les aubes de la pompe, par exemple, sont des obstacles profilés qui sont plongés dans un écoulement de fluide. Les deux composent des canaux courbés dans lesquels le fluide s'écoule.

La figure (I.1) représente les applications des turbomachines dans l'industrie aéronautique et les systèmes d'éoliennes. Les applications des turbomachines dans ces industries ont

révolutionné le transport aérien et la génération d'énergie renouvelable, contribuant à des technologies plus durables et efficaces [2].



Figure (I.1). Applications des turbomachines [2].

b) Grilles d'aubes :

Un ensemble d'obstacles (aubes) fixes ou mobiles déduits les uns des autres par un déplacement géométrique périodique utilisé pour guider l'écoulement du fluide et échanger avec lui un effort mécanique est appelé grille d'aubes. L'effort mécanique résulte de la différence de pression entre les deux faces d'une aube voir *Figure (I.2)*. La pression est plus élevée sur l'intrados d'une aube que sur l'extrados [3].

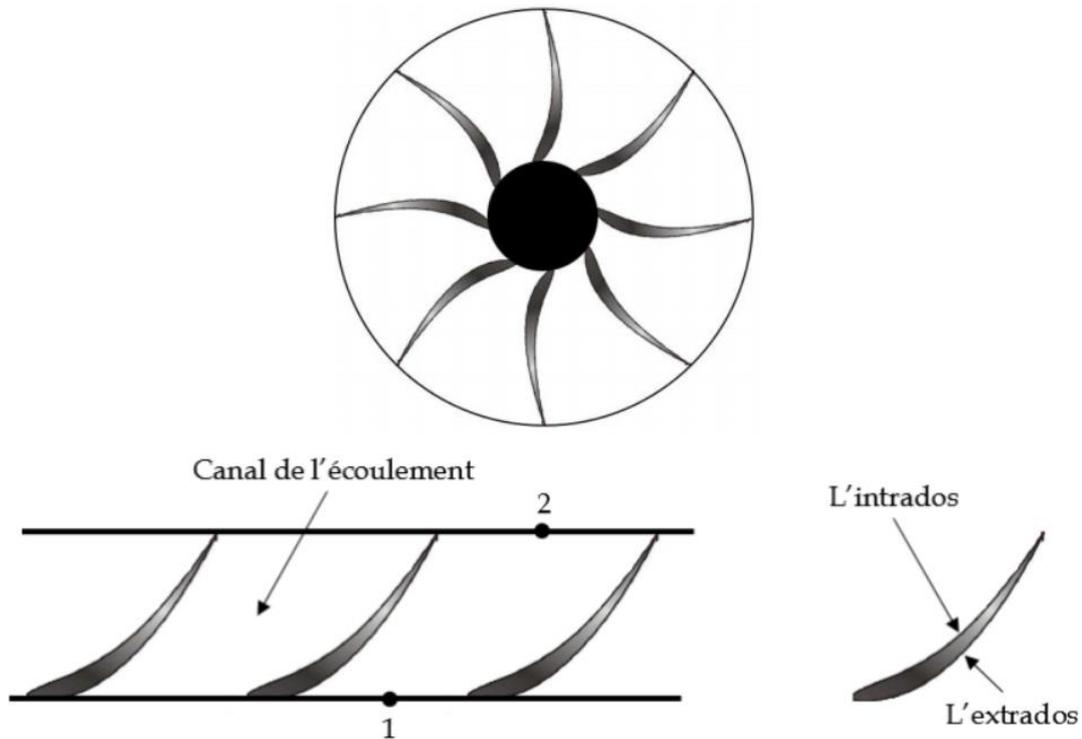


Figure (I.2). Grille d'aubes [3].

I.1.2. Classifications des turbomachines

Il existe de nombreux types de turbomachines. Pour étudier ces turbomachines de manière systématique, il est essentiel de se familiariser avec le vocabulaire et la terminologie spécifiques aux turbomachines, ainsi que de se familiariser avec les différentes composantes des turbomachines de chaque type.

a) Selon la nature du fluide

En fonction de la nature du fluide, les machines à fluide englobent une vaste gamme d'appareils utilisés dans l'industrie, se divisant en deux catégories : les machines volumétriques et les turbomachines.

Les turbomachines se classent en fonction du type de fluide qu'elles manipulent :

- ✓ Les turbomachines compressibles : utilisées avec des fluides comme l'air et la vapeur.
- ✓ Les turbomachines incompressibles : conçues pour travailler avec des fluides tels que l'eau.

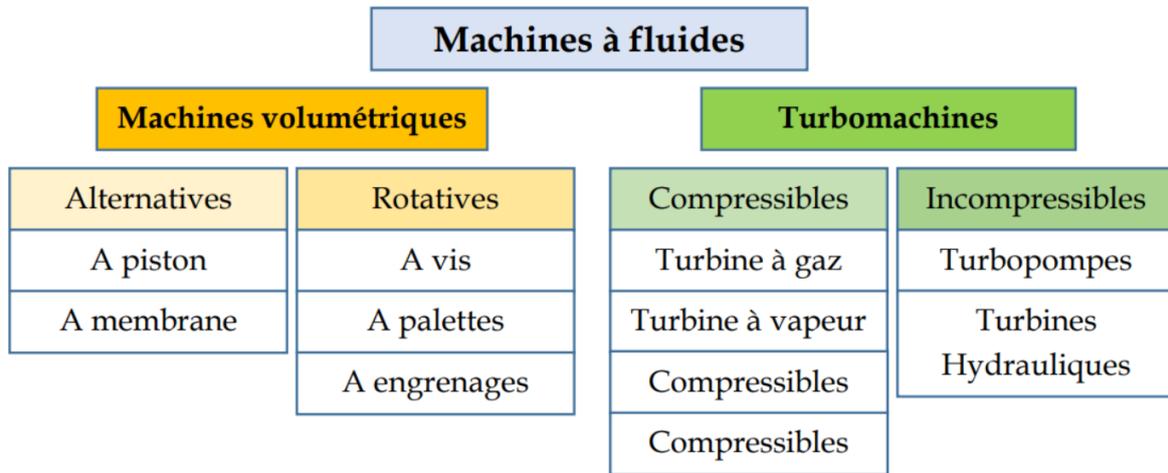


Figure (I.3). Classification des machines à fluides [3].

b) Selon la trajectoire du fluide

❖ **Turbomachines axiales :**

Les machines axiales sont caractérisées par un tube de courant traversant l'appareil de manière essentiellement parallèle à son axe. Cette catégorie englobe divers équipements tels que certains ventilateurs, compresseurs, turbines axiales utilisées dans les turboréacteurs, les turbines hydrauliques de type Kaplan, ainsi que les hélices aériennes et marines. Les machines axiales sont fréquemment constituées de plusieurs étages, notamment dans le cas des turboréacteurs.

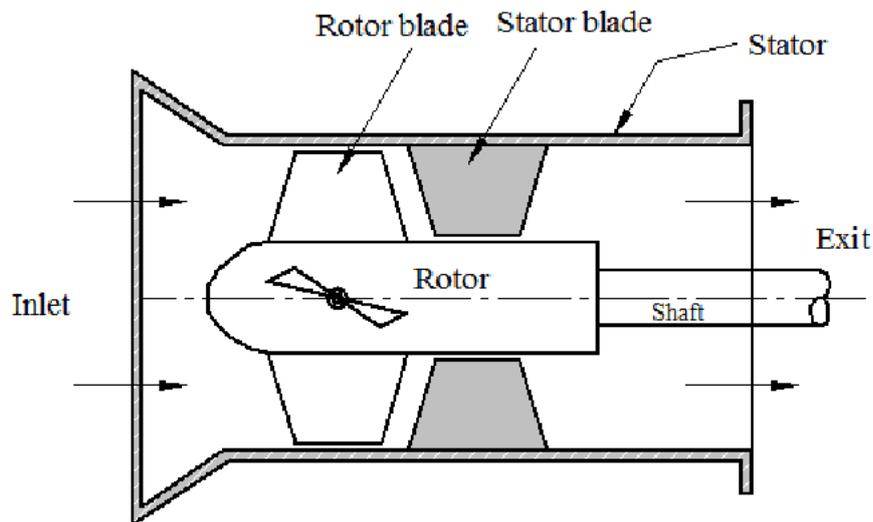


Figure (I.4). Turbomachines axiales [4].

❖ **Turbomachines radiales :**

Les machines centrifuges ou radiales pour lesquelles les filets de courants sont contenus dans des plans perpendiculaires à l'axe sauf dans son voisinage immédiat. Ils ont des taux de pression élevés et des débits limités [5].

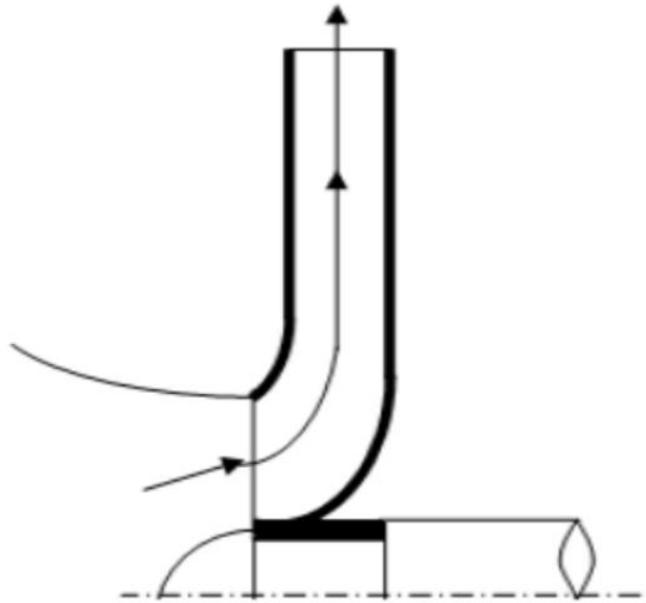


Figure (I.5). Turbomachines radiales [6]

❖ **Turbomachines semi-axiales :**

Diverses configurations d'écoulement sont observées dans le contexte des machines à fluide. Tout d'abord, l'écoulement suit une direction essentiellement axiale à proximité de l'axe de la machine. Après cela, il y a des configurations intermédiaires appelées configurations mixtes, dans lesquelles l'écoulement a à la fois des parties axiales et radiales. Cela se produit avec les turbines hydrauliques de type Francis, par exemple. Enfin, certaines machines ont un écoulement tangentiel, où les particules fluides se déplacent dans un plan parallèle à l'axe de la roue. Le fluide traverse la roue de manière diagonale dans ces machines, également appelées machines hélico-centrifuges ou hélicoïdales (voir **Figure (I.6)**).

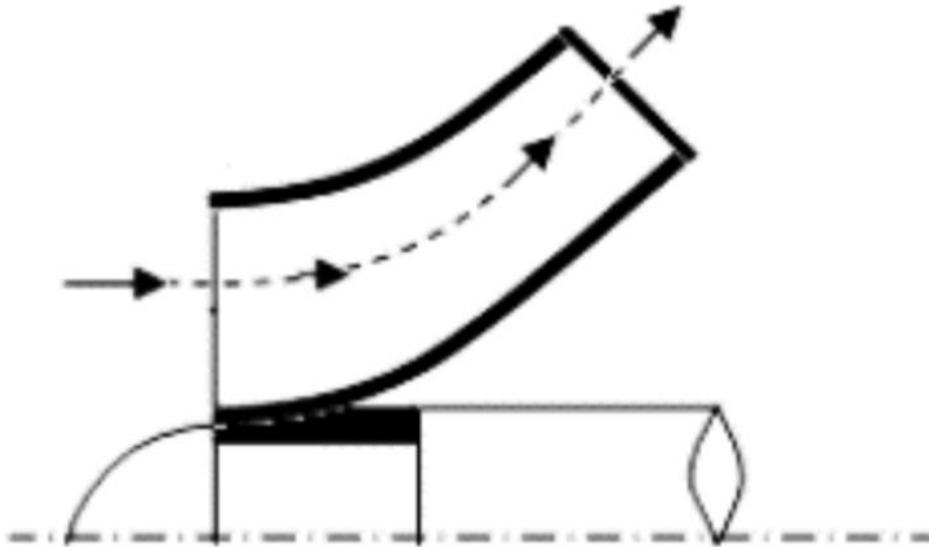


Figure (I.6). Turbomachines semi-axiales [6]

c) Selon la fonction de la machine

Le sens du transfert d'énergie entre la machine et le fluide détermine le type de classification des turbomachines. Les machines sont appelées "*motrices*" lorsque elles transfèrent de l'énergie au fluide, transformant ainsi l'énergie mécanique en énergie hydraulique. Les machines comme les pompes et les compresseurs sont également appelées "*motrices*". Cependant, comme les turbines, lorsque la machine transforme l'énergie hydraulique du fluide en énergie mécanique, elle est appelée "*réceptrice*".

Selon la signification des échanges d'énergie, une turbomachine est appelée "*génératrice*" lorsqu'elle transfère de l'énergie au fluide et "*réceptrice*" lorsqu'elle en reçoit. Une turbomachine doit être nécessairement couplée à une autre machine jouant le rôle de moteur dans le premier cas (comme un moteur électrique, un moteur diesel ou une turbomachine réceptrice) ou entraînée dans le second cas (comme une dynamo, un alternateur ou une turbomachine génératrice) [7].

- *Réceptrice* (turbine hydraulique)
- *Mixte* : à la fois génératrice et réceptrice (turbine à gaz)

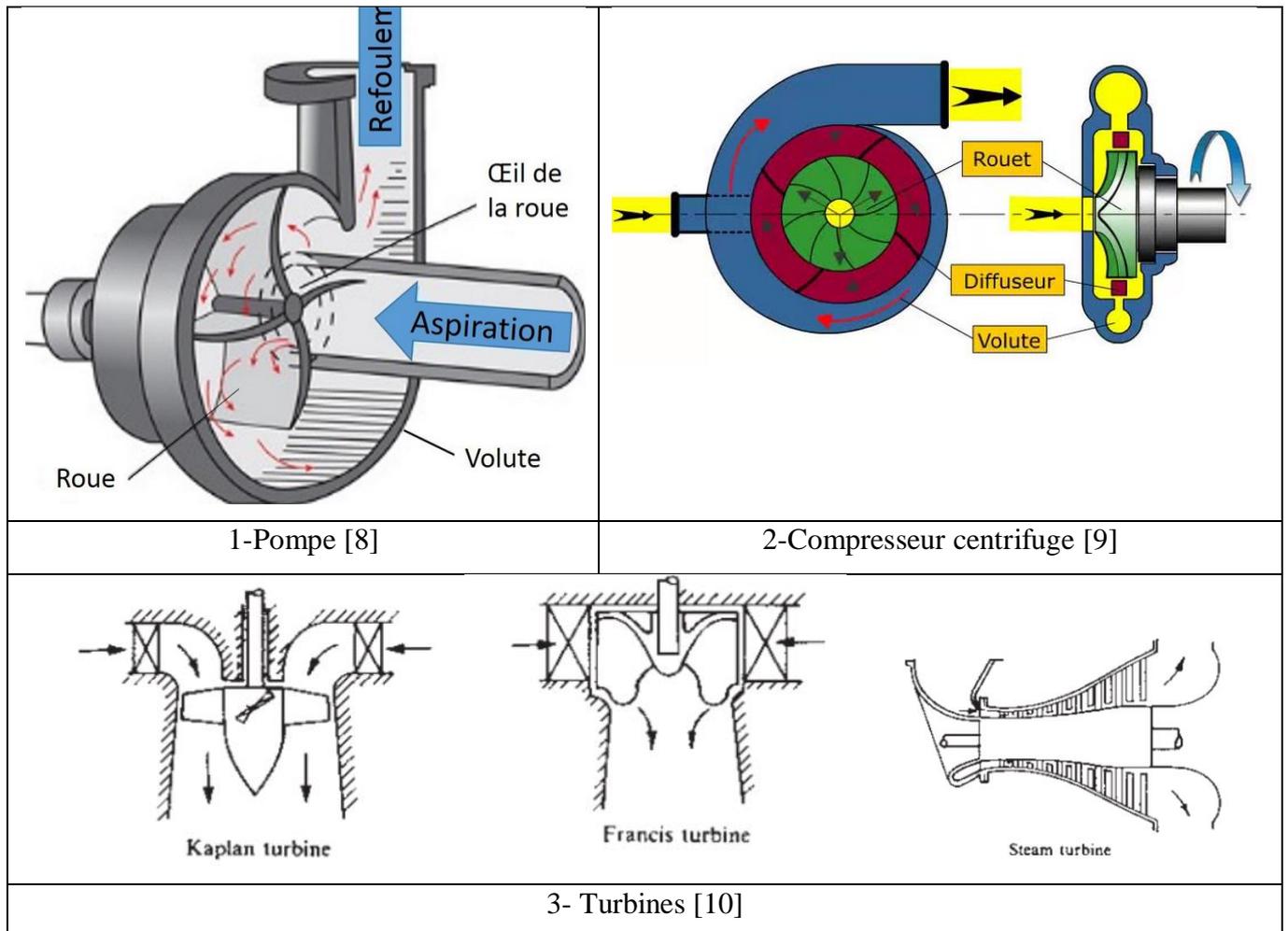


Figure (I.7). Classification des turbomachines selon le sens de transfert de l'énergie entre la machine et le fluide.

Il existe d'autres classifications pour les turbomachines [5]:

1) Selon le type d'installation :

- ✓ Turbomachines encastrées : celles où le fluide circule à l'intérieur de conduits, comme les pompes centrifuges et les turbines à gaz.
- ✓ Turbomachines en veine libre : celles où le fluide circule librement, telles que les éoliennes, les hélices d'avion ou de navire.

2) Selon le mode d'action du fluide :

- ✓ Turbomachines à impulsion : le fluide subit seulement un changement d'impulsion lors du passage dans le rotor, sans variation de pression.
- ✓ Turbomachines à réaction : l'échange énergétique entre le fluide et le rotor entraîne une chute de pression sans variation de vitesse.
- ✓ Turbomachines de type combiné : le fluide subit à la fois un changement de pression et de vitesse lors de son passage par le rotor.

3) Selon le degré d'injection :

- ✓ Machine à injection totale : les canaux ou tous les canaux sont remplis de fluide actif.
- ✓ Machine à injection partielle : seuls certains canaux sont remplis de fluide actif.

4) Selon le nombre de roues ou étages :

- ✓ Monocellulaire : la turbomachine est constituée d'une seule roue ou d'un seul étage.
- ✓ Multicellulaire : la turbomachine est constituée de plusieurs roues ou étages.

I.1.3. Constitution des turbomachines

Une turbomachine peut être *monocellulaire* avec un seul rotor ou *multicellulaire* avec plusieurs étages ou rotors. En cas d'une turbomachine monocellulaire entière, le fluide traverse de manière progressive trois organes différents, depuis l'entrée jusqu'à la sortie de la machine. Cependant, une turbomachine multicellulaire a plusieurs étages, ce qui lui confère une configuration plus complexe et permet un échange d'énergie supplémentaire entre les différents rotors et le fluide. En fonction des besoins et des applications spécifiques auxquels les turbomachines sont destinées, ces différentes configurations offrent des avantages distincts [3].

Une turbomachine est essentiellement composée d'un élément mobile en rotation, le rotor, logé à l'intérieur d'un stator entouré d'une enveloppe hermétique. Ce mouvement peut comporter un ou plusieurs rotors, selon la configuration spécifique. Une turbomachine monocellulaire complète se compose de trois organes distincts que le fluide traverse séquentiellement : le distributeur, le rotor avec une roue et le diffuseur. En parallèle, le stator de la machine englobe le diffuseur et le distributeur, formant ainsi une structure globale pour le fonctionnement efficace de la turbomachine [11].

a) Le rotor (Roue)

Le rotor d'une turbomachine est crucial pour assurer le transfert d'énergie entre l'arbre de la machine et le fluide en mouvement. Lorsque le fluide traverse la roue du rotor, son écoulement est dévié, ce qui entraîne une force par le fluide sur les aubages de la roue. Le fluide exerce un travail sur les aubages, créant ainsi un échange d'énergie, ce qui entraîne cette force [5].

Même si ce n'est pas toujours sa fonction principale, une turbomachine échange toujours de l'énergie de pression avec le fluide. De même, en raison du mouvement giratoire de l'écoulement lors du passage à travers la roue mobile, elle échange de l'énergie cinétique avec

le fluide. Cependant, il n'y a pas d'échange d'énergie calorifique direct entre le liquide et le moteur. Néanmoins, en raison de la nature visqueuse du fluide, les forces de frottement peuvent causer que le fluide absorbe de la chaleur causée par la dégradation d'une partie de l'énergie cinétique. Ces mécanismes d'échange d'énergie sont essentiels au bon fonctionnement des turbomachines [5]. Les indices «1» et «2» caractériseront respectivement les grandeurs relatives à l'entrée du rotor et à sa sortie [3].

b) Le Stator

Le stator permet de transformer l'énergie cinétique en pression, ou vice versa. Tout comme la roue mobile, les aubes du stator subissent une force exercée par le fluide en raison de la déviation du flux. Cependant, contrairement à la roue mobile, les aubes du stator restant fixes, il n'y a pas de déplacement du point où la force est appliquée, ce qui entraîne l'absence de travail et donc d'échange d'énergie [5].

❖ Redresseur de compresseur axial :

Le dispositif est positionné downstream (en aval) de la roue mobile. Son rôle est de rediriger l'écoulement vers la direction axiale, entraînant ainsi une transformation de l'énergie cinétique issue de la composante rotative de la vitesse en pression statique.

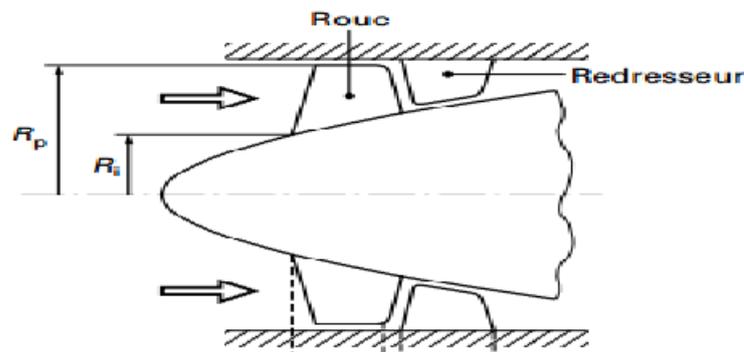


Figure (I.8). Redresseur de compresseur axial [12].

❖ Distributeur de turbine axiale :

En tant que premier élément sur le chemin du fluide, le distributeur est le point de rencontre initial. Sa fonction consiste à conduire le fluide depuis la section d'entrée de la machine, désignée comme « point 0 », vers l'entrée du rotor, marquée comme « point 1 », tout en garantissant une vitesse et une direction adaptées pour la suite du processus, transformant ainsi une partie de l'énergie de pression statique disponible sous forme d'énergie cinétique.

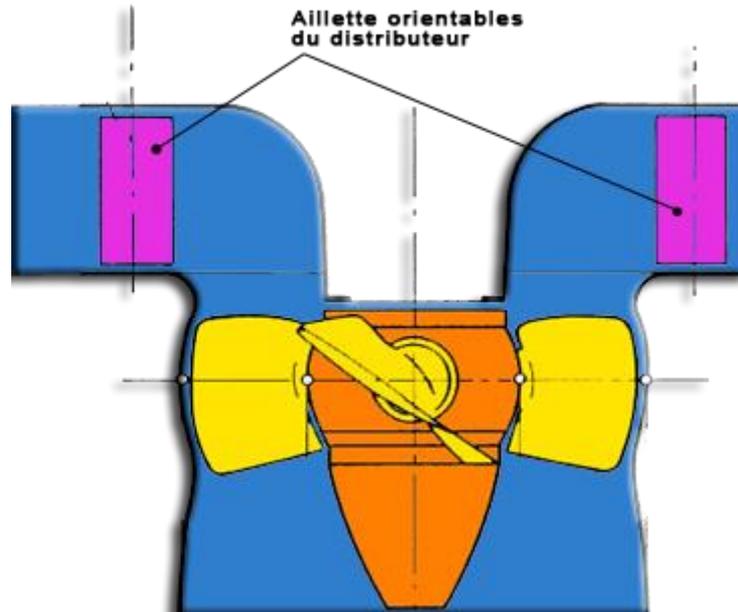


Figure (I.9). La relation distributeur et hélice du turbine hélice ou kaplan [13]

❖ **Diffuseur de pompe ou compresseur centrifuge**

Le diffuseur ou l'amortisseur a pour mission de recueillir le fluide à la sortie du rotor et de le conduire vers la section de sortie de la machine, en maintenant la vitesse souhaitée. En outre, il est conçu pour convertir l'énergie cinétique en pression. Les indices "2" et "3" désignent respectivement les sections d'entrée et de sortie du diffuseur, cette dernière pouvant également correspondre à la section de sortie de la machine [3].

La récupération de pression statique s'effectue en augmentant la section de passage (le rayon).

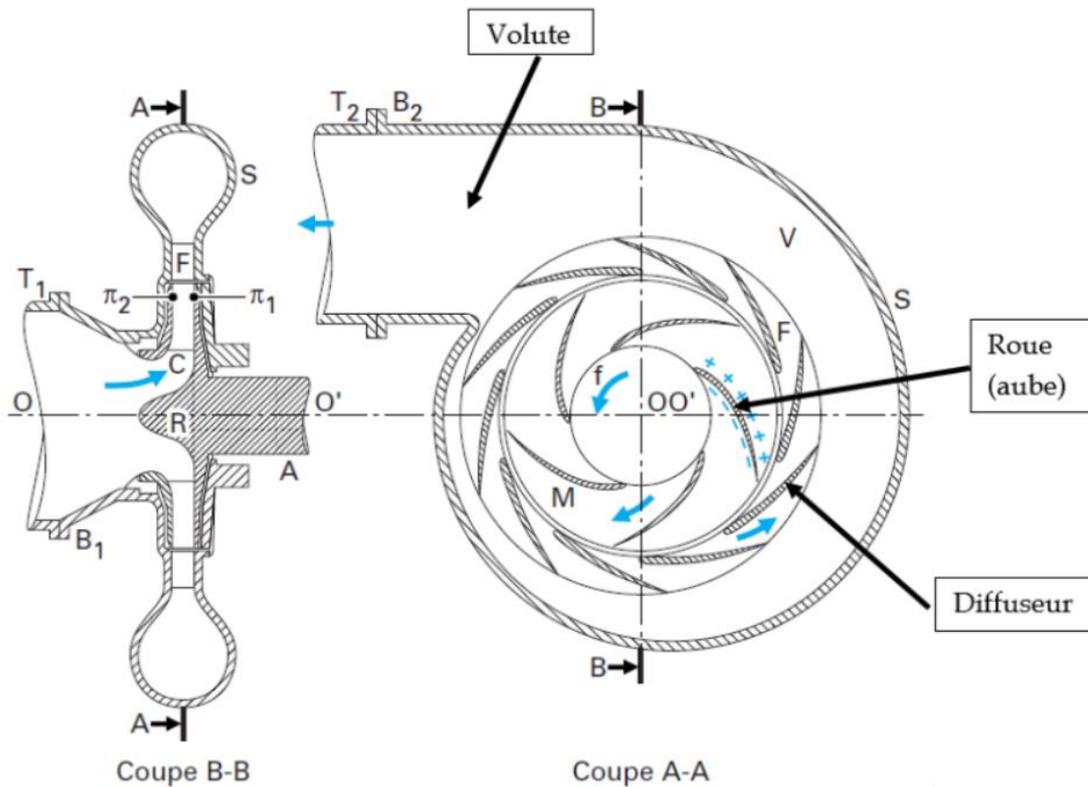


Figure (I.10). Composantes d'une pompe centrifuge [3,14]

I.1.4. Théories générales

a) Conservation de la masse

En état stable, la masse qui entre dans la partie gaine pendant un laps de temps dt en ressort de même [1].

$$\rho_1 A_1 v_1 dt = \rho_2 A_2 v_2 dt \quad (I.1)$$

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m} = \text{constant (débit massique)}. \quad (I.2)$$

b) Conservation de la quantité de mouvement

D'après la deuxième loi de Newton, la variation de la quantité de mouvement par unité de temps d'un système à masse constante équivaut à la somme des forces appliquées sur ce système. Dans notre cas, nous considérons le système à masse constante dans la partie gaine à l'instant t . Au temps $t + dt$, le système s'est déplacé comme illustré dans la **Figure (I.11)**. La modification de la quantité de mouvement pendant l'intervalle de temps dt est alors défini comme suit [1]:

$$\rho_2 A_2 v_2 dt \vec{v}_2 - \rho_1 A_1 v_1 dt \vec{v}_1 = \Sigma \vec{F} \quad (I.3)$$

$$\dot{m}(\vec{v}_2 - \vec{v}_1) = \Sigma \vec{F} \quad (I.4)$$

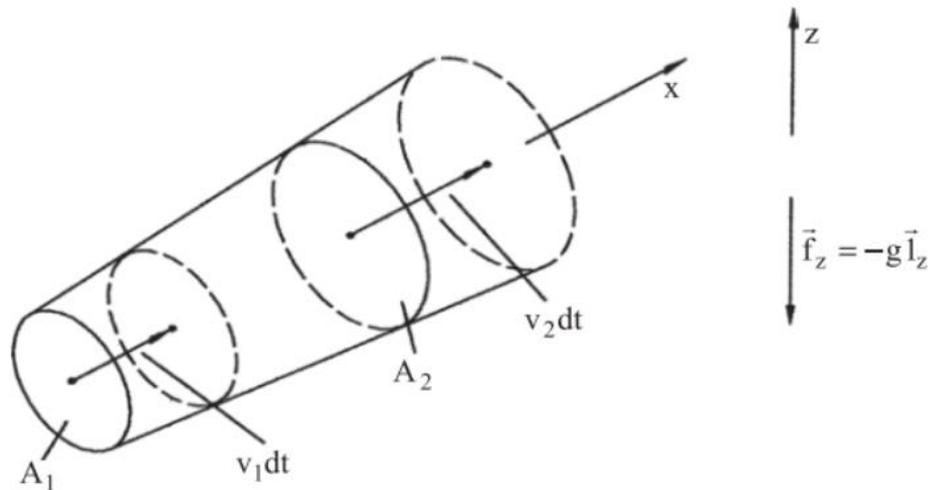


Figure (I.11). Partie de conduit élémentaire pour les bilans de masse et de quantité de mouvement [1].

c) Moment de la quantité de mouvement :

Le moment angulaire est donné par l'équation suivante [5]:

$$M = \frac{d}{dt} \int r \rho v dV + \int r \rho v \cdot v dS \quad (I.5)$$

Etat stationnaire :

$$\frac{d}{dt} \int r \rho v dV = 0 \quad (I.6)$$

$$M = \int r \rho v \cdot v dS = (r_2 \cdot v_2) \rho_2 v_2 S_2 - (r_1 \cdot v_1) \rho_1 v_1 S_1 = \dot{m}(r_2 \cdot v_2 - r_1 \cdot v_1) \quad (I.7)$$

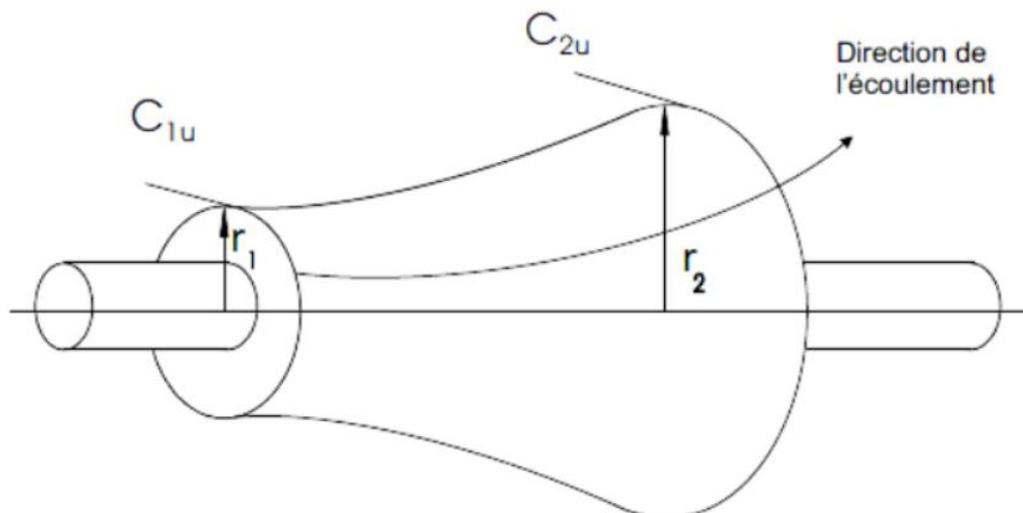


Figure (I.12). Rotor schématique [15]

d) Conservation d'énergie

La première loi de la thermodynamique énonce que, pour un système à masse constante, l'accroissement d'énergie est égal à la somme du travail fourni et de la chaleur fournie. La chaleur apportée à la partie élémentaire du conduit par unité de temps est représentée par Q ($J/s = W$). Quant au travail fourni par unité de temps par la force active, on le note simplement par W [1].

$$W = dF = dW \dot{m} \quad (I.8)$$

La chaleur fournie au fluide par unité de masse est notée dq . Nous appliquons en outre le terme enthalpie $h = e + p/\rho$, de sorte que

$$d\left(h + \frac{1}{2}v^2 + U\right) = dW + dq \quad (I.9)$$

I.1.5. Diagrammes des vitesses

Le mouvement du fluide à l'intérieur des canaux d'une roue à aubes découle de deux mouvements distincts :

1. La rotation de la roue elle-même.
2. Le déplacement par rapport aux aubes fixes de la roue.

La vitesse tangentielle à la roue, notée \vec{U} , représente la rotation de la roue (également appelée vitesse périphérique, vitesse circonférentielle et vitesse d'entraînement). Elle est donnée par [5]:

$$U = \frac{\pi DN}{60} = \frac{2\pi rN}{60} \quad (I.10)$$

Avec :

D : diamètre de la roue

N : la vitesse de rotation de la roue (tr/min)

La vitesse relative \vec{W} , qui est tangente à l'aube, représente l'emplacement par rapport à l'aube [5].

La vitesse \vec{C} , également appelée vitesse absolue, peut être déterminée par [5]:

$$\vec{C} = \vec{U} + \vec{W} \quad (I.11)$$

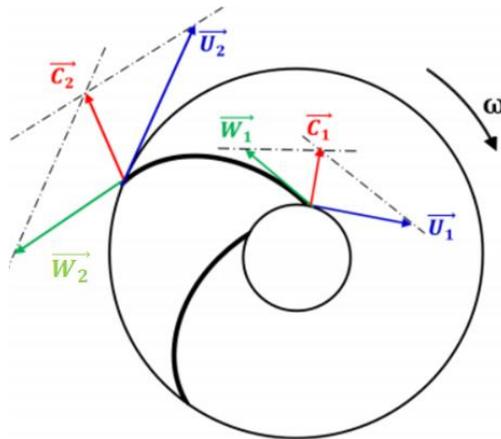


Figure (I.13). Diagrammes des vitesses sur une roue [5].

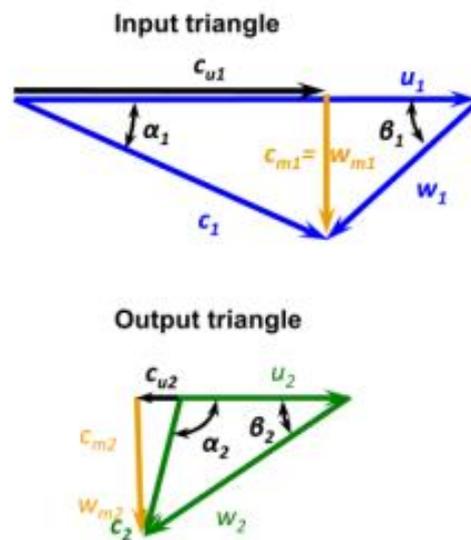


Figure (I.14). Triangle des vitesses à l'entrée et la sortie d'une turbomachine radiale [5].

α : est l'angle des vitesses absolues (angle de calage)

β : est l'angle des vitesses relatives (angle de construction)

Les deux composantes de la vitesse absolue présentées par la figure sont :

1. Une composante radiale est notée C_r :

$$C_r = C \cdot \sin(\alpha) \quad (\text{I.12})$$

La composante C_r peut être déterminé à l'aide de l'équation de continuité :

$$C_r = \frac{Q_v}{S} = \frac{Q_v}{\pi D b} \quad (\text{I.13})$$

2. Une composante circonférentielle, or axiale de l'écoulement est notée C_u :

$$C_u = C \cdot \cos(\alpha) \quad (\text{I.14})$$

Pour une turbomachine à entrée radiale ;

$$C_u = 0, C = C_r, \alpha = 90 \quad (\text{I.15})$$

I.1.6. Théorème d'Euler

A l'aide des triangles de vitesse, l'expression du moment (I.7) pour une machine génératrice devient [5]:

$$M = \dot{m}(r_2 \cdot C_{2u} - r_1 \cdot C_{1u}) \quad (I.16)$$

Où C_{2u} et C_{1u} sont les projections des vitesses absolues C_2 et C_1 (v_2 et v_1)

La puissance est donnée par avec ω est la vitesse de rotation angulaire :

$$P = M\omega = \dot{m}(r_2 \cdot C_{2u} - r_1 \cdot C_{1u})\omega = \dot{m}(U_2 \cdot C_{2u} - U_1 \cdot C_{1u}) \quad (I.17)$$

Le travail spécifique entre le rotor et le fluide d'une machine génératrice sera exprimé par :

$$W_{1-2} = \frac{P}{\dot{m}} = (U_2 \cdot C_{2u} - U_1 \cdot C_{1u}) \quad (I.18)$$

La charge ou la hauteur théorique est exprimée sous la forme de l'équation d'Euler pour une machine génératrice.

$$W = g H_{th} = (U_2 \cdot C_{2u} - U_1 \cdot C_{1u}) \quad (I.19)$$

$$H_{th} = \frac{(U_2 \cdot C_{2u} - U_1 \cdot C_{1u})}{g} \quad (I.20)$$

Une autre forme de la relation d'Euler pour une machine génératrice est ;

$$UC_u = \frac{U^2 + C^2 - W^2}{2} \quad (I.21)$$

Les équations (18) et (19) deviennent ;

$$W_{1-2} = \frac{U_2^2 - U_1^2}{2} + \frac{C_2^2 - C_1^2}{2} - \frac{W_2^2 - W_1^2}{2} \quad (I.22)$$

$$H_{th} = \frac{U_2^2 - U_1^2}{2g} + \frac{C_2^2 - C_1^2}{2g} - \frac{W_2^2 - W_1^2}{2g} \quad (I.23)$$

I.2. Pompes

I.2.1. Installation de pompage

Une installation de pompage comprend plusieurs éléments essentiels, tels que les pompes, les moteurs, les tuyauteries d'aspiration et de refoulement, les réservoirs d'aspiration et de refoulement, ainsi que les capteurs et les vannes. Fondamentalement, une pompe est une machine conçue pour transférer de l'énergie à un fluide.

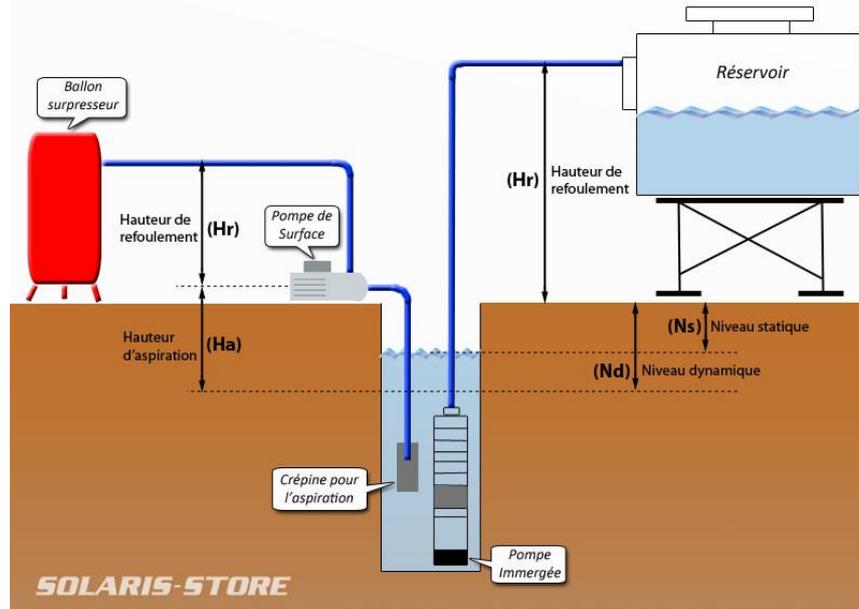


Figure (I.15). Les éléments essentiels d'une installation de pompage [16].

La pompe est souvent utilisée pour faire monter l'eau d'un niveau bas à un niveau haut où elle peut être stockée dans un réservoir. La plupart de la théorie applicable aux pompes hydrauliques a été dérivée en utilisant l'eau comme fluide de travail, mais d'autres liquides peuvent également être utilisés.

Les trois parties importantes des pompes centrifuges sont (1) la roue, (2) la volute et (3) le diffuseur. La roue tourne à une vitesse angulaire ω , le diffuseur réduit la vitesse à la sortie de la roue, et la volute canalise le fluide vers la sortie.

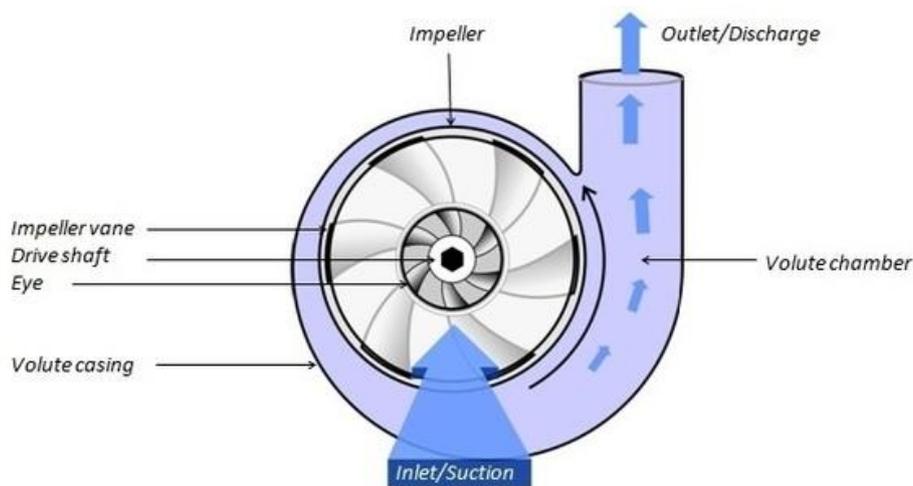


Figure (I.16). Les trois parties importantes des pompes centrifuges [17].

I.2.2. Paramètres généraux des pompes

a) La vitesse de rotation N (tr/min)

La vitesse de rotation représente la fréquence des tours exécutés par la turbomachine dans un laps de temps donné. Elle est définie en fonction de la vitesse angulaire.

$$N = \frac{60\omega}{2\pi} \quad (\text{I.24})$$

b) Le débit volumique (m³/s)

Le débit volumique (m³/s) désigne la quantité de fluide qu'une turbomachine doit délivrer dans un laps de temps déterminé.

$$Q_v = \frac{V}{t} \quad (\text{I.25})$$

c) Puissance absorbée et puissance utile (W)

La puissance absorbée ou la puissance consommée désigne la puissance disponible au niveau de l'arbre d'entraînement de la pompe. D'autre part, la puissance utile fait référence à la puissance transférée au fluide. Il est défini comme suit, où H_m représente la hauteur manométrique de la pompe :

$$P_u = \rho g Q_v H_m \quad (\text{I.26})$$

d) Hauteur théorique (m).

La hauteur théorique est donnée par l'équation d'Euler (20).

e) Hauteur manométrique (m).

C'est la différence de hauteur entre l'aspiration et le refoulement qui permet au liquide à l'intérieur de la pompe de recevoir de l'énergie, utilisation de l'équation de Bernoulli.

$$H_m = \frac{W}{g} = \left[\frac{P}{\rho g} + \frac{v^2}{2g} + h \right]_1^2 \quad (\text{I.27})$$

f) Hauteur d'installation (m).

La hauteur d'installation est présentée par l'équation suivante :

$$H_{ins} = H - \sum H \quad (\text{I.28})$$

$\sum H$ est les pertes de charge dans la conduite d'installation.

g) Hauteur statique (m).

La hauteur statique est donnée par l'équation suivante :

$$H_s = H_{ins} - \frac{v_s^2}{2g} \quad (\text{I.29})$$

V_s est la vitesse du fluide à la sortie de la conduite de refoulement.

h) Puissance totale (fournie).

Puissance fournie au fluide entre l'entrée et la sortie de la pompe

$$P_t = \frac{P_u}{\eta_v \eta_h} \quad (I.30)$$

i) Puissance interne

Puissance fournie au fluide par la roue mobile.

$$P_i = P_t - P'_t \quad (I.31)$$

P'_t est les pertes mécaniques

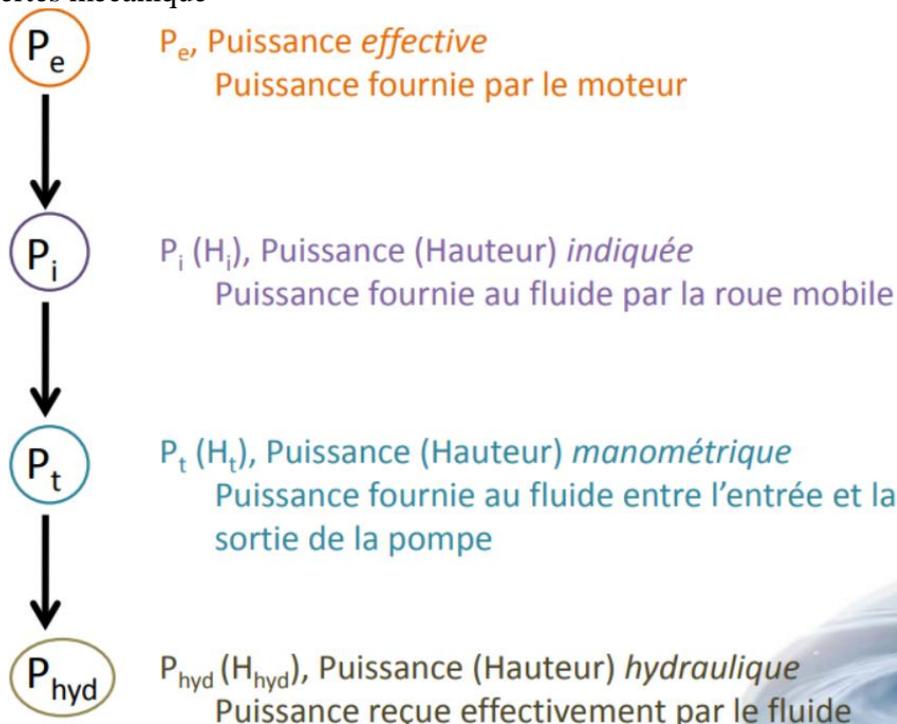


Figure (I.17). Les Puissances de la pompe.

I.2.3. Rendements des turbomachines

Dans une turbomachine, on distingue deux types de pertes :

1. Les pertes internes résultant de l'écoulement, qui sont engendrées par les forces visqueuses convertissant l'énergie mécanique en chaleur, les effets de turbulence, le décollement de la couche limite, et les fuites.
2. Les pertes externes, se produisant entre la machine et le milieu ambiant.

a) Rendement hydraulique

Le rendement hydraulique est le rapport entre la hauteur manométrique et la hauteur théorique.

$$\eta_h = \frac{H_m}{H_{th}} \quad (I.32)$$

b) Rendement volumétrique

Le rendement volumétrique est défini comme le rapport entre le débit utile de la pompe et la somme du débit utile de la pompe et du débit des fuites. Les fuites de liquide à l'intérieur de la pompe entraînent des pertes volumétriques qui influencent ce rendement.

$$\eta_v = \frac{Q_v}{Q_v + Q_{fuit}} \quad (I.33)$$

c) Rendement mécanique

Le rendement mécanique est défini comme le rapport entre la puissance utile de la pompe et la puissance de l'arbre absorbée par la pompe. Ce rendement est lié aux pertes mécaniques qui peuvent se produire dans le système de la pompe, telles que les frottements et les pertes d'énergie mécanique.

$$\eta_m = \frac{P_u}{P_a} \quad (I.34)$$

d) Rendement global (total)

Le rendement global de la pompe est obtenu en multipliant les trois rendements précédents, à savoir le rendement hydraulique, le rendement volumétrique et le rendement mécanique. Cette multiplication permet de calculer l'efficacité globale de la pompe, en prenant en compte toutes les pertes et inefficacités associées à son fonctionnement.

$$\eta_g = \eta_h * \eta_v * \eta_m \quad (I.35)$$

I.2.5. Courbes caractéristiques

Pour caractériser une pompe centrifuge, on s'appuie sur trois courbes caractéristiques (**H(Q)**, **Pu(Q)** et **$\eta(Q)$**).

