

**République Algérienne Démocratique et Populaire**  
Ministère de l'enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique  
**Université SAAD DAHLEB DE BLIDA**

**Faculté Des Sciences**  
Département De Physique



## **MEMOIRE**

Présenté pour l'obtention du diplôme de  
Master II  
En Energies renouvelables  
Option : photovoltaïque  
Thème

**Modélisation et Simulation D'une Machine  
De Production Du Froid Solaire Par  
Absorption (Couple H<sub>2</sub>O-LiBr)**

**Présenté par : BEGHADAD Imène**

**Rapporteur : Mr KHANE Djilali**

2014/2015

# Remerciements

*Le travail présenté dans ce mémoire à été effectué au département de physique, faculté des sciences, université de Blida.*

*Avant tout, merci DIEU de m'avoir donné la santé et la patience pour réaliser ce modeste travail.*

*Je tiens également à remercier Mr KHANE D. qui a bien voulu accepter de me prendre en charge pour finaliser ce travail dont le mérite lui revient grâce à son aide à la fois matérielle et morale, ses conseils précieux et sa gratitude tout au long de sa préparation.*

*Je ne manquerai pas d'avoir une pensée particulière pour Mr KETFI O. pour le soutien dont il a fait preuve à mon égard.*

*Je remercie vivement les différents membres du jury pour m'avoir fait l'honneur d'examiner mon travail.*

# Dédicaces

*A mes très chers parents,  
A ma petite sœur Sarah, mon frère Ahmed et son épouse,  
A toute ma famille et mes amies,  
A tous ceux que je connais et qui me sont chers,  
A tous ceux qui m'ont apporté une aide précieuse, de près ou de loin,  
Je dédie ce modeste travail*

*Imène*



# RESUME

Dans ce travail nous avons entamé une étude de modélisation et de simulation d'une machine frigorifique à absorption simple effet fonctionnant avec le couple binaire (LiBr-H<sub>2</sub>O).

Dans ce mémoire, une partie sur les systèmes de captation solaires thermique est réalisée pour s'initier à la partie modélisation thermodynamique des différents composants d'un cycle à absorption. Une partie complémentaire comportant un programme de simulation sous Matlab est faite.

Dans notre programme, le modèle mathématique de L. Lansing sur les performances des machines frigorifiques à absorption est fait. A la fin de ce mémoire, une partie des différents résultats trouvés par la simulation et leur interprétation est rédigé.

# ABSTRACT

In this work we started a study of modeling and simulation of a refrigerating machine with absorption simple effect functioning with the binary couple (LiBr-H<sub>2</sub>O).

In this memory, a part on the solar systems of thermal collecting is carried out to be initiated with modeling the thermodynamic part of the various components of a cycle with absorption. A complementary game comprising a simulation program under Matlab is had.

In our program, the mathematical model of L. Lansing on the performances of the refrigerating machines with absorption is made. At the end of this memory, part of the various results found by simulation and their interpretation is written.

# المخلص

الهدف من هذه المذكرة دراسة و برمجة جهاز التبريد الشمسي من نوع (امتصاص أو Absorption) يعمل بمحلول مركب من الماء و ملح (LiBr). قمنا في هذا البحث بالتطرق إلى مختلف أنواع أجهزة النقاط الأشعة الشمسية وكذا أجهزة التبريد الشمسي.

التبريد الشمسي يقدم حلول نظيفة والطاقة المجانية واحدة من الفوائد الرئيسية و السمات المثيرة جدا للاهتمام بالتبريد الشمسي و ملائمة للمنظور الزمني بين الحاجة للتبريد والحصول على الطاقة الشمسية, لذا أجرينا برنامج حسابي باستعمال أداة معلوماتية (Matlab) و ذلك لرؤية أداء جهاز التبريد حسب نموذج (L.Lansing) و في الأخير قمنا بتحليل جميع النتائج المتحصل عليها لإنتاج تكييف الهواء الكافي.

# Sommaire

Introduction Générale.....	01
----------------------------	----

## Chapitre I : Généralités sur le gisement solaire

I-1 Introduction.....	03
I-2 Gisement solaire.....	03
I-2-1 Le spectre solaire.....	04
I-2-2 Gisement solaire au sol.....	06
I-2-3 Le rayonnement solaire.....	07
I-2-4 Spectre de la lumière.....	08
I-3 Coordonnées terrestres.....	09
I-3-1 La longitude.....	10
I-3-2 La latitude.....	10
I-3-3 L'altitude.....	11
I-4 Le mouvement de la terre et le mouvement du soleil et ses coordonnées.....	11
I-4-1 Mouvement de rotation.....	11
I-4-2 Mouvement de translation.....	11
I-4-3 La variation annuelle du rayonnement direct extraterrestre.....	12
I-5 Les coordonnées du soleil.....	12
I-5-1 Coordonnées équatoriales.....	13
I-5-1-1 Déclinaison solaire $\delta$ .....	13
I-5-1-2 Angle horaire du soleil H.....	14
I-5-2 Coordonnées horizontales.....	15
I-5-2-1 La hauteur du soleil (h).....	16

I-5-2-2 Azimut du soleil (a).....	16
I-6 Différents types de rayonnement.....	16
I-6-1 Rayonnement direct.....	17
I-6-2 Rayonnement diffus.....	20
I-6-3 L'albédo ou Réfléchi.....	20
I-6-4 Rayonnement global.....	21
I-7 Conclusion.....	22

## Chapitre II : Le froid solaire

II-1 Introduction.....	23
II-2 Rayonnement en Algerie.....	23
II-3 Les collecteurs thermiques.....	24
II-3-1 Captation sans concentration .....	24
II-3-1-1 Les capteurs plans .....	24
II-3-1-2 Les capteurs à tubes sous vide .....	25
II-3-2 Captation avec concentration « Capteurs à Concentrations ».....	25
II-3-2-1 Concentrateurs cylindro- paraboliques.....	26
II-3-2-2 Concentrateurs paraboliques.....	26
II-3-2-3 Système de centrale à tour « héliostat ».....	27
II-3-3 Quelques avantages de la concentration.....	28
II-4 Production du froid.....	28
II-5 Les systèmes fermés : Les machines à Sorption.....	30
II-5-1 Climatisation à Absorption .....	30
II-5-2 Climatisation à Adsorption .....	31

