

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE  
Ministère de l'enseignement supérieur et de la recherche scientifique  
Université Akli Mohand Oulhadj -BOUIRA

Université de Bouira  
Akli Mohand Oulhadj



جامعة البويرة  
أكلي محمد أولحاج

Faculté des Sciences et des Sciences Appliquées  
Département Génie Mécanique

Présentée pour obtenir le diplôme de *Master*  
En Génie Mécanique  
Option :  
Génie Climatique et Frigorifique

## Thème

*Etude et dimensionnement d'une machine  
frigorifique à absorption*

Présenté par : **Mehennaoui Abderrahmane et Brahim Mohamed**

Devant le jury composé de :

Président : M <sup>r</sup> . Boussaid mohamed	Pr	Université Bouira
Rapporteur : M <sup>r</sup> . Laouari. Azzedine	MA A	Université Bouira
Examineurs M <sup>r</sup> . Hamimid Saber	MCB	Université Bouira

copromoteur : M<sup>r</sup>. Kari djamel

ANNEE :2016/2017

## Remerciement

*Je remercie tout d'abord Allah qui m'a donné la force  
Pour terminer ce modeste travail.*

*Je remercié vivement Monsieur : ouari Azzedine pour son  
encadrement et Mr boussaid Med pour ses aides précieuses.*

*Je remercie aussi les membres de jury qui nous ont fait  
l'honneur d'accepter le jugement de notre travail.*

*Je remercier tous les enseignants du département Génie  
Mécanique qui ont assuré notre formation, ainsi que tout le  
corps administratif pour leur disponibilité.*

*Enfin je remercie tous ceux qui ont contribués de près ou de  
loin à l'élaboration de ce modeste travail, et qu'ils trouvent ici  
l'expression de nos profondes gratitude et respects.*

*Brahimi et Mehnaoui*



## ***DEDICACES***

**Nous dédions ce mémoire à nos chers parents qui ont éclairé notre chemin et qui nous ont encouragé et soutenu tout au long de nos études.**

**A tous les membres de nos familles.**

**A tous nos amis, pour leur soutien dans les moments difficiles tout au long de notre travail.**

***Brahimi et mahnaoui***



## Résumé :

Notre travail c'est un étude et dimensionnement d'une machine frigorifique à absorption (LiBr/H<sub>2</sub>O) , pour cela on a utilisé plusieurs corrélation pour arriver a avoir les dimensions de l'installation afin de pouvoir la réalisation en pratique, les résultats obtenus ont été calculer selon la puissance frigorifique choisie.

Mot clé : machine à absorption, évaporateur, condenseur, désorbeur,(LiBr – H<sub>2</sub>O)

## Abstract :

Our work is to study and dimensioning of an absorption refrigeration machine (LiBr / H<sub>2</sub>O), for that many correlations have been used to obtain the dimensions of the installation in order to be practical realizing , the results obtained are calculated according to the chosen power.

Key word: absorption machine, evaporator, condenser, desorber, (LiBr –H<sub>2</sub>O)

## ملخص :

يتمثل هذا العمل في دراسة وحساب أبعاد آلة تبريد عن طريق الامتصاص باستخدام التثاينة اليثيومبروميد والماء,ومن أجل هذا إستعملنا عدة علاقات لحساب أبعاد هذه الآلة.

النتائج المتحصل عليها مرتبطة باستطاعة الآلة المختارة.

كلمات مفتاحية:

آلة تبريد, مبخر, مكثف, ديسوربر

## Nomenclatures

S	surface d'échange,	$m^2$
C	diamètre intérieur du cylindre extérieur,	$m$
L	la longueur de serpentin	$m$
$C_p$	capacité thermique,	$J/kg.°C$
d	diamètre,	$m$
g	accélération,	$m^2/s$
h	coefficient de transfert local,	$W/m^2.°C$
H	enthalpie,	$kJ/kg$
k	conductivité thermique,	$W/m.°C$
m	débit massique,	$kg/s$
Kt	Coefficient des transmissions	-
$\overline{Kt}$	Coefficient moyenne des transmissions	-
$I_0$	Le rayonnement extraterrestre	-
$I_{DN}$	Le rayonnement solaire normale reçu par unité de surface	-
$I_D$	Le rayonnement direct sur une surface incliné	$W/m^2$
$I_d$	Le rayonnement diffus	$w/m^2$
$I_r$	Le rayonnement réfléchi	$w/m^2$
$\beta$	L'ongle d'inclinaison	$°$
A	L'intensité de l'éclairement hors atmosphère	$w/m^2$
Nu	nombre de Nusselt	-
Re	nombre de Reynolds	-
P	pression,	<i>bar</i>
Pr	nombre de Prandtl	-
Q	flux de chaleur,	$W/m^2$
r	rayon de tube,	$m$
R	rayon de serpentin,	$m$
T	température,	$°C$
U	coefficient de transfert global,	$W/m^2.°C$
V	débit volumique,	$m^3/s$

$x$	LiBr	%
$X_{H_2O}, X_{libr}, X_c, X_d, X_r, X_p,$	titre (en eau, en libr, sol, concentrée, diluée, riche, efficacit(échangeur).	%
$T_m, T_h, T_b$	température (moyenne, haute, basse)	°C
$\dot{Q}_{des}, \dot{Q}_{abs}, \dot{Q}_{evap}, \dot{Q}_{cond}$	quantité de chaleur (désorbeur, absorbeur, évaportaeur, condenseur	w
P	pression	Pa
h	enthalpie massique	kJ /kg
$\dot{w}$	travail	w
Cop	coefficient de performance.	-
$\eta_{ex}$	rendement exergétique	-

### Symboles grecs

$\delta$	épaisseur de film,	$m$
$\Gamma$	débit du film par unité de longueur,	$kg/s.m$
$\rho$	masse volumique,	$kg/m^3$
$\mu$	viscosité dynamique,	$kg/m.s$
$\nu$	viscosité cinématique,	$m^2/s$
$\sigma$	tension superficielle de la solution,	$N/m$
$\beta$	coefficient de transfert de masse,	$m/s$

### Exposant, Indices

c	serpentin
e	eau
I	interne
ex	externe
s	solution

## Liste Figures :

Figure(I.1): Composition de L'atmosphère terrestre .....	04
Figure(I.2): Les effets atmosphériques sur le rayonnement solaire.....	05
Figure(I.3): le Sphère sélecte.....	05
Figure(I.4): Schématisation de mouvement de la Terre autour du Soleil.....	06
Figure(I.5): Les coordonnées terrestres .....	07
Figure(I.6): Les coordonnées horaires.....	08
Figure(I.7): Le rayonnement direct.....	11
Figure(I.8) : Le rayonnement diffus.....	12
Figure(I.9): Le rayonnement global .....	13
Figure (I.10) : Schéma de principe de fonctionnement d'une cellule photovoltaïque.....	15
Figure (I.11) : Historique du marché mondial en puissance cumulée.....	15
Figure (I.12) ; Évolution des surfaces installées dans l'Union européenne depuis 1994 (en m <sup>2</sup> ).[8].....	16
Figure (I.13) : Historique du marché mondial en puissance cumulée en MW.[9] .....	16
Figure (I.14) : Capteur plan non vitré appelé aussi « moquette solaire » du fabricant Giordano Industries.....	18
Figure (I.15) : Coupe schématique de capteurs plans à air (à droite) et à eau (à gauche)....	18
Figure (I.16) : Principe de fonctionnement d'un capteur sous vide à circulation directe (type Viessmann).....	19
Figure (I.17) : Principe de fonctionnement d'un capteur à caloduc (type Tecnisun).....	20
Figure (I.18) : Coupe schématique de capteurs plans à concentration.....	21
Figure (I.19) : Courbes caractéristiques des rendements de capteurs plans .....	21
Figure (I. 20) : Schéma de principe d'un capteur à concentration cylindro-parabolique.....	22
Figure (I.21) : Photographies de deux installations utilisant des capteurs cylindro-paraboliques.....	23
Figure( I.22) : Schéma de principe d'un capteur à concentration à lentille de Fresnel .....	23

Figure ( I.23) : Photographies de deux installations utilisant des capteurs à lentille de Fresnel.....	24
Figure( I.24) : Schéma de principe d'une parabole de révolution .....	24
Figure (I.25) : Photographies de l'Eurodis et de la plus grande parabole solaire SG4.....	25
Figure (I. 26) : Ballon de stockage chaud.....	26
Figure (I 27) : Parallèle à Co-courant .....	29
Figure (I 28) : Parallèle à contre-courant.....	29
Figure (I 29) : échangeurs à plaques.....	29
Figure (I 30) : échangeurs compact a ailettes .....	29
Figure (II.1) : Schématisation du principe de refroidissement par effet Peltier.....	38
Figure (II.2): Schéma d'une machine frigorifique à compression.....	39
Figure (II.3): Schéma d'une machine frigorifique à gaz.....	40
Figure (II.4): Cycle d'une machin à gaz sur le diagramme (T, S).....	40
Figure (II.5): Schéma d'un groupe à absorption. ....	41
Figure (II.6): Schéma d'un groupe à adsorption. ....	41
Figure (II.7) : Schéma de l'installation et évolution de l'air dans le diagramme humide... ..	42
Figure (II.8) : Ensoleillement global et besoin en froid annuel.....	42
Figure (II.9) : Schéma (haut) et aperçu (bas) d'un système à dessiccation solide avec roue à sorption .....	45
Figure (II 10) : Traces dans le diagramme de l'air humide des transformamtions suivies par l'air extérieur (bleu) et vicié (rouge) dans un système à dessiccation.....	46
Figure (II 11) : Schéma de principe d'un système à dessiccation liquide.....	47
Figure (II 12) : Schéma de principe des installations de rafraîchissement solaire à sorption... ..	48
Figure (II 13) : Représentation des points caractéristiques du cycle à adsorption sur un diagramme d'Oldham, pour le couple Zéolithe/eau.....	50
Figure (II .14) : Schéma de principe d'une machine à adsorption. ....	51
Figure (II.15): Structure d'une machine frigorifique à absorption H <sub>2</sub> O/LiBr.....	51



Figure( III-01) : structure d'une machine frigorifique a absorption.....	56
Figure III-2 : représentation des points caractéristique du cycle a absorption diagramme d'oldham , couple H <sub>2</sub> O/LiBr.....	62
Figure III- 03 ; diagramme de Meckel du couple H <sub>2</sub> O/libr.....	64
FigureIII-4: schéma du absorbeur et ses notations.....	65
Figure III-5: Représentation schématique d'une machine à absorption dotée d'un échangeur interne.....	67.
Figure III-6 : Schéma de Principe du cycle GAX.....	69

**Liste tableaux:**

Tableau(I.1):les Compositions du soleil.....	04
Tableau(III.1) : relève des valeurs de diagramme de Meckel.....	64
Tableau(III.2) : les caractéristiques d'un cycle standard avec un échangeur.....	68
Tableau( IV.1): les résultats obtenu pour évaporateur.....	72
Tableau(IV.2) : les résultats obtenu pour l'absorbeur.....	82
Tableau(IV.3): les résultats obtenu pour désorbeur.....	85
Tableau(IV.4): les résultats obtenu pour condenseur.....	91



# SOMMAIRE

Introduction générale.....	
Historique des machines frigorifique à absorption .....	
<b>CHAPITRE I</b>	
<b>I.1. Introduction.....</b>	<b>01</b>
<b>I.2. Gisement solaire .....</b>	<b>02</b>
<b>I.2.Aspect géométrique.....</b>	<b>02</b>
<b>I.3. Aspect énergétique.....</b>	<b>04</b>
<b>I.3.1.L’atmosphère terrestre .....</b>	<b>04</b>
<b>I.3.1.1.Composition.....</b>	<b>04</b>
<b>I.3.2.Les effets atmosphériques sur le rayonnement solaire.....</b>	<b>05</b>
<b>I.4. Sphère sélecte .....</b>	<b>06</b>
<b>I.5.Mouvement de la terre au tour du soleil.....</b>	<b>07</b>
<b>I.6. Système de coordonné.....</b>	<b>08</b>
<b>I.6.1. Coordonné terrestres .....</b>	<b>08</b>
<b>I.6.2.Les coordonnées horizontales .....</b>	<b>08</b>
<b>I.6.3.Les coordonnées horaires .....</b>	<b>09</b>
<b>I.7. Temps solaire .....</b>	<b>10</b>
<b>I.7.1.Temps solaire vrais.....</b>	<b>10</b>
<b>I.7.2.Le temps solaire moyen (TSM) .....</b>	<b>10</b>
<b>I.7.3.Le temps civil .....</b>	<b>10</b>
<b>I.7.4.Le temps universel (TU).....</b>	<b>11</b>
<b>I.7.5.Le temps légal (TL) .....</b>	<b>11</b>
<b>I.8. Constante solaire .....</b>	<b>11</b>
<b>I.9. Estimation du rayonnement solaire.....</b>	<b>12</b>

<b>I.9.1. Le rayonnement direct, diffus et globale.....</b>	<b>12</b>
<b>I.9.1.1. Le rayonnement direct .....</b>	<b>12</b>
<b>I.9.1.2. Le rayonnement diffus Id.....</b>	<b>13</b>
<b>I.9.1.3. Le rayonnement global <math>I_g</math>.....</b>	<b>14</b>
<b>I.9.2. Rayonnement Réfléchi <math>I_r</math> .....</b>	<b>14</b>
<b>I.10. Effet de serre.....</b>	<b>15</b>
<b>I.11. Durée et taux d'ensoleillement .....</b>	<b>15</b>
<b>I.11.1. Durée d'ensoleillement .....</b>	<b>15</b>
<b>I.11.2. Taux d'ensoleillement.....</b>	<b>16</b>
<b>I.12. Le marché des system solaire.....</b>	<b>16</b>
<b>I.12.1. Marché mondial des systèmes solaire thermique.....</b>	<b>16</b>
<b>I.12.2 Marché mondial du solaire photovoltaïque .....</b>	<b>17</b>
<b>I.13. Les capteurs statiques.....</b>	<b>18</b>
<b>I.13.1. Capteurs plans non vitrés.....</b>	<b>19.</b>
<b>I.13.2. Capteurs plans vitrés (air et eau).....</b>	<b>19</b>
<b>I.13.3. Capteurs sous vide (circulation ou caloduc).....</b>	<b>20.</b>
<b>I.13.4. Capteurs plans vitrés ou sous vide avec miroir de concentration parabolique.....</b>	<b>21</b>
<b>I.14. Les capteurs mobiles.....</b>	<b>22</b>
<b>I.14.1. Capteurs cylindro-parabolique (1 axe).....</b>	<b>23</b>
<b>I.14.2. Capteurs à lentille de Fresnel (1 axe).....</b>	<b>24</b>
<b>I.14.3. Parabole de révolution (2 axes).....</b>	<b>25</b>
<b>I.15. Ballon de stockage chaud.....</b>	<b>26</b>
<b>II.1. Classification des échangeurs thermiques.....</b>	<b>28</b>
<b>II .1.a Echangeurs à cocourants.....</b>	<b>29</b>
<b>II.1.b Echangeurs à contre-courants.....</b>	<b>29</b>
<b>II.1-c Echangeurs à courants croisés .....</b>	<b>29</b>

<b>II.2 / Principaux types d'échangeurs thermiques .....</b>	<b>30</b>
<b>II.2. a Les échangeurs par mélange ou à contact direct.....</b>	<b>30</b>
<b>2 -b Les régénérateurs ou les échangeurs discontinus.....</b>	<b>30</b>
<b>2 -c Les échangeurs continus .....</b>	<b>30</b>
<b>II.3 / Distribution de température dans un échangeur .....</b>	<b>31</b>
<b>II.3. Étude d'un échangeur.....</b>	<b>31</b>
<b>II.4. Efficacité d'un échangeur.....</b>	<b>34</b>
<b>Conclusion.....</b>	<b>37</b>

## **CHAPITRE II :**

<b>III.1 Introduction .....</b>	<b>37</b>
<b>III.2. Différentes méthodes de production du froid .....</b>	<b>37</b>
<b>III.2. 1. Mélanges réfrigérants .....</b>	<b>37</b>
<b>III.2. 2. Détente d'un gaz parfait .....</b>	<b>37</b>
<b>III.2. 3. Évaporation d'un liquide pur .....</b>	<b>38</b>
<b>III.2. 4. Réfrigération thermoélectrique .....</b>	<b>38</b>
<b>III.3. Machines frigorifiques .....</b>	<b>38</b>
<b>III.3. 1. Machines à compression .....</b>	<b>39</b>
<b>III.3. 2 Machines à énergie thermique.....</b>	<b>40</b>
<b>III.4. Ensoleillement global et besoin en froid annuel .....</b>	<b>42</b>
<b>III.5. Les procédés de rafraîchissement solaire.....</b>	<b>43</b>
<b>III.5.1. Les systèmes frigorifiques à cycle ouverts.....</b>	<b>44</b>
<b>III.5.1.1. Dessiccation solide (DEC).....</b>	<b>44</b>
<b>III.5.1.2. Dessiccation liquide.....</b>	<b>45</b>

<b>III.5.2. Les systèmes frigorifiques à cycle fermés.....</b>	<b>48</b>
<b>III.5.2.1. Systèmes à adsorption.....</b>	<b>48</b>
<b>III.5.2.2. Systèmes à absorption liquide.....</b>	<b>51</b>
<b>III.6.Conclusion .....</b>	<b>52</b>

### **CHAPITRE III :**

<b>INTRODUCTION.....</b>	<b>54</b>
<b>IV -01/DESCRIPTION .....</b>	<b>55</b>
<b>IV -2/Spécificité des couples utilisés .....</b>	<b>59</b>
<b>IV-03 /Construction du cycle et utilisation des diagrammes thermodynamiques .....</b>	<b>60</b>
<b>IV -04/ Estimation du coefficient de performance .....</b>	<b>64</b>
<b>IV-05/Rendement thermodynamique ou exégétique.....</b>	<b>66</b>
<b>IV-06/Cycles dérivés .....</b>	<b>67</b>
<b>IV-07/Les avantages d'une machine frigorifique a absorption .....</b>	<b>70</b>
<b>IV-08/Les inconvénients d'une machine frigorifique a absorption.....</b>	<b>70</b>
<b>CONCLUSION .....</b>	<b>70</b>

### **CHAPITRE IV**

<b>V -01. Dimensionnement d'un évaporateur .....</b>	<b>70</b>
<b>V-02. Dimensionnement d'un absorbeur.....</b>	<b>73</b>
<b>V-03. Dimensionnement d'un désorbeur .....</b>	<b>83</b>
<b>V-04. Dimensionnement d'un condenseur .....</b>	<b>86</b>







# **Introduction générale**

# Introduction Générale

---

## Introduction générale

Une grande partie de l'énergie utilisée aujourd'hui dans le monde (plus de 80%) provient de gisements de combustibles fossiles (charbon, pétrole, gaz) ou d'uranium. Ces gisements, ces stocks, constitués au fil des âges et de l'évolution géologique, sont évidemment en quantité limitée: ils sont épuisables.

Par opposition, les énergies fournies par le soleil, le vent, les chutes d'eau, la croissance des végétaux, les marées, la chaleur de la terre sont renouvelables. [1]

L'exercice de toute activité humaine nécessite un certain niveau de confort thermique. Les conditions de confort ne sont pas les mêmes pour tous les individus mais elles varient d'une personne à une autre et d'une activité à une autre; elles sont généralement caractérisées par plusieurs facteurs.

Les installations solaires couplées avec les systèmes de réfrigération doivent être optimisés en fonction du site et de leurs applications pour qu'elles puissent assurer un ensemble rendement de conversion-coût d'implantation.

Cette étude concerne une analyse d'une machine frigorifique à absorption et la possibilité de lier son fonctionnement à l'énergie solaire, afin d'exploiter l'énergie solaire qui reste une source d'énergie renouvelables, surtout que le sud de l'Algérie par sa position géographique bénéficie d'une radiation solaire appréciable au cours de l'année, son application dans le domaine du conditionnement d'air paraît pleine de possibilités, cependant du point de vue technique, les systèmes de climatisations solaire n'ont pas encore atteint le même degré de développement, et d'autre part afin d'abandonner les machines frigorifiques à compression mécanique qui sont des machines vibrantes et utilisant les CFC, dont l'effet néfaste sur la couche d'ozone n'est plus à démontrer d'où le choix des machines frigorifiques solaire. Notre travail est de calculer et dimensionner une machine frigorifique à absorption (LiBr/Eau), pour cela notre travail est divisé en quatre chapitre.

En première lieu généralités sur l'énergie solaire et l'échangeur de chaleur et en deuxième chapitre nous avons discuté sur les machines frigorifique et en troisième chapitre le système frigorifique à absorption et enfin le dimensionnement des différents composants d'une machine à absorption dans le quatrième chapitre.

# Chapitre I

## Généralité sur l'énergie solaire et les échangeurs de chaleur

## I. Historique des machines frigorifique à absorption

La première machine frigorifique a été conçue par **Narine(1877)** qui a utilisé le mélange eau-acide sulfurique dans une installation de laboratoire fonctionnant en continu. Ceci a marqué le début des recherches dans le domaine de la production du froid, bien que l'utilisation de ce mélange a cessé à partir de 1920 pour des raisons de corrosion et de toxicité [2, 3]. L'idée de produire du froid à l'aide de systèmes à absorption est née durant les années 1859-1860 grâce à **FerdinandCarré** qui a déposé le brevet de la première machine frigorifique à absorption fonctionnant avec le couple ammoniacque (*frigorigène*), eau (*absorbant*) [2,1]. En utilisant la découverte de Joseph Priestley qui avait constaté en 1784 la grande affinité de ces deux fluides l'un pour l'autre. Le brevet de Carré prévoyait deux types de machines pour la production de la glace: une à faible puissance et à fonctionnement intermittent et une autre plus puissante à cycle continu [2].

Linde« *Linde'sIce Machine Company*»(1880) a mis au point en Europe la première installation à compression de vapeur au détriment de la machine à absorption qui commença alors à perdre de son importance. Une véritable renaissance a été enregistrée au début des années 20, toujours avec le mélange eau- ammoniac grâce aux améliorations proposées par **Altenkich, Merkele, Bosniakovic** et **Niebergall** sur l'aspect pratique et théorique [2].

Une industrie Japonaise des climatiseurs s'est développée où au début(1960), les machines étaient toutes du type à compression, actionnées par un moteur électrique. Mais les climatiseurs à absorption fonctionnant avec la solution d'eau-bromure de lithium, actionnés par combustion de gaz, se développèrent aussi rapidement pour aboutir à la commercialisation d'un climatiseur à deux étages, de conception Japonaise en 1964 [2].

En 1970 a marqué le début de la production et de la commercialisation des groupes à absorption à gaz, dépassant celles des machines à absorption, (Les groupes à absorption GA sont des machines de production d'eau glacée monobloc à refroidissement par air, l'alimentation en énergie étant assurée par la combustion du gaz naturel ou du propane).

### I.1. Introduction

L'énergie solaire est l'énergie que dégage le soleil sous forme de rayonnement, direct ou diffus. Sur terre l'énergie solaire est à l'origine du cycle de l'eau et du vent, le règne végétal dont dépend le règne animal, utilise également en la transformant en énergie chimique par la photosynthèse.

# CHAPITRE I: Généralités sur l'énergie solaire et les échangeurs de chaleur

---

Grâce aux diverses exécutions, elle peut être transformée en une autre forme d'énergie utile pour l'activité humaine, notamment en chaleur, en électricité ou en biomasse.

Par extension, l'expression « énergie solaire » est souvent employée pour de l'énergie thermique obtenue à partir du rayonnement solaire. [1]

## I.2. Gisement solaire

### I.2.1.Aspect géométrique

#### ❖ Le soleil

Le Soleil fait parti d'un système stellaire d'environ 340 milliards d'étoiles. La plupart sont concentrées dans une région en forme de disque délimitée par des bras qui se repartissent en spirale à partir d'un noyau central. Elle occupe une position périphérique à 28000 années lumière du centre, autour duquel il tourne à une vitesse de 225 km/s. Il effectue une révolution en 300 millions années. Elle est l'étoile centrale de notre système planétaire, autour duquel tournent dans l'état actuel de nos connaissances 7 planètes, 5 planètes naines et des millions d'astéroïdes. Elle contient plus de 99.8% de la masse totale du Système Solaire.

Le Soleil est actuellement constitué de 75% d'hydrogène et 25% d'hélium en masse et 92,1% d'hydrogène et 7,8% d'hélium en nombre d'atomes. Tous les autres éléments ne représentent pas plus de 0,1%. Ces chiffres varient lentement au fur et à mesure que le Soleil convertit l'hydrogène en hélium par réaction de fusion nucléaire..

L'énergie dégagée par le Soleil est de 386 millions de mégawatts. Elle est produite par une fusion nucléaire. Chaque seconde 700 000 000 tonnes d'hydrogène sont converties en 695 000 000 tonnes d'hélium et 5 000 000 tonnes d'énergie sous forme de rayon gamma.

Composition du soleil	
Hydrogène	73,46%
Hélium	24,85%
Oxygène	0,77%
Carbone	0,29%
Fer	0,16%
Néon	0,12%
Azote	0,09%
Silicium	0,07%
Magnésium	0,05%

Tableau(I.1):les.Compositionsdusoleil

### **❖ La terre**

La terre a la forme d'un ellipsoïde de révolution aplati. Sa superficie est de 510101.103 Km<sup>2</sup>, son volume est égale à 1083320.106 Km<sup>3</sup>, sa masse est 6.1021 tonnes et sa densité moyenne est de 5.52. La terre décrit autour du soleil une ellipse presque circulaire. Cette est située dans un plan appelé écliptique. L'axe de rotation terrestre fait un angle de 23° 27' ce qu'on appelle déclinaison. L'intersection du plan de l'équateur avec le plan l'écliptique définit la ligne des équinoxes. L'intersection de cette ligne avec l'orbite terrestre, lors de l'équinoxe de printemps définit le point vernal celui-ci est pris comme origine pour le celui des angles définissant la position relative du soleil par rapport à la terre.

### **I.3. Aspect énergétique**

#### **I.3.1. L'atmosphère terrestre**

##### **I.3.1.1. Composition**

L'atmosphère est divisée en plusieurs couches d'importance variable : leurs limites ont été fixées selon les discontinuités dans les variations de la température, en fonction de l'altitude.

De bas en haut :

##### **❖ La troposphère :**

La température décroît avec l'altitude (de la surface du globe à 8-15 km d'altitude), l'épaisseur de cette couche varie entre 13 et 16 km à l'équateur, mais entre 7 et 8 km aux pôles. Elle contient 80 à 90 % de la masse totale de l'air et la quasi-totalité de la vapeur d'eau.

C'est la couche où se produisent les phénomènes météorologiques (nuages, pluies, etc.) et les mouvements atmosphériques horizontaux et verticaux (convection thermique, vents).

##### **❖ La stratosphère**

La température croît avec l'altitude jusqu'à 0 °C (de 8-15 km d'altitude à 50 km d'altitude), elle abrite une bonne partie de la couche d'ozone.

##### **❖ La mésosphère**

La température décroît avec l'altitude (de 50 km d'altitude à 80 km d'altitude) jusqu'à 80°C.

##### **❖ La thermosphère**

La température croît avec l'altitude (de 80 km d'altitude à 350-800 km d'altitude).

## ❖ L'exosphère

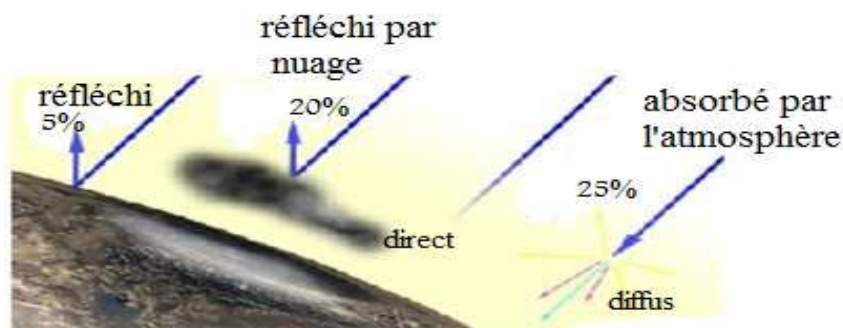
De 350-800 km d'altitude à 50 000 km d'altitude.



Figure(I.1):CompositiondeL'atmosphèreterrestre

### I.3.2.Les effets atmosphériques sur le rayonnement solaire:

Le rayonnement solaire, en traversant l'atmosphère comme la montre (la figure(I.1)) subit une diminution d'intensité par absorption, réflexion et diffusion.Ou il y a au moins 35% de rayonnement solaire intercepté par la terre et son atmosphère, sont réfléchis vers l'espace. Ce phénomène s'appelle l'ALBÉDO du corps (L'albédo de la surface définit le pourcentage de réflexion du rayonnement).Le rayonnement infrarouge émis par la terre du fait de sa température est en grande partie absorbé par l'atmosphère.L'importance du rayonnement solaire reçu à la surface du sol dépend de la spécificité de chaque région (latitude du lieu, lerelief –montagne, vallées, rivières... et la nature du sol peuvent qui influencer directement la qualité du rayon incident.)



Figure(I.2):Les effets atmosphériques sur le rayonnement solaire

Trois facteurs essentiels déterminent l'importance du rayonnement solaire sont :

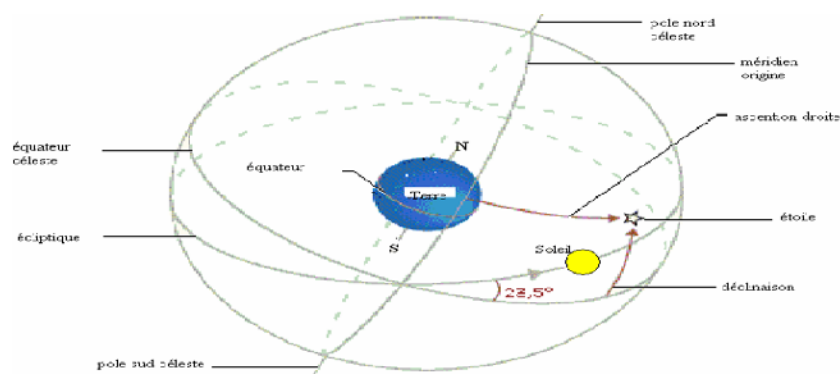
- L'épaisseur et la qualité de l'atmosphère
- La durée de l'ensoleillement
- L'inclinaison des rayons solaires (l'angle solaire)

Le rayonnement solaire mesuré hors atmosphère, à une puissance de  $1367 \text{ W/m}^2$  de surface exposée, et lorsqu'il atteint le sol il est de  $1100 \text{ W/m}^2$  pour un ciel clair et bien dégagé.

## I.4. Sphère sélecte

La sphère céleste est une sphère imaginaire de rayon indéfini. La sphère est la base du système de coordonnées employé pour déterminer les positions des astres. Elle est également utilisée pour désigner les intervalles de temps.

- **Zénith** :Est le point où la verticale ascendante d'un lieu rencontre la sphère céleste
- **Nadir** :Est le point de la voute céleste qui se trouve sur sa verticale de l'observateur et directement sous ses pieds (le point opposé s'appelle zénith).



Figure(I.3):leSphèresélecte

### ❖ Méridien

Plan défini par la vertical et parallèle à l'axe de rotation de la terre. Ou bien demi grand cercle de la surface terrestre ou de la sphère céleste limite au pôle.