Le point de fonctionnement réel sur la courbe caractéristique du système de pompage est déterminé par son interaction avec les caractéristiques opérationnelles du système installé (**Figure (I.18)**). Ces caractéristiques comprennent [10]:

- 1) La charge statique totale, qui représente la différence d'élévation entre les points d'alimentation et de décharge (généralement indiquée par les niveaux des réservoirs).
- 2) Les pertes d'énergie dans le système, principalement liées au frottement des tuyaux, exprimées généralement en termes de charge dynamique.
- 3) Le point d'intersection de ces courbes détermine le point de fonctionnement réel (comme illustré ci-dessus), définissant la hauteur de refoulement fournie par la

pompe et le débit du système. Le rendement de la pompe dans ces conditions sera également défini.

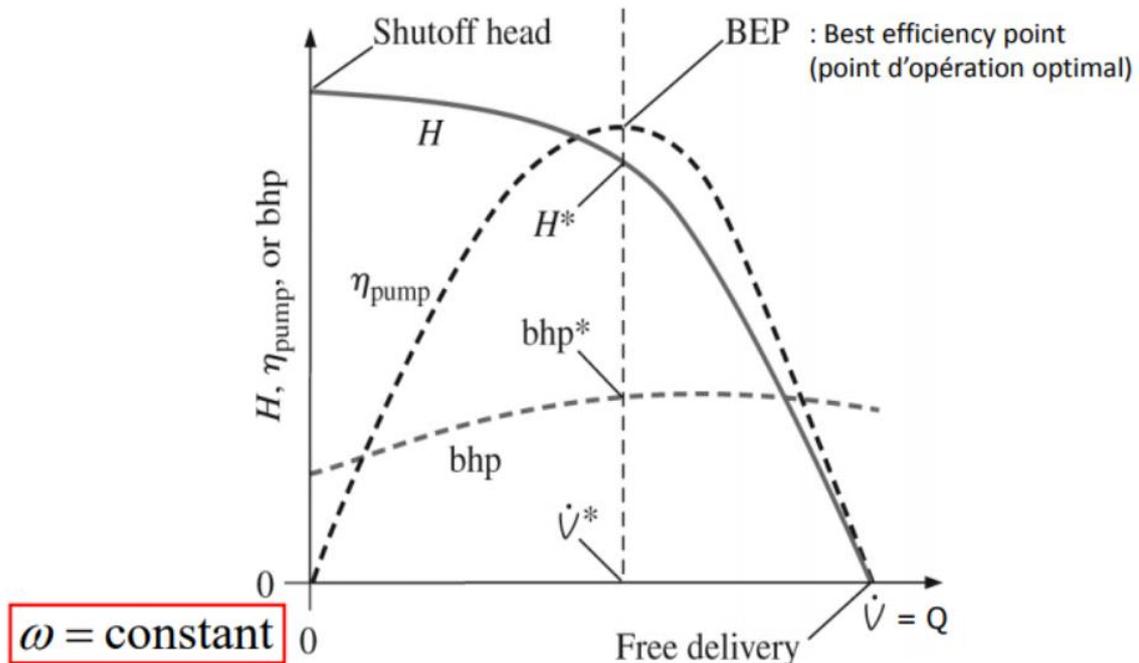


Figure (I.18). Les Courbes caractéristique [18].

a) Courbe caractéristique H(Q)

La conception adéquate du système de pompage est l'aspect le plus crucial pour réduire les coûts du cycle de vie. Chaque système de pompage comprend une pompe, un moteur, un réseau de tuyauterie et des dispositifs de commande. Une conception appropriée tient compte de l'interaction entre la pompe et les autres éléments du système, et permet de calculer le ou les points de fonctionnement (**Figure (I.19)**) [10].

Courbe système est obtenue par l'équation de l'énergie sur la conduite

$$H_{requis} = f(Q) \tag{I.36}$$

La courbe caractéristique de la pompe.

$$H_{utile} = f(Q) \tag{I.37}$$

Le point de fonctionnement (OP) est l'intersection des deux courbes:

$$H_{utile} = H_{requis} \tag{I.38}$$

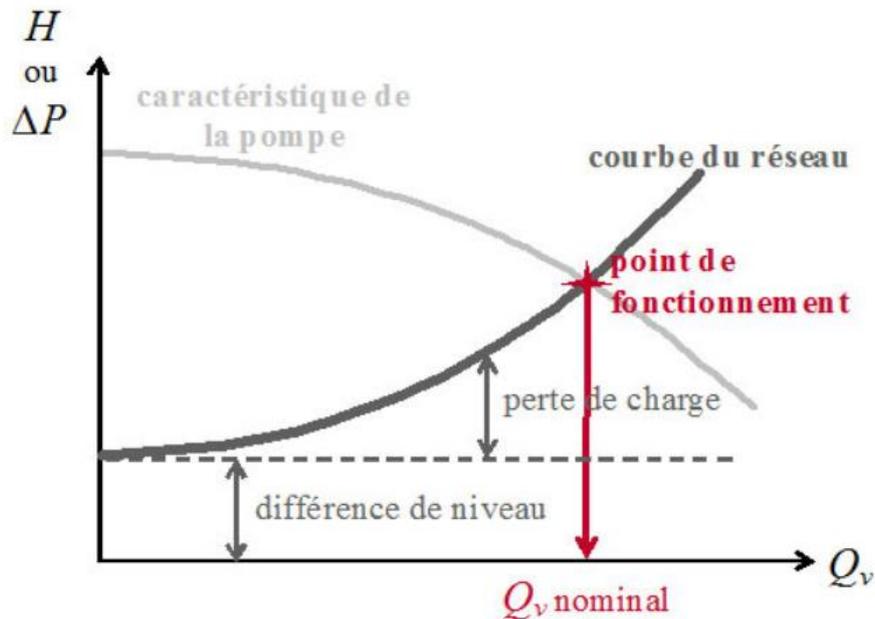


Figure (I.19). Le Courbe caractéristique $H(Q)$ [19].

En traçant plusieurs de ces courbes pour différentes positions de la vanne de réglage de débit, on peut obtenir une représentation graphique des différents termes de l'équation de Bernoulli pour chaque position de la vanne, ce qui permet de visualiser la relation entre le débit et l'ouverture de la vanne [16].

Le graphique ci-dessous illustre les courbes pour trois configurations : le réseau sans vanne de réglage, avec la vanne de réglage complètement ouverte (à 100 %) et avec la vanne de réglage partiellement ouverte (à 75 %) [16].

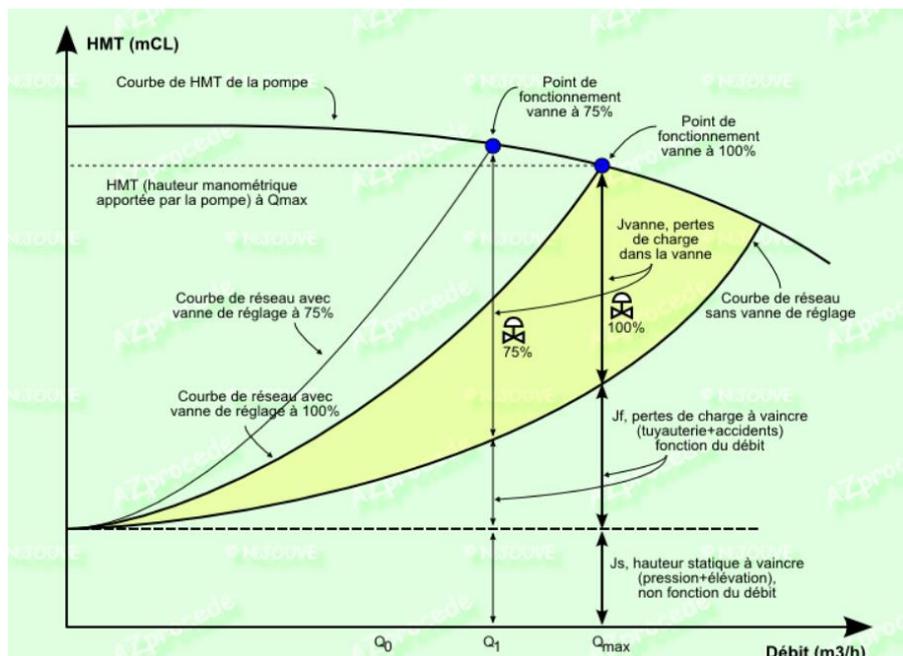


Figure (I.20). Courbe de HMT d'une pompe centrifuge - courbe de réseau - point de fonctionnement d'une pompe centrifuge [20].

b) Courbe caractéristique $P_u(Q)$

Les courbes caractéristiques $P(Q)$ de puissance pour les pompes centrifuges à faible et moyenne vitesse spécifique présentent une tendance régulièrement ascendante (**Figure (I.21)**) [3].

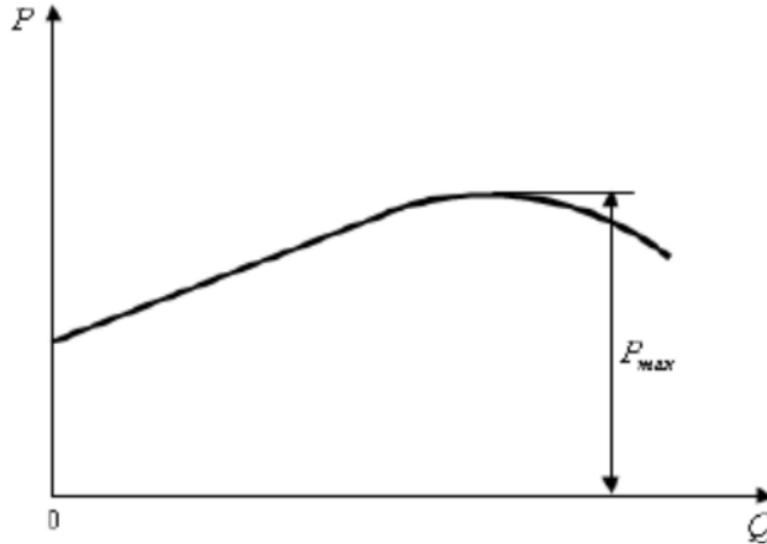


Figure (I.21). La courbe caractéristique $P(Q)$ [3].

c) Courbe caractéristique $\eta(Q)$

Comme illustré dans les schémas ci-dessus, on observe généralement un point à mi-chemin de la courbe de la pompe, appelé le "Point de Rendement Maximal". C'est le point le plus efficace auquel la pompe peut fonctionner.

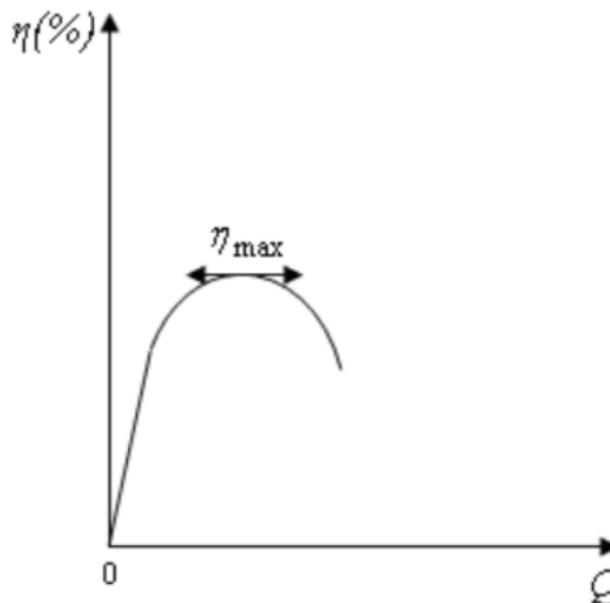


Figure (I.21). La courbe caractéristique $\eta(Q)$ [3].

L'influence de la forme des pales de la pompe sur les performances est illustrée à la Figure (I.22) pour les différentes configurations utilisées dans les roues des pompes et compresseurs centrifuges. Les formes de pales peuvent être classées comme suit [10].

1. Lames recourbées vers l'arrière ($\beta_2 < 90^\circ$) (cas des pompes centrifuges).
2. Lames radiales ($\beta_2 = 90^\circ$) (cas des ventilateurs).
3. Lames incurvées vers l'avant ($\beta_2 > 90^\circ$) (cas des compresseurs).

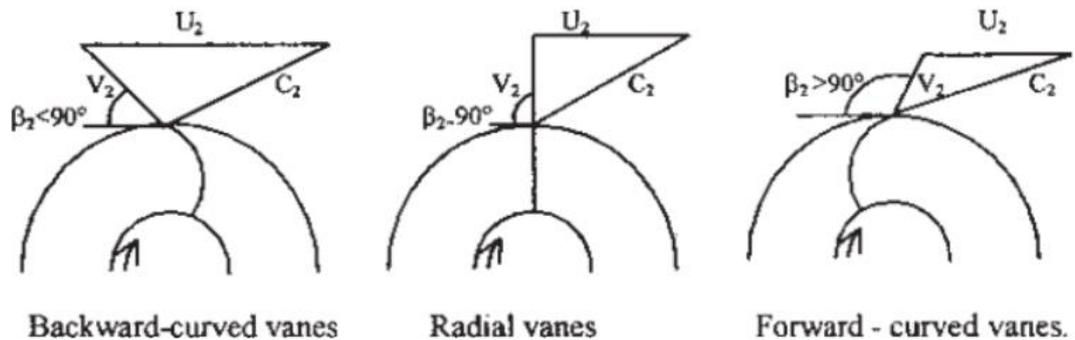


Figure (I.22). Triangles de vitesse de sortie de la pompe centrifuge pour faire varier l'angle de sortie des pales [10].

La courbe caractéristique théorique des turbomachines $H(Q)$ pour différentes valeurs de β_2 est présentée dans la **Figure (I.23)**.

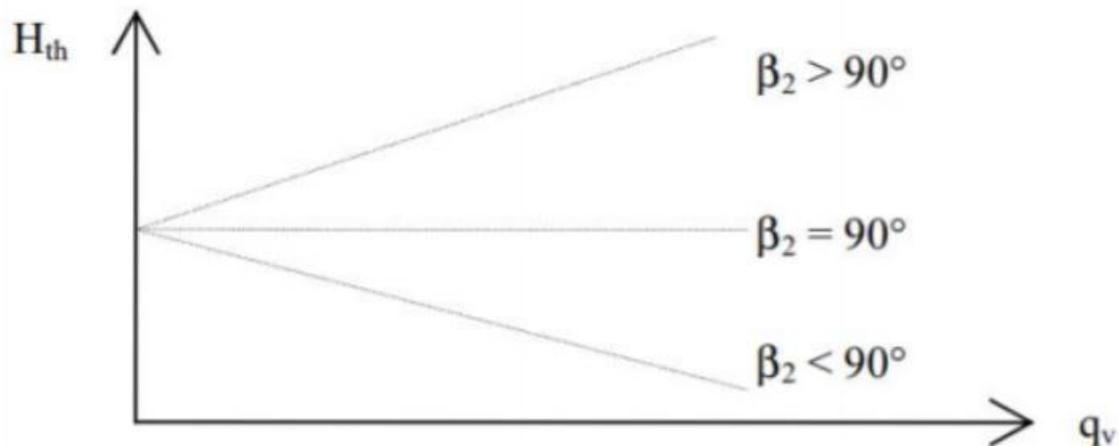


Figure (I.23). Courbe caractéristique théorique des turbomachines [3].

I.2.7. Couplage des pompes

Un accouplement de pompe est un élément utilisé pour connecter l'arbre de rotation de la pompe à l'arbre d'entraînement du moteur, permettant ainsi au moteur de transmettre efficacement la puissance à la pompe.

Le type de station de pompage le plus courant comprend deux pompes ou plus qui fonctionnent en parallèle. Cela offre une grande flexibilité de fonctionnement pour faire face à différentes conditions de débit et permet la maintenance d'unités individuelles pendant que d'autres continuent à fonctionner [10].

Dans certaines situations, on peut également rencontrer des pompes fonctionnant en série pour augmenter les débits. Cependant, cela est généralement une mesure temporaire car toute défaillance d'une unité aura un impact important sur le fonctionnement global du système [10].

Dans le couplage des pompes en série, on a [3]:

$$H_t = H_1 + H_2 \quad (I.39)$$

$$Q_t = Q_1 = Q_2 \quad (I.40)$$

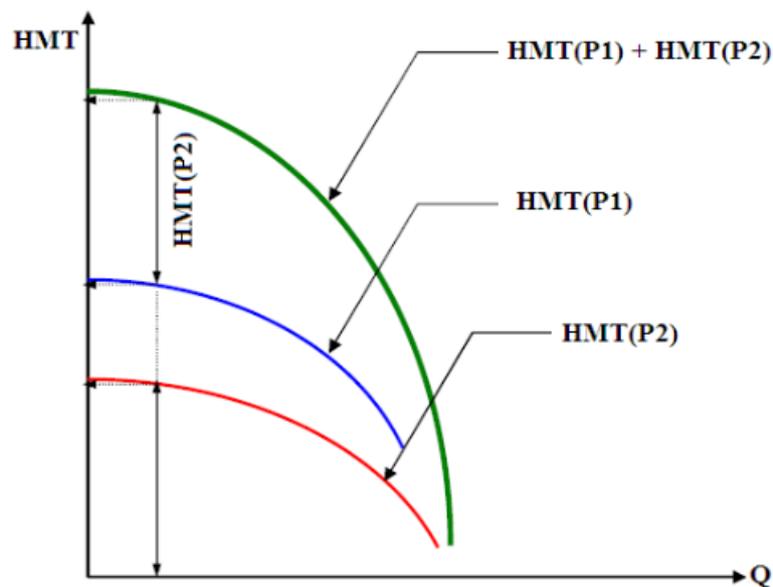


Figure (I.24). Couplage de deux pompes en série [21].

Dans le couplage des pompes en parallèle, on a [3]:

$$H_t = H_1 = H_2 \quad (I.39)$$

$$Q_t = Q_1 + Q_2 \quad (I.40)$$

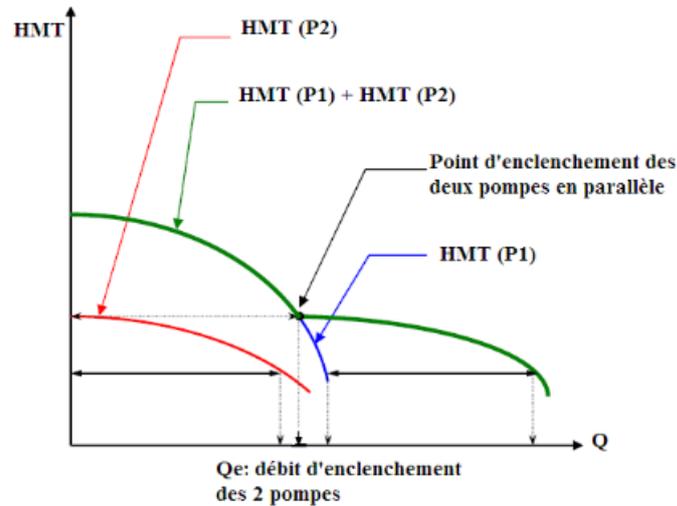


Figure (I.25). Couplage de deux pompes en parallèle [21].

I.2.7. Phénomène de cavitation dans les pompes

a) Définition

La cavitation est le phénomène de vaporisation du liquide contenu dans la pompe lorsqu'il est soumis à une pression inférieure à la tension de vapeur correspondant à sa température. Des bulles apparaissent dans les zones où la pression est la plus faible (par exemple, à l'entrée des aubes de roue des pompes centrifuges) : elles sont ensuite transportées vers les zones de pression plus élevée où elles se condensent rapidement. Cela entraîne des implosions rapides et fréquentes, créant des pressions locales très élevées (jusqu'à des centaines de bars) [11].



Figure (I.26). Effet de la cavitation (et/ou érosion) sur la roue d'une pompe centrifuge [20].

b) Origine et critères de la cavitation

La cavitation peut avoir trois origines différentes, connues à ce jour [3]:

1. Elle peut être liée à un écoulement rapide du liquide, par exemple dans un effet de Venturi ou à proximité d'une pale dans une pompe.

2. Elle peut être causée par des variations de densité d'un liquide soumis à une onde acoustique, généralement des ultrasons de puissance. Dans ce cas, on parle de cavitation acoustique.
3. Elle peut être induite par une forte exposition à l'énergie lumineuse. C'est ce qu'on appelle la cavitation optique.

c) Conséquences de la cavitation

La cavitation doit absolument être évitée car elle entraîne des conséquences graves, telles que [11]:

- ✓ Une chute abrupte de l'efficacité de la pompe.
- ✓ Des vibrations intenses causées par la résorption des bulles, accompagnées d'un bruit puissant similaire à celui de "cailloux roulés". La violence de ces vibrations est due à l'instabilité des bulles lors de leur résorption.
- ✓ L'érosion des surfaces solides en raison à la fois des vibrations et probablement d'une attaque chimique par l'oxygène présent dans les bulles.

d) Notion du NPSH (Net Positive Section Head)

La cavitation peut être prévue par le calcul du NPSH disponible à l'aspiration de la pompe, et sa comparaison avec le NPSH requis par la pompe.

NPSH encore appelée *hauteur d'aspiration nette positive*. Pour que la pompe fonctionne sans cavitation, on doit avoir :

$$NPSH_{dispo} > NPSH_{requis} \tag{I.41}$$

Théoriquement, on sait qu'en faisant le vide dans un tube, il est impossible de faire monter l'eau à une hauteur supérieure à la pression atmosphérique [21].

Considérons le système de pompage, tel qu'illustré sur la **Figure (I.27)**.

$$V_0 = 0 \frac{m}{s}, Z_1 = Z_p, p_0 = p_{atm} \tag{I.42}$$

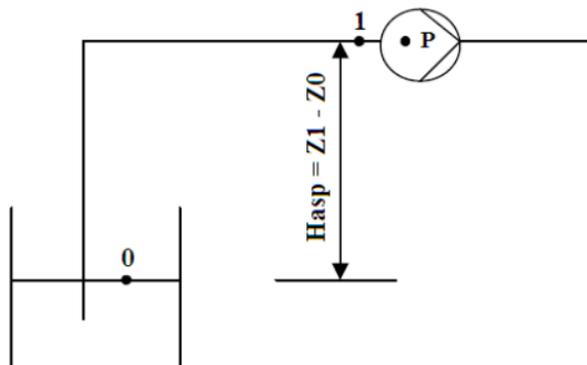


Figure (I.27). Schéma d'un système de pompage [21].

Appliquons l'équation de Bernoulli entre les points (0) et (1) en mCf [21]:

$$\frac{p_p}{\rho g} + \frac{v_p^2}{2g} + \Delta H_{1p} = \frac{p_0}{\rho g} + (Z_1 - Z_0) + \Delta H_{01} \quad (\text{I.43})$$

À cette équation on retire la valeur de pression saturante p_{vs} pour éviter la cavitation ce qui donne ceci [3]:

$$\frac{p_p - p_{vs}}{\rho g} + \frac{v_p^2}{2g} + \Delta H_{1p} = \frac{p_0 - p_{vs}}{\rho g} + (Z_1 - Z_0) + \Delta H_{01} \quad (\text{I.44})$$

Le N.P.S.H requis par la pompe [3]:

$$NPSH_{\text{requis}} = \frac{v_p^2}{2g} + \Delta H_{1p} \quad (\text{I.45})$$

Le N.P.S.H disponible dans l'installation [3]:

$$NPSH_{\text{dispo}} = \frac{p_0 - p_{vs}}{\rho g} + (Z_1 - Z_0) + \Delta H_{01} \quad (\text{I.46})$$

Pour éviter la cavitation, on doit satisfaire la condition suivante [3]:

$$p_p > p_{vs} \quad (\text{I.47})$$

I.3 Turbines Hydrauliques

I.3.1 Définition

L'énergie hydraulique devient disponible lorsque l'eau s'écoule entre deux endroits avec une différence d'altitude. Les turbines hydrauliques convertissent l'énergie potentielle gravitationnelle en énergie mécanique. Cette énergie mécanique est principalement utilisée pour la production d'électricité. Les différences d'altitude naturelles sont très rarement directement exploitables. Dans la plupart des cas, un réservoir d'eau est construit en érigeant un barrage sur une rivière. Dans les régions montagneuses, une conduite d'alimentation relie le réservoir à une centrale électrique située à une altitude beaucoup plus basse [1].

Le fluide cède ainsi de l'énergie, dont une partie sera récupérée par l'arbre de la turbine sous forme d'énergie mécanique P_m (négative), et la quantité positive P_i , appelée puissance interne ou puissance indiquée, présentée par l'équation.

$$P_i = \rho Q_v (U_1 C_1 - U_2 C_2) \quad (\text{I.48})$$

Les turbines se répartissent principalement en deux types : les turbines à action et les turbines à réaction. La roue Pelton est le type de turbine à action prédominant, adapté à une gamme de hauteurs d'environ 150 à 2 000 m. La turbine à réaction est ensuite subdivisée en deux types : le type Francis, qui se caractérise par un impulser à écoulement radial, et le type Kaplan ou propulseur, qui est une machine à écoulement axial [10].

Les turbines à action : Dans ce cas, le degré de réaction est nul ($r = 0$). La diminution de la charge est entièrement due à la perte d'énergie cinétique. Toute l'énergie cinétique du fluide est disponible dans un ou plusieurs jets. Le passage du fluide se fait de manière tangentielle [11].

$$r = \frac{p_2 - p_1}{\rho g H} \quad OU \quad \frac{p_2 - p_1}{\rho N^2 D^2} \quad (I.49)$$

$$r = 0, p_1 = p_2$$

$$H = \frac{p}{\rho g} + \frac{v^2}{2g}, \quad \Delta H = \Delta \left(\frac{v^2}{2g} \right) \quad (I.50)$$

Les turbines à réaction : Dans ce cas, le degré de réaction est différent de zéro ($r \neq 0$). L'énergie hydraulique disponible se présente sous forme d'énergie cinétique et de pression. Le transfert d'énergie se fait sur une grande surface, et le rotor est donc immergé dans le fluide [11].

$$r \neq 0, p_1 \neq p_2 \quad (I.51)$$

I.3.2 Types de turbines hydrauliques

a) Turbine Pelton

La turbine Pelton, représentée dans la **Figure (I.28)**, est une turbine à action avec un degré de réaction nul ($r = 0$) et aucune perte d'énergie. Elle est équipée d'un injecteur ou d'une buse qui génère un puissant jet d'eau. Ce jet propulse un rotor qui tourne à l'air libre. Les pales de la turbine ont une forme similaire à celle d'une double cuillère [1].

Cette turbomachine fonctionne sous une hauteur de chute élevée (entre 300 m et 1200 m) avec un débit relativement faible. Son fonctionnement se caractérise par une grande vitesse de rotation et une vitesse spécifique comprise entre 0,003 et 0,03. Le passage du fluide à travers la turbine est tangentiel, et les augets sont soumis à l'impact du jet d'eau pour convertir l'énergie hydraulique en énergie mécanique [11].

Un ensemble de turbine Pelton est montré dans la **Figure (I.28)**. Certains termes utilisés sont l'arbre, le rotor, la buse, le jet, etc., qui sont indiqués dans la figure. Les pales ou les aubes du rotor dans le cas de la turbine Pelton sont les "double cuves Pelton" ou "godets". Ces doubles cuves sont montées sur la périphérie d'un disque circulaire et ensemble, ils forment le rotor de la turbine Pelton.

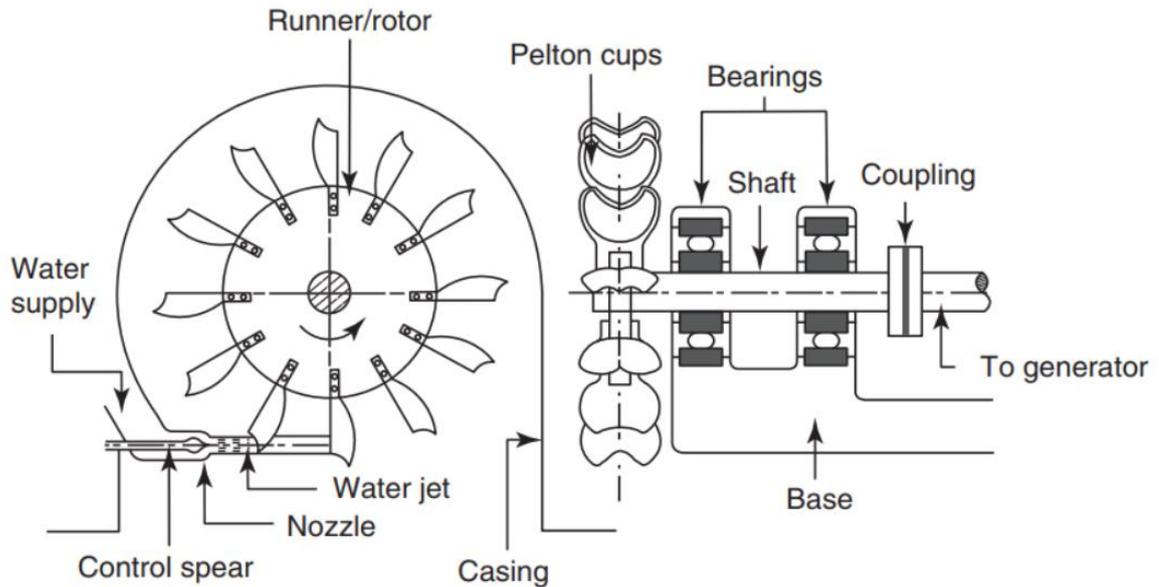


Figure (I.28). Disposition schématique d'une turbine Pelton [22].

La hauteur brute sur le site du projet, H_g , est la différence de niveaux d'eau entre le réservoir et l'aval. La hauteur disponible à la centrale électrique ou aux buses est H . La différence ($H_g - H$) est due à la topographie du terrain et aux pertes dans les conduites forcées, les vannes, la hauteur des buses au-dessus de l'aval, etc. La vitesse du jet d'eau à la sortie de la buse ou à l'entrée des godets du rotor est [22].

$$V_1 = c_v \sqrt{2gH} \quad (I.52)$$

Où c_v est le coefficient de vitesse de la buse, avec une valeur de l'ordre de 0,96 à 0,98. La vitesse des godets Pelton est.

$$U = \frac{\pi DN}{60} \quad (I.53)$$

b) Turbine Francis

La turbine Francis est une turbine à réaction conçue pour fonctionner dans une plage moyenne de vitesses spécifiques (60-300) et une plage moyenne de hauteurs de chute (50-250 m). Elle est initialement conçue comme une machine à écoulement radial dans la plage de vitesses spécifiques de 60 à 120. Cependant, à mesure que la vitesse spécifique correspondant aux données du site du projet augmente, la conception évolue progressivement vers une machine à écoulement mixte, pour finalement devenir presque une machine à écoulement axial [22].

L'efficacité hydraulique de la turbine Francis est calculée sous une forme spécifique,

$$\eta_h = \frac{U_1 V_{u1}}{gH} \quad (I.54)$$

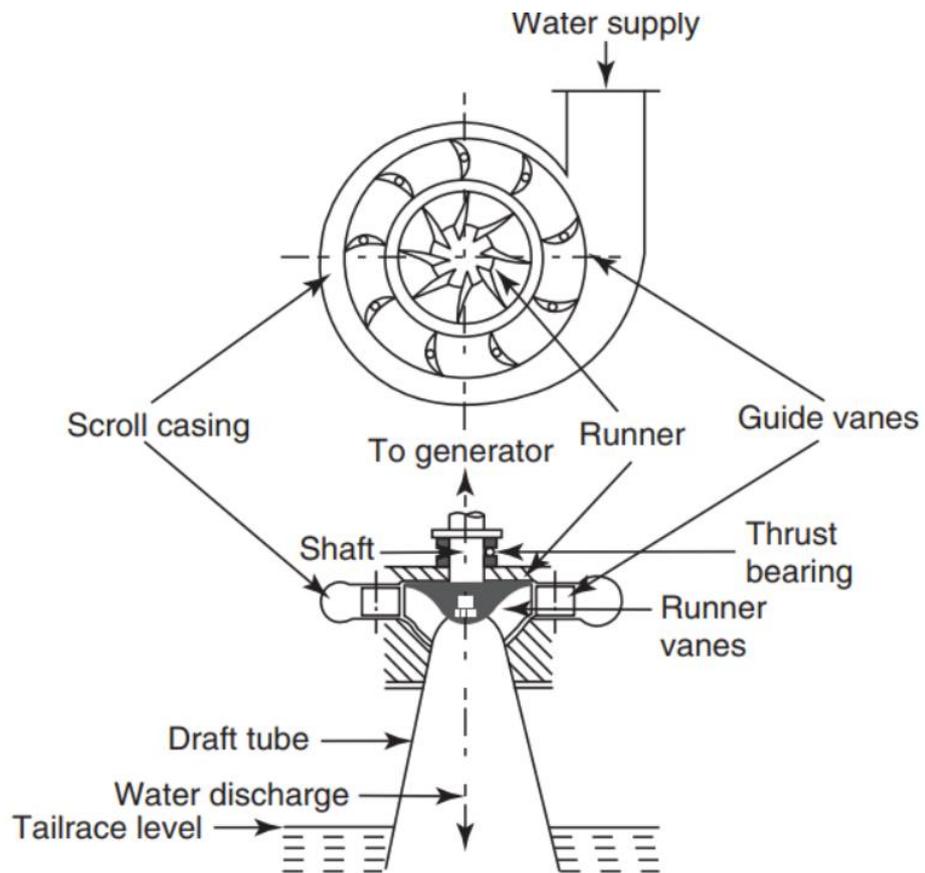


Figure (I.29). Disposition schématique d'une turbine Francis [22].

c) Turbine Kaplan

La turbine Kaplan ou turbine à hélice est une turbine à réaction à écoulement axial conçue pour les basses chutes d'eau (jusqu'à 75 m), les débits élevés et les vitesses spécifiques élevées (300-1000). Une vue schématique de la turbine Kaplan est présentée dans la **Figure (I.30)**.

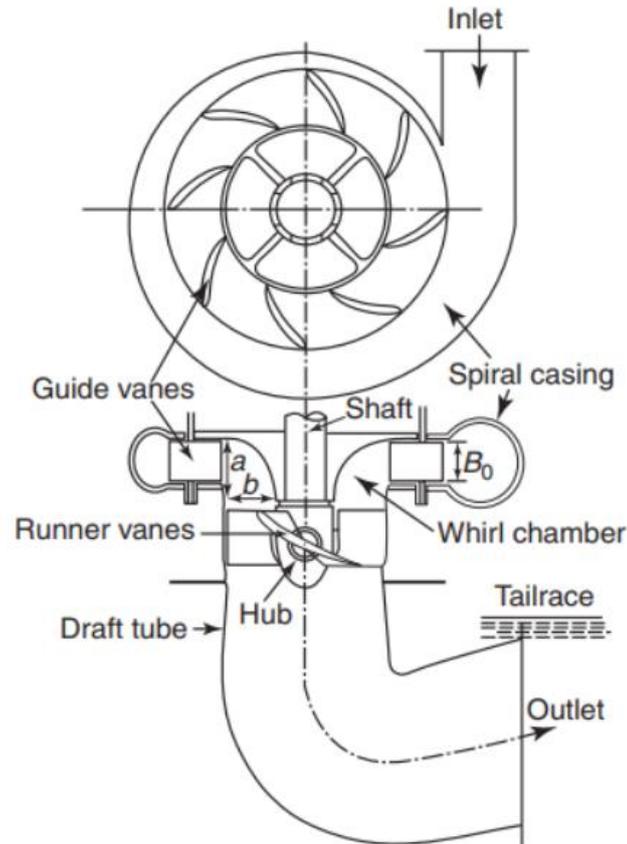


Figure (I.30). Disposition schématique d'une turbine Kaplan [22].

I.4 Compresseurs

Il existe trois types de turbomachines : les ventilateurs, les soufflantes et les compresseurs. Les ventilateurs provoquent seulement une légère augmentation de la pression stagnante du fluide en écoulement. Un ventilateur est composé d'une roue rotative appelée l'impulser, entourée d'un carter fixe. L'énergie est transmise à l'air par la roue entraînée, créant ainsi une différence de pression qui génère un écoulement d'air. L'air aspiré dans un ventilateur est appelé "tirage induit", tandis que l'air expulsé est désigné sous le nom de "tirage forcé" [10].

Les soufflantes, en revanche, compriment l'air à travers plusieurs étapes successives et sont souvent équipées d'un diffuseur près de la sortie. L'augmentation globale de pression dans les soufflantes peut varier de 1,5 à 2,5 atm, et elles peuvent atteindre des vitesses de rotation de l'arbre allant jusqu'à 30 000 tr/min, voire plus [10].

I.4.1 Compresseurs à flux radial ou compresseurs centrifuges

Un compresseur à écoulement radial (RFC) est présenté dans la *Figure (I.31)*. Les aubes de la roue sont disposées radialement, car elles subissent une charge relativement faible, ce qui permet de fabriquer la roue à moindre coût. Une section inductrice est incorporée dans les

aubes radiales, comme montré, pour éviter les chocs à l'entrée. À la sortie de la roue, il y a un anneau diffuseur avec des pales de diffusion. Lorsque le fluide s'écoule à travers ces passages entre les pales de diffusion, sa vitesse est transformée en pression. Même sans les pales de diffusion, en raison de l'augmentation du diamètre et de la surface d'écoulement, le passage agit comme un diffuseur. Un tel passage est appelé un diffuseur sans aubes. Le fluide s'écoule ensuite dans une volute pour finalement entrer dans le tuyau de refoulement. La volute présente une surface d'écoulement en augmentation constante. Le fluide entre dans la volute par toute la périphérie de la roue [22].

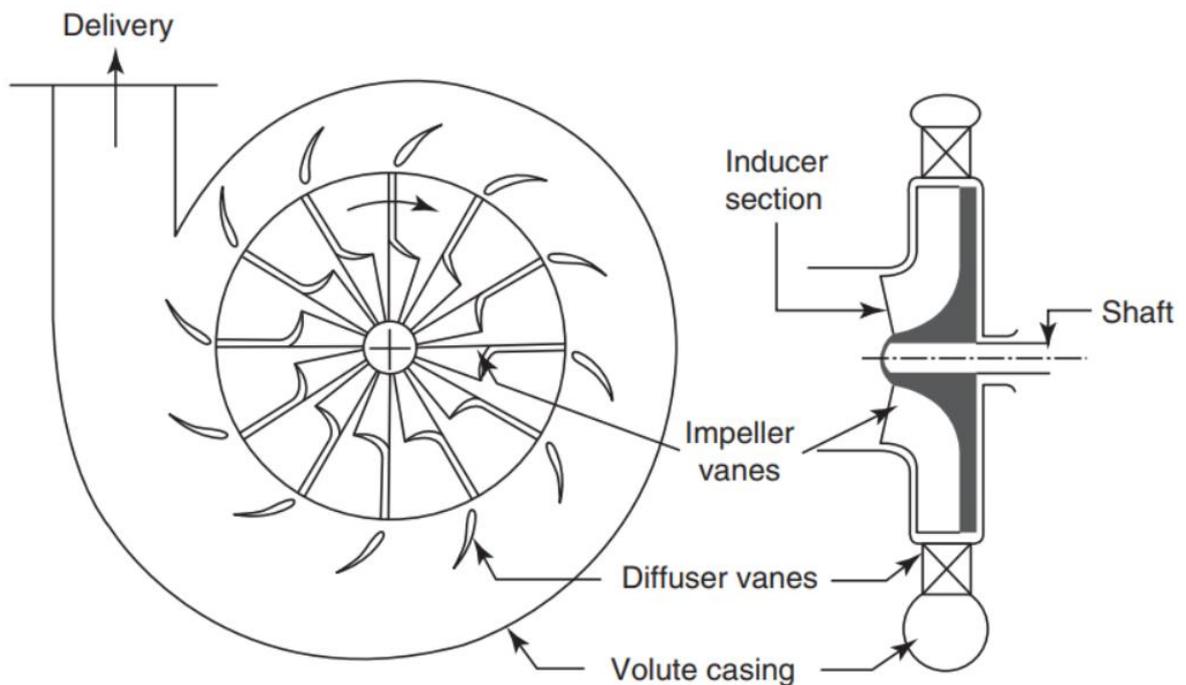


Figure (I.31). Vue schématique d'un compresseur à flux radial [22].

I.4.2 Processus de compression

Le processus de compression est illustré sous différentes formes sur un diagramme enthalpie-entropie dans la *Figure (I.32)*.

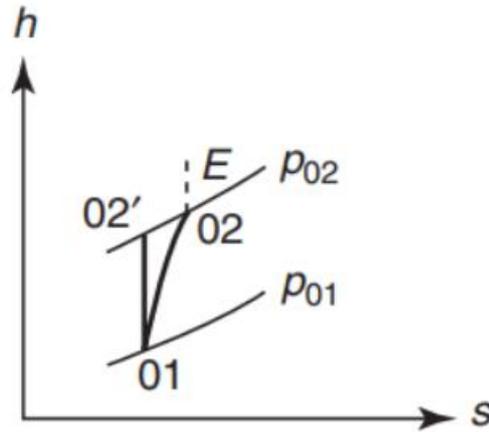


Figure (I.32). Processus de compression [22].

1. Le processus 01-E est le processus d'Euler.

$$W_E = \frac{u_2^2}{g} \quad (\text{I.55})$$

2. Le processus 01-02 est le processus adiabatique.

$$W_i = h_{02} - h_{01} = c_p(T_{02} - T_{01}) \quad (\text{I.56})$$

3. Le processus 01-02a est le processus isentropique.

$$W_{is} = h_{02'} - h_{01} = c_p(T_{02'} - T_{01}) \quad (\text{I.57})$$

Le coefficient de glissement (L) a des valeurs de l'ordre de 0,9, 0,95, etc., pour les compresseurs [22].

$$L = W_i/W_E \quad (\text{I.58})$$

L'efficacité de la compression isentropique (Gc) est définie comme le rapport du travail isentropique au travail réel [22].

$$\eta_c = \frac{W_{is}}{W} \quad (\text{I.59})$$

❖ **Efficacité du diffuseur**

Après avoir quitté le rotor, le fluide possède une certaine énergie cinétique qui dépend du degré de réaction du rotor. Dans la section du diffuseur, seule la conversion de l'énergie de sa forme cinétique à sa forme de pression a lieu à l'intérieur du fluide. Aucun transfert d'énergie n'a lieu vers ou depuis le fluide dans la section du diffuseur. Le processus qui se déroule dans le diffuseur (ou stator) est illustré à la **Figure (I.33)** [22].

Ainsi, l'efficacité du diffuseur est :

$$\eta_d = \frac{p_3 - p_2}{p_{3''} - p_2} \quad (I.60)$$

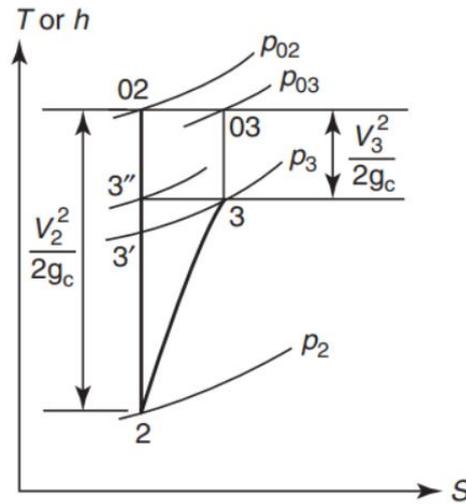


Figure (I.33). Processus de diffusion [22].

I.4.3 Compresseurs à flux axial

Les compresseurs à flux axial sont particulièrement adaptés aux débits élevés, tels que ceux requis dans le fonctionnement des moteurs d'avion. Pour accommoder ces débits élevés, l'air atmosphérique entre à un grand rayon. Au fur et à mesure que le processus de compression progresse en étapes, la densité augmente et la zone se réduit, tandis que la vitesse axiale reste approximativement constante. Bien que l'augmentation de pression dans une seule étape soit faible, l'utilisation de plusieurs étapes entraîne une élévation significative de la pression à travers le compresseur [23].

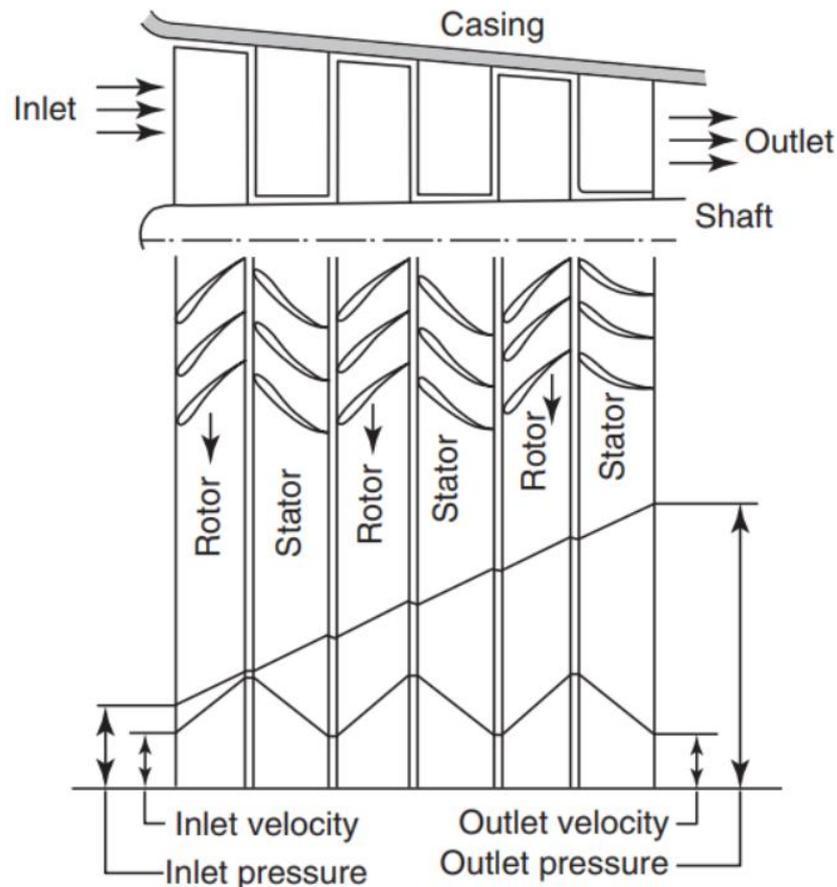


Figure (I.34). Schéma de principe d'un compresseur à flux axial à trois étages [23].

✓ **Diagramme de vitesse**

Le fonctionnement du compresseur axial repose sur le principe fondamental selon lequel l'énergie cinétique est transférée à l'air dans la rangée de pales rotatives, puis diffusée à travers les passages formés par les pales rotatives et fixes. Ce processus s'effectue en plusieurs étapes [10].

Dans la **Figure (I.35)**, vous pouvez observer le schéma des pales ainsi que le triangle des vitesses pour un étage de compresseur à flux axial. L'air entre dans la pale du rotor avec une vitesse absolue C_1 et un angle α_1 mesuré par rapport à la direction axiale. Lorsque l'air quitte la pale du rotor, il possède une vitesse absolue C_2 et un angle α_2 . Le passage de l'air s'effectue à travers les passages divergents formés entre les pales du rotor. Pendant ce processus, l'air subit un travail dans les pales du rotor, ce qui entraîne une vitesse C_2 plus grande que C_1 . La rangée de rotor possède également une vitesse tangentielle U . En combinant ces vitesses, nous obtenons la vitesse relative à l'entrée V_1 avec un angle β_1 . Quant à V_2 , il s'agit de la vitesse relative à la sortie du rotor, qui est inférieure à V_1 [10].

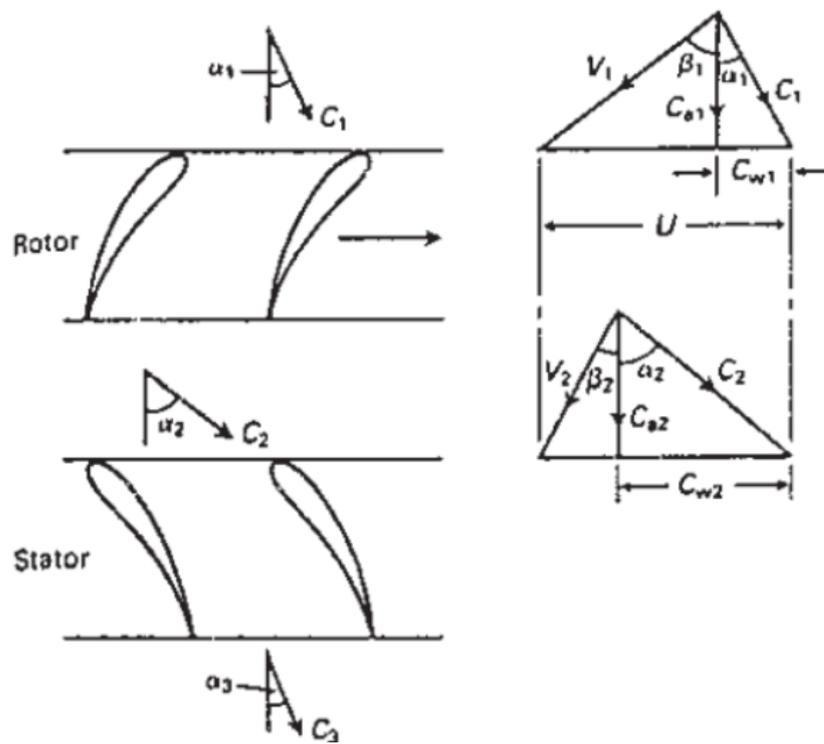


Figure (I.35). Schéma des pales ainsi que le triangle des vitesses pour un étage de compresseur à flux axial [10].