II-6 Les systèmes ouverts : la Dessiccation/Evaporation.....	32
II-7 Climatiseur relié à des panneaux photovoltaïques.....	34
II-8 Installation globale.....	34
II-9 Conclusion.....	36

### **Chapitre III : Etude Thermodynamique Du Système**

III-1 Introduction.....	37
III-2 Calcul du coefficient de performance du cycle idéal .....	37
III-3 Coefficient de performance (COP).....	38
III-4 Machines frigorifiques à absorption utilisant le couple (LiBr-Eau).....	39
III-4-1 Fonctionnement.....	39
III-4-2 Amélioration du cycle.....	40
III-4-3 Représentation du cycle à absorption dans les diagrammes.....	41
III-4-3-1 Diagramme d'Oldham.....	41
III-4-3-2 Diagramme de Merkel.....	41
III-5 Calcul thermodynamique d'une machine à absorption (H <sub>2</sub> O/LiBr).....	42
III-5-1 Détermination des pressions et des concentrations de la solution dans le cycle.....	42
III-6 Analyse thermodynamique .....	44
III-6-1 Introduction.....	44
III-6-2 Bilan massique.....	45
III-6-3 Bilan Enthalpie.....	45
III-6-4 Débit spécifique de solution (Taux De Circulation).....	46
III-6-5 La plage de dégazage.....	46
III-6-6 Détermination du coefficient de performance COP.....	46

III-7 Simulation.....	47
III-7-1 Analyse thermodynamique et calcul des performances.....	47
III-7-1-1 Concentration sortie de l'absorbeur.....	48
III-7-1-2 Concentration sortie du générateur.....	48
III-7-1-3 Les niveaux de pressions dans le cycle.....	48
III-7-1-4 Les Débits.....	49
III-7-1-5 Echangeur de chaleur liquide-liquide.....	50
III-7-1-6 Quantité de chaleur dans le condenseur, le générateur et l'absorbeur.....	50
III-7-1-7 Coefficient de performance (COP).....	51
III-7-1-8 Coefficient idéal de performance.....	51
III-7-2 Organigramme de calcul des performances d'une machine à absorption couple LiBr/eau (modèle de Lansing.....)	52
III-8 Conclusion.....	54

## **Chapitre IV : Résultats et Interprétations**

IV-1 Introduction.....	55
IV-2 Résultats.....	56
IV-3 Interprétations .....	56
IV-9 Conclusion .....	66
Conclusion générale.....	67



## Liste des figures

<b>Figure I-1</b> : Eclairage solaire.....	04
<b>Figure I-2</b> : Schéma indiquant le nombre d'air masse AMx en fonction de la position géographique.....	05
<b>Figure I-3</b> : Irradiation globale (W/m).....	06
<b>Figure I-4</b> : Disque solaire pour la ville de Lyon.....	06
<b>Figure I-5</b> : Rayonnement solaire transmis à la terre.....	07
<b>Figure I-6</b> : Coordonnés terrestre.....	09
<b>Figure I-7</b> : Courbes d'ensoleillement typique par mois pour différentes latitudes.....	10
<b>Figure I-8</b> : Le mouvement de la terre autour de soleil.....	12
<b>Figure I-9</b> : Variation annuelle de la déclinaison du soleil.....	14
<b>Figure I-10</b> : variation de l'angle horaire en fonction de temps solaire vrai.....	15
<b>Figure I-11</b> : Repère horizontal.....	15
<b>Figure I-12</b> : Différents composants de rayonnement.....	16
<b>Figure I-13</b> : Mesure le rayonnement sur une surface d'inclinaison quelconque.....	19
<b>Figure I-14</b> : Appareils de mesure.....	21
<b>Figure II-1</b> : Le soleil, source d'énergie.....	23
<b>Figure II-2</b> : Atlas solaire de l'Algérie (CDER) .....	24
<b>Figure II-3</b> : Capteur plan solaire .....	25
<b>Figure II-4</b> : Les capteurs à tube sous vide .....	25
<b>Figure II-5</b> : Concentrateur cylindro-parabolique .....	26
<b>Figure II-6</b> : Concentrateur parabolique .....	27
<b>Figure II-7</b> : système de centrale à tour .....	27
<b>Figure II-8</b> : fonctionnement d'un climatiseur traditionnel .....	28
<b>Figure II-9</b> : Fonctionnement d'une machine à absorption.....	30

<b>Figure II-10</b> : Fonctionnement d'une machine à adsorption.....	31
<b>Figure II-11</b> : Une machine à dessiccation.....	32
<b>Figure II-12</b> : Panorama des technologies de rafraîchissement solaire les plus couramment utilisées.....	33
<b>Figure II-13</b> : Climatiseur relié à des panneaux photovoltaïques.....	34
<b>Figure II-14</b> : Schéma simplifié d'une installation solaire de production de froid.....	35
<b>Figure III-1</b> : Transfert d'énergie pour une installation frigorifique à absorption.....	37
<b>Figure III-2</b> : Schéma d'une installation à absorption « H <sub>2</sub> O/ LiBr ».....	39
<b>Figure III-3</b> : Machine frigorifique à absorption H <sub>2</sub> O/LiBr avec un échangeur.....	40
<b>Figure III-4</b> : Schéma de principe d'une machine à absorption solaire (H <sub>2</sub> O/ LiBr).....	42
<b>Figure III-5</b> : Organigramme de calcul des performances d'une machine à absorption couple LiBr/eau.....	52
<b>Figure IV-1</b> : Variation des coefficients de performance Cop et CopMax en fonction de la Température du générateur.....	55
<b>Figure IV-2</b> : Variation du coefficient de performance en fonction de la Température de l'absorbeur.....	56
<b>Figure IV-3</b> : Variation du coefficient de performance en fonction de la Température du condenseur.....	57
<b>Figure IV-4</b> : Variation du coefficient de performance en fonction de la Température de l'évaporateur.....	58
<b>Figure IV-5</b> : Variation du coefficient de performance en fonction de l'efficacité de l'échangeur.....	59
<b>Figure IV-6</b> : Variation du coefficient de performance en fonction de la Température du générateur pour différents valeurs de l'efficacité de l'échangeur.....	60
<b>Figure IV-7</b> : Variation du rapport du coefficient de performance en fonction de la Température du générateur.....	62
<b>Figure IV-8</b> : Variation de la concentration de solution à la sortie du générateur en fonction de la Température du générateur .....	63