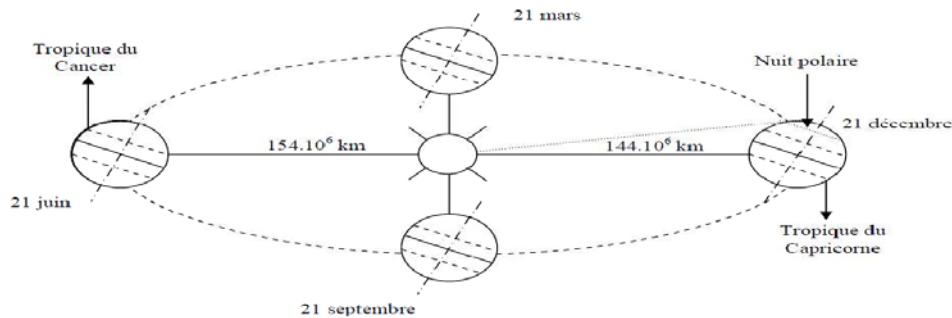
## I.5.Mouvement de la terre au tour du soleil:

La trajectoire décrite par la terre autour du soleil est elliptique. Le mouvement de la terre sur sa trajectoire est uniforme, la terre se déplace à vitesse constante (une vitesse moyenne de  $29.8 \text{ km/s}$  soit  $107280 \text{ km/h}$ ). Avec une durée du parcours est d'une année, le déplacement de la terre sur sa trajectoire circulaire est donc d'environ  $1^\circ$  par jour ( $360^\circ / 365 \text{ jours}$ ). Le plan qui contient la trajectoire de la terre autour du soleil fait un angle de  $23^\circ 27'$  avec le plan de l'équateur, on l'appelle l'écliptique. C'est dans ce plan qu'un objet placé entre le



## CHAPITRE I: Généralités sur l'énergie solaire et les échangeurs de chaleur

soleil et la terre peut produire des éclipses. Lors de son déplacement, l'axe des pôles de la terre reste parallèle à lui-même, le mouvement annuel de la terre autour du soleil s'apparente ainsi à un mouvement géométrique de translation s'effectue sur une trajectoire circulaire. [4]



Figure(I.4):SchématisationdemouvementdelaTerre autourdu Soleil

- Au solstice d'hiver (21 décembre) : les rayons solaires frappent la terre avec un angle de déclinaison de  $-23^{\circ}27'$ , c'est la valeur minimum de la déclinaison.
- Aux équinoxes de printemps (21 mars) et d'automne (21 septembre) : le rayon solaire est dans le plan de l'équateur et la déclinaison vaut alors  $0^{\circ}$ , cette position traduit l'égalité des jours et des nuits.
- Au solstice d'été (23 juin) : la position de la terre est opposée à celle du 21 décembre et le soleil frappe l'hémisphère Nord avec l'angle maximum de déclinaison de  $23^{\circ}27'$ .

### I.6. Système de coordonnées

#### I.6.1. Coordonnées terrestres

Sont des coordonnées angulaires qui permettent le repérage d'un point sur la terre.

##### ★ Longitude (L) :

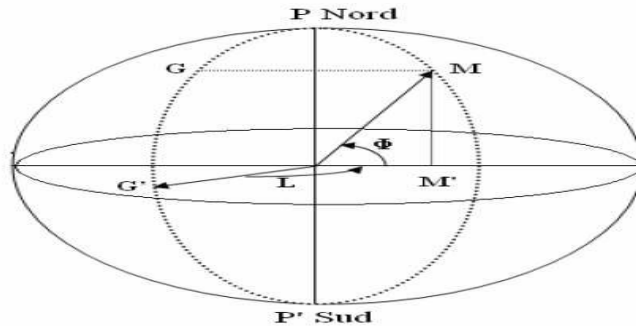
Est comptée positivement de  $0$  à  $+180^{\circ}$  vers l'Est et négativement de  $0$  à  $-180^{\circ}$  vers l'Ouest, à partir du méridien Greenwich.

##### ★ Latitude ( $\Phi$ ) :

Permet de repérer la distance angulaire d'un point quelconque à l'équateur. Elle est comptée positivement de  $0$  à  $+90^{\circ}$  vers le nord et négativement de  $0$  à  $-90^{\circ}$  vers le sud.

##### ★ L'altitude :

L'altitude d'un point correspond à la distance verticale entre ce point et une surface de la référence théorique (niveau moyen de la mer) on l'exprime généralement en mètre



Figure(I.5):Les coordonnées terrestres

## I.6.2.Les coordonnées horizontales

### - La hauteur du soleil (h) :

Est l'angle entre la direction du soleil et sa projection .Elle est comptée positivement de 0 à +90° vers le zénith et négativement de 0 à -90° vers le nadir.

### - L'azimut (a) :

Est l'angle entre la direction de soleil et la direction de sud. On peut le compter positivement de 0 à +180° vers l'ouest et négativement de 0 à -180° vers l'est.

## I.6.3.Les coordonnées horaires

### L'angle horaire ( $\omega$ ):

Est déterminé par la rotation régulière de la terre autour de son axe .Elle est comptée positivement dans le sens rétrograde de 0 à +360°, une heure sidérale vaut donc 15° d'angle et  $\omega=0^\circ$  (12h:00) au méridien de Greenwich.

L'angle horaire est lié au temps solaire vrai TSV

$$\omega = 15(\text{TSV} - 12) \quad (\text{I-1})$$

Où  $\omega$  est exprimé en radians et TSV en heures.

### L'angle horaire de coucher du soleil $\omega_C$ :

L'angle horaire de coucher du soleil  $\omega_C$  est défini comme l'angle horaire du soleil à l'heure de son coucher. Il est donné par l'équation suivante:

$$\cos \omega_C = -\text{tg} \delta \text{tg} \Phi \quad (\text{I-2})$$

$\delta$ : est la déclinaison solaire

$\Phi$ : la latitude du lieu

### La déclinaison ( $\delta$ ) :

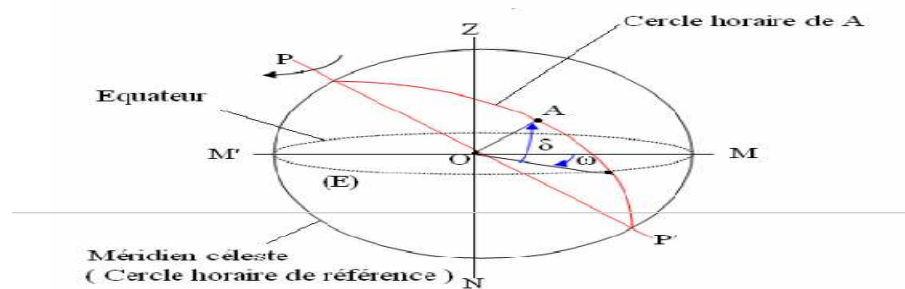
# CHAPITRE I: Généralités sur l'énergie solaire et les échangeurs de chaleur

C'est l'angle fait par le plan de l'équateur avec celui de l'écliptique. Elle est variée au cours de l'année de  $+23^{\circ}27'$  à  $-23^{\circ}27'$  (Elle est nulle aux équinoxes de printemps et d'automne, maximale au solstice d'été ( $\delta = +23^{\circ}27'$ ) et minimale au solstice d'hiver ( $\delta = -23^{\circ}27'$ )), et détermine l'inégalité des durées des jours.

$\delta$  est donnée par la relation suivante :

$$\delta = 23.45 \sin(0.98(N + 284)) \quad (\text{I-3})$$

N : Le numéro du jour dans l'année compté à partir du 1<sup>er</sup> janvier (1 à 366). Elle est comptée positivement de 0 à  $+90^{\circ}$  de (E) vers P (pôle boréal), et négativement de 0 à  $-90^{\circ}$  de (E) vers P' (pôle austral).



Figure(I.6): Les coordonnées horaires

## I.7. Temps solaire

### I.7.1. Temps solaire vrais

Le midi (12 h) solaire peut être repéré comme correspondant à la position du soleil au zénith. C'est donc le temps normalement indiqué par un cadran solaire. [3]

$$TSV = TL + ET - ((1 - Irf) / 15) + \Delta H \quad (\text{I-4})$$

TL: Le temps légal

$\Delta H$ : le décalage de lieu par rapport à (Greenwich)

I: l'longitude de lieu

Irf: l'longitude de référence

ET: équation du temps

$$ET = (0.0037 - 0.43177 \cos(\omega'N) + 3.1560 \cos(2\omega'N) + 0.072724(3\omega'N) + 7.3764 \sin(\omega'N) + 9.3193 \sin(2\omega'N) + 0.24498 \sin(3\omega'N)) \quad (\text{I-5})$$

En (min)  $|ET| = 16$

Avec:  $\{\omega' = 2\pi/365 \text{ et } N: \text{nombre du jour de l'année.}\}$

## **CHAPITRE I: Généralités sur l'énergie solaire et les échangeurs de chaleur**

---

Donc le temps solaire vrais (TSV) donné par l'équation suivante:

$$TSV = 12 + (\omega / 15) \quad (\text{I-6})$$

### **I.7.2. Le temps solaire moyen (TSM)**

Le temps solaire moyen est appelé parfois temps local, Il est donné par la relation suivante :

$$TSM = TSV - ET \quad (\text{I-7})$$

### **I.7.3. Le temps civil**

Le temps civil est le temps moyen avec l'origine à minuit

### **I.7.4. Le temps universel (TU)**

Le temps universel est le temps civil moyen du méridien de Greenwich (méridien origine), appelé encore GMT (Greenwich Mean Time). Est donné par la relation suivante :

$$TU = TSM - (L/15) \quad (\text{I-8})$$

Où : L est la longitude .Tel que :

L < 0 : Pour les sites situés à l'Est de Greenwich.

L = 0 : Pour les sites situés au méridien de Greenwich

L > 0 : pour les sites situés à ouest de Greenwich

### **I.7.5. Le temps légal (TL)**

Le temps légal est une heure liée au TU par une différence fixe exprimée en un nombre entier d'heures qui dépend de la longitude et des coutumes de chaque pays. Est donné par la relation suivante :

$$TL = TU + \Delta H \quad (\text{I-9})$$

Où :  $\Delta H$  : Est le décalage horaire entre le méridien de Greenwich et l'état considérée.

## **I.8. Constante solaire**

La valeur du flux de rayonnement solaire reçu par une surface perpendiculaire aux rayons solaire placée a la limite supérieure de l'atmosphère terrestre. Soit à environ 80Km d'altitude, vari au cours de l'année avec la distance terre /soleil. Sa valeur moyenne est appelée la constante solaire. Cette valeur est environ à 1367W/m<sup>2</sup>.

Le rayonnement extraterrestre est le rayonnement solaire en dehors de l'atmosphère. Il est donné pour le jour (N) par la formule suivante:

$$I_o = \frac{86400 G_{sc}}{\pi} [1 + 0.0033 \cos(2\pi N / 365)] (\cos\Phi \cos\delta \sin\omega_c + \omega_c \sin\Phi \sin\delta) \quad (\text{I-10})$$

G<sub>sc</sub> : est la constante solaire égale à 1367 W/m<sup>2</sup>.

Le rapport entre le rayonnement au sol et le rayonnement extraterrestre est appelé coefficient

## CHAPITRE I: Généralités sur l'énergie solaire et les échangeurs de chaleur

des transmissions  $K_t$  (indice de clarté). La moyenne mensuelle de ce coefficient  $\overline{K_t}$  est

définie comme suit :  $\overline{K_t} = \frac{I}{I_0}$  (I-11)

$\overline{I}$  est la moyenne mensuelle du rayonnement solaire quotidien sur une surface horizontale et  $I_0$  : est la moyenne mensuelle du rayonnement extraterrestre sur la même surface horizontale. Les valeurs de GNGGIG varient selon les endroits, les saisons, généralement entre 0.3 (pour des régions ou des saisons pluvieuses) et 0.8 (pour des saisons ou climats secs et ensoleillés).

### I.9. Estimation du rayonnement solaire

Le rayonnement solaire est un rayonnement thermique qui se propage sous la forme d'ondes électromagnétiques. Donc, c'est un apport énergétique disposé quotidiennement, dont l'intensité varie selon le lieu, l'heure du jour et la saison.

#### I.9.1. Le rayonnement direct, diffus et globale

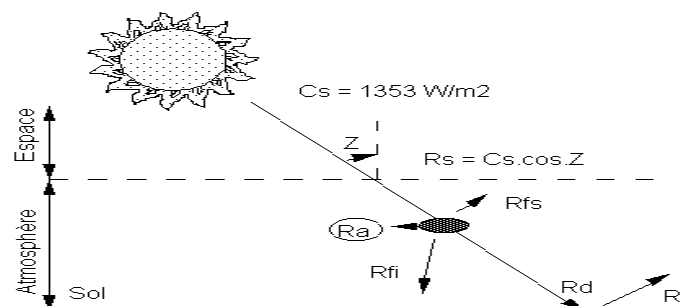
Le rayonnement en provenance du soleil et tombant sur n'importe quel plan du sol présente trois composantes :

- Le rayonnement direct.
- Le rayonnement diffus.
- Le rayonnement réfléchi ou albédo qui dépend de la nature du sol.

Les radiations solaires sont à l'origine de toute l'énergie sur la terre ; Et elles constituent le facteur prédominant pour tous les phénomènes climatiques.

##### I.9.1.1. Le rayonnement direct

Il s'agit de l'éclairement énergétique d'une surface réceptrice normale aux rayons solaires, par le seul rayonnement provenant directement du disque solaire. [2]



Figure(I.7): Le rayonnement direct

### ❖ Le rayonnement direct sur une surface inclinée:

Connaissant le rayonnement direct sur une surface horizontale, le rayonnement direct sur une surface inclinée (ID) est donné par la formule.

$$I_D = I_{DN} \cdot \cos\beta \quad (\text{I.12})$$

$\beta$  : L'angle d'inclinaison

$I_{DN}$  : rayonnement solaire normale reçu par unité de surface, est donnée par l'expression suivante:

$$I_{DN} = A \cdot \exp\left[-\left(\frac{p}{p_0}\right) \cdot K / \cos\theta_z\right] \quad (\text{I.13})$$

A : l'intensité de l'éclairement hors atmosphère ou bien la constante solaire rectifiée.

$p/p_0$  : pression relative en un lieu donné

$$p/p_0 = \exp(-0.0001184 \cdot \text{Altitude (m)})$$

K : coefficient d'extinction.

$$K = 32\pi^3 / 3 \cdot n(i-1)^2 \cdot \lambda^4$$

n : nombre de molécule par unité de volume.

i: indice de réfraction.

$\lambda$ : longueur d'onde.

$$\cos\theta_i = \cos(\Phi - \beta) \cos\delta \cos\omega + \sin(\Phi - \beta) \sin\delta \quad (\text{I.14})$$

$\theta_i$ : angle d'incidence

$\Phi$  : étant la latitude : distance angulaire Nord ou Sud de l'équateur mesuré du center de la terre.

### I.9.1.2. Le rayonnement diffus $I_d$ :

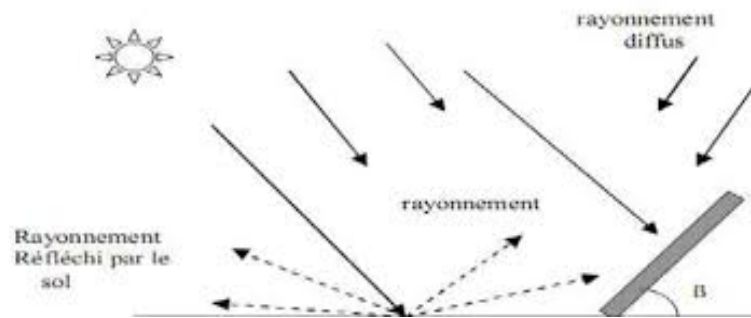
C'est le rayonnement d'origine solaire diffusé l'hémisphère à l'exception du disque solaire, vu par la surface réceptrice à tout moment du jour. Le rayonnement solaire diffus n'a pas d'orientation privilégié et parvient donc au sol provenance de la voûte céleste.

-Donc le rayonnement diffus sur une surface inclinée donnée par:

$$I_d = I_{diffh} \left( \frac{1 + \cos\beta}{2} \right) \quad (\text{I.15})$$

$\beta$ : L'inclinaison du capteur en (deg)

$I_{diffh}$ : le rayonnement diffus sur une surface horizontale



**Figure(I.8):Le rayonnement diffus**

**I.9.1.2. Le rayonnement diffus Id**

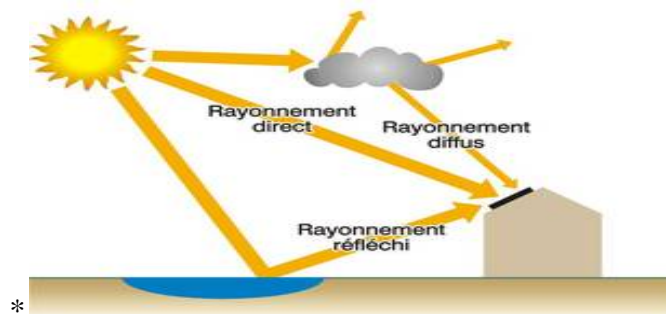
C'est le rayonnement d'origine solaire diffusé l'hémisphère à l'exception du disque solaire, vu par la surface réceptrice à tout moment du jour. Le rayonnement solaire diffus n'a pas d'orientation privilégié et parvient donc au sol provenance de la voute céleste.

-Donc le rayonnement diffus sur une surface inclinée donnée par:

$$I_d = I_{diff} h \left( \frac{1 + \cos \beta}{2} \right) \quad \text{(I.15)}$$

$\beta$ : L'inclinaison du capteur en (deg)

$I_{diff} h$ : le rayonnement diffus sur une surface horizontale



**Figure(I.8):Le rayonnement diffus**

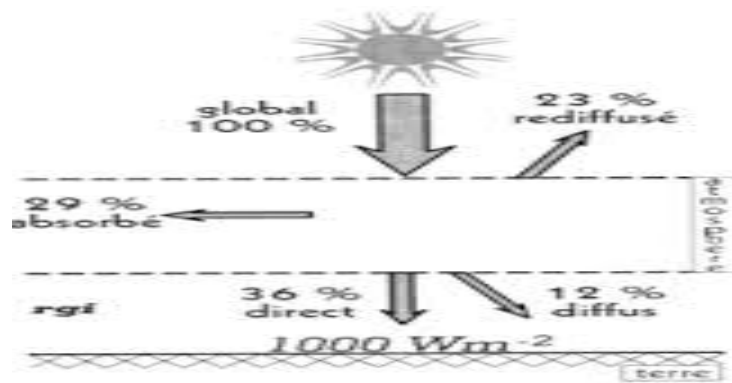
**I.9.1.3. Le rayonnement global Ig**

Le rayonnement solaire arrivant au sol est formé de rayonnement direct et de rayonnement diffus, l'ensemble forme le rayonnement global. Le rayonnement solaire global désigne l'intensité globale du flux solaire sur une surface réceptrice:

$$I_g = I_{direct} + I_{diffus} \quad \text{(I.16)}$$

$I_{direct}$  : représente le rayonnement solaire directe qui à traverser l'atmosphère en [w/m2]

$I_{diffus}$  : représente le rayonnement solaire diffus qui est la somme de deux rayonnements, l'un provenant de la voute céleste, et l'autre celui qui est réfléchi sur le sol, en [w/m2].



Figure(I.9):Le rayonnement global

## I.9.2. Rayonnement Réfléchi $I_r$

Si ( $\rho$ ) est le coefficient de réflexion appelé (Albédo), et supposant que cette réflexion est une diffusion, on aura le rayonnement réfléchi d'inclinaison  $\beta$  : [2]

$$I_r = \rho * (I) = I_h * (1 - \cos\beta) / 2$$

En ce qui concerne le coefficient de réflexion Albédo pour quelques corps:

- Herbe sèche :  $\rho = 0.30$ .
- Herbe fraîche :  $\rho = 0.20$ .
- Terre nue:  $\rho = 0.17$ .
- Gravier :  $\rho = 0.22$ .
- Neige fraîche:  $\rho = 0.85$ .

## I.10. Effet de serre

L'effet de serre est souvent mis à profit pour la conversion thermique à basse température de rayonnement solaire. On désigne normalement par (effet de serre), l'ensemble de modifications apportées à l'équilibre énergétique et thermique d'un corps récepteur (sol, par Chapitre I L'énergie solaire-19-exemple), par la mise en place d'un couvercle de verre. Transparent au rayonnement solaire et opaque au rayonnement terrestre. [2]

## I.11. Durée et taux d'ensoleillement

### I.11.1. Durée d'ensoleillement

Selon les conditions atmosphériques, le ciel peut être plus ou moins couvert de nuages au cours d'une journée. Ceux-ci occultent le Soleil, totalement ou partiellement, empêchant ainsi le rayonnement d'atteindre directement le sol. On dit que la nébulosité est plus ou moins importante selon qu'il y a beaucoup ou peu de nuages. On appelle durée effective



## CHAPITRE I: Généralités sur l'énergie solaire et les échangeurs de chaleur

---

d'ensoleillement ou insolation  $S$  le temps pendant lequel, au cours d'une journée, le rayonnement solaire direct a atteint le sol du lieu considéré.

On appelle rayonnement direct le rayonnement qui atteint la surface terrestre sans avoir subi de déviation depuis son émission par le Soleil.

### I.11.2. Taux d'ensoleillement

Par ciel clair sans nuages, le sol reçoit le rayonnement solaire direct pendant toutes la durée du jour, ou plus précisément pendant la durée maximale d'ensoleillement  $S_0$ . On appelle taux d'ensoleillement ou taux d'insolation le rapport entre la durée effective et la durée maximale d'ensoleillement:

$$\sigma = \frac{SS}{SS_0} \quad (\text{I.18})$$

### I.12. Le marché des systèmes solaires

Après la crise pétrolière dans les années 70, le monde commence à concentrer ses efforts pour réduire sa dépendance en énergies non renouvelables en provenance de sources fossiles qui se concentrent dans des régions géographiques spécifiques dans le monde. Or, dans ces dernières décennies, la motivation change à cause de l'urgence environnementale et par les soucis écologiques. Deux types de capteurs solaires existent actuellement sur le marché:

Les capteurs solaires thermiques: nous les aborderons dans la suite de ce

chapitre. Les cellules photovoltaïques: ils agissent de la conversion directe de la lumière

du rayonnement solaire incident en énergie électrique.

Les particules de

lumière viennent heurter les électrons sur le matériau semi-conducteur

(en général

du silicium) de la photopile et lui communiquent

leur énergie, cf.

Figure II.11. Le silicium traité à, ici, la fonction d'un diode et ainsi oriente

la circulation

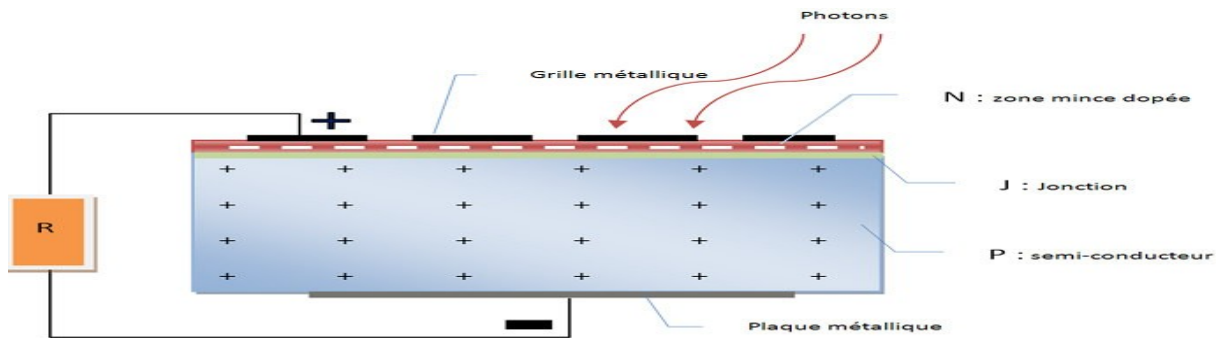
de tous les électrons

dans le même sens. Une tension apparaît

donc en présence de lumière aux bornes de la photopile.

Le premier cas de

génération d'électricité photovoltaïque a été effectué en 1954

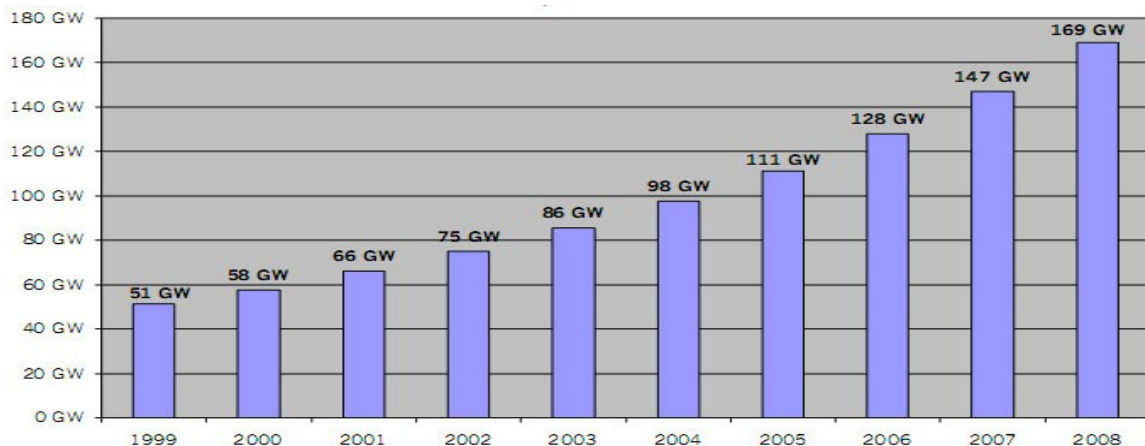


**Figure(I.10):Schéma de principe de fonctionnement d'une cellule photovoltaïque**

Pour la production de froid, les photopiles peuvent être couplées à des systèmes à compression mécanique, Richard, 1982. [56], Badescu V, 1997 [57], A. Cherif 2002 [58]. Nos travaux se sont orientés en direction des systèmes à absorption. [55] J. Castro, C. Oleit, H

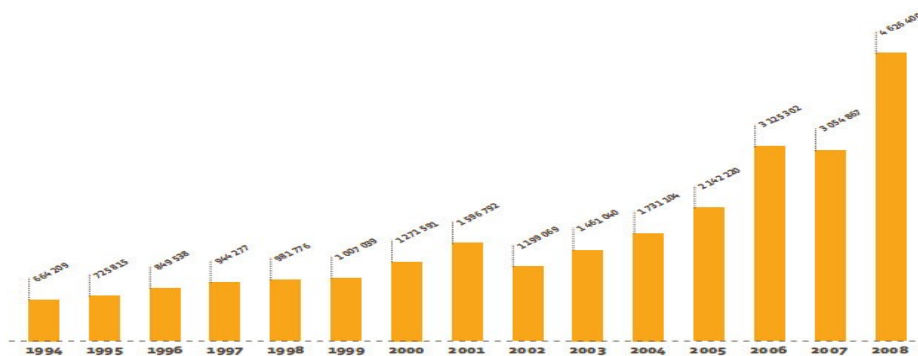
## I.12.1. Marché mondial des systèmes solaires thermiques

Entre 1999 et 2006, le marché du solaire thermique a connu une croissance moyenne de 14%. Fin 2008, le parc mondial d'installations solaires thermiques est estimé à 169 GW, soit 241 millions de m<sup>2</sup>. La Chine est largement en tête des pays producteurs de chaleur d'origine solaire avec 65 GW de puissance installée en 2006.



**Figure(I.11): Historique du marché mondial en puissance cumulée. [9]**

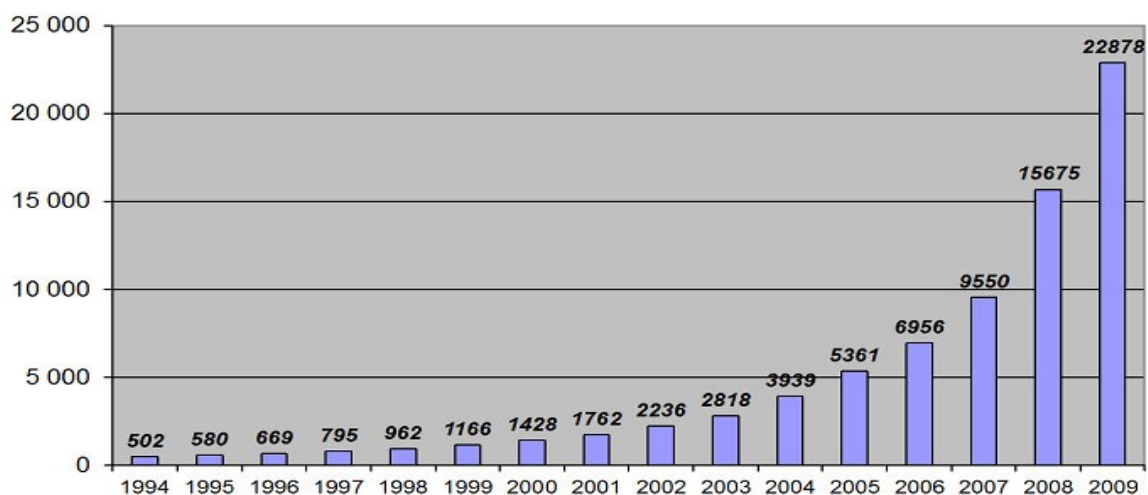
Le marché européen reste très largement dominé par la technologie des capteurs plans vitrés, qui représentent 86% du marché européen, contre 9,8% pour les capteurs à tubes sous vide et 3,6% pour les capteurs non vitrés.



Figure(I.12);Évolutiondessurfacesinstalléesdansl'Unioneuropéennedepuis1994(enm<sup>2</sup>)[9]

### I.12.2Marchémondialdusolairephotovoltaïque

Le marché du solaire photovoltaïque est en pleine expansion depuis ces dernières années et les prévisions confirment cette tendance pour les prochaines années. Fin 2009, le marché atteint les 23 GWc.



Figure(I.13):HistoriquedumarchémondialenpuissancecumuléeenMW.[9]

L'Europe est très bien placée en termes de puissance cumulée des centrales photovoltaïques :

- Le parc fin 2008 cumulait environ 9,5 GW de puissance, à la fin de 2009 le parc atteint 16 GW soit un quasi-doublement de la puissance installée en une seule année.
- En 2007, l'Allemagne qui totalisait près de 80% de la puissance européenne a été rattrapée, en 2008 par l'Espagne qui avec un programme (aujourd'hui terminé) de centrale au sol représente 35% de la puissance installée (l'Allemagne ne représentant « plus que » 56%)

### I.13. Les capteurs solaires thermiques

Les capteurs solaires thermiques transmettent directement le rayonnement solaire sous forme de chaleur à un fluide caloporteur, liquide (généralement de l'eau avec ou sans antigel) ou gazeux (généralement de l'air), ou diphasique (technologie DSG : Direct Steam Generation).

Parmi les technologies de capteurs solaires thermiques, deux grandes catégories se distinguent, les capteurs plans (statiques) avec ou sans faible concentration du flux solaire et les capteurs mobiles à grande concentration (orientés en fonction de la position du soleil). Dans la première, on trouve les capteurs plans à simple ou double vitrage (on en trouvera pour l'eau, avec ou sans antigel, comme pour l'air) et les capteurs sous vide. Dans la deuxième, on trouve les capteurs paraboliques et cylindro-paraboliques ainsi que les capteurs à lentille de Fresnel. Ces technologies permettent d'atteindre de plus hautes températures.

#### I.13. Les capteurs statiques

Pour produire de la chaleur grâce à l'énergie solaire à des niveaux de température faible, c'est-à-dire jusqu'à 100-120°C, les capteurs plans sont les plus adaptés. Il existe aujourd'hui, du fait des avancées techniques, tout un panel de modèles et de fabricants. Etat de l'art du rafraîchissement solaire- 11 –

##### I.13.1. Capteurs plans non vitrés

Il s'agit de la technologie la plus simple. Ces capteurs sont constitués d'une surface réceptrice qui absorbe le rayonnement solaire direct et diffus (appelé absorbeur) pour le transmettre au fluide caloporteur qui circule dans un réseau de tubes et directement en contact avec la surface absorbante. Les capteurs plans sans vitrage se présentent généralement sous forme d'une moquette de tubes noirs (Figure 1), en matière synthétique résistante aux ultraviolets et très facile à mettre en place. Ils sont utilisés pour chauffer les piscines à un niveau de température de l'ordre de 30°C pour un faible coût [1] ou encore pour produire de l'eau chaude sanitaire dans les pays très chauds et ensoleillés. Les applications de ce type de capteurs sont

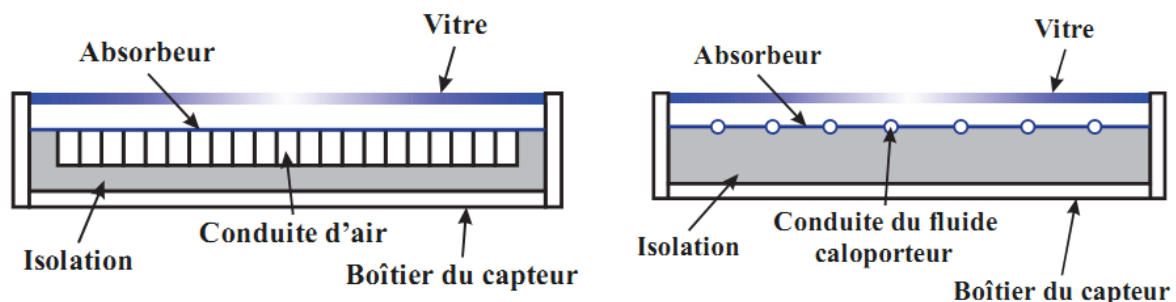
aujourd'hui très limitées car les températures atteintes sont faibles du fait des pertes thermiques importantes qu'ils présentent.