Le travail effectué sur l'air [10]:

$$W_c = U(C_{w2} - C_{w1}) \quad (\text{I.61})$$

Ainsi, d'après le triangle des vitesses pour un étage de compresseur à flux axial, on a [10]:

$$\frac{U}{C_a} = \tan(\alpha_1) + \tan(\beta_1) = \tan(\alpha_2) + \tan(\beta_2) \quad (\text{I.62})$$

Donc, Le travail effectué sur l'air [10]:

$$W_c = UC_a(\tan(\alpha_2) - \tan(\alpha_1)) = UC_a(\tan(\beta_2) - \tan(\beta_1)) \quad (\text{I.63})$$

CHAPITRE II : Psychrométrie

Introduction

Les mélanges gaz-vapeur d'eau jouent un rôle essentiel dans le domaine du conditionnement d'air, contribuant de manière significative au confort thermique et à la qualité de l'air intérieur. Ces mélanges, résultant de l'interaction entre l'air et la vapeur d'eau, permettent de réguler la température et l'humidité dans les espaces intérieurs, créant ainsi un environnement optimal pour les occupants.

Au sein du deuxième chapitre, une exploration approfondie des concepts fondamentaux s'offre à nous, mettant en lumière les interactions complexes entre les mélanges gaz-vapeur et les diverses propriétés de l'air. Dès les premières sections, nous plongeons dans l'étude des caractéristiques de l'air sec et atmosphérique, tout en examinant l'humidité spécifique et relative de l'air, qui joue un rôle crucial dans la régulation du confort environnemental. Un éclaircissement sur la température du point de rosée éclaire la manière dont l'humidité atmosphérique se manifeste sous forme de condensation, tandis que la notion de saturation adiabatique et les températures de bulbe humide nous guident à travers les mécanismes de refroidissement évaporatif.

L'inclusion du diagramme psychrométrique offre un outil visuel puissant pour appréhender ces concepts interconnectés, permettant de visualiser les états thermodynamiques de l'air en fonction de l'humidité et de la température. Cette compréhension approfondie jette les bases essentielles pour aborder la question cruciale du confort humain et de la climatisation. En effet, la capacité à moduler avec précision les paramètres de l'air, grâce à une connaissance éclairée des processus de saturation adiabatique et des températures de bulbe humide, devient impérative pour créer des environnements intérieurs optimaux et accueillants.

Enfin, le chapitre se clôt en explorant les mécanismes de l'humidification de l'air, dévoilant les techniques et procédés impliqués pour ajuster l'humidité relative à des niveaux adéquats. Cette section, en parfaite continuité avec les thèmes précédents, offre un aperçu précieux des moyens pratiques d'optimiser le confort et l'efficacité des systèmes de conditionnement d'air. Ainsi, ce chapitre captivant ouvre la voie à une compréhension approfondie et pratique des interactions entre les mélanges gaz-vapeur d'eau et leur rôle essentiel dans le domaine du conditionnement d'air.

II.1 Air sec et atmosphérique

L'air se présente comme un assemblage constitué majoritairement d'azote (représentant 79%), suivi d'oxygène (constituant 21%), et d'une infime proportion d'autres gaz. Au sein de

l'atmosphère, cet air abrite également une quantité variable de vapeur d'eau, plus couramment dénommée humidité, lui conférant ainsi le titre d'"*air atmosphérique*". Par contraste, l'air dépourvu de toute trace d'humidité est qualifié d'"*air sec*" [24].

L'air sec peut être approximé comme un gaz parfait, avec une capacité calorifique massique, notée C_p , qui reste presque constante à 1005 kJ/(kg •K). Dans cette approximation, l'enthalpie de l'air sec h_a est évaluée comme suit kJ/Kg [24]:

$$h_a = C_p T = 1005 T \quad (\text{II.1})$$

L'air atmosphérique démontre un comportement similaire à un mélange de gaz parfaits, où la pression totale P est la somme des pressions partielles de l'air sec (P_a) et de la vapeur d'eau (ou pression de vapeur) (P_v) [24].

$$P = P_a + P_v \quad (\text{II.2})$$

II.2 Humidité spécifique et relative de l'air

L'humidité spécifique (également appelée *humidité absolue*=*Teneur en eau*) représente le rapport entre la masse de vapeur d'eau (m_v) et la masse d'air sec (m_a) avec laquelle la vapeur est liée dans l'air humide [25]:

$$\omega = \frac{m_v}{m_a} \quad (\text{kg de vapeur d'eau/kg d'air sec}) \quad (\text{II.3})$$

Comme la vapeur d'eau et l'air sec se conforment aux caractéristiques d'un gaz parfait, l'humidité absolue peut également être formulée en fonction des pressions [24]:

$$\omega = \frac{m_v}{m_a} = \frac{P_v V / R_v T}{P_a V / R_a T} = \frac{P_v / R_v}{P_a / R_a} = 0.622 \frac{P_v}{P_a} = \frac{0.622 P_v}{P - P_v} \quad (\text{II.4})$$

Air sec ne contient par humidité. Son humidité absolue est $\omega = 0$.

De manière continue, de la vapeur d'eau est introduite dans l'air sec. Cela provoque une augmentation de son humidité absolue $\omega \uparrow$. À un certain seuil, l'air devient incapable d'absorber davantage d'humidité sans que cela ne conduise à la condensation. À ce stade, on qualifie l'air de saturé en vapeur d'eau, et il est désigné sous le nom *d'air saturé*.

Il est possible d'évaluer la quantité de vapeur d'eau présente dans l'air saturé à une température et une pression données en substituant la pression de vapeur P_v par la pression de saturation P_g à même température.

L'humidité relative (Le degré hygrométrique) d'une masse d'air est définie comme le rapport entre la quantité réelle de vapeur d'eau présente dans cet air m_v et la quantité maximale de vapeur d'eau que l'air pourrait contenir à saturation m_g , exprimé en pourcentage [26].

$$\varphi = \frac{m_v}{m_g} = \frac{P_v V / R_v T}{P_g V / R_v T} = \frac{P_v}{P_g} = \frac{P_v}{P_{saturation, T}} \quad (\text{II.5})$$

La relation entre humidité relative et humidité absolue est (Les équations (II.4) et (II.5)) [24, 26]:

$$\omega = \frac{0.622 P_v}{P - P_v} = \frac{0.622 \varphi P_g}{P - \varphi P_g} \quad (\text{II.6})$$

Ou

$$\varphi = \frac{P_v}{P_g} = \frac{\omega P}{(0.622 + \omega) P_g} \quad (\text{II.7})$$

II.3 Enthalpie totale et spécifique de l'air humide

Enthalpie de l'air humide : Un mélange d'air comprenant à la fois de l'air sec et de la vapeur d'eau possède une enthalpie totale [27]:

$$H = H_a + H_v = m_a h_a + m_v h_v \quad (\text{II.8})$$

En divisant le tout par la masse d'air sec, doc Enthalpie spécifique

$$h = \frac{H}{m_a} = \frac{m_a h_a}{m_a} + \frac{m_v h_v}{m_a} = h_a + \omega h_v \quad (\text{II.9})$$

Avec $h_v \approx h_g$

II.4 La température sèche

La température de l'air atmosphérique T_s mesurée à l'aide d'un thermomètre classique est désignée comme la température du thermomètre sec, afin de la distinguer de la température mesurée avec un thermomètre humide.

La température sèche, également connue sous le nom de *température du thermomètre sec*, fait référence à la mesure de la chaleur ambiante dans l'air sans prendre en compte l'effet de l'humidité.

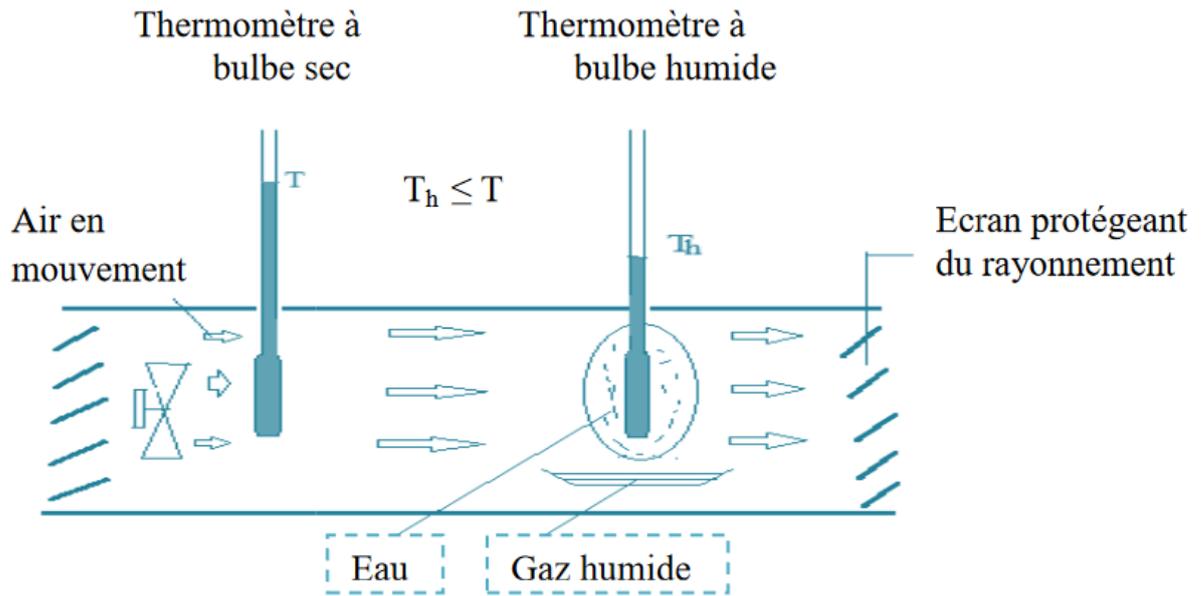


Figure (II.1). Schéma de la température sèche [27].

II.5 La température humide

La *température humide* T_h de l'air : c'est la température d'équilibre d'une masse d'eau s'évaporant dans l'air dans le cas où la chaleur nécessaire à l'évaporation n'est prélevée que sur l'air.

Le *thermomètre à bulbe humide* représente un exemple concret de dispositif offrant une utilisation à la fois plus compacte et plus pratique.

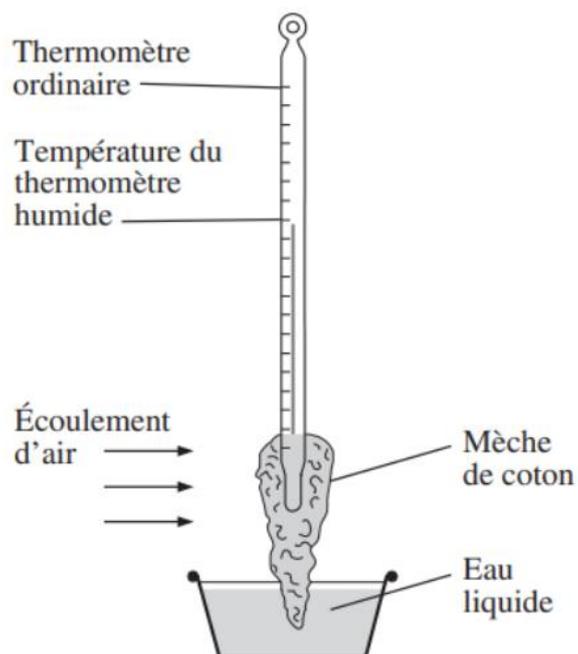


Figure (II.2). Schéma de la température humide [24].

II.6 Température du point de rosée

Le **point de rosée** représente la température $T_{\text{rosée}}$ à laquelle l'air atteint sa saturation en vapeur d'eau. En d'autres termes, il marque le moment où il faut refroidir l'air pour que la vapeur d'eau commence à se condenser en gouttes d'eau liquide (rosée) - c'est ce qu'on appelle la température de condensation [24].

Il est important de noter que lorsque la température est en dessous de zéro, le point de rosée prend le nom de "**point de gel**".

Si l'on examine la relation entre l'humidité relative et le point de rosée :

- ✓ Lorsque le point de rosée se rapproche de la température ambiante, cela indique une humidité relative élevée.
- ✓ Si le point de rosée est nettement inférieur à la température ambiante, cela suggère une humidité relative faible.

Le point de rosée est la température à laquelle la vapeur d'eau atteint sa saturation en correspondance avec la pression de vapeur.

$$T_{\text{rosée}} = T_{\text{saturation}, P_v} \quad (\text{II.10})$$

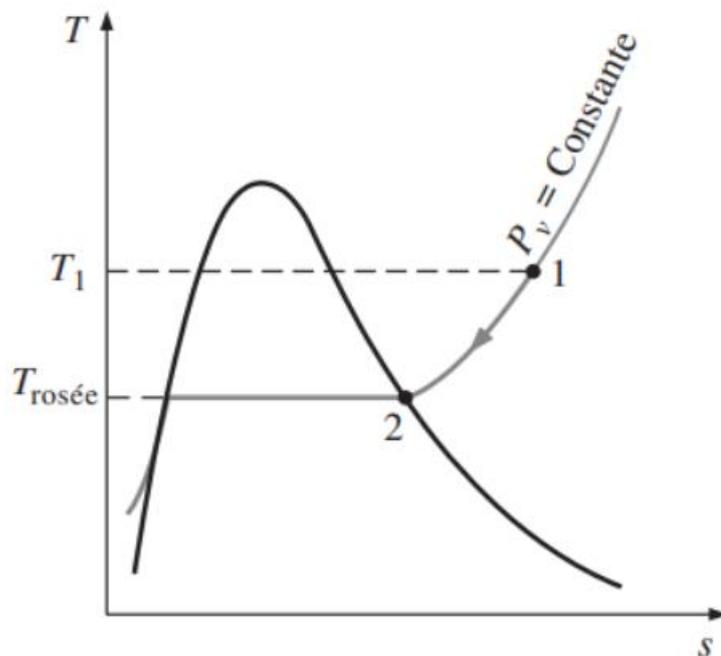


Figure (II.3). Schéma de la Température du point de rosée [24].

II.7 Saturation adiabatique et températures de bulbe humide

Une alternative pour évaluer l'humidité absolue (ou relative) repose sur le concept d'évolution de saturation adiabatique (voir la figure).

Dans un flux d'air humide en régime permanent, où la température T_1 est connue et l'humidité absolue ω_1 est inconnue, l'air entre dans un conduit adiabatique contenant un réservoir d'eau liquide. Pendant que le mélange gazeux circule au-dessus de la surface de l'eau, de l'eau s'évapore et se mélange à l'air. Au fur et à mesure, la quantité d'humidité dans l'air augmente, entraînant une baisse de sa température puisqu'une partie de la chaleur latente provenant de l'évaporation de l'eau est absorbée par l'air. Si le conduit est suffisamment long, l'air qui en ressort devient saturé (à $\varphi_2 = 100\%$) à une température T_2 . Cette température T_2 est désignée comme la *température de saturation adiabatique*.

Le bilan de masse pour l'air sec est le suivant :

$$\dot{m}_{a1} = \dot{m}_{a2} = \dot{m}_a \quad (\text{II.11})$$

Le bilan de masse pour la vapeur d'eau est le suivant :

$$\dot{m}_{v1} + \dot{m}_f = \dot{m}_{v2} \quad (\text{II.12})$$

En d'autres termes

$$\dot{m}_a \omega_1 + \dot{m}_f = \dot{m}_a \omega_2 \quad (\text{II.13})$$

Donc

$$\dot{m}_f = \dot{m}_a (\omega_2 - \omega_1) \quad (\text{II.14})$$

Le bilan énergétique est le suivant :

$$\dot{E}_{in} = \dot{E}_{out} \text{ avec } \dot{Q} = 0 \text{ et } \dot{W} = 0 \quad (\text{II.15})$$

Soit

$$\dot{m}_a h_1 + \dot{m}_f h_{f2} = \dot{m}_a h_2 \quad (\text{II.16})$$

En utilise équation (II.14), donc

$$\dot{m}_a h_1 + \dot{m}_a (\omega_2 - \omega_1) h_{f2} = \dot{m}_a h_2 \quad (\text{II.17})$$

En divisant par \dot{m}_a

$$h_1 + (\omega_2 - \omega_1) h_{f2} = h_2 \quad (\text{II.18})$$

Pour remplacer h_1 et h_2 , on utilise l'équation (II.9).

$$(C_p T_1 + \omega_1 h_{g1}) + (\omega_2 - \omega_1) h_{f2} = (C_p T_2 + \omega_2 h_{g2}) \quad (\text{II.19})$$

L'humidité absolue ω_1 est la suivante :

$$\omega_1 = \frac{C_p(T_2 - T_1) + \omega_2 h_{g2}}{h_{g1} - h_{f2}} \quad (\text{II.20})$$

L'humidité absolue ω_2 est la suivante, avec $\phi_2 = 1$:

$$\omega_2 = \frac{0.622 P_{g2}}{P_2 - P_{g2}} \quad (\text{II.21})$$

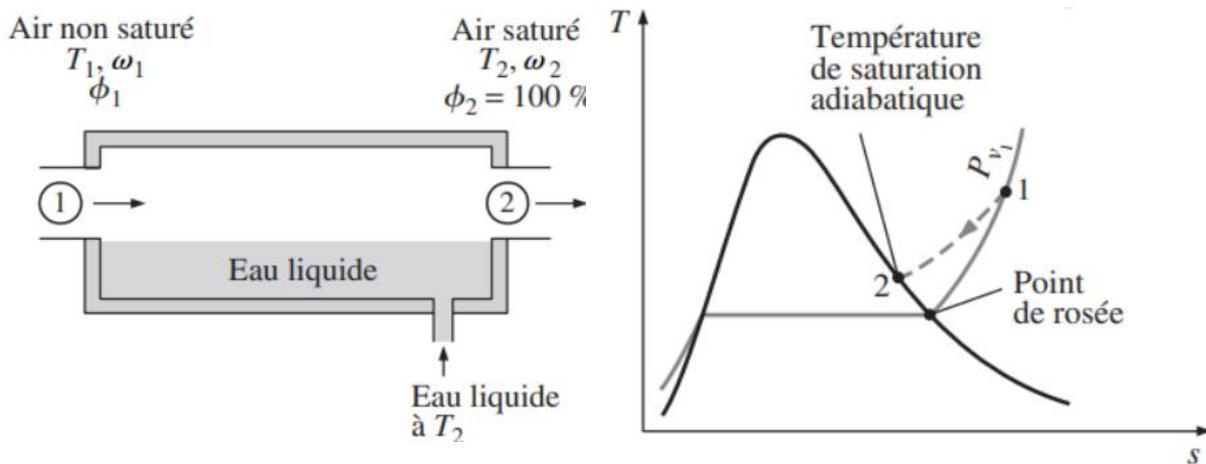


Figure (II.4). Schéma de la Température du Saturation adiabatique [24].

II.8 Diagramme psychrométrique

Une installation de climatisation a pour fonction de maintenir les conditions préétablies de l'air dans l'espace à conditionner. Pour atteindre cet objectif, divers processus sont employés pour chauffer, refroidir, humidifier et déshumidifier l'air.

Afin de simplifier la représentation des changements de l'air et de faciliter le calcul des différentes composantes de l'installation de climatisation, on fait usage du "diagramme psychrométrique" de l'air humide [29].

Ce type de diagramme détaille les caractéristiques physiques de l'air humide pour tous les états qu'il peut prendre. C'est pourquoi toutes les variables thermodynamiques de l'air atmosphérique ont été regroupées, par commodité, dans un unique diagramme appelé le *diagramme psychrométrique*.

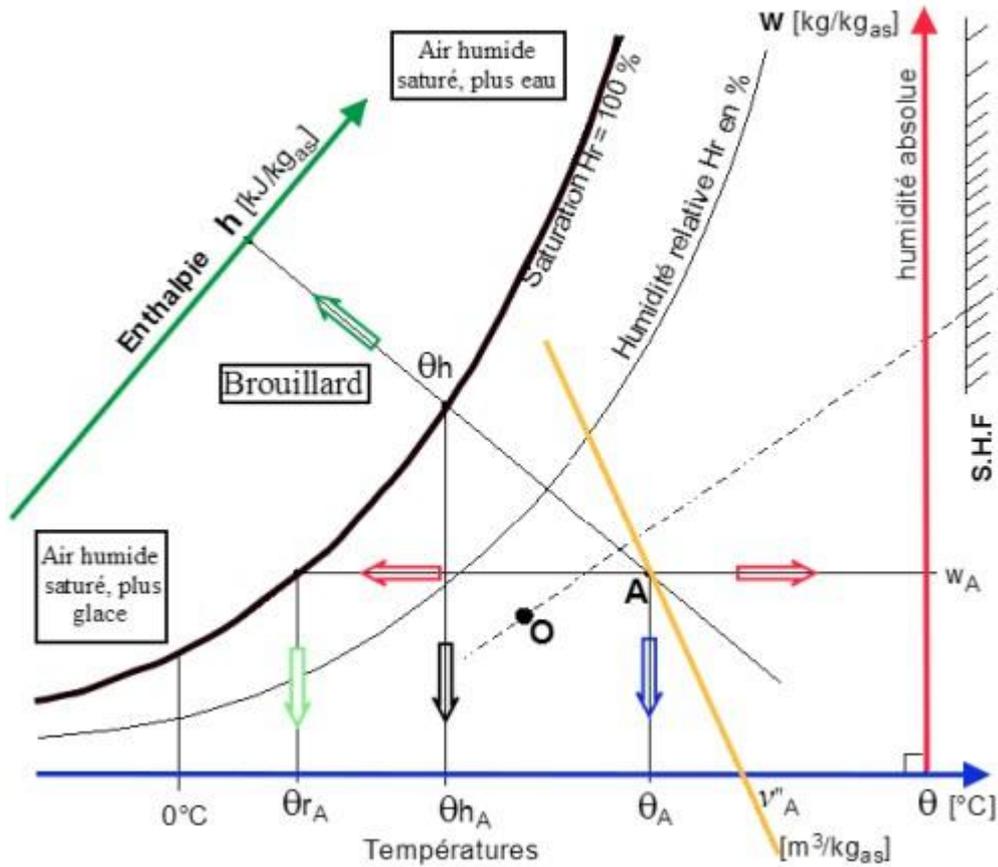


Figure (II.5). Le diagramme psychrométrique [29].

II.9 Les évolutions de conditionnement d'air

Figure (II.6) illustre, en utilisant un diagramme psychrométrique, les différentes transformations impliquées dans le processus de conditionnement d'air. On peut observer que les phases de chauffage et de refroidissement, au cours desquelles l'humidité absolue reste constante, sont représentées par des lignes horizontales.

Le bilan de masse pour l'air sec est le suivant :

$$\sum \dot{m}_{a,in} = \sum \dot{m}_{a,out} \quad (\text{II.22})$$

Le bilan de masse pour la vapeur d'eau est le suivant :

$$\sum \dot{m}_{v,in} = \sum \dot{m}_{v,out} \quad (\text{II.23})$$

En d'autres termes

$$\sum \dot{m}_{a,in} \omega = \sum \dot{m}_{a,out} \omega \quad (\text{II.24})$$

Le bilan énergétique est le suivant :

$$\dot{E}_{in} = \dot{E}_{out} \quad (\text{II.26})$$

En d'autres termes

$$\dot{Q}_{in} + \dot{W}_{in} + \sum \dot{m}_{in} h = \dot{Q}_{out} + \dot{W}_{out} + \sum \dot{m}_{out} h \quad (\text{II.27})$$

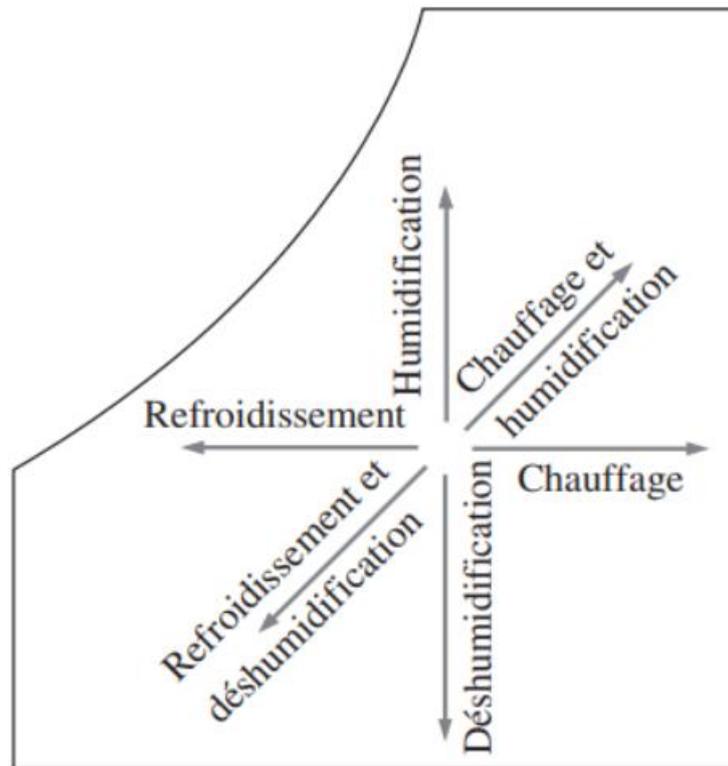


Figure (II.6). Les évolutions de conditionnement d'air [24].

II.9.1 Chauffage et refroidissement simples ($\omega = \text{constant}$)

Sur le diagramme psychrométrique, le processus de chauffage est illustré par une ligne horizontale [29].

Il est à noter que lorsqu'il y a une augmentation de la température sèche T_s [29]:

- ❖ la température du point de rosée ($T_{\text{rosée}}$) demeure constante,
- ❖ l'humidité absolue (ω) reste invariable.

L'action de chauffer l'air tout en maintenant son humidité absolue constante est accomplie à l'aide d'un dispositif tel qu'une résistance électrique chauffante ou une thermopompe [24].

La Figure (II.7) présente ce genre de configuration. Un flux d'air circule à travers un conduit et est réchauffé au moyen d'une résistance électrique [24].

$$\begin{aligned}
 T_2 &> T_1 \\
 \omega_2 &= \omega_1 \\
 \varphi_2 &< \varphi_1
 \end{aligned}
 \tag{II.28}$$

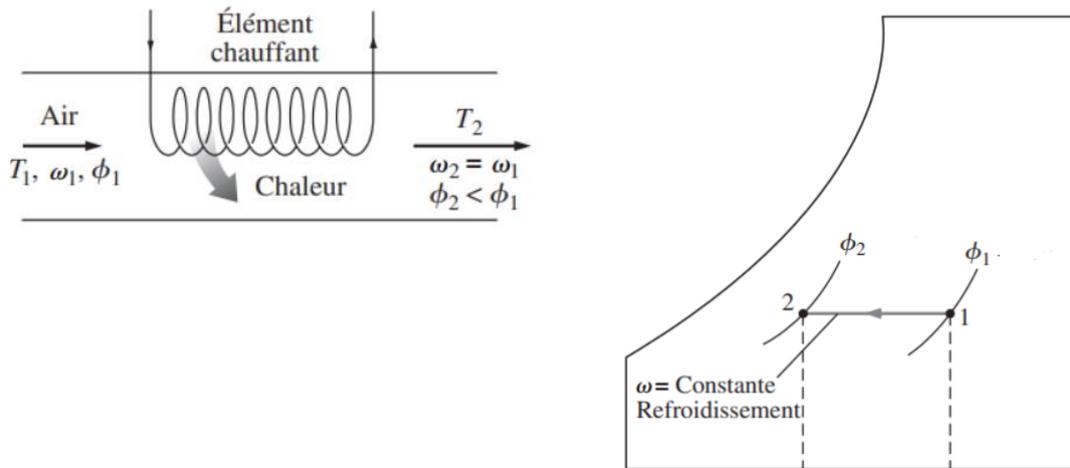


Figure (II.7). Procède de Chauffage et refroidissement simples [24].

Le bilan de masse pour l'air sec est le suivant :

$$\dot{m}_{a1} = \dot{m}_{a2} = \dot{m}_a \quad (\text{II.29})$$

Le bilan de masse pour la vapeur d'eau est le suivant :

$$\dot{m}_{v1} = \dot{m}_{v2} \quad (\text{II.30})$$

En d'autres termes

$$\dot{m}_a \omega_1 = \dot{m}_a \omega_2 \quad (\text{II.31})$$

$$\omega_1 = \omega_2 \quad (\text{II.32})$$

Le bilan énergétique est le suivant :

$$\dot{Q} = \dot{m}_a (h_2 - h_1) \quad (\text{II.33})$$

II.9.2 Chauffage avec humidification

Lors de la phase 1-2, l'air subit un chauffage à humidité absolue constante ($\omega_1 = \omega_2$).

Dans la phase 2-3, l'air est humidifié ($\omega_3 > \omega_2$). La température à la sortie du conduit (T_3) est influencée par la méthode d'humidification employée [24].

Si l'humidification est réalisée en injectant des gouttelettes de vapeur dans le flux $\rightarrow T_3 > T_2$ [24].

Si l'humidification est accomplie à l'aide d'un brumisateur classique, une partie de la chaleur du flux d'air est absorbée par les gouttelettes d'eau, $\rightarrow T_3 < T_2$ [24].

Donc on a **Humidification par pulvérisation d'eau** et **Humidification par injection de vapeur**.

a) Des bilans massique et énergétique sont dressés pour la section chauffée, soit

Le bilan de masse pour l'air sec est le suivant :

$$\dot{m}_{a1} = \dot{m}_{a2} = \dot{m}_a \quad (\text{II.34})$$

Le bilan de masse pour la vapeur d'eau est le suivant :

$$\dot{m}_{v1} = \dot{m}_{v2} \quad (\text{II.35})$$

En d'autres termes

$$\dot{m}_a \omega_1 = \dot{m}_a \omega_2 \quad (\text{II.36})$$

$$\omega_1 = \omega_2 \quad (\text{II.37})$$

Le bilan énergétique est le suivant :

$$\dot{Q} = \dot{m}_a (h_2 - h_1) \quad (\text{II.38})$$

b) Le bilan massique d'eau dans la section humidifiée est

$$\dot{m}_{a2} \omega_2 + \dot{m}_{eau} = \dot{m}_{a3} \omega_3 \quad (\text{II.39})$$

En d'autres termes

$$\dot{m}_{eau} = \dot{m}_a (\omega_3 - \omega_2) \quad (\text{II.40})$$

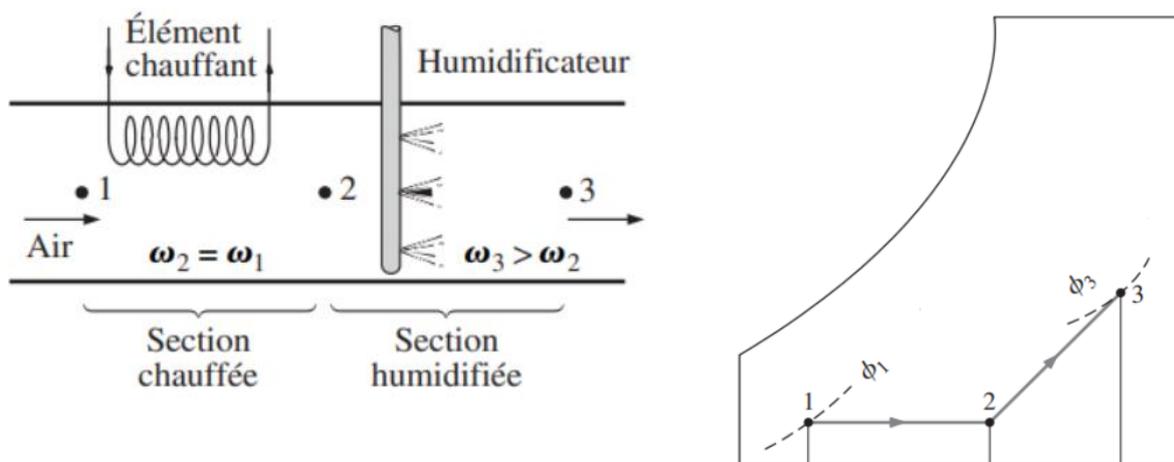


Figure (II.8). Procède de Chauffage avec humidification [24].

II.9.3 Refroidissement avec déshumidification

Lorsque l'air est refroidi en dessous de son point de rosée (**Déshumidification par refroidissement**), il entraîne invariablement une déshumidification [29].

La réduction de la température sèche s'accompagne de ce qui suit :

- Une diminution de la température de rosée.
- Une diminution de l'humidité absolue.

Une telle modification transforme simultanément la chaleur sensible et la chaleur latente de l'air en question [29].

Le système de refroidissement est constitué d'un conduit équipé d'un serpentin à travers lequel circule un réfrigérant. L'air chaud et humide entre dans le conduit à l'état 1. En passant autour du serpentin froid, sa température baisse et son humidité relative augmente. Si la portion refroidie est suffisamment longue, l'air atteint le point de rosée (état x) [29].

À ce stade, l'air devient saturé. Si le processus de refroidissement est poursuivi, la vapeur d'eau présente dans l'air se condense. Pendant toute la phase de condensation (évolution x vers 2), l'humidité relative de l'air reste à 100 % tandis que l'humidité absolue diminue. En fin de compte, l'air froid et saturé quitte le conduit à l'état 2. En ce qui concerne le condensat (l'eau condensée), il est recueilli dans un réservoir à la température T_2 [29].

Les bilans massique et énergétique dressés pour la section refroidie et déshumidifiée sont
Le bilan de masse pour l'air sec est le suivant :

$$\dot{m}_{a1} = \dot{m}_{a2} = \dot{m}_a \quad (\text{II.41})$$

Le bilan de masse pour la vapeur d'eau est le suivant :

$$\dot{m}_{v1} = \dot{m}_{v2} + \dot{m}_{eau} \quad (\text{II.42})$$

En d'autres termes

$$\dot{m}_{eau} = \dot{m}_a(\omega_1 - \omega_2) \quad (\text{II.43})$$

Le bilan énergétique est le suivant :

$$\sum \dot{m}_{in} h = \dot{Q}_{out} + \sum \dot{m}_{out} h \quad (\text{II.44})$$

Donc

$$\dot{Q}_{out} = \dot{m}_a(h_1 - h_2) - \dot{m}_{eau}h_{eau} \quad (\text{II.45})$$

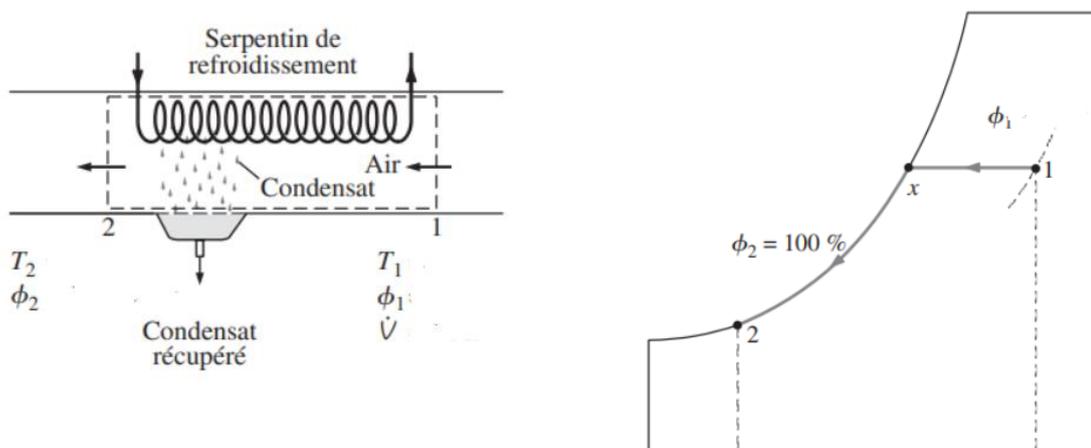


Figure (II.9). Procède de Refroidissement avec déshumidification [24].

II.9.4 Le refroidissement par évaporation

Le processus de refroidissement par évaporation présente des similitudes avec l'évolution de la saturation adiabatique, car l'échange de chaleur entre le flux d'air et l'environnement extérieur du dispositif de refroidissement est insignifiant. Par conséquent, le refroidissement par évaporation suit une trajectoire où la température du thermomètre humide reste constante, ce qui entraîne une constance de l'enthalpie de l'écoulement dans le diagramme psychrométrique [24].

Température du thermomètre humide constante

$$T_h \cong \text{constante} \quad (\text{II.45})$$

L'enthalpie de l'écoulement demeure aussi à peu près constante durant l'évolution de refroidissement par évaporation

$$h \cong \text{constante} \quad (\text{II.45})$$

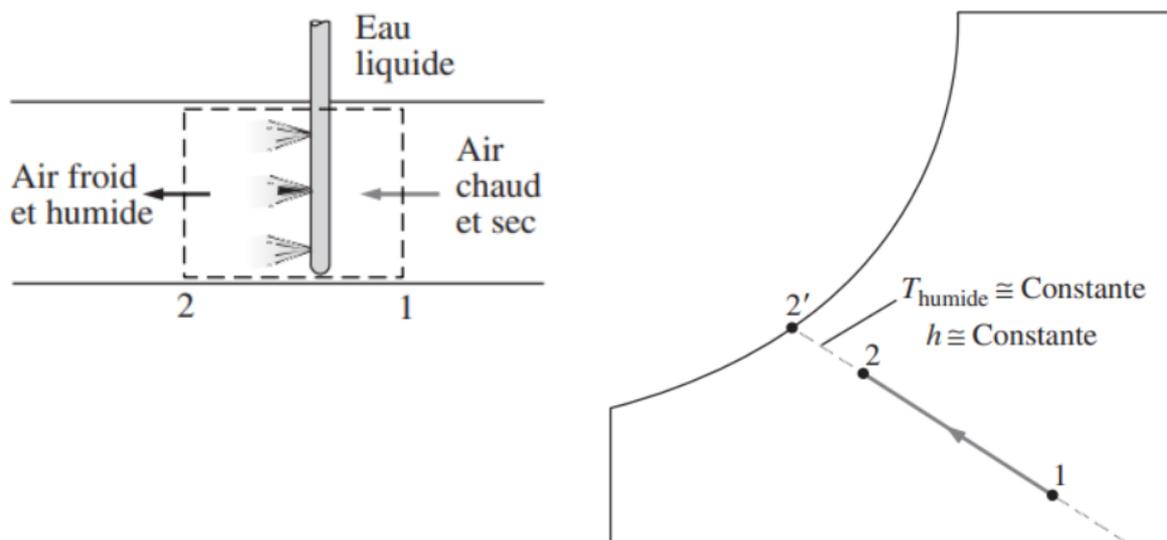


Figure (II.10). Procède de refroidissement par évaporation [24].

II.9.5 Mélange adiabatique des flux d'air

Soient deux airs humides ayant les caractéristiques suivantes:

$$\begin{array}{ccc} \dot{m}_{a1} & & \dot{m}_{a2} & & \dot{m}_{a3} \\ \omega_1 & + & \omega_2 & \rightarrow & \omega_3 \\ h_1 & & h_2 & & h_3 \end{array} \quad (\text{II.46})$$

Les bilans massique et énergétique des écoulements

Le bilan de masse pour l'air sec est le suivant :

$$\dot{m}_{a1} + \dot{m}_{a2} = \dot{m}_{a3} \quad (\text{II.47})$$

Le bilan de masse pour la vapeur d'eau est le suivant :

$$\dot{m}_{v1} + \dot{m}_{v2} = \dot{m}_{v3} \quad (\text{II.48})$$

En d'autres termes

$$\dot{m}_{a1}\omega_1 + \dot{m}_{a2}\omega_2 = \dot{m}_{a3}\omega_3 \quad (\text{II.49})$$

Le bilan énergétique est le suivant :

$$\dot{m}_{a1}h_1 + \dot{m}_{a2}h_2 = \dot{m}_{a3}h_3 \quad (\text{II.50})$$

Donc

$$\frac{\dot{m}_{a1}}{\dot{m}_{a2}} = \frac{h_2 - h_3}{h_3 - h_1} = \frac{\omega_2 - \omega_3}{\omega_3 - \omega_1} \quad (\text{II.51})$$

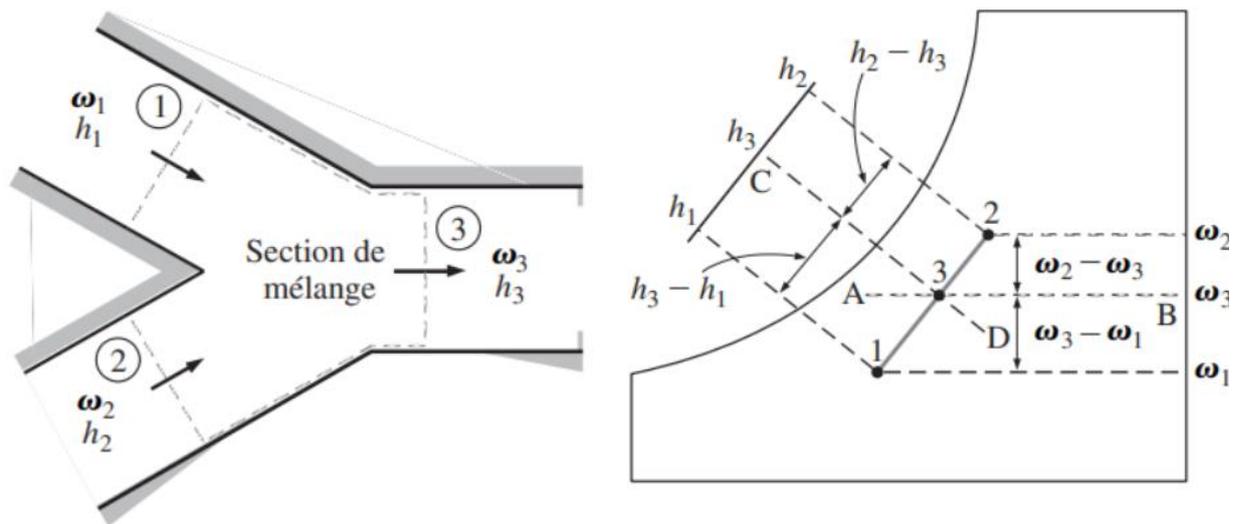


Figure (II.11). Procède de Mélange adiabatique des flux d'air [24].

CHAPITRE III : Cycles thermodynamiques

Introduction

Dans le domaine de la thermodynamique, l'étude de la chaleur et de la conversion d'énergie revêt une importance fondamentale pour appréhender le fonctionnement des diverses machines et systèmes qui animent notre monde moderne. Ce chapitre plonge au cœur de l'univers complexe des systèmes thermodynamiques et des machines thermiques, explorant les principes qui gouvernent leur fonctionnement ainsi que la diversité des cycles qu'ils mettent en œuvre.

Le voyage débute par une exploration des machines thermiques monothermes. Ces machines, fonctionnant avec un unique réservoir de chaleur, jettent les bases nécessaires pour appréhender les principes plus larges régissant les cycles thermodynamiques. En examinant leurs mécanismes, nous démêlerons les éléments constitutifs de la conversion énergétique.

Nous nous tournons ensuite vers les machines thermiques dithermes motrices. Ces mécanismes complexes exploitent le potentiel offert par deux réservoirs de chaleur distincts pour accomplir leurs opérations. Au sein de cette section, nous plongerons dans les principes sous-jacents permettant à ces machines de convertir la chaleur en travail utile. Nous aborderons les divers cycles essentiels au fonctionnement des moteurs dithermes, notamment : **Cycle de Carnot, Cycle de Rankine, Cycle de Hirn, Cycle d'Ericsson, Cycle de Brayton et Cycles Moteurs à Combustion Interne** (a) Cycle de Beau de Rochas ou d'Otto b) Cycle Diesel c) Cycle Mixte)

À mesure que le chapitre avance, nous pénétrons dans le domaine des machines thermiques dithermes réceptrices. Ces mécanismes jouent un rôle crucial dans les systèmes de réfrigération et de pompes à chaleur, propulsant divers processus qui contribuent à notre confort et à nos procédés industriels. Dans cette section, nous explorerons : **Cycles de Réfrigération (Cas d'une Machine Frigorifique) et Pompes à Chaleur et Cogénération** (a) Cycle de Carnot Inversé b) Cycle de Réfrigération Idéal à Compression de Vapeur c) Cycles de Réfrigération en Cascade d) Systèmes de Réfrigération à Compression à Plusieurs Étages)

Enfin, ce chapitre se clôture sur une exploration des systèmes cruciaux pour maintenir des conditions de vie et de travail optimales. Nous plongeons dans les principes sous-jacents aux systèmes de chauffage, climatisation et ventilation, pour comprendre comment ils créent des environnements confortables tout en gérant de manière efficiente les ressources énergétiques.

III.1 Les cycles thermodynamiques

Un cycle représente une séquence d'évolutions au cours desquelles un fluide subit diverses transformations, le conduisant à travers différentes phases thermodynamiques, tout en respectant la contrainte que l'état final coïncide strictement avec l'état initial [30].

Deux grandes catégories de cycles se distinguent [31]:

- ✓ ***Les cycles sans circulation de fluide ;***
- ✓ ***Les cycles avec circulation de fluide.***

Dans *les cycles sans circulation de fluide*, un même système (et donc la même matière) subit les diverses transformations thermodynamiques tout au long du cycle. Cela implique la réalisation de bilans sur un système fermé. À chaque instant, la totalité du fluide subit une seule transformation [31].

En revanche, dans *les cycles avec circulation de fluide*, le fluide chemine à travers divers composants (tels que compresseurs, échangeurs, etc.) reliés par des canalisations. De ce fait, le fluide traverse chaque composant individuellement, nécessitant des bilans effectués sur des systèmes ouverts [31].

III.2 Une machine thermique

Une machine thermique est un dispositif qui induit des transformations cycliques à un fluide. Pendant ces cycles, le fluide effectue des échanges d'énergie sous forme de travail et de chaleur avec l'environnement extérieur [32].

Étant donné qu'il est contraire au deuxième principe de prélever de la chaleur et de la convertir entièrement en travail, une machine thermique doit inévitablement opérer entre au moins deux sources de chaleur [32].

Lorsqu'une machine interagit avec sa périphérie en échangeant de la matière, elle est qualifiée de fonctionnant en ***cycle ouvert*** (comme dans le cas du moteur à combustion interne). En revanche, si elle n'implique pas de telles interactions, on parle de ***cycle fermé***. À titre illustratif, on peut citer les machines à vapeur, les systèmes frigorifiques et les pompes à chaleur comme des exemples de machines à cycle fermé.

Ainsi, il est possible de différencier deux catégories de machines thermiques, chacune reposant sur des principes de fonctionnement distincts : ***Les machines thermodynamiques (T.D) et les machines dynathermiques (D.T)*** [33].

Les machines thermodynamiques, abrégées en T.D., se réfèrent à des dispositifs thermiques capables de générer du travail, ce qui les qualifie également de machines

motrices. Ce sont des machines thermiques spécifiques qui convertissent une fraction de la chaleur extraite d'une source chaude en travail mécanique, laissant le reste se dissiper [32].

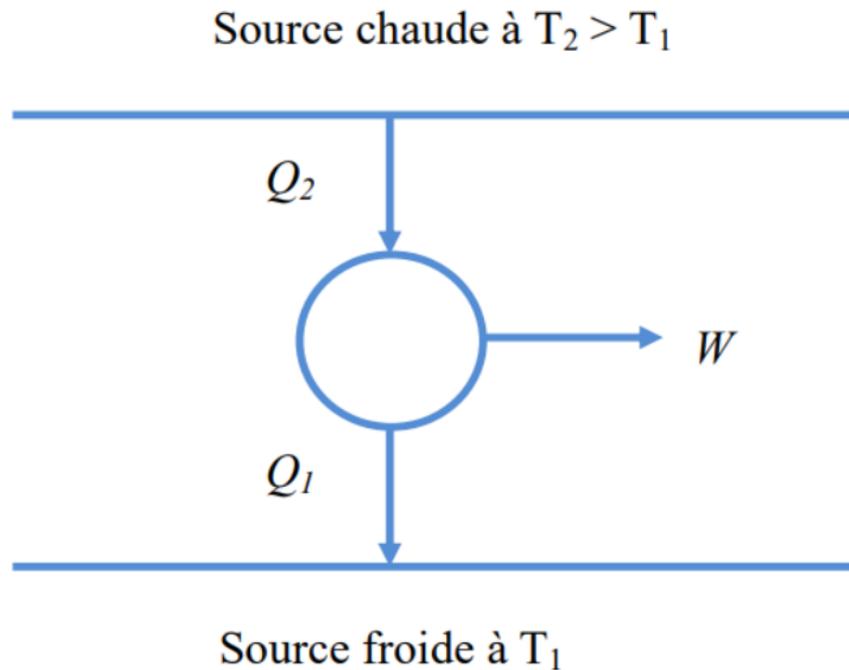


Figure (III.1). Fonctionnement fondamental d'une machine thermodynamique [33].