**Figure IV-9 :** Variation des débits des fluides  $M_r$ ,  $M_s$ ,  $M_w$  en fonction de la Température du générateur..... 64

**Figure IV-10 :** Variation de la quantité de chaleur cédée par le condenseur en fonction de la Température du générateur..... 65

# Liste des Tableaux

<b>Tableau I-1</b> : Valeurs énergétiques des photons issus du spectre solaire.....	09
<b>Tableau III-1</b> : Constantes des équations du diagramme d'Oldham.....	43
<b>Tableau III-2</b> : Constantes des équations du diagramme de Merkel.....	43
<b>Tableau IV-1</b> : la valeur maximale du coefficient de performance pour différentes valeurs de l'efficacité de l'échangeur.....	62

# Nomenclature

$a$	Azimut du soleil	Degré
$\alpha$	Azimut du capteur	Degré
$i$	Angle d'incidence	Degré
$H$	Angle horaire du soleil	Degré
$\beta$	Angle d'inclinaison	Degré
$\theta$	Angle Zénithal	Degré
$Alb$	Albèdo du sol	/
$\Delta t$	Correction de l'équation du temps	/
$I_{SC}$	Constante Solaire	W/m <sup>2</sup>
$H$	Constante de Planck	/
$I_h$	Direction horizontale	W/m <sup>2</sup>
$\delta$	Déclinaison du soleil	Degré
$E_0$	Facteur de correction	/
$\nu$	Fréquence de l'onde lumineuse	/
$h$	Hauteur du soleil	Degré
$\lambda$	Longueur d'onde	$\mu\text{m}$
$\lambda_0$	Longitude du lieu	Degré
$\varphi$	Latitude du lieu	Degré
$\gamma$	La hauteur du capteur	Degré
$AMx$	Nombre de masse d'Air	/
$N$	Numéro d'ordre du jour dans l'année $1 \leq N \leq 365$	/
$E$	Quantité d'énergie	kW
$I$	Rayonnement direct	W/m <sup>2</sup>
$G$	Rayonnement global	W/m <sup>2</sup>
$D_h$	Rayonnement diffus horizontal	W/m <sup>2</sup>
$D_v$	Rayonnement diffus vertical	W/m <sup>2</sup>
$G_h$	Rayonnement global horizontal	W/m <sup>2</sup>
TL	Temps légal	Heures
TU	Temps universel	Heures

TSV	Temps solaire vraie	Heures
C	Vitesse de la lumière	m/s
$C_x$	La chaleur spécifique de solution	kJ/kg K°
$E_{ff}$	Efficacité de l'échangeur	/
FR	Le débit spécifique de solution	Kg/s
H	L'enthalpie de l'eau	J/kg
$m_R$	Le débit du fluide frigorigène	Kg/s
$P_c$	La pression du condenseur	kPa
$P_e$	La pression de l'évaporateur	kPa
Q <sub>E</sub>	Efficacités d'échangeur de chaleur liquide-liquide	/
Q <sub>a</sub>	Quantité de chaleur dans l'absorbeur	kW
Q <sub>c</sub>	Quantité de chaleur dans le condenseur	kW
Q <sub>g</sub>	Quantité de chaleur dans le générateur	kW
$T_a$	Température de l'absorbeur	°C
$T_c$	Température du condenseur	°C
$T_e$	Température d'évaporateur	°C
$T_g$	Température du générateur	°C
W <sub>p</sub>	Le travail de la pompe	W
X	Concentration de solution	Kg Libr/kg sol
$\Delta X$	La plage de dégazage	Kg Libr/kg sol

# Abréviation

ADEME	Agence De l'Environnement et de la Maîtrise de l'Energie.
BBC	Bâtiment basse consommation.
COP	Coefficient de Performance.
COP <sub>max</sub>	Coefficient de Performance maximal.
COP <sub>ratio</sub>	Le rapport du Coefficient de Performance.
CO <sub>2</sub>	Dioxyde de Carbone
CDER	Centre de Développement des Energies Solaires
DEC	Système à Dessiccation.
HCR	Haut commissariat aux Réfugiés.
INES	Institut National de l'Energie Solaire.
LiBr	Bromure de Lithium.
PV	Photovoltaïque.

# *Introduction générale*



## **Introduction Générale**

La production d'énergie est un défi de grande importance pour les années à venir. En effet, les besoins énergétiques des sociétés industrialisées ne cessent d'augmenter. Par ailleurs, les pays en voie de développement auront besoin de plus en plus d'énergie pour mener à bien leur développement. De nos jours, une grande partie de l'énergie utilisée 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 quantités limitées: 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 et inépuisables. L'exercice de toute activité humaine nécessite un certain niveau de confort thermique, d'où ces 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. Pour cette raison, les installations solaires couplées avec les systèmes de réfrigération doivent être optimisées 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 climatisation solaire n'ont pas encore atteint le même degré de développement que ceux classique, mais reste à comparer les qualités écologiques et économiques des systèmes à absorption qui font d'eux un concurrent sérieux des systèmes à compression mécanique, d'où la fréquence accrue de son utilisation. Ces systèmes à absorption développent des coefficients de performances situés à une moyenne autour de la valeur de 0.73 qui est très faible en la comparant avec les systèmes classiques à compression de vapeur.

Notre travail se divise en deux parties majeures :

- La première est une partie de modélisation thermodynamique d'un cycle à absorption classique simple effet utilisant le couple (LiBr-H<sub>2</sub>O).

-La deuxième est une simulation numérique de la machine étudiée précédemment, dans cette partie, le modèle mathématique de L. F. Lansing [1] est utilisé.