**Figure (I.14) :** Capteur plan non vitré appelé aussi « moquette solaire » du fabricant Giordano Industries.

### I.13.2. Capteurs plans vitrés (air et eau)

Les capteurs plans vitrés sont les plus répandus du fait de leurs meilleures performances dues à une meilleure isolation mais aussi des avancées techniques réalisées sur la qualité de l'absorbeur qui est une surface sélective fortement absorbante dans le visible et faiblement émissive dans l'infrarouge. Le vitrage est destiné à limiter les pertes thermiques convectives et radiatives. La vitre permet de créer un effet de serre dans le capteur grâce à la propriété du verre pratiquement opaque dans l'infrarouge réduisant ainsi l'échange avec le milieu extérieur. La Figure 2 présente une coupe schématique des capteurs à air et à eau les plus courants. On trouve également une couche isolante sur la face arrière pour éviter les pertes par conduction. Ainsi, ces capteurs permettent d'atteindre des températures d'eau de l'ordre de 100°C dans le cas des doubles vitrages. Leurs applications les plus répandues sont la production d'eau chaude sanitaire et le chauffage de bâtiments.



**Figure (I.15) :** Coupe schématique de capteurs plans à air (à droite) et à eau (à gauche).

### I.13.3. Capteurs sous vide (circulation ou caloduc)

Pour les cas où le besoin de chaleur est à une température supérieure à 100°C ou que la surface disponible est limitée, il est intéressant d'utiliser des capteurs plans sous vide. Ils sont l'évolution des capteurs précédents, c'est-à-dire que le procédé de l'isolation par le vide en fait la technologie la plus aboutie en termes de performances pour un capteur plan [2]. Ils

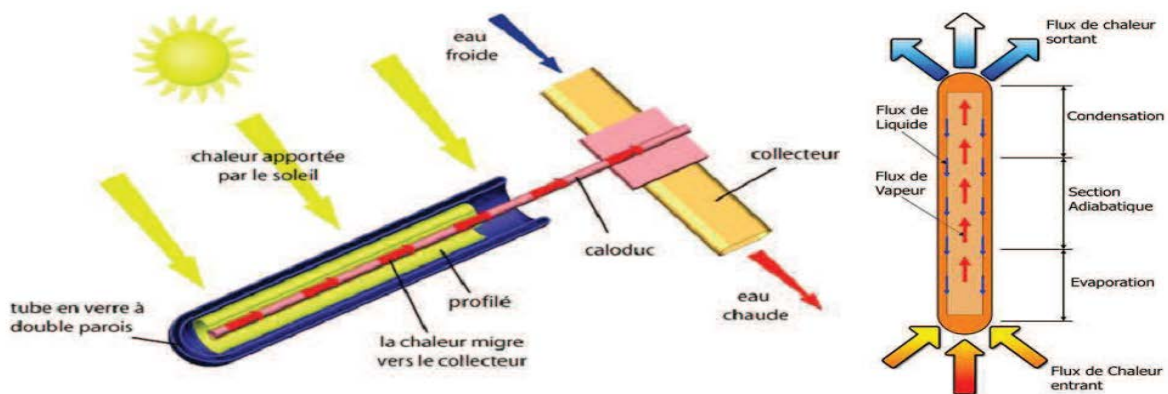
## CHAPITRE I: Généralités sur l'énergie solaire et les échangeurs de chaleur

se présentent sous la forme de tubes de faible diamètre (quelques centimètres) dans lesquels est placé l'absorbeur. L'intérieur du tube est vidé de son air, supprimant ainsi les pertes par convection entre l'absorbeur et la paroi du tube. La surface de l'absorbeur est, comme dans le cas précédent, recouverte d'une couche dite sélective et le verre est traité de sorte à éviter les émissions infrarouges. Deux technologies sont utilisées dans ces capteurs, l'absorbeur classique à circulation directe [3] et celui à caloduc [4]. Dans le cas de la première technologie, le fluide caloporteur reçoit directement l'énergie solaire captée en circulant dans l'ampoule sous vide. Sur la Figure 3, on peut observer le principe de fonctionnement de ce type de capteur utilisant des tubes coaxiaux. Le fluide froid entrant dans le capteur circule dans le tube intérieur, se dirige dans l'absorbeur placé dans l'ampoule sous vide et remonte dans le tube extérieur une fois en bas. Mais ces capteurs nécessitent un procédé de fabrication complexe afin d'assurer les liaisons entre les parties en verre et les parties métalliques.



**Figure(I.16): Principe de fonctionnement d'un capteur sous vide à circulation directe (type Viessmann)**

Pour pallier ce problème et réduire les coûts de fabrication, une innovation a été d'utiliser un caloduc pour transférer l'énergie captée au fluide caloporteur. Un caloduc est une enceinte hermétique contenant un fluide à l'équilibre liquide vapeur [5]. Il permet de transférer des flux de chaleur thermique très importants avec un faible écart de température en mettant en œuvre l'évaporation et la condensation de son fluide interne.



### Figure (I.17) : Principe de fonctionnement d'un capteur à caloduc (type Tecnisun)

Sur la Figure 4 est présenté le principe de fonctionnement d'un tel échangeur. On peut remarquer que la surface réceptrice du flux solaire correspond à l'évaporateur, c'est-à-dire que le fluide interne s'évapore grâce au rayonnement solaire. La vapeur ainsi créée se dirige vers le haut du caloduc pour se condenser par contact avec le fluide caloporteur du circuit solaire dans le collecteur du capteur. Les condensats retournent ensuite vers l'évaporateur grâce à un effet de capillarité développée dans le milieu poreux qui tapisse la paroi intérieure du caloduc. Cet effet capillaire est par conséquent le moteur du caloduc. Dans le cas des capteurs plans, il est aidé par la gravité comme le condenseur se trouve au dessus de l'évaporateur, mais son action dépend de l'inclinaison du capteur. En résumé, un caloduc permet un transfert de chaleur continu par transformation de l'énergie reçue en enthalpie de changement de phase (chaleur latente) et un transfert de masse (déplacement des différentes phases du fluide interne).

#### I.13.4. Capteurs plans vitrés ou sous vide avec miroir de concentration parabolique

Une autre innovation a été apportée au capteur plan par quelques marques suite au développement des capteurs à concentration et à l'observation de leurs performances. Elle consiste en l'utilisation de réflecteurs à composés paraboliques (CPC, Compound Parabolic Concentrator) possédant un important angle d'admission, afin d'orienter l'énergie solaire vers l'absorbeur. L'importance de cet angle permet d'éviter l'utilisation d'un système de pointeur solaire et ainsi d'avoir un capteur fixe.

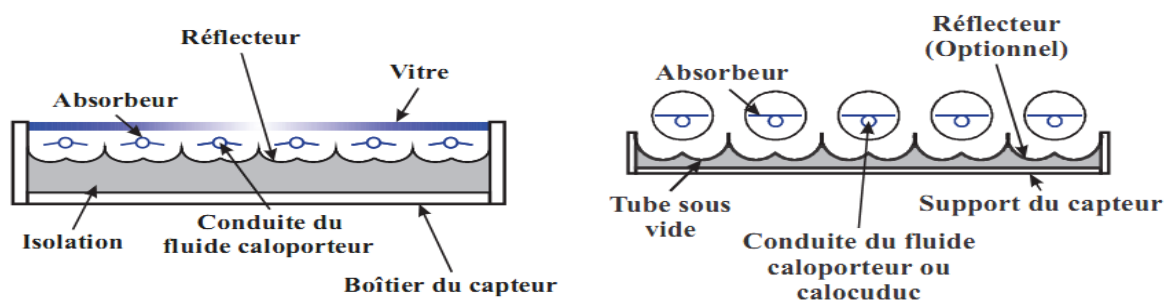


Figure (I.18) : Coupe schématique de capteurs plans à concentration.

La Figure I.18 présente les deux principaux types de capteurs, c'est-à-dire pour un capteur vitré dans le cas de gauche et un capteur à tube sous vide dans le cas de droite. Cette technologie permet de concentrer plus de rayonnement solaire sur un même absorbeur en utilisant le rayonnement arrivant sur les surfaces séparant les absorbeurs et ainsi de réduire le nombre d'absorbeurs, d'améliorer le rendement et de réduire le coût.



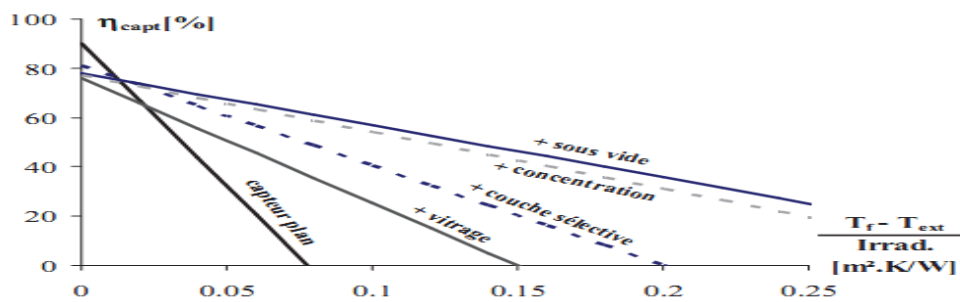


Figure (I.19) : Courbes caractéristiques des rendements de capteurs plans [6, 11].

La Figure I.19 montre l'évolution des performances des capteurs solaires thermiques avec les différentes évolutions majeures qui sont apparues au cours de leur développement grâce à l'ingéniosité des fabricants [1, 6].

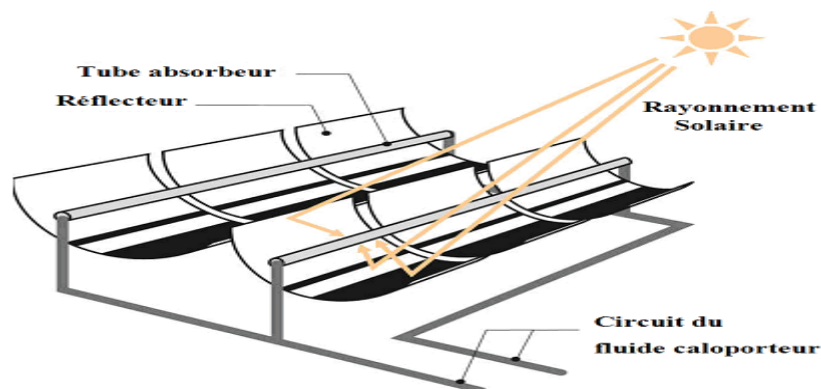
### I.14. Les capteurs mobiles

Lorsque les capteurs plans ne sont plus adaptés aux niveaux de températures souhaités ( $>120^\circ C$ ), il est nécessaire d'utiliser des capteurs permettant une concentration du rayonnement émis par le soleil. Le flux solaire est reçu par une surface de grande taille appelée surface d'ouverture, puis dirigé vers un absorbeur de surface plus petite par l'intermédiaire de réflexions (sur des miroirs) ou par des réfractions (à travers des prismes ou lentilles). Le taux de concentration géométrique est défini par le rapport entre ces deux surfaces. Ces capteurs permettent une réduction des pertes thermiques (proportionnelles à la surface du récepteur) et par conséquent d'obtenir de meilleurs rendements et de plus hautes températures. Mais ils n'utilisent que le rayonnement direct du soleil et nécessitent un système de pointage plus ou moins évolué en fonction de la technologie. Leur rendement optique est réduit du fait des techniques de concentration utilisées et ils ont besoin de plus d'entretien pour maintenir un état de propreté indispensable à leur bon fonctionnement. Les solutions pour concentrer le flux solaire sont très nombreuses [7, 8] et sont présentées ci-dessous.

#### I.14.1. Capteurs cylindro-parabolique (1 axe)

Il s'agit de la technologie la plus utilisée dans les grandes centrales solaires thermodynamiques de production d'électricité. Le miroir concentrateur est un cylindre de section parabolique et ne comporte qu'une seule direction de courbure (cf figure 7). La concentration a lieu sur la ligne où est placé le récepteur tubulaire dans lequel circule le fluide caloporteur (eau ou huile) qui peut être chauffé jusqu'à  $450^\circ C$ .





**Figure (I.20): Schéma de principe d'un capteur à concentration cylindro-parabolique [9]**

De très grandes puissances peuvent être installées par interconnexion de plusieurs capteurs.

La limitation dans ce cas vient des pertes de charges et des pertes thermiques qui augmentent avec la taille de l'installation. La Figure 8 montre deux exemples d'installations utilisant ce type de capteurs à concentration. La photo de gauche présente l'installation de production d'eau chaude sanitaire de la prison du comté de Jefferson (Colorado, Etats-Unis), où 100 m<sup>2</sup> de capteurs cylindro-paraboliques de petite taille alimentent un ballon d'eau chaude de 20 m<sup>3</sup> [10]. La photo de droite quant à elle, n'est autre qu'un aperçu du champ de capteurs de la centrale solaire thermodynamique Solar Electric Generating System (SEGS) de Kramer Junction (Californie, Etats-Unis) [11]. Dans le désert de Mojave, on trouve 9 centrales solaires utilisant des capteurs cylindro-paraboliques pour une capacité totale de 354 MW<sub>élec</sub>.

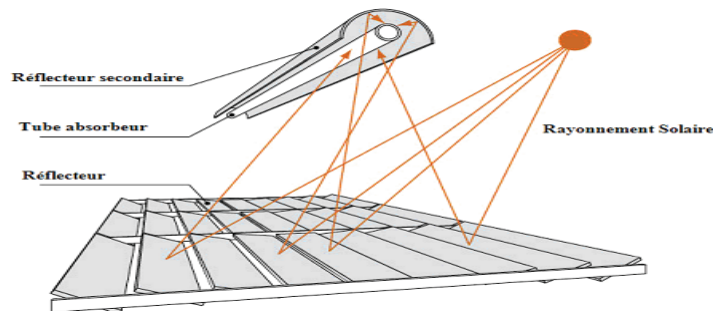


**Figure (I.21): Photographies de deux installations utilisant des capteurs cylindro-paraboliques [10, 11]**

### I.14.2. Capteurs à lentille de Fresnel (1 axe)

Les collecteurs à miroirs de Fresnel offrent une solution alternative aux capteurs cylindro-paraboliques. Ce système utilise des miroirs plans disposés en lamelles parallèles qui

s'inclinent de manière à suivre le soleil et à concentrer les rayons sur l'absorbeur tubulaire placé au dessus (cf Figure 9). Le fluide caloporteur (eau, huile, vapeur) circulant dans l'absorbeur peut être chauffé jusqu'à 400-450°C.



**Figure(I.22):Schéma de principe d'un capteur à concentration à lentille de Fresnel [12]**

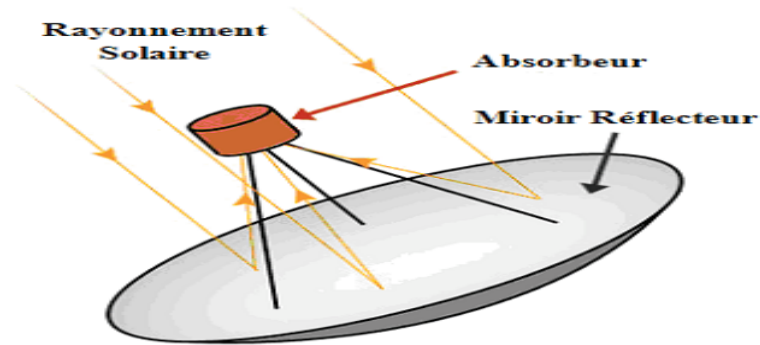
Ils sont plus simples et meilleur marché, mais moins performants en termes de concentration. La Figure 10 présente deux types d'installations envisageables avec ces capteurs à concentration utilisant des lentilles de Fresnel [11]. Sur la photographie de gauche, on peut observer un prototype de microcentrale (Bergame, Italie) développé par la société allemande PSE AG et destiné à équiper les toits des bâtiments collectifs. Celle de droite donne un aperçu du champ de capteurs à miroir de Fresnel, situé à Tabernas en Andalousie (Espagne), d'une puissance de 800 kW thermique.



**Figure (I.23) : Photographies de deux installations utilisant des capteurs à lentille de Fresnel [11]**

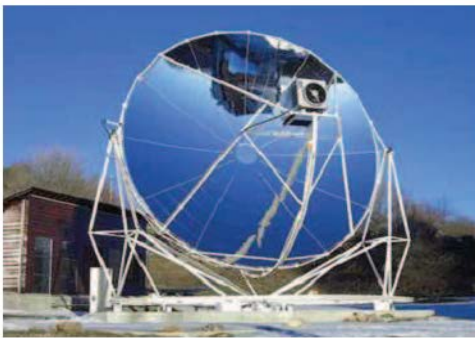
### I.14.3. Parabole de révolution (2 axes)

Elle est le concentrateur idéal pour concentrer les rayons du soleil (figure 11). Par contre, il est indispensable d'orienter l'axe de la parabole dans la direction du soleil, afin que les rayons solaires réfléchis convergent vers le foyer (zone de concentration maximale).



**Figure (I.24) : Schéma de principe d'une parabole de révolution [9]**

La nécessité de mobiliser la parabole selon deux axes de rotation pour assurer la poursuite du soleil entraîne une limitation de la dimension unitaire de ce type d'installation. Par conséquent, la surface courante de ces paraboles est de 50 à 100 m<sup>2</sup> (la plus grande réalisée faisant 500 m<sup>2</sup>). Le facteur de concentration moyen obtenu au foyer dépasse généralement le millier et permet d'atteindre de très hautes températures (plus de 800°C).



**Figure (I.25) : Photographies de l'Eurodish [12] et de la plus grande parabole solaire SG4 [13]**

La Figure I.25 montre les deux échelles de paraboles de révolution réalisées jusqu'à présent, la taille courante avec l'EuroDish (8.5 m de diamètre) [12] et la plus grande jamais réalisée, la « SG4– BigDish » (25 m de diamètre) [13]. La première est un Dish Stirling de 10 kW électrique avec un rendement de près de 22% [14], c'est-à-dire que le rayonnement solaire concentré sert de source chaude à un moteur Stirling relié à une génératrice de 10 kWélec. Il s'agit de celui présent à Font Romeu Odeillo (Pyrénées-Orientales, France). La seconde photographie représente le plus grand concentrateur parabolique solaire du monde avec une surface d'ouverture de 500 m<sup>2</sup>. Il se trouve sur le campus de l'Université Nationale Australienne. Cette parabole concentre plus de 2000 fois le rayonnement solaire, ce qui lui permet d'atteindre de très hautes températures (380°C) [15].

### **I.15. Ballon de stockage chaud**

## **CHAPITRE I: Généralités sur l'énergie solaire et les échangeurs de chaleur**

---

Un ballon de stockage chaud a été installé entre le champ de capteurs solaires et le désorbeur de la machine à absorption. Ce ballon sert de réservoir tampon afin de permettre une continuité de fonctionnement lors des passages nuageux par exemple. Le volume de stockage doit pouvoir permettre à la machine de maintenir son régime de fonctionnement pendant environ 10 minutes. Le régime sera considéré maintenu pour une baisse maximum de 5°C de la température en entrée de désorbeur. Le ballon de stockage coté chaud doit donc être capable de fournir une puissance de 7.2 kW (puissance de désorption nominale) pendant 10 minutes (soit une énergie stockée de 4350 kJ) en accusant une baisse de température de 5°C au maximum. Un ballon de 210 litres serait suffisant, mais les volumes de stockage disponibles chez différents fournisseurs se rapprochant le plus sont de 200 et 260 litres. Finalement, nous avons choisi d'utiliser un réservoir de 260 L afin d'obtenir une autonomie d'un peu plus de 12 minutes. On peut remarquer sur la Figure 8 que l'eau alimentant le désorbeur est puisée en haut du ballon et réinjectée en bas du ballon après avoir traversé la machine. L'eau envoyée vers les capteurs est quant à elle puisée en bas du ballon (point le plus froid) et le retour du champ de capteurs peut être injecté à différents niveaux dans le ballon. Cette option a été apportée, afin de tester l'influence de cette position sur la charge du ballon. Une autre configuration pourra être testée sur cette installation. Il s'agit de l'étude de son comportement lorsque la fonction stockage n'est pas utilisée (by-pass du ballon chaud).



**Figure (I.26) : Ballon de stockage chaud**

## **II – ECHANGEURS DE CHALEUR :**

Un échangeur de chaleur est une unité permettant un transfert thermique entre deux fluides à températures différentes, généralement séparés par une paroi solide. Ces appareils se retrouvent dans de nombreux processus industriels tels que les transports en général, l'électronique ou encore le conditionnement d'air. En bref dans tous les systèmes nécessitant, soit le refroidissement, soit le chauffage ou le maintien à température d'une autre unité.[16]

### II.1/ Classification des échangeurs thermiques

On distingue des classes d'échangeurs à fluides séparés comme :

- Les échangeurs fonctionnant en régime permanent ou stationnaire, ce type d'échangeur se subdivise lui même en deux catégories:
- Les échangeurs exposés à une flamme : Chaudières et fours (ENCC Relizane, ECFERAL Beaulieu).
- Les échangeurs non exposés à une flamme : Echangeurs tubulaires (ENCC HassiAmeur), à plaques, à serpentins, à ailettes...
- Les échangeurs fonctionnant en régime instationnaire.

On peut aussi classer les échangeurs selon :

#### ✓ le procédé de transfert

Echangeur à contact direct (Les deux fluides sont en contact direct comme les tours de refroidissement, refroidisseurs de vapeur des centrales thermiques ...)

Echangeur à contact indirect (Les deux fluides sont séparés par une surface)

#### ✓ le degré de compacité

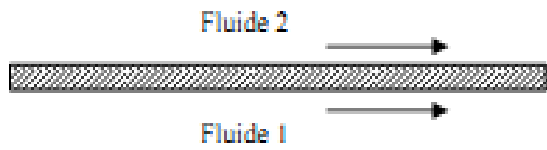
On dit qu'un échangeur est compact lorsqu'il fournit une grande surface d'échange sous un volume réduit ( $S > 70 \text{ m}^2/\text{m}^3$ )[20]

#### ✓ l'écoulement des fluides

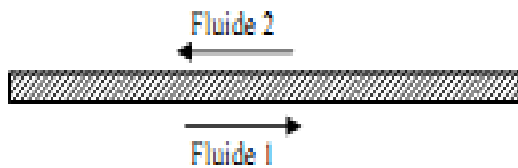
Le sens d'écoulement des deux fluides permet de distinguer trois types d'échangeurs :

a- **Echangeurs à co-courants** : lorsque les deux fluides circulent parallèlement et dans le même sens

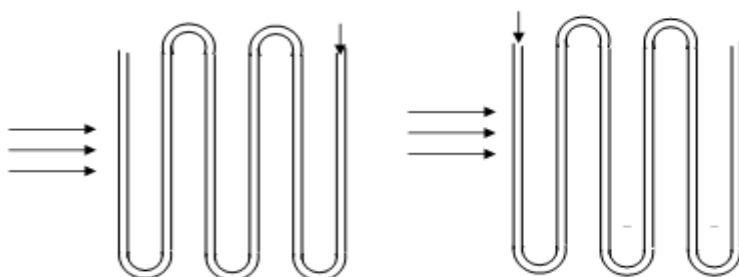
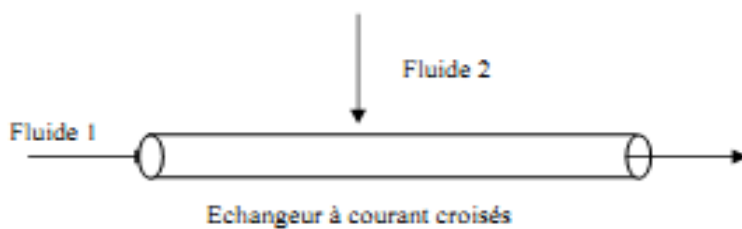




b- **Echangeurs à contre-courants**: lorsque les deux fluides circulent parallèlement et dans des sens contraires



c- **Echangeurs à courants croisés** : lorsque les deux fluides circulent dans des directions qui se croisent. Si les deux fluides traversent l'échangeur une seule fois, le système est dit à une seule passe, si un des fluides fait plusieurs passages, la configuration à courant croisés peut être « globalement à co-courant ou courants parallèles » appelé aussi échangeur croisé méthodique ou « globalement à contre-courant » appelé échangeur croisé anti-méthodique.



Echangeur a courant croisés

contre courant [20]Echangeur à courants croisés [20]parallèles

## II.2 . Principaux types d'échangeurs thermiques :

### a- Les échangeurs par mélange ou à contact direct

Fluide intimement mélangé

- les désurchauffeurs de vapeur.
- les dégazeurs.
- les tours de refroidissement à convection naturelle ou forcée.
- les ballons de détente de purges.

### b- Les régénérateurs ou les échangeurs discontinus

La surface d'échange est alternativement mise en contact avec le fluide froid et le fluide chaud.

- réchauffeurs d'air rotatifs.

### c- Les échangeurs continus

Les deux fluides circulent de manière continue de part et d'autre de la surface d'échange

- 1- échangeurs tubulaires
- 2- échangeurs à plaques
- 3- échangeurs à ailettes

## 1- Les échangeurs tubulaires

Échangeur « double tubes » :

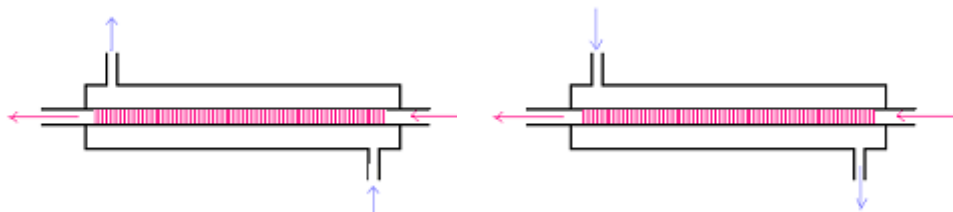


Figure 27 : Parallèle à co-courant figure 28 : Parallèle à contre-courant

## 2- Les échangeurs à plaques

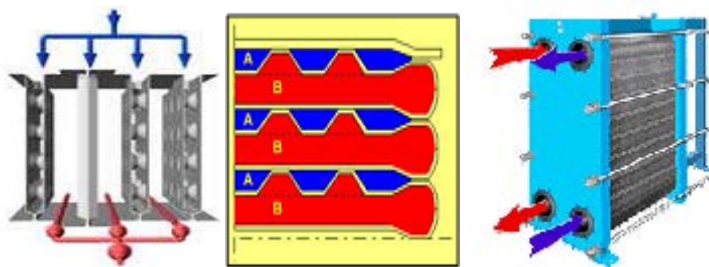


Figure 29 : échangeurs à plaques

## liquide - liquide

+ compacité maximum ( $500 \text{ m}^2/\text{m}^3$ )

+ turbulence

- pertes de charge importantes

### 3- Les échangeurs compacts à ailettes :

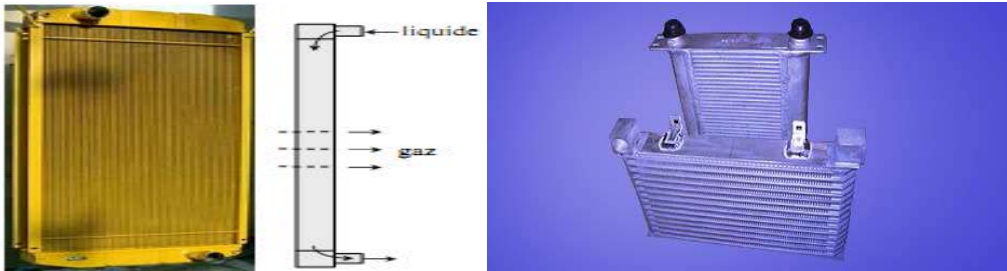


Figure 30 : échangeurs compacts à ailettes

#### liquide - gaz

- compacité maximum ( $1000 \text{ m}^2/\text{m}^3$ )

- Dimensionnement complexe

### II.3. Étude d'un échangeur

Objectif: fournir une puissance donnée avec la plus faible surface d'échange et le moins de pertes de charge possible [21].

#### 1. Étude de l'échangeur = différentes disciplines

- thermique

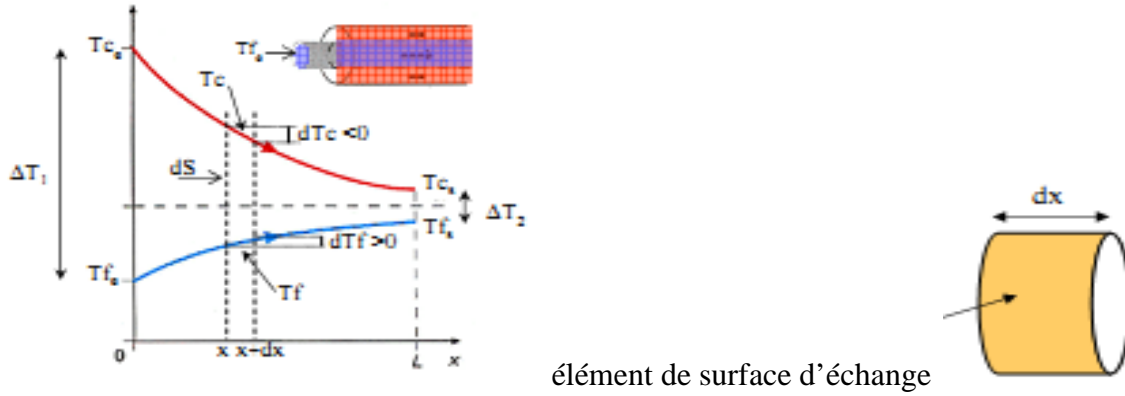
- mécanique des fluides

- technologie des matériaux

#### 2. Méthode de la différence logarithmique des températures :

Si  $T_c$  et  $T_f$  sont les températures des deux fluides au droit de l'élément  $dS$  de la surface d'échange. Le flux thermique  $d\Phi$  échangé entre les deux fluides à travers  $dS$  peut s'écrire [21] :





$$D\Phi = K (T_c - T_f) dS \quad (1)$$

K : coefficient d'échange globale ( $k=k(x)$ ) ( $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$ )

-échange fluides-parois

- conduction

**Les échangeurs à co-courant**

Hypothèse : échangeur sans pertes, c'est-à-dire un échangeur dans lequel la chaleur cédée par le fluide chaud est intégralement transmise au fluide froid.