Les machines dynamo-thermiques (D.T), également appelées machines réceptrices, représentent des dispositifs de transfert de chaleur d'une source vers une autre à température plus élevée, nécessitant un apport additionnel d'énergie pour effectuer ce transfert. Cela s'applique aux machines telles que les réfrigérateurs, les pompes à chaleur et les liquéfacteurs de gaz [32].

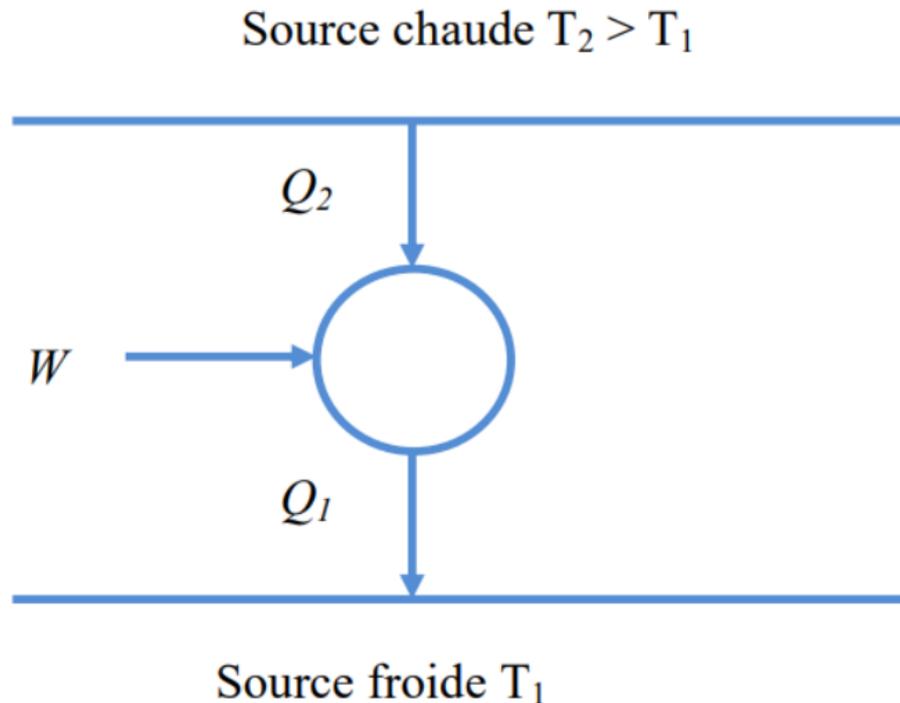


Figure (III.2). Fonctionnement fondamental d'une machine dynamo-thermique [33].

Les machines thermiques se divisent en *machines monothermes* (comme les compresseurs et les chauffages électriques) et en *machines dithermes* (telles que les machines à vapeur et les machines frigorifiques).

Diverses machines thermiques partagent des caractéristiques communes suivantes [24]:

- Elles acquièrent de la chaleur depuis une source à haute température (comme le rayonnement solaire, une chaudière, un réacteur nucléaire, etc.).
- Elles transforment une partie de cette chaleur en travail, généralement en mettant en rotation un arbre.
- Elles libèrent le surplus de chaleur vers un réservoir à basse température (comme l'atmosphère, une rivière, un lac, etc.).
- Elles suivent un cycle.

Au sein de ces machines thermiques, la transmission de chaleur se réalise à travers l'écoulement d'un fluide moteur (également appelé *caloporteur*) [24].

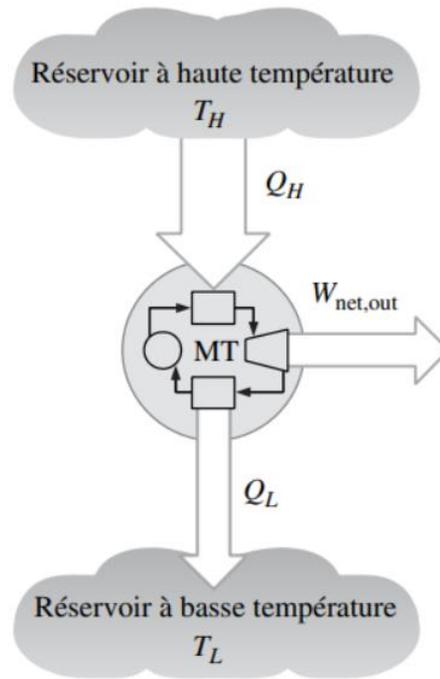


Figure (III.2). Fonctionnement fondamental d'une machine thermique [24].

Le travail net que produit est égal à la chaleur nette transmise au système ; et La variation de l'énergie interne d'un système fermé décrivant un cycle est de $\Delta U = 0$ (Selon le Premier principe de la thermodynamique)

$$W_{net.out} = Q_{in} - Q_{out} = Q_H - Q_L \quad (III.1)$$

Le **rendement thermique** indique la quantité de chaleur que le système cède à l'environnement extérieur.

$$\text{Rendement thermique} = \text{Travail net produit} / \text{Chaleur ajoutée} \quad (III.2)$$

$$\eta_{th} = \frac{W_{net.out}}{Q_{in}} = \frac{W_{net.out}}{Q_H} \quad (III.3)$$

Ou encore

$$\eta_{th} = 1 - \frac{Q_{out}}{Q_{in}} = 1 - \frac{Q_L}{Q_H} \quad (III.4)$$

III.3 La machine thermique monotherme

Il s'agit d'une machine dans laquelle le système (le fluide) n'entre en contact qu'avec une unique source de chaleur. Il est établi que lorsqu'un système thermodynamique subit une transformation cyclique et interagit thermiquement avec une seule source thermique, il est incapable de produire du travail : il peut seulement en absorber de l'environnement extérieur. En d'autres termes, un tel système ne peut pas agir en tant que moteur (cette configuration est

inexistante). Ceci confirme l'énoncé de Clausius qui stipule l'absence de machines thermiques monothermes motrices. Cette machine ne peut qu'absorber du travail ($W > 0$) et céder de la chaleur ($Q < 0$) [34].

III.4 Les machines thermique dithermes

Un système réalise un cycle ditherme lorsqu'il effectue des échanges de chaleur avec deux sources thermiques distinctes. Un cycle est une séquence d'évolutions pendant laquelle un fluide subit plusieurs transformations le conduisant à travers divers états thermodynamiques, tout en respectant la contrainte que l'état final est strictement identique à l'état initial [32].

III.5 Les machines dithermes motrices

Les machines thermodynamiques (motrices) à cycle fermé typiquement emploient un fluide diphasique. Dans ce cas, le transfert d'énergie entre les deux sources repose sur la chaleur latente liée au changement de phase. Cette approche permet à un débit de fluide donné de faciliter un échange d'énergie bien plus significatif que ce qui serait réalisable avec un fluide monophasique en se basant sur la chaleur sensible [34].

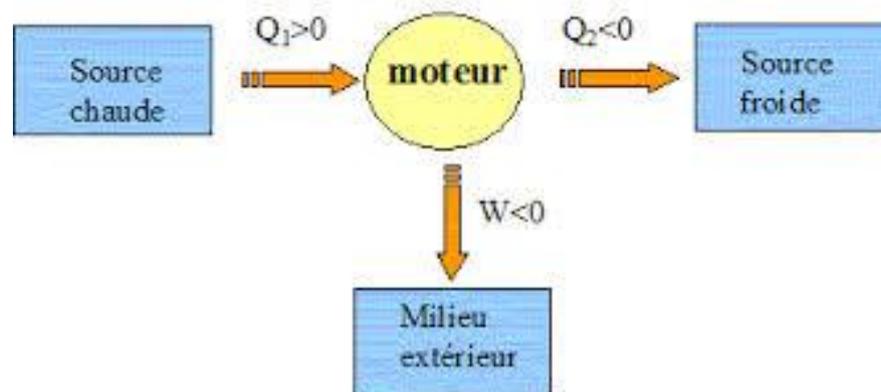


Figure (III.3). Fonctionnement fondamental d'une machine ditherme motrice [35].

III.5.1 Cycle de Carnot

Il s'agit d'un cycle offrant un rendement maximal et une efficacité optimale. L'efficacité des autres cycles et des machines réelles est systématiquement évaluée en comparaison avec celle du cycle de Carnot, à travers le rendement. Le cycle de Carnot représente un modèle théorique de cycle thermodynamique pour un moteur qui opère entre deux sources de chaleur.

Il est composé de quatre processus réversibles :

1. Processus 1→2 : Détente isotherme (avec apport de chaleur).
2. Processus 2→3 : Détente adiabatique.
3. Processus 3→4 : Compression isotherme (avec refroidissement).
4. Processus 4→1 : Compression adiabatique.

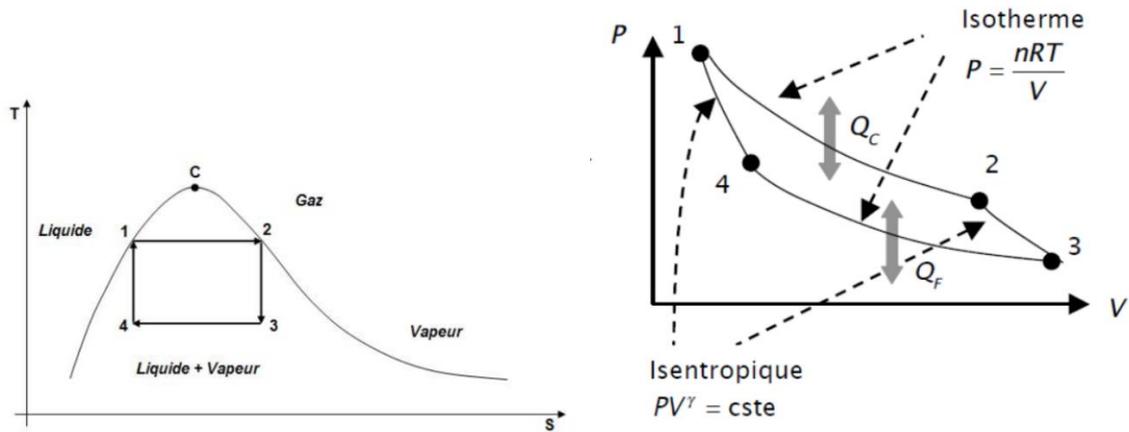


Figure (III.4). Représentation du cycle de Carnot sur un diagramme (T, S) et (P, V) [34].

En se basant sur les principes de la thermodynamique, on parvient aisément à dériver *l'Égalité de Clausius* pour un moteur réversible fonctionnant entre deux sources de chaleur. Cette relation s'exprime de la manière suivante :

$$\frac{Q_L}{T_L} + \frac{Q_H}{T_H} = 0 \quad (\text{III.5})$$

Le rendement thermique de n'importe quelle machine, qu'elle soit réversible ou irréversible, est exprimé en relation avec Q_H , représentant la chaleur transférée depuis le réservoir thermique à haute température T_H vers la machine, et Q_L , indiquant la chaleur cédée par la machine au réservoir thermique à basse température T_L . Dans le cas où la machine thermique est réversible, à l'instar de la machine de Carnot, l'équation III.4 démontre que le rapport entre ces quantités de chaleur échangées est identique au rapport entre les températures. Ainsi, le rendement thermique de la machine de Carnot est formulé comme suit [24]:

$$\eta_{th} = 1 + \frac{Q_L}{Q_H} = 1 - \frac{T_L}{T_H} \quad (\text{III.6})$$

La chaleur captée Q_1 de la source chaude :

$$Q_H = T_H(S_2 - S_1) \quad (\text{III.7})$$

La chaleur cédée à la source froide :

$$Q_L = T_L(S_4 - S_3) \quad (\text{III.8})$$

Le Théorème de Carnot

énonce que tous les moteurs dithermes réversibles présentent un rendement identique, lequel est exclusivement déterminé par les températures des sources thermiques. Par ailleurs, les moteurs non réversibles affichent un rendement inférieur à celui des moteurs réversibles.

III.5.2 Cycles moteurs à vapeur

Dans les cycles de moteurs à vapeur, on emploie un fluide (généralement de l'eau). Au cours de ce cycle, des transitions de phase se produisent lors de l'étape de vaporisation et de l'étape de condensation. Ce cycle peut être soit fermé, soit ouvert [30].

❖ *Le cycle de Carnot à vapeur*

Comme nous l'avons observé, le cycle de Carnot représente le schéma thermique le plus efficient réalisable en utilisant deux réservoirs thermiques prédéfinis. Le fluide de transfert thermique, généralement de l'eau, est chauffé de manière réversible et isotherme dans la chaudière (étape 1-2). Il subit ensuite une détente isentropique dans la turbine (étape 2-3), puis est réversiblement condensé de manière isotherme dans le condenseur (étape 3-4). Enfin, il subit une compression isentropique dans le compresseur (étape 4-1). Le cycle s'achève ainsi [24].

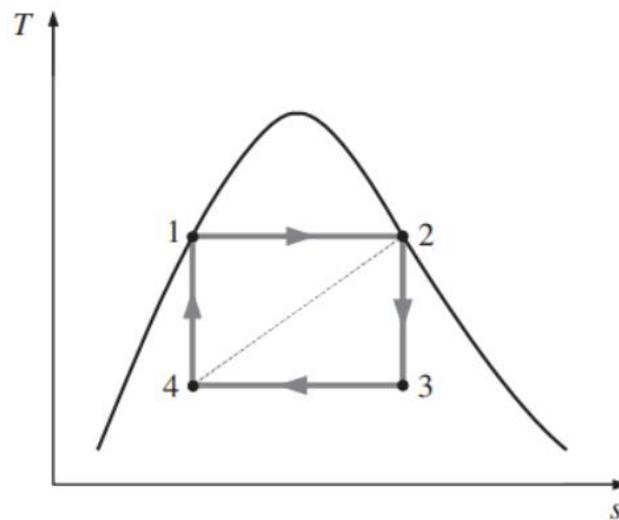


Figure (III.5). Représentation du cycle de Carnot à vapeur [24].

❖ *Le cycle de Rankine idéal*

Le cycle optimal associé à une centrale thermique élémentaire utilisant de la vapeur d'eau est le cycle de Rankine. Les quatre phases constitutives de ce cycle sont les suivantes [24]:

- (1-2) Compression isentropique dans la pompe ;
- (2-3) Apport de chaleur à pression constante dans la chaudière ;
- (3-4) Détente isentropique dans la turbine ;
- (4-1) Rejet de chaleur à pression constante dans le condenseur.

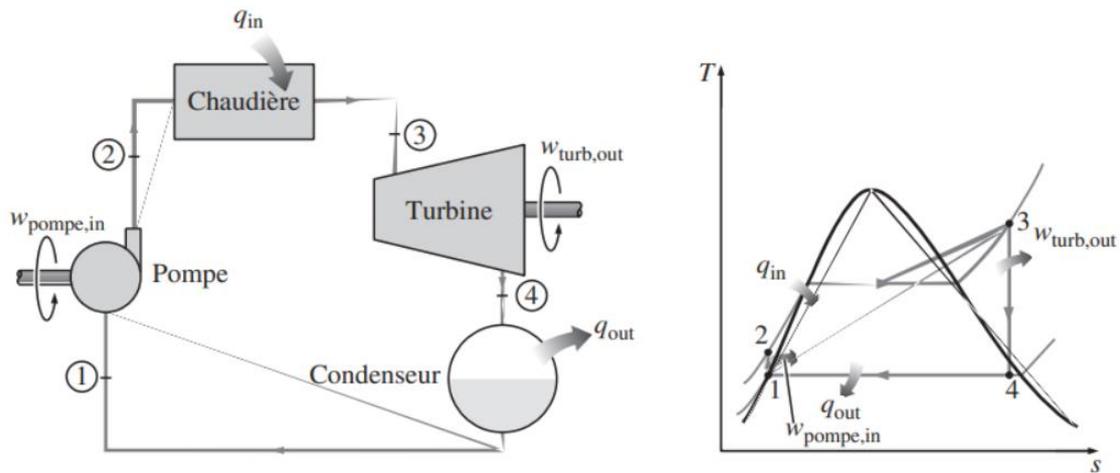


Figure (III.6). Représentation du cycle de Rankine idéal [24].

En établissant un bilan énergétique pour chaque composant, les résultats sont les suivants :

Pompe ($q = 0$) [24].

$$w_{pompe,in} = h_2 - h_1 = v(P_2 - P_1) \quad (III.9)$$

Chaudière ($w = 0$) [24].

$$q_{in} = h_3 - h_2 \quad (III.10)$$

Turbine ($q = 0$) [24].

$$w_{turbine,out} = h_3 - h_4 \quad (III.11)$$

Condenseur ($w = 0$) [24].

$$q_{out} = h_4 - h_1 \quad (III.12)$$

Le rendement thermique du cycle peut ainsi être exprimé comme [24]:

$$\eta_{th} = \frac{w_{net,out}}{q_{in}} = 1 - \frac{q_{out}}{q_{in}} = 1 - \frac{h_4 - h_1}{h_3 - h_2} \quad (III.13)$$

❖ les cycles à vapeur idéal et réel

La différence entre le cycle de Rankine idéal et le cycle réel de la centrale à vapeur est illustrée dans la figure III.7. Cette disparité est attribuable aux irréversibilités qui se manifestent au sein des différents composants [24].

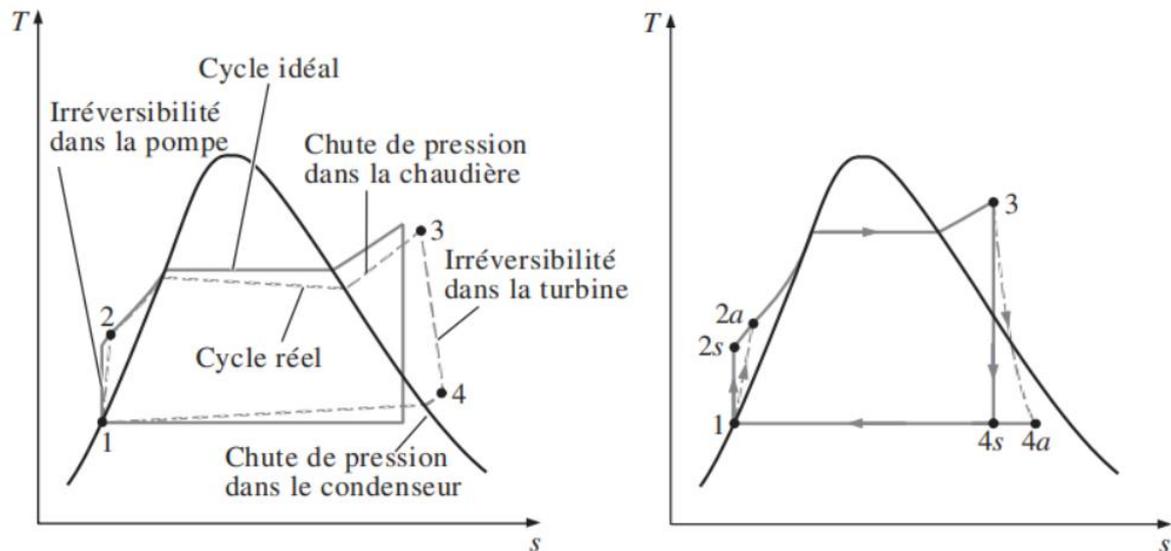


Figure (III.7). Représentation de la différence entre le cycle de Rankine idéal et le cycle réel [24].

La différence entre la machine réelle et la machine réversible est considérée en utilisant le rendement isentropique, qui est défini pour la pompe et la turbine [24].

$$\eta_{th,is} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2a} - h_2} \quad (III.14)$$

$$\eta_{th,is} = \frac{h_3 - h_{4a}}{h_3 - h_{4s}} \quad (III.15)$$

III.5.3 Les Cycles de puissance à gaz

Les cycles à vapeur offrent plusieurs avantages, notamment la possibilité d'atteindre des puissances significatives avec de faibles débits massiques grâce aux changements de phase. Cependant, les transitions de phase se produisent à des températures relativement basses, restreignant ainsi l'application de ces cycles à des températures élevées [30].

Les moteurs à combustion interne ainsi que les turbines à gaz sont des dispositifs qui génèrent du travail en utilisant un fluide moteur maintenu en permanence à l'état gazeux. Dans ces systèmes, l'énergie chimique emmagasinée dans le carburant est libérée par la combustion, se transformant en chaleur et en travail mécanique [24].

Pour étudier leur comportement thermodynamique, il est approprié de représenter le cycle ouvert au moyen de cycles fermés, désignés comme cycles théoriques (ou idéaux) [24].

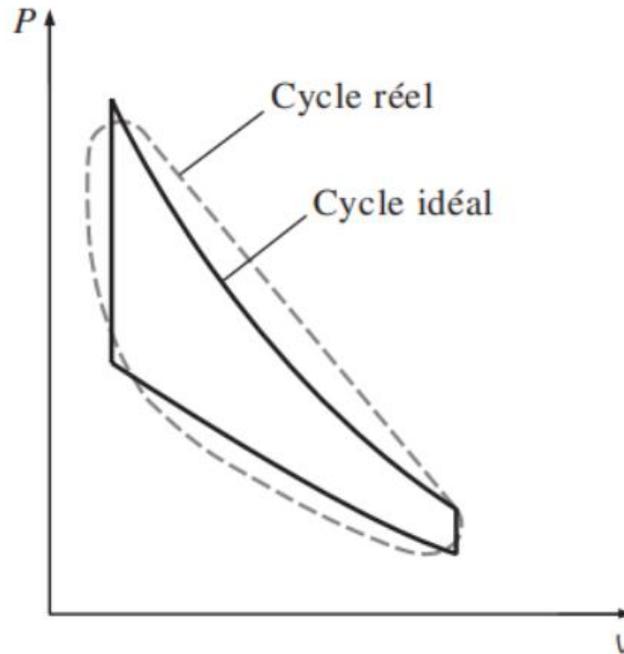


Figure (III.8). Cycle réel et idéal [24].

1. Cycle de Carnot

Le cycle de Carnot se compose de quatre phases réversibles : l'apport de chaleur à température constante, la détente isentropique, la libération de chaleur à température constante et la compression isentropique [24].

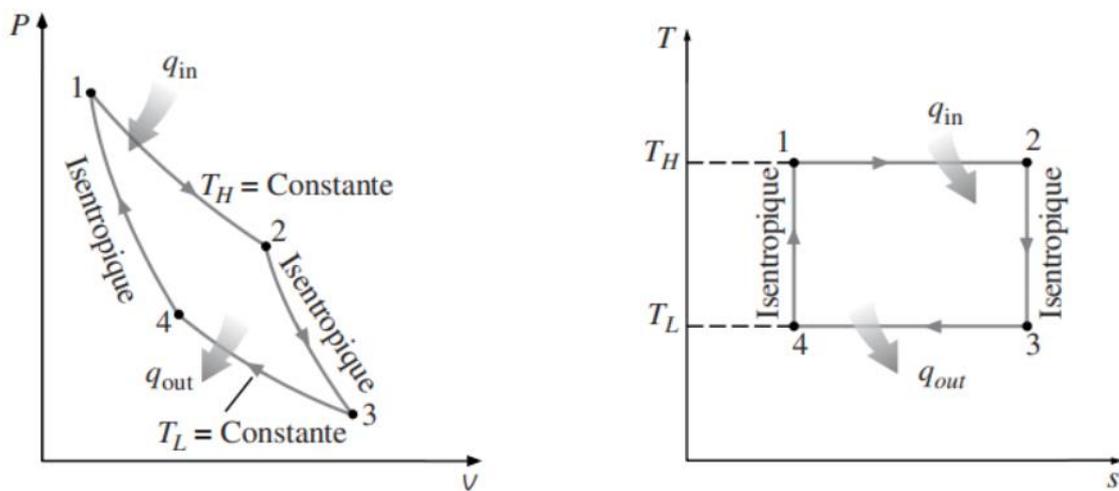


Figure (III.9). Cycle de Carnot [24].

2. Les cycles de Stirling et d'Ericsson

Deux autres cycles réversibles existent en parallèle au cycle de Carnot : les cycles de Stirling et d'Ericsson. Dans le cycle de Stirling, les transformations isentropiques du cycle de Carnot sont substituées par des phases de régénération à volume constant. En revanche, dans

le cycle d'Ericsson, ces transformations isentropiques sont remplacées par des phases de régénération à pression constante. La régénération consiste à transférer de la chaleur du fluide moteur vers un réservoir thermique nommé "régénérateur" pendant une partie du cycle, pour la récupérer ultérieurement durant une autre phase du cycle, lorsqu'elle est transmise du régénérateur vers le fluide moteur [24].

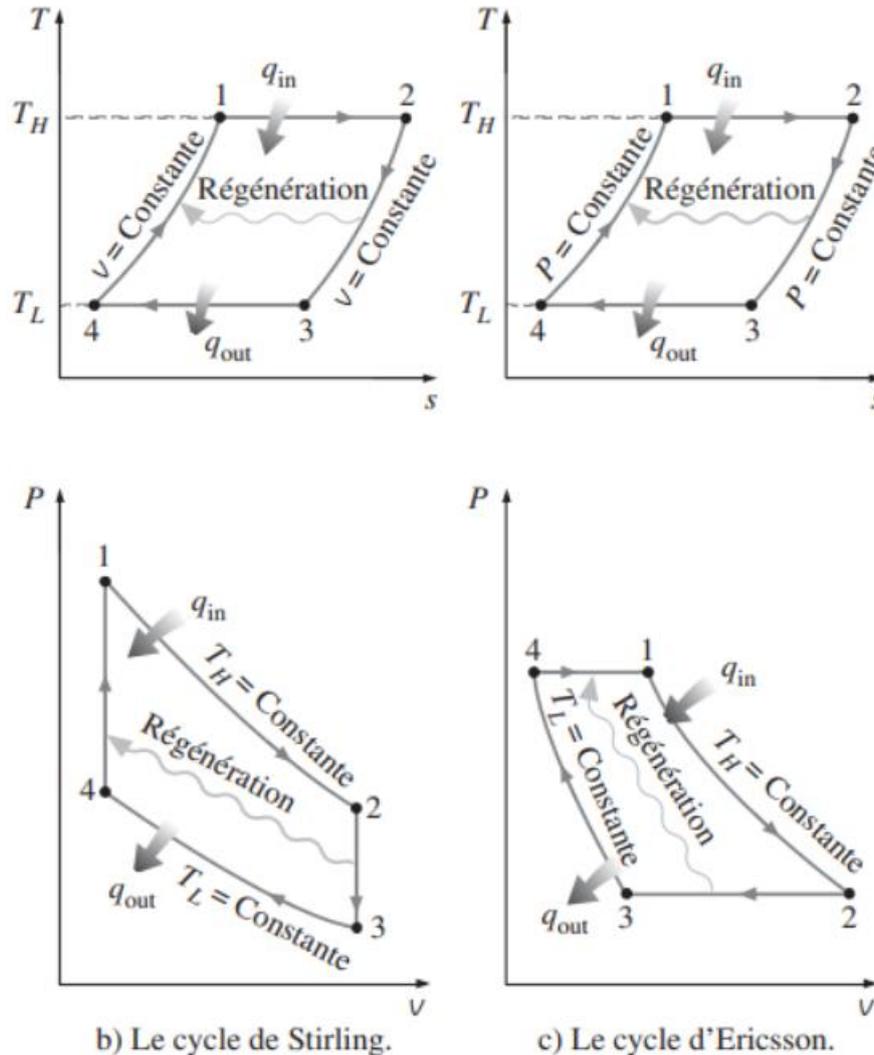


Figure (III.10). Les cycles de Stirling et d'Ericsson [24].

La mise en place d'un moteur Stirling est représentée dans l'image ci-dessous. Le moteur examiné est de type α . Les classifications des moteurs Stirling dépendent de la configuration des composants majeurs. Toutefois, chaque composant en lui-même reste essentiellement semblable dans les divers types de moteurs Stirling (α , β , γ , etc.) [36].

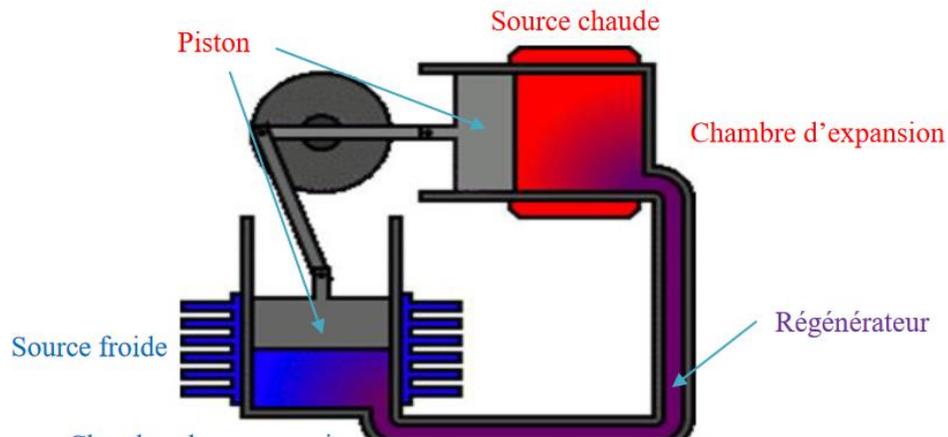


Figure (III.11). La structure du moteur Stirling [36].

La Figure (III.12) présente un dispositif en état stable avec un flux opérant selon le cycle d'Ericsson. La détente isotherme a lieu dans une turbine, tandis que la compression isotherme se produit dans un compresseur. L'échange thermique se déroule entre les flux chauds et froids à l'intérieur d'un échangeur en contre-courant qui agit comme régénérateur [24].

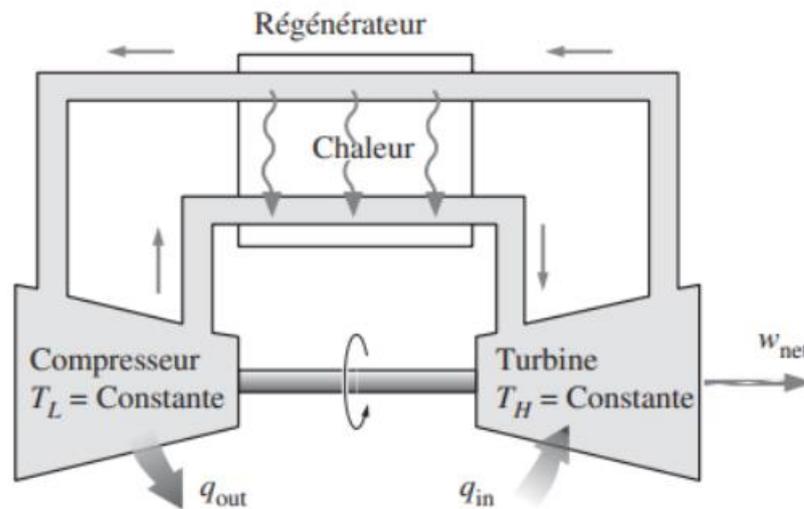


Figure (III.12). Le cycle d'Ericsson [24].

3. Le cycle de Brayton

Le cycle de Brayton (ou de Joule) peut être exécuté sous deux formes : en circuit fermé (généralement avec combustion externe) ou en circuit ouvert (généralement avec combustion interne) [30].

Ceci représente un cycle diatherme endoréversible : les changements internes au cycle sont réversibles, mais les transferts de chaleur avec l'environnement, qui surviennent à des températures variables, ne sont pas réversibles. Le cycle se compose de deux phases isobares et deux phases adiabatiques réversibles (ce qui implique deux isentropes). Ce schéma peut

être exécuté au moyen d'un circuit fermé comportant quatre éléments (comme exposé dans la **Figure (III.13)**) : un compresseur adiabatique, une turbine à gaz adiabatique et deux échangeurs de chaleur (un à haute température et un à basse température) [30].

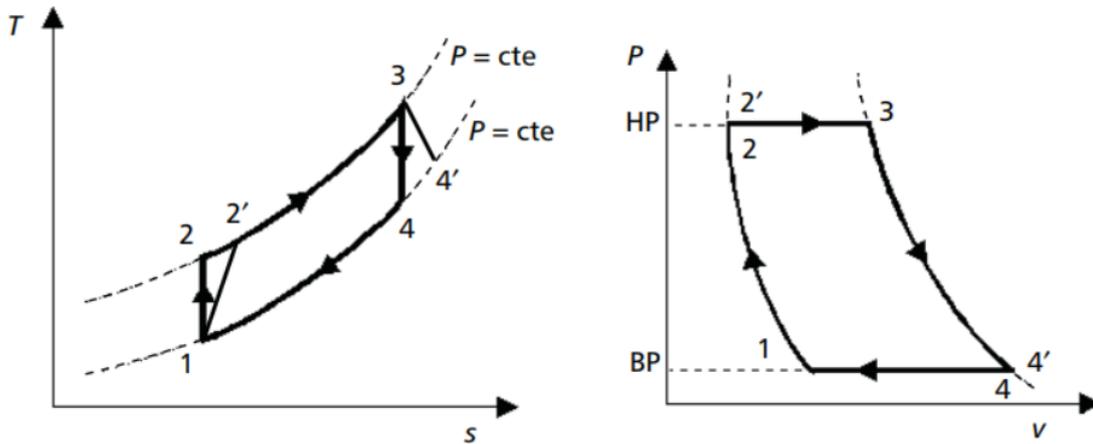


Figure (III.13). Le cycle de Brayton [30].

L'application du premier principe au système cyclique donne :

$$q_{sc} + q_{sf} + w_t + w_c = 0 \quad (III.15)$$

Le travail utile :

$$w_{utile} = w_t + w_c = -(q_{sc} + q_{sf}) \quad (III.15)$$

Les phases isobares de chauffage (2-3) et de refroidissement (1-4), on obtient :

$$q_{sc} = h_3 - h_2 = C_p(T_3 - T_2) \text{ et } q_{sf} = h_1 - h_4 = C_p(T_1 - T_4) \quad (III.15)$$

Cas des gaz réels. Le rendement s'écrit :

$$\eta_{th} = \frac{C_p(T_3 - T_2) + C_p(T_1 - T_4)}{C_p(T_3 - T_2)} \quad (III.15)$$

4. Cycles moteurs à combustion interne

Le *moteur à combustion interne* (MCI) se présente comme une machine qui, au sein d'une chambre de combustion, transforme l'énergie chimique contenue dans un carburant en chaleur et en énergie mécanique. Les moteurs à combustion peuvent être divisés en deux catégories : les moteurs à flux continu, tels que les turbines à gaz, et les moteurs à mouvement alternatif, tels que les moteurs à allumage commandé ou à allumage par compression [24].

Tous les moteurs à combustion interne à mouvement alternatif opèrent selon le même principe de fonctionnement, et ils partagent essentiellement les mêmes composants [24]:

- ✓ La *chambre de combustion*, qui représente le volume où les gaz pénètrent et réagissent chimiquement.

- ✓ *Le cylindre*, qui est le prolongement de la chambre de combustion ;
- ✓ *Le piston*, qui se déplace à l'intérieur du cylindre, engendrant ainsi des modifications du volume de la chambre de combustion ;
- ✓ *Le mécanisme bielle-manivelle*, solidaire du piston d'un côté et du vilebrequin de l'autre, convertissant le mouvement de va-et-vient du piston en un mouvement de rotation ;
- ✓ *Le bloc-moteur*, qui agit en tant qu'enveloppe mécanique globale pour l'ensemble.

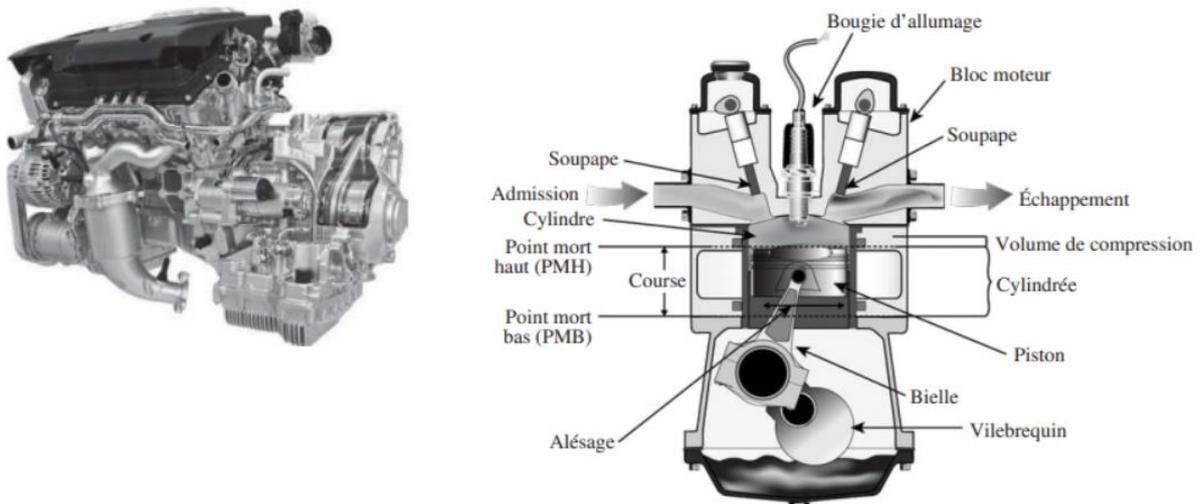


Figure (III.14). Principaux éléments du MCI [24].

C'est au sein de la *chambre de combustion*, délimitée par le *cylindre et le piston*, que se déroule le cycle thermodynamique, qu'il soit à quatre temps ou à deux temps. Pendant ce cycle thermodynamique, les échanges de gaz avec l'extérieur sont effectués par le biais des *soupapes d'admission* (permettant l'entrée des gaz dans le cylindre) et des *soupapes d'échappement* (favorisant la sortie des gaz vers l'extérieur) [24].

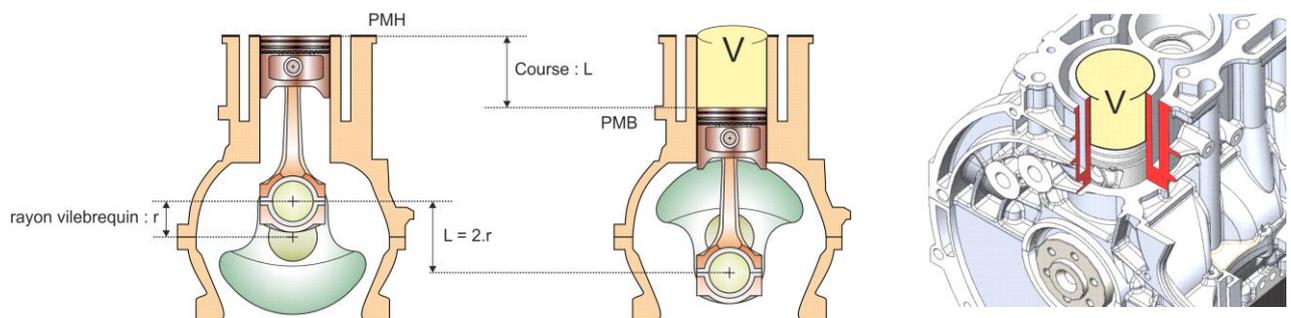


Figure (III.15). Système piston-cylindre [24].

Alésage D (Bore) [cm]: C'est le diamètre du cylindre.

Course C (Stroke) [cm]: C'est la distance parcourue par le piston entre le Point Mort Haut (PMH) et le Point Mort Bas (PMB) [mm].

Cylindrée unitaire V_u [cm³] : C'est le volume défini entre le Point Mort Haut (PMH) et le Point Mort Bas (PMB), ou le volume balayé par le piston au cours de la course C .

$$V_u = \frac{\pi D^2}{4} C \quad (\text{III.16})$$

Cylindrée totale V_{cyl} [cm³]: Lorsqu'il y a plusieurs cylindres, la cylindrée totale du moteur (volume total) est obtenue en multipliant la cylindrée unitaire par le nombre de cylindres (n).

$$V_{cyl} = V_u n \quad (\text{III.17})$$

Volume mort (Chambre de combustion) V [cm³]: C'est le volume situé entre la tête du piston en fin de course (PMH) et la culasse. Volume au PMB (Point Mort Bas) [cm³]: Il correspond à la somme du volume de la cylindrée unitaire et du volume de la chambre de combustion.

Le volume au PMB V_{PMB} (cm³): C'est le volume de la chambre de combustion, délimité par la culasse, la tête du piston et la chemise du cylindre.

$$V_{PMB} = V_u + V_0 \quad (\text{III.18})$$

Le volume au PMH V_{PMH} (cm³): C'est le volume de la chambre de combustion, délimité par la culasse, la tête du piston et la chemise du cylindre.

$$V_{PMH} = V_0 \quad (\text{III.19})$$

Taux volumétrique de compression: C'est le rapport entre le volume total et le volume mort.

$$\varepsilon = V_{PMB}/V_{PMH} \quad (\text{III.20})$$

$$V_0 = \frac{V_u}{\varepsilon - 1} \quad (\text{III.21})$$

Afin de déterminer le degré de perfection de chaque processus dans le moteur réel, et ainsi proposer des stratégies pour améliorer l'efficacité économique et la capacité de travail du cycle réel, il est essentiel de mettre en lumière les possibilités d'utilisation de la chaleur dans le contexte du cycle thermodynamique. En d'autres termes, il est nécessaire de calculer le rendement thermodynamique théorique ainsi que la pression moyenne indiquée pour le cycle idéal [37].

En fonction de la méthode d'apport de chaleur provenant de la source chaude, il existe trois types de cycles idéaux [37]:

- ❖ Cycle avec apport de chaleur à volume constant ;
- ❖ Cycle avec apport de chaleur à pression constante ;
- ❖ Cycle avec apport de chaleur mixte, c'est-à-dire avec apport de chaleur à la fois à volume constant et à pression constante.

a) Cycle de Beau de Rochas ou d'Otto

Il s'agit d'un modèle théorique pour les moteurs à combustion interne à allumage commandé, comme le moteur à essence. Ce modèle, connu sous le nom de cycle de Beau de Rochas ou cycle d'Otto (1862), est également désigné comme le cycle caractéristique des moteurs à essence [32].

Le cycle d'Otto est élaboré afin de faciliter la réalisation aisée de la phase d'apport de chaleur. Le carburant est préalablement mélangé à l'air avant d'être injecté dans le moteur, et une combustion extrêmement rapide est initiée par une étincelle au moment où le volume à l'intérieur du cylindre est au minimum : c'est ce qu'on appelle l'allumage commandé [39].

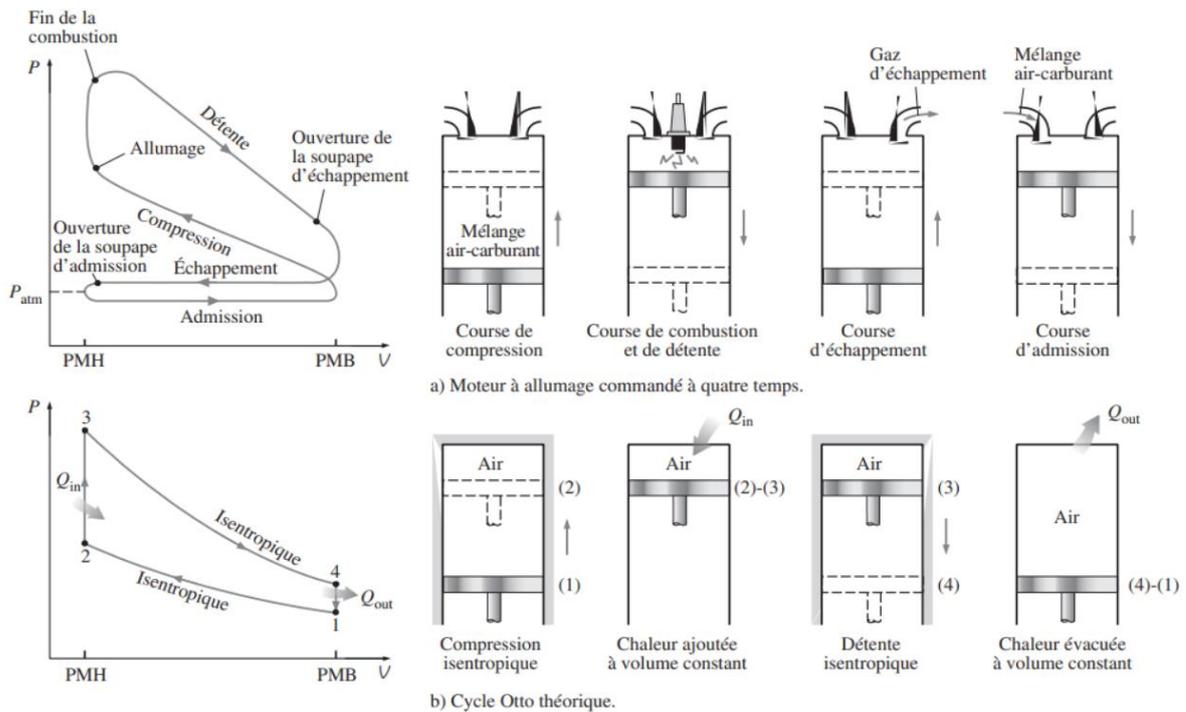


Figure (III.16). Cycles réel et théorique (Otto) d'un moteur à combustion interne à quatre temps [24].

1-2 : Aspiration du mélange ($m_a + m_c$) à la pression atmosphérique dans le cylindre.

2-3 : Compression adiabatique de 2-3 jusqu'au volume V_1 correspondant au Point Mort Bas (PMB), où la pression est P_1 [34].

$$PV^\gamma = cst \tag{III.22}$$

$$P_2 V_2^\gamma = P_3 V_3^\gamma \quad (\text{III.23})$$

$$\frac{P_2}{P_3} = \left(\frac{V_3}{V_2}\right)^\gamma = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^\gamma = \varepsilon^\gamma \quad (\text{III.23})$$

Avec
$$\frac{T_2}{T_3} = \varepsilon^{\gamma-1} \quad (\text{III.24})$$

3-4 : Combustion instantanée du mélange à volume constant, entraînant des élévations significatives de température à T_2 et de la pression à P_2 . Cela implique un apport de chaleur [34].

$$Q_1 = (m_a + m_c) C_v (T_4 - T_3) \quad (\text{III.25})$$

4-5 : Détente adiabatique des gaz brûlés ramenant le volume à V_2 , avec une pression P_3 . C'est la phase de puissance du cycle [34].

$$PV^\gamma = cst \quad (\text{III.22})$$

$$P_4 V_4^\gamma = P_5 V_5^\gamma \quad (\text{III.23})$$

$$\frac{P_4}{P_5} = \left(\frac{V_5}{V_4}\right)^\gamma = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^\gamma = \varepsilon^\gamma \quad (\text{III.23})$$

Avec
$$\frac{T_4}{T_5} = \varepsilon^{\gamma-1} \quad (\text{III.24})$$

5-2 : Détente isochore des gaz brûlés dans le cylindre, ou la pression chute instantanément à la pression atmosphérique, la température chute aussi [34].

$$Q_2 = (m_a + m_c) C_v (T_2 - T_5) \quad (\text{III.25})$$

2-1 : Echappement isobare des gaz brûlés et retour au point de départ 1.

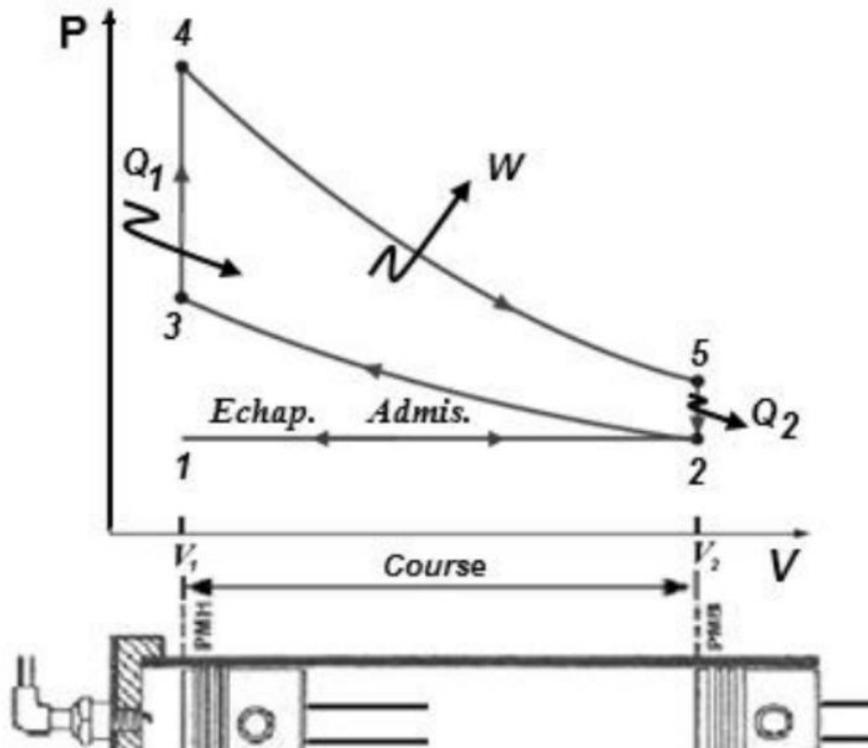


Figure (III.17). Le cycle d'Otto [34].