Le travail présenté dans ce mémoire porte sur la climatisation solaire. Ce terme désigne l'ensemble des moyens de climatiser en utilisant comme ressource énergétique primaire la chaleur communiquée par leur rayonnement de soleil. Ce mode de climatisation présente comme principal intérêt de pouvoir fournir le plus de froid quand il fait le plus chaud, ce qui correspond aux périodes où le soleil est le plus disponible.

Ainsi, nous présenterons dans un premier chapitre les notions essentielles sur le gisement solaire, à savoir les coordonnées terrestres et horaires, le temps de base, le mouvement de la terre autour du soleil et les différents types de rayonnements.

Nous consacrerons le second chapitre aux modes de production du froid dans le monde comme nous le verrons, et ainsi les divers types de climatisations et capteurs solaires.

Dans le troisième chapitre, nous nous attarderons à l'analyse des différents composants de la machine à absorption, en appliquant la première et la deuxième loi de la thermodynamique, ainsi on va entamer la méthode faite par le chercheur L. Lansing et expliqué son modèle.

Pour finir, le quatrième chapitre sera axé sur les résultats trouvés par la simulation sur Matlab. Les interprétations de ces résultats sont incluses dans le même chapitre.

Notre mémoire sera clôturé par une conclusion générale et suivi par trois annexes supplémentaires.

*Chapitre I*  
*Généralités sur*  
*le gisement solaire*

## I.1 : INTRODUCTION

Le soleil est une source quasiment inépuisable d'énergie qui envoie à la surface de la terre un rayonnement qui représente chaque année environ 15000 fois la consommation énergétique de l'humanité. Cela correspond à une puissance instantanée reçue de 1 kilowatt crête par mètre carré ( $\text{kWc/m}^2$ ) répartie sur tout le spectre, de l'ultraviolet à l'infrarouge. Les déserts de notre planète reçoivent en 6 heures plus d'énergie du soleil que ne consomme l'humanité en une année [4].

Depuis très longtemps, l'homme a cherché à utiliser l'énergie émise par le soleil, l'étoile la plus proche de la terre. La plupart des utilisations sont directes comme en agriculture, à travers la photosynthèse ou dans diverses applications de séchage et chauffage, autant artisanale qu'industrielle. Cette énergie est disponible en abondance sur toute la surface terrestre et, malgré une atténuation importante lors de la traversée de l'atmosphère, une quantité encore importante arrive à la surface du sol. On peut ainsi compter sur  $1000 \text{ W/m}^2$  dans les zones tempérées et jusqu'à  $1400 \text{ W/m}^2$  lorsque l'atmosphère est faiblement polluée en poussière ou en eau. Le flux solaire reçu au niveau du sol terrestre dépend ainsi de plusieurs paramètres comme :

L'orientation, la nature et l'inclinaison de la surface terrestre,

La latitude du lieu de collecte, de son degré de pollution ainsi que son altitude,

La période de l'année,

L'instant considéré dans la journée,

La nature des couches nuageuses.

Les zones les plus favorables sont répertoriées sous forme d'atlas et mettent en évidence des « gisements solaires » à la surface de la terre [5].

## I.2 : GISEMENT SOLAIRE

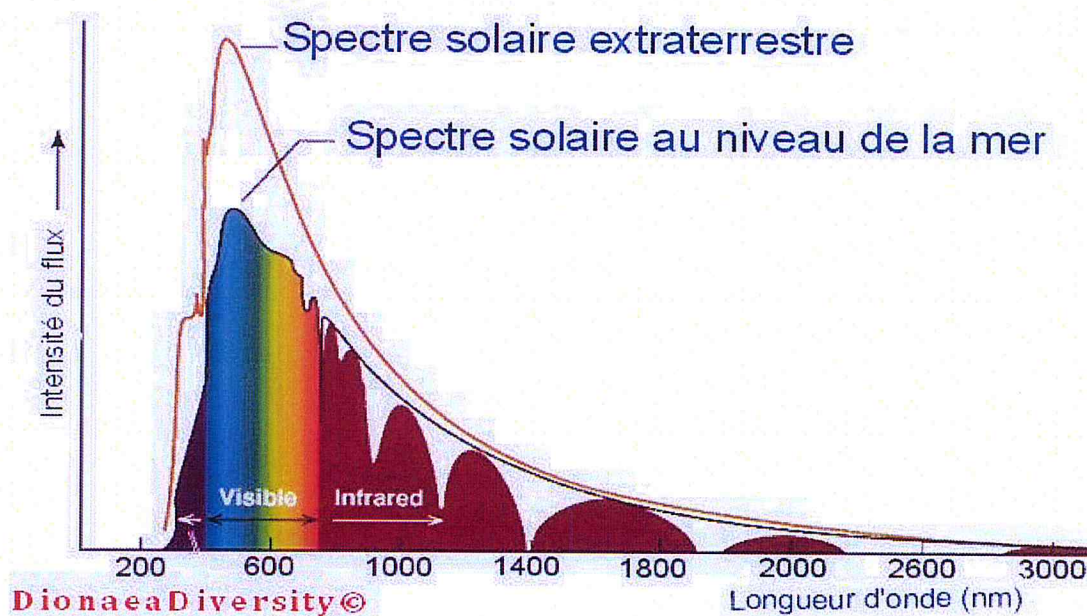
Comme pour toutes les applications de l'énergie solaire, une bonne connaissance du gisement solaire est nécessaire à l'étude des systèmes photovoltaïques. Par gisement solaire, on entend ici les différentes caractéristiques du rayonnement solaire, susceptibles d'influencer les performances d'un système en un lieu donné.

Dans un premier temps, on rappellera quelques données de base concernant le spectre du rayonnement solaire.

### I.2.1 : Le Spectre Solaire

Le spectre du rayonnement électromagnétique solaire comporte une très grande étendue, depuis les rayonnements radio jusqu'aux rayons X. On distingue en général le spectre continu, qui est sensiblement celui d'un corps noir à environ 6000°K et le spectre réel d'émission du soleil [7].

La **figure I-1** présente la courbe d'énergie du corps noir à 6000°K, le rayonnement solaire hors de l'atmosphère et le rayonnement solaire au niveau de la mer en fonction de la longueur d'onde. Ces courbes montrent que 9.2% de l'énergie de ce spectre se trouve dans l'ultraviolet, 42.4% dans le visible et 48.4% dans l'infrarouge.