Dans ces conditions, le flux de chaleur  $d\Phi$  transmis du fluide chaud au fluide froid à travers l'élément  $dS$  s'écrira, dans le cas de l'échangeur à courants parallèles[21] :

$$d\Phi = -\dot{m}_c C_{pc} dT_c = -\dot{m}_f C_{pf} dT_f \quad (2)$$

Flux perdu	Flux gagné
Par le fluide	par le fluide
Chaud	froid

$\dot{m}_c$  et  $\dot{m}_f$  et sont les débits massiques respectifs des fluides chauds et froids, en kg/s.  $C_{pc}$  et  $C_{pf}$  sont leurs chaleurs massiques à pression constante, en  $J/(kg \cdot ^\circ C)$ .

$$(2) \rightarrow dT_c = -\frac{d\Phi}{\dot{m}_c C_{pc}} \text{ et } dT_f = \frac{d\Phi}{\dot{m}_f C_{pf}} \quad (3)$$

D'ou la différence :

$$dT_c - dT_f = d(T_c - T_f) = -\left(\frac{1}{\dot{m}_c C_{pc}} + \frac{1}{\dot{m}_f C_{pf}}\right) d\Phi \quad (4)$$

$$(1) \rightarrow d(T_c - T_f) = -\left(\frac{1}{\dot{m}_c C_{pc}} + \frac{1}{\dot{m}_f C_{pf}}\right) k (T_c - T_f) dS \quad (5)$$

## CHAPITRE I: Généralités sur l'énergie solaire et les échangeurs de chaleur

$$(2) \rightarrow \frac{d(T_c - T_f)}{T_c - T_f} = - \left( \frac{1}{\dot{m}_c c_{pc}} + \frac{1}{\dot{m}_f c_{pf}} \right) k \, dS \quad (6)$$

Hypothèse :  $k =$  constante le long de l'échangeur  $\Rightarrow$  intégration de (6) de  $S=0$  à  $S$

$$[\log (T_c - T_f)]_{S=0}^S = - \left( \frac{1}{\dot{m}_c c_{pc}} + \frac{1}{\dot{m}_f c_{pf}} \right) k S \quad (7)$$

• A l'entrée de l'échangeur ( $x=0$ )  $T_c - T_f = T_{ce} - T_{fe}$

• À la sortie de l'échangeur ( $x=L$ )  $T_c - T_f = T_{cs} - T_{fs}$

$$(7) \rightarrow \log \frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}} = - \left( \frac{1}{\dot{m}_c c_{pc}} + \frac{1}{\dot{m}_f c_{pf}} \right) k S \quad (8)$$

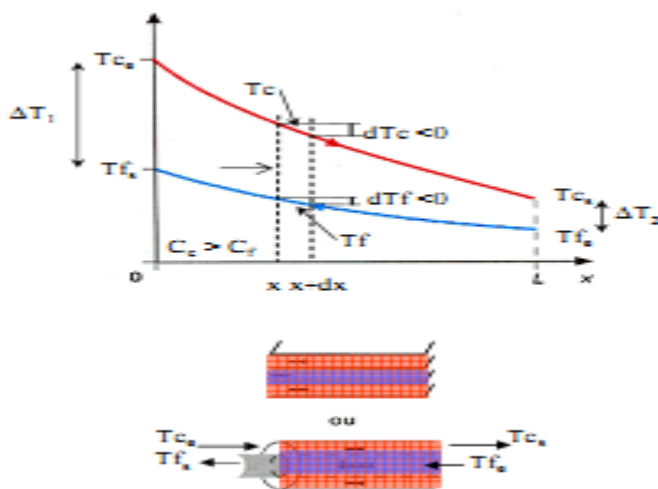
Mais on peut également exprimer le flux total échangé en fonction des températures d'entrée et de sortie des fluides; c'est faire le bilan enthalpique global de chaque fluide, ce qui s'écrit:

$$\Phi = \dot{m}_c c_{pc} (T_{ce} - T_{cs}) = \dot{m}_f c_{pf} (T_{fs} - T_{fe}) \quad (9)$$

$$(8) \text{ et } (9) \rightarrow \log \frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}} = - \left( \frac{T_{ce} - T_{cs}}{\Phi} + \frac{T_{fs} - T_{fe}}{\Phi} \right) k S = [ (T_{cs} - T_{fs}) - (T_{ce} - T_{fe}) ] \frac{k S}{\Phi}$$

Expression d'où on tire finalement la puissance thermique totale échangée, dans l'hypothèse d'une circulation à courants parallèles:

$$\Phi = k \frac{(T_{cs} - T_{fs}) - (T_{ce} - T_{fe})}{\log \frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}}} S \quad (11)$$



## CHAPITRE I: Généralités sur l'énergie solaire et les échangeurs de chaleur

La variation de température  $dT_f$  du fluide froid quand on augmente la surface d'échange de  $dS$ , devient négative. Dans ces conditions, les relations (2) doivent s'écrire:

$$d\Phi = - \dot{m}_c c_{pc} dT_c = - \dot{m}_f c_{pf} dT_f \quad (12)$$

Flux perdu	flux gagné
Par le fluide	par le fluide
Chaud	froid

La puissance thermique totale échangée:

$$\Phi = k \frac{(T_{ce} - T_{fs})(T_{cs} - T_{fe})}{\log \frac{T_{ce} - T_{fs}}{T_{cs} - T_{fe}}} S \quad (13)$$

Les expressions (11) et (13) peuvent recevoir la même formulation, si on introduit la grandeur:

$$\Delta T = T_c - T_f$$

$\Delta T$  désignant la différence de température entre le fluide chaud et le fluide froid, dans une section donnée de l'échangeur.

- A l'entrée de l'échangeur à co-courant ( $x=0$ ) :  $\Delta T_1 = T_{co} - T_{fo} = T_{ce} - T_{fe}$
- À la sortie de l'échangeur à co-courant ( $x=L$ ) :  $\Delta T_2 = T_{cl} - T_{fl} = T_{cs} - T_{fs}$

$$(11) \rightarrow \Phi = k \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\log \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}} S = k \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\log \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} S \quad (14)$$

A l'entrée de l'échangeur à contre-courant ( $x=0$ ) :  $\Delta T_1 = T_{co} - T_{fo} = T_{ce} - T_{fs}$

- À la sortie de l'échangeur à contre-courant ( $x=L$ ) :  $\Delta T_2 = T_{cl} - T_{fl} = T_{cs} - T_{fe}$

$$(13) \rightarrow \Phi = k \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\log \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} S \quad (15)$$

La formulation est la même, que l'échangeur soit à courants parallèles ou à contre-courants.

La puissance thermique d'un échangeur tubulaire continu est donnée par la relation générale suivante:

# CHAPITRE I: Généralités sur l'énergie solaire et les échangeurs de chaleur

$$\Phi = k S \Delta T_{LM} \text{ avec : } \Delta T_{LM} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\log \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}} \quad (16)$$

DTLM est appelée la différence de température logarithmique moyenne entre les deux fluides (DTLM) L'expression (16) signifie que la puissance thermique échangée est proportionnelle à l'aire de la surface d'échange et à la différence de température logarithmique moyenne.

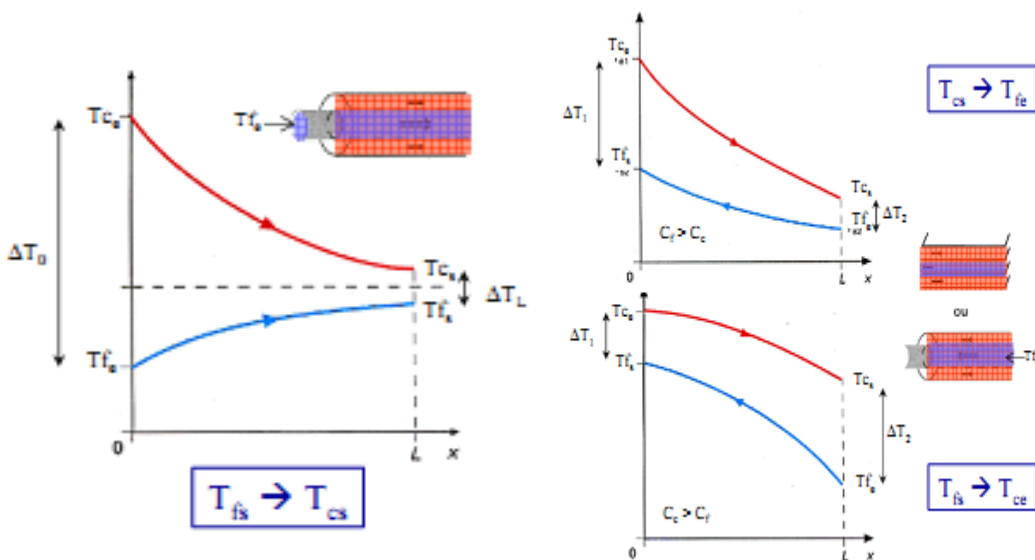
Le coefficient de proportionnalité est le coefficient d'échange global k introduit en (1).

## II.4. Efficacité d'un échangeur

L'efficacité d'un échangeur est le rapport de la puissance thermique réellement échangée à la puissance d'échange maximum théoriquement possible, avec les mêmes conditions d'entrées des fluides( nature, débit,..) dans l'échangeur.

$$\epsilon = \frac{\Phi_{réel}}{\Phi_{max}}$$

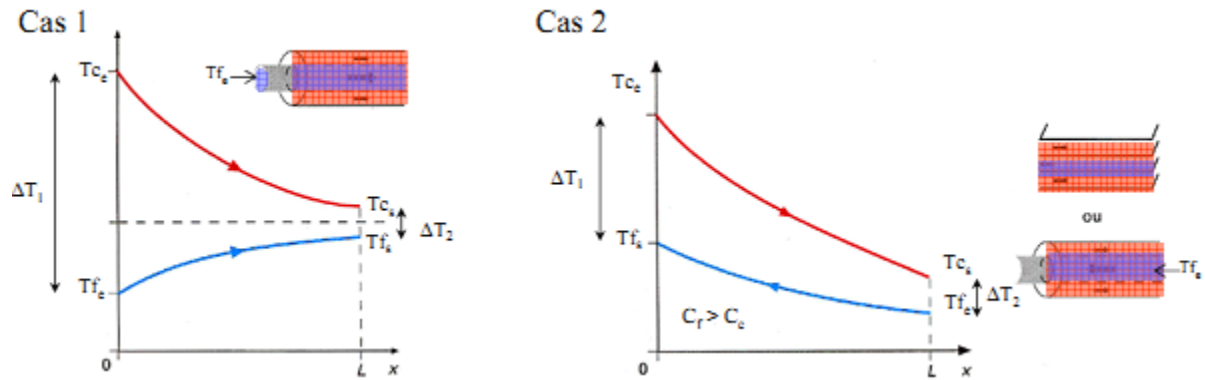
$\Phi_{max}$  : un des deux fluides subit un changement de température égal au gradient de température maximum existant dans l'appareil. Ce flux de chaleur maximum de transfert est obtenu lorsqu'un des fluides (capacité thermique la plus faible) sort à la température d'entrée de l'autre.



Distribution des températures dans un Échangeur à courants parallèles Co-courant .un échangeur à contre-courant.

Distribution des températures dans un échangeur à contre-courant.

**Posons  $C_f > C_c \rightarrow$  Le fluide chaud commande le transfert**



$$\Phi_{reel} = C_c (T_{Ce} - T_{Cs}) = C_f (T_{fS} - T_{fe})$$

Pour le flux max, le cas 1 n'est pas le bon dispositif : la température de sortie du fluide chaud ne pouvant pas égaler celle d'entrée du fluide froid:

Pour  $S \rightarrow \infty$ , on obtient:  $\Phi_{max} = C_e (T_{ce} - T_{fe})$

→ Efficacité de refroidissement  $\epsilon = \frac{(T_{Ce} - T_{Cs})}{(T_{ce} - T_{fe})}$

- ✓ En contre-courant, e peut atteindre 1 " Cc et Cf. Par contre, en courants parallèles, l'efficacité est limitée par la valeur relative Cf/Cc
- ✓ La température en sortie avec  $S \rightarrow \infty$  vaut:

$$T_s = \frac{(C_c T_{ce} + C_f T_{fe})}{(C_c + C_f)} \quad \epsilon = \frac{(C_f)}{(C_c + C_f)}$$

→ Si  $C_c / C_f = 1 \Rightarrow T_s = \frac{T_{ce} + T_{fe}}{2} \quad \epsilon = \frac{1}{2}$

→ Si  $C_c / C_f \rightarrow 0 \Rightarrow T_s \rightarrow T_{fs} \quad \epsilon = 1$

**Remarque :** Si  $C_f < C_c$  le fluide froid commande le transfert

$$\Phi_{reel} = C_c (T_{Ce} - T_{Cs}) = C_f (T_{fS} - T_{fe}) \quad \Phi_{max} = C_f (T_{ce} - T_{fe})$$

→ Efficacité de chauffage  $\epsilon = \frac{(T_{fS} - T_{fe})}{(T_{ce} - T_{fe})}$

**Conclusion :**

## **CHAPITRE I: Généralités sur l'énergie solaire et les échangeurs de chaleur**

---

Il existe toute une gamme de capteurs solaires qui permettent de répondre aux différents besoins. Il faut choisir le type de capteurs qui correspond le mieux au niveau de température à laquelle on désire « travailler ». Bien entendu, plus le niveau de température est élevé, plus les technologies mises en œuvre sont évoluées et plus les coûts de production sont élevés.

Les échangeurs de la chaleur à contre courant sont les plus efficaces que les échangeurs co- courant.

# Chapitre II

## Les machines frigorifiques

**II.1 Introduction**

L'équipement frigorifique fait aujourd'hui partie de la vie quotidienne, de par ses nombreuses applications qui vont de la conservation des produits alimentaires, pharmaceutiques et autres à la climatisation.

Ce chapitre présente une revue bibliographique concernant surtout l'évolution des moyens de production de froid, passant des voies les plus simples et naturelles à la conception et réalisation de machines frigorifiques très performantes, particulièrement celles utilisant des systèmes à absorption classiques sous diverses formes, en réfrigération, en pompe à chaleur, ou en thermofrigopompe. Les dernières avancées technologiques des machines à absorption, notamment celles à démixtion sont aussi rapportées et discutées, de par leur importance pour le présent travail.

**II.2. Différentes méthodes de production du froid****II.2. 1. Mélanges réfrigérants**

La dissolution de certains solides ou liquides dans un solvant absorbe une quantité de calories équivalente à sa chaleur latente de fusion. Par exemple le mélange de Calcium avec la neige diminue la température de congélation de la solution obtenue de 0°C à -5°C. [14]

**II.2. 2. Détente d'un gaz parfait :**

Dans ce cas, le froid est produit par l'abaissement des températures d'un gaz soumis à une détente avec ou sans production de travail extérieur.

**A. Détente avec production du travail extérieur**

Les gaz, en se détendant fournissent de l'énergie mécanique aux dépens de la chaleur qu'ils contiennent. Donc, suite à cette détente, la température diminue ce qui se traduit par une production de froid. Ce principe est appliqué dans les machines frigorifiques utilisées pour la liquéfaction des gaz difficilement liquéfiables tels que l'air ou ses composants.

**B. Détente sans production de travail extérieur**

La détente s'effectue à partir du travail interne pris sur l'énergie interne. Si un gaz parfait peut se détendre librement sans fournir de l'énergie mécanique, sa température ne varie pas, mais en pratique on peut observer une légère variation des températures intermoléculaires; c'est l'effet de Joule-Thomson.



### II.2. 3. Évaporation d'un liquide pur

C'est le procédé le plus utilisé pour la production du froid, il consiste à utiliser un gaz liquéfié qui s'évapore en absorbant la chaleur de la substance à refroidir. Cette substance lui cède une certaine quantité de chaleur correspondante à la chaleur latente d'évaporation du liquide. Le procédé de production du froid, le plus fréquemment utilisé et basé sur ce principe, est celui où le fluide employé n'entre pas en contact directe avec la substance à refroidir et dans lequel le gaz est totalement recyclé. Ce procédé donne lieu à deux types de machines frigorifiques:

- ❖ machines à compression mécanique.
- ❖ Machines à compression thermique.

### II.2. 4. Réfrigération thermoélectrique

Ce type de réfrigération repose sur l'effet Peltier. Ce procédé consiste à faire passer un courant dans un sens donné, dans une jonction, entre deux surfaces conductrices de nature différentes (métaux ou semi-conducteur). Il en résulte un refroidissement dans l'une des parties de la jonction. C'est un moyen très simple, de faible rendement, utilisé notamment à bord des véhicules spatiaux et dans les petits réfrigérateurs de laboratoires. [27]

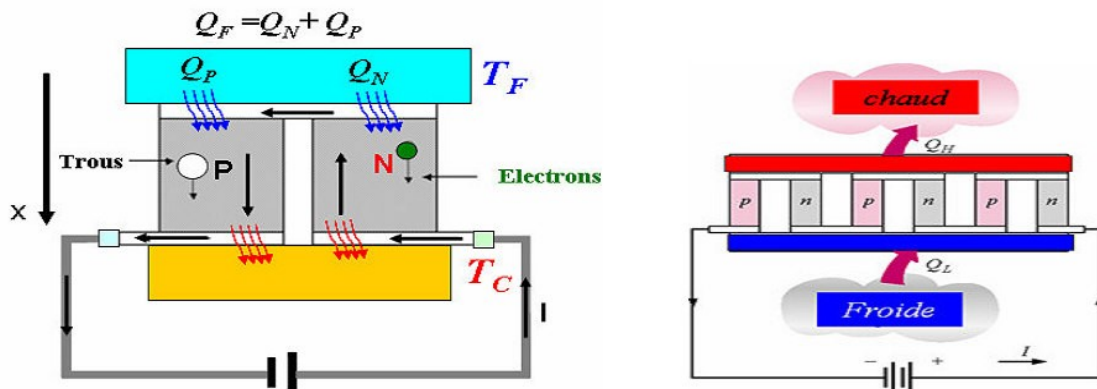


Figure (II.1) : Schématisation du principe de refroidissement par effet Peltier. [27]

## II.3. Machines frigorifiques

Si les systèmes de production du froid sont actuellement nombreux et variés, alors le principe reste toujours le même, il s'agit d'extraire une quantité de chaleur  $Q_1$

d'une source dite source utile à un niveau de température  $T_1$  et injecter une quantité  $Q_2$  à un autre niveau de température  $T_2$ . [15]

Si  $T_1$  est inférieure à celle de la source gratuite disponible (à température  $T_2$ ), d'après le deuxième principe, un tel transfert reste impossible, l'apport d'une énergie est obligatoire. Suivant la nature de cette énergie mise en jeu (chaleur, travail) on distingue deux grandes catégories de machines :

- Machines à compression mécanique qui utilisent le travail comme énergie, elles fonctionnent entre deux sources de chaleur. À titre d'exemple les machines à changement de phase ou les machines à gaz.
- Machines à énergie thermique qui nécessitent un apport de chaleur comme énergie à un niveau de température  $T_3$ . Ces machines fonctionnent généralement entre trois sources de chaleur (machines trithermes), à titre d'exemple les machines à sorption.

### II.3. 1. Machines à compression

#### A. Machines à changement de phase

Cette catégorie est la plus répandue, c'est d'ailleurs sur ce principe et avec le même cycle thermodynamique que fonctionnent la grande majorité des réfrigérateurs, des congélateurs mais aussi des climatiseurs individuels, des groupes frigorifiques de production d'eau glacée approvisionnant des batteries froides de centrales de traitement d'air, des pompes à chaleurs réversibles...

Le schéma de principe de ce type de machines est représenté à la figure (II.3).

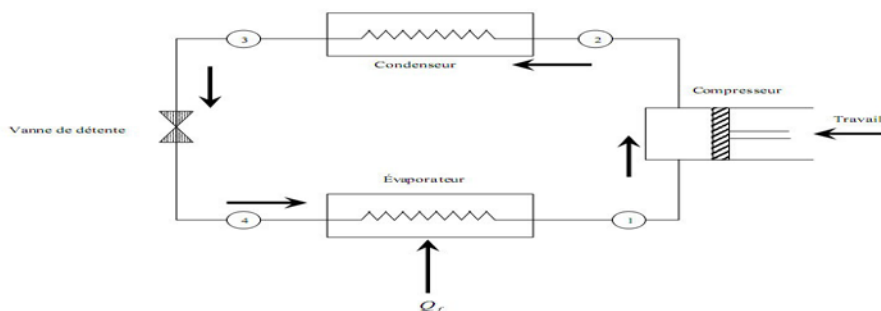


Figure (II.2): Schéma d'une machine frigorifique à compression.

#### B. Machines à cycle de Joule :

Dans le cas le plus simple, ces machines comportent un compresseur entraîné par un moteur, il est souvent couplé à une turbine où on récupère une partie d'énergie résultante de la détente du fluide. Cette énergie est considérée comme auxiliaire pour

l'entraînement du compresseur. Le schéma de la machine et son cycle associé sont représentés respectivement, dans les figures (II.4) et (II.5). Par rapport aux machines à compression de vapeur, le rendement est plus faible, mais elles permettent de descendre à la température de liquéfaction de l'air (-200 °C). Donc, ces machines ne peuvent concurrencer les machines à vapeur condensable. [28]

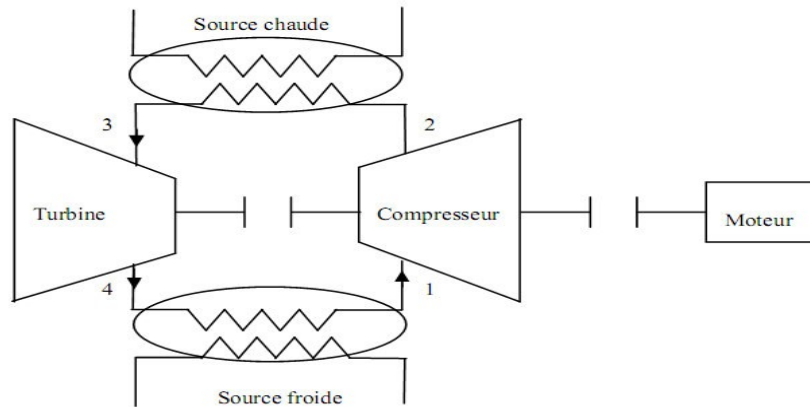


Figure (II.3): Schéma d'une machine frigorifique à gaz.

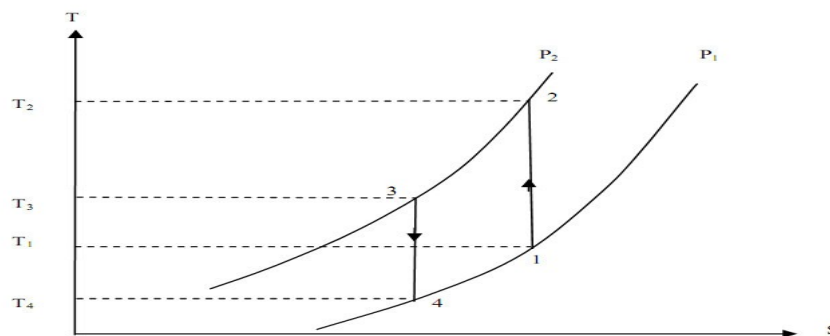


Figure (II.4): Cycle d'une machine à gaz sur le diagramme (T, S).

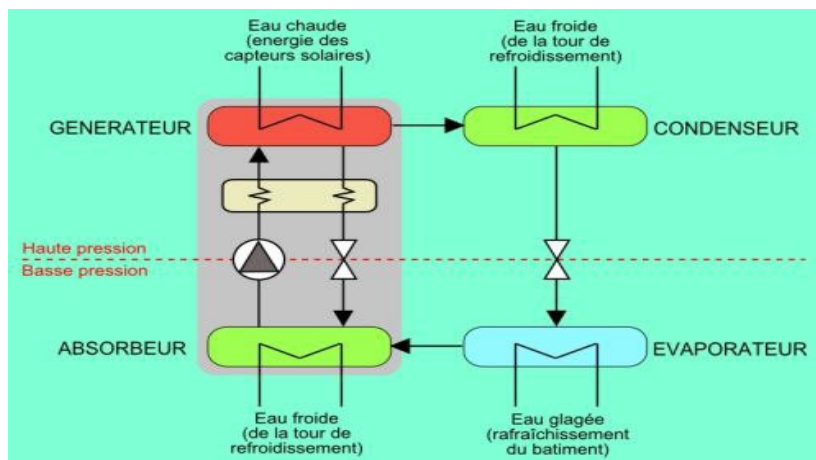
### II.3. 2 Machines à énergie thermique :

Ces machines sont les plus souvent rencontrées soit dans l'industrie soit dans les utilisations domestiques.[35]

La sorption est le phénomène physique par lequel une substance se fixe, ou est incorporée dans une autre substance, qui est dans un état physique différent. Nous étudierons plus précisément ce phénomène dans le deuxième chapitre. Les technologies utilisant ce phénomène physique sont à l'heure actuelle les seules techniques commercialement disponibles. Plusieurs publications établissent un état de l'art de ces technologies. [36]

**A. Machine à absorption**

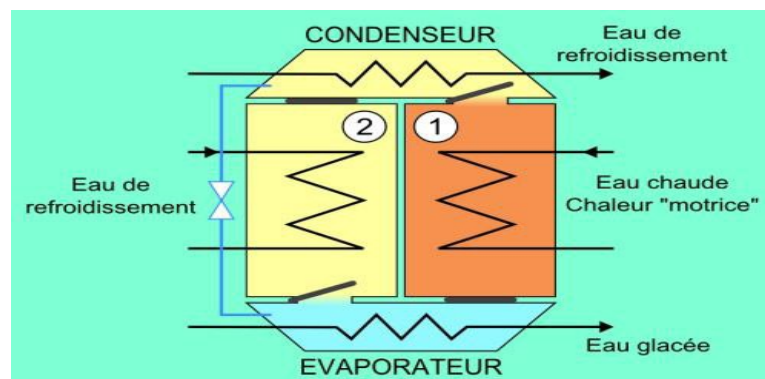
Le principe de fonctionnement d'une machine a absorption est le même que pour un système classique à compression, avec un fluide frigorigène qui se vaporise à basse température (production de froid) et se condense à plus haute température (rejet de chaleur). Le compresseur mécanique est remplacé par un compresseur thermochimique (desorbteur absorbeur) qui utilise un couple réfrigérant liquide absorbant (solution saline) et une source de chaleur motrice. Le schéma de principe de ce type de machines est représenté à la figure (II.6). [23] [37]



**Figure (II.5): Schéma d'un groupe à absorption. [37]**

**B. Machines à adsorption**

Le principe de fonctionnement d'une machine à adsorption est le même que pour un système à absorption, au lieu d'une solution liquide, un matériau solide (un adsorbant) est utilisé. [22]



**Figure (II.6) : Schéma d'un groupe à adsorption. [37]**

C. Dessiccation solide

Les systèmes de refroidissement par dessiccation sont des systèmes à cycle ouvert utilisant le réfrigérant en contact direct avec l'air. Le cycle de refroidissement est constitué d'une combinaison de refroidissement par évaporation et de déshumidification de l'air grâce à un matériau dessiccatif. Le seul réfrigérant pouvant être utilisé est l'eau car il sera en contact avec l'air fourni au bâtiment.

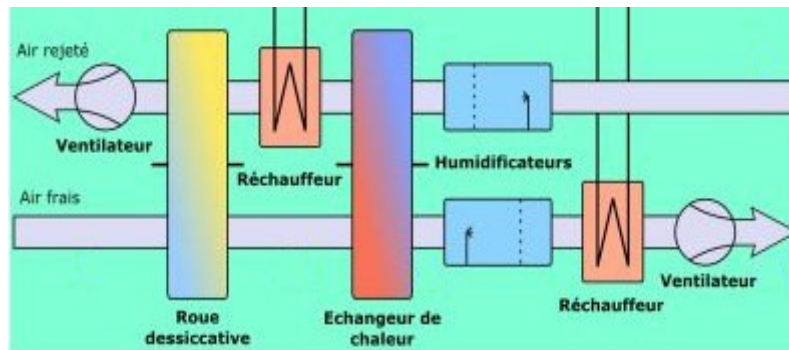


Figure (II.7) : Schéma de l'installation et évolution de l'air dans le diagramme humide. [37]

II.4. Ensoleillement global et besoin en froid annuel

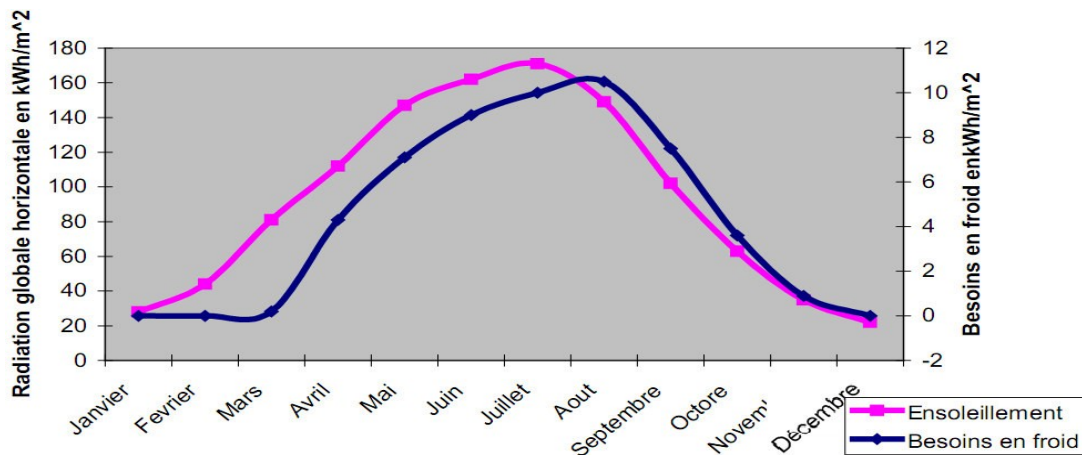
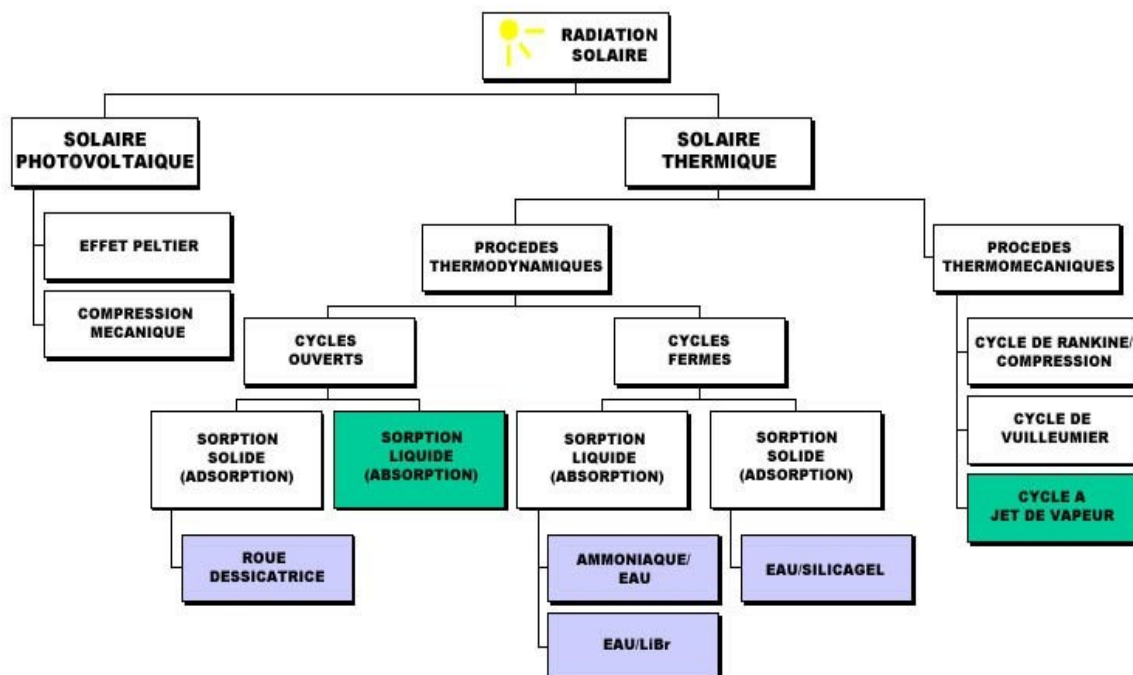


Figure (II.8) : Ensoleillement global et besoin en froid annuel.

Cette idée d'adéquation entre ensoleillement et utilisation de cette énergie solaire est très importante et c'est d'ailleurs l'un des problèmes majeurs des applications classiques et éprouvées de l'énergie solaire qu'elle soit convertie en énergie électrique ou calorifique.

En effet, lorsque l'on utilise par exemple, des panneaux solaires thermiques afin d'assurer le chauffage, il est évident que l'adéquation entre l'ensoleillement et le besoin de chauffage au

niveau annuel est très mauvais. On peut faire la même remarque au niveau de la production d'eau chaude sanitaire (ECS) et dans ce cas là quant à l'adéquation quotidienne. Il n'est en effet pas évident du tout que l'utilisation maximum d'ECS soit en corrélation avec l'ensoleillement maximum. On retrouve exactement le même type de problématique au niveau de la production d'électricité à l'aide des panneaux photovoltaïques (PV). D'un point de vue théorique et fondamental, il existe de très nombreuses manières de produire du froid avec l'énergie solaire. Le schéma ci-dessous, non exhaustif réunit tout de même une grande partie de celles ci.