Le rendement théorique du cycle de Beau de Rochas :

$$\eta_{th} = \frac{W}{Q_1} = \frac{Q_1 + Q_2}{Q_1} = 1 + \frac{Q_2}{Q_1} \quad (\text{III.26})$$

$$\eta_{th} = 1 + \frac{(m_a + m_c)C_v(T_2 - T_5)}{(m_a + m_c)C_v(T_4 - T_3)} = 1 + \frac{(T_2 - T_5)}{(T_4 - T_3)} \quad (\text{III.27})$$

$$\eta_{th} = 1 - \frac{T_2}{T_3} = 1 - \frac{1}{\epsilon^{\gamma-1}} \quad (\text{III.28})$$

b) Cycle Diesel

Le moteur à combustion par compression, conçu par Rudolf Diesel (1858–1913) dans les années 1890, ne nécessite aucun mécanisme d'allumage. Dans ce moteur, seul l'air est comprimé à une température supérieure au point d'inflammation, après quoi le carburant est injecté dans la chambre de combustion où il s'enflamme de lui-même [24].

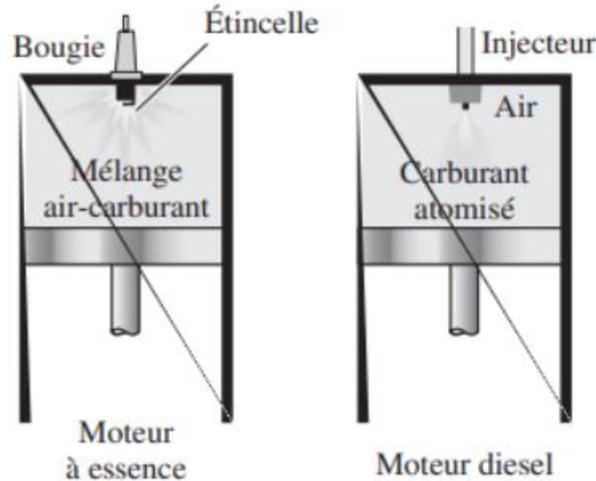


Figure (III.18). Différence entre moteur essence et Diesel [24].

0-1: Admission de l'air seul à pression atmosphérique.

1-2 : *Compression adiabatique* du mélange.

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^\gamma = \varepsilon^\gamma \tag{III.29}$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\gamma-1} = \varepsilon^{\gamma-1} \tag{III.30}$$

2-3 : **Combustion isobare**, provoquant un apport de chaleur.

$$Q_1 = (m_a)C_p(T_3 - T_2) \tag{III.31}$$

3-4 : **Détente adiabatique.**

$$\frac{P_3}{P_4} = \left(\frac{V_3}{V_4}\right)^\gamma = \varepsilon^\gamma \tag{III.32}$$

$$\frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{V_3}{V_4}\right)^{\gamma-1} = \varepsilon^{\gamma-1} \tag{III.33}$$

4-1 : **Détente isochore** des gaz brûlés dans le cylindre, où la pression chute instantanément à la pression atmosphérique, entraînant également une baisse de température.

$$Q_2 = (m_a)C_v(T_1 - T_4) \tag{III.34}$$

1-0 : **Échappement isobare** des gaz brûlés, ramenant le système au point de départ 0.

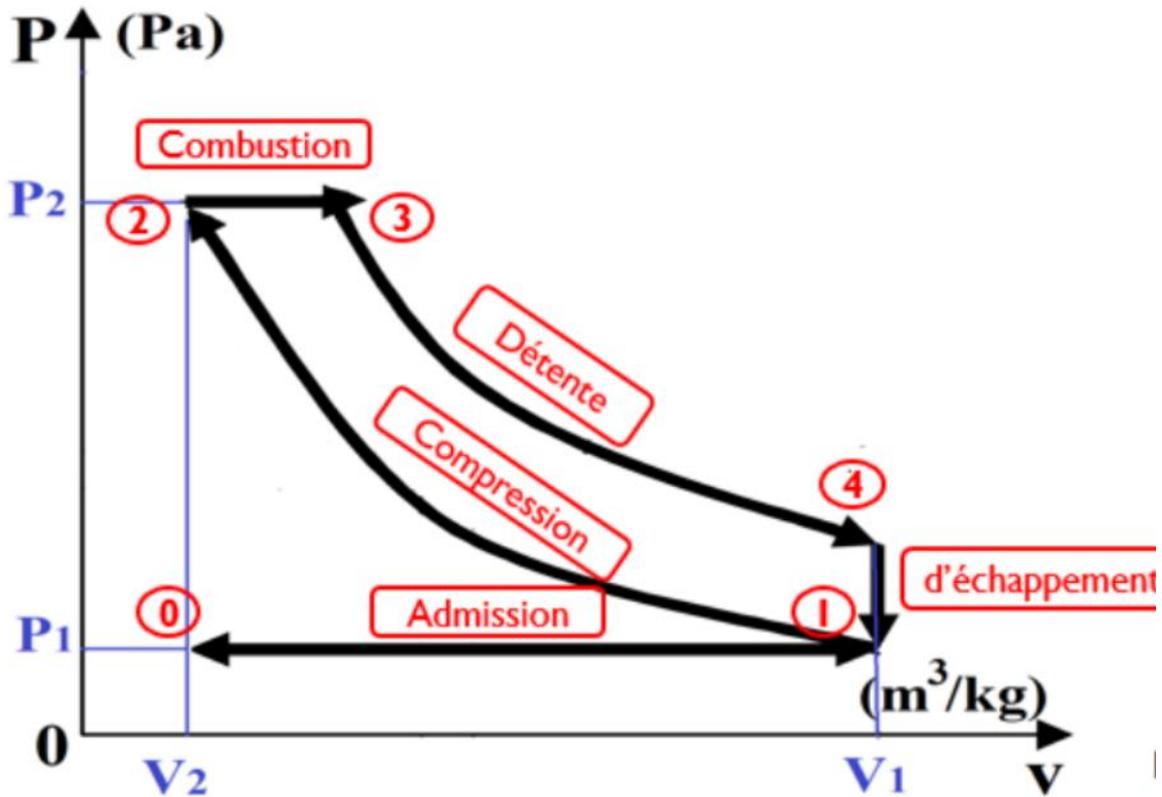


Figure (III.15). Le cycle de Diesel [38].

Le rendement théorique du cycle Diesel est calculé comme suit :

$$\eta_{th} = \frac{W}{Q_1} = \frac{Q_1 + Q_2}{Q_1} = 1 + \frac{Q_2}{Q_1} \quad (III.35)$$

$$\eta_{th} = 1 - \frac{(m_a)c_v(T_4 - T_1)}{(m_a)c_p(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{1}{\gamma} \frac{(T_4 - T_1)}{(T_3 - T_2)} \quad (III.36)$$

En récrivant, la relation du rendement en fonction du taux de compression ε et le rapport $\delta = \frac{\varepsilon}{\varepsilon'}$ avec $\varepsilon' = \frac{V_4}{V_3}$. Donc

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\gamma-1}} \frac{\delta^{\gamma}-1}{\gamma(\delta-1)} \quad (III.37)$$

c) Cycle mixte

Le cycle mixte ou Le cycle de Sabathé c'est la somme des deux cycles précédents (Otto et Diesel).

Ce processus implique la progression d'une masse gazeuse m , qui est approximativement assimilée à un gaz parfait, et l'on suppose que le rejet dans l'atmosphère ainsi que l'admission subséquente équivalent à un refroidissement à volume constant.

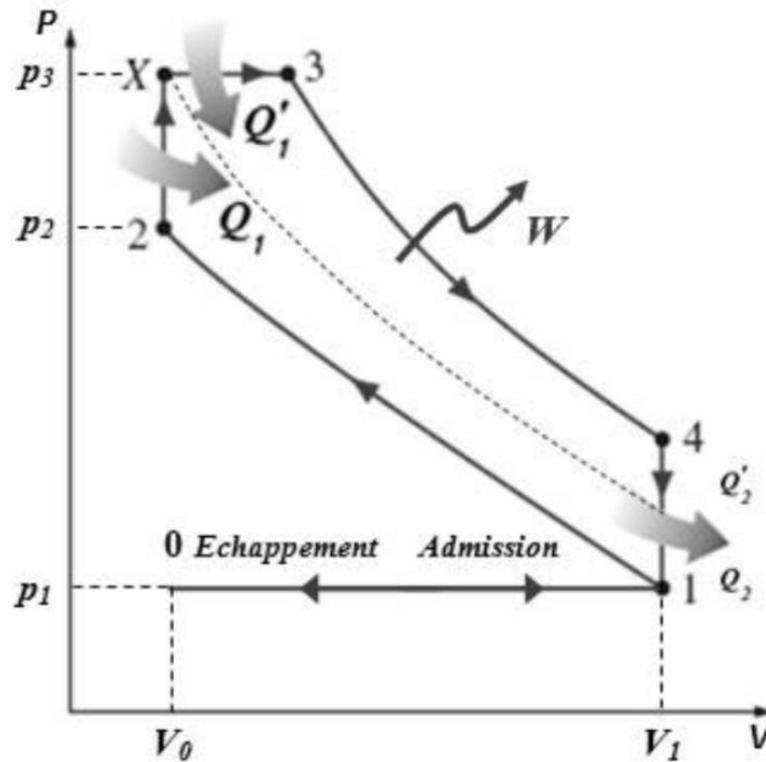


Figure (III.16). Le diagramme PV du cycle mixte [34].

Le rendement théorique du cycle mixte est calculé comme suit :

$$\eta_{th} = \frac{W}{Q_1 + Q_1'} = \frac{(Q_1 + Q_1') + (Q_2 + Q_2')}{(Q_1 + Q_1')} = \frac{(Q_1 \eta_{thotto}) + (Q_2 \eta_{thD})}{(Q_1 + Q_1')} \quad (III.35)$$

III.6 Machines dithermes réceptrices

La réfrigération implique le processus d'élimination de la chaleur d'une substance à basse température pour la transférer vers une substance à température élevée. Cette opération est accomplie au moyen d'une machine frigorifique. **Les machines frigorifiques** sont des appareils qui opèrent en suivant les cycles de réfrigération [24].

Les machines dithermes convertissent l'énergie mécanique reçue en chaleur (W vers Q). En revanche, elles agissent comme des dispositifs de transfert thermique, comme c'est le cas pour les machines frigorifiques et les pompes à chaleur [34].

d) Substances de réfrigération

Le terme "**fluides frigorigènes**" désigne les composés qui sont aisément susceptibles de se liquéfier. Ces substances ont une formule générique [32]:

$$C_x H_y F_z Cl_k \quad \text{avec} \quad y + z + k = 2x + 2 \quad (III.36)$$

Ils s'appellent [28]:

1. CFC : Chlorouorocarbures (fréons) si $y=0$
2. HCFC : Hydrochlorofluorocarbures si $y \neq 0$
3. HFC : Hydrofluorocarbures si $k=0$

Un fréon est représenté par un symbole de forme concise [32]:

$$R_{abc} = R_{(x-1)(y+1)k} \quad \text{Exemple} \quad R_{170} = C_2H_6 \text{ éthane} \quad (\text{III.37})$$

Quand la lettre "C" est placée devant le numéro, cela indique que le composé est cyclique, comprenant [32]:

$$y + z + k = 2x \quad (\text{III.38})$$

$$\text{Exemple } R_{C318} = C_4F_8 \quad (\text{III.39})$$

III.6.1 Les machines frigorifiques

L'observation nous démontre que la chaleur se déplace de manière naturelle d'un milieu à haute température vers un milieu à basse température (en accord avec la deuxième loi de la thermodynamique). En revanche, le processus inverse n'a jamais été constaté, sauf si l'on utilise un dispositif frigorifique tel qu'un réfrigérateur ou une thermopompe [24].

Les deux dispositifs sont des machines cycliques qui utilisent un fluide frigorigène pour extraire une quantité de chaleur Q_L d'un environnement à basse température T_L , et pour libérer une quantité de chaleur Q_H dans un environnement à température élevée T_H , tout en nécessitant un apport d'énergie sous forme de travail $W_{net,in}$ [24].

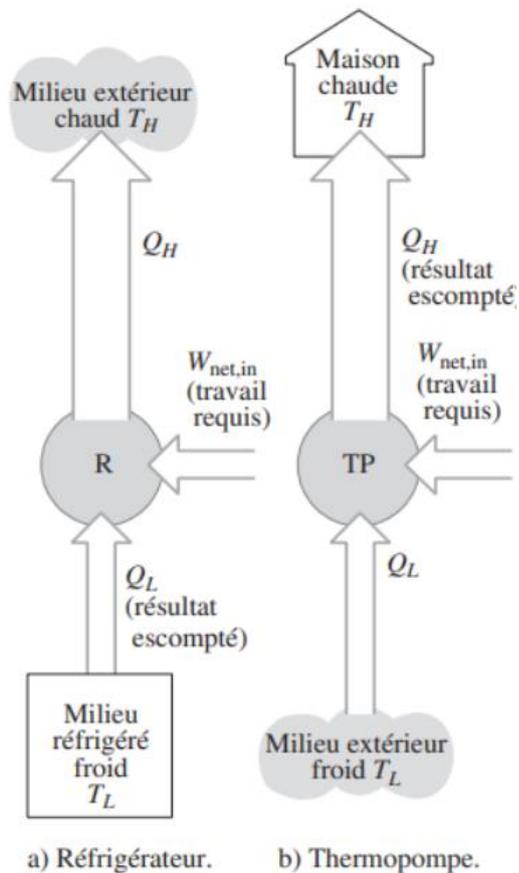


Figure (III.17). Les différences entre réfrigérateur et thermopompe [24].

III.6.2 Cas d'un réfrigérateur

Le réfrigérateur a pour but de maintenir un environnement à basse température (l'intérieur du réfrigérateur). Pour ce faire, il extrait la chaleur de cet environnement et la transfère vers un autre endroit à température plus élevée (comme l'air ambiant dans la cuisine) [24].

Le processus de réfrigération suit les étapes suivantes [32]:

- ✚ Une compression polytropique (dans le cas théorique, adiabatique),
- ✚ Une condensation isobare,
- ✚ Une détente isenthalpique,
- ✚ Une vaporisation isobare.

D'après le 1er principe, on a:

$$Q_L + Q_H + W_{net,in} = \Delta U = 0 \quad (III.40)$$

D'après le 2ème principe, Pour un cycle réversible, on a :

$$\Delta S = \frac{Q_L}{T_L} + \frac{Q_H}{T_H} = 0 \quad (III.41)$$

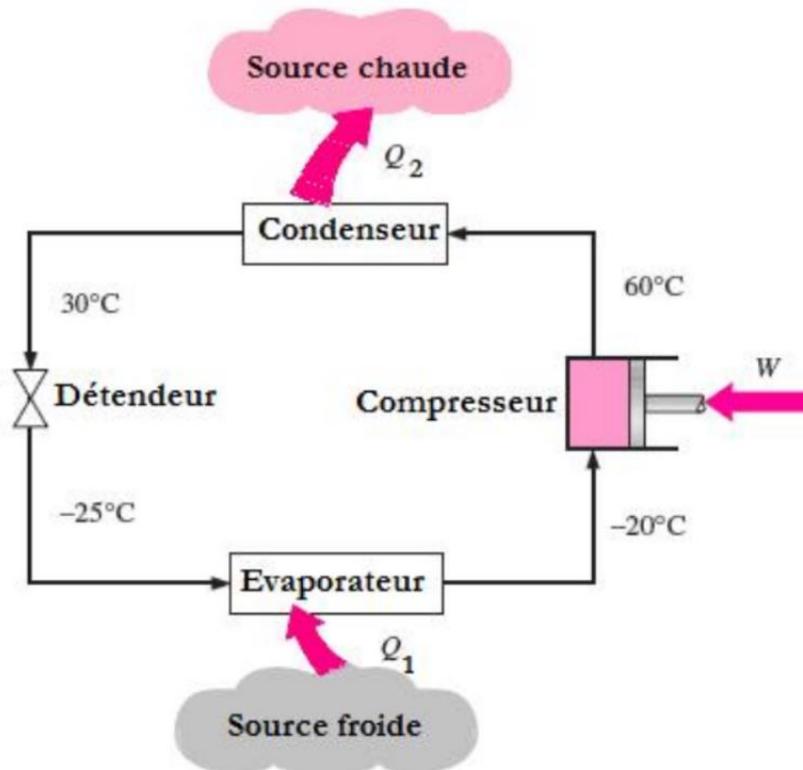


Figure (III.18). Cycle de réfrigération [34].

L'efficacité des réfrigérateurs est évaluée au moyen de **coefficients de performance (COP)**, qui sont définis comme suit [24]:

$$COP_R = \frac{\text{Refroidissement}}{\text{Travail consommé}} = \frac{Q_L}{W_{net,in}} \quad (III.42)$$

III.6.3 Cas Pompes à chaleur

En revanche, *la thermopompe* vise à maintenir un environnement chauffé à haute température (l'intérieur de la maison). Pour y parvenir, la thermopompe fournit de la chaleur à cet environnement en la puisant auparavant dans un autre lieu à basse température (par exemple, l'air extérieur) [24].

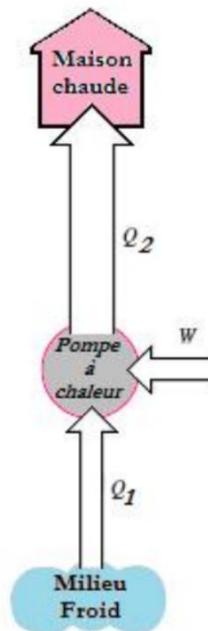


Figure (III.18). Cycle des thermopompes [34].

L'efficacité des thermopompes est évaluée au moyen de **coefficients de performance (COP)**, qui sont définis comme suit [24]:

$$COP_{TP} = \frac{\text{Chauffage}}{\text{Travail consommé}} = \frac{Q_H}{W_{net,in}} \quad (\text{III.43})$$

Avec

$$COP_{TP} = COP_R + 1 \quad (\text{III.44})$$

III.6.4 Cycle de Carnot inverse

Le cycle de Carnot comprend deux isothermes et deux adiabatiques. Il est entièrement réversible, ce qui signifie que les transformations qui le composent peuvent être inversées. Lorsqu'il est inversé, il devient le **cycle de Carnot inversé**. Un réfrigérateur opérant selon le cycle de Carnot inversé est appelé un **réfrigérateur de Carnot**. De la même manière, une thermopompe fonctionnant selon le cycle de Carnot inversé est désignée comme une **thermopompe de Carnot** [24].

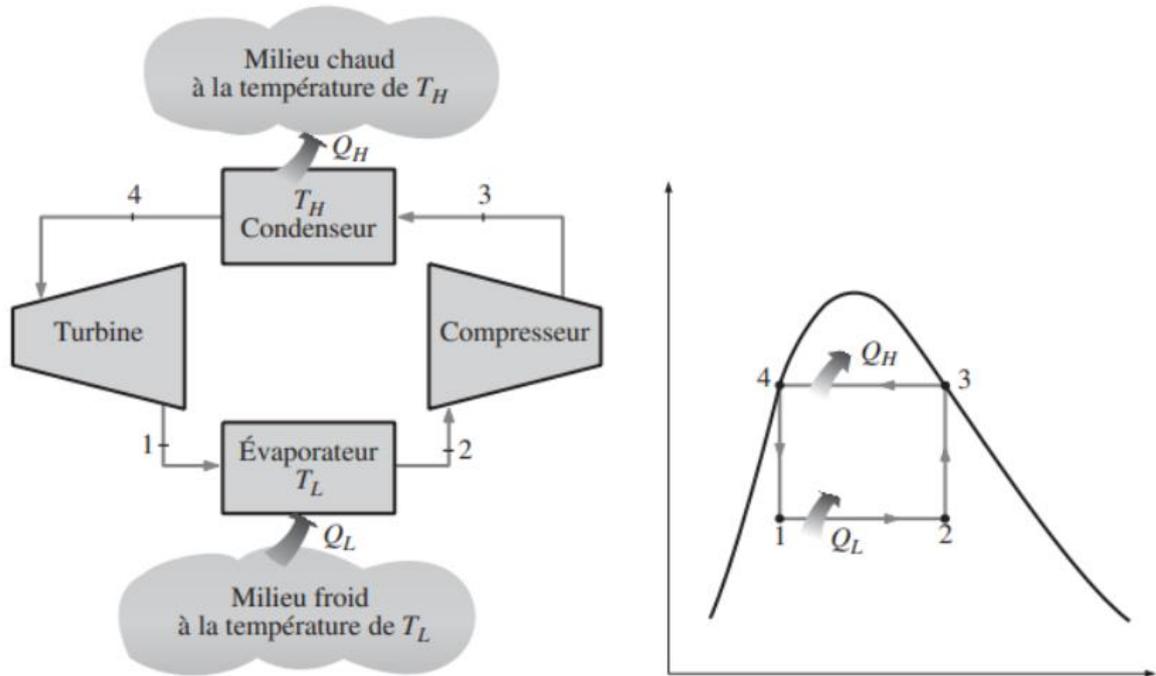


Figure (III.19). Illustration du dispositif de réfrigération de Carnot et représentation du diagramme T-s du cycle de Carnot inversé [24].

D'après le 1er principe, on a :

$$Q_L + Q_H + W_{net,in} = \Delta U = 0 \quad (III.45)$$

D'après le 2ème principe, Pour un cycle réversible, on a :

$$\Delta S = \frac{Q_L}{T_L} + \frac{Q_H}{T_H} = 0 \quad (III.46)$$

Donc, les coefficients de performance (COP) du réfrigérateur de Carnot et thermopompe de Carnot :

$$COP_{R,Carnot} = \frac{Q_L}{W_{net,in}} = \frac{1}{\frac{T_H}{T_L} - 1} \quad (III.47)$$

$$COP_{TP,Carnot} = \frac{Q_H}{W_{net,in}} = \frac{1}{1 - \frac{T_H}{T_L}} \quad (III.48)$$

III.6.5 Les cycles de réfrigération

a) Cycle de réfrigération idéal à compression de vapeur

La représentation schématique du cycle idéal de réfrigération par compression de vapeur est affichée dans la Figure (III.20). Ce cycle, qui est le plus couramment employé parmi les machines frigorifiques, se compose de quatre étapes :

- (1-2) Compression isentropique dans le compresseur ;
- (2-3) Rejet de chaleur à pression constante dans le condenseur ;

(3-4) Détente dans le détendeur ;

(4-1) Absorption de chaleur à pression constante dans l'évaporateur.

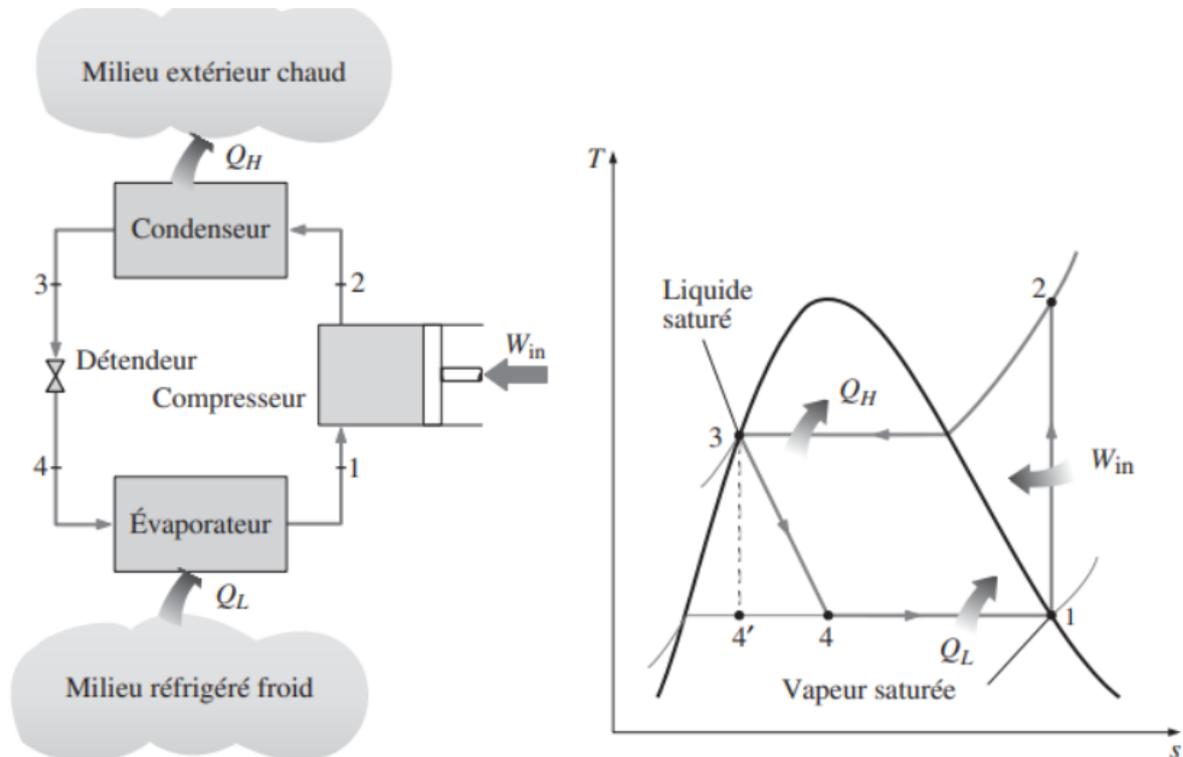


Figure (III.20). Illustration du dispositif et représentation du diagramme T-s du cycle de réfrigération idéal à compression de vapeur [24].

Le cycle idéal de réfrigération à compression de vapeur se compose des étapes suivantes :

1. Compression isentropique : Le fluide frigorigène, sous forme de vapeur saturée (état 1), est comprimé de manière isentropique dans le compresseur. Pendant cette phase, sa température augmente, dépassant celle de l'environnement extérieur à haute température.
2. Condensation isobare : Le fluide, désormais en état de vapeur surchauffée (état 2), circule dans le condenseur. Ici, il cède de la chaleur à l'extérieur, restant à pression constante.
3. Détente isenthalpique : Le fluide, déjà en liquide saturé, passe par le détendeur (état 3). Sa pression diminue, passant de la pression du condenseur à celle de l'évaporateur, et sa qualité de liquide-vapeur change.
4. Vaporisation isobare : Le fluide entre dans l'évaporateur en tant que mélange liquide-vapeur à faible teneur en vapeur (état 4). En traversant l'évaporateur, il absorbe la chaleur du milieu réfrigéré et s'évapore, restant à pression constante.

Ce cycle montre comment le système de réfrigération à compression de vapeur parvient à transférer efficacement la chaleur d'un environnement à basse température vers un environnement à température plus élevée, créant ainsi un effet de refroidissement désiré.

Le schéma du cycle de réfrigération est fréquemment tracé sur un diagramme P-h. On peut noter que la transformation dans le détendeur (étape 3-4) est isenthalpique, c'est-à-dire que l'enthalpie reste constante ($h_4=h_3$) [24].

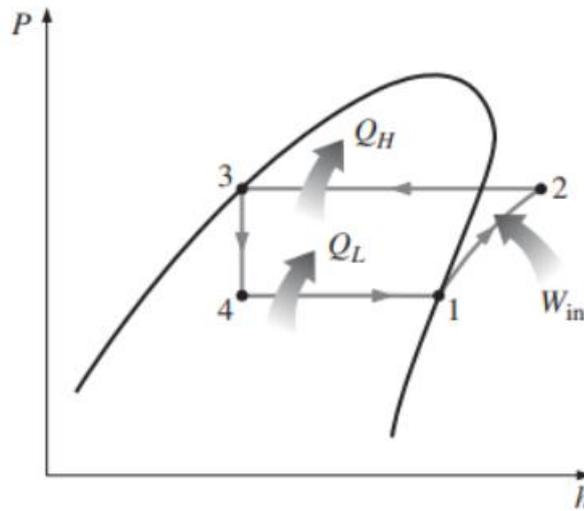


Figure (III.21). Présentation du diagramme P-h du cycle de réfrigération idéal à compression de vapeur [24].

Bilan énergétique :

La puissance thermique extraite du milieu réfrigéré est :

$$Q_L = \dot{m}(h_1 - h_4) \tag{III.49}$$

La puissance thermique évacuée dans le milieu extérieur est :

$$Q_H = \dot{m}(h_2 - h_3) \tag{III.50}$$

La puissance consommée par le compresseur est :

$$W_{net,in} = \dot{m}(h_2 - h_1) \tag{III.51}$$

Le coefficient de performance du réfrigérateur est :

$$COP_R = \frac{Q_L}{W_{net,in}} = \frac{(h_1 - h_4)}{(h_2 - h_1)} \tag{III.52}$$

$$COP_{TP} = \frac{Q_H}{W_{net,in}} = \frac{(h_2 - h_3)}{(h_2 - h_1)} \tag{III.53}$$

b) Cycle de réfrigération réel à compression de vapeur

La différence entre le cycle idéal et le cycle réel de réfrigération se manifeste à plusieurs niveaux. Dans le cycle idéal, le fluide frigorigène traverse l'évaporateur et entre dans le compresseur sous forme de vapeur saturée. Cependant, dans le contexte réel, le fluide subit une surchauffe pour être admis dans le compresseur sous forme de vapeur légèrement

surchauffée. Cela s'explique par la longueur du conduit reliant l'évaporateur au compresseur, qui provoque des pertes de pression et une absorption de la chaleur du milieu extérieur [20].

En ce qui concerne la compression, dans le cycle idéal, il se produit une évolution isentropique (1-3), alors que dans le cycle réel, le frottement a un impact, entraînant une augmentation de l'entropie (1-2). Cependant, une optimisation est envisageable dans le cycle réel grâce à une légère diminution de la température pendant la compression (trajet 1-2), ce qui permet de réduire le travail requis par le compresseur [24].

Au niveau du condenseur, le cycle idéal suppose que le fluide frigorigène sort sous forme de liquide saturé à la pression de sortie du compresseur. Dans la réalité, le fluide subit une perte de pression en traversant le condenseur et le conduit qui le relie au détendeur. Par conséquent, le fluide est légèrement sous-refroidi lorsqu'il entre dans le détendeur et encore plus froid à sa sortie [24].

En somme, les différences entre le cycle idéal et le cycle réel de réfrigération se manifestent par des considérations de surchauffe, de compression, de pertes de pression et de température, soulignant les compromis nécessaires pour prendre en compte les aspects pratiques et les réalités des systèmes réels [24].

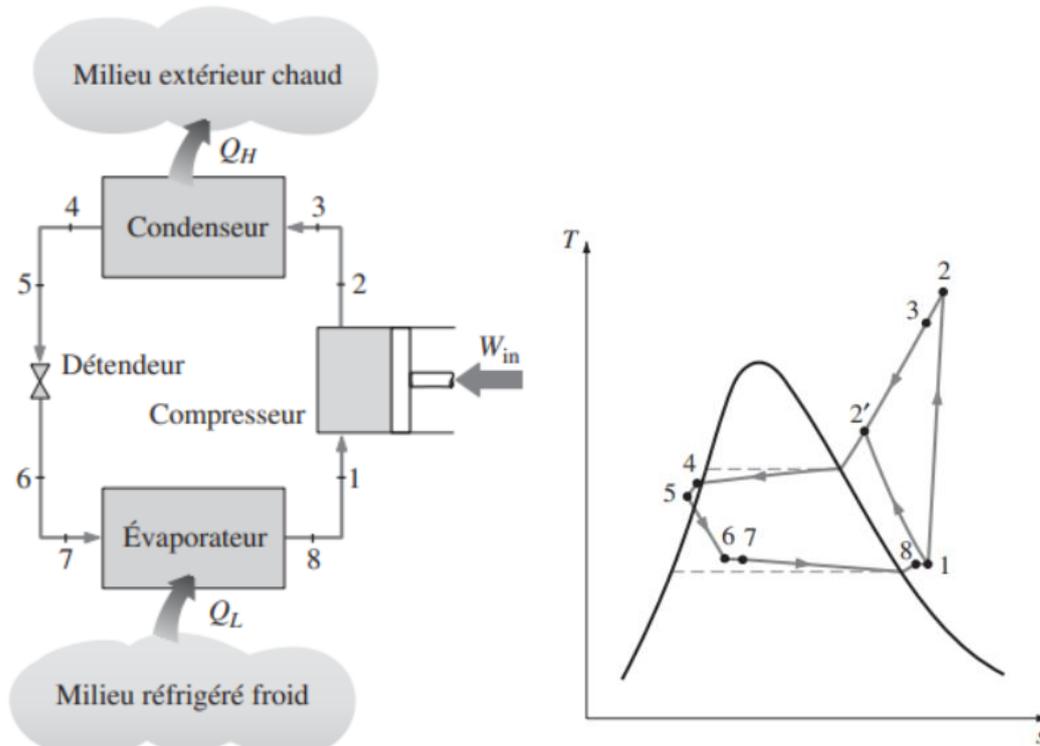


Figure (III.22). Illustration du dispositif et représentation du diagramme T-s du Cycle de réfrigération réel à compression de vapeur [24].

Les enthalpies du réfrigérant aux différents points du cycle déterminées à l'aide des tables de vapeur pour le réfrigérant R-134a (voir Annexe) sont :

Table du vapeur surchauffée P_1 et $T_1 \rightarrow h_1$ et s_1

Table du vapeur surchauffée P_2 et $T_2 \rightarrow h_2$

Table du vapeur surchauffée P_2 et $s_1 = s_{2s} \rightarrow h_{2s}$

Le réfrigérant sort du condenseur sous forme de liquide comprimé

Table du liquide saturée P_3 et $T_3 \rightarrow h_3$

Détente isenthalpique $h_4 = h_3$

Le rendement isentropique du compresseur est :

$$\eta_{is,Com} = \frac{(h_{2s} - h_1)}{(h_2 - h_1)} \quad (III.54)$$

c) Cycles de réfrigération en cascade

Lorsque la différence de température entre le milieu réfrigéré et l'environnement extérieur dépasse un seuil critique d'environ 70°C, il devient peu pratique d'extraire efficacement la chaleur en utilisant uniquement une boucle de réfrigération à compression de vapeur traditionnelle. Cela est principalement dû à la demande excessive de travail imposée au compresseur, ce qui compromet le rendement global du cycle. Face à ce défi, l'approche de la **réfrigération en cascade** offre une solution ingénieuse [24].

Le système de réfrigération en cascade repose sur le principe de diviser le processus de réfrigération en deux étapes distinctes, chacune fonctionnant à des températures et des pressions différentes. Dans ce système, deux circuits de réfrigération indépendants sont utilisés, avec un fluide frigorigène différent dans chaque circuit. Ces circuits sont interconnectés de manière à ce que la chaleur rejetée par l'évaporateur du premier circuit soit utilisée pour alimenter le condenseur du deuxième circuit.

Les taux de débit massique des flux dans l'échangeur de chaleur sont distincts pour les deux boucles, à savoir A (le cycle à haute température) et B (le cycle à basse température). Dans cette configuration, l'échangeur de chaleur est isolé de l'environnement extérieur, et il est supposé que les variations d'énergie cinétique et potentielle des flux sont insignifiantes [24].

$$\dot{m}_A(h_5 - h_8) = \dot{m}_B(h_2 - h_3) \quad (III.55)$$

$$\frac{\dot{m}_A}{\dot{m}_B} = \frac{(h_2 - h_3)}{(h_5 - h_8)} \quad (III.56)$$

La puissance thermique extraite du milieu réfrigéré est la puissance thermique absorbée dans l'évaporateur du cycle B.

$$Q_L = \dot{m}_B (h_1 - h_4) \quad (III.57)$$

La puissance consommée par les compresseurs est la somme des puissances de chacun des compresseurs :

$$W_{net,in} = W_{net,inA} + W_{net,inB} = \dot{m}_A (h_2 - h_1) + \dot{m}_B (h_6 - h_5) \quad (III.58)$$

La puissance thermique évacuée dans le milieu extérieur est la puissance thermique évacuée dans le condenseur du cycle A :

$$Q_H = \dot{m}_A (h_7 - h_6) \quad (III.59)$$

Le coefficient de performance du réfrigérateur est :

$$COP_{R,cascade} = \frac{Q_L}{W_{net,in}} = \frac{\dot{m}_B (h_1 - h_4)}{\dot{m}_A (h_2 - h_1) + \dot{m}_B (h_6 - h_5)} = \frac{(h_1 - h_4)}{\frac{\dot{m}_A}{\dot{m}_B} (h_2 - h_1) + (h_6 - h_5)} \quad (III.60)$$

$$COP_{TP,cascade} = \frac{Q_H}{W_{net,in}} = \frac{\dot{m}_A (h_7 - h_6)}{\dot{m}_A (h_2 - h_1) + \dot{m}_B (h_6 - h_5)} = \frac{\frac{\dot{m}_A}{\dot{m}_B} (h_7 - h_6)}{\frac{\dot{m}_A}{\dot{m}_B} (h_2 - h_1) + (h_6 - h_5)} \quad (III.61)$$

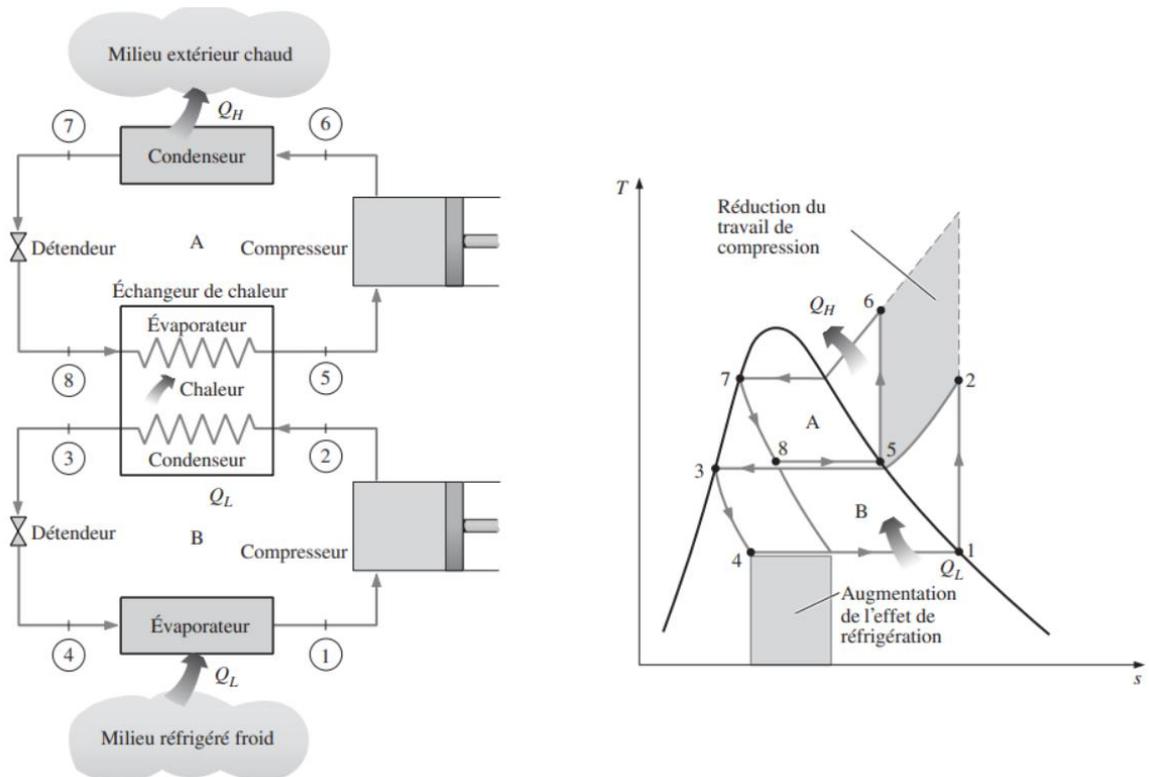


Figure (III.23). Illustration du dispositif et représentation du diagramme T-s du Cycles de réfrigération en cascade [24].

d) Systèmes de réfrigération à compression à plusieurs étages

Lorsqu'un fluide frigorigène identique est employé dans les diverses boucles d'un système de réfrigération en cascade, l'échangeur de chaleur est remplacé par une chambre de mélange nommée séparateur. Cette adaptation favorise le transfert de chaleur entre les boucles de réfrigération. Illustré dans la **Figure (III.24)**, le schéma du système de réfrigération à compression étagée montre le processus [24].

Dans cette configuration, le fluide frigorigène passe par le premier détendeur et se détend à la pression intermédiaire régnant dans le séparateur (état 6). Durant cette transition, une portion du liquide s'évapore, mêlant la vapeur saturée (état 3) avec celle surchauffée émanant du compresseur basse pression (état 2). Ce mélange alimente ensuite le compresseur haute pression (état 9) [24].

Concomitamment, le liquide saturé (état 7) subit une détente dans le second détendeur, pour ensuite être acheminé vers l'évaporateur (état 8), où il absorbe la chaleur du milieu réfrigéré et procure le refroidissement souhaité. Cette configuration en cascade tire parti des propriétés du fluide frigorigène pour optimiser le transfert de chaleur entre les boucles du système de réfrigération, contribuant ainsi à l'efficacité globale du processus [24].

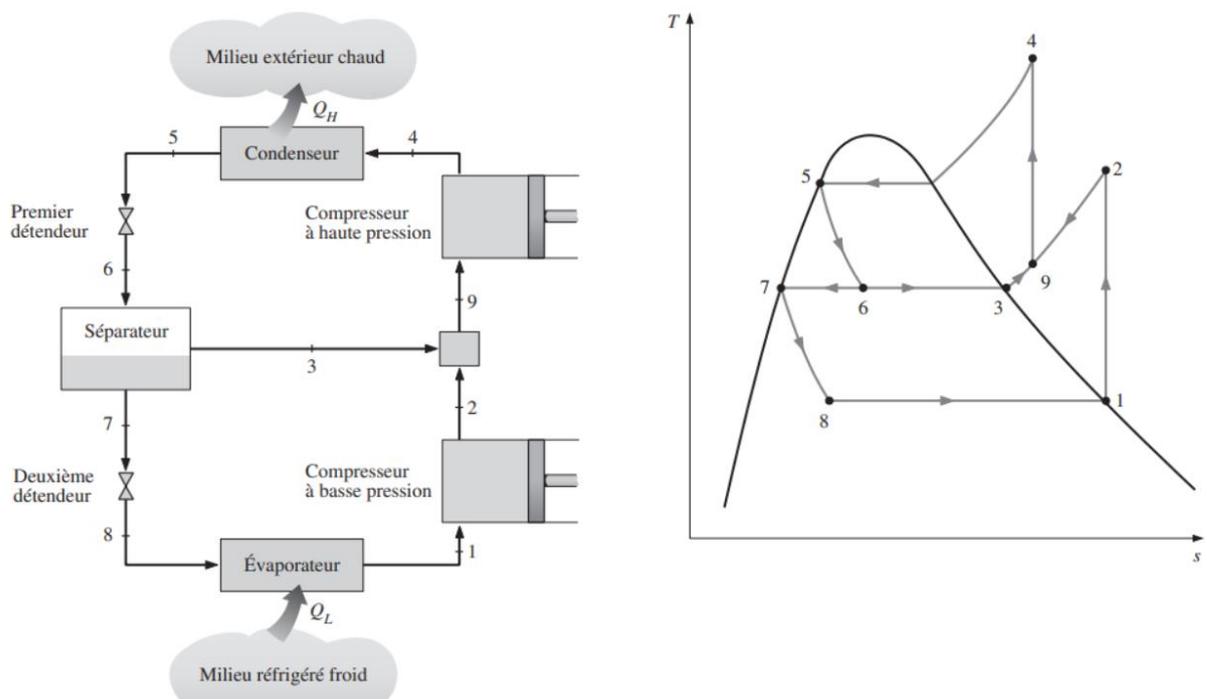


Figure (III.24). Illustration du dispositif et représentation du diagramme T-s du Cycles de réfrigération à compression à plusieurs étages [24].

La fraction de réfrigérante évaporée dans le séparateur correspond au titre de la vapeur à l'état 6, soit

$$x_6 = \frac{h_6 - h_f}{h_{fg}} \quad (\text{III.62})$$

La quantité de chaleur extraite du milieu réfrigéré est :

$$q_L = (1 - x_6)(h_1 - h_8) \quad (\text{III.63})$$

Le travail consommé par les compresseurs est estimé selon :

$$W_{net,in} = W_{net,in1} + W_{net,in2} = (1 - x_6)(h_2 - h_1) + (1)(h_4 - h_9) \quad (\text{III.64})$$

Pour déterminer l'enthalpie au point 9, on dresse un bilan d'énergie pour le séparateur, soit :

$$h_9 = x_6 h_3 + (1 - x_6) h_2 \quad (\text{III.65})$$

*CHAPITRE IV : Thermodynamique des
processus irréversibles*

Introduction

Le chapitre à venir se plonge dans l'exploration des différentes formes d'énergie et de leur interaction au sein des systèmes thermodynamiques. L'étude couvre un large éventail de concepts clés, allant des énergies spécifiques aux systèmes jusqu'à l'analyse exergetique avancée de diverses machines élémentaires.

Dans un premier temps, nous aborderons les énergies propres aux systèmes, en mettant l'accent sur les aspects liés à la puissance. Le premier principe de la thermodynamique, appliqué aux systèmes fermés, constituera une pierre angulaire de notre exploration. Nous progresserons ensuite vers l'application de ce premier principe aux systèmes ouverts, en analysant en détail les bilans de masse et d'énergie dans des systèmes unidimensionnels ouverts.

L'application pratique de ces concepts sera illustrée à travers l'examen de quelques machines élémentaires, telles que les tuyères, turbines et compresseurs. Nous nous pencherons également sur le bilan d'entropie appliqué aux systèmes ouverts, en examinant les premiers énoncés du second principe et en explorant la notion d'entropie.

L'introduction de la notion d'exergie marquera un tournant crucial dans notre exploration. Nous étudierons en détail la puissance maximale récupérable ainsi que le contenu exergetique des différentes formes d'énergie. Le chapitre mettra en lumière l'importance du bilan d'exergie et de l'efficacité exergetique dans l'analyse des systèmes thermodynamiques, en particulier en examinant diverses machines élémentaires sous l'angle exergetique.

Enfin, nous explorerons l'exergie associée à l'énergie cinétique et potentielle, tout en plongeant dans les concepts de travail réversible, d'irréversibilité et de transfert d'exergie par la chaleur, le travail et les écoulements. Le bilan d'exergie sera approfondi pour les systèmes fermés et ouverts, offrant ainsi une compréhension complète des concepts clés de l'analyse exergetique dans le contexte de la thermodynamique.

IV.1 Processus irréversibles

Les processus irréversibles occupent une place centrale dans l'étude de la thermodynamique, car ils reflètent les situations réelles où des pertes d'énergie et d'efficacité sont inévitables. Contrairement aux processus réversibles, où chaque étape peut être inversée sans perte d'énergie, les processus irréversibles impliquent des phénomènes tels que la friction, la diffusion, la turbulence et d'autres formes de dissipation d'énergie.

Au cœur des processus irréversibles se trouve le concept d'irréversibilité, où les changements se produisent de manière unidirectionnelle, engendrant des pertes d'énergie sous

forme de chaleur inutilisable. Ces pertes d'énergie entraînent une augmentation de l'entropie du système, conformément au deuxième principe de la thermodynamique.

Les processus irréversibles se manifestent souvent dans des systèmes du monde réel, où des changements spontanés se produisent sans possibilité de retour à l'état initial sans pertes. Comprendre les processus irréversibles est crucial pour évaluer les performances réelles des machines, des systèmes de réfrigération et d'autres dispositifs thermodynamiques. L'analyse des processus irréversibles permet de quantifier les pertes d'énergie et d'efficacité, ce qui est essentiel pour la conception et l'amélioration des technologies et des processus.

IV.2 Système ouvert en thermodynamique

Explorons à présent un système ouvert qui interagit avec son environnement en échangeant non seulement de la chaleur et de l'énergie mécanique, mais aussi de la matière [30].