**Figure I-1** : Eclairage solaire [3].

D'après la **figure I-1**, nous constatons que le rayonnement solaire peut être réfléchi, diffusé ou absorbé. Par ailleurs, les spectres des rayonnements réfléchi, diffusé, et absorbé sont différents.

A la surface de la terre, le spectre solaire n'est pas le même que dans l'espace, car il est pondéré par l'absorption des molécules présentes dans l'atmosphère ( $O_3$ ,  $CO_2$ ,  $H_2O$ ,.....). Les conditions climatiques ainsi que la présence de particules influencent également la valeur réelle du spectre. Pour tenir compte de ces différences, comparer les performances des cellules solaires et qualifier les

différents spectres solaires utilisés, on introduit un coefficient appelé masse d'air (AMx) dont l'expression est :

$$x = \frac{1}{\sin \theta} \quad (\text{I-1})$$

Où  $\theta$  est l'angle que fait le soleil avec son zénith. Par définition, AM0 correspond aux conditions hors atmosphère. Quand le soleil fait un angle de  $48,19^\circ$  Par rapport au zénith, la lumière incidente est dite AM1.5. Le nombre de masses d'air caractérise la puissance transportée par le rayonnement solaire ( $83.3 \text{ mW/cm}^2$  pour AM1.5 dont la surface est inclinée à  $37^\circ$  du soleil) et de plus, sert de standard pour quantifier les performances de nouveaux dispositifs photovoltaïque. Les conditions standards de caractérisation sont définies par les normes IEC-60904 de l'International Electrotechnical Commission (IEC) selon une distribution spectrale AM1.5 global (sommées des rayonnements directs et diffus), d'intensité  $100 \text{ mW/cm}^2$  et pour une température de cellule de  $25^\circ\text{C}$  [6,12].

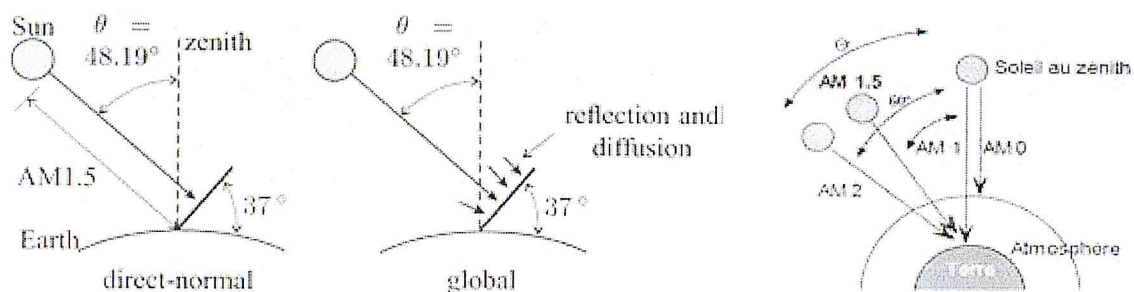
Au sol, le rayonnement solaire a au moins deux composantes : une composante directe et une composante diffuse (rayonnement incident diffusé ou réfléchi par un obstacle : nuage, sol) formant le rayonnement global. La **figure I-2** montre le spectre d'émission solaire sous AM1.5 global normalisé à  $100 \text{ mW/cm}^2$  [8,9].

Sa valeur dépend de la pression, de l'altitude et de l'angle d'incidence des rayons lumineux. L'intégration de l'irradiance sur la totalité du spectre permet d'obtenir la puissance  $P$  (en  $\text{W.m}^2$ ) fournie par le rayonnement. Pour simplifier on utilise les notions suivantes [8].

AM0 : Hors atmosphère (application spatiale).  $P \approx 1.36 \text{ KW/m}^2$

AM1 : Le soleil est au zénith du lieu d'observation (à l'équateur).

AM1.5G : Spectre standard, le soleil est à  $45^\circ$ .  $P \approx 1 \text{ KW/m}^2$

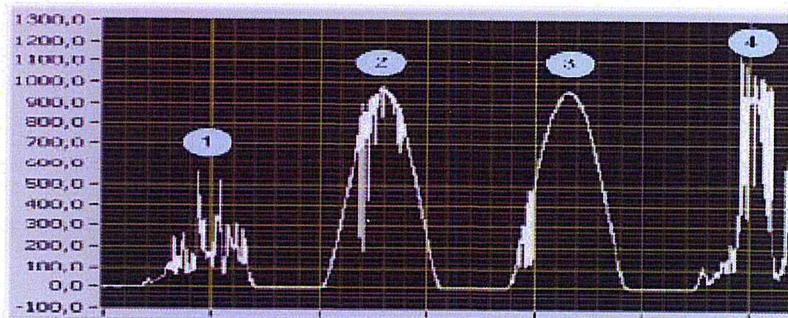


**Figure I-2:** Schéma indiquant le nombre d'air masse  $AM_x$  en fonction de la position géographique.

### I.2.2 : Gisement Solaire Au Sol

Le gisement solaire au sol est très variable comme présenté sur la **figure I-3**. La mesure a été faite à l'université Paul Sabatier à Toulouse [10].

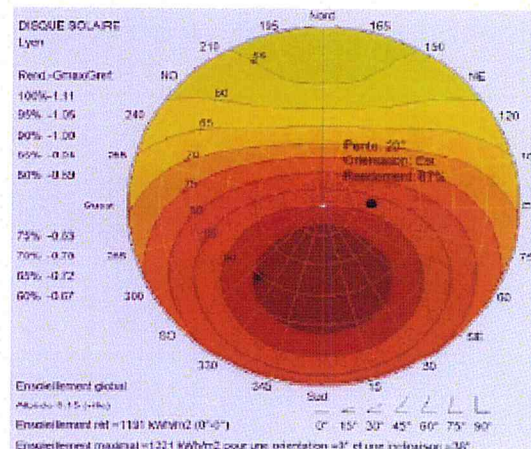
Nous constatons une variabilité importante les jours nuageux (1) par rapport aux jours avec éclaircies (2) et les jours de soleil (3). L'irradiation du soleil les jours nuageux est environ  $200\text{W/m}^2$  alors qu'elle est de  $1000\text{W/m}^2$  pour les jours ensoleillés. La présence de rôle de milieu diffusant [10].