### II.5. Les procédés de rafraîchissement solaire

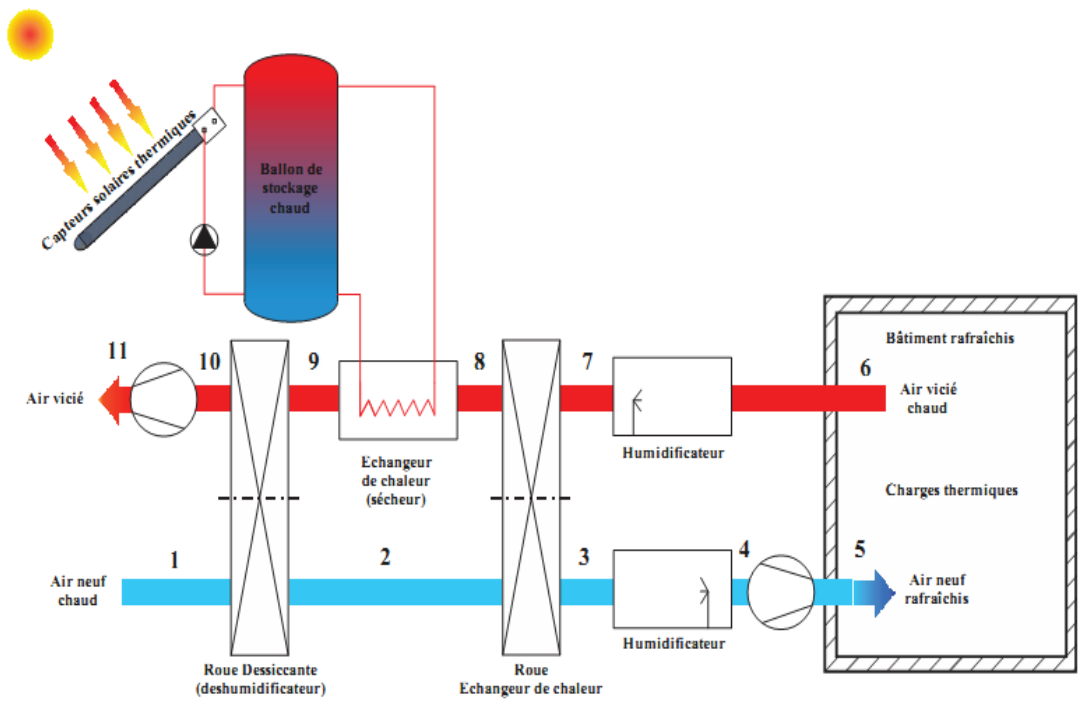
Capteurs solaires Un grand nombre de procédés est envisageables grâce aux capacités des thermiques existants à l'heure actuelle [22]. Parmi eux, certains procédés novateurs sont encore en développement afin d'évaluer expérimentalement ou théoriquement leurs réelles performances, par exemple à base d'un cycle à éjecteur [23, 24, 25, 26], à effet magnéto thermique [27] ou encore à effet thermo acoustique [28, 29, 30]. Ces systèmes novateurs ne présentant encore que très peu ou pas du tout d'application réelle dans le rafraîchissement solaire, le paragraphe suivant présente les principaux procédés étudiés de nos jours. Ils sont regroupés suivant deux grandes catégories les systèmes frigorifiques à cycle ouverts et ceux à cycles fermés.

II.5.1. Les systèmes frigorifiques à cycle ouverts

On parle de systèmes à cycle ouvert car dans ces procédés des échanges de matières avec l'extérieur sont réalisés. Le principe consiste à humidifier l'air dans le but d'abaisser sa température sèche. De l'eau est donc injectée dans l'air, absorbant ainsi la chaleur de celui-ci pour s'évaporer. Ce phénomène ne se conçoit que si l'air initial est suffisamment sec. Cette déshumidification préalable peut être effectuée par un matériau hygroscopique, qui peut aussi bien être liquide que solide [31, 32].

II.5.1.1. Dessiccation solide (DEC)

La technologie la plus courante utilise des roues à adsorption rotatives généralement constituées de Silica-gel, de Zéolite ou de Chlorure de Lithium comme matériaux de sorption. La Figure (II.10) présente le principe de fonctionnement d'une telle installation, ainsi qu'un aperçu de la centrale de traitement d'air correspondante.





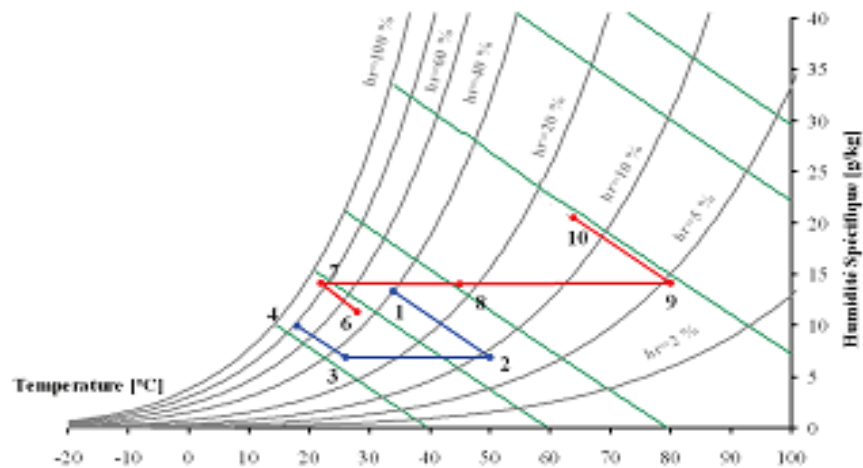


**Figure (II.9) : Schéma (haut) et aperçu (bas) d'un système à dessiccation solide avec roue à sorption [32].**

Le procédé permettant le refroidissement de l'air destiné à rafraîchir le bâtiment comme indiqué sur la Figure (II.10) est le suivant :

- L'air extérieur (chaud et humide) entre dans le système et traverse une roue dessiccante en rotation, afin d'être déshumidifié (trajet 1-2). La réaction d'adsorption étant exothermique, l'air est réchauffé.
- L'air entre ensuite dans un échangeur, afin d'être pré-refroidi par l'air extrait du bâtiment (trajet 2-3). Plusieurs technologies sont envisageables comme celle de l'échangeur rotatif.
- L'air est ensuite humidifié afin d'obtenir l'effet frigorifique souhaité (trajet 3-4).
- L'air extrait du local est à nouveau humidifié, afin d'abaisser encore un peu plus sa température sèche (trajet 6-7).



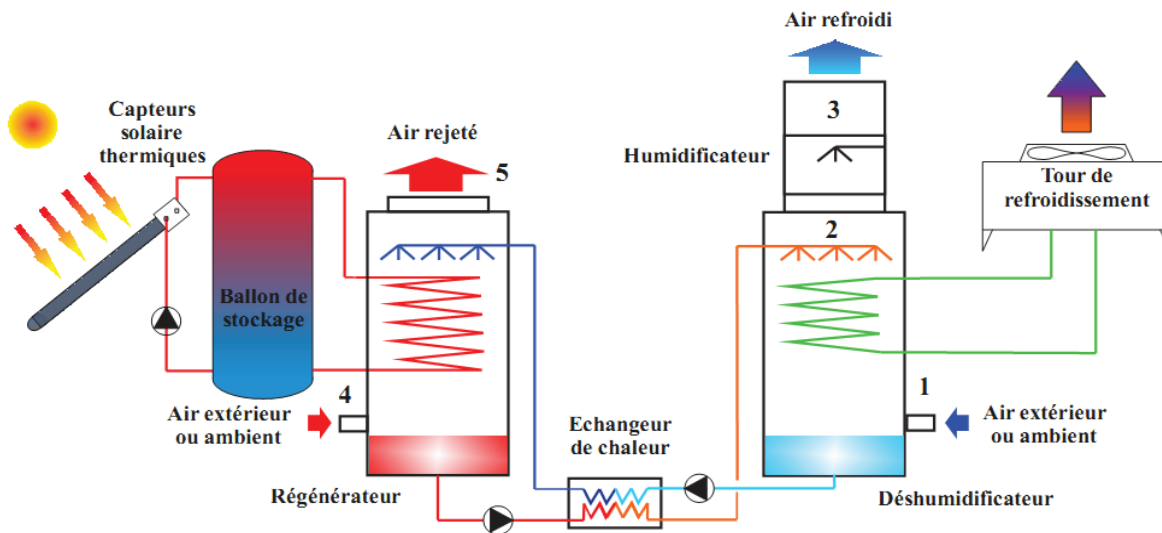


**Figure (II.10) : Traces dans le diagramme de l'air humide des transformations suivies par l'air extérieur (bleu) et vicié (rouge) dans un système à dessiccation**

En 2001, Henning et al. [33] ont montré que ce procédé permettait d'économiser jusqu'à 50% d'énergie primaire par rapport à une solution conventionnelle à compression mécanique de vapeurs. De plus, ces installations ont des coûts de fonctionnement très faibles et respectent l'environnement. Pour améliorer ces procédés, des travaux concernent l'amélioration de la déshumidification [34, 35] et des systèmes de régulation [36, 37]. Par contre, ce type d'installation de rafraîchissement solaire nécessite une conception particulière dans le cas de conditions d'humidité importante, comme les régions côtières ou tropicales [38,39, 40].

### II.5.1.2. Dessiccation liquide

Dans le cas de la dessiccation par liquide, la déshydratation est réalisée par absorption. La roue dessiccante est remplacée par un ensemble déshumidificateur et régénérateur. Ces éléments permettent le refroidissement de l'air soufflé grâce à une solution absorbante, généralement eau/chlorure de lithium ou eau/chlorure de calcium.



**Figure (II.11) : Schéma de principe d'un système à dessiccation liquide**

Le principe de fonctionnement est décrit sur la Figure (II.12) [23] :

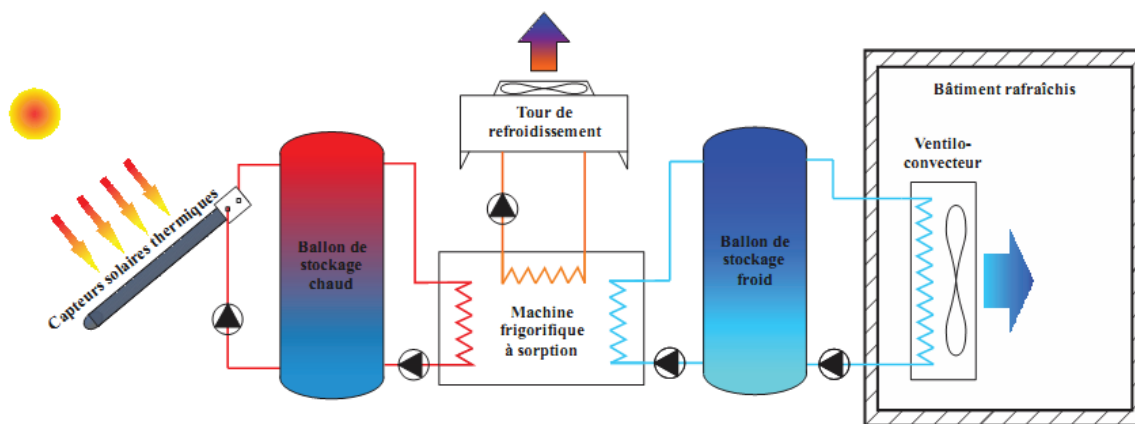
- L'air extérieur (1) entre dans l'absorbeur afin d'être déshumidifié. La chaleur d'absorption (réaction exothermique) est évacuée vers l'extérieur par la tour de refroidissement.
- L'air (2) traverse ensuite un humidificateur, afin d'être refroidi à la température souhaitée (3) puis est soufflé dans la pièce à rafraîchir.
- La solution diluée créée dans l'absorbeur est pulvérisée dans le désorbeur au dessus de l'échangeur alimenté par la source chaude solaire (réaction endothermique).
- L'air extrait du bâtiment (vicié) est soufflé dans le régénérateur. L'air ainsi chauffé et humidifié est rejeté à l'extérieur. La solution concentrée obtenue est renvoyée vers le déshumidificateur pour un nouveau cycle.

De manière à augmenter les performances du système, un échangeur récupérateur de chaleur est installé entre la solution diluée sortant du régénérateur et la solution concentrée sortant du déshumidificateur. Cet échangeur permet de préchauffer la solution diluée avant son entrée dans le régénérateur et de sous-refroidir la solution concentrée avant son retour vers le déshumidificateur. Il réduit ainsi les quantités de chaleur à fournir au régénérateur et à évacuer à l'absorbeur. Après avoir réalisé une étude théorique et expérimentale sur ce type de système, K. Gommed et G. Grossman [41] ont réalisé un prototype. Ils ont pu en analyser ses performances, identifier les problèmes et mener à bien l'optimisation de la conception. Le système, d'une capacité de rafraîchissement de 16 kW a été installé au Centre de génie énergétique de Haïfa (palastine). Le fluide de travail utilisé est le couple LiCl/H<sub>2</sub>O et le

système est connecté à un champ de capteurs solaires. Les performances du système ont été surveillées pendant les cinq mois de l'été 2003 dans des conditions de fonctionnement variables. L'analyse des données a montré que l'installation permettait d'atteindre un COP thermique de 0.8 (rapport entre le froid produit et la chaleur consommée).

### II.5.2. Les systèmes frigorifiques à cycle fermés

Les cycles thermodynamiques de ces systèmes sont appelés trithermes car fonctionnant entre une source froide, une source chaude et un puits infini [42]. Leur schéma de principe dans le cas de leur utilisation pour du rafraîchissement solaire de bâtiment est présenté sur la Figure (II.13). Les principes de fonctionnement associés à chacun des systèmes à sorption sont présentés dans ce qui suit avec tout d'abord l'adsorption, physique puis chimique et ensuite l'absorption.



**Figure (II.12) : Schéma de principe des installations de rafraîchissement solaire à sorption**

#### II.5.2.1. Systèmes à adsorption

Deux grandes catégories de systèmes à adsorption peuvent être distinguées : continu et intermittent, mais en fonction de l'utilisation, ces cycles sont plus ou moins adaptés à l'utilisation de l'énergie solaire [43]. Un procédé intermittent dans le cadre de la réfrigération pour la conservation de vaccins par exemple, est tout à fait adapté à l'énergie solaire car le fonctionnement est journalier [44]. Une utilisation du froid produit sur une plus longue période implique alors son stockage systématique dans un matériau à changement de phase par exemple. Par contre, lorsque le but est de rafraîchir un bâtiment, un système continu est mieux adapté car si, par exemple, la journée précédente les conditions météorologiques

étaient médiocres, le système ne serait pas capable de remplir son objectif. De plus, ces cycles peuvent être opérationnels sans pièces mobiles hormis quelques électrovannes. Il en résulte de faibles vibrations, une simplicité mécanique, une fiabilité et une longue durée de vie.

Une autre catégorisation structurelle des systèmes à adsorption concerne la nature de l'effet, c'est-à-dire si le phénomène est physique ou s'il comprend une réaction chimique. C'est donc suivant cette structure que ces deux cycles sont présentés dans les deux paragraphes suivants :

✓ **Physisorption (Adsorption physique)**

Machines frigorifiques à adsorption fonctionnent grâce à la faculté de certains solides, d'adsorber (réaction exothermique) et de désorber (réaction endothermique) une vapeur à la surface du matériau qui les constitue (pouvant atteindre plusieurs dizaines de m<sup>2</sup> par gramme). L'adsorption est un phénomène largement connu et très utilisé notamment dans la capture de gaz (traitement de l'air, dépollution, industrie chimique,...). La mise en oeuvre d'une machine frigorifique fonctionnant selon ce principe requiert la présence de deux enceintes dont l'une contient le solide adsorbant, l'autre constituant le réservoir de fluide frigorigène. La présence d'un solide empêche toute circulation entre les éléments, si bien que le fonctionnement est cyclique : à une phase de production frigorifique doit succéder une phase de régénération afin de remettre le système dans un état apte à produire à nouveau du froid [45, 46]. Les associations sorbant/sorbat [47] les plus connues et utilisées sont :

- Zéolithe/Eau,
- Silicagel/Eau,
- Charbon actif/Méthanol.

Les adsorbants les plus utilisés pour la climatisation sont les silicagels ou les zéolithes, avec l'eau comme réfrigérant ou encore les charbons actifs avec le méthanol puisqu'il peut être refroidi en dessous de 0°C. Mais le méthanol possède une chaleur latente de vaporisation plus faible que celle de l'eau. D'autre part, le couple zéolithe/eau demande des températures de régénération importante, alors que les couples charbon actif/méthanol et silicagel/eau peuvent utiliser des apports de chaleur à des températures inférieures à 100°C [48]. Par conséquent, le couple le plus utilisé pour la climatisation solaire est silicagel/eau.

L'équilibre thermodynamique entre le solide et le gaz est divariant si bien que le cycle d'une machine à adsorption se représente sur un diagramme P, T, x (diagramme d'Oldham) comme par exemple dans le cas du couple Zéolithe/Eau de la Figure 17. Sur cette figure, on peut observer le tracé d'un cycle produisant du froid à 5°C, évacuant la chaleur de condensation et d'adsorption à 35°C et consommant de la chaleur à 85°C

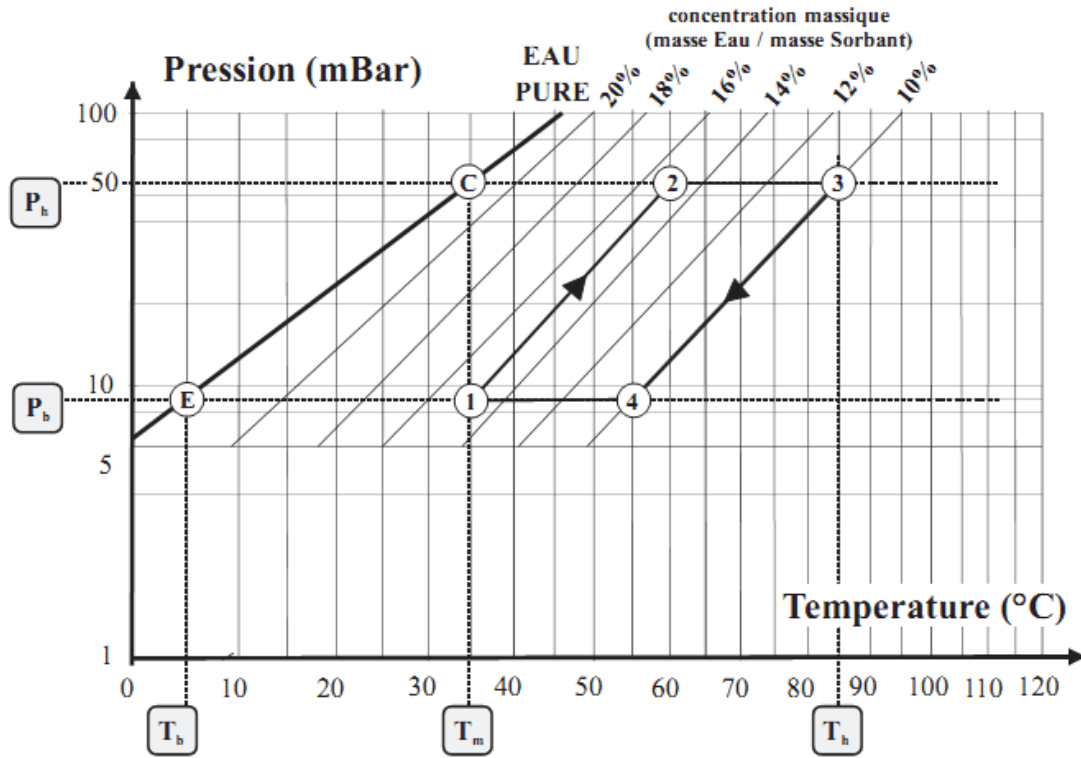


Figure (II.13) : Représentation des points caractéristiques du cycle à adsorption sur un diagramme d’Oldham, pour le couple Zéolithe/eau

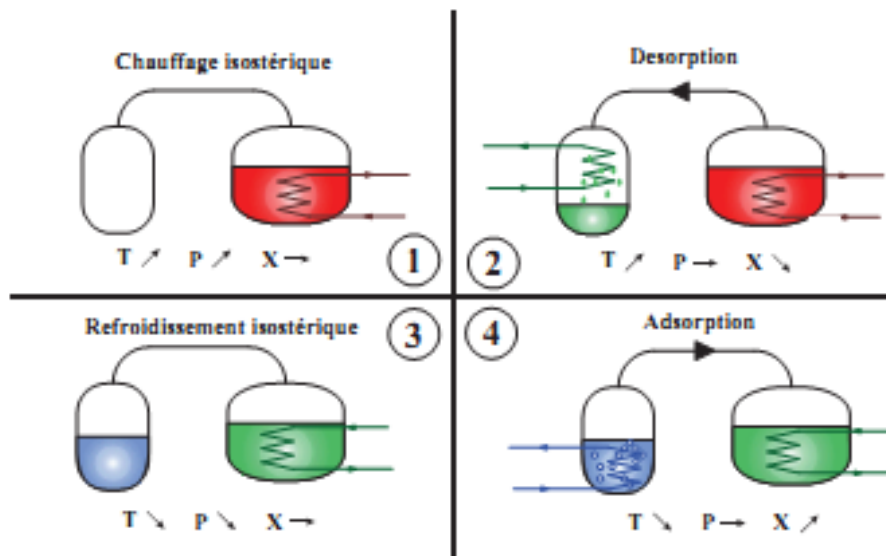


Figure (II.14) : Schéma de principe d’une machine à adsorption

Le principe de fonctionnement est assez simple et se scinde en 4 phases, comme présenté sur la Figure (II.15). Dans la mesure où nous traitons de l'opportunité de l'utilisation des machines à sorption dans le cadre de la réfrigération solaire, décrivons son fonctionnement depuis le matin. A ce moment, la production frigorifique vient d'avoir lieu et le système va être régénéré. L'apport de chaleur au solide provoque une légère désorption qui pressurise progressivement l'ensemble désorbeur/condenseur. Cette étape rapide consomme peu de chaleur et désorbe si peu de gaz qu'elle s'effectue en supposant une transformation à composition constante (rapport de la masse de fluide frigorigène sur la masse d'adsorbant) que l'on nomme aussi isostérique. Lorsque la pression qui règne dans le système atteint la pression de saturation du fluide frigorigène correspondant à la température du condenseur  $T_m$ , alors débute la condensation. Si on suppose que cette dernière impose alors sa pression à l'enceinte contenant le sorbant, la désorption proprement dite débute. Le point caractéristique du solide se déplace alors suivant une isobare vers les plus hautes températures en désorbant le fluide frigorigène qui va ensuite se condenser. Cette deuxième étape s'achève lorsque le désorbeur atteint la température maximale du cycle  $T_h$ . La troisième étape est assez similaire à la première et s'effectue par dépressurisation en suivant une isostère (composition constante) à cause du refroidissement du système.

### **II.5.2.2. Systèmes à absorption liquide**

Les machines frigorifiques à absorption liquide sont des machines trithermes. Elles fonctionnent donc grâce à trois niveaux de températures  $T_b$ ,  $T_m$  et  $T_h$  (vérifiant  $T_b < T_m < T_h$ ). Elles produisent du froid uniquement à partir d'un apport de chaleur à la température  $T_h$ , c'est-à-dire sans échange de travail avec l'extérieur. Les deux températures  $T_m$  et  $T_b$  imposent respectivement deux niveaux de pression :

- $P_h$  : la Haute Pression au niveau du condenseur et du générateur,
- $P_b$  : la Basse Pression au niveau de l'évaporateur et de l'absorbeur.

La Figure (II.15) représente une installation à absorption liquide simple effet fonctionnant avec le couple  $H_2O/LiBr$  et ses différents éléments

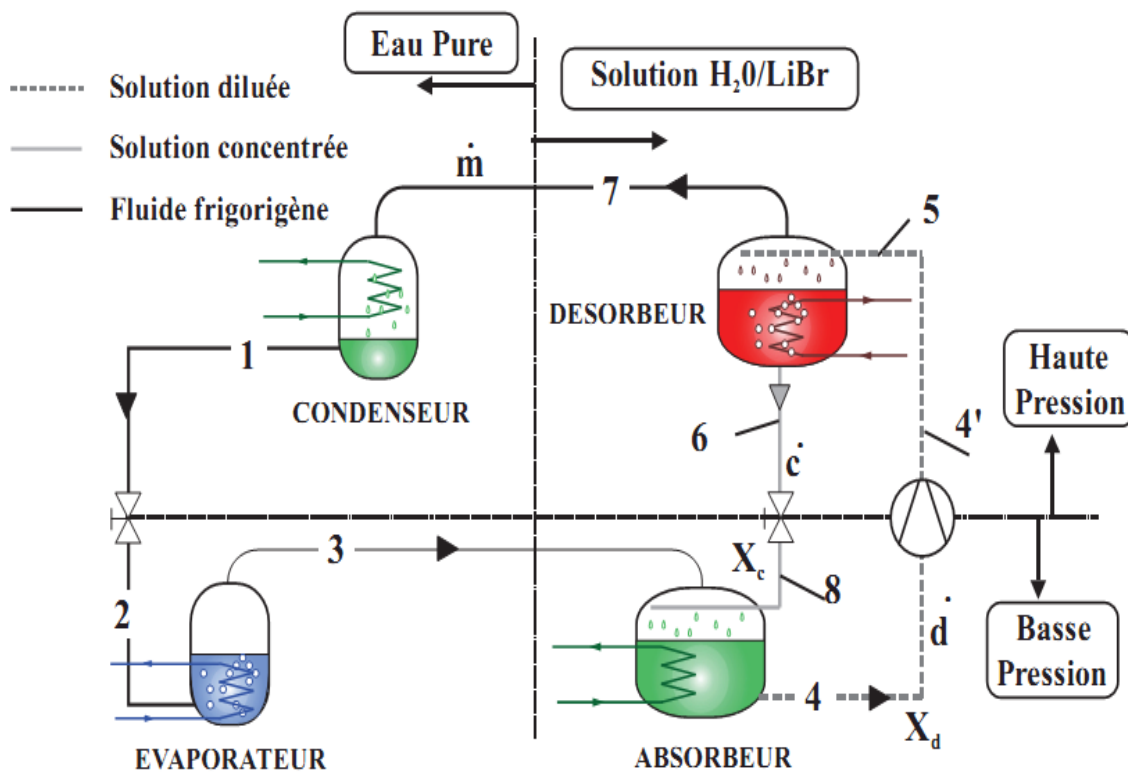


Figure (II.15): Structure d'une machine frigorifique à absorption H<sub>2</sub>O/LiBr.

## II.6.Conclusion

Les machines à absorption sont les machines frigorifiques à sorption les plus présentes sur le marché du rafraîchissement solaire que ce soit de petites ou grandes puissances. Leur combinaison avec les capteurs solaires thermiques plans et sous vides est assez bien connue dans le domaine des grosses installations. Cependant, dans le cas des petits systèmes, le comportement instationnaire de ces machines n'est pas encore bien connu du fait de tous les paramètres transitoires influençant le fonctionnement de celles-ci, comme la ressource solaire, les conditions environnementales et la charge frigorifique du bâtiment. Les systèmes à dessiccation n'ont pas encore pénétré le marché comme ont pu le faire l'absorption et l'adsorption. Pour ce qui est des technologies de captation, les capteurs plans et sous vide sont les plus utilisés et on ne retrouve que très peu de systèmes nécessitant un flux solaire concentré. Regardons de plus près les machines à absorption disponibles sur le marché et les coûts estimés d'une telle installation de rafraîchissement solaire à l'heure actuelle, afin de comprendre cette forte représentation.

# Chapitre III

## Systeme frigorifique à absorption



**Introduction :**

Le principe de fonctionnement d'une machine simple effet est le même que pour un système classique à compression, avec un fluide frigorigène qui se vaporise à basse température (production de froid) et se condense à plus haute température (rejet de chaleur). Le compresseur mécanique est remplacé par un compresseur thermochimique (désorbeur / absorbeur) qui utilise un couple réfrigérant / liquide absorbant (solution saline) et une source de chaleur motrice.

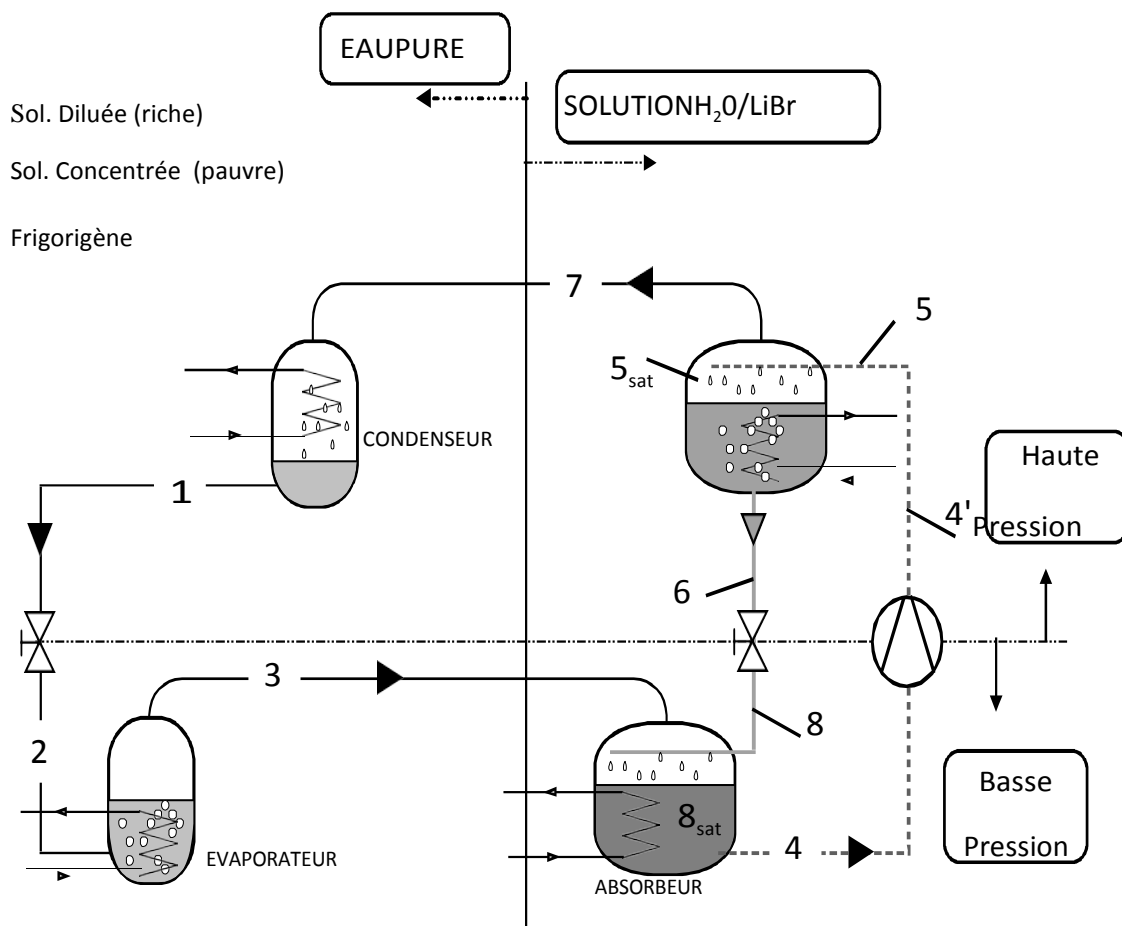
Les machines frigorifiques à absorption liquide fonctionnent grâce à la faculté de certains liquides, d'absorber (réaction exothermique) et de désorber (réaction endothermique) un liquide. Elles utilisent également le fait que la solubilité de cette vapeur dans le liquide dépend de la température et de la pression. Ainsi ces machines utilisent comme fluide de travail un mélange binaire, dont l'un des composants est beaucoup plus volatil que l'autre, et constitue le fluide frigorigène. Deux couples sont principalement utilisés :

Eau+bromure de lithium ( $H_2O/LiBr$ ) l'eau étant fluide frigorigène.

Ammoniac+eau ( $NH_3/H_2O$ ) l'ammoniac étant fluide frigorigène.

**LE CYCLE DE BASE :****IV -01 /DESCRIPTION :**

Schématiquement une installation absorption liquide comporte les différents éléments représentés dans la figure 1.



**Figure III-01** : structure d'une machine frigorifique à absorption

Un système à absorption comprend tout d'abord, comme la machine à compression de vapeur, un ensemble condenseur/ détenteur/évaporateur, dans lequel ne transite que le frigorigène pur. Cet ensemble est connecté à la partie chimique du procédé, chargée de modifier l'état du frigorigène évaporé pour le rendre condensable à la température de l'environnement. La base de son fonctionnement réside dans les propriétés des solutions binaires dont l'équilibre (liquide / vapeur) est divariant : à la pression constante, la température de la saturation évolue avec la composition de la solution liquide comme le montre le diagramme P T X (**FIGURE 2**).

Ce comportement est responsable du phénomène de glissement apparu avec l'emploi de mélanges frigorigènes dans l'industrie frigorifique. Pour les systèmes à absorption, on exprime le même comportement d'une manière différente : à pression constante, la composition de solution évolue avec la température, l'examen de la figure 2 montre qu'une augmentation de température provoque une concentration de la solution et qui inversement son abaissement conduit à une dilution. D'autre part les deux constituants des mélanges utilisés présentent une différence de volatilité telle que la vapeur saturante est pratiquement pure en composant volatil. Les opérations isobares de concentration et de dilution provoquent donc respectivement la désorption et l'absorption d'une vapeur qui jouera ainsi le rôle de frigorigène.