Dans ce contexte, les interactions entre le système et son milieu extérieur deviennent plus riches et diversifiées, comprenant les flux d'énergie, de chaleur, de travail et de matière. L'inclusion des échanges de matière ajoute une couche de complexité à l'étude de la thermodynamique, exigeant une analyse plus approfondie des bilans de masse, d'énergie et d'entropie.

IV.3 Les Différentes Formes d'Énergies Propres à un Système Thermodynamique.

Les énergies propres à un système thermodynamique font référence aux différentes formes d'énergie qui caractérisent son état. Ces énergies sont considérées comme des fonctions d'état, étant donné qu'elles dépendent uniquement de l'état actuel du système et non de la manière dont il a atteint cet état. On distingue généralement trois catégories principales d'énergies propres dans ce contexte : l'énergie externe, l'énergie interne et l'énergie totale.

L'énergie externe se rapporte aux grandeurs macroscopiques observables qui définissent la position, le mouvement ou l'orientation du système à une échelle visible à l'œil nu. Parmi ces grandeurs, on trouve notamment l'énergie cinétique E_C , qui est associée au mouvement du système, et l'énergie potentielle E_p , liée à la position du système dans un champ de forces.

$$E_C = \int \frac{1}{2} \rho v^2 dV \quad (\text{IV.1})$$

$$E_p = \int -ldl \quad (\text{IV.2})$$

L'énergie interne U , quant à elle, est liée aux grandeurs observables à une échelle microscopique. Elle provient principalement de l'agitation thermique des particules

constituant le système, incluant les énergies de translation, de rotation et de vibration, ainsi que l'énergie d'interaction entre ces particules.

Lorsqu'on considère l'ensemble de ces contributions énergétiques, on parle de l'énergie totale du système. Cette *énergie totale* E_t englobe les énergies externes et internes, fournissant une vision complète de l'état énergétique du système à un moment donné. L'analyse des énergies propres à un système thermodynamique est essentielle pour comprendre son comportement, ses échanges énergétiques avec son environnement et ses transformations au fil du temps.

$$E_t = E_p + E_c + U \quad (\text{IV.3})$$

IV.4 Premier principe de la thermodynamique appliqué aux systèmes fermés

IV.4.1 Système thermodynamique fermé décrivant un cycle

Dans le contexte d'un système thermodynamique fermé effectuant un cycle (revenant au même état thermodynamique à la fin qu'au début), le premier principe énonce que la quantité de chaleur échangée avec l'environnement est strictement équivalente (mais de signe opposé) au travail échangé avec l'environnement au cours de ce cycle. Ce principe demeure valable que le cycle soit irréversible ou réversible. Cette relation peut être formulée de la manière suivante [30]:

$$\oint \delta Q + \oint \delta W = 0 \quad (\text{IV.4})$$

IV.4.2 Système thermodynamique fermé évoluant entre deux états thermodynamiques différents

Lorsqu'un système fermé se déplace entre deux états thermodynamiques, notés 1 et 2, au travers d'une transformation A, envisageons alors que ce même système subisse une transformation ultérieure B, le ramenant à son état initial 1. Par conséquent, le système a achevé un cycle [30]:

$$\oint \delta Q_A + \oint \delta W_A + \oint \delta Q_B + \oint \delta W_B = 0 \quad (\text{IV.5})$$

Supposons à présent qu'une autre transformation, notée C, permette de revenir de l'état 2 à l'état initial 1. Dans ce cas, nous aurons également [30]:

$$\oint \delta Q_A + \oint \delta W_A + \oint \delta Q_C + \oint \delta W_C = 0 \quad (\text{IV.6})$$

IV.4.3 Un système thermodynamique fermé en évolution entre deux états thermodynamiques tout en maintenant un volume total constant.

En maintenant le volume total du système constant, aucun travail n'est réalisé contre les forces de pression. De plus, en l'absence d'échange d'énergie mécanique avec l'extérieur, ainsi qu'en l'absence de changement dans l'énergie cinétique et l'énergie potentielle, on peut noter que [30]:

$$(\delta Q)_V = (dU)_V \quad (IV.7)$$

IV.4.4 Un système thermodynamique fermé en évolution entre deux états thermodynamiques tout en maintenant une pression totale constante.

Dans diverses applications, il est fréquent de se confronter à des situations où les transformations se déroulent tout en maintenant la pression totale constante. En supposant que les niveaux d'énergie cinétique et d'énergie potentielle demeurent inchangés, le premier principe peut alors être formulé de manière concise [30]:

$$Q_{1-2} = U_2 - U_1 - W_{1-2} = U_2 - U_1 - P(V_2 - V_1) \quad (IV.8)$$

Donc

$$Q_{1-2} = (U_2 + P_2V_2) - (U_1 + P_1V_1) \quad (IV.9)$$

Il est donc utile de définir une nouvelle fonction d'état, *l'enthalpie*, donc

$$Q_{1-2} = H_2 - H_1 \quad (IV.10)$$

Pour une transformation à pression constante, on a simplement :

$$(\delta Q)_P = (dH)_P \quad (IV.11)$$

IV.5 Premier principe de la thermodynamique appliqué aux systèmes Ouverts

IV.5.1 Volume de contrôle

Il semble que vous discutiez des principes liés aux systèmes ouverts en thermodynamique et à la modélisation des écoulements de fluides. Vous avez décrit trois volumes de contrôle différents pour analyser ces systèmes ouverts. Voici une brève explication de chaque volume de contrôle [30]:

1. **Volume de contrôle du système ouvert :** C'est le volume dans lequel se trouve le système ouvert en question. Il englobe la zone où l'échange de matière et d'énergie a lieu avec l'extérieur. C'est à partir de ce volume que l'on observe et analyse les flux entrants et sortants de matière et d'énergie.

2. **Volume de contrôle avec le fluide entrant** : Ce volume de contrôle est étendu pour inclure non seulement le système ouvert, mais aussi la partie du conduit d'entrée du fluide qui transporte la masse de fluide qui pénètre dans le système ouvert entre les temps t et $t + dt$. Cela permet d'étudier comment le fluide entre dans le système ouvert et comment il interagit avec celui-ci.
3. **Volume de contrôle avec le fluide sortant** : De manière similaire, ce volume de contrôle s'étend pour inclure le système ouvert ainsi que la partie du conduit de sortie du fluide. Il permet d'analyser comment la masse de fluide sort du système ouvert entre les temps t et $t + dt$, ainsi que les effets de cette sortie sur le système ouvert lui-même.

En utilisant ces trois volumes de contrôle, vous pouvez obtenir une vue détaillée des échanges de matière et d'énergie qui se produisent dans un système ouvert, ainsi que de la manière dont ces échanges influencent le système dans son ensemble. Ces concepts sont essentiels pour la modélisation et la compréhension des processus thermodynamiques et des écoulements de fluides dans les systèmes ouverts [30].

Système fermé à l'instant t = système ouvert à t + masse qui va rentrer pendant l'intervalle de temps $t, t + dt$.

Système fermé à l'instant $t + dt$ = système ouvert à $(t + dt)$ + masse qui est sortie pendant l'intervalle de temps $t, t + dt$

De cette manière, un *volume fermé déformable* a été défini, se transformant dans le temps sans aucun échange de matière avec son environnement. Avec $M_{\text{ouvert},t}$ et $M_{\text{ouvert},t+dt}$ la masse du système ouvert aux instants t et $t + dt$, ΔM_e et ΔM_s les quantités de matière qui rentrent dans et sortent du système ouvert pendant l'intervalle de temps dt [30]:

$$M_{\text{fermé}} = M_{\text{ouvert},t} + \Delta M_e = M_{\text{ouvert},t+dt} + \Delta M_s \quad (\text{IV.12})$$

IV.5.2 Conservation de l'énergie

Cette quantité de fluide est poussée à l'intérieur du volume de contrôle par le reste du fluide. Pendant ce processus de transfert, cette force génère un travail similaire à celui accompli par un piston se déplaçant de ΔV_e , et ce travail est équivalent à $P_e \Delta V_e$, où P_e représente la pression à laquelle le fluide est exposé et ΔV_e est le volume déplacé. L'application du principe de conservation de l'énergie pour ce système fermé se formule alors de la manière suivante [30]:

$$E_{\text{fermé},t+dt} - E_{\text{fermé},t} = \delta Q + \delta W + (P\Delta V)_e + (P\Delta V)_s \quad (\text{IV.13})$$

En définissant le système fermé déformable et en introduisant les grandeurs massiques, il devient possible de confronter l'énergie du système fermé, une grandeur extensive à l'instar de la masse, avec celle du système ouvert, de manière analogue à l'approche adoptée pour la masse [30]:

$$E_{fermé,t+dt} - E_{fermé,t} = E_{ouvert,t+dt} - E_{ouvert,t} - (e\Delta M)_e - (e\Delta M)_s \quad (IV.14)$$

Avec $\Delta E_{e,s} = (e\Delta M)_{e,s}$ et e est l'énergie massique de la matière échangée avec le milieu extérieur.

Introduisant les notions de puissances et le débit, les équations (IV.13) et (IV.14) peuvent s'écrire sous la forme [30]:

$$E_{fermé,t+dt} - E_{fermé,t} = \dot{Q}dt + \dot{W}dt + dt(Pv\dot{m})_e + dt(Pv\dot{m})_s \quad (IV.15)$$

$$E_{fermé,t+dt} - E_{fermé,t} = E_{ouvert,t+dt} - E_{ouvert,t} - dt(e\dot{m})_e - dt(e\dot{m})_s \quad (IV.16)$$

Combinant les équations :

$$\frac{dE}{dt} = \sum_i \dot{Q} + \dot{W} + \sum_{e,s} \dot{m}_{e,s} (e + Pv)_{e,s} \quad (IV.17)$$

IV.5.3 Cas particuliers de systèmes ouverts

❖ Système fermé décrivant un cycle

Dans un système fermé, les deux derniers termes de l'équation, qui correspondent aux flux d'échange de matière avec l'extérieur, sont nuls [30].

$$\frac{dE}{dt} = \dot{Q} + \dot{W} \quad (IV.18)$$

❖ Régime stationnaire

Un cas particulièrement examiné est celui des systèmes ouverts stationnaires, dans lesquels toutes les grandeurs du système sont indépendantes du temps [30].

$$\sum \dot{m}_e + \sum \dot{m}_s = 0 \quad (IV.19)$$

et

$$\dot{Q} + \dot{W} + \sum_{e,s} \dot{m}_{e,s} (e + Pv)_{e,s} = 0 \quad (IV.20)$$

❖ Équation de Bernoulli

Prenons en compte l'écoulement permanent unidimensionnel d'un fluide qui ne réalise aucun échange de chaleur ni de travail mécanique avec l'environnement extérieur [30].

$$\sum_{e,s} \dot{m}_{e,s} (e + Pv)_{e,s} = \sum_{e,s} \dot{m}_{e,s} (h + \frac{1}{2}V^2 + gz)_{e,s} = 0 \quad (\text{IV.21})$$

donc

$$h + \frac{1}{2}V^2 + gz = cst \quad (\text{IV.22})$$

IV.6 Le second principe de la thermodynamique

IV.6.1 Les énoncés du second principe

Plusieurs formulations du second principe existent, et nous en examinerons deux.

Formulation originale de Clausius : Cette formulation postule que "le transfert de chaleur d'un corps froid vers un corps plus chaud ne peut pas se produire spontanément, sans compensation." [30].

Formulation de Lord Kelvin : "Avec un système qui parcourt un cycle et est en contact avec une seule source de chaleur, il est impossible d'obtenir du travail." [30].

IV.6.2 L'entropie

La modification de dQ/T entre deux états thermodynamiques reste constante indépendamment du chemin parcouru, établissant ainsi sa nature de fonction d'état. Par conséquent, nous pouvons introduire une grandeur nommée **entropie**, représentée par [30]:

$$dS = \left(\frac{\delta Q}{T}\right)_{rev} \quad (\text{IV.23})$$

IV.6.3 Relations différentielles de l'entropie pour les systèmes fermés

Grâce au premier principe, nous avons été en mesure d'établir, dans le contexte des systèmes fermés, que les variations d'énergie cinétique et potentielle peuvent être négligées. Dans ce cadre, le travail réversible est exclusivement attribué au travail exercé par les forces externes de pression. Si nous prenons en compte la définition de l'entropie, nous pouvons alors aboutir à la conclusion suivante :

$$TdS = dU + PdV \quad (\text{IV.24})$$

La relation entre l'enthalpie et l'entropie est également très utile.

$$H = U + PV \rightarrow dH = dU + PdV + VdP \quad (\text{IV.25})$$

Donc

$$TdS = dH - VdP \quad (\text{IV.26})$$

IV.6.4 Variation d'entropie dans des systèmes fermés

✓ Transformations réversibles

La modification d'entropie d'un système fermé résulte uniquement des échanges de chaleur avec l'environnement extérieur, avec dS est l'entropie échangée avec l'extérieur provenant des échanges de chaleur [30]:

$$dS_{rev} = \sum \left(\frac{\delta Q}{T} \right) = dS_e \quad (IV.27)$$

✓ Transformations irréversibles

En se basant sur l'inégalité de Clausius, il est possible de démontrer que l'équation générale de variation d'entropie pour une transformation quelconque est la suivante, avec Le terme dS_i introduit précédemment s'appelle la production d'entropie [30]:

$$dS \geq \frac{\delta Q}{T} \rightarrow dS = \sum \left(\frac{\delta Q}{T} \right) + dS_i = dS_e + dS_i \quad (IV.28)$$

IV.6.5 Variation d'entropie dans des systèmes ouverts

L'évaluation de l'entropie est réalisée pour le système fermé délimité par la surface de contrôle déformable aux instants t et $t + dt$ [30]:

$$\frac{dS}{dt} = \sum \left(\frac{\dot{Q}_i}{T_i} \right) + \sum_{e,s} \dot{m}_{e,s} + P(S) \quad (IV.29)$$

$P(S)$ est la production d'entropie par unité de temps.

IV.6.6 Bilan entropique

Appliquons cette démarche à la variation d'entropie [30]:

$$\begin{aligned} & \text{Quantité d'entropie d'entropie à } t+dt \text{ dans le système} + \text{Quantité d'entropie d'entropie à } t \\ & \text{dans le système} = \text{Quantité d'entropie d'entrant dans le système} - \text{Quantité d'entropie sortant} \\ & \text{du le système} + \text{Quantité entropie générée dans le système} \end{aligned}$$

IV.7 Notion d'exergie

L'exergie d'un système dans un état particulier équivaut au travail utile maximal théoriquement réalisable par ce système. Il convient de rappeler que le travail effectué lors d'une évolution dépend des états initial et final du système, ainsi que du chemin parcouru au cours de cette évolution [30].

Dans une *analyse exergetique*, qui vise à déterminer l'énergie utile disponible, l'état initial est généralement défini. Par conséquent, cet état n'est pas une variable. De plus, il est reconnu que le travail maximal est généré lorsque l'évolution entre l'état initial et l'état final est

réversible. L'état d'équilibre thermodynamique avec l'environnement extérieur est appelé *l'état mort*. À l'état mort, l'exergie du système est nulle. Aucun travail ne peut être produit par un système à l'état mort. Les variables thermodynamiques d'un système à l'état mort sont identifiées par l'indice 0, où $T_0 = 25^\circ\text{C}$ et $P_0 = 1 \text{ atm}$.

Le milieu extérieur est défini comme l'environnement qui se trouve au-delà des limites du système.

IV.7.1 L'exergie de l'énergie cinétique et potentielle

L'exergie de l'énergie cinétique d'un système demeure équivalente à l'énergie cinétique du système, indépendamment de la température ou de la pression du milieu extérieur.

$$x_{ke} = \frac{V^2}{2} \quad (\text{IV.30})$$

De même, *l'exergie de l'énergie potentielle* d'un système équivaut à l'énergie potentielle du système, peu importe la température ou la pression du milieu extérieur.

$$x_{pe} = gz \quad (\text{IV.31})$$

IV.7.2 Le travail réversible et l'irréversibilité

Quand le piston est soulevé dans un système piston-cylindre, une partie du travail effectué par le gaz en expansion dans le cylindre est consacrée au déplacement de l'air atmosphérique exerçant une pression sur le piston. Ce travail, qui ne peut être récupéré et utilisé de manière optimale, est égal au produit de la pression atmosphérique P_0 par le changement de volume du système, à savoir.

$$W_{env} = P_0(V_2 - V_1) \quad (\text{IV.32})$$

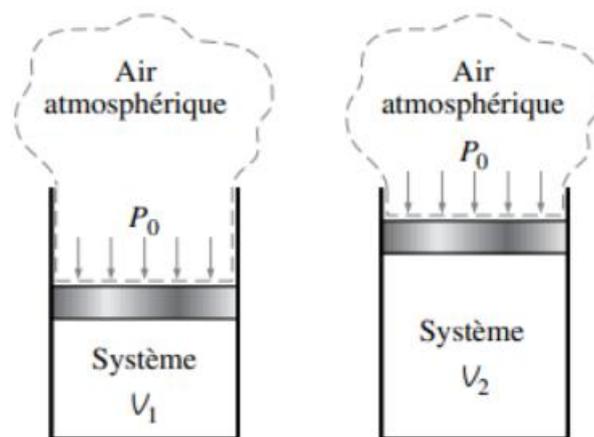


Figure (IV.1). Travail fait sur le milieu extérieur [24].

Le travail utile représente la distinction entre le travail effectif accompli par le système, noté W , et le travail exercé sur l'extérieur [24].

$$W_u = W - W_{env} \quad (\text{IV.33})$$

D'un côté, **le travail réversible** ($W_{\text{rév}}$) est défini comme le travail maximal utile qui peut être généré lorsque le système subit une évolution entre un état initial spécifique et un état final donné. D'autre part, l'irréversibilité se présente comme la différence entre le travail réversible ($W_{\text{rév}}$) et le travail utile (W_u) réel, résultant des irréversibilités qui surviennent au cours de cette évolution. Cette distinction est nommée **l'irréversibilité** (I) [24].

$$I = W_{\text{rév,out}} - W_{u,out} = W_{u,in} - W_{\text{rév,in}} \quad (\text{IV.34})$$

IV.7.3 La variation de l'exergie d'un système

➤ **L'exergie d'un système fermé**

Le système en question est un piston-cylindre fermé et immobile, renfermant une masse m d'une substance. L'état initial de cette substance est déterminé par sa pression P et sa température T , ainsi que par des valeurs connues de volume V , d'énergie interne U , et d'entropie S . Ce système subit une transformation réversible jusqu'à ce qu'il atteigne un état final d'équilibre avec l'environnement extérieur, caractérisé par une pression P_0 et une température T_0 [24].

Au cours de cette transformation, le système accomplit un travail utile noté $\delta W_{\text{b,utile}}$ à l'aide du piston-cylindre. En parallèle, la chaleur dégagée par le système, notée δQ , est utilisée pour alimenter une machine thermique réversible. Cette machine thermique convertit la chaleur reçue en un travail supplémentaire [24].

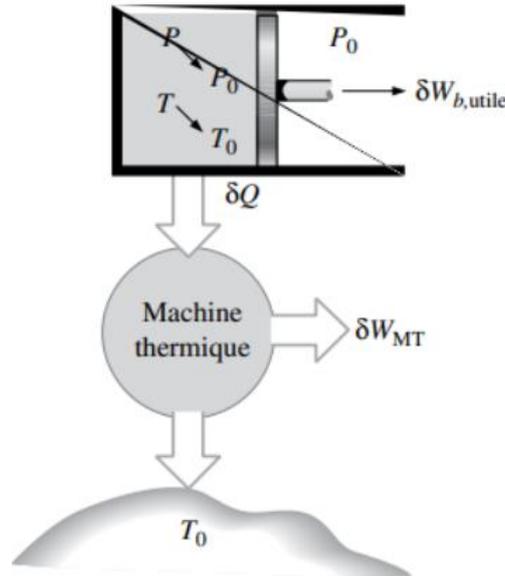


Figure (IV.2). L'exergie d'un système fermé [24].

$$dU = -\delta Q - \delta W \quad (IV.35)$$

Le travail de frontière δW produit par le système piston-cylindre est [24]:

$$\delta W = PdV = (P - P_0)dV + P_0dV = \delta W_{b,utile} + P_0dV \quad (IV.36)$$

Le travail produit par la machine thermique réversible alimentée par une quantité de chaleur δQ est [24]:

$$\delta W_M = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \delta Q = \delta Q - \frac{T_0}{T} \delta Q = \delta Q - T_0 dS \quad (IV.37)$$

Donc

$$\delta Q = \delta W_M - T_0 dS \quad (IV.38)$$

De façon générale, l'exergie d'un système fermé de masse m est

$$X = (U - U_0) + P_0(V - V_0) - T_0(S - S_0) + \frac{mV^2}{2} + mgz \quad (IV.39)$$

La variation de l'exergie d'un système fermé durant une évolution est

$$\Delta X = X_2 - X_1 = (U_2 - U_1) + P_0(V_2 - V_1) - T_0(S_2 - S_1) + \frac{m(V_2^2 - V_1^2)}{2} + mg(z_2 - z_1) \quad (IV.40)$$

➤ **L'exergie d'un écoulement**

L'énergie d'écoulement, symbolisée par $W_{\text{écoul}}$, se traduit comme étant équivalente au travail accompli lors du déplacement d'un fluide à travers une frontière. Dans ce contexte, l'exergie liée à cette énergie d'écoulement se calcule en soustrayant du produit de la pression P par le volume v , le travail effectué pour déplacer un volume d'air v dans les conditions de pression atmosphérique P_0 [24].

$$W_{\text{écoul.}} = v(P - P_0)$$

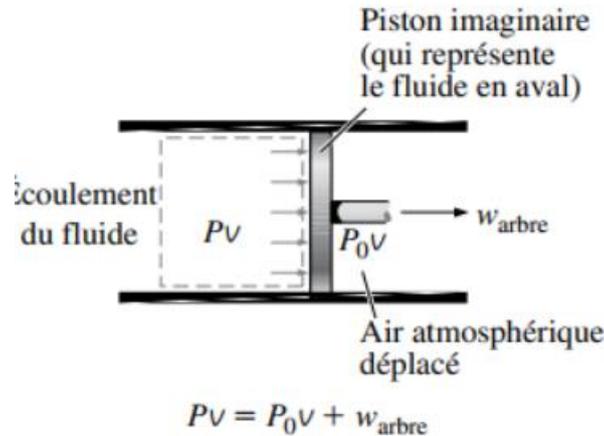


Figure (IV.3). L'exergie d'écoulement [24].

Cette exergie d'écoulement peut être formulée comme suit [24]:

$$x = \frac{x}{m} = (u - u_0) + P_0(v - v_0) - T_0(s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz + v(P - P_0) \quad (\text{IV.41})$$

$$x = (u + Pv) - (u_0 + P_0v_0) - T_0(s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz \quad (\text{IV.42})$$

$$x = \psi = (h - h_0) - T_0(s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz \quad (\text{IV.43})$$

L'exergie associée à un écoulement se manifeste dans la variation d'exergie lorsque cet écoulement évolue d'un état initial 1 à un état final 2. Cette variation d'exergie se décrit par la formule [24]:

$$\Delta x = (h_2 - h_1) - T_0(s_2 - s_1) + \frac{(V_2^2 - V_1^2)}{2} + g(z_2 - z_1) \quad (\text{IV.44})$$

IV.7.4 Transfert d'Exergie : Chaleur, Travail et Écoulement dans les Systèmes

L'échange d'exergie peut s'effectuer au moyen de trois mécanismes : la chaleur, le travail et l'écoulement. Tout comme l'énergie, l'exergie a la capacité de franchir les limites d'un système par ces différents moyens. Dans le cas d'un système fermé, où les mouvements de fluide sont exclus, seuls les modes de transfert de chaleur et de travail permettent la transmission d'exergie à travers ses frontières [24].

La conversion d'exergie X_{chaleur} qui découle de la propagation d'une quantité de chaleur Q de la source située à la température absolue T vers le milieu extérieur (le point mort) à la température T_0 est :

$$X_{\text{chaleur}} = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right)Q \quad (\text{IV.45})$$

L'exergie représente la capacité de générer un travail utile, et le transfert d'exergie par le biais du travail s'exprime de manière élémentaire :

$$X_{\text{Travail}} = \begin{matrix} W - W_{env} \rightarrow \text{travail de frontière} \\ W \rightarrow \text{autres formes de travail} \end{matrix} \quad (\text{IV.46})$$

Quand une masse m pénètre ou quitte un système, l'exergie transmise est la suivante :

$$X_{\text{masse}} = m\psi \quad (\text{IV.47})$$

IV.7.5 Le principe de diminution de l'exergie et l'exergie détruite

Analysons le système isolé où ni chaleur, ni travail, ni flux ne peuvent franchir les limites de ce système clos. Par conséquent, il n'y a aucune transmission d'énergie ou d'entropie. Le bilan énergétique et entropique pour ce système se résume à ceci.

$$E_2 - E_1 = 0 \quad (\text{IV.48})$$

$$S_2 - S_1 = S_{gen} \quad (\text{IV.49})$$

En multipliant la deuxième équation par T_0 et en la retranchant de la première, on déduit

$$(E_2 - E_1) - T_0(S_2 - S_1) = -T_0 S_{gen} \quad (\text{IV.50})$$

$$X_2 - X_1 = (E_2 - E_1) - T_0(S_2 - S_1) + P_0(V_2 - V_1) = -T_0 S_{gen} + P_0(V_2 - V_1) \quad (\text{IV.51})$$

Que puisque, dans un système isolé, V_2 équivaut à V_1 .

$$\begin{matrix} S_{gen} \geq 0 & V_2 = V_1 \\ T_0 > 0 & \Delta X_{\text{isole}} = X_2 - X_1 \geq 0 \end{matrix} \quad (\text{IV.52})$$

L'exergie dans un système isolé ne cesse de croître. Tout au long des processus réels, l'exergie se disperse, ce qui est en accord avec le *principe de réduction de l'exergie*. La réduction de l'exergie au sein d'un système isolé équivaut à la dissipation de l'exergie. La quantité d'exergie dissipée (*L'exergie détruite*) est proportionnelle à la quantité d'entropie engendrée, et par conséquent,

$$X_{\text{détruite}} = T_0 S_{gen} \geq 0 \quad (\text{IV.53})$$

IV.7.6 Le bilan d'exergie dans les systèmes fermés

Le concept de réduction d'exergie peut être exprimé sous forme de bilan d'exergie en utilisant la formule suivante :

Exergie entrante – Exergie sortante- Exergie détruite= Variation de l'exergie totale du système

Ou

$$X_{in} - X_{out} - X_{détruite} = \Delta X_{systeme} \quad (IV.54)$$

IV.7.7 Le bilan d'exergie dans les systèmes ouverts

En complément du transfert d'exergie par la chaleur et le travail, le bilan d'exergie dans un système ouvert (dans un volume de contrôle) inclut également la considération du transfert d'exergie par le flux qui traverse ses frontières.

$$X_{chaleur} - X_{travail} + X_{masse,in} - X_{masse,out} - X_{détruite} = \Delta X_{vc} \quad (IV.55)$$

Conclusion :

Ce polycopié sur la thermodynamique appliquée met en lumière l'importance cruciale de cette discipline dans notre compréhension et notre maîtrise des systèmes énergétiques. Au fil des chapitres, nous avons exploré les concepts fondamentaux de la thermodynamique, en passant en revue les cycles thermodynamiques, les machines thermiques, la psychrométrie, les processus irréversibles, et bien plus encore.

La thermodynamique appliquée trouve une multitude d'applications dans le monde réel, de la conception de moteurs à combustion interne à la modélisation de systèmes de climatisation, en passant par l'optimisation de cycles de production d'énergie. Elle fournit les outils et les principes nécessaires pour résoudre des problèmes complexes liés à la conversion, à la transmission et à l'utilisation de l'énergie thermique.

En tant qu'étudiants en génie et en sciences appliquées, il est essentiel de maîtriser les principes de la thermodynamique appliquée, car ils sont la base de nombreuses innovations technologiques et des solutions aux défis énergétiques auxquels notre société est confrontée. En comprenant les lois fondamentales de la thermodynamique et en les appliquant de manière créative, nous pouvons contribuer à concevoir des systèmes énergétiques plus efficaces, plus durables et plus respectueux de l'environnement.

Ce polycopié a cherché à fournir un aperçu complet de la thermodynamique appliquée, en abordant à la fois les concepts théoriques et leurs applications pratiques. Toutefois, il est important de noter que la thermodynamique est une discipline en constante évolution, avec des applications de plus en plus diverses et des avancées technologiques qui élargissent sans cesse ses horizons. Par conséquent, la quête de la maîtrise de la thermodynamique appliquée est un voyage continu, alimenté par la curiosité, l'innovation et le désir de relever les défis énergétiques du futur.

En conclusion, la thermodynamique appliquée est une pierre angulaire de l'ingénierie et des sciences appliquées, et elle offre des opportunités illimitées pour ceux qui cherchent à résoudre les problèmes énergétiques les plus complexes de notre époque. Ce polycopié n'est qu'une première étape dans ce voyage passionnant et prometteur.

Références Bibliographiques

- [1] Dick, E., & Dick, J. (2015). Fundamentals of turbomachines (Vol. 109). Pays-Bas : Springer.
- [2] Ingram, G. (2009). Basic concepts in turbomachinery. Bookboon.
- [3] Bentata, O. (2018). Turbomachines 1 - Fluides incompressibles Cours et Exercices. Département de Génie Mécanique, Université des Sciences et de la Technologie d'Oran.
- [4] Auteur inconnu. (Année inconnue). Introduction to Turbomachines CHAPTER1: INTRODUCTION TO TURBOMACHINES.
- [5] Haouam, A. (Année inconnue). Chapitre I : Définitions et théorie générale des turbomachines.
- [6] Amor, A. (2010-2011). Contribution numérique de l'étude de l'influence de la géométrie de l'aubage en vue d'une optimisation des performances d'une pompe centrifuge par le logiciel CFX (Thèse de magistère). Université H. B. Chlef.
- [7] Riollet, G. (1991). Théorie générale des turbomachines. TI.
- [8] Bensaad, D. (2019). Diagnostic de fuites internes dans une pompe à pistons axiaux (Thèse de doctorat, Lyon).
- [9] Mines_Paris-PSL. (2017, 9 novembre). Fonctionnement d'un compresseur centrifuge. [Vidéo]. Canal-U. <https://www.canal-u.tv/68545>. Consulté le 28 juillet 2023.
- [10] Gorla, R.S., & Khan, A.A. (2003). Turbomachinery: design and theory. Crc Press.
- [11] Saïd Aniss. (2007). Cours de Turbomachines, Université Hassan II Aïn Chock, Faculté des Sciences, Casablanca.
- [12] Fatima Naim. (2015). Étude d'un compresseur axial du moteur TV3-117BM. Mémoire de Master. Université SAAD DAHLAB de BLIDA.
- [13] Site Web : "<https://heliciel.com/helice/turbines%20hydraulique/turbine%20hydraulique%202%20relation%20distributeur%20et%20helice.htm>"
- [14] Techniques de l'ingénieur : articles relatifs aux turbomachines.
- [15] REGGIO M., TREPANIER J-Y. (Année inconnue). Théorie des Turbomachines, École polytechnique de Montréal.

- [16] Site Web : "[Principe de fonctionnement d'une pompe solaire * SOLARIS-STORE](#)"
- [17] Terbaru 17+ Centrifugal Pump With Diagram. Site Web: [\(mesinlasargom.blogspot.com\)](#) "
- [18] Cours 11 - Turbine et pompe. Notes cours + exercices du cours complet. École de Technologie Supérieure. Site Web : "[Cours 11 - Turbine et pompe - Mécanique des fluides ##### Cours 11: ##### Pompes et turbines MEC - Studocu](#)"
- [19] Courbe du réseau et point de fonctionnement. Site Web : "https://sites.cnam.fr/industries-de-procedes/ressources-pedagogiques-ouvertes/hydraulique/co/3grain_courbeReseau.html
- [20] Site Web : "https://www.azprocede.fr/Cours_GC/pompe_centrifuge_reseau.html"
- [21] Ahmed Chetti. (2019). Pompes et stations de pompage. Centre universitaire d'El-Bayadh. Institut des ST / Département de technologie.
- [22] Pai, B.U. (2013). Turbomachines. Wiley.
- [23] Murty, V.D. (2018). Turbomachinery: concepts, applications, and design. CRC press.
- [24] A. Çengel et Michael A. Boles. (2011). Thermodynamics: An Engineering Approach, 7th edition. The McGraw-Hill Companies. ISBN 978-0-07-352932-5.
- [25] Abelé, Charlotte, B. Abraham, J. L. Salagnac, J. Fontan, D. Quenard, S. Guiliot, and C. Pompéo. (2009). Transferts d'humidité à travers les parois évaluer les risques de condensation. Rapport technique, Centre scientifique et technique du bâtiment CSTB.
- [26] Site Web : "https://nte.mines-albi.fr/Thermo/fr/co/uc_HumiditeAbsolueRelative.html"
- [27] Louni, Madjid. (2012). Elaboration d'un code de calcul des propriétés thermodynamiques de l'air humide en contact de l'eau de mer et de la glace. Thèse de doctorat, Université Mouloud Mammeri Tizi-Ouzou.
- [28] Site Web : "<https://moineau-instruments.com/content/28-humidite-point-de-rosee-temperature-humide>"
- [29] F. Cabeza. (2002). Diagramme Psychrométrique. AFPA – DEAT – Froid et climatisation ; Ressources formatives - Mai 2002.
- [30] Meunier, Francis. (2004). Aide-mémoire de Thermodynamique de l'ingénieur. Dunod.
-

- [31] Didier JAMET. (2013). THERMODYNAMIQUE APPLIQUÉE. ÉCOLE CENTRALE PARIS.
- [32] EL ALOUAN Mohamed. (2018). Thermodynamique Classique, Cours Et Exercices. E M P.
- [33] Rachida OUARGLI-SAKER. (2016). COURS DE THERMODYNAMIQUE. Université des Sciences et de la Technologie D'Oran « Mohamed BOUDIAF », Faculté de Chimie, Département de Génie des Matériaux.
- [34] BERIACHE M'hamed. Thermodynamique Appliquée. Cours et exercices corrigés. Polycoopié de la matière. Université Hasiba Benbouali de Chlef.
- [35] Site Web : "<https://www.chimix.com/an8/sup/min60.htm>"
- [36] Dang, Thu Thuy. (2013). "Optimisation de l'ensemble convertisseur-générateur-commande intégré à un système de micro-cogénération thermo-mécano-électrique." Thèse de doctorat, Ecole Normale Supérieure de Cachan.
- [37] Tayeb OUKSEL. (2020). Cours Moteurs à Combustion Interne Et Exercices d'applications corrigés. Université Larbi Ben M'hidi Oum El Bouaghi.
- [38] A. M. BOUCHOUCHA. (2020). Chapitre II. La thermodynamique des cycles moteurs. Centre Universitaire Abdelhafid Boussouf Mila.
- [39] Cleynen, Olivier. (2015). Thermodynamique de l'ingénieur. Lulu. com.
-

Listes des figures

Figure (I.1). Applications des turbomachines [2].....	3
Figure (I.2). Grille d'aubes [3].....	4
Figure (I.3). Classification des machines à fluides [3].....	5
Figure (I.4). Turbomachines axiales [4].....	5
Figure (I.5). Turbomachines radiales [6].....	6
Figure (I.6). Turbomachines semi-axiales [6].....	7
Figure (I.7). Classification des turbomachines selon le sens de transfert de l'énergie entre la machine et le fluide.....	8
Figure (I.8). Redresseur de compresseur axial [12].....	10
Figure (I.9). La relation distributeur et hélice du turbine hélice ou kaplan [13].....	11
Figure (I.10). Composantes d'une pompe centrifuge [3,14].....	12
Figure (I.11). Partie de conduit élémentaire pour les bilans de masse et de quantité de mouvement [1].	13
Figure (I.12). Rotor schématique [15].....	13
Figure (I.13). Diagrammes des vitesses sur une roue [5].....	15
Figure (I.14). Triangle des vitesses à la sortie d'une turbomachine radiale [5].....	15
Figure (I.15). Les éléments essentiels d'une installation de pompage.....	17
Figure (I.16). Les trois parties importantes des pompes centrifuges.....	17
Figure (I.17). Les Puissances de la pompe.....	19
Figure (I.18). Les Courbes caractéristique.....	21
Figure (I.19). Le Courbe caractéristique H(Q).....	22
Figure (I.20). Courbe de HMT d'une pompe centrifuge - courbe de réseau - point de fonctionnement d'une pompe centrifuge [16].....	22
Figure (I.21). La courbe caractéristique P(Q) [3].....	23
Figure (I.21). La courbe caractéristique η (Q) [3].....	23
Figure (I.22). Triangles de vitesse de sortie de la pompe centrifuge pour faire varier l'angle de sortie des pales [10].....	24
Figure (I.23). Courbe caractéristique théorique des turbomachines [3].....	24
Figure (I.24). Couplage de deux pompes en série [21].....	25
Figure (I.25). Couplage de deux pompes en parallèle [21].....	26
Figure (I.26). Effet de la cavitation (et/ou érosion) sur la roue d'une pompe centrifuge [16].....	26
Figure (I.27). Schéma d'un système de pompage [21].....	26
Figure (I.28). Disposition schématique d'une turbine Pelton [22].....	30
Figure (I.29). Disposition schématique d'une turbine Francis [22].....	31
Figure (I.30). Disposition schématique d'une turbine Kaplan [22].....	32
Figure (I.31). Vue schématique d'un compresseur à flux radial [22].....	33
Figure (I.32). Processus de compression [22].....	34
Figure (I.33). Processus de diffusion [22].....	35
Figure (I.34). Schéma de principe d'un compresseur à flux axial à trois étages [23].....	36
Figure (I.35). Schéma des pales ainsi que le triangle des vitesses pour un étage de compresseur à flux axial [10].....	37

Figure (II.1). Schéma de la température sèche [27].....	41
Figure (II.2). Schéma de la température humide [24].....	41
Figure (II.3). Schéma de la Température du point de rosée [24].....	42
Figure (II.4). Schéma de la Température du Saturation adiabatique [24].....	44
Figure (II.5). Le diagramme psychrométrique [29].....	45
Figure (II.6). Les évolutions de conditionnement d'air [24].....	46
Figure (II.7). Procède de Chauffage et refroidissement simples [24].....	47
Figure (II.8). Procède de Chauffage avec humidification [24].....	48
Figure (II.9). Procède de Refroidissement avec déshumidification [24].....	49
Figure (II.10). Procède de refroidissement par évaporation [24].....	50
Figure (II.11). Procède de Mélange adiabatique des flux d'air [24].....	51
Figure (III.1). Fonctionnement fondamental d'une machine thermodynamique [33]....	54
Figure (III.2). Fonctionnement fondamental d'une machine dynamo-thermique [33]...	55
Figure (III.2). Fonctionnement fondamental d'une machine thermique [24].....	56
Figure (III.3). Fonctionnement fondamental d'une machine ditherme motrice [35].....	57
Figure (III.4). Représentation du cycle de Carnot sur un diagramme (T, S) et (P,V) [34].....	58
Figure (III.5). Représentation du cycle de Carnot à vapeur [24].....	59
Figure (III.6). Représentation du cycle de Rankine idéal [24].....	60
Figure (III.7). Représentation de la différence entre le cycle de Rankine idéal et le cycle réel [24].....	61
Figure (III.8). Cycle réel et idéal [24].....	62
Figure (III.9). Cycle de Carnot [24].....	62
Figure (III.10). Les cycles de Stirling et d'Ericsson [24].....	63
Figure (III.11). La structure du moteur Stirling [36].....	64
Figure (III.12). Le cycle d'Ericsson [24].....	64
Figure (III.13). Le cycle de Brayton [30].....	65
Figure (III.14). Principaux éléments du MCI [24].....	66
Figure (III.15). Système piston-cylindre.....	66
Figure (III.16). Cycles réel et théorique (Otto) d'un moteur à combustion interne à quatre temps [24].....	68
Figure (III.17). Le cycle d'Otto [34].....	70
Figure (III.18). Différence entre moteur essence et Diesel [24].....	71
Figure (III.15). Le cycle de Diesel [38].....	72
Figure (III.16). Le diagramme PV du cycle mixte [34].....	73
Figure (III.17). Les différences entre réfrigérateur et thermopompe [24].....	75
Figure (III.18). Cycle de réfrigération [34].....	76
Figure (III.18). Cycle des thermopompes [34].....	77
Figure (III.19). Illustration du dispositif de réfrigération de Carnot et représentation du diagramme T-s du cycle de Carnot inversé [24].....	78
Figure (III.20). Illustration du dispositif et représentation du diagramme T-s du cycle de réfrigération idéal à compression de vapeur [24].....	79
Figure (III.21). Présentation du diagramme P-h du cycle de réfrigération idéal à compression de vapeur [24].....	80
Figure (III.22). Illustration du dispositif et représentation du diagramme T-s du Cycle de réfrigération réel à compression de vapeur [24].....	81
Figure (III.23). Illustration du dispositif et représentation du diagramme T-s du Cycles de réfrigération en cascade [24].....	83
Figure (III.24). Illustration du dispositif et représentation du diagramme T-s du Cycles	

de réfrigération à compression à plusieurs étages [24]..... 84

Figure (IV.1). Travail fait sur le milieu extérieur [24]..... 94

Figure (IV.2). L'exergie d'un système fermé [24]..... 96

Figure (IV.3). L'exergie d'écoulement [24]..... 97

TABLE A.4

Variables de la vapeur d'eau saturée : table de la température

Température T (°C)	Pression de saturation P_{sat} (kPa)	Volume massique (m ³ /kg)		Énergie interne (kJ/kg)			Enthalpie (kJ/kg)			Entropie (kJ/(kg · K))		
		Liquide saturé v_f	Vapeur saturée v_g	Liquide saturé u_f	Évaporation u_{fg}	Vapeur saturée u_g	Liquide saturé h_f	Évaporation h_{fg}	Vapeur saturée h_g	Liquide saturé s_f	Évaporation s_{fg}	Vapeur saturée s_g
0,01	0,6117	0,001000	206,00000	0,000	2 374,9	2 374,9	0,001	2 500,9	2 500,9	0,0000	9,1556	9,1556
5,00	0,8725	0,001000	147,03000	21,019	2 360,8	2 381,8	21,020	2 489,1	2 510,1	0,0763	8,9487	9,0249
10,00	1,2281	0,001000	106,32000	42,020	2 346,6	2 388,7	42,022	2 477,2	2 519,2	0,1511	8,7488	8,8999
15,00	1,7057	0,001001	77,88500	62,980	2 332,5	2 395,5	62,982	2 465,4	2 528,3	0,2245	8,5559	8,7803
20,00	2,3392	0,001002	57,76200	83,913	2 318,4	2 402,3	83,915	2 453,5	2 537,4	0,2965	8,3696	8,6661
25,00	3,1698	0,001003	43,34000	104,830	2 304,3	2 409,1	104,830	2 441,7	2 546,5	0,3672	8,1895	8,5567
30,00	4,2469	0,001004	32,87900	125,730	2 290,2	2 415,9	125,740	2 429,8	2 555,6	0,4368	8,0152	8,4520
35,00	5,6291	0,001006	25,20500	146,630	2 276,0	2 422,7	146,640	2 417,9	2 564,6	0,5051	7,8466	8,3517
40,00	7,3851	0,001008	19,51500	167,530	2 261,9	2 429,4	167,530	2 406,0	2 573,5	0,5724	7,6832	8,2556
45,00	9,5953	0,001010	15,25100	188,430	2 247,7	2 436,1	188,440	2 394,0	2 582,4	0,6386	7,5247	8,1633
50,00	12,3520	0,001012	12,02600	209,330	2 233,4	2 442,7	209,340	2 382,0	2 591,3	0,7038	7,3710	8,0748
55,00	15,7630	0,001015	9,56390	230,240	2 219,1	2 449,3	230,260	2 369,8	2 600,1	0,7680	7,2218	7,9898
60,00	19,9470	0,001017	7,66700	251,160	2 204,7	2 455,9	251,180	2 357,7	2 608,8	0,8313	7,0769	7,9082
65,00	25,0430	0,001020	6,19350	272,090	2 190,3	2 462,4	272,120	2 345,4	2 617,5	0,8937	6,9360	7,8296
70,00	31,2020	0,001023	5,03960	293,040	2 175,8	2 468,9	293,070	2 333,0	2 626,1	0,9551	6,7989	7,7540
75,00	38,5970	0,001026	4,12910	313,990	2 161,3	2 475,3	314,030	2 320,6	2 634,6	1,0158	6,6655	7,6812
80,00	47,4160	0,001029	3,40530	334,970	2 146,6	2 481,6	335,020	2 308,0	2 643,0	1,0756	6,5355	7,6111
85,00	57,8680	0,001032	2,82610	355,960	2 131,9	2 487,8	356,020	2 295,3	2 651,4	1,1346	6,4089	7,5435
90,00	70,1830	0,001036	2,35930	376,970	2 117,0	2 494,0	377,040	2 282,5	2 659,6	1,1929	6,2853	7,4782
95,00	84,6090	0,001040	1,98080	398,000	2 102,0	2 500,1	398,090	2 269,6	2 667,6	1,2504	6,1647	7,4151
100,00	101,4200	0,001043	1,67200	419,060	2 087,0	2 506,0	419,170	2 256,4	2 675,6	1,3072	6,0470	7,3542
105,00	120,9000	0,001047	1,41860	440,150	2 071,8	2 511,9	440,280	2 243,1	2 683,4	1,3634	5,9319	7,2952
110,00	143,3800	0,001052	1,20940	461,270	2 056,4	2 517,7	461,420	2 229,7	2 691,1	1,4188	5,8193	7,2382
115,00	169,1800	0,001056	1,03600	482,420	2 040,9	2 523,3	482,590	2 216,0	2 698,6	1,4737	5,7092	7,1829
120,00	198,6700	0,001060	0,89133	503,600	2 025,3	2 528,9	503,810	2 202,1	2 706,0	1,5279	5,6013	7,1292
125,00	232,2300	0,001065	0,77012	524,830	2 009,5	2 534,3	525,070	2 188,1	2 713,1	1,5816	5,4956	7,0771
130,00	270,2800	0,001070	0,66808	546,100	1 993,4	2 539,5	546,380	2 173,7	2 720,1	1,6346	5,3919	7,0265
135,00	313,2200	0,001075	0,58179	567,410	1 977,3	2 544,7	567,750	2 159,1	2 726,9	1,6872	5,2901	6,9773
140,00	361,5300	0,001080	0,50850	588,770	1 960,9	2 549,6	589,160	2 144,3	2 733,5	1,7392	5,1901	6,9294
145,00	415,6800	0,001085	0,44600	610,190	1 944,2	2 554,4	610,640	2 129,2	2 739,8	1,7908	5,0919	6,8827
150,00	476,1600	0,001091	0,39248	631,660	1 927,4	2 559,1	632,180	2 113,8	2 745,9	1,8418	4,9953	6,8371
155,00	543,4900	0,001096	0,34648	653,190	1 910,3	2 563,5	653,790	2 098,0	2 751,8	1,8924	4,9002	6,7927
160,00	618,2300	0,001102	0,30680	674,790	1 893,0	2 567,8	675,470	2 082,0	2 757,5	1,9426	4,8066	6,7492
165,00	700,9300	0,001108	0,27244	696,460	1 875,4	2 571,9	697,240	2 065,6	2 762,8	1,9923	4,7143	6,7067
170,00	792,1800	0,001114	0,24260	718,200	1 857,5	2 575,7	719,080	2 048,8	2 767,9	2,0417	4,6233	6,6650
175,00	892,6000	0,001121	0,21659	740,020	1 839,4	2 579,4	741,020	2 031,7	2 772,7	2,0906	4,5335	6,6242
180,00	1 002,8000	0,001127	0,19384	761,920	1 820,9	2 582,8	763,050	2 014,2	2 777,2	2,1392	4,4448	6,5841
185,00	1 123,5000	0,001134	0,17390	783,910	1 802,1	2 586,0	785,190	1 996,2	2 781,4	2,1875	4,3572	6,5447
190,00	1 255,2000	0,001141	0,15636	806,000	1 783,0	2 589,0	807,430	1 977,9	2 785,3	2,2355	4,2705	6,5059
195,00	1 398,8000	0,001149	0,14089	828,180	1 763,6	2 591,7	829,780	1 959,0	2 788,8	2,2831	4,1847	6,4678
200,00	1 554,9000	0,001157	0,12721	850,460	1 743,7	2 594,2	852,260	1 939,8	2 792,0	2,3305	4,0997	6,4302

TABLE A.4

Variables de la vapeur d'eau saturée: table de la température (suite)

Température T (°C)	Pression de saturation P_{sat} (kPa)	Volume massique (m ³ /kg)		Énergie interne (kJ/kg)			Enthalpie (kJ/kg)			Entropie (kJ/(kg · K))		
		Liquide saturé v_f	Vapeur saturée v_g	Liquide saturé u_f	Évaporation u_{fg}	Vapeur saturée u_g	Liquide saturé h_f	Évaporation h_{fg}	Vapeur saturée h_g	Liquide saturé s_f	Évaporation s_{fg}	Vapeur saturée s_g
205,00	1 724,3	0,001164	0,115080	872,86	1 723,5	2 596,4	874,87	1 920,0	2 794,8	2,3776	4,0154	6,3930
210,00	1 907,7	0,001173	0,104290	895,38	1 702,9	2 598,3	897,61	1 899,7	2 797,3	2,4245	3,9318	6,3563
215,00	2 105,9	0,001181	0,094680	918,02	1 681,9	2 599,9	920,50	1 878,8	2 799,3	2,4712	3,8489	6,3200
220,00	2 319,6	0,001190	0,086094	940,79	1 660,5	2 601,3	943,55	1 857,4	2 801,0	2,5176	3,7664	6,2840
225,00	2 549,7	0,001199	0,078405	963,70	1 638,6	2 602,3	966,76	1 835,4	2 802,2	2,5639	3,6844	6,2483
230,00	2 797,1	0,001209	0,071505	986,76	1 616,1	2 602,9	990,14	1 812,8	2 802,9	2,6100	3,6028	6,2128
235,00	3 062,6	0,001219	0,065300	1 010,00	1 593,2	2 603,2	1 013,70	1 789,5	2 803,2	2,6560	3,5216	6,1775
240,00	3 347,0	0,001229	0,059707	1 033,40	1 569,8	2 603,1	1 037,50	1 765,5	2 803,0	2,7018	3,4405	6,1424
245,00	3 651,2	0,001240	0,054656	1 056,90	1 545,7	2 602,7	1 061,50	1 740,8	2 802,2	2,7476	3,3596	6,1072
250,00	3 976,2	0,001252	0,050085	1 080,70	1 521,1	2 601,8	1 085,70	1 715,3	2 801,0	2,7933	3,2788	6,0721
255,00	4 322,9	0,001263	0,045941	1 104,70	1 495,8	2 600,5	1 110,10	1 689,0	2 799,1	2,8390	3,1979	6,0369
260,00	4 692,3	0,001276	0,042175	1 128,80	1 469,9	2 598,7	1 134,80	1 661,8	2 796,6	2,8847	3,1169	6,0017
265,00	5 085,3	0,001289	0,038748	1 153,30	1 443,2	2 596,5	1 159,80	1 633,7	2 793,5	2,9304	3,0358	5,9662
270,00	5 503,0	0,001303	0,035622	1 177,90	1 415,7	2 593,7	1 185,10	1 604,6	2 789,7	2,9762	2,9542	5,9305
275,00	5 946,4	0,001317	0,032767	1 202,90	1 387,4	2 590,3	1 210,70	1 574,5	2 785,2	3,0221	2,8723	5,8944
280,00	6 416,6	0,001333	0,030153	1 228,20	1 358,2	2 586,4	1 236,70	1 543,2	2 779,9	3,0681	2,7898	5,8579
285,00	6 914,6	0,001349	0,027756	1 253,70	1 328,1	2 581,8	1 263,10	1 510,7	2 773,7	3,1144	2,7066	5,8210
290,00	7 441,8	0,001366	0,025554	1 279,70	1 296,9	2 576,5	1 289,80	1 476,9	2 766,7	3,1608	2,6225	5,7834
295,00	7 999,0	0,001384	0,023528	1 306,00	1 264,5	2 570,5	1 317,10	1 441,6	2 758,7	3,2076	2,5374	5,7450
300,00	8 587,9	0,001404	0,021659	1 332,70	1 230,9	2 563,6	1 344,80	1 404,8	2 749,6	3,2548	2,4511	5,7059
305,00	9 209,4	0,001425	0,019932	1 360,00	1 195,9	2 555,8	1 373,10	1 366,3	2 739,4	3,3024	2,3633	5,6657
310,00	9 865,0	0,001447	0,018333	1 387,70	1 159,3	2 547,1	1 402,00	1 325,9	2 727,9	3,3506	2,2737	5,6243
315,00	10 556,0	0,001472	0,016849	1 416,10	1 121,1	2 537,2	1 431,60	1 283,4	2 715,0	3,3994	2,1821	5,5816
320,00	11 284,0	0,001499	0,015470	1 445,10	1 080,9	2 526,0	1 462,00	1 238,5	2 700,6	3,4491	2,0881	5,5372
325,00	12 051,0	0,001528	0,014183	1 475,00	1 038,5	2 513,4	1 493,40	1 191,0	2 684,3	3,4998	1,9911	5,4908
330,00	12 858,0	0,001560	0,012979	1 505,70	993,5	2 499,2	1 525,80	1 140,3	2 666,0	3,5516	1,8906	5,4422
335,00	13 707,0	0,001597	0,011848	1 537,50	945,5	2 483,0	1 559,40	1 086,0	2 645,4	3,6050	1,7857	5,3907
340,00	14 601,0	0,001638	0,010783	1 570,70	893,8	2 464,5	1 594,60	1 027,4	2 622,0	3,6602	1,6756	5,3358
345,00	15 541,0	0,001685	0,009772	1 605,50	837,7	2 443,2	1 631,70	963,4	2 595,1	3,7179	1,5585	5,2765
350,00	16 529,0	0,001741	0,008806	1 642,40	775,9	2 418,3	1 671,20	892,7	2 563,9	3,7788	1,4326	5,2114
355,00	17 570,0	0,001808	0,007872	1 682,20	706,4	2 388,6	1 714,00	812,9	2 526,9	3,8442	1,2942	5,1384
360,00	18 666,0	0,001895	0,006950	1 726,20	625,7	2 351,9	1 761,50	720,1	2 481,6	3,9165	1,1373	5,0537
365,00	19 822,0	0,002015	0,006009	1 777,20	526,4	2 303,6	1 817,20	605,5	2 422,7	4,0004	0,9489	4,9493
370,00	21 044,0	0,002217	0,004953	1 844,50	385,6	2 230,1	1 891,20	443,1	2 334,3	4,1119	0,6890	4,8009
373,95	22 064,0	0,003106	0,003106	2 015,70	0,0	2 015,7	2 084,30	0,0	2 084,3	4,4070	0,0000	4,4070

Source: Les tables A.4 à A.8 ont été produites à l'aide du logiciel Engineering Equation Solver (EES), développé par S.A. KLEIN et F.L. AVARADO. La routine qui calcule les variables s'appuie sur les données fournies par l'International Association for the Properties of Water and Steam (IAPWS). Elle utilise les corrélations de SAUL et WAGNER (*J. Phys. Chem. Ref. Data*, vol. 16, n° 893, 1987) modifiées selon l'échelle internationale de température de 1990. Ces modifications sont décrites par WAGNER et PRUSS (*J. Phys. Chem. Ref. Data*, vol. 22, n° 783, 1993).