**Figure I-3 :** Irradiation globale ( $\text{W/m}^2$ ) au sol à Toulouse du 11 juin au 14 juin 2009 (date proche du solstice d'été) [10].

Par ailleurs, l'orientation et l'inclinaison sont essentielles. D'après l'exemple de la **figure I-4**, l'idéal est une orientation plein sud. Néanmoins on voit que avec une orientation Est et une pente de  $120^\circ$  le rendement est d'environ 87% (donc 13% de pertes par rapport au plein sud).

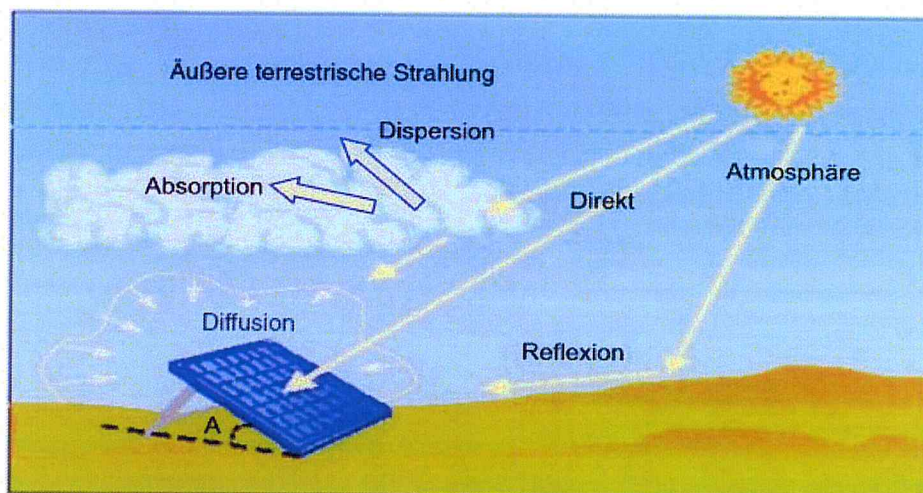
Sur le disque solaire de la **figure I-4**, on constate que dans toutes les orientations et inclinaisons, les pertes par rapport à un positionnement optimal restent inférieures à 50%, ce qui montre que l'on peut généralement utiliser l'énergie solaire quelle que soit le positionnement [10].



**Figure I-4 :** Disque Solaire pour la ville de Lyon [10].

### I.2.3 : Le Rayonnement Solaire

Le rayonnement émis par le soleil est constitué d'ondes électromagnétiques dont une partie parvient constamment à la limite supérieure de l'atmosphère terrestre. En raison de la température superficielle du soleil (environ 5800 K), ce rayonnement électromagnétique se situe dans la gamme de longueur d'onde de la lumière visible (entre 0.4 et 0.75 $\mu\text{m}$ ) et dans le proche infrarouge (au-delà de 0.75 et jusqu'à 4 $\mu\text{m}$  environ). L'énergie véhiculée par ce rayonnement, moyennée sur une année et sur l'ensemble de la limite supérieure de l'atmosphère, correspond à un éclairement de 340W/m<sup>2</sup> (**figure I-5**). Un bilan énergétique montre que, sur cette quantité d'éclairement qu'apporte le soleil au système terre+atmosphère, environ 100W/m<sup>2</sup> sont réfléchis vers l'espace, seul le reste est absorbé, pour un tiers par l'atmosphère et pour les deux tiers par la surface de la terre [6,11].



*Figure I-5 : Rayonnement solaire transmis à la terre.*

La **figure I-5**, publiée par Météo France, montre que près du quart de cet éclairement incident est réfléchi dans l'espace par l'atmosphère : pareil réflexion est essentiellement le fait des nuages (65W/m<sup>2</sup>), le reste (15W/m<sup>2</sup>) étant dû aux autres constituants atmosphériques comme les gaz et aérosols. Il reste donc 180 W/m<sup>2</sup> qui parviennent à la surface terrestre au terme d'une transmission dont les deux tiers (120 W/m<sup>2</sup>) se font directement, le reste (60W/m<sup>2</sup>) s'effectuant par diffusion vers le bas.



Intervient alors un processus complexe d'interaction entre la diffusion vers le bas et la réflexion. Sur les 180W/m<sup>2</sup> incidents, la surface terrestre, qui possède un albédo moyen élevé, devrait renvoyer dans l'atmosphère environ 50W/m<sup>2</sup>. En fait, la majeure partie de l'éclairement qu'elle réfléchit ainsi lui revient tôt ou tard et s'ajoute partiellement aux 180-50=130 W/m<sup>2</sup> de rayonnement solaire soit un phénomène continu, on peut simplifier la compréhension du processus précédent en supposant que les 50 W/m<sup>2</sup> réfléchis par la surface du globe se répartissent entre 20W/m<sup>2</sup> définitivement renvoyés vers l'espace interplanétaire et 30W/m<sup>2</sup> qui reviennent à la surface terrestre après diffusion différée vers le bas. Cette énergie s'ajoute aux 130 W/m<sup>2</sup> initialement non réfléchis pour constituer approximativement les 160W/m<sup>2</sup> qu'absorbe la surface terrestre [6].

#### I.2.4 : Spectre De La Lumière

La lumière peut être considérée sous forme d'ondes électromagnétiques de longueur d'onde  $\lambda$  ou sous forme de photons, corpuscules possédant une énergie  $E$  liée à  $\lambda$  par la relation suivante [8]

$$E = h \cdot \nu = \frac{h \cdot c}{\lambda} \quad (I-2)$$

Avec :  $h$  : constante de planck (j/s)

$c$  : vitesse de la lumière dans le vide (m/s)

$\nu$  : fréquence (s<sup>-1</sup>)

$\lambda$  : longueur d'onde (m)

La notion de dualité onde/corpuscule est importante pour comprendre les phénomènes d'interaction entre un rayonnement et un matériau.