L'étude des mélanges relève historiquement du génie chimique qui exprime généralement l'état de la solution aqueuse en fonction de la concentration en composant dissous pour les applications frigorifiques. Ceci peut entraîner une confusion puisque pour les deux mélanges actuellement utilisés en réfrigération, l'eau joue soit le rôle de frigorigène ((H<sub>2</sub>O/lithium)) soit le rôle de sorbant (NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O). En conservant cette définition de la composition, il apparaît immédiatement que selon le couple étudié la désorption du frigorigène conduit à une augmentation du titre X LiBr pour le mélange H<sub>2</sub>O/LiBr et inversement à une diminution de titre X NH<sub>3</sub> pour le couple NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O, par opposition l'absorption de fluide frigorifique impliquera respectivement une diminution de X LiBr et augmentation de X NH<sub>3</sub>.

Cette définition de composition ne permet pas d'obtenir des expressions générales applicables aux deux couples lors de l'analyse thermodynamique du cycle.

Dans ces objectifs deux conventions restent possibles :

- Exprimer la composition de la solution en composant le plus volatil (fluide frigorifique)
- Exprimer la composition de la solution en composant le moins volatil (sorbant).

Bien que la machine présentée ici concerne le couple, H<sub>2</sub>O/LiBr dont les propriétés thermodynamiques sont généralement disponibles en fonction de X LiBr (cf. **Figure 3**)

Première convention simple beaucoup mieux adaptée au génie frigorifique et c'est celle que nous utiliserons dans la suite. Toutefois la description du cycle rendra les deux approches afin de préciser les différentes appellations que nous avons choisies :

- ✓ Solutions diluée (en sorbant)= solution riche(enfrigorigène)
- ✓ Solution concentrée (en sorbant)= solution pauvre (en frigorigène)

la mise en œuvre d'un cycle de basse nécessite les quatre composants actifs énumérés ci-dessous (figure 1).le cycle de la solution peut être décrit sur le diagramme de Oldham qui représente les conditions de saturation P T X de la solution liquide (figure 2) .dans ce diagramme les iso titre ou iso concentration sont sensiblement des droites .pour le couple H<sub>2</sub>O/LiBr les concentrations sont généralement exprimées par rapport à la teneur en bromure de lithium X<sub>LiBr</sub> .la droite de teneur 0% correspond ainsi à l'équilibre liquide /vapeur de eau pure

**le condenseur** :composant analogue à celle des machines à compression de vapeur .C'est la température T<sub>m</sub> du fluide caloporteur alimentant la condenseur qui fixe la température de condensation et donc la pression dans l'ensemble désorbeur / condenseur.

La condensation du frigorigène nécessite le rejet de la chaleur de condensation Q<sub>conda</sub> à la température T<sub>m</sub>.

Le trajet 7 – 1 correspondant comprend une phase de désurchauffe ,la condensation ainsi qu'un éventuel sous refroidissement .

**L'évaporateur** :à la sortie de du condenseur (1), le frigorigène liquide subit un laminage à travers le détendeur (1-2) puis s'évapore produisant la puissance frigorifique Q<sub>evap</sub>.La température d'évaporation et par suite la pression dans l'ensemble évaporateur /absorbeur est fixée par la température T<sub>b</sub> de la source froide. Notons la présence d'une éventuelle surchauffe en sortie de cet échangeur.

**Bouilleur ou désorbeur** : la solution diluée [riche en frigorigène] (5) y reçoit la quantité de chaleur Q<sub>dés</sub> à une température T<sub>h</sub> ce qui provoque la désorption partielle du frigorigène (7)et une solution concentrée [pauvre en frigorigène](6). Cet organe effectue une concentration (trajet 5-6)du sorbant (X<sub>LiBr</sub>) ou un appauvrissement en frigorigène (xH<sub>2</sub>O)suivant la convention choisie.

**L'absorbeur :** la vapeur issue de l'évaporateur 3 y rencontre la solution concentrée [pauvre] provenant du désorbeur 8 .elle est absorbée par cette solution, qu' s'enrichie en frigorigène .

La chaleur  $Q_{abs}$  dégagée par cette transformation exothermique est évacuée par une fluide caloporteur a la température  $T_m$ .en sortie d'absorbeur 4, on obtient ainsi une solution diluée [riche] .Ce composant effectue donc une délitation (trajet8-4) du sorbant (Xlibr).

La différence de pression entre l'ensemble absorbeur/évaporateur (BP) et désorbeur/condenseur (HP) nécessite en outre ;

- La présence des deux détendeurs sur les circuits frigorigène (1-2) et solution concentrée (6-8).
- La présence d'une pompe sur le circuit de la solution diluée [riche](4-4°)

Notons que le travail effectué par cette pompe est nettement inférieure a celui d'un compresseur.

Dans les deux cas ,il s'agit de faire passer la pression d'un fluide de  $P_{evap}$  a  $P_{cond}$  .mais dans le cas de la pompe, le fluide est une liquide, alors que pour le compresseur , c'est une vapeur ..Le travail étant de la  $F_v \cdot D_p$ , on conclut que le travail de la pompe vaut environ 1/1000 du travail du compresseur ( $V_{liq} = V_{vap}/1000$ ).

#### IV -2/Spécificité des couples utilises :

##### H<sub>2</sub>O/LiBr

1. La vapeur issue du désorbeur est une vapeur pure (100 °° eau).
2. Le point triple de eau a 0 °C, les machines H<sub>2</sub>O/LiBr ne permettent pas d'atteindre des températures négative et trouvent leurs applications essentiellement dans la climatisation[49 ;51]
3. L'eau constituant ici le fluide frigorigène on notera les faible niveaux de pression atteints [52] ,niveaux auxquels le frigoriste est , malgré tout peu habitué a titre exemple l'eau s'évapore a 5C° sous une pression absolue d'environ 9 mbars et se condense a 35C° A environ 56 mbars .ces réflexion s attirent l'attention sur la qualité d'étanchéité nécessaire lors de conception de l'installation ainsi qu' a son maintien au cours de la vie de la machine ,li faut également prendre garde aux pertes de charge puisque ces niveaux de pression conduisent a des débits volume gazeux très important .ils impliquent également un faible pression entre partie basse pression et haute

pression (qlq dizaines de mbars) de sorte que les deux détendeurs sont en général constitué simplement d'un tube dont la perte de charge la détente souhaitée.

4. Lorsque la température augment la solubilité du sel (libr) dans l'eau diminué, ce qui peut provoquer la cristallisation (Cf figure 2 courbe de cristallisation) de telles conditions sont à éviter afin de ne pas obstruer les tuyauteries de l'installation ni d'endommager la ou les pompes de circulation. L'installation actuelle comporte généralement une ligne liquide supplémentaire (soit condenseur / adsorbeur ) soit ( évaporateur / absorbeur ) qui permet d'alimenter l'absorbeur en eau pure et servir de dispositif de dilution d'urgence.

### NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O :

1. Les concentrations sont généralement exprimées par rapport au frigorigène NH<sub>3</sub>.
2. La vapeur issue du désorbeur contient un reliquat d'eau (qlq %) et nécessite donc la présence d'un organe supplémentaire appelé rectifieur, chargé d'éliminer l'eau de cette vapeur avant cette introduction dans le condenseur.
3. L'ammoniac constituant le fluide frigorigène, les niveaux de pression restent analogues à ceux rencontrés dans la machine à compression (jusqu'à -40 °C). Actuellement, plusieurs installations fonctionnent à -20 °C [53 54].

### IV-03/Construction du cycle et utilisation des diagrammes thermodynamiques :

Le diagramme d'Oldham est le plus utilisé et le plus pratique pour une étude du cycle de la solution. Il donne la concentration massique de la solution en soluté en fonction de la température et de la pression. C'est un diagramme ( $\ln(P)$ ,  $-1/T$ ), paramétré en concentration massique. La Figure 2 présente un tel diagramme relatif au couple H<sub>2</sub>O/LiBr.

Dans ce diagramme, les isotitres sont sensiblement des droites. La droite de concentration 0% correspond à l'équilibre liquide/vapeur de l'eau pure.

La richesse de l'isotitre est définie par rapport à la concentration massique en bromure de lithium.

- **Pressions de fonctionnement**

les températures des sources  $T_m$  (environnement) et  $T_b$  (production du froid) fixent les deux pressions  $P_h$  et  $P_b$ . ces deux pressions correspondent aux pressions de vapeur saturante de l'eau (isotitre  $X_{libr} = 0$ ) aux températures  $T_m$  (point 1) et  $T_b$  (point 3).

- **Variation du titre au cours du cycle**

Le titre  $X_c$  de la solution concentrée [pauvre] en sortie de désorbeur est donné par l'intersection de l'isotherme  $T_h$  et l'isobare  $P_h$  (point 6). d'une manière analogique, le titre de la solution diluée [riche] en sortie d'absorbeur correspond à l'intersection de l'isotherme  $T_m$  et de l'isobare  $P_b$  (point 4).

- **Titre et température de la solution à l'entrée de l'absorbeur**

L'absorbeur reçoit la solution concentrée [pauvre] provenant du désorbeur, après que celle-ci ait été détendue dans le détendeur (6-8). La détente implique une chute de température due à une vaporisation partielle de la solution, l'absorbeur reçoit donc un mélange de solution liquide et de vapeur (8), dont il n'est pas possible, à l'aide de ce diagramme de préciser ni la ni à l'entrée de l'absorbeur, ce mélange est donc tout d'abord refroidi, d'une autre part par mélange avec la vapeur froide arrivant de l'évaporateur, d'autre part directement par le fluide caloporteur, ce refroidissement entraîne tout d'abord une re-absorption de la vapeur produite par la détente, puis l'absorption de vapeur provenant de l'évaporateur. Le processus d'absorption commencera au point  $\delta_{sat}$  défini par l'intersection de l'isotitre  $X_c$  et de l'isobare

$P_b$ .

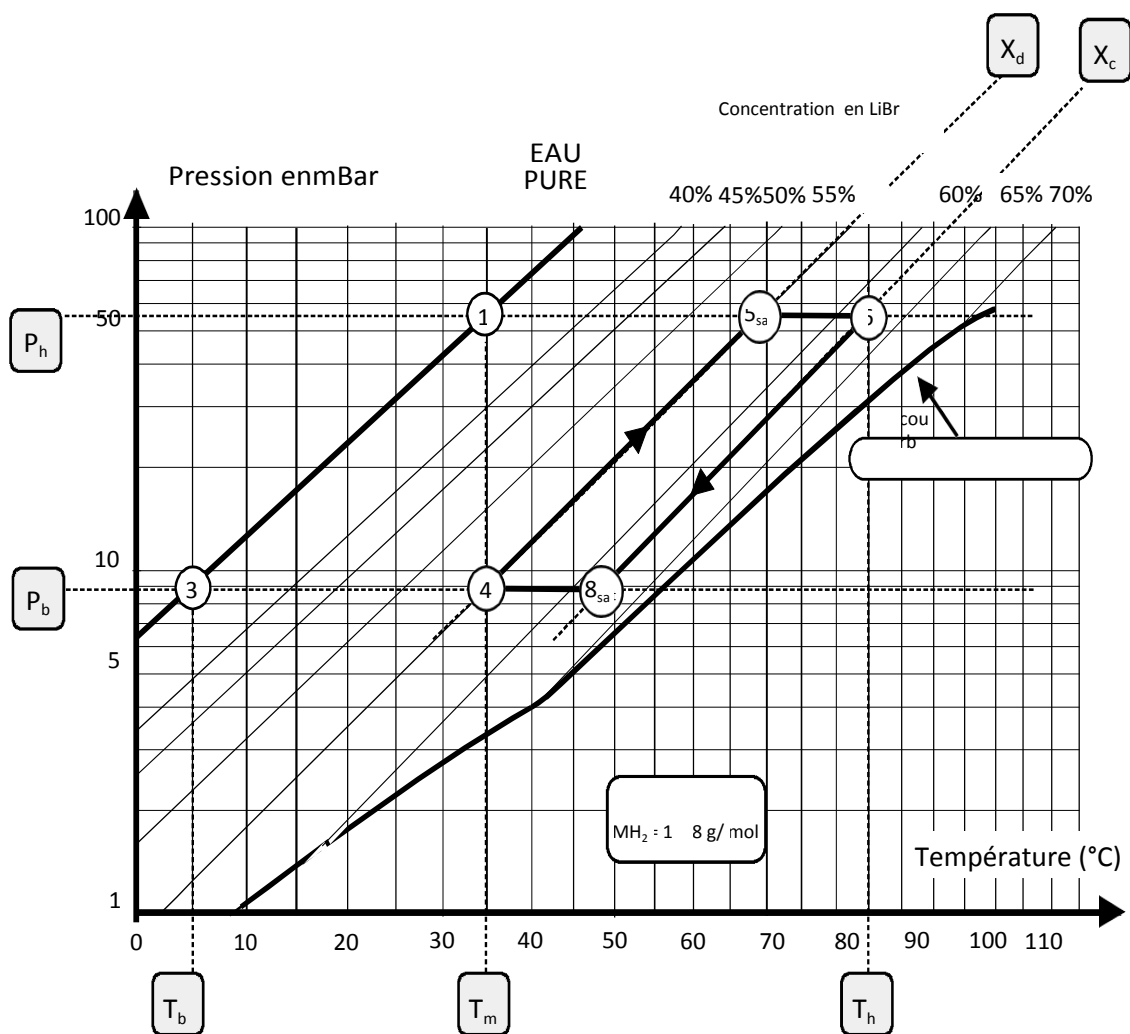


Figure III-2 :représentation des points caractéristique du cycle a absorption diagramme d'oldham,couple H2O/LiBr

- **Titre et température de la solution a l'entrée du désorbeur**

Le désorbeur reçoit la solution diluée [riche] issue de l'absorbeur, après que celle-ci ait traversé la pompe (4-4°) ce liquide sous-refroidi, ne peut pas être représenté sur le diagramme de Oldham, ou ne figurent que des états d'équilibre liquide /vapeur .si la compression supposée isotherme, le titre et la température sont ici connus et restent identiques au titre et a la température du point 4. a son entrée dans le désorbeur, le liquide sera donc tout d'abord réchauffé jusque a la température T<sub>5sat</sub> donnée par l'intersection de l'iso titre X<sub>d</sub> et l'isobare P<sub>h</sub> .la désorption commencera alors au point 5 Sat ainsi défini.

Si le diagramme de Oldham permet d'avoir une bonne représentation de l'installations,il ne permet ni l'étude énergétique,ni le dimensionnement de la machine ces objectifs requierent



l'utilisation du diagramme de Meckel (concentration ,enthalpie ,cf. figure 3 ) il existe aujourd'hui aussi le logiciels de calcul [49] qui a partir des équations d'état (cf. [55 56 57 58] et annexe 1) donnent les même renseignements mais façon plus rapide et plus faible.

Le diagramme de Meckel permet une étude complète de la machine a absorption, car en plus des informations données par le diagramme de Oldham, il renseigne ce qui est fondamental pour les calculs, sur les enthalpies de la solution liquide (ou absorbant) et de la vapeur du soluté (ou absorbat).

C'est un diagramme  $X, H$  paramétré en pression et température pour la solution, en pression pour la vapeur.

Il permet de connaître la teneur du mélange vapeur en équilibre avec la solution ainsi que les enthalpies de chaque point. On prêtera attention aux conventions choisies dans la représentation de ce diagramme .on remarquera en particulier que celui de la figure 3 adopte la teneur en eau comme représentation de la concentration.

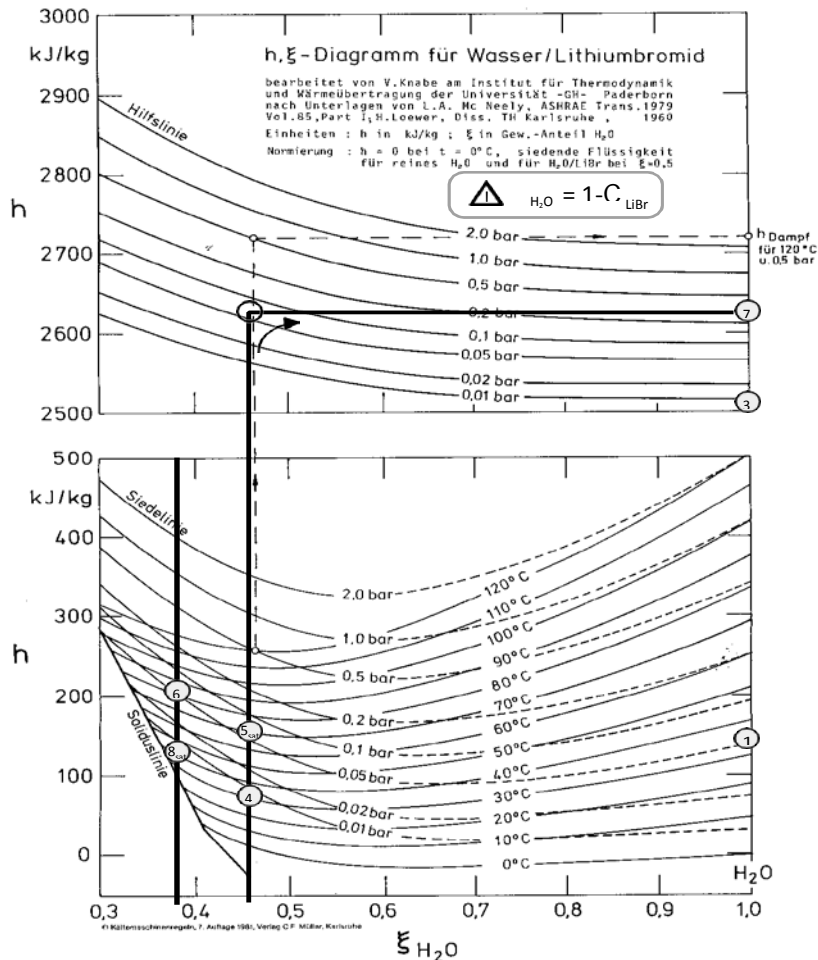


Figure III- 03 ; diagramme de Meckel du couple H<sub>2</sub>O/libr

Le tracé du cycle de solution liquide est immédiat : il suffit de reporter les points 1 3 4 5 6 et définis précédemment .Le relève des valeurs conduit alors aux résultats du tableau qui suit :

Point	1	2	3	4	4'=5	5 <sub>sat</sub>	6	7	8 <sub>sat</sub>	8
T (°C)	35	5	5	35	35	69	85	69	49	47
P (mbars)	56.3	8.7	8.7	8.7	56.3	56.3	56.3	56.3	8.7	8.7
X <sub>LiBr</sub> (%)	0	0	0	54.84	54.84	54.84	62.22	0	62.22	62.22
X <sub>H2O</sub> (%)	1	1	1	45.16	45.16	45.16	37.78	1	37.78	37.78
h (kJ/kg)	146.6	146.6	2509.8	83.17	83.17	153.21	211.8	2628.3	144.95	211.8

Tableau(III.1) : relève des valeurs de diagramme de Meckel

**IV -04/Estimation du coefficient de performance :**

Appelons  $\dot{m}$   $\dot{c}$   $\dot{d}$  les débits-masse respectivement du frigorigène, de la solution concentrée et de la solution diluée et  $X_c$ ,  $X_d$  les titres en frigorigène de la solution concentrée et de la solution diluée.

Bien évidemment ces titres en frigorigène sont reliés aux titres en sorbant par :

$$X_r = 1 - X_d \quad \text{et} \quad X_p = 1 - X_c$$

Au niveau de l'absorbeur deux bilans –masse peuvent être effectués :

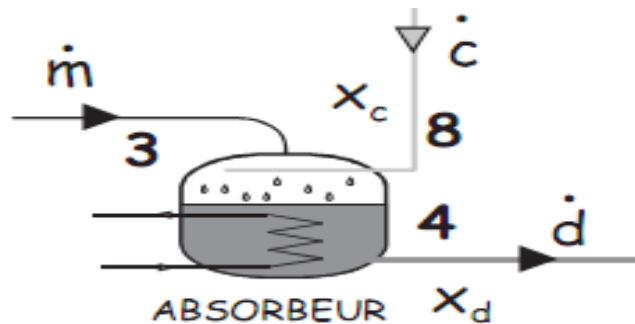
$$\dot{m} + \dot{c} + \dot{d} = 0 \quad \dots\dots\dots \text{(Bilan global de la solution)}$$

$$\dot{c} \cdot x_c - \dot{d} \cdot x_d = 0 \quad \dots\dots\dots \text{(Bilanlibr)}$$

On en déduit une expression de  $\dot{c}$  et  $\dot{d}$  en fonction de  $\dot{m}$  et des différents titres en frigorigène

$$\dot{d} = \dot{m} \frac{x_c}{(x_c - x_d)}$$

$$\dot{c} = \dot{m} \frac{x_d}{(x_c - x_d)}$$



**FigureIII-4:** schéma d'absorbeur et ses notations

On effectue le bilan enthalpique sur chaque composant échangeant de la chaleur ou du travail avec le milieu extérieur :

$$\text{Condenseur : } \dot{Q}_{cond} = \dot{m} (h_1 - h_7)$$

$$\text{Evaporateur : } \dot{Q}_{evap} = \dot{m} (h_3 - h_2)$$

Désorbeur :  $\dot{m}.h_7 + \dot{c}. h_6 - \dot{d}. h_5$

Absorbeur :  $\dot{d}.h_4 + \dot{m}. h_3 - \dot{c}. h_8$

Pompe :  $\dot{W} = \dot{d} . (h_{4'} - h_4)$

En utilisant les équations précédentes, le coefficient de performance peut s'exprimer par :

$$COP = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{Q}_{deso} + \dot{W}} = \frac{\dot{m} (h_3 - h_2)}{\dot{m}.h_7 + \dot{c}.h_6 - \dot{d}.h_5 + \dot{d} .(h_{4'} - h_4)}$$

$$COP = \frac{\dot{m} (h_3 - h_2)}{\dot{m} \left\{ h_7 + \frac{x_d}{(x_c - x_d)} h_6 - \frac{x_c}{(x_c - x_d)} (h_5 + h_4 - h_{4'}) \right\}}$$

Soit finalement :

$$COP = \frac{\Delta x . (h_3 - h_2)}{[\Delta x . h_7 + x_d . h_6 - x_c . (h_5 + h_4 - h_{4'})]} = \frac{\Delta x . (h_3 - h_2)}{\Delta x . h_7 + (1 - x_r) h_6 - (1 - x_p) (h_5 + h_4 - h_{4'})}$$

Avec  $\Delta x = x_r - x_p = x_c - x_d$

$$COP = \frac{3.52}{3.70 + 2.21 - 0.53} = 0.65$$

**IV-05/Rendement thermodynamique ou exégétique:**

Une telle définition du COP pose un problème de cohérence puisque chaleur et travail mécanique sont comptés de même de manière au dénominateur .ces deux formes d'énergie ont pourtant :

- Des couts économiques différents
- Des couts en énergie primaire différents
- Des impacts sur l'environnement différents

Le même problème émerge lorsque l'on compare ces machine aux machine conventionnelle à compression mécanique .cette notion de COP n'est pas suffisante et de telles comparaisons doivent être effectuées sur le rendement exégétique :

$$\eta_{ex} = \frac{-Q_{eva} \cdot \left(1 - \frac{T_m}{T_b}\right)}{Q_{des} \cdot \left(1 - \frac{T_m}{T_h}\right) + w}$$

Engénéral, W(travail des pompes) est négligeable devant  $Q_{des}$ . L'installation peut être considérée comme une machine tritherme ( $w = 0$ ) et que le rendement peut être évalué par :

$$\eta_{ex} = \frac{-Q_{eva} \cdot \left(1 - \frac{T_m}{T_b}\right)}{Q_{des} \cdot \left(1 - \frac{T_m}{T_h}\right)}$$

$$\eta_{ex} = \frac{-3.52 \left(1 - \frac{35}{7}\right)}{4.14 \left(1 - \frac{35}{95}\right)} = 5.53$$

En prenant en compte les pincements nécessaires aux échangeurs, on peut considérer que les températures des sources  $T_{SF}$ ,  $T_{SM}$  et  $T_{s}$  sont respectivement de 15 °C (régime 18/12), 30 °C (28/32) et 90 °C (88/92), ces températures conduisent à  $COP = 0.61$  soit  $\eta_{ex} = 5.53$

Ce rendement exégetique reste faible en comparaison des valeurs obtenues en compression de vapeur

#### IV-06/Cycles dérivés :

##### ➤ Cycle standard à échangeur interne :

Toutes les machines à simple effet actuelles comportent aujourd'hui un échangeur (transmetteur interne) entre la solution diluée sortant à  $T_m$  de l'absorbeur et la solution concentrée sortant du bouilleur à  $T_h$  (figure 4).

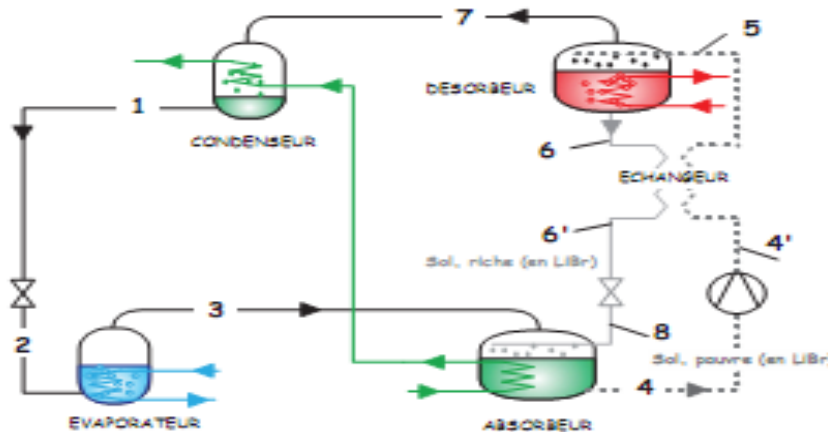


Figure III-5 : Représentation schématique d'une machine à absorption dotée d'un échangeur interne

Cet échangeur permet de préchauffer la solution diluée avant son entrée dans bouilleur (désorbeur\_) et de sous refroidi la solution concentrée avant la détente. Il réduit ainsi les quantités de chaleur à fournir au désorbeur et évacuer à l'absorbeur

Cet échangeur peut caractérisé par son efficacité  $S = \frac{T_{6'} - T_6}{T_{4'} - T_6}$ , ce qui permet d'estimer la température de la solution concentrée avant détente  $T_{6'}$ . L'état de la solution diluée à l'entrée du désorbeur est quand à lui déduit du bilan enthalpique effectué sur échangeur.

$$\dot{c} \cdot (h_{6'} - h_6) - \dot{d} \cdot (h_{4'} - h_5) = 0$$

Le tableau qui suite présente les caractéristiques d'un cycle standard avec un échangeur d'efficacité  $S = 0.8$  Ces valeurs conduisent à un COP de 0.8 soit un gain d'environ 16 % par rapport au cas précédent :

Point	1	2	3	4	5	6	6'	7	8
T (°C)	35	5	5	35	67	85	45	69	45
P (mbars)	56.3	8.7	8.7	8.7	56.3	56.3	56.3	56.3	8.7
$x_{LiBr}(\%)$	0	0	0	54.84	54.84	62.22	62.22	0	62.22
$x_{H_2O}(\%)$	1	1	1	45.16	45.16	37.78	37.78	1	37.78
h (kJ/kg)	146.6	146.6	2509.8	83.17	149.3	211.8	136.7	2628.2	136.7

**Tableau(III.2) :** les caractéristiques d'un cycle standard avec un échangeur.➤ **Cycle GAX :**

La dénomination de ce type de cycle [11 12 13] provient de son nom anglophone Générateur-Absorbeur-échangeur (GAX). La particularité tient à la récupération d'énergie à la fois sensible et latente lors de la descente en température et d'une partie de l'absorption, ou profit de la montée en température et d'une partie de la désorption (figure 5)

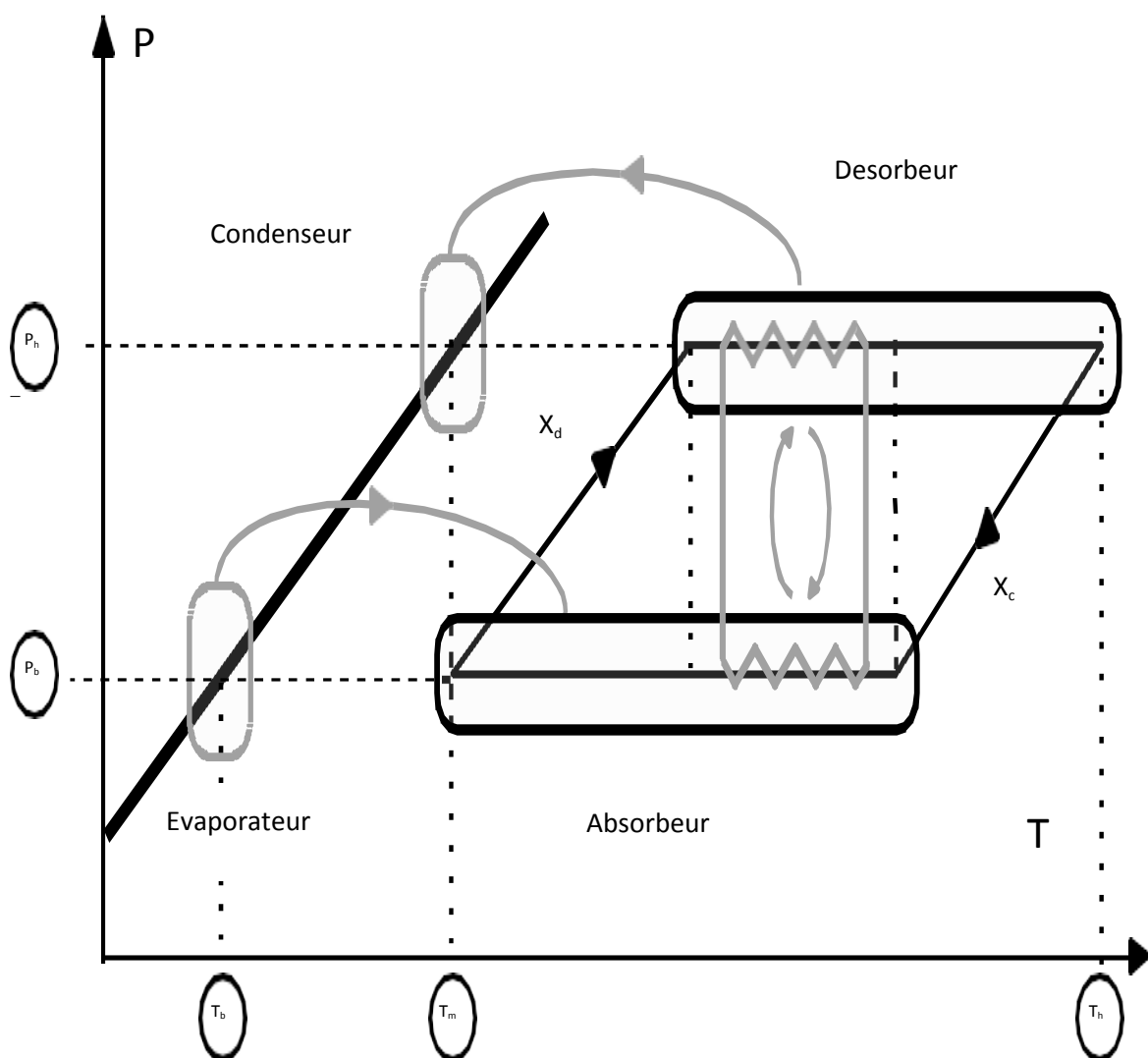


Figure III-6 : Schéma de Principe du cycle GAX.

Son fonctionnement suppose comme on peut le constater dans la figure 5, un écart

important entre les température  $T_m$  et  $T_h$  pour assurer une récupération d'énergie à des niveau de température suffisamment intéressent .Aussi son utilisation st réservée uniquement au couple  $NH_3/H_2O$  qui n'est soumis à aucun cristallisation et donc aucun limitation de cette ordre vers les hautes températures.

La récupération d'énergie se traduit au bilan final par une réduction de la part fournir effectivement au désorbeur et donc par des COP plus élevés que ceux des cycles standards

#### **IV-07/Les avantages d'une machine frigorifique a absorption**

- ✚ Utilisation de la ressource solaire comme principale source d'énergie.
- ✚ Faible consommation électrique par rapport aux machines à compression mécanique classiques.
- ✚ Fluide frigorigène utilisé inoffensif, -Nuisance sonore du compresseur supprimée.
- ✚ Absence d'usure précoce (car absence de pièces mécaniques en rotation).