TABLE A.5

Variables de la vapeur d'eau saturée : table de la pression

Pression P (kPa)	Température de saturation T_{sat} (°C)	Volume massique (m ³ /kg)		Énergie interne (kJ/kg)			Enthalpie (kJ/kg)			Entropie (kJ/(kg · K))		
		Liquide saturé v_f	Vapeur saturée v_g	Liquide saturé u_f	Évaporation u_{fg}	Vapeur saturée u_g	Liquide saturé h_f	Évaporation h_{fg}	Vapeur saturée h_g	Liquide saturé s_f	Évaporation s_{fg}	Vapeur saturée s_g
1,000	6,97	0,001000	129,19000	29,302	2 355,2	2 384,5	29,303	2 484,4	2 513,7	0,1059	8,8690	8,9749
1,500	13,02	0,001001	87,96400	54,686	2 338,1	2 392,8	54,688	2 470,1	2 524,7	0,1956	8,6314	8,8270
2,000	17,50	0,001001	66,99000	73,431	2 325,5	2 398,9	73,433	2 459,5	2 532,9	0,2606	8,4621	8,7227
2,500	21,08	0,001002	54,24200	88,422	2 315,4	2 403,8	88,424	2 451,0	2 539,4	0,3118	8,3302	8,6421
3,000	24,08	0,001003	45,65400	100,980	2 306,9	2 407,9	100,980	2 443,9	2 544,8	0,3543	8,2222	8,5765
4,000	28,96	0,001004	34,79100	121,390	2 293,1	2 414,5	121,390	2 432,3	2 553,7	0,4224	8,0510	8,4734
5,000	32,87	0,001005	28,18500	137,750	2 282,1	2 419,8	137,750	2 423,0	2 560,7	0,4762	7,9176	8,3938
7,500	40,29	0,001008	19,23300	168,740	2 261,1	2 429,8	168,750	2 405,3	2 574,0	0,5763	7,6738	8,2501
10,000	45,81	0,001010	14,67000	191,790	2 245,4	2 437,2	191,810	2 392,1	2 583,9	0,6492	7,4996	8,1488
15,000	53,97	0,001014	10,02000	225,930	2 222,1	2 448,0	225,940	2 372,3	2 598,3	0,7549	7,2522	8,0071
20,000	60,06	0,001017	7,64810	251,400	2 204,6	2 456,0	251,420	2 357,5	2 608,9	0,8320	7,0752	7,9073
25,000	64,96	0,001020	6,20340	271,930	2 190,4	2 462,4	271,960	2 345,5	2 617,5	0,8932	6,9370	7,8302
30,000	69,09	0,001022	5,22870	289,240	2 178,5	2 467,7	289,270	2 335,3	2 624,6	0,9441	6,8234	7,7675
40,000	75,86	0,001026	3,99330	317,580	2 158,8	2 476,3	317,620	2 318,4	2 636,1	1,0261	6,6430	7,6691
50,000	81,32	0,001030	3,24030	340,490	2 142,7	2 483,2	340,540	2 304,7	2 645,2	1,0912	6,5019	7,5931
75,000	91,76	0,001037	2,21720	384,360	2 111,8	2 496,1	384,440	2 278,0	2 662,4	1,2132	6,2426	7,4558
100,000	99,61	0,001043	1,69410	417,400	2 088,2	2 505,6	417,510	2 257,5	2 675,0	1,3028	6,0562	7,3589
101,325	99,97	0,001043	1,67340	418,950	2 087,0	2 506,0	419,060	2 256,5	2 675,6	1,3069	6,0476	7,3545
125,000	105,97	0,001048	1,37500	444,230	2 068,8	2 513,0	444,360	2 240,6	2 684,9	1,3741	5,9100	7,2841
150,000	111,35	0,001053	1,15940	466,970	2 052,3	2 519,2	467,130	2 226,0	2 693,1	1,4337	5,7894	7,2231
175,000	116,04	0,001057	1,00370	486,820	2 037,7	2 524,5	487,010	2 213,1	2 700,2	1,4850	5,6865	7,1716
200,000	120,21	0,001061	0,88578	504,500	2 024,6	2 529,1	504,710	2 201,6	2 706,3	1,5302	5,5968	7,1270
225,000	123,97	0,001064	0,79329	520,470	2 012,7	2 533,2	520,710	2 191,0	2 711,7	1,5706	5,5171	7,0877
250,000	127,41	0,001067	0,71873	535,080	2 001,8	2 536,8	535,350	2 181,2	2 716,5	1,6072	5,4453	7,0525
275,000	130,58	0,001070	0,65732	548,570	1 991,6	2 540,1	548,860	2 172,0	2 720,9	1,6408	5,3800	7,0207
300,000	133,52	0,001073	0,60582	561,110	1 982,1	2 543,2	561,430	2 163,5	2 724,9	1,6717	5,3200	6,9917
325,000	136,27	0,001076	0,56199	572,840	1 973,1	2 545,9	573,190	2 155,4	2 728,6	1,7005	5,2645	6,9650
350,000	138,86	0,001079	0,52422	583,890	1 964,6	2 548,5	584,260	2 147,7	2 732,0	1,7274	5,2128	6,9402
375,000	141,30	0,001081	0,49133	594,320	1 956,6	2 550,9	594,730	2 140,4	2 735,1	1,7526	5,1645	6,9171
400,000	143,61	0,001084	0,46242	604,220	1 948,9	2 553,1	604,660	2 133,4	2 738,1	1,7765	5,1191	6,8955
450,000	147,90	0,001088	0,41392	622,650	1 934,5	2 557,1	623,140	2 120,3	2 743,4	1,8205	5,0356	6,8561
500,000	151,83	0,001093	0,37483	639,540	1 921,2	2 560,7	640,090	2 108,0	2 748,1	1,8604	4,9603	6,8207
550,000	155,46	0,001097	0,34261	655,160	1 908,8	2 563,9	655,770	2 096,6	2 752,4	1,8970	4,8916	6,7886
600,000	158,83	0,001101	0,31560	669,720	1 897,1	2 566,8	670,380	2 085,8	2 756,2	1,9308	4,8285	6,7593
650,000	161,98	0,001104	0,29260	683,370	1 886,1	2 569,4	684,080	2 075,5	2 759,6	1,9623	4,7699	6,7322
700,000	164,95	0,001108	0,27278	696,230	1 875,6	2 571,8	697,000	2 065,8	2 762,8	1,9918	4,7153	6,7071
750,000	167,75	0,001111	0,25552	708,400	1 865,6	2 574,0	709,240	2 056,4	2 765,7	2,0195	4,6642	6,6837

TABLE A.5

Variables de la vapeur d'eau saturée: table de la pression (*suite*)

Pression P (kPa)	Température de saturation T_{sat} (°C)	Volume massique (m ³ /kg)		Énergie interne (kJ/kg)			Enthalpie (kJ/kg)			Entropie (kJ/(kg · K))		
		Liquide saturé v_f	Vapeur saturée v_g	Liquide saturé u_f	Évapo- ration u_{fg}	Vapeur saturée u_g	Liquide saturé h_f	Évapo- ration h_{fg}	Vapeur saturée h_g	Liquide saturé s_f	Évapo- ration s_{fg}	Vapeur saturée s_g
800	170,41	0,001115	0,240350	719,97	1 856,1	2 576,0	720,87	2 047,5	2 768,3	2,0457	4,6160	6,6616
850	172,94	0,001118	0,226900	731,00	1 846,9	2 577,9	731,95	2 038,8	2 770,8	2,0705	4,5705	6,6409
900	175,35	0,001121	0,214890	741,55	1 838,1	2 579,6	742,56	2 030,5	2 773,0	2,0941	4,5273	6,6213
950	177,66	0,001124	0,204110	751,67	1 829,6	2 581,3	752,74	2 022,4	2 775,2	2,1166	4,4862	6,6027
1 000	179,88	0,001127	0,194360	761,39	1 821,4	2 582,8	762,51	2 014,6	2 777,1	2,1381	4,4470	6,5850
1 100	184,06	0,001133	0,177450	779,78	1 805,7	2 585,5	781,03	1 999,6	2 780,7	2,1785	4,3735	6,5520
1 200	187,96	0,001138	0,163260	796,96	1 790,9	2 587,8	798,33	1 985,4	2 783,8	2,2159	4,3058	6,5217
1 300	191,60	0,001144	0,151190	813,10	1 776,8	2 589,9	814,59	1 971,9	2 786,5	2,2508	4,2428	6,4936
1 400	195,04	0,001149	0,140780	828,35	1 763,4	2 591,8	829,96	1 958,9	2 788,9	2,2835	4,1840	6,4675
1 500	198,29	0,001154	0,131710	842,82	1 750,6	2 593,4	844,55	1 946,4	2 791,0	2,3143	4,1287	6,4430
1 750	205,72	0,001166	0,113440	876,12	1 720,6	2 596,7	878,16	1 917,1	2 795,2	2,3844	4,0033	6,3877
2 000	212,38	0,001177	0,099587	906,12	1 693,0	2 599,1	908,47	1 889,8	2 798,3	2,4467	3,8923	6,3390
2 250	218,41	0,001187	0,088717	933,54	1 667,3	2 600,9	936,21	1 864,3	2 800,5	2,5029	3,7926	6,2954
2 500	223,95	0,001197	0,079952	958,87	1 643,2	2 602,1	961,87	1 840,1	2 801,9	2,5542	3,7016	6,2558
3 000	233,85	0,001217	0,066667	1 004,60	1 598,5	2 603,2	1 008,30	1 794,9	2 803,2	2,6454	3,5402	6,1856
3 500	242,56	0,001235	0,057061	1 045,40	1 557,6	2 603,0	1 049,70	1 753,0	2 802,7	2,7253	3,3991	6,1244
4 000	250,35	0,001252	0,049779	1 082,40	1 519,3	2 601,7	1 087,40	1 713,5	2 800,8	2,7966	3,2731	6,0696
5 000	263,94	0,001286	0,039448	1 148,10	1 448,9	2 597,0	1 154,50	1 639,7	2 794,2	2,9207	3,0530	5,9737
6 000	275,59	0,001319	0,032449	1 205,80	1 384,1	2 589,9	1 213,80	1 570,9	2 784,6	3,0275	2,8627	5,8902
7 000	285,83	0,001352	0,027378	1 258,00	1 323,0	2 581,0	1 267,50	1 505,2	2 772,6	3,1220	2,6927	5,8148
8 000	295,01	0,001384	0,023525	1 306,00	1 264,5	2 570,5	1 317,10	1 441,6	2 758,7	3,2077	2,5373	5,7450
9 000	303,35	0,001418	0,020489	1 350,90	1 207,6	2 558,5	1 363,70	1 379,3	2 742,9	3,2866	2,3925	5,6791
10 000	311,00	0,001452	0,018028	1 393,30	1 151,8	2 545,2	1 407,80	1 317,6	2 725,5	3,3603	2,2556	5,6159
11 000	318,08	0,001488	0,015988	1 433,90	1 096,6	2 530,4	1 450,20	1 256,1	2 706,3	3,4299	2,1245	5,5544
12 000	324,68	0,001526	0,014264	1 473,00	1 041,3	2 514,3	1 491,30	1 194,1	2 685,4	3,4964	1,9975	5,4939
13 000	330,85	0,001566	0,012781	1 511,00	985,5	2 496,6	1 531,40	1 131,3	2 662,7	3,5606	1,8730	5,4336
14 000	336,67	0,001610	0,011487	1 548,40	928,7	2 477,1	1 571,00	1 067,0	2 637,9	3,6232	1,7497	5,3728
15 000	342,16	0,001657	0,010341	1 585,50	870,3	2 455,7	1 610,30	1 000,5	2 610,8	3,6848	1,6261	5,3108
16 000	347,36	0,001710	0,009312	1 622,60	809,4	2 432,0	1 649,90	931,1	2 581,0	3,7461	1,5005	5,2466
17 000	352,29	0,001770	0,008374	1 660,20	745,1	2 405,4	1 690,30	857,4	2 547,7	3,8082	1,3709	5,1791
18 000	356,99	0,001840	0,007504	1 699,10	675,9	2 375,0	1 732,20	777,8	2 510,0	3,8720	1,2343	5,1064
19 000	361,47	0,001926	0,006677	1 740,30	598,9	2 339,2	1 776,80	689,2	2 466,0	3,9396	1,0860	5,0256
20 000	365,75	0,002038	0,005862	1 785,80	509,0	2 294,8	1 826,60	585,5	2 412,1	4,0146	0,9164	4,9310
21 000	369,83	0,002207	0,004994	1 841,60	391,9	2 233,5	1 888,00	450,4	2 338,4	4,1071	0,7005	4,8076
22 000	373,71	0,002703	0,003644	1 951,70	140,8	2 092,4	2 011,10	161,5	2 172,6	4,2942	0,2496	4,5439
22 064	373,95	0,003106	0,003106	2 015,70	0,0	2 015,7	2 084,30	0,0	2 084,3	4,4070	0,0000	4,4070

Source: KLEIN, S.A. et F.L. AVARADO, *ibid.*

TABLE A.6

Variables de la vapeur d'eau surchauffée

T (°C)	v (m ³ /kg)	u (kJ/kg)	h (kJ/kg)	s (kJ/(kg · K))	v (m ³ /kg)	u (kJ/kg)	h (kJ/kg)	s (kJ/(kg · K))	v (m ³ /kg)	u (kJ/kg)	h (kJ/kg)	s (kJ/(kg · K))
	$P = 0,01 \text{ MPa (45,81 °C)}^*$				$P = 0,05 \text{ MPa (81,32 °C)}$				$P = 0,10 \text{ MPa (99,61 °C)}$			
Sat.†	14,670	2 437,2	2 583,9	8,1488	3,2403	2 483,2	2 645,2	7,5931	1,6941	2 505,6	2 675,0	7,3589
50	14,867	2 443,3	2 592,0	8,1741								
100	17,196	2 515,5	2 687,5	8,4489	3,4187	2 511,5	2 682,4	7,6953	1,6959	2 506,2	2 675,8	7,3611
150	19,513	2 587,9	2 783,0	8,6893	3,8897	2 585,7	2 780,2	7,9413	1,9367	2 582,9	2 776,6	7,6148
200	21,826	2 661,4	2 879,6	8,9049	4,3562	2 660,0	2 877,8	8,1592	2,1724	2 658,2	2 875,5	7,8356
250	24,136	2 736,1	2 977,5	9,1015	4,8206	2 735,1	2 976,2	8,3568	2,4062	2 733,9	2 974,5	8,0346
300	26,446	2 812,3	3 076,7	9,2827	5,2841	2 811,6	3 075,8	8,5387	2,6389	2 810,7	3 074,5	8,2172
400	31,063	2 969,3	3 280,0	9,6094	6,2094	2 968,9	3 279,3	8,8659	3,1027	2 968,3	3 278,6	8,5452
500	35,680	3 132,9	3 489,7	9,8998	7,1338	3 132,6	3 489,3	9,1566	3,5655	3 132,2	3 488,7	8,8362
600	40,296	3 303,3	3 706,3	10,1631	8,0577	3 303,1	3 706,0	9,4201	4,0279	3 302,8	3 705,6	9,0999
700	44,911	3 480,8	3 929,9	10,4056	8,9813	3 480,6	3 929,7	9,6626	4,4900	3 480,4	3 929,4	9,3424
800	49,527	3 665,4	4 160,6	10,6312	9,9047	3 665,2	4 160,4	9,8883	4,9519	3 665,0	4 160,2	9,5682
900	54,143	3 856,9	4 398,3	10,8429	10,8280	3 856,8	4 398,2	10,1000	5,4137	3 856,7	4 398,0	9,7800
1 000	58,758	4 055,3	4 642,8	11,0429	11,7513	4 055,2	4 642,7	10,3000	5,8755	4 055,0	4 642,6	9,9800
1 100	63,373	4 260,0	4 893,8	11,2326	12,6745	4 259,9	4 893,7	10,4897	6,3372	4 259,8	4 893,6	10,1698
1 200	67,989	4 470,9	5 150,8	11,4132	13,5977	4 470,8	5 150,7	10,6704	6,7988	4 470,7	5 150,6	10,3504
1 300	72,604	4 687,4	5 413,4	11,5857	14,5209	4 687,3	5 413,3	10,8429	7,2605	4 687,2	5 413,3	10,5229
	$P = 0,20 \text{ MPa (120,21 °C)}$				$P = 0,30 \text{ MPa (133,52 °C)}$				$P = 0,40 \text{ MPa (143,61 °C)}$			
Sat.	0,88578	2 529,1	2 706,3	7,1270	0,60582	2 543,2	2 724,9	6,9917	0,46242	2 553,1	2 738,1	6,8955
150	0,95986	2 577,1	2 769,1	7,2810	0,63402	2 571,0	2 761,2	7,0792	0,47088	2 564,4	2 752,8	6,9306
200	1,08049	2 654,6	2 870,7	7,5081	0,71643	2 651,0	2 865,9	7,3132	0,53434	2 647,2	2 860,9	7,1723
250	1,19890	2 731,4	2 971,2	7,7100	0,79645	2 728,9	2 967,9	7,5180	0,59520	2 726,4	2 964,5	7,3804
300	1,31623	2 808,8	3 072,1	7,8941	0,87535	2 807,0	3 069,6	7,7037	0,65489	2 805,1	3 067,1	7,5677
400	1,54934	2 967,2	3 277,0	8,2236	1,03155	2 966,0	3 275,5	8,0347	0,77265	2 964,9	3 273,9	7,9003
500	1,78142	3 131,4	3 487,7	8,5153	1,18672	3 130,6	3 486,6	8,3271	0,88936	3 129,8	3 485,5	8,1933
600	2,01302	3 302,2	3 704,8	8,7793	1,34139	3 301,6	3 704,0	8,5915	1,00558	3 301,0	3 703,3	8,4580
700	2,24434	3 479,9	3 928,8	9,0221	1,49580	3 479,5	3 928,2	8,8345	1,12152	3 479,0	3 927,6	8,7012
800	2,47550	3 664,7	4 159,8	9,2479	1,65004	3 664,3	4 159,3	9,0605	1,23730	3 663,9	4 158,9	8,9274
900	2,70656	3 856,3	4 397,7	9,4598	1,80417	3 856,0	4 397,3	9,2725	1,35298	3 855,7	4 396,9	9,1394
1 000	2,93755	4 054,8	4 642,3	9,6599	1,95824	4 054,5	4 642,0	9,4726	1,46859	4 054,3	4 641,7	9,3396
1 100	3,16848	4 259,6	4 893,3	9,8497	2,11226	4 259,4	4 893,1	9,6624	1,58414	4 259,2	4 892,9	9,5295
1 200	3,39938	4 470,5	5 150,4	10,0304	2,26624	4 470,3	5 150,2	9,8431	1,69966	4 470,2	5 150,0	9,7102
1 300	3,63026	4 687,1	5 413,1	10,2029	2,42019	4 686,9	5 413,0	10,0157	1,81516	4 686,7	5 412,8	9,8828
	$P = 0,50 \text{ MPa (151,83 °C)}$				$P = 0,60 \text{ MPa (158,83 °C)}$				$P = 0,80 \text{ MPa (170,41 °C)}$			
Sat.	0,37483	2 560,7	2 748,1	6,8207	0,31560	2 566,8	2 756,2	6,7593	0,24035	2 576,0	2 768,3	6,6616
200	0,42503	2 643,3	2 855,8	7,0610	0,35212	2 639,4	2 850,6	6,9683	0,26088	2 631,1	2 839,8	6,8177
250	0,47443	2 723,8	2 961,0	7,2725	0,39390	2 721,2	2 957,6	7,1833	0,29321	2 715,9	2 950,4	7,0402
300	0,52261	2 803,3	3 064,6	7,4614	0,43442	2 801,4	3 062,0	7,3740	0,32416	2 797,5	3 056,9	7,2345
350	0,57015	2 883,0	3 168,1	7,6346	0,47428	2 881,6	3 166,1	7,5481	0,35442	2 878,6	3 162,2	7,4107
400	0,61731	2 963,7	3 272,4	7,7956	0,51374	2 962,5	3 270,8	7,7097	0,38429	2 960,2	3 267,7	7,5735
500	0,71095	3 129,0	3 484,5	8,0893	0,59200	3 128,2	3 483,4	8,0041	0,44332	3 126,6	3 481,3	7,8692
600	0,80409	3 300,4	3 702,5	8,3544	0,66976	3 299,8	3 701,7	8,2695	0,50186	3 298,7	3 700,1	8,1354
700	0,89696	3 478,6	3 927,0	8,5978	0,74725	3 478,1	3 926,4	8,5132	0,56011	3 477,2	3 925,3	8,3794
800	0,98966	3 663,6	4 158,4	8,8240	0,82457	3 663,2	4 157,9	8,7395	0,61820	3 662,5	4 157,0	8,6061
900	1,08227	3 855,4	4 396,6	9,0362	0,90179	3 855,1	4 396,2	8,9518	0,67619	3 854,5	4 395,5	8,8185
1 000	1,17480	4 054,0	4 641,4	9,2364	0,97893	4 053,8	4 641,1	9,1521	0,73411	4 053,3	4 640,5	9,0189
1 100	1,26728	4 259,0	4 892,6	9,4263	1,05603	4 258,8	4 892,4	9,3420	0,79197	4 258,3	4 891,9	9,2090
1 200	1,35972	4 470,0	5 149,8	9,6071	1,13309	4 469,8	5 149,6	9,5229	0,84980	4 469,4	5 149,3	9,3898
1 300	1,45214	4 686,6	5 412,6	9,7797	1,21012	4 686,4	5 412,5	9,6955	0,90761	4 686,1	5 412,2	9,5625

* Température de saturation qui correspond à la pression indiquée entre parenthèses.

† Variables de la vapeur saturée à la pression donnée.

TABLE A.6

Variables de la vapeur d'eau surchauffée (*suite*)

T (°C)	v (m ³ /kg)	u (kJ/kg)	h (kJ/kg)	s (kJ/(kg · K))	v (m ³ /kg)	u (kJ/kg)	h (kJ/kg)	s (kJ/(kg · K))	v (m ³ /kg)	u (kJ/kg)	h (kJ/kg)	s (kJ/(kg · K))
	$P = 1,00 \text{ MPa (179,88 °C)}$				$P = 1,20 \text{ MPa (187,96 °C)}$				$P = 1,40 \text{ MPa (195,04 °C)}$			
Sat.	0,19437	2 582,8	2 777,1	6,5850	0,16326	2 587,8	2 783,8	6,5217	0,14078	2 591,8	2 788,9	6,4675
200	0,20602	2 622,3	2 828,3	6,6956	0,16934	2 612,9	2 816,1	6,5909	0,14303	2 602,7	2 803,0	6,4975
250	0,23275	2 710,4	2 943,1	6,9265	0,19241	2 704,7	2 935,6	6,8313	0,16356	2 698,9	2 927,9	6,7488
300	0,25799	2 793,7	3 051,6	7,1246	0,21386	2 789,7	3 046,3	7,0335	0,18233	2 785,7	3 040,9	6,9553
350	0,28250	2 875,7	3 158,2	7,3029	0,23455	2 872,7	3 154,2	7,2139	0,20029	2 869,7	3 150,1	7,1379
400	0,30661	2 957,9	3 264,5	7,4670	0,25482	2 955,5	3 261,3	7,3793	0,21782	2 953,1	3 258,1	7,3046
500	0,35411	3 125,0	3 479,1	7,7642	0,29464	3 123,4	3 477,0	7,6779	0,25216	3 121,8	3 474,8	7,6047
600	0,40111	3 297,5	3 698,6	8,0311	0,33395	3 296,3	3 697,0	7,9456	0,28597	3 295,1	3 695,5	7,8730
700	0,44783	3 476,3	3 924,1	8,2755	0,37297	3 475,3	3 922,9	8,1904	0,31951	3 474,4	3 921,7	8,1183
800	0,49438	3 661,7	4 156,1	8,5024	0,41184	3 661,0	4 155,2	8,4176	0,35288	3 660,3	4 154,3	8,3458
900	0,54083	3 853,9	4 394,8	8,7150	0,45059	3 853,3	4 394,0	8,6303	0,38614	3 852,7	4 393,3	8,5587
1 000	0,58721	4 052,7	4 640,0	8,9155	0,48928	4 052,2	4 639,4	8,8310	0,41933	4 051,7	4 638,8	8,7595
1 100	0,63354	4 257,9	4 891,4	9,1057	0,52792	4 257,5	4 891,0	9,0212	0,45247	4 257,0	4 890,5	8,9497
1 200	0,67983	4 469,0	5 148,9	9,2866	0,56652	4 468,7	5 148,5	9,2022	0,48558	4 468,3	5 148,1	9,1308
1 300	0,72610	4 685,8	5 411,9	9,4593	0,60509	4 685,5	5 411,6	9,3750	0,51866	4 685,1	5 411,3	9,3036
	$P = 1,60 \text{ MPa (201,37 °C)}$				$P = 1,80 \text{ MPa (207,11 °C)}$				$P = 2,00 \text{ MPa (212,38 °C)}$			
Sat.	0,12374	2 594,8	2 792,8	6,4200	0,11037	2 597,3	2 795,9	6,3775	0,09959	2 599,1	2 798,3	6,3390
225	0,13293	2 645,1	2 857,8	6,5537	0,11678	2 637,0	2 847,2	6,4825	0,10381	2 628,5	2 836,1	6,4160
250	0,14190	2 692,9	2 919,9	6,6753	0,12502	2 686,7	2 911,7	6,6088	0,11150	2 680,3	2 903,3	6,5475
300	0,15866	2 781,6	3 035,4	6,8864	0,14025	2 777,4	3 029,9	6,8246	0,12551	2 773,2	3 024,2	6,7684
350	0,17459	2 866,6	3 146,0	7,0713	0,15460	2 863,6	3 141,9	7,0120	0,13860	2 860,5	3 137,7	6,9583
400	0,19007	2 950,8	3 254,9	7,2394	0,16849	2 948,3	3 251,6	7,1814	0,15122	2 945,9	3 248,4	7,1292
500	0,22029	3 120,1	3 472,6	7,5410	0,19551	3 118,5	3 470,4	7,4845	0,17568	3 116,9	3 468,3	7,4337
600	0,24999	3 293,9	3 693,9	7,8101	0,22200	3 292,7	3 692,3	7,7543	0,19962	3 291,5	3 690,7	7,7043
700	0,27941	3 473,5	3 920,5	8,0558	0,24822	3 472,6	3 919,4	8,0005	0,22326	3 471,7	3 918,2	7,9509
800	0,30865	3 659,5	4 153,4	8,2834	0,27426	3 658,8	4 152,4	8,2284	0,24674	3 658,0	4 151,5	8,1791
900	0,33780	3 852,1	4 392,6	8,4965	0,30020	3 851,5	4 391,9	8,4417	0,27012	3 850,9	4 391,1	8,3925
1 000	0,36687	4 051,2	4 638,2	8,6974	0,32606	4 050,7	4 637,6	8,6427	0,29342	4 050,2	4 637,1	8,5936
1 100	0,39589	4 256,6	4 890,0	8,8878	0,35188	4 256,2	4 889,6	8,8331	0,31667	4 255,7	4 889,1	8,7842
1 200	0,42488	4 467,9	5 147,7	9,0689	0,37766	4 467,6	5 147,3	9,0143	0,33989	4 467,2	5 147,0	8,9654
1 300	0,45383	4 684,8	5 410,9	9,2418	0,40341	4 684,5	5 410,6	9,1872	0,36308	4 684,2	5 410,3	9,1384
	$P = 2,50 \text{ MPa (223,95 °C)}$				$P = 3,00 \text{ MPa (233,85 °C)}$				$P = 3,50 \text{ MPa (242,56 °C)}$			
Sat.	0,07995	2 602,1	2 801,9	6,2558	0,06667	2 603,2	2 803,2	6,1856	0,05706	2 603,0	2 802,7	6,1244
225	0,08026	2 604,8	2 805,5	6,2629								
250	0,08705	2 663,3	2 880,9	6,4107	0,07063	2 644,7	2 856,5	6,2893	0,05876	2 624,0	2 829,7	6,1764
300	0,09894	2 762,2	3 009,6	6,6459	0,08118	2 750,8	2 994,3	6,5412	0,06845	2 738,8	2 978,4	6,4484
350	0,10979	2 852,5	3 127,0	6,8424	0,09056	2 844,4	3 116,1	6,7450	0,07680	2 836,0	3 104,9	6,6601
400	0,12012	2 939,8	3 240,1	7,0170	0,09938	2 933,6	3 231,7	6,9235	0,08456	2 927,2	3 223,2	6,8428
450	0,13015	3 026,2	3 351,6	7,1768	0,10789	3 021,2	3 344,9	7,0856	0,09198	3 016,1	3 338,1	7,0074
500	0,13999	3 112,8	3 462,8	7,3254	0,11620	3 108,6	3 457,2	7,2359	0,09919	3 104,5	3 451,7	7,1593
600	0,15931	3 288,5	3 686,8	7,5979	0,13245	3 285,5	3 682,8	7,5103	0,11325	3 282,5	3 678,9	7,4357
700	0,17835	3 469,3	3 915,2	7,8455	0,14841	3 467,0	3 912,2	7,7590	0,12702	3 464,7	3 909,3	7,6855
800	0,19722	3 656,2	4 149,2	8,0744	0,16420	3 654,3	4 146,9	7,9885	0,14061	3 652,5	4 144,6	7,9156
900	0,21597	3 849,4	4 389,3	8,2882	0,17988	3 847,9	4 387,5	8,2028	0,15410	3 846,4	4 385,7	8,1304
1 000	0,23466	4 049,0	4 635,6	8,4897	0,19549	4 047,7	4 634,2	8,4045	0,16751	4 046,4	4 632,7	8,3324
1 100	0,25330	4 254,7	4 887,9	8,6804	0,21105	4 253,6	4 886,7	8,5955	0,18087	4 252,5	4 885,6	8,5236
1 200	0,27190	4 466,3	5 146,0	8,8618	0,22658	4 465,3	5 145,1	8,7771	0,19420	4 464,4	5 144,1	8,7053
1 300	0,29048	4 683,4	5 409,5	9,0349	0,24207	4 682,6	5 408,8	8,9502	0,20750	4 681,8	5 408,0	8,8786

TABLE A.6

Variables de la vapeur d'eau surchauffée (suite)

T (°C)	v (m ³ /kg)	u (kJ/kg)	h (kJ/kg)	s (kJ/(kg · K))	v (m ³ /kg)	u (kJ/kg)	h (kJ/kg)	s (kJ/(kg · K))	v (m ³ /kg)	u (kJ/kg)	h (kJ/kg)	s (kJ/(kg · K))
	$P = 4,0 \text{ MPa (250,35 °C)}$				$P = 4,5 \text{ MPa (257,44 °C)}$				$P = 5,0 \text{ MPa (263,94 °C)}$			
Sat.	0,04978	2 601,7	2 800,8	6,0696	0,04406	2 599,7	2 798,0	6,0198	0,03945	2 597,0	2 794,2	5,9737
275	0,05461	2 668,9	2 887,3	6,2312	0,04733	2 651,4	2 864,4	6,1429	0,04144	2 632,3	2 839,5	6,0571
300	0,05887	2 726,2	2 961,7	6,3639	0,05138	2 713,0	2 944,2	6,2854	0,04535	2 699,0	2 925,7	6,2111
350	0,06647	2 827,4	3 093,3	6,5843	0,05842	2 818,6	3 081,5	6,5153	0,05197	2 809,5	3 069,3	6,4516
400	0,07343	2 920,8	3 214,5	6,7714	0,06477	2 914,2	3 205,7	6,7071	0,05784	2 907,5	3 196,7	6,6483
450	0,08004	3 011,0	3 331,2	6,9386	0,07076	3 005,8	3 324,2	6,8770	0,06332	3 000,6	3 317,2	6,8210
500	0,08644	3 100,3	3 446,0	7,0922	0,07652	3 096,0	3 440,4	7,0323	0,06858	3 091,8	3 434,7	6,9781
600	0,09886	3 279,4	3 674,9	7,3706	0,08766	3 276,4	3 670,9	7,3127	0,07870	3 273,3	3 666,9	7,2605
700	0,11098	3 462,4	3 906,3	7,6214	0,09850	3 460,0	3 903,3	7,5647	0,08852	3 457,7	3 900,3	7,5136
800	0,12292	3 650,6	4 142,3	7,8523	0,10916	3 648,8	4 140,0	7,7962	0,09816	3 646,9	4 137,7	7,7458
900	0,13476	3 844,8	4 383,9	8,0675	0,11972	3 843,3	4 382,1	8,0118	0,10769	3 841,8	4 380,2	7,9619
1 000	0,14653	4 045,1	4 631,2	8,2698	0,13020	4 043,9	4 629,8	8,2144	0,11715	4 042,6	4 628,3	8,1648
1 100	0,15824	4 251,4	4 884,4	8,4612	0,14064	4 250,4	4 883,2	8,4060	0,12655	4 249,3	4 882,1	8,3566
1 200	0,16992	4 463,5	5 143,2	8,6430	0,15103	4 462,6	5 142,2	8,5880	0,13592	4 461,6	5 141,3	8,5388
1 300	0,18157	4 680,9	5 407,2	8,8164	0,16140	4 680,1	5 406,5	8,7616	0,14527	4 679,3	5 405,7	8,7124
	$P = 6,0 \text{ MPa (275,59 °C)}$				$P = 7,0 \text{ MPa (285,83 °C)}$				$P = 8,0 \text{ MPa (295,01 °C)}$			
Sat.	0,03245	2 589,9	2 784,6	5,8902	0,027378	2 581,0	2 772,6	5,8148	0,023525	2 570,5	2 758,7	5,7450
300	0,03619	2 668,4	2 885,6	6,0703	0,029492	2 633,5	2 839,9	5,9337	0,024279	2 592,3	2 786,5	5,7937
350	0,04225	2 790,4	3 043,9	6,3357	0,035262	2 770,1	3 016,9	6,2305	0,029975	2 748,3	2 988,1	6,1321
400	0,04742	2 893,7	3 178,3	6,5432	0,039958	2 879,5	3 159,2	6,4502	0,034344	2 864,6	3 139,4	6,3658
450	0,05217	2 989,9	3 302,9	6,7219	0,044187	2 979,0	3 288,3	6,6353	0,038194	2 967,8	3 273,3	6,5579
500	0,05667	3 083,1	3 423,1	6,8826	0,048157	3 074,3	3 411,4	6,8000	0,041767	3 065,4	3 399,5	6,7266
550	0,06102	3 175,2	3 541,3	7,0308	0,051966	3 167,9	3 531,6	6,9507	0,045172	3 160,5	3 521,8	6,8800
600	0,06527	3 267,2	3 658,8	7,1693	0,055665	3 261,0	3 650,6	7,0910	0,048463	3 254,7	3 642,4	7,0221
700	0,07355	3 453,0	3 894,3	7,4247	0,062850	3 448,3	3 888,3	7,3487	0,054829	3 443,6	3 882,2	7,2822
800	0,08165	3 643,2	4 133,1	7,6582	0,069856	3 639,5	4 128,5	7,5836	0,061011	3 635,7	4 123,8	7,5185
900	0,08964	3 838,8	4 376,6	7,8751	0,076750	3 835,7	4 373,0	7,8014	0,067082	3 832,7	4 369,3	7,7372
1 000	0,09756	4 040,1	4 625,4	8,0786	0,083571	4 037,5	4 622,5	8,0055	0,073079	4 035,0	4 619,6	7,9419
1 100	0,10543	4 247,1	4 879,7	8,2709	0,090341	4 245,0	4 877,4	8,1982	0,079025	4 242,8	4 875,0	8,1350
1 200	0,11326	4 459,8	5 139,4	8,4534	0,097075	4 457,9	5 137,4	8,3810	0,084934	4 456,1	5 135,5	8,3181
1 300	0,12107	4 677,7	5 404,1	8,6273	0,103781	4 676,1	5 402,6	8,5551	0,090817	4 674,5	5 401,0	8,4925
	$P = 9,0 \text{ MPa (303,35 °C)}$				$P = 10,0 \text{ MPa (311,00 °C)}$				$P = 12,5 \text{ MPa (327,81 °C)}$			
Sat.	0,020489	2 558,5	2 742,9	5,6791	0,018028	2 545,2	2 725,5	5,6159	0,013496	2 505,6	2 674,3	5,4638
325	0,023284	2 647,6	2 857,1	5,8738	0,019877	2 611,6	2 810,3	5,7596				
350	0,025816	2 725,0	2 957,3	6,0380	0,022440	2 699,6	2 924,0	5,9460	0,016138	2 624,9	2 826,6	5,7130
400	0,029960	2 849,2	3 118,8	6,2876	0,026436	2 833,1	3 097,5	6,2141	0,020030	2 789,6	3 040,0	6,0433
450	0,033524	2 956,3	3 258,0	6,4872	0,029782	2 944,5	3 242,4	6,4219	0,023019	2 913,7	3 201,5	6,2749
500	0,036793	3 056,3	3 387,4	6,6603	0,032811	3 047,0	3 375,1	6,5995	0,025630	3 023,2	3 343,6	6,4651
550	0,039885	3 153,0	3 512,0	6,8164	0,035655	3 145,4	3 502,0	6,7585	0,028033	3 126,1	3 476,5	6,6317
600	0,042861	3 248,4	3 634,1	6,9605	0,038378	3 242,0	3 625,8	6,9045	0,030306	3 225,8	3 604,6	6,7828
650	0,045755	3 343,4	3 755,2	7,0954	0,041018	3 338,0	3 748,1	7,0408	0,032491	3 324,1	3 730,2	6,9227
700	0,048589	3 438,8	3 876,1	7,2229	0,043597	3 434,0	3 870,0	7,1693	0,034612	3 422,0	3 854,6	7,0540
800	0,054132	3 632,0	4 119,2	7,4606	0,048629	3 628,2	4 114,5	7,4085	0,038724	3 618,8	4 102,8	7,2967
900	0,059562	3 829,6	4 365,7	7,6802	0,053547	3 826,5	4 362,0	7,6290	0,042720	3 818,9	4 352,9	7,5195
1 000	0,064919	4 032,4	4 616,7	7,8855	0,058391	4 029,9	4 613,8	7,8349	0,046641	4 023,5	4 606,5	7,7269
1 100	0,070224	4 240,7	4 872,7	8,0791	0,063183	4 238,5	4 870,3	8,0289	0,050510	4 233,1	4 864,5	7,9220
1 200	0,075492	4 454,2	5 133,6	8,2625	0,067938	4 452,4	5 131,7	8,2126	0,054342	4 447,7	5 127,0	8,1065
1 300	0,080733	4 672,9	5 399,5	8,4371	0,072667	4 671,3	5 398,0	8,3874	0,058147	4 667,3	5 394,1	8,2819

TABLE A.6

Variables de la vapeur d'eau surchauffée (suite)