Les longueurs d'ondes du rayonnement solaire terrestre sont comprises entre 0.2  $\mu\text{m}$  (*ultra-violet*) et 4  $\mu\text{m}$  (*infra-rouge*) avec un maximum d'énergie pour 0.5  $\mu\text{m}$ . 97.5% de l'énergie solaire est comprise entre 0.2  $\mu\text{m}$  et 2.5  $\mu\text{m}$ . De 0.4  $\mu\text{m}$  à 0.78  $\mu\text{m}$ , le spectre correspond au domaine du visible. Les capteurs d'énergie solaire doivent donc être compatibles avec ces longueurs d'ondes pour pouvoir piéger les photons et les restituer sous forme de chaleur ou d'électrons.

Le **tableau I-1** donne les valeurs énergétiques caractéristiques des photons pour diverses longueurs d'ondes, ainsi que les zones correspondantes au spectre lumineux [22].

$\lambda$ ( $\mu\text{m}$ )	E (ev)	Zone
0,2	6.2	Ultra-violet
0.4	3.1	Visible bleu
0.5	2.48	Visible jaune-vert
0.78	1.59	Visible rouge
1	1.24	Infrarouge
2	0.62	Infrarouge
4	0.31	Infrarouge

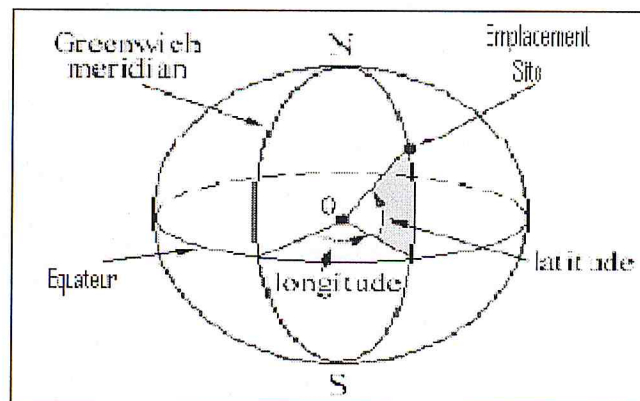
*Tableau I-1 : Valeurs énergétiques des photons issus du spectre solaire.*

Pour que le rayonnement solaire produise un courant électrique dans un matériau donné, faisant alors office de capteur, il faut que les photons soient tout d'abord absorbés par un ou plusieurs matériaux sensibles à la longueur d'onde des photons. Puis, l'énergie des photons excite des électrons, qui sont ensuite collectés afin de constituer un courant électrique global.

### I.3 : COORDONNEES TERRESTRES

La terre est pratiquement une sphère qui tourne autour d'un axe passant par le pôle Nord et le pôle Sud.

Tout point sur la terre est caractérisé par sa latitude et sa longitude, **figure I-6**.



*Figure I-6 : Coordonnées terrestre.*

### I.3.1 : Longitude

La longitude d'un lieu correspond à l'angle formé par deux plans méridiens (passant par l'axe des pôles), l'un étant pris comme origine (méridiens de Greenwich  $0^\circ$ ) et l'autre déterminé par le lieu envisagé.

On affecte du signe (+) les méridiens situés à l'est de ce méridien, et du signe (-) les méridiens situés à l'ouest.

La longitude d'un lieu peut aussi être comprise entre  $-180^\circ$  et  $+180^\circ$ , à tout écart de  $1^\circ$  de longitude correspond à un écart de 4 minutes de temps. La longitude sera désignée ici par la lettre  $\lambda$  [13].

Longitude OUEST  $\lambda \square \square 0^\circ$

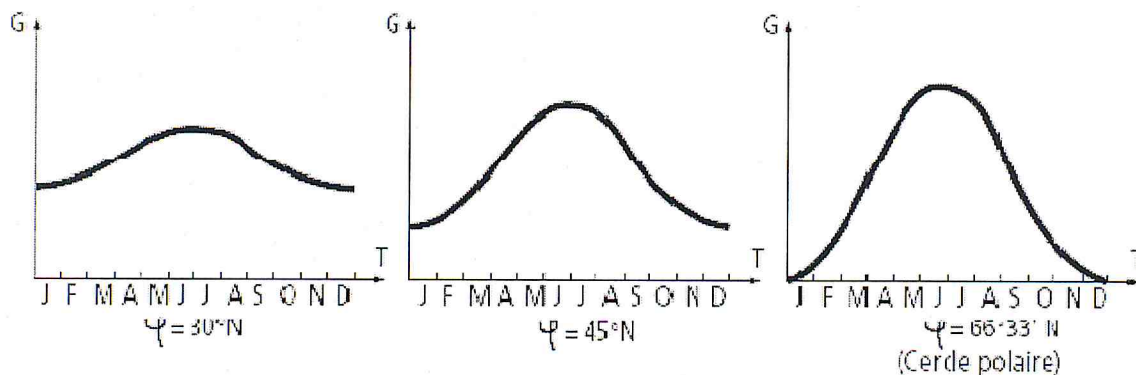
Longitude EST  $\lambda \square \square 0^\circ$

### I.3.2 : La Latitude

La latitude d'un lieu à la surface de la terre est l'angle entre l'équateur et le rayon de la terre passant par le lieu considéré. La latitude est comptée de  $0^\circ$  à  $+90^\circ$  dans l'hémisphère nord [14].

La latitude a aussi un effet important : les journées estivales s'allongent à mesure qu'on s'éloigne de l'équateur, et le soleil est plus bas au midi solaire.

Les journées d'hiver sont plus courtes, et le soleil encore plus bas qu'à l'équateur. Autrement dit, l'intensité maximale (à midi) et la quantité totale de rayonnement solaire (G) sur un plan horizontal diminuent à mesure qu'augmente la latitude, **figure I-7** [15].



**Figure I-7:** Courbes d'ensoleillement typique par mois pour différentes latitudes.

### I.3.3 : L'Altitude

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

## I.4 : LE MOUVEMENT DE LA TERRE ET LE MOUVEMENT DU SOLEIL ET SES COORDONNEES

La trajectoire de la terre autour du soleil s'appelle « l'écliptique ». La distance terre soleil ne varie que  $\pm 1.7\%$  par rapport à sa valeur moyenne qui est de  $1.49675 \cdot 10^8$  km. Cette distance est minimale au début de janvier et maximale au début de juillet [17].