#### **IV-08/Les inconvénients d'une machine frigorifique a absorption**

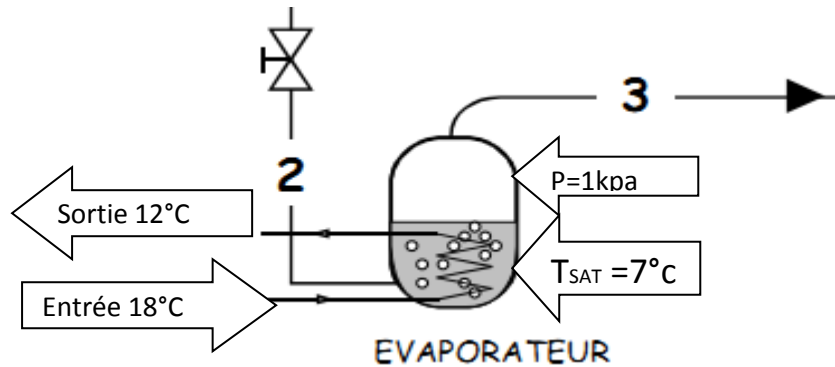
- ✚ Nécessité d'un système de refroidissement à basse température.
- ✚ Température de régénération élevée (pour le couple  $NH_3/H_2O$ ).
- ✚ Risque de cristallisation, -Coût d'investissement très élevé.
- ✚ COP inférieur à celui des machines à compression.



# Chapitre IV

## Dimensionnement des composants de la machine à absorption

## IV) Calcul et dimensionnement d'un évaporateur :



$$T_{ec} = 18 \text{ °C} \quad , \quad T_{SF} = 12 \text{ °C} \quad , \quad T_{MOY} = 15 \text{ °C} .$$

Détermination du débit massique  $\dot{m}$  :

L'expression du flux de chaleur :  $Q = \dot{m} C_p \Delta T$  ;

A.N

$$3.52 = \dot{m} \times 4180 \times (15 - 7) \quad . \rightarrow \dot{m} = 0.10 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Détermination le coefficient de convection a l'intérieur du tube :

$$v = \frac{\dot{m}}{S} ; \quad v = \frac{0.10 \cdot 10^{-3}}{15,38 \cdot 10^{-5}} = 0.65$$

$$Re = \frac{\rho v D}{\mu} ,$$

$$Re = \frac{0.65 \cdot 10^3 \cdot 14 \cdot 10^{-3}}{0.5 \cdot 10^{-3}} = 18200$$

$$Nu = 0.023 Pr^{0.33} Re^{0.8} = 0.023 \times 7.02^{0.33} \times 18200^{0.8} = 111.9$$

$$Nu = \frac{h_i D}{k} ; \quad h_i = \frac{111.9 \cdot 0.6161}{0.014} = 4927.1 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ °C}}$$

$$h_i = 4927.1 \frac{w}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

Détermination le coefficient de convection a l'extérieur du tube :

LA FORMULE DE ROSENHOW

$$\varphi = \mu_l \times h_{fg} \times \left[ \frac{\rho_l - \rho_v}{\delta} \right]^{0.5} \times \left[ \frac{C_{pl} \times \Delta T_{SAT}}{C_{sf} \times H_{fg} \times Pr_l} \right]^3 \quad [77]$$

$$C_{sf} = 0.006 \quad T_{SAT} = 15 - 7 = 8^\circ C$$

$$Pr_l = \frac{C_p \times \mu}{K} = \frac{1427 \times 10^{-6} \times 2134}{0.576} = 10.41$$

$$\Delta T_{LM} = \frac{(18-7) - (12-7)}{\ln \frac{11}{5}} = 7.59^\circ C$$

$$\begin{aligned} \varphi &= 1427 \times 10^{-6} \times 2496000 \times \left[ \frac{9.81 \times 996}{75 \times 10^{-3}} \right]^{0.5} \times \left[ \frac{4213 \times (15 - 7)}{0.006 \times 2496000 \times 10.41} \right]^3 \\ &= 1116.8 \frac{w}{m^2} \end{aligned}$$

$$\varphi = h_{eb} \Delta T_{sat}$$

$$h_{eb} = \frac{1116.8}{8} = 1389.6 \text{ w}/m^2 \cdot ^\circ C$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{4927.1} + \frac{1}{1389.6} + \frac{0.02}{383}} = 1028.5 \text{ w}/m^2 \cdot ^\circ C$$

$$S = \frac{\phi}{U \Delta T_{SAT}} = \frac{3520}{1028.5 \times (15-7)} = 0.42 \text{ m}^2$$

$$L = \frac{S}{\pi \cdot d} = \frac{0.42}{3.14 \times 0.016} = 8.40 \text{ m}$$

Tableau récapitulatif :

Les paramètres	Les résultats obtenus	Les paramètres	Les résultats obtenus
$P$ (kbar)	1	$U$ ( $W/m^2.K$ )	1028.5
$Re$	18200	$h_e$ ( $W/m^2. ^\circ C$ )	1389.6
$Nu$	111.9	$h_i$ ( $W/m^2. ^\circ C$ )	4927
$T_{es}$ ( $^\circ C$ )	12	$\Delta T_{lm}$	7.59
$T_{ee}$ ( $^\circ C$ )	18	$\Delta T_{SAT}$	08
$m$ (kg/s)	0.10	$p_r$	10.41
$V$ (m/s)	0.56	$S$ (m <sup>2</sup> )	0.42
$Pr$	7.02	$L$ (m)	8.40
$C_{sf}$	0.006	$Q_{evap}$	3.52
$\Phi$	1116.8		

Tableau 01: les résultats obtenu pour évaporateur.

Conclusion :

La longueur de serpentin calculée est une longueur acceptable ,vue le matériau utilisé et la puissance évaporateur  $L = 8.40$  m et  $S = 0.41$  m<sup>2</sup>

## Dimensionnement d'un absorbeur à serpentin d'une machine à absorption pour Eau/Bromure de Lithium

### Introduction

Le marché des machines à absorption de grandes puissances utilisées dans les secteurs industriel et tertiaire est en nette progression. Ceci est fortement lié à leurs performances énergétiques malgré leurs coûts d'investissement qui restent encore élevés, en particulier pour les faibles puissances. Ces coûts élevés sont imputés aux prix des principaux équipements de ces machines et plus particulièrement au prix de l'absorbeur. Plusieurs travaux de recherche portant, en particulier sur le développement de nouveaux absorbeurs sont en cours dans le but d'améliorer davantage leurs performances énergétiques et réduire ainsi leurs coûts d'investissement et d'exploitation.

Ce travail consiste à dimensionner un nouveau type d'absorbeur à serpentin à film ruisselant utilisé dans une machine à absorption opérant avec le couple  $H_2O/LiBr$  et délivrant une puissance thermique de  $3,52 kW$ .

**Mots clés :** Machine absorption  $H_2O/LiBr$ , Absorbeur en serpentin à film ruisselant .

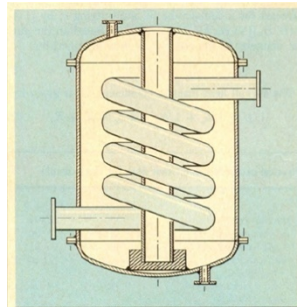


Figure 4 : Echangeur à serpentin [68].

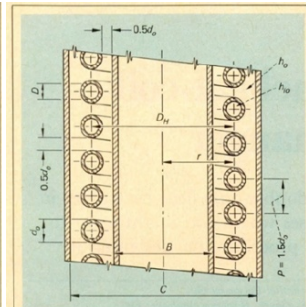


Figure 5 : Vue en coupe d'un échangeur à serpentin [68].

### 1- Les modèles de caractérisation de transfert de masse et de chaleur

Dans tout problème de modélisation de transfert de chaleur et de masse, une étude bibliographique est indispensable. En effet, cette étude nous guidera dans le choix du modèle le plus proche à notre configuration d'absorbeur. C'est pour cela nous présenterons deux modèles de transfert de chaleur et de masse les plus proches à notre configuration.

### 1.1.Modèle de Yoon

Ce modèle a été développé par Yoon et al. [67]. Les étapes de la méthode d'analyse de transfert de chaleur et de masse sont présentées comme suit :

La température moyenne logarithmique est définie par :

$$DTLM = \frac{(T_{si} - T_{eo}) - (T_{so} - T_{ei})}{\ln\left(\frac{(T_{si} - T_{eo})}{(T_{so} - T_{ei})}\right)} \quad (1)$$

Le coefficient de transfert de chaleur à l'intérieur des tubes hélicoïdaux pour un liquide en écoulement turbulent peut être déterminé à partir de la corrélation de Yang [67] :

$$h_i = 0.0023 \frac{k_e}{d_i} \text{Re}_e^{0.8} \text{Pr}_e^{0.4} \left(1 + 82.4 \left(\frac{d_i}{d_c}\right)^3\right) \quad (2)$$

En ignorant les résistances thermiques des parois des tubes, le coefficient de transfert de la chaleur à l'extérieur :

$$h_o = \left(\frac{1}{U} - \frac{d_o}{d_i} \frac{1}{h_i}\right) \quad (3)$$

Le nombre de Nusselt peut être obtenu de l'équation :

$$\text{Nu}_s = \frac{h_o \delta}{k_s} \quad (4)$$

Avec  $\delta$  et  $\text{Re}_s$  sont donné par :

$$\delta = \left(\frac{3\Gamma \mu_s}{\rho_s^2 g}\right)^{1/3} \quad (5)$$

$$\text{Re}_s = \frac{4\Gamma}{\mu_s} \quad (6)$$

Le débit du film liquide par unité de longueur ( $kg/m.s$ ) s'écoulant vers le bas sur la surface de tubes est exprimé par :

$$\Gamma = \frac{m_s}{2\pi d_c} \quad (7)$$

### 1.2. Modèle de Kaynakli et Horuz

Ce modèle est basé sur l'étude qui a été faite par Kaynakli & Horuz [64] dont l'objectif principale est de déterminer le coefficient de transfert de chaleur par convection côté eau de refroidissement, en utilisant la corrélation suivante pour un écoulement turbulent à l'intérieur des tubes en serpentin :

$$Nu_e = 0.023 Re_e^{0.85} \left( \frac{r_i}{R} \right)^{0.1} Pr_e^{0.4} \quad (8)$$

$$h_i = \frac{Nu_e k_e}{d_i} \quad (9)$$

$$m_{abs} = \frac{m_s}{A} \left( \frac{C_i}{C_o} - 1 \right) \quad (10)$$

Le calcul du coefficient de transfert de chaleur par convection côté solution est assez complexe car le tube hélicoïdale n'est pas complètement mouillé. La surface effective (mouillée) peut être calculée comme suit :

$$A_{est} = \frac{1}{2} \pi r_o l \quad (11)$$

$$\frac{m_s}{n} = \frac{1}{2} \delta l v \rho_s \quad (12)$$

La vitesse moyenne du film tombant est :

$$v = \frac{\pi r_o}{t} \quad (13)$$

Le temps est estimé en utilisant la corrélation de la pulvérisation des liquides sur les solides.

$$t = \frac{2\mu_s l^2}{a\sigma \cos \phi} \quad (14)$$

La vitesse moyenne et l'épaisseur du film tombant peut être exprimée comme suit :

$$v = \left( \frac{gV_s}{3} \right)^{1/3} \text{Re}_s^{2/3} \quad (15)$$

$$\delta = \left( \frac{3V_s^2}{g} \right)^{1/3} \text{Re}_s^{1/3} \quad (17)$$

Une expression générale de  $l$  peut être obtenue en combinant les équations de (14) à (17)

$$l = \left( \frac{3\rho_s}{32g} \right)^{1/4} \left( \frac{n}{m_s \mu_s} \right)^{1/2} (\pi r_o a \sigma \cos \phi)^{3/4} \quad (18)$$

Dans le cas où l'eau est en contact avec une surface métallique propre, l'angle de contact  $\Phi$  varie de  $0^\circ$  à  $20^\circ$ . Donc le cosinus de  $\Phi$  varie de 1 à 0.94, il est approximativement égale à 1. si on suppose que cela est également vrai pour l'eau et la solution de bromure de lithium, le cosinus  $\Phi$  peut être supprimé de l'équation (21). Donc, la surface totale mouillée pour une spire d'un serpentin peut être estimé comme  $A_{\text{eff}}$ .

$$A_{\text{eff}} = 2\pi r_o n \quad (19)$$

Le nombre de Prandtl de la solution peut être calculé par l'équation suivante :

$$\text{Pr}_s = \frac{Cp_s \mu_s}{k_s} \quad (20)$$

Le nombre de Reynolds  $\text{Re}_s$  et le

nombre de Prandtl  $\text{Pr}_s$  sont utilisé pour obtenir le nombre de Nusselt :

$$\text{Nu}_s = 0.0614 \text{Re}_s^{0.533} \text{Pr}_s^{0.344} \quad (21)$$

Le coefficient de transfert de chaleur par convection côté solution peut être déterminé comme suit

$$h_o = \frac{\text{Nu}_s k_s}{\delta} \quad (22)$$



Le coefficient de transfert de chaleur globale est déterminé par :

$$U = \left[ \frac{1}{h_i} + r_i \frac{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{k_{\text{cuivre}}} + \frac{A_i}{h_o A_{\text{eff}}} \right]^{-1} \tag{23}$$

Où  $A_i$  est la surface d'échange d'une spire du serpentín :

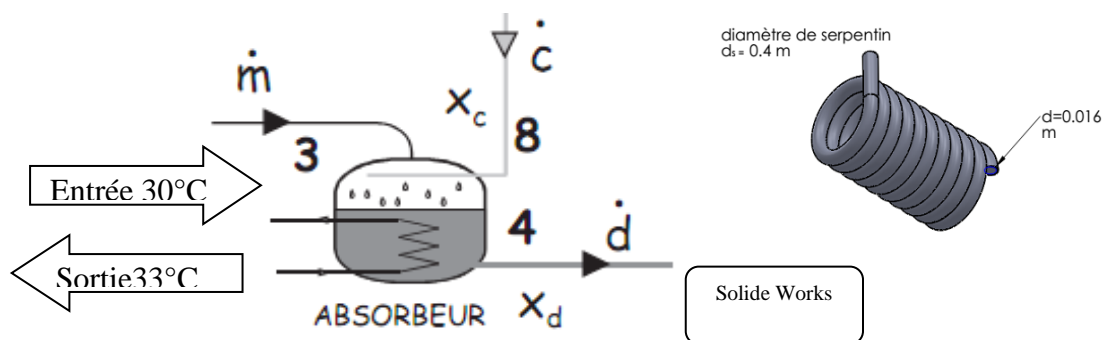
$$A_i = 4\pi^2 r_i R \tag{24}$$

### 3. Résultats et discussions :

On a les données suivantes :

Les propriétés éphysico chimiques de chaque flux sont calculées à partir de corrélations mentionnées dans la littérature [71]. La conductivité thermique de cuivre  $k_{\text{cuivre}}=383.0712 \text{ W/m.}^\circ\text{C}$ .

Les propriétés de l'eau à la température moyenne  $T_e = (T_{ei}+T_{eo})/2=32.5^\circ\text{C}$  sont  $k_e=0.6161 \text{ W/m.}^\circ\text{C}$ ,  $\mu_e=7.6932.10^{-4} \text{ kg/m.s}$ ,  $\nu_e=1.023.10^{-4} \text{ m}^2/\text{s}$ ,  $\rho_e=996.333 \text{ kg/m}^3$  et  $Cp_e=4177 \text{ J/kg.}^\circ\text{C}$ . Pour le cas de la solution  $x_{si}=62.14\% \text{ LiBr}$  et qui sont les suivants :  $k_{si}=0.2104 \text{ W/m.}^\circ\text{C}$ ,  $\mu_s=0.0044 \text{ kg/m.s}$ ,  $\rho_s=1747.7 \text{ kg/m}^3$  et  $Cp_s=1871,3 \text{ J/kg.}^\circ\text{C}$ .



#### Au niveau de l'absorbeur deux bilan

$$\dot{m} + \dot{c} - \dot{d} = 0 \dots\dots\dots \text{(Bilan global de la solution)}$$

$$\dot{c} x_c - \dot{d} x_d = 0 \dots\dots\dots \text{(Bilan liBr)}$$

On déduit une expression de c et d en fonction de  $\dot{m}$  :

$$\dot{d} = \dot{m} \cdot \frac{x_c}{x_c - x_d}$$

$$\dot{c} = \dot{m} \cdot \frac{x_d}{x_c - x_d}$$

➤ **Calcule le débit de vapeur :**

on a puissance égale a 3,52 KW, la chaleur latente de vaporisation  $L_v = 2489,1 \text{Kj/Kg}$  à  $7\text{C}^\circ$  ; 1,00 Kpa

On a la loi :  $Q = \dot{m} \cdot l_v L_v = \dot{m} \Delta H$  ; AN :  $\dot{m} = \frac{Q}{L_v} = \frac{3.52}{2489.1} = 0.00141 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$

$\dot{m}$  : le débit de vapeur qui entre dans l'absorbeur ;

On a  $X_c = 62, 22$        $X_d = 54, 84$ .

$$0, 00141 + \dot{c} - \dot{d} = 0 \dots\dots\dots (1)$$

$$0.6222\dot{c} - 0, 5484 \dot{d} = 0 \dots\dots\dots (2)$$

$$\rightarrow \dot{d} = \dot{m} \frac{X_c}{(X_c - X_d)} = 0.00141 \times \frac{0.6222}{(0.6222 - 0.5484)}$$

$$\rightarrow \dot{d} = 0.00141 \times \frac{0.6222}{(0,0732)} = 0.01189 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$\rightarrow \dot{c} = 0.00141 \times \frac{0,5484}{(0,0732)} = 0.01048 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

➤ **On va calculer Q abs :**

$$Q_{\text{abs}} = \dot{d} h_4 - \dot{m} h_3 - \dot{c} h_8 = - 3, 9825 \text{ KW}$$

Calcule travail de pompe:

$$W_{\text{POMPE}} = 0,01189 \cdot (83,17 - 149,3) = 0,78629 \text{ KW}$$

On va calculer la vitesse dans le tube serpentin :

$$Q = m C_p \Delta T \quad \text{Avec} \quad \Delta T = (33 - 30) = 3$$

$$\dot{m} = \frac{3982.5}{3 \cdot 4177} = 0.317 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 0.000317 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$v = \frac{\dot{m}}{s} = 1.57 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

➤ On va calculer Reynolds :

$$Re = \frac{\rho v d}{\mu} = \frac{996 \cdot 1.57 \cdot 0.014}{7.6932 \cdot 10^{-4}} = 28456.40$$

➤ On calcule Prandtl :

$$Pr = \frac{C_p \cdot 4177 \cdot 7.6932 \cdot 10^{-4}}{0.6161} = 5.21$$

➤ Calcule le nombre de Nusselt :

$$Nu = 0.023 Re^{0.85} \left(\frac{r_i}{R}\right)^{0.1} Pr^{0.4}$$

$$Nu = 0.023 \times 6110.16 \times (1.93) \times 0.91 = 246$$

$$Nu = \frac{h_i \lambda}{d_i}$$

Le coefficient de convection à l'intérieur du tube égal

$$h_i = \frac{246 \times 0.6161}{0.014} = 10825.57 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{C}}$$

- calcule le coefficient de convection extérieur  $h_{\text{ext}}$  :

Calcule nombre de Reynolds

$$Re_s = \frac{4 \Gamma}{\mu_s}$$

**Débit de filme :**

$$\Gamma = \frac{\dot{m}_s}{2\pi d_e} = \frac{0.01048}{2 \times 3.14 \times 0.040} = 0.041 \frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{s}}$$

**Nombre de Reynolds :**

$$Re_s = \frac{0.041 \times 4}{0.0044} = 37.27$$

➤ Calcule l'épaisseur du film :

$$\delta = \left( \frac{3\Gamma \mu_s}{\rho_s^2 g} \right)^{1/3}$$

$$\delta = \left( \frac{3 \times 0.041 \times 0.0044}{1747.72 \times 9.8} \right)^{1/3} = 2.62 \times 10^{-4} \text{ m}$$

➤ calcule le nombre du Prandtl :

$$Pr_l = \frac{1871.3 \times 0.0044}{0.2104} = 39.13$$

➤ calcule le nombre du Nusselt :

$$Nu_s = 0.0614 \times 131.73 \times 1.134 = 9.17$$

**Calcule  $h_{\text{ext}}$  :**

AN :

$$h_e = \frac{9.17 \times 0.2104}{2.62 \times 10^{-4}} = 7351.4 \text{ W/m}^2\text{C}$$

➤ Calcule coefficient d'échange global U du transfert du chaleur :

$$U = \frac{1}{\frac{1}{7351.4} + \frac{1}{10825} + \frac{0.002}{383}} = 4287.76 \text{ W/m}^2\text{C}$$

DONC :

$$Q = U S \Delta T_{TLM}$$

$$S = \frac{Q}{U \Delta T_{TLM}} \Rightarrow S = \frac{3982.5}{4287.76 \times (8.74)} = 0.10 \text{ m}^2$$

Donc

$$L = \frac{S}{\pi d_e}$$

AN

$$L = \frac{0.10}{3.14 \times 0.016} = 2.15 \text{ m}$$

Tableau récapitulatif :

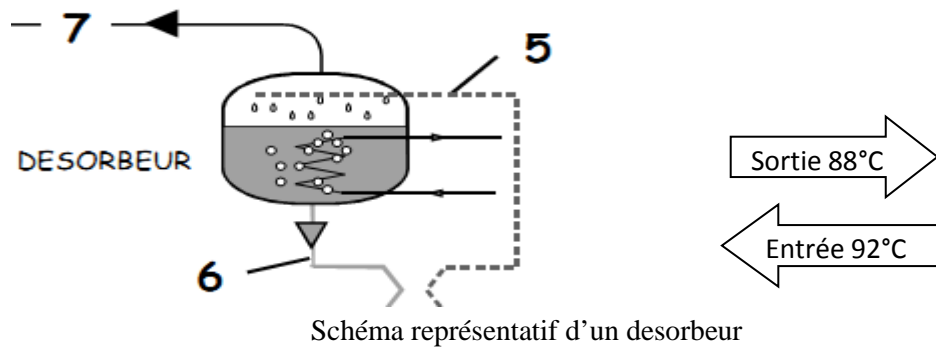
Les paramètres	Les résultats obtenus	Les paramètres	Les résultats obtenus
----------------	-----------------------	----------------	-----------------------

<b>P (kpas)</b>	1	<b>U (W/m<sup>2</sup>.K)</b>	4287.76
<b>Re</b>	28456.40	<b>h<sub>e</sub>(W/m<sup>2</sup>. °C)</b>	7351.4
		<b>h<sub>i</sub> (W/m<sup>2</sup>. °C)</b>	10825.57
<b>T<sub>si</sub> (°C)</b>	84	<b>Re<sub>s</sub></b>	37.27
<b>T<sub>ei</sub> (°C)</b>	32.5	<b>Nu<sub>s</sub></b>	9.17
<b>m<sub>e</sub> (kg/s)</b>		<b>Pr<sub>s</sub></b>	39.13
<b>V (m/s)</b>	1.57	<b>S (m<sup>2</sup>)</b>	0.10 m <sup>2</sup>
<b>Γ (kg/m.s)</b>	0.041	<b>L(m)</b>	2.15m
		<b>W<sub>pompe</sub></b>	0.78629
<b>m<sub>abs</sub> (kg/m<sup>2</sup>.s)</b>	0.00141	<b>Q<sub>abs</sub></b>	-3.9825 kw

**Tableau 2: les résultats obtenu pour l'absorbeur.**

**Conclusion :**

La longueur de serpentin calculée est une longueur acceptable ,vue le matériau utilisé



Calcule la puissance de désorbteur :

$$Q_{dés} = m h_7 + c h_6 - dh_5$$

$$Q_{dés} = 0.00141(2625.3) + 0.01046(211.8) - 0.01189 (149.5) = 4.14 \text{ kw}$$

$$\Delta T_{LM} = \frac{(92-69)-(88-69)}{\ln \frac{23}{19}} = 21.05$$

➤ On va calculer  $h_{ex}$  :

Nous utilisons les équations suivantes :

$$Pr = \frac{c_p \mu}{k} \Rightarrow Pr = \frac{4177 \cdot 0.28 \cdot 10^{-3}}{0.6161} = 1.89$$

Propriétés de l'eau a 90 °C sont :

$$\rho = 966 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad c_p = 4200 \frac{\text{j}}{\text{kg}^\circ\text{C}} \quad k = .67 \frac{\text{w}}{\text{m}^\circ\text{C}} \quad \mu = 277 \cdot 10^{-6} \frac{\text{kg}}{\text{m s}} \quad Pr=1.89 \quad \beta = 7 \cdot 10^{-4}$$

$$G_r = \frac{\beta l^3 \Delta T g \rho^2}{\xi^2} = \frac{21 \times 7 \times 10^{-4} \times 0.5^3 \times 10 \times (966)^2}{(277 \times 10^{-6})^2} = 2.2347145 \times 10^{11}$$

$$R_a = G_r \times Pr$$

$$R_a = 2.2347145 \times 10^{11} \times 1.89 = 4.2236 \times 10^{11}$$

$$Nu = 0.125 Ra^{1/3}$$

$$Nu = 0.125 \times (4.2236 \times 10^{11})^{1/3} = 857.79$$

$$h_{ex} = \frac{Nu \times k}{D} = \frac{857.79 \times 0.67}{0.5} = 1147.45 \frac{\text{w}}{\text{m}^2^\circ\text{C}}$$

Calcule le coefficient de convection à l'intérieur de serpentin :

$$Q = \dot{m} C_p \Delta T$$

$$\dot{m} = \frac{4.15 \times 10^3}{4206 \times 4} = 0.24 \frac{kg}{s}$$

$$v = \frac{0.24 \times 10^{-03}}{3.14 \times 0.007^2} = 1.56 \frac{m}{s}$$

$$Re = \frac{10^3 \times 1.56 \times 0.014}{3.18 \times 10^{-4}} = 6867.02$$

$$p_{rl} = \frac{C_p \times \mu}{k} \frac{4206 \times 3.18 \times 10^{-4}}{0.67} = 1.99$$

$$Nu_u = 0.023 Re^{0.8} p_{rl}^{0.33} = 0.023 \times (6867.02)^{0.8} \times (1.99)^{0.33} = 211.9$$

Avec la relation de nusselt

$$Nu_u = \frac{h D_i}{K}$$

$$h_i = \frac{211.9 \times 0.67}{0.014} = 10140.9 \text{ w/m}^2 \text{ } ^\circ$$

Calcule de coefficient d'échange global U de transfère :

$$U = \frac{1}{\frac{1}{10140.9} + \frac{1}{231.27} + \frac{0.002}{383}} = 1221.4 \frac{w}{m^2 \text{ } ^\circ C}$$

Surface d'échange

$$S = \frac{4140}{1221.4 \times 21.05} = 0.161 \text{ m}^2$$

Longueur de tube

$$L = \frac{0.161}{3.14 \times 0.016} = 3.20 \text{ m}$$



Tableau récapitulatif :

Les paramètres	Les résultats obtenus	Les paramètres	Les résultats obtenus
$P$ (Kpa)	5	$U$ (W/m <sup>2</sup> .K)	1221.4
Re	68679.02	$h_e$ (W/m <sup>2</sup> . °C)	1147.45
Nu	211.9	$h_i$ (W/m <sup>2</sup> . °C)	10140.9
$T_{ee}$ (°C)	92	Qdes	4.14
$T_{es}$ (°C)	88	Nu	857.79
$m$ (kg/s)	0.24	Pr	1.99 1.89
$V$ (m/s)	1.56	S (m2)	0.161
$\Delta TLM$ (°C)	21.05	L(m)	3.20
Ra	$4.2236 \times 10^{11}$		

Tableau 03: des résultats obtenu pour désorbeur.

Conclusion :

Les résultats obtenues pour le désorbeur indique que la longueur acceptable pour notre choix.

## Dimensionnement d'un condenseur à serpentín d'une machine à absorption Eau/Bromure de Lithium de petite puissance

### I. INTRODUCTION

Le condenseur constitue l'un des équipements fondamentaux qu'on le rencontre dans tous les systèmes de réfrigération, conditionnement d'air et les pompes à chaleur.

Le dimensionnement de ce type d'échangeur nécessite la compréhension des phénomènes qui régissent lors de la condensation. En effet, cette dernière est un processus de transfert de chaleur par une vapeur saturée qui est converti en un liquide en évacuant la chaleur latente de condensation [72-74]. L'étude de ce phénomène est ainsi devenue un thème fondamental dans le domaine des écoulements diphasiques et des transferts de chaleur et de masse. Toutefois, sa complexité provient de l'intervention simultanée des plusieurs facteurs [73]:

- Les différents types de la condensation: en brouillard, en gouttelettes ou en film,
- Les régimes d'écoulement : diphasique liquide-vapeur en régime laminaire, ondulatoire ou turbulent, par convection forcée, mixte ou naturelle,
- L'état des fluides: vapeur pure saturée ou surchauffée, mélange de vapeurs ou mélange vapeur-gaz non condensables,
- L'influence d'un grand nombre de paramètres tels que la vitesse, la pression, la température des fluides en écoulement et de la paroi,
- La forme géométrique des dispositifs de condensation: plaque plane verticale, horizontale ou inclinée, paroi interne ou externe d'un cylindre horizontal ou vertical de section circulaire ou elliptique, faisceau de tubes horizontaux, échangeurs tubulaires.

Il existe cinq mécanismes de base de la condensation qui sont généralement répertoriés: en goutte, en film, par contact direct, condensation homogène et la condensation d'un mélange des vapeurs formant des liquides immiscibles [72-74]. La condensation en film est le seul des procédés qui a un intérêt industriel particulier.

La configuration des condenseurs à tubes et calandres est la plus utilisée dans la conception des machines frigorifiques. Les travaux actuels sont basés sur l'amélioration du transfert de chaleur qui permet une diminution considérable de la taille de l'échangeur de chaleur. Généralement, les techniques d'amélioration peuvent être divisées en deux groupes : actives et passives. En raison de leur structure compacte et leur coefficient de transfert de chaleur élevé, les tubes incurvés ont été introduits en tant que l'une des techniques passives d'amélioration de la transmission de chaleur. Les échangeurs de chaleur à serpentín sont bien connus l'un des types des tubes incurvés. Due à la complexité de la géométrie des

condenseurs à serpentin, le transfert de chaleur est contrôlé par la combinaison des effets de la géométrie des surfaces des tubes, l'inondation de condensat qui se coule sous l'influence de la gravité, les forces de cisaillement de la vapeur et/ou la tension de la surface. Par conséquent, la prédiction des coefficients de transfert thermique devient très difficile. Le dimensionnement et la modélisation de ce type de condenseur sont liés à la précision du choix des équations de transfert de chaleur lors de la condensation des vapeurs [72,75].

Dans cette étude, on se propose de dimensionner un condenseur à serpentin à film ruisselant d'une machine à absorption eau bromure de lithium de petite puissance. Cette étude est basée sur le développement d'un modèle dont le but est de déterminer les coefficients de transfert locaux de chaleur, le coefficient global et les paramètres géométriques.

Le transfert de chaleur entre les deux fluides, celui passant à l'intérieur de tube en serpentin et l'annulaire, a eu lieu à travers la paroi des tubes. Les dimensions des deux cylindres sont déterminées à partir de la vitesse du fluide dans l'espace annulaire nécessaire pour répondre aux exigences de transfert de chaleur. La figure 01 présente une vue en coupe de l'échangeur en serpentin. Les distances minimales entre les parois de l'espace annulaire et les tubes en serpentin et entre deux enroulements consécutives du serpentin doivent être égales [75].