T (°C)	v (m ³ /kg)	u (kJ/kg)	h (kJ/kg)	s (kJ/(kg · K))	v (m ³ /kg)	u (kJ/kg)	h (kJ/kg)	s (kJ/(kg · K))	v (m ³ /kg)	u (kJ/kg)	h (kJ/kg)	s (kJ/(kg · K))
	$P = 15,0 \text{ MPa (342,16 °C)}$				$P = 17,5 \text{ MPa (354,67 °C)}$				$P = 20,0 \text{ MPa (365,75 °C)}$			
Sat.	0,010341	2 455,7	2 610,8	5,3108	0,007932	2 390,7	2 529,5	5,1435	0,005862	2 294,8	2 412,1	4,9310
350	0,011481	2 520,9	2 693,1	5,4438								
400	0,015671	2 740,6	2 975,7	5,8819	0,012463	2 684,3	2 902,4	5,7211	0,009950	2 617,9	2 816,9	5,5526
450	0,018477	2 880,8	3 157,9	6,1434	0,015204	2 845,4	3 111,4	6,0212	0,012721	2 807,3	3 061,7	5,9043
500	0,020828	2 998,4	3 310,8	6,3480	0,017385	2 972,4	3 276,7	6,2424	0,014793	2 945,3	3 241,2	6,1446
550	0,022945	3 106,2	3 450,4	6,5230	0,019305	3 085,8	3 423,6	6,4266	0,016571	3 064,7	3 396,2	6,3390
600	0,024921	3 209,3	3 583,1	6,6796	0,021073	3 192,5	3 561,3	6,5890	0,018185	3 175,3	3 539,0	6,5075
650	0,026804	3 310,1	3 712,1	6,8233	0,022742	3 295,8	3 693,8	6,7366	0,019695	3 281,4	3 675,3	6,6593
700	0,028621	3 409,8	3 839,1	6,9573	0,024342	3 397,5	3 823,5	6,8735	0,021134	3 385,1	3 807,8	6,7991
800	0,032121	3 609,3	4 091,1	7,2037	0,027405	3 599,7	4 079,3	7,1237	0,023870	3 590,1	4 067,5	7,0531
900	0,035503	3 811,2	4 343,7	7,4288	0,030348	3 803,5	4 334,6	7,3511	0,026484	3 795,7	4 325,4	7,2829
1 000	0,038808	4 017,1	4 599,2	7,6378	0,033215	4 010,7	4 592,0	7,5616	0,029020	4 004,3	4 584,7	7,4950
1 100	0,042062	4 227,7	4 858,6	7,8339	0,036029	4 222,3	4 852,8	7,7588	0,031504	4 216,9	4 847,0	7,6933
1 200	0,045279	4 443,1	5 122,3	8,0192	0,038806	4 438,5	5 117,6	7,9449	0,033952	4 433,8	5 112,9	7,8802
1 300	0,048469	4 663,3	5 390,3	8,1952	0,041556	4 659,2	5 386,5	8,1215	0,036371	4 655,2	5 382,7	8,0574
	$P = 25,0 \text{ MPa}$				$P = 30,0 \text{ MPa}$				$P = 35,0 \text{ MPa}$			
375	0,001978	1 799,9	1 849,4	4,0345	0,001792	1 738,1	1 791,9	3,9313	0,001701	1 702,8	1 762,4	3,8724
400	0,006005	2 428,5	2 578,7	5,1400	0,002798	2 068,9	2 152,8	4,4758	0,002105	1 914,9	1 988,6	4,2144
425	0,007886	2 607,8	2 805,0	5,4708	0,005299	2 452,9	2 611,8	5,1473	0,003434	2 253,3	2 373,5	4,7751
450	0,009176	2 721,2	2 950,6	5,6759	0,006737	2 618,9	2 821,0	5,4422	0,004957	2 497,5	2 671,0	5,1946
500	0,011143	2 887,3	3 165,9	5,9643	0,008691	2 824,0	3 084,8	5,7956	0,006933	2 755,3	2 997,9	5,6331
550	0,012736	3 020,8	3 339,2	6,1816	0,010175	2 974,5	3 279,7	6,0403	0,008348	2 925,8	3 218,0	5,9093
600	0,014140	3 140,0	3 493,5	6,3637	0,011445	3 103,4	3 446,8	6,2373	0,009523	3 065,6	3 399,0	6,1229
650	0,015430	3 251,9	3 637,7	6,5243	0,012590	3 221,7	3 599,4	6,4074	0,010565	3 190,9	3 560,7	6,3030
700	0,016643	3 359,9	3 776,0	6,6702	0,013654	3 334,3	3 743,9	6,5599	0,011523	3 308,3	3 711,6	6,4623
800	0,018922	3 570,7	4 043,8	6,9322	0,015628	3 551,2	4 020,0	6,8301	0,013278	3 531,6	3 996,3	6,7409
900	0,021075	3 780,2	4 307,1	7,1668	0,017473	3 764,6	4 288,8	7,0695	0,014904	3 749,0	4 270,6	6,9853
1 000	0,023150	3 991,5	4 570,2	7,3821	0,019240	3 978,6	4 555,8	7,2880	0,016450	3 965,8	4 541,5	7,2069
1 100	0,025172	4 206,1	4 835,4	7,5825	0,020954	4 195,2	4 823,9	7,4906	0,017942	4 184,4	4 812,4	7,4118
1 200	0,027157	4 424,6	5 103,5	7,7710	0,022630	4 415,3	5 094,2	7,6807	0,019398	4 406,1	5 085,0	7,6034
1 300	0,029115	4 647,2	5 375,1	7,9494	0,024279	4 639,2	5 367,6	7,8602	0,020827	4 631,2	5 360,2	7,7841
	$P = 40,0 \text{ MPa}$				$P = 50,0 \text{ MPa}$				$P = 60,0 \text{ MPa}$			
375	0,001641	1 677,0	1 742,6	3,8290	0,001560	1 638,6	1 716,6	3,7642	0,001503	1 609,7	1 699,9	3,7149
400	0,001911	1 855,0	1 931,4	4,1145	0,001731	1 787,8	1 874,4	4,0029	0,001633	1 745,2	1 843,2	3,9317
425	0,002538	2 097,5	2 199,0	4,5044	0,002009	1 960,3	2 060,7	4,2746	0,001816	1 892,9	2 001,8	4,1630
450	0,003692	2 364,2	2 511,8	4,9449	0,002487	2 160,3	2 284,7	4,5896	0,002086	2 055,1	2 180,2	4,4140
500	0,005623	2 681,6	2 906,5	5,4744	0,003890	2 528,1	2 722,6	5,1762	0,002952	2 393,2	2 570,3	4,9356
550	0,006985	2 875,1	3 154,4	5,7857	0,005118	2 769,5	3 025,4	5,5563	0,003955	2 664,6	2 901,9	5,3517
600	0,008089	3 026,8	3 350,4	6,0170	0,006108	2 947,1	3 252,6	5,8245	0,004833	2 866,8	3 156,8	5,6527
650	0,009053	3 159,5	3 521,6	6,2078	0,006957	3 095,6	3 443,5	6,0373	0,005591	3 031,3	3 366,8	5,8867
700	0,009930	3 282,0	3 679,2	6,3740	0,007717	3 228,7	3 614,6	6,2179	0,006265	3 175,4	3 551,3	6,0814
800	0,011521	3 511,8	3 972,6	6,6613	0,009073	3 472,2	3 925,8	6,5225	0,007456	3 432,6	3 880,0	6,4033
900	0,012980	3 733,3	4 252,5	6,9107	0,010296	3 702,0	4 216,8	6,7819	0,008519	3 670,9	4 182,1	6,6725
1 000	0,014360	3 952,9	4 527,3	7,1355	0,011441	3 927,4	4 499,4	7,0131	0,009504	3 902,0	4 472,2	6,9099
1 100	0,015686	4 173,7	4 801,1	7,3425	0,012534	4 152,2	4 778,9	7,2244	0,010439	4 130,9	4 757,3	7,1255
1 200	0,016976	4 396,9	5 075,9	7,5357	0,013590	4 378,6	5 058,1	7,4207	0,011339	4 360,5	5 040,8	7,3248
1 300	0,018239	4 623,3	5 352,8	7,7175	0,014620	4 607,5	5 338,5	7,6048	0,012213	4 591,8	5 324,5	7,5111

Source: KLEIN, S.A. et F.L. AVARADO, *ibid.*

TABLE A.7

Variables de l'eau comprimée

T (°C)	v (m ³ /kg)	u (kJ/kg)	h (kJ/kg)	s (kJ/(kg · K))	v (m ³ /kg)	u (kJ/kg)	h (kJ/kg)	s (kJ/(kg · K))	v (m ³ /kg)	u (kJ/kg)	h (kJ/kg)	s (kJ/(kg · K))
	$P = 5\text{MPa (263,94 °C)}$				$P = 10\text{MPa (311,00 °C)}$				$P = 15\text{MPa (342,16 °C)}$			
Sat.	0,0012862	1 148,10	1 154,50	2,9207	0,0014522	1 393,30	1 407,90	3,3603	0,0016572	1 585,50	1 610,30	3,6848
0	0,0009977	0,04	5,03	0,0001	0,0009952	0,12	10,07	0,0003	0,0009928	0,18	15,07	0,0004
20	0,0009996	83,61	88,61	0,2954	0,0009973	83,31	93,28	0,2943	0,0009951	83,01	97,93	0,2932
40	0,0010057	166,92	171,95	0,5705	0,0010035	166,33	176,37	0,5685	0,0010013	165,75	180,77	0,5666
60	0,0010149	250,29	255,36	0,8287	0,0010127	249,43	259,55	0,8260	0,0010105	248,58	263,74	0,8234
80	0,0010267	333,82	338,96	1,0723	0,0010244	332,69	342,94	1,0691	0,0010221	331,59	346,92	1,0659
100	0,0010410	417,65	422,85	1,3034	0,0010385	416,23	426,62	1,2996	0,0010361	414,85	430,39	1,2958
120	0,0010576	501,91	507,19	1,5236	0,0010549	500,18	510,73	1,5191	0,0010522	498,50	514,28	1,5148
140	0,0010769	586,80	592,18	1,7344	0,0010738	584,72	595,45	1,7293	0,0010708	582,69	598,75	1,7243
160	0,0010988	672,55	678,04	1,9374	0,0010954	670,06	681,01	1,9316	0,0010920	667,63	684,01	1,9259
180	0,0011240	759,47	765,09	2,1338	0,0011200	756,48	767,68	2,1271	0,0011160	753,58	770,32	2,1206
200	0,0011531	847,92	853,68	2,3251	0,0011482	844,32	855,80	2,3174	0,0011435	840,84	858,00	2,3100
220	0,0011868	938,39	944,32	2,5127	0,0011809	934,01	945,82	2,5037	0,0011752	929,81	947,43	2,4951
240	0,0012268	1 031,60	1 037,70	2,6983	0,0012192	1 026,20	1 038,30	2,6876	0,0012121	1 021,00	1 039,20	2,6774
260	0,0012755	1 128,50	1 134,90	2,8841	0,0012653	1 121,60	1 134,30	2,8710	0,0012560	1 115,10	1 134,00	2,8586
280					0,0013226	1 221,80	1 235,00	3,0565	0,0013096	1 213,40	1 233,00	3,0410
300					0,0013980	1 329,40	1 343,30	3,2488	0,0013783	1 317,60	1 338,30	3,2279
320									0,0014733	1 431,90	1 454,00	3,4263
340									0,0016311	1 567,90	1 592,40	3,6555
	$P = 20\text{MPa (365,75 °C)}$				$P = 30\text{MPa}$				$P = 50\text{MPa}$			
Sat.	0,0020378	1 785,80	1 826,60	4,0146								
0	0,0009904	0,23	20,03	0,0005	0,0009857	0,29	29,86	0,0003	0,0009767	0,29	49,13	-0,0010
20	0,0009929	82,71	102,57	0,2921	0,0009886	82,11	111,77	0,2897	0,0009805	80,93	129,95	0,2845
40	0,0009992	165,17	185,16	0,5646	0,0009951	164,05	193,90	0,5607	0,0009872	161,90	211,25	0,5528
60	0,0010084	247,75	267,92	0,8208	0,0010042	246,14	276,26	0,8156	0,0009962	243,08	292,88	0,8055
80	0,0010199	330,50	350,90	1,0627	0,0010155	328,40	358,86	1,0564	0,0010072	324,42	374,78	1,0442
100	0,0010337	413,50	434,17	1,2920	0,0010290	410,87	441,74	1,2847	0,0010201	405,94	456,94	1,2705
120	0,0010496	496,85	517,84	1,5105	0,0010445	493,66	525,00	1,5020	0,0010349	487,69	539,43	1,4859
140	0,0010679	580,71	602,07	1,7194	0,0010623	576,90	608,76	1,7098	0,0010517	569,77	622,36	1,6916
160	0,0010886	665,28	687,05	1,9203	0,0010823	660,74	693,21	1,9094	0,0010704	652,33	705,85	1,8889
180	0,0011122	750,78	773,02	2,1143	0,0011049	745,40	778,55	2,1020	0,0010914	735,49	790,06	2,0790
200	0,0011390	837,49	860,27	2,3027	0,0011304	831,11	865,02	2,2888	0,0011149	819,45	875,19	2,2628
220	0,0011697	925,77	949,16	2,4867	0,0011595	918,15	952,93	2,4707	0,0011412	904,39	961,45	2,4414
240	0,0012053	1 016,10	1 040,20	2,6676	0,0011927	1 006,90	1 042,70	2,6491	0,0011708	990,55	1 049,10	2,6156
260	0,0012472	1 109,00	1 134,00	2,8469	0,0012314	1 097,80	1 134,70	2,8250	0,0012044	1 078,20	1 138,40	2,7864
280	0,0012978	1 205,60	1 231,50	3,0265	0,0012770	1 191,50	1 229,80	3,0001	0,0012430	1 167,70	1 229,90	2,9547
300	0,0013611	1 307,20	1 334,40	3,2091	0,0013322	1 288,90	1 328,90	3,1761	0,0012879	1 259,60	1 324,00	3,1218
320	0,0014450	1 416,60	1 445,50	3,3996	0,0014014	1 391,70	1 433,70	3,3558	0,0013409	1 354,30	1 421,40	3,2888
340	0,0015693	1 540,20	1 571,60	3,6086	0,0014932	1 502,40	1 547,10	3,5438	0,0014049	1 452,90	1 523,10	3,4575
360	0,0018248	1 703,60	1 740,10	3,8787	0,0016276	1 626,80	1 675,60	3,7499	0,0014848	1 556,50	1 630,70	3,6301
380					0,0018729	1 782,00	1 838,20	4,0026	0,0015884	1 667,10	1 746,50	3,8102

Source : KLEIN, S.A. et F.L. AVARADO, *ibid.*

TABLE A.8
Variables de la glace et de la vapeur d'eau saturée

Température T (°C)	Pression de saturation P_{sat} (kPa)	Volume massique (m ³ /kg)		Énergie interne (kJ/kg)			Enthalpie (kJ/kg)			Entropie (kJ/(kg · K))		
		Glace saturée v_f	Vapeur saturée v_g	Glace saturée u_f	Sublimation u_{fg}	Vapeur saturée u_g	Glace saturée h_f	Sublimation h_{fg}	Vapeur saturée h_g	Glace saturée s_f	Sublimation s_{fg}	Vapeur saturée s_g
0,01	0,61169	0,001091	205,99	-333,40	2 707,9	2 374,5	-333,40	2 833,9	2 500,5	-1,2202	10,374	9,154
0,00	0,61115	0,001091	206,17	-333,43	2 707,9	2 374,5	-333,43	2 833,9	2 500,5	-1,2204	10,375	9,154
-2,00	0,51772	0,001091	241,62	-337,63	2 709,4	2 371,8	-337,63	2 834,5	2 496,8	-1,2358	10,453	9,218
-4,00	0,43748	0,001090	283,84	-341,80	2 710,8	2 369,0	-341,80	2 835,0	2 493,2	-1,2513	10,533	9,282
-6,00	0,36873	0,001090	334,27	-345,94	2 712,2	2 366,2	-345,93	2 835,4	2 489,5	-1,2667	10,613	9,347
-8,00	0,30998	0,001090	394,66	-350,04	2 713,5	2 363,5	-350,04	2 835,8	2 485,8	-1,2821	10,695	9,413
-10,00	0,25990	0,001089	467,17	-354,12	2 714,8	2 360,7	-354,12	2 836,2	2 482,1	-1,2976	10,778	9,480
-12,00	0,21732	0,001089	554,47	-358,17	2 716,1	2 357,9	-358,17	2 836,6	2 478,4	-1,3130	10,862	9,549
-14,00	0,18121	0,001088	659,88	-362,18	2 717,3	2 355,2	-362,18	2 836,9	2 474,7	-1,3284	10,947	9,618
-16,00	0,15068	0,001088	787,51	-366,17	2 718,6	2 352,4	-366,17	2 837,2	2 471,0	-1,3439	11,033	9,689
-18,00	0,12492	0,001088	942,51	-370,13	2 719,7	2 349,6	-370,13	2 837,5	2 467,3	-1,3593	11,121	9,761
-20,00	0,10326	0,001087	1 131,30	-374,06	2 720,9	2 346,8	-374,06	2 837,7	2 463,6	-1,3748	11,209	9,835
-22,00	0,08510	0,001087	1 362,00	-377,95	2 722,0	2 344,1	-377,95	2 837,9	2 459,9	-1,3903	11,300	9,909
-24,00	0,06991	0,001087	1 644,70	-381,82	2 723,1	2 341,3	-381,82	2 838,1	2 456,2	-1,4057	11,391	9,985
-26,00	0,05725	0,001087	1 992,20	-385,66	2 724,2	2 338,5	-385,66	2 838,2	2 452,5	-1,4212	11,484	10,063
-28,00	0,04673	0,001086	2 421,00	-389,47	2 725,2	2 335,7	-389,47	2 838,3	2 448,8	-1,4367	11,578	10,141
-30,00	0,03802	0,001086	2 951,70	-393,25	2 726,2	2 332,9	-393,25	2 838,4	2 445,1	-1,4521	11,673	10,221
-32,00	0,03082	0,001086	3 610,90	-397,00	2 727,2	2 330,2	-397,00	2 838,4	2 441,4	-1,4676	11,770	10,303
-34,00	0,02490	0,001085	4 432,40	-400,72	2 728,1	2 327,4	-400,72	2 838,5	2 437,7	-1,4831	11,869	10,386
-36,00	0,02004	0,001085	5 460,10	-404,40	2 729,0	2 324,6	-404,40	2 838,4	2 434,0	-1,4986	11,969	10,470
-38,00	0,01608	0,001085	6 750,50	-408,07	2 729,9	2 321,8	-408,07	2 838,4	2 430,3	-1,5141	12,071	10,557
-40,00	0,01285	0,001084	8 376,70	-411,70	2 730,7	2 319,0	-411,70	2 838,3	2 426,6	-1,5296	12,174	10,644

Source: KLEIN, S.A. et F.L. AVARADO, *ibid.* Les variables de la glace proviennent de HYLAND et WEXLER, « Formulations for the Thermodynamic Properties of the Saturated Phases of H₂O from 173.15 K to 473.15 K », *ASHRAE Trans.*, 1983, partie 2A, p. 2793.

TABLE A.11

Variables du réfrigérant R-134a saturé : table de la température

Température T (°C)	Pression de saturation P_{sat} (kPa)	Volume massique (m^3/kg)		Énergie interne (kJ/kg)			Enthalpie (kJ/kg)			Entropie (kJ/(kg · K))		
		Liquide saturé v_f	Vapeur saturée v_g	Liquide saturé u_f	Évaporation u_{fg}	Vapeur saturée u_g	Liquide saturé h_f	Évaporation h_{fg}	Vapeur saturée h_g	Liquide saturé s_f	Évaporation s_{fg}	Vapeur saturée s_g
-40	51,25	0,0007054	0,36081	-0,036	207,40	207,37	0,000	225,86	225,86	0,00000	0,96866	0,96866
-38	56,86	0,0007083	0,32732	2,475	206,04	208,51	2,515	224,61	227,12	0,01072	0,95511	0,96584
-36	62,95	0,0007112	0,29751	4,992	204,67	209,66	5,037	223,35	228,39	0,02138	0,94176	0,96315
-34	69,56	0,0007142	0,27090	7,517	203,29	210,81	7,566	222,09	229,65	0,03199	0,92859	0,96058
-32	76,71	0,0007172	0,24711	10,050	201,91	211,96	10,100	220,81	230,91	0,04253	0,91560	0,95813
-30	84,43	0,0007203	0,22580	12,590	200,52	213,11	12,650	219,52	232,17	0,05301	0,90278	0,95579
-28	92,76	0,0007234	0,20666	15,130	199,12	214,25	15,200	218,22	233,43	0,06344	0,89012	0,95356
-26	101,73	0,0007265	0,18946	17,690	197,72	215,40	17,760	216,92	234,68	0,07382	0,87762	0,95144
-24	111,37	0,0007297	0,17395	20,250	196,30	216,55	20,330	215,59	235,92	0,08414	0,86527	0,94941
-22	121,72	0,0007329	0,15995	22,820	194,88	217,70	22,910	214,26	237,17	0,09441	0,85307	0,94748
-20	132,82	0,0007362	0,14729	25,390	193,45	218,84	25,490	212,91	238,41	0,10463	0,84101	0,94564
-18	144,69	0,0007396	0,13583	27,980	192,01	219,98	28,090	211,55	239,64	0,11481	0,82908	0,94389
-16	157,38	0,0007430	0,12542	30,570	190,56	221,13	30,690	210,18	240,87	0,12493	0,81729	0,94222
-14	170,93	0,0007464	0,11597	33,170	189,09	222,27	33,300	208,79	242,09	0,13501	0,80561	0,94063
-12	185,37	0,0007499	0,10736	35,780	187,62	223,40	35,920	207,38	243,30	0,14504	0,79406	0,93911
-10	200,74	0,0007535	0,099516	38,400	186,14	224,54	38,550	205,96	244,51	0,15504	0,78263	0,93766
-8	217,08	0,0007571	0,092352	41,030	184,64	225,67	41,190	204,52	245,72	0,16498	0,77130	0,93629
-6	234,44	0,0007608	0,085802	43,660	183,13	226,80	43,840	203,07	246,91	0,17489	0,76008	0,93497
-4	252,85	0,0007646	0,079804	46,310	181,61	227,92	46,500	201,60	248,10	0,18476	0,74896	0,93372
-2	272,36	0,0007684	0,074304	48,960	180,08	229,04	49,170	200,11	249,28	0,19459	0,73794	0,93253
0	293,01	0,0007723	0,069255	51,630	178,53	230,16	51,860	198,60	250,45	0,20439	0,72701	0,93139
2	314,84	0,0007763	0,064612	54,300	176,97	231,27	54,550	197,07	251,61	0,21415	0,71616	0,93031
4	337,90	0,0007804	0,060338	56,990	175,39	232,38	57,250	195,51	252,77	0,22387	0,70540	0,92927
6	362,23	0,0007845	0,056398	59,680	173,80	233,48	59,970	193,94	253,91	0,23356	0,69471	0,92828
8	387,88	0,0007887	0,052762	62,390	172,19	234,58	62,690	192,35	255,04	0,24323	0,68410	0,92733
10	414,89	0,0007930	0,049403	65,100	170,56	235,67	65,430	190,73	256,16	0,25286	0,67356	0,92641
12	443,31	0,0007975	0,046295	67,830	168,92	236,75	68,180	189,09	257,27	0,26246	0,66308	0,92554
14	473,19	0,0008020	0,043417	70,570	167,26	237,83	70,950	187,42	258,37	0,27204	0,65266	0,92470
16	504,58	0,0008066	0,040748	73,320	165,58	238,90	73,730	185,73	259,46	0,28159	0,64230	0,92389
18	537,52	0,0008113	0,038271	76,080	163,88	239,96	76,520	184,01	260,53	0,29112	0,63198	0,92310

TABLE A.11
Variables du réfrigérant R-134a saturé : table de la température (suite)

Température T (°C)	Pression de saturation P_{sat} (kPa)	Volume massique (m ³ /kg)		Énergie interne (kJ/kg)			Enthalpie (kJ/kg)			Entropie (kJ/(kg · K))		
		Liquide saturé v_f	Vapeur saturée v_g	Liquide saturé u_f	Évapo-ration u_{fg}	Vapeur saturée u_g	Liquide saturé h_f	Évapo-ration h_{fg}	Vapeur saturée h_g	Liquide saturé s_f	Évapo-ration s_{fg}	Vapeur saturée s_g
20	572,07	0,0008161	0,035969	78,86	162,16	241,02	79,32	182,27	261,59	0,30063	0,62172	0,92234
22	608,27	0,0008210	0,033828	81,64	160,42	242,06	82,14	180,49	262,64	0,31011	0,61149	0,92160
24	646,18	0,0008261	0,031834	84,44	158,65	243,10	84,98	178,69	263,67	0,31958	0,60130	0,92088
26	685,84	0,0008313	0,029976	87,26	156,87	244,12	87,83	176,85	264,68	0,32903	0,59115	0,92018
28	727,31	0,0008366	0,028242	90,09	155,05	245,14	90,69	174,99	265,68	0,33846	0,58102	0,91948
30	770,64	0,0008421	0,026622	92,93	153,22	246,14	93,58	173,08	266,66	0,34789	0,57091	0,91879
32	815,89	0,0008478	0,025108	95,79	151,35	247,14	96,48	171,14	267,62	0,35730	0,56082	0,91811
34	863,11	0,0008536	0,023691	98,66	149,46	248,12	99,40	169,17	268,57	0,36670	0,55074	0,91743
36	912,35	0,0008595	0,022364	101,55	147,54	249,08	102,33	167,16	269,49	0,37609	0,54066	0,91675
38	963,68	0,0008657	0,021119	104,45	145,58	250,04	105,29	165,10	270,39	0,38548	0,53058	0,91606
40	1 017,10	0,0008720	0,019952	107,38	143,60	250,97	108,26	163,00	271,27	0,39486	0,52049	0,91536
42	1 072,80	0,0008786	0,018855	110,32	141,58	251,89	111,26	160,86	272,12	0,40425	0,51039	0,91464
44	1 130,70	0,0008854	0,017824	113,28	139,52	252,80	114,28	158,67	272,95	0,41363	0,50027	0,91391
46	1 191,00	0,0008924	0,016853	116,26	137,42	253,68	117,32	156,43	273,75	0,42302	0,49012	0,91315
48	1 253,60	0,0008996	0,015939	119,26	135,29	254,55	120,39	154,14	274,53	0,43242	0,47993	0,91236
52	1 386,20	0,0009150	0,014265	125,33	130,88	256,21	126,59	149,39	275,98	0,45126	0,45941	0,91067
56	1 529,10	0,0009317	0,012771	131,49	126,28	257,77	132,91	144,38	277,30	0,47018	0,43863	0,90880
60	1 682,80	0,0009498	0,011434	137,76	121,46	259,22	139,36	139,10	278,46	0,48920	0,41749	0,90669
65	1 891,00	0,0009750	0,009950	145,77	115,05	260,82	147,62	132,02	279,64	0,51320	0,39039	0,90359
70	2 118,20	0,0010037	0,008642	154,01	108,14	262,15	156,13	124,32	280,46	0,53755	0,36227	0,89982
75	2 365,80	0,0010372	0,007480	162,53	100,60	263,13	164,98	115,85	280,82	0,56241	0,33272	0,89512
80	2 635,30	0,0010772	0,006436	171,40	92,23	263,63	174,24	106,35	280,59	0,58800	0,30111	0,88912
85	2 928,20	0,0011270	0,005486	180,77	82,67	263,44	184,07	95,44	279,51	0,61473	0,26644	0,88117
90	3 246,90	0,0011932	0,004599	190,89	71,29	262,18	194,76	82,35	277,11	0,64336	0,22674	0,87010
95	3 594,10	0,0012933	0,003726	202,40	56,47	258,87	207,05	65,21	272,26	0,67578	0,17711	0,85289
100	3 975,10	0,0015269	0,002630	218,72	29,19	247,91	224,79	33,58	258,37	0,72217	0,08999	0,81215

Source : Les tables A.11 à A.13 ont été produites à l'aide du logiciel Engineering Equation Solver (EES), développé par S.A. KLEIN et F.L. AVARADO. La routine qui calcule les variables du réfrigérant R-134a s'appuie sur l'équation d'état proposée par R. TILLNEROTH et H.D. BAEHR (*J. Phys. Chem. Ref. Data*, vol. 23, n° 5, 1994). L'enthalpie et l'entropie du liquide saturé sont établies à zéro et à -40 °C.

TABLE A.12

Variables du réfrigérant R-134a saturé : table de la pression

Pression P (kPa)	Tempé- rature de saturation T_{sat} (°C)	Volume massique (m ³ /kg)		Énergie interne (kJ/kg)			Enthalpie (kJ/kg)			Entropie (kJ/(kg · K))		
		Liquide saturé v_f	Vapeur saturée v_g	Liquide saturé u_f	Évapo- ration u_{fg}	Vapeur saturée u_g	Liquide saturé h_f	Évapo- ration h_{fg}	Vapeur saturée h_g	Liquide saturé s_f	Évapo- ration s_{fg}	Vapeur saturée s_g
60	-36,95	0,0007098	0,311210	3,798	205,32	209,12	3,841	223,95	227,79	0,01634	0,94807	0,96441
70	-33,87	0,0007144	0,269290	7,680	203,20	210,88	7,730	222,00	229,73	0,03267	0,92775	0,96042
80	-31,13	0,0007185	0,237530	11,150	201,30	212,46	11,210	220,25	231,46	0,04711	0,90999	0,95710
90	-28,65	0,0007223	0,212630	14,310	199,57	213,88	14,370	218,65	233,02	0,06008	0,89419	0,95427
100	-26,37	0,0007259	0,192540	17,210	197,98	215,19	17,280	217,16	234,44	0,07188	0,87995	0,95183
120	-22,32	0,0007324	0,162120	22,400	195,11	217,51	22,490	214,48	236,97	0,09275	0,85503	0,94779
140	-18,77	0,0007383	0,140140	26,980	192,57	219,54	27,080	212,08	239,16	0,11087	0,83368	0,94456
160	-15,60	0,0007437	0,123480	31,090	190,27	221,35	31,210	209,90	241,11	0,12693	0,81496	0,94190
180	-12,73	0,0007487	0,110410	34,830	188,16	222,99	34,970	207,90	242,86	0,14139	0,79826	0,93965
200	-10,09	0,0007533	0,099867	38,280	186,21	224,48	38,430	206,03	244,46	0,15457	0,78316	0,93773
240	-5,38	0,0007620	0,083897	44,480	182,67	227,14	44,660	202,62	247,28	0,17794	0,75664	0,93458
280	-1,25	0,0007699	0,072352	49,970	179,50	229,46	50,180	199,54	249,72	0,19829	0,73381	0,93210
320	2,46	0,0007772	0,063604	54,920	176,61	231,52	55,160	196,71	251,88	0,21637	0,71369	0,93006
360	5,82	0,0007841	0,056738	59,440	173,94	233,38	59,720	194,08	253,81	0,23270	0,69566	0,92836
400	8,91	0,0007907	0,051201	63,620	171,45	235,07	63,940	191,62	255,55	0,24761	0,67929	0,92691
450	12,46	0,0007985	0,045619	68,450	168,54	237,00	68,810	188,71	257,53	0,26465	0,66069	0,92535
500	15,71	0,008059	0,041118	72,930	165,82	238,75	73,330	185,98	259,30	0,28023	0,64377	0,92400
550	18,73	0,008130	0,037408	77,100	163,25	240,35	77,540	183,38	260,92	0,29461	0,62821	0,92282
600	21,55	0,008199	0,034295	81,020	160,81	241,83	81,510	180,90	262,40	0,30799	0,61378	0,92177
650	24,20	0,008266	0,031646	84,720	158,48	243,20	85,260	178,51	263,77	0,32051	0,60030	0,92081
700	26,69	0,008331	0,029361	88,240	156,24	244,48	88,820	176,21	265,03	0,33230	0,58763	0,91994
750	29,06	0,008395	0,027371	91,590	154,08	245,67	92,220	173,98	266,20	0,34345	0,57567	0,91912
800	31,31	0,008458	0,025621	94,790	152,00	246,79	95,470	171,82	267,29	0,35404	0,56431	0,91835
850	33,45	0,008520	0,024069	97,870	149,98	247,85	98,600	169,71	268,31	0,36413	0,55349	0,91762
900	35,51	0,008580	0,022683	100,830	148,01	248,85	101,610	167,66	269,26	0,37377	0,54315	0,91692
950	37,48	0,008641	0,021438	103,690	146,10	249,79	104,510	165,64	270,15	0,38301	0,53323	0,91624
1 000	39,37	0,008700	0,020313	106,450	144,23	250,68	107,320	163,67	270,99	0,39189	0,52368	0,91558
1 200	46,29	0,008934	0,016715	116,700	137,11	253,81	117,770	156,10	273,87	0,42441	0,48863	0,91303
1 400	52,40	0,009166	0,014107	125,940	130,43	256,37	127,220	148,90	276,12	0,45315	0,45734	0,91050
1 600	57,88	0,009400	0,012123	134,430	124,04	258,47	135,930	141,93	277,86	0,47911	0,42873	0,90784
1 800	62,87	0,009639	0,010559	142,330	117,83	260,17	144,070	135,11	279,17	0,50294	0,40204	0,90498
2 000	67,45	0,009886	0,009288	149,780	111,73	261,51	151,760	128,33	280,09	0,52509	0,37675	0,90184
2 500	77,54	0,010566	0,006936	166,990	96,47	263,45	169,630	111,16	280,79	0,57531	0,31695	0,89226
3 000	86,16	0,011406	0,005275	183,040	80,22	263,26	186,460	92,63	279,09	0,62118	0,25776	0,87894

Source: KLEIN, S.A. et F.L. AVARADO, *ibid.* L'enthalpie et l'entropie du liquide saturé sont établies à 0 et à -40 °C.

TABLE A.13

Variables du réfrigérant R-134a surchauffé

T (°C)	v (m ³ /kg)	u (kJ/kg)	h (kJ/kg)	s (kJ/(kg · K))	v (m ³ /kg)	u (kJ/kg)	h (kJ/kg)	s (kJ/(kg · K))	v (m ³ /kg)	u (kJ/kg)	h (kJ/kg)	s (kJ/(kg · K))
	$P = 0,06 \text{ MPa } (T_{\text{sat}} = -36,95 \text{ °C})$				$P = 0,10 \text{ MPa } (T_{\text{sat}} = -26,37 \text{ °C})$				$P = 0,14 \text{ MPa } (T_{\text{sat}} = -18,77 \text{ °C})$			
Sat.	0,31121	209,12	227,79	0,9644	0,19254	215,19	234,44	0,9518	0,14014	219,54	239,16	0,9446
-20	0,33608	220,60	240,76	1,0174	0,19841	219,66	239,50	0,9721				
-10	0,35048	227,55	248,58	1,0477	0,20743	226,75	247,49	1,0030	0,14605	225,91	246,36	0,9724
0	0,36476	234,66	256,54	1,0774	0,21630	233,95	255,58	1,0332	0,15263	233,23	254,60	1,0031
10	0,37893	241,92	264,66	1,1066	0,22506	241,30	263,81	1,0628	0,15908	240,66	262,93	1,0331
20	0,39302	249,35	272,94	1,1353	0,23373	248,79	272,17	1,0918	0,16544	248,22	271,38	1,0624
30	0,40705	256,95	281,37	1,1636	0,24233	256,44	280,68	1,1203	0,17172	255,93	279,97	1,0912
40	0,42102	264,71	289,97	1,1915	0,25088	264,25	289,34	1,1484	0,17794	263,79	288,70	1,1195
50	0,43495	272,64	298,74	1,2191	0,25937	272,22	298,16	1,1762	0,18412	271,79	297,57	1,1474
60	0,44883	280,73	307,66	1,2463	0,26783	280,35	307,13	1,2035	0,19025	279,96	306,59	1,1749
70	0,46269	288,99	316,75	1,2732	0,27626	288,64	316,26	1,2305	0,19635	288,28	315,77	1,2020
80	0,47651	297,41	326,00	1,2997	0,28465	297,08	325,55	1,2572	0,20242	296,75	325,09	1,2288
90	0,49032	306,00	335,42	1,3260	0,29303	305,69	334,99	1,2836	0,20847	305,38	334,57	1,2553
100	0,50410	314,74	344,99	1,3520	0,30138	314,46	344,60	1,3096	0,21449	314,17	344,20	1,2814
	$P = 0,18 \text{ MPa } (T_{\text{sat}} = -12,73 \text{ °C})$				$P = 0,20 \text{ MPa } (T_{\text{sat}} = -10,09 \text{ °C})$				$P = 0,24 \text{ MPa } (T_{\text{sat}} = -5,38 \text{ °C})$			
Sat.	0,11041	222,99	242,86	0,9397	0,09987	224,48	244,46	0,9377	0,08390	227,14	247,28	0,9346
-10	0,11189	225,02	245,16	0,9484	0,09991	224,55	244,54	0,9380				
0	0,11722	232,48	253,58	0,9798	0,10481	232,09	253,05	0,9698	0,08617	231,29	251,97	0,9519
10	0,12240	240,00	262,04	1,0102	0,10955	239,67	261,58	1,0004	0,09026	238,98	260,65	0,9831
20	0,12748	247,64	270,59	1,0399	0,11418	247,35	270,18	1,0303	0,09423	246,74	269,36	1,0134
30	0,13248	255,41	279,25	1,0690	0,11874	255,14	278,89	1,0595	0,09812	254,61	278,16	1,0429
40	0,13741	263,31	288,05	1,0975	0,12322	263,08	287,72	1,0882	0,10193	262,59	287,06	1,0718
50	0,14230	271,36	296,98	1,1256	0,12766	271,15	296,68	1,1163	0,10570	270,71	296,08	1,1001
60	0,14715	279,56	306,05	1,1532	0,13206	279,37	305,78	1,1441	0,10942	278,97	305,23	1,1280
70	0,15196	287,91	315,27	1,1805	0,13641	287,73	315,01	1,1714	0,11310	287,36	314,51	1,1554
80	0,15673	296,42	324,63	1,2074	0,14074	296,25	324,40	1,1983	0,11675	295,91	323,93	1,1825
90	0,16149	305,07	334,14	1,2339	0,14504	304,92	333,93	1,2249	0,12038	304,60	333,49	1,2092
100	0,16622	313,88	343,80	1,2602	0,14933	313,74	343,60	1,2512	0,12398	313,44	343,20	1,2356
	$P = 0,28 \text{ MPa } (T_{\text{sat}} = -1,25 \text{ °C})$				$P = 0,32 \text{ MPa } (T_{\text{sat}} = 2,46 \text{ °C})$				$P = 0,40 \text{ MPa } (T_{\text{sat}} = 8,91 \text{ °C})$			
Sat.	0,07235	229,46	249,72	0,9321	0,06360	231,52	251,88	0,9301	0,051201	235,07	255,55	0,9269
0	0,07282	230,44	250,83	0,9362								
10	0,07646	238,27	259,68	0,9680	0,06609	237,54	258,69	0,9544	0,051506	235,97	256,58	0,9305
20	0,07997	246,13	268,52	0,9987	0,06925	245,50	267,66	0,9856	0,054213	244,18	265,86	0,9628
30	0,08338	254,06	277,41	1,0285	0,07231	253,50	276,65	1,0157	0,056796	252,36	275,07	0,9937
40	0,08672	262,10	286,38	1,0576	0,07530	261,60	285,70	1,0451	0,059292	260,58	284,30	1,0236
50	0,09000	270,27	295,47	1,0862	0,07823	269,82	294,85	1,0739	0,061724	268,90	293,59	1,0528
60	0,09324	278,56	304,67	1,1142	0,08111	278,15	304,11	1,1021	0,064104	277,32	302,96	1,0814
70	0,09644	286,99	314,00	1,1418	0,08395	286,62	313,48	1,1298	0,066443	285,86	312,44	1,1094
80	0,09961	295,57	323,46	1,1690	0,08675	295,22	322,98	1,1571	0,068747	294,53	322,02	1,1369
90	0,10275	304,29	333,06	1,1958	0,08953	303,97	332,62	1,1840	0,071023	303,32	331,73	1,1640
100	0,10587	313,15	342,80	1,2222	0,09229	312,86	342,39	1,2105	0,073274	312,26	341,57	1,1907
110	0,10897	322,16	352,68	1,2483	0,09503	321,89	352,30	1,2367	0,075504	321,33	351,53	1,2171
120	0,11205	331,32	362,70	1,2742	0,09775	331,07	362,35	1,2626	0,077717	330,55	361,63	1,2431
130	0,11512	340,63	372,87	1,2997	0,10045	340,39	372,54	1,2882	0,079913	339,90	371,87	1,2688
140	0,11818	350,09	383,18	1,3250	0,10314	349,86	382,87	1,3135	0,082096	349,41	382,24	1,2942

TABLE A.13

Variables du réfrigérant R-134a surchauffé (suite)

T (°C)	v (m ³ /kg)	u (kJ/kg)	h (kJ/kg)	s (kJ/(kg · K))	v (m ³ /kg)	u (kJ/kg)	h (kJ/kg)	s (kJ/(kg · K))	v (m ³ /kg)	u (kJ/kg)	h (kJ/kg)	s (kJ/(kg · K))
	$P = 0,50 \text{ MPa } (T_{\text{sat}} = 15,71 \text{ °C})$				$P = 0,60 \text{ MPa } (T_{\text{sat}} = 21,55 \text{ °C})$				$P = 0,70 \text{ MPa } (T_{\text{sat}} = 26,69 \text{ °C})$			
Sat.	0,041118	238,75	259,30	0,9240	0,034295	241,83	262,40	0,9218	0,029361	244,48	265,03	0,9199
20	0,042115	242,40	263,46	0,9383								
30	0,044338	250,84	273,01	0,9703	0,035984	249,22	270,81	0,9499	0,029966	247,48	268,45	0,9313
40	0,046456	259,26	282,48	1,0011	0,037865	257,86	280,58	0,9816	0,031696	256,39	278,57	0,9641
50	0,048499	267,72	291,96	1,0309	0,039659	266,48	290,28	1,0121	0,033322	265,20	288,53	0,9954
60	0,050485	276,25	301,50	1,0599	0,041389	275,15	299,98	1,0417	0,034875	274,01	298,42	1,0256
70	0,052427	284,89	311,10	1,0883	0,043069	283,89	309,73	1,0705	0,036373	282,87	308,33	1,0549
80	0,054331	293,64	320,80	1,1162	0,044710	292,73	319,55	1,0987	0,037829	291,80	318,28	1,0835
90	0,056205	302,51	330,61	1,1436	0,046318	301,67	329,46	1,1264	0,039250	300,82	328,29	1,1114
100	0,058053	311,50	340,53	1,1705	0,047900	310,73	339,47	1,1536	0,040642	309,95	338,40	1,1389
110	0,059880	320,63	350,57	1,1971	0,049458	319,91	349,59	1,1803	0,042010	319,19	348,60	1,1658
120	0,061687	329,89	360,73	1,2233	0,050997	329,23	359,82	1,2067	0,043358	328,55	358,90	1,1924
130	0,063479	339,29	371,03	1,2491	0,052519	338,67	370,18	1,2327	0,044688	338,04	369,32	1,2186
140	0,065256	348,83	381,46	1,2747	0,054027	348,25	380,66	1,2584	0,046004	347,66	379,86	1,2444
150	0,067021	358,51	392,02	1,2999	0,055522	357,96	391,27	1,2838	0,047306	357,41	390,52	1,2699
160	0,068775	368,33	402,72	1,3249	0,057006	367,81	402,01	1,3088	0,048597	367,29	401,31	1,2951
	$P = 0,80 \text{ MPa } (T_{\text{sat}} = 31,31 \text{ °C})$				$P = 0,90 \text{ MPa } (T_{\text{sat}} = 35,51 \text{ °C})$				$P = 1,00 \text{ MPa } (T_{\text{sat}} = 39,37 \text{ °C})$			
Sat.	0,025621	246,79	267,29	0,9183	0,022683	248,85	269,26	0,9169	0,020313	250,68	270,99	0,9156
40	0,027035	254,82	276,45	0,9480	0,023375	253,13	274,17	0,9327	0,020406	251,30	271,71	0,9179
50	0,028547	263,86	286,69	0,9802	0,024809	262,44	284,77	0,9660	0,021796	260,94	282,74	0,9525
60	0,029973	272,83	296,81	1,0110	0,026146	271,60	295,13	0,9976	0,023068	270,32	293,38	0,9850
70	0,031340	281,81	306,88	1,0408	0,027413	280,72	305,39	1,0280	0,024261	279,59	303,85	1,0160
80	0,032659	290,84	316,97	1,0698	0,028630	289,86	315,63	1,0574	0,025398	288,86	314,25	1,0458
90	0,033941	299,95	327,10	1,0981	0,029806	299,06	325,89	1,0860	0,026492	298,15	324,64	1,0748
100	0,035193	309,15	337,30	1,1258	0,030951	308,34	336,19	1,1140	0,027552	307,51	335,06	1,1031
110	0,036420	318,45	347,59	1,1530	0,032068	317,70	346,56	1,1414	0,028584	316,94	345,53	1,1308
120	0,037625	327,87	357,97	1,1798	0,033164	327,18	357,02	1,1684	0,029592	326,47	356,06	1,1580
130	0,038813	337,40	368,45	1,2061	0,034241	336,76	367,58	1,1949	0,030581	336,11	366,69	1,1846
140	0,039985	347,06	379,05	1,2321	0,035302	346,46	378,23	1,2210	0,031554	345,85	377,40	1,2109
150	0,041143	356,85	389,76	1,2577	0,036349	356,28	389,00	1,2467	0,032512	355,71	388,22	1,2368
160	0,042290	366,76	400,59	1,2830	0,037384	366,23	399,88	1,2721	0,033457	365,70	399,15	1,2623
170	0,043427	376,81	411,55	1,3080	0,038408	376,31	410,88	1,2972	0,034392	375,81	410,20	1,2875
180	0,044554	386,99	422,64	1,3327	0,039423	386,52	422,00	1,3221	0,035317	386,04	421,36	1,3124
	$P = 1,20 \text{ MPa } (T_{\text{sat}} = 46,29 \text{ °C})$				$P = 1,40 \text{ MPa } (T_{\text{sat}} = 52,40 \text{ °C})$				$P = 1,60 \text{ MPa } (T_{\text{sat}} = 57,88 \text{ °C})$			
Sat.	0,016715	253,81	273,87	0,9130	0,014107	256,37	276,12	0,9105	0,012123	258,47	277,86	0,9078
50	0,017201	257,63	278,27	0,9267								
60	0,018404	267,56	289,64	0,9614	0,015005	264,46	285,47	0,9389	0,012372	260,89	280,69	0,9163
70	0,019502	277,21	300,61	0,9938	0,016060	274,62	297,10	0,9733	0,013430	271,76	293,25	0,9535
80	0,020529	286,75	311,39	1,0248	0,017023	284,51	308,34	1,0056	0,014362	282,09	305,07	0,9875
90	0,021506	296,26	322,07	1,0546	0,017923	294,28	319,37	1,0364	0,015215	292,17	316,52	1,0194
100	0,022442	305,80	332,73	1,0836	0,018778	304,01	330,30	1,0661	0,016014	302,14	327,76	1,0500
110	0,023348	315,38	343,40	1,1118	0,019597	313,76	341,19	1,0949	0,016773	312,07	338,91	1,0795
120	0,024228	325,03	354,11	1,1394	0,020388	323,55	352,09	1,1230	0,017500	322,02	350,02	1,1081
130	0,025086	334,77	364,88	1,1664	0,021155	333,41	363,02	1,1504	0,018201	332,00	361,12	1,1360
140	0,025927	344,61	375,72	1,1930	0,021904	343,34	374,01	1,1773	0,018882	342,05	372,26	1,1632
150	0,026753	354,56	386,66	1,2192	0,022636	353,37	385,07	1,2038	0,019545	352,17	383,44	1,1900
160	0,027566	364,61	397,69	1,2449	0,023355	363,51	396,20	1,2298	0,020194	362,38	394,69	1,2163
170	0,028367	374,78	408,82	1,2703	0,024061	373,75	407,43	1,2554	0,020830	372,69	406,02	1,2421
180	0,029158	385,08	420,07	1,2954	0,024757	384,10	418,76	1,2807	0,021456	383,11	417,44	1,2676



Diagramme psychrométrique de l'ASHRAE
Pression barométrique : 101,325 kPa

© 1992 American Society of Heating,
Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.

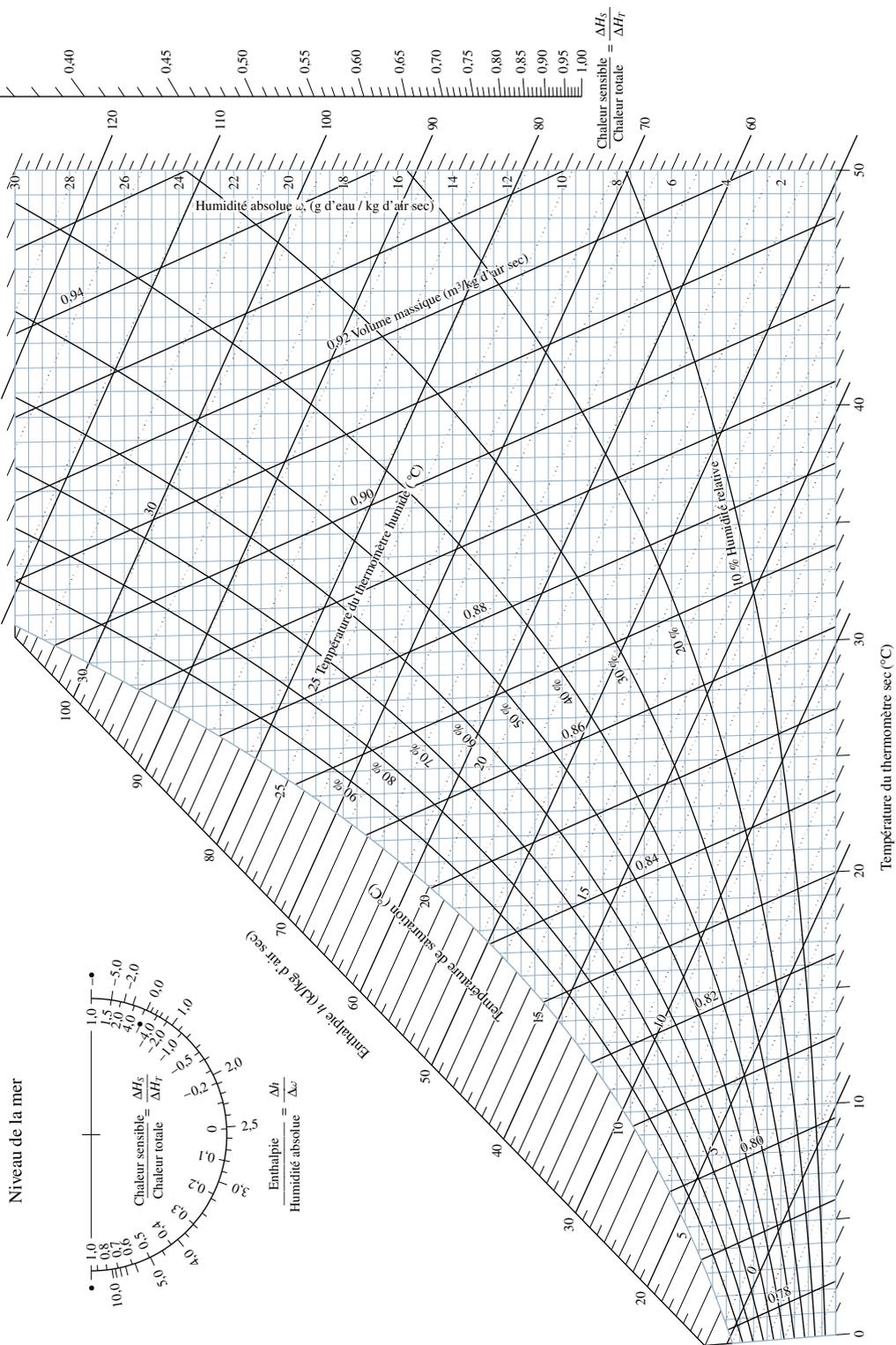


FIGURE A.33

Diagramme psychrométrique à 1 atm.