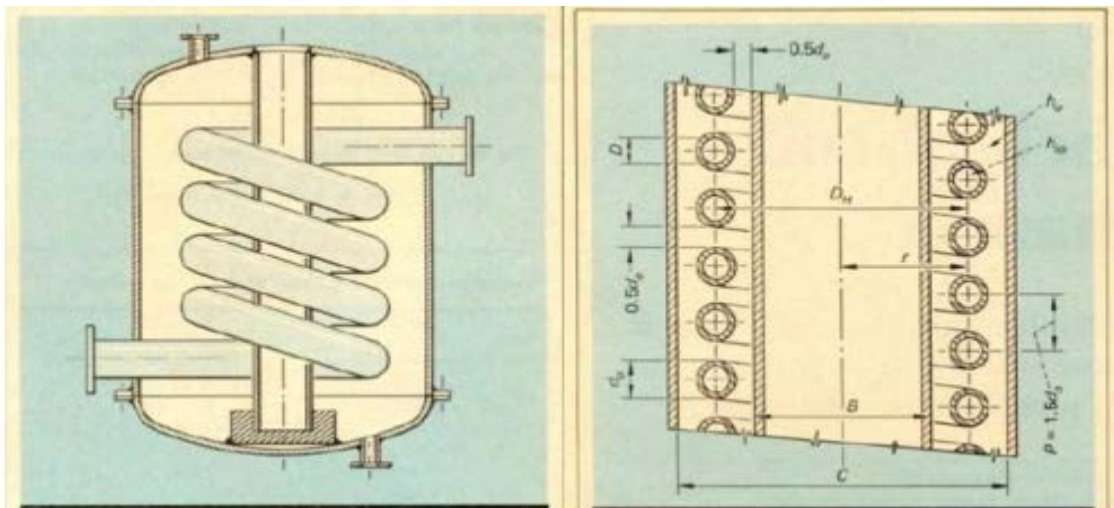


FIGURE 01 : Vue en coupe d'un échangeur à serpentin [75]    FIGURE 02 : Echangeur à serpentin [75]

### III. METHODOLOGIE DE DIMENSIONNEMENT DU CONDENSEUR

Dans toute méthode de dimensionnement d'un échangeur de chaleur, une analyse bibliographique est indispensable. En effet, cette analyse nous permettra de mieux comprendre les phénomènes qui réagissent lors de la condensation en film et nous guidera au choix des corrélations convenables de transfert de chaleur et de masse et qui sont les plus

proches à notre configuration de condenseur. On commence tout d'abord par l'étude du phénomène de la condensation en film ruisselant sur la surface des tubes.

#### A. Description du phénomène de la condensation :

Au cours de la condensation de la vapeur d'eau sur la surface des tubes horizontaux, le condensât provenant des tubes qui se trouvent au-dessus drainant sur les tubes au-dessous, augmente la quantité du condensat circulant sur chaque tube en ajoutant celui formé dans ce tube particulier.

L'inondation du condensât d'une rangée des tubes à une autre rangée est souvent désigné par l'effet du tube. En fait, il est plus complexe que d'être simplement un facteur du nombre des tubes qui sont situés l'un au-dessus de l'autre. L'effet d'une rangée des tubes ne dépend pas seulement de la quantité du condensât qui circule d'un tube à un autre, mais aussi dans quel mode physique le condensât parvient. On distingue trois régimes d'écoulement formés par le condensât lors de son écoulement d'un tube à un autre : mode goutte (Fig.3), colonne (Fig.4), et rideau (Fig.5).

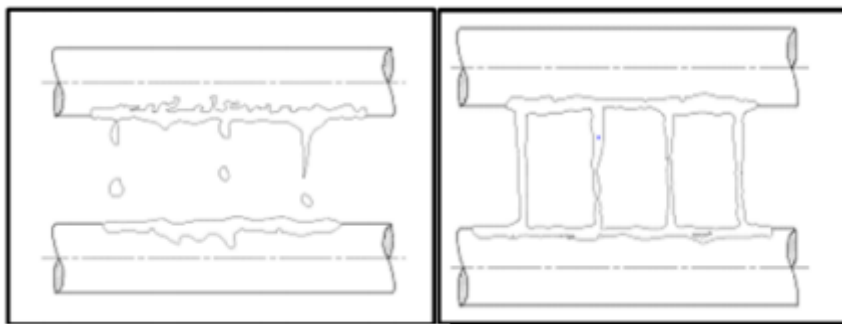


FIGURE 4. Mode colonne [72]. FIGURE 3. Mode goutte [72].

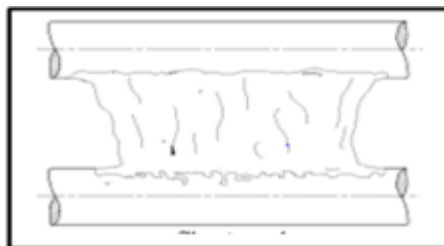


Figure 5. Mode rideau [72]

**Calcul le coefficient de convection a l'extérieur de serpentin  $h_{ext}$  :**

On a la formule de Nusselt suivante, condensation autour d'un tube horizontal peut être calculée par :

$$\bar{h}_h = 0.725 \left( \frac{\lambda_l^3 \rho_l^2 g \Delta H}{\mu_l D_e \Delta T} \right)^{1/4} \quad [76]$$

$$\Delta H = h_{lv} + \frac{3}{8} C_p (T_{sat} - T_p)$$

Pression de condensation égale a  $P = 50$  mbar a cette pression on a  $h_{LV} = 2417,9$  KJ /kg et  $T_{sat} = 32.8^\circ\text{C}$  (tableau thermodynamique)

$$\Delta H = 2423 \times 10^3 + \frac{3}{8} (4180) \times (32.8 - 31.5) = 2.42 \cdot 10^6 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Alors

$$\bar{h}_n = 0.725 \left( \frac{(0,6161)^3 \cdot 994,6^2 \cdot 10 \cdot 2,42 \cdot 10^6}{0,016 \cdot 7,67 \cdot 10^{-4} \cdot 1,30} \right)^{1/4} = 16421,8 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{C}}$$

✓ Selon le facteur de correction on a :

$$h_e = h_{ext} \cdot N^{-1/4} \quad . \quad \text{Pour } N=32 \text{ nous obtient}$$

$$h_e = 16421,8 \times (16421,8)^{-1/4} = 6904,18 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{C}}$$

**Calcule coefficient de convection intérieur  $h_i$  de tube :**

Calcule débit massique de condenseur

$$Q_{cond} = \dot{m}(h_1 - h_7) = 0.00141(146.6 - 2628.2) = -3.49 \text{ kW}$$

$$Q_{cond} = \dot{m} c_p \Delta T \quad \Rightarrow \quad \dot{m} = \frac{3.49}{3 \times 4.180} = 0.27 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m} = \rho s v_e \quad \Rightarrow \quad v_e = \frac{\dot{m}_e}{\rho s} = \frac{0.27}{1000 \times 15 \times 10^{-5}} = 1.75 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Calcule nombre de Prandtl et Reynolds :

$$Pr = \frac{c_p \mu}{K} \Rightarrow Pr = \frac{4180 \cdot 0.6 \cdot 10^{-3}}{0.628} = 3.99$$

ET

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu}$$

$$Re = \frac{10^3 \cdot 1.75 \cdot 0.014}{0.6 \cdot 10^{-3}} = 40833$$

ET

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.33} = 177.36$$

Calcule du coefficient de convection intérieur

$$h_i = \frac{Nu \cdot K}{D_i};$$

$$h_i = \frac{177.36 \cdot 0.62}{0.014} = 7810.2 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

On a la relation suivante pour calculer le coefficient de transfert global

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{Ln \frac{r_0}{r_1}}{2K\pi} + \frac{1}{h_0}};$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{6904.18} + \frac{Ln \frac{16}{14}}{2 \cdot 383 \pi} + \frac{1}{7810.2}} = 3058.10 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T_{LM}$$

$$DTLM = \frac{(T_{sat} - T_{s,i}) - (T_{sat} - T_{e,i})}{\ln \left( \frac{T_{sat} - T_{s,i}}{T_{sat} - T_{e,i}} \right)} = \frac{(35-33) - (35-30)}{\ln \frac{2}{5}} = 3.27 \text{ } ^\circ C$$

$$S = \frac{Q}{U \Delta T_{LM}} \quad ; \quad S = \frac{3490}{3058.10 \cdot 3.27} = 0.30 m^2$$

$$S = \pi d L \quad L = 5.97 \text{ m}$$

Tableau récapitulatif :

Les paramètres	Les résultats obtenus	Les paramètres	Les résultats obtenus
<b>P (kpas)</b>	5kpas	$U (W/m^2.K)$	3058.10
<b>Re</b>	40833	$h_e(W/m^2. °C)$	6904.18
<b>Nu</b>	144.36	$h_i (W/m^2. °C)$	7810.2
<b>T<sub>sat</sub> (°C)</b>	35	$\Delta TLM$	3.27
<b>V (m/s)</b>	1.75	S (m2)	0.30
<b>Pr</b>	3.99	L(m)	5.95
<b>m (kg/s)</b>	0.27	Q <sub>cond</sub>	-3.49kw

Tableau 04: les résultats obtenu pour condenseur.

Conclusion :

La longueur de 5,97 m est longueur acceptable, vue le matériau utilisée et la forme de tube (serpentin) la puissance de condenseur qui égal -3.49 kW

# Conclusion générale



## Conclusion générale

L'utilisation d'une machine frigorifique solaire à absorption pour la climatisation est très intéressante, en particulier pour l'économie d'électricité réalisée grâce à la compression chimique de la machine à absorption. De plus, l'utilisation de fluide frigorigène à impact neutre sur l'environnement et l'exploitation d'une énergie renouvelable et propre place la climatisation solaire dans un cadre de développement durable.

Cependant la technologie de climatisation est très coûteuse du fait d'une faible production des machines en usine. La technologie n'est pas encore vulgarisée.

Certes la machine à absorption a une très faible consommation d'électricité mais les systèmes d'apport et de distribution de l'énergie thermique sont très consommateurs d'électricité.

Notre étude de dimension, est une installation frigorifique à absorption, pour cela nous avons effectué des calculs sur différents composants importants de l'installation, à savoir l'absorbeur, l'évaporateur, le désorbeur, et enfin le condenseur.

Différentes équations et corrélations ont été appliquées pour ce calcul, le flux de chaleur la longueur des tubes ont été mis en exergue. Les propriétés des différents fluides et matériaux ainsi que les propriétés thermodynamiques ont été utilisées, dans notre travail ces derniers sont annexés dans notre travail.

Le dimensionnement de l'installation est très important pour une future réalisation, pour une installation, ce système de climatisation est très recommandé en utilisant l'énergie solaire ou un autre système hybride.

Enfin, pour les perspectives, ce travail est utile pour une future réalisation de ce projet ainsi qu'une simulation des phénomènes qui interviennent dans les différents composants et très recommandé.



# Références bibliographiques

## Références bibliographiques

---

### Références bibliographiques

- [1] A. Joffre, Énergie solaire thermique dans le bâtiment. Chauffe-eau solaires, Techniques de l'Ingénieur, BE 9 164,
- [2] L.M. Ayompe, A. Duffy, M. Mc Keever, M. Conlon, S.J. McCormack, Comparative field performance study of flat plate and heat pipe evacuated tube collectors (ETCs) for domestic water heating systems in a temperate climate, *Energy* 36 (2011) 3370-3378,
- [5] A. Bricard, S. Chaudourne, Caloducs, Techniques de l'Ingénieur, B 9 545,
- [6] R. Foster, M. Ghassemi, A. Cota, *Solar Energy - Renewable Energy and the environment*, ISBN : 978-1-4200-7566-3 (Hardback),
- [7] A. Ferrière, Centrales solaires thermodynamiques, Techniques de l'Ingénieur, BE8903,2008
- [8] G. Flamant, Fours solaires, Techniques de l'Ingénieur, BE 8849,2008
- [10] A. Fernandez-Garcia, E. Zarza, L. Valenzuela, M. Pérez, Parabolic-trough solar collectors and their applications ,*Renewable and Sustainable Energy, Reviews* 14 (2010) 1695-1721,
- [11] A. Gonzalez Finat, R. Liberali, European Commission, Concentrating solar power from research to implementation, ISBN 978-92-79-05355-9,
- [12] System Description Schlaich Bergermann und Partner GbR, Structural Consulting Engineers, EuroDish –Stirling, Stuttgart; June, 2001,
- [13] K. Lovegrove, G. Burgess, J. Pye, A new 500 m<sup>2</sup> paraboloidal dish solar concentrator, *Solar Energy* 85 (2011) 620-626,
- [14] E. Guillot, DishStirling à Odeillo : EuroDish, 8ème rencontre du réseau des mécaniciens du CNRS, Font Romeu Odeillo 2007,
- [16]\_ A. LEONTIEV, Théorie des échanges de chaleur et de masse – Édition Mir-Moscou
- [17] J.F. SACADURA Initiation aux transferts thermiques - Technique et Documentation – Paris
- [18]\_ H.W. MAC ADDAMS La transmission de la chaleur - Dunod - Paris
- [19]\_ F. P. INCROPERA, D. P. DEWITT - Fundamentals of Heat and Mass Transfer -Wiley, N.Y. - 2002
- [20]\_ A. BONTEMPS, A. GARRIGUE, C. GOUBIER, J. HUETZ, C. MARVILLET, P.MERCIER et R. VIDIL – Échangeur de chaleur – Technique de l'Ingénieur, Traité Génie Énergétique
- [21]\_ YVES JANNOT, professeur au LEPT-ENSAM de Bordeaux, transfert thermique
- [22] F. Lucas, Contribution à l'étude de technologies et de méthodes durables pour la conception des bâtiments en climat tropical, Habilitation à diriger les recherches, Soutenue le 9 décembre 2009,
- [23] D.S. Kim, C.A. Infante Ferreira, Solar refrigeration options – a state-of-the-art review, *International Journal of Refrigeration* 31 (2008) 3-15
- [24] C. A. Balaras, G. Grossman, H. M. Henning, C. A. Infante Ferreira, E. Podesser, L. Wang, E. Wiemken, Solar air conditioning in Europe—an overview, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 11 (2007) 299-314,
- [25] K. Chunnanond, S. Aphornratana, Ejectors: applications in refrigeration technology, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 8 (2004) 129-155,
- [26] J.M. Abdulateef, K. Sopian, M.A. Alghoul, M.Y. Sulaiman, Review on solar-driven

## Références bibliographiques

---

- ejector refrigeration technologies, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 13 (2009) 1338-1349,
- [27] Steven L. Russek, Carl B. Zimm, Potential for cost effective magnetocaloric air conditioning systems, *International Journal of Refrigeration* 29 (2006) 1366-1373
- [28] G. Swift, Thermoacoustics: A unifying perspective for some engines and refrigerators, fifth draft, 29 May 2001, LA-UR 99-895,
- [29] Jay A. Adeff, Thomas J. Hofler, Design and construction of a solarpowered, thermoacoustically driven, thermoacoustic refrigerator, *J. Acoust. Soc. Am.* 107(6), Jun 2000,
- [30] M. Perier-Muzet, J. Castaing-Lasvignottes, P. Stouffs, P. Duthil, J.P. Thermeau, G. Olalde, S. Cordillet, T. Le Polles, M.X. François, Modélisation et simulation transitoire d'un réfrigérateur thermo-acoustique solaire, SFT 2011,
- [31] A. JOFFRE, Énergie solaire thermique dans le bâtiment, Chauffage, Climatisation, technique de l'ingénieur, BE 9 165,
- [32] E. Wiemken, S. Medved, SOLAIR, Increasing the market implementation of solar air-conditioning systems for small and medium applications in residential and commercial building, *Eléments de conception des installation/chauffage solaire de petites et moyennes puissances - Guidelines*, SOLAIR, Energy de la Commission Européenne, 12 Octobre 2009, <http://www.solair-project.eu>,
- [33] H.M. Henning, T. Erpenbeck, C. Hindenburg, I.S. Santamaria,, The potential of solar energy use in desiccant cooling cycles, *international journal of refrigeration* 24 (2001) 220-229,
- [34] A. C. Oliveira, C. F. Afonso, S. B. Riffat, P. S. Doherty, Thermal performance of a novel air conditioning system using a liquid desiccant, *Applied Thermal Engineering* 20 (2000) 1213-1223,
- [35] A.E. Kabeel, Solar powered air conditioning system using rotary honeycomb desiccant wheel, *Renewable Energy* 32 (2007) 1842-1857,
- [36] T. Vitte, J. Brau, N. Chatagnon, M. Woloszyn, Proposal for a new hybrid control strategy of a solar desiccant evaporative cooling air handling unit, *Energy and Buildings* 40 (2008) 896-905,
- [37] T. Vitte, Le froid solaire par dessiccation appliqué au bâtiment : Proposition d'une stratégie de régulation du système, Thèse présenté en 2007 devant l'Institut National des Sciences Appliquées de Lyon,
- [38] P. Mavroudaki, C.B. Beggs, P.A. Sleight, S.P. Halliday, The potential for solar powered single-stage desiccant cooling in southern Europe, *Applied Thermal Engineering* 22 (2002) 1129-1140,

## Références bibliographiques

---

- [39] S.P. Halliday, C.B. Beggs, P.A. Sleigh, The use of solar desiccant cooling in the UK: a feasibility study, *Applied Thermal Engineering* 22 (2002) 1327-1338,
- [40] A. Khalid, M. Mahmood, M. Asif, T. Muneer, Solar assisted, pre-cooled hybrid desiccant cooling system for Pakistan, *Renewable Energy* 34 (2009) 151-157,
- [41] K. Gommed, G. Grossman, Experimental investigation of a liquid desiccant system for solar cooling and dehumidification, *Solar Energy* 81 (2007) 131-138
- [42] M. Pons, F. Meunier, G. Cacciola, R. E. Critoph, M. Groll, L. Puigjaner, B. Spinner, F. Ziegler, Thermodynamic based comparison of sorption systems for cooling and heat pumping, *International Journal of Refrigeration* 22, 5- 17 (1999),
- [43] A.O. Dieng, R.Z. Wang, Literature review on solar adsorption technologies for ice-making and airconditioning purposes and recent developments in solar technology, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 5 (2001) 313-342,
- [44] F. Lemmini, A. Errougani, F. Bentayeb, Experimentation of an adsorptive solar refrigerator in Rabat, FIER 2002 Tétouan - Maroc,
- [45] J. Castaing-Lasvignottes, S. Gibout, *Revue Générale du Froid et du conditionnement d'air* - Novembre 2005,
- [46] R.E. Critoph, Rapid cycling solar/Biomass powered adsorption refrigeration system, *Renewable Energy* 16 (1999) 673-678,
- [47] L.W. Wang, R.Z. Wang, R.G. Oliveira, A review on adsorption working pairs for refrigeration, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 13 (2009) 518-534,
- [48] A.M. Papadopoulos, S. Oxizidis, N. Kyriakis, Perspectives of solar cooling in view of the developments in the air-conditioning sector, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 7 (2003) 419-438,
- [49] M. Duminil. Systèmes à absorption, a adsorption et thermochimiques en vue de la climatisation. *Revue Générale du Froid*, (dec. 1990).
- [50] *Mad outil froid, dossier special "climatisation au gaz"* n° 17 décembre 1999
- [51] *l'hypermarché lecler de meaux :du chaud et du froid au gaz naturel.chauffage ,ventilation ,conditinnement d'air ,septembre 1998*
- [52] J .castaing –lasvignottes p .neveu et p bonnet, un groupe refroidisseur de liquide a absorption ,n°1005 PP 29-8-38(2000)
- [53] absorption ammoniac – eau : l'état de l'art .hamid ouali ,revue généraldu froid ,n°996 ?PP28-33 AOÛT SEPTEMBRE 1999
- [54]colibri –stork ammoniaabsorption réfrigération and cooling système (novembre 2001)
- [55]Y. Kaita. Thermodynamic properties of lithium bromide-water solutions at high temperatures..24,pp374-390,2001
- [56] G .FEUERCKER ,J scharfe, Greiter and George Alfeld .measurement of thermo physical proprieties of aqueous at hight temperature and concentration AES ,vol 31,Internationnel absorption heat pomp conference .ASME 1993.

## Références bibliographiques

---

- [57] H.T. Chua, H. K. Toh, A. Malek, K.C. Ng and K. Srinivasan. Improved thermodynamic property field of LiBr-H<sub>2</sub>O solution. *Int. J. Refrig.* Vol. 23, pp 412-429, 2000.
- [58] B. Mongey, J.T. MCMULLAN, N.J. Hewitt and G. Molyneaux. An equation of state NH<sub>3</sub> – H<sub>2</sub>O mixture. *natural working fluid's 98. IIR conference oslo 2-5 juin 1998*
- [59] D. K. Priedeman and R. N. Christensen. GAX absorption cycle design process. 1999 Ashrae Winter Meeting 24-27 janvier Chicago.
- [60] Y.T. kang and T. KASHIWAGI. An environmentally friendly GAX cycle for panel heating : P GAX cycle. *Int. J. Refrig.* vol 23 pp 378-378 (2000)
- [61] Climatisation : machine à absorption à système GAX. *Revue Générale du Froid*, n°1001, (2000).
- [62] C. Tomford et A. Luke, Experimental Investigations on Falling Film Absorbers with Horizontal Tubes- a Review, *International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue*, Paper 1193, July 16-19, 2012.
- [63] J.F. Cap, S. Laga, C. Flores et B. Stutz, Modélisation d'un absorbeur eau\ Bromure de Lithium à film ruisselant en régime laminaire, *Congrès annuel de la Société Française de Thermique (SFT)*, 28 au 31 mai 2013.
- [64] O. Kaynakli et I. Horuz, Comparison of parallel and counter flow coil absorber performance, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Volume 33, Pages 211-233, 2006.
- [65] D. Arzoz, P. Rodriguez et M. Izquierdo, Experimental study on the adiabatic absorption of water vapor into LiBr-H<sub>2</sub>O solutions, *Applied Thermal Engineering*, Volume 25, Pages 797-811, 2005.
- [66] C.F. Bahamonde, Etude des transferts de masse et de chaleur au sein d'un absorbeur eau/bromure de lithium, Phd, 2014.
- [67] J.I. Yoon, O.K. Kwon, P.K. Bansal, C.G. Moon et H.S. Lee, Heat and mass transfer characteristics of a small helical absorber, *Applied Thermal Engineering*, Volume 26, Pages 186-192, 2006.
- [68] R.K. Patil, B.W. Shende, P.K. Ghosh, Designing a helical coil heat exchanger, *Chemical Engineering*, Volume 13, Pages 85-88, 1982.
- [69] J. Li, X. Xie et Y. Jiang, Experimental study and correlation on the falling column adiabatic absorption of water vapor into LiBr-H<sub>2</sub>O solution, *International Journal of Refrigeration (2015)*, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2014.12.004.
- [70] J.S. Seewald et H.P. Blanco, A simple model for calculating the performance of a lithium bromide/water coil absorber, *ASHRAE TRANSACTIONS*, Volume 100, 1994.
- [71] G.A. Florides, S.A. Kalogirou, S.A. Tassou, L.C. Wrobel, Design and construction of a LiBr-water absorption machine, *Energy Conversion and Management*, Volume 44, Pages 2483-2508, 2003.

## Références bibliographiques

---

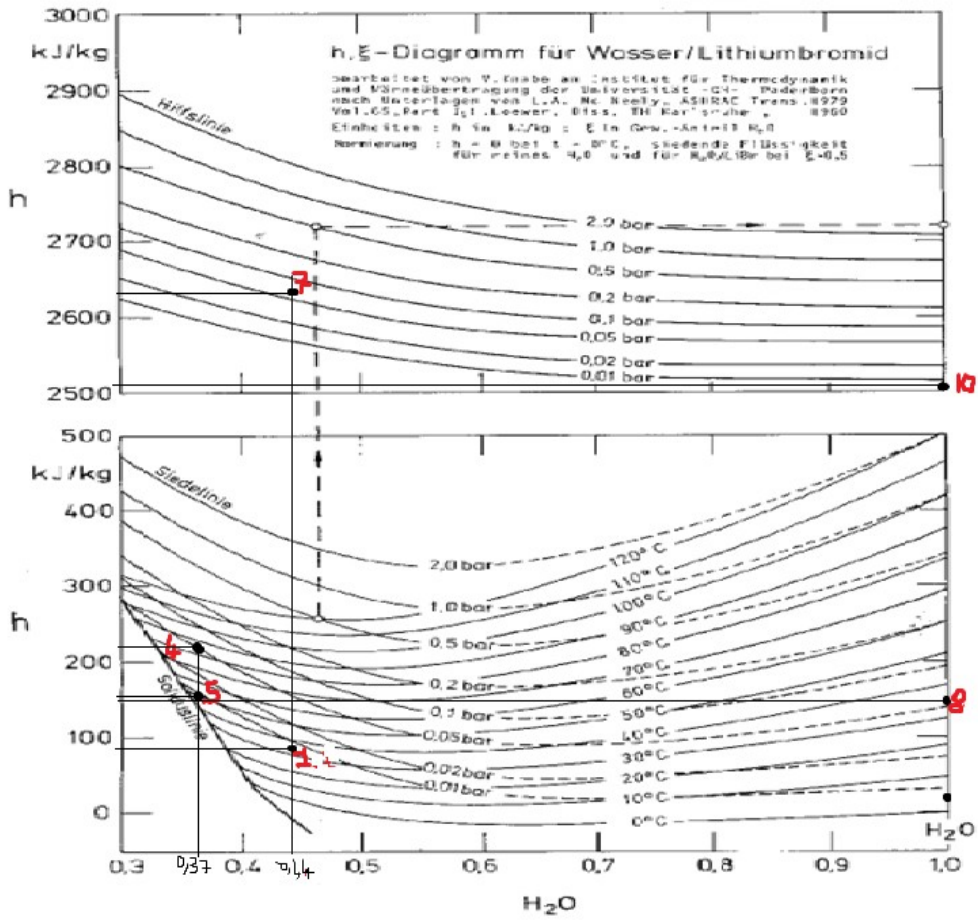
- [72] : Condensation on external surfaces (Chapter 7), Engineering Data Book III, Engineering Thermal Innovation, 2007.
- [73] : Youness EL HAMMAMI, Étude numérique des transferts thermique et massique lors de la condensation d'un mélange en film liquide à l'intérieur d'un tube, Thèse, 2010.
- [74] : Lazhar MEROUANI, Etude des transferts de chaleur et de masse lors de la condensation en film liquide, thèse, 2011.
- [75] : R.K. Patil, B.W. Shende, P.K. Ghosh, Designing a helical coil heat exchanger, Chemical Engineering, Volume 13, Pages85-88, 1982.
- [76] NUSSELT, W. Die oberflächenkondensation des wasserdampfes. zeitschr. ver. deutsch .Ing., vol 60, p.541.57-569
- [77] Jean-François sacadura transfert thermique initiation et approfondissement, edition lavoier 2015

### Sites internet :

- [3] Site Internet de la société Viessmann <http://www.Viessmannn.fr/>,
- [4] Site Internet de la société Tecnisun <http://www.tecnisun.com/>,
- [9] Ecosources.info, Portail d'information dédié aux Energies renouvelables, <http://www.ecosources.info/>, 2008,
- [15] Site Internet de l'Université Nationale Australienne <http://solar-thermal.anu.edu.au/high-temperature/500-m2-dish/>
- [49] Absorption Liquide - Machines trithermes (Site consulté en novembre 2001). Adresse URL : [http://neveu.pierre.free.fr/enseignement/abs\\_liquide/cours.htm](http://neveu.pierre.free.fr/enseignement/abs_liquide/cours.htm)



# Annexes



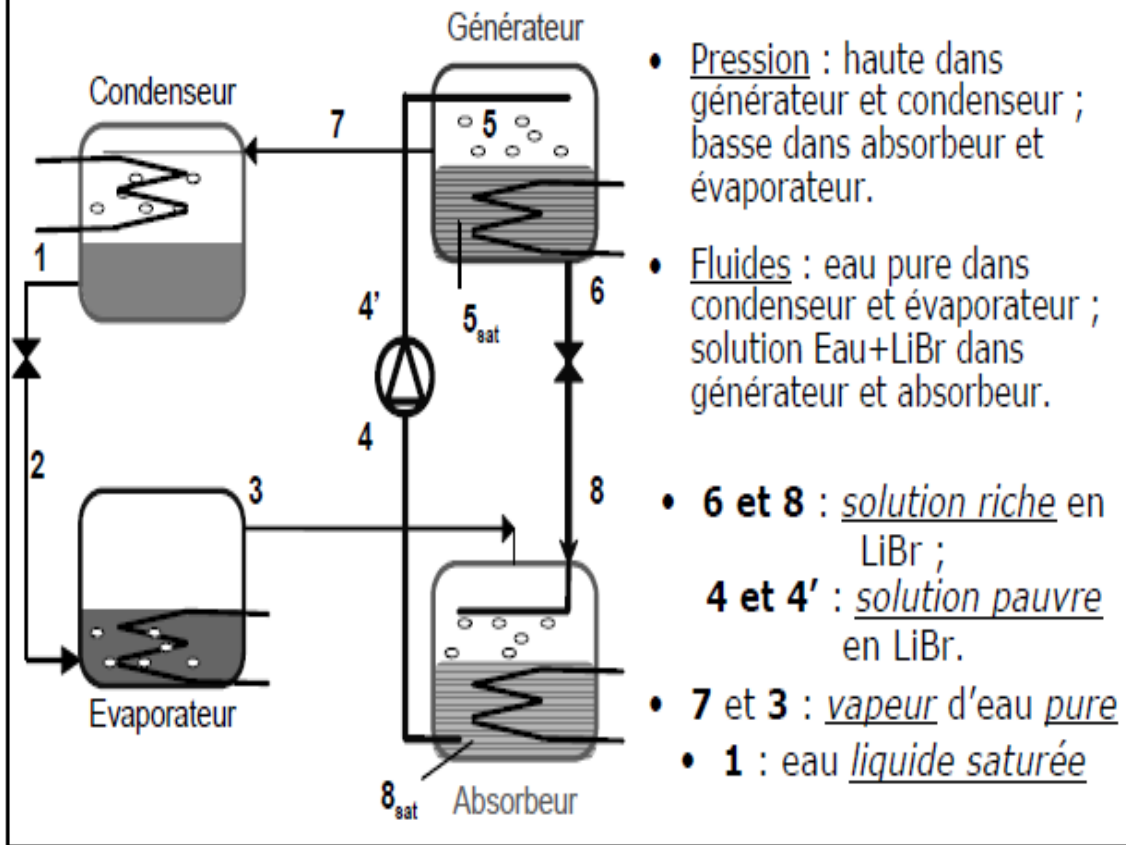
Annexe 1: Diagramme de Merkel du couple Eau/LiBr

**TABLE 10-3**Values of the coefficient  $C_{sf}$  and  $n$  for various fluid-surface combinations

Fluid-Heating Surface Combination	$C_{sf}$	$n$
Water-copper (polished)	0.0130	1.0
Water-copper (scored)	0.0068	1.0
Water-stainless steel (mechanically polished)	0.0130	1.0
Water-stainless steel (ground and polished)	0.0060	1.0
Water-stainless steel (teflon pitted)	0.0058	1.0
Water-stainless steel (chemically etched)	0.0130	1.0
Water-brass	0.0060	1.0
Water-nickel	0.0060	1.0
Water-platinum	0.0130	1.0
<i>n</i> -Pentane-copper (polished)	0.0154	1.7
<i>n</i> -Pentane-chromium	0.0150	1.7
Benzene-chromium	0.1010	1.7
Ethyl alcohol-chromium	0.0027	1.7
Carbon tetrachloride-copper	0.0130	1.7
Isopropanol-copper	0.0025	1.7

Annexe 2 : Coefficient de valeur  $C_{sf}$  et  $n$  pour différent fluide- surface combinaison

## Structure d'une machine



- Pression : haute dans générateur et condenseur ; basse dans absorbeur et évaporateur.
- Fluides : eau pure dans condenseur et évaporateur ; solution Eau+LiBr dans générateur et absorbeur.
- **6 et 8** : solution riche en LiBr ;
- **4 et 4'** : solution pauvre en LiBr.
- **7 et 3** : vapeur d'eau pure
- **1** : eau liquide saturée

Annexe 3 : Structure d'une machine a absorption

Constructeur	YAZAKI	EAW	SONNENKLIMA	CLIMATEWELL	ROTARTICA
Modèle	WFC-SC5	Wegracal SE 15	Suninverse 10	ClimateWell CW10	045 et 045V
Technologie	Absorption	Absorption	Absorption	Absorption	Absorption
Couple	H2O/LiBr	H2O/LiBr	H2O/LiBr	H2O/LiCl	H2O/LiBr
		 (source: Schüco)		 (source: Climatewell)	
Puissance froid	17,5	15	10	10	4,5
Températures chaudes	88/83	90/80	75/65	83/ -	90/85
Températures de refroidissement	31/35	30/35	27/35	30/ -	30/35
Températures	12,5/7	17/11	18/15	- /15	13/10
COP	0,7	0,77	0,77	0,68	0,67
Dimensions	0,6*0,8*1,94	1,75*0,76*1,75	1,13*0,8*1,96	1,2*0,8*1,6	1,09*0,76*1,15
Poids	420	660	550	875	290
Consommation électrique (w)	72	300	120	170	400-----045

**Annexe 4 : tableau Machines à absorption**