On peut décomposer le mouvement de chacun d'eux en mouvement de rotation et mouvement de translation.

### I.4.1 : Mouvement De Rotation

La terre tourne autour de son axe de rotation (Pôle Nord, Pôle Sud) dans le sens trigonométrique. L'alternance des jours et des nuits est une manifestation immédiate de ce mouvement.

On définit le jour solaire comme de la durée moyenne entre deux passages consécutifs au méridien d'un lieu, ce jour est divisé en 24 intervalles égaux appelés heures. La rotation de la terre s'effectue avec une période de  $P_r = 23h 56mn 04s \approx 24h$ .

Sa vitesse linéaire de rotation à l'équateur est  $V_r \approx 0,465 \text{ Km/s}$ , elle est variable en fonction de latitude  $\varphi$  telle que :  $V_r(\varphi) \approx V_r(\cos(\varphi))$ .

Les saisons n'existeraient pas si la terre se tenait droite, sur son orbite. Mais le fait que son axe de rotation est penché d'un angle de  $23^\circ 27' \approx 23.45^\circ$  avec un mouvement de révolution, le Pôle Nord et le Pôle Sud vont pouvoir successivement se dorner à la lumière.

### I.4.2 : Mouvement De Translation

Dans l'univers tout est en mouvement. La terre est en rotation sur elle-même puis elle tourne au tour du soleil en  $P_t \approx 365 \text{ jours } 5h 48mn 40s \approx 365.25 \text{ jours}$ . Elle décrit une orbite elliptique dont le soleil occupe l'un des foyers. Cette orbite est située dans un plan appelé plan de l'écliptique où le soleil est presque au centre. Elle est légèrement aplatie, elle correspond à

un cercle de rayon moyen de  $1.49675 \cdot 10^8 \text{ km}$  (1 AU). Cette distance est minimale au début janvier et maximale au début juillet, **figure I-8** [18].

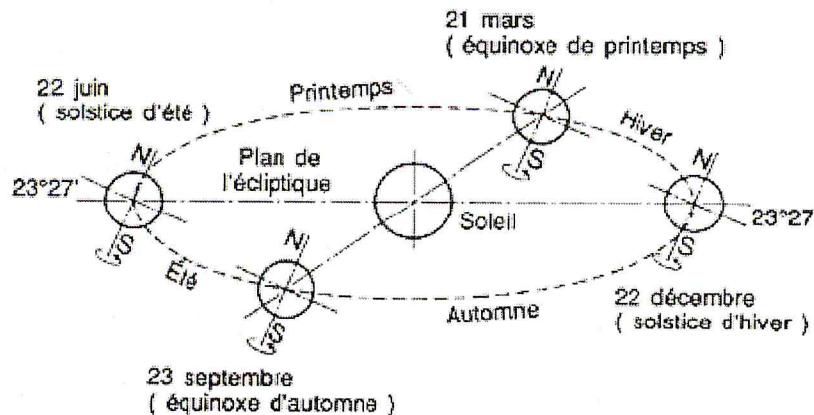


Figure I-8 : Le mouvement de la terre autour de soleil.

#### I.4.3 : La Variation Annuelle Du Rayonnement Direct Extraterrestre

Le rayonnement direct  $I_{on}$  est l'éclairement reçu par un plan disposé sous incidence normale aux rayons solaires par unité de surface à la limite supérieure de l'atmosphère. Il est donné par l'équation (I-3) en watts par mètre carré

$$I_{on} = I_{sc} \cdot \left(1 + 0.033 \cos\left(\frac{366 \cdot N}{365}\right)\right) \quad (\text{I-3})$$

Avec :

$N$  : numéro d'ordre du jour dans l'année  $1 \leq N \leq 365$  ;

$I_{sc}$  : constante solaire, la valeur la plus probable actuellement retenue est  $1367 \text{ W/m}^2$  ;

$E \square \square \left(1 + 0.033 \cos\left(\frac{366 \cdot N}{365}\right)\right)$  : facteur de correction de l'excentricité de l'orbite terrestre ;

#### I.5 : LES COORDONNEES DU SOLEIL

Pour un lieu donné, la position du soleil est repérée à chaque instant de la journée et de l'année par deux systèmes de coordonnées différents :

Par rapport au plan équatorial de la terre (repère équatorial).

Par rapport au plan horizontal du lieu (repère horizontal).

### I-5-1 : Coordonnées Equatoriales

Le mouvement du soleil est repéré par rapport au plan équatorial de la terre à l'aide de deux angles ( $\delta$ , H).

#### I.5.1.1 : Déclinaison solaire $\delta$

C'est l'angle formé par la direction du soleil et le plan équatorial terrestre, on adopte la convention de compter positivement les latitudes de l'hémisphère Nord (compris entre  $0^\circ$  à l'équateur  $+90^\circ$  au pôle Nord), et négativement celle de l'hémisphère Sud (compris entre  $0^\circ$  à l'équateur et  $-90^\circ$  au pôle Sud), et variée tout au long de l'année entre deux valeurs extrêmes  $\pm 23.45^\circ$ .

Les lois du mouvement relatif terre-soleil permettent de calculer les variations de la déclinaison au long de l'année. Pour la pratique, une formule d'approximation est suffisante, elle est donnée par l'équation (I-4) [18].

$$\delta = 23.45 \cdot \sin\left(\frac{360}{365}(J - 80)\right) \quad (\text{I-4})$$

Ou avec plus de précision :

$$\delta = \text{ArcSin}\left(0.389 \sin\left(\frac{360}{356}(J - 82)\right) + 2 \sin\left(\frac{360}{356}(J - 2)\right)\right) \quad (\text{I-5})$$

Avec :

$J$  : le numéro du jour de l'année compté à partir du 1<sup>er</sup> janvier, c'est-à-dire il varie de 1 à 365 ou 366 selon l'année.

$\delta$  varie entre deux valeurs extrêmes :  $-\delta \leq \delta \leq +\delta$  avec  $\delta \leq 23.45^\circ$ .

La variation de la déclinaison du soleil au cours de l'année est représentée par la **figure I-9** [16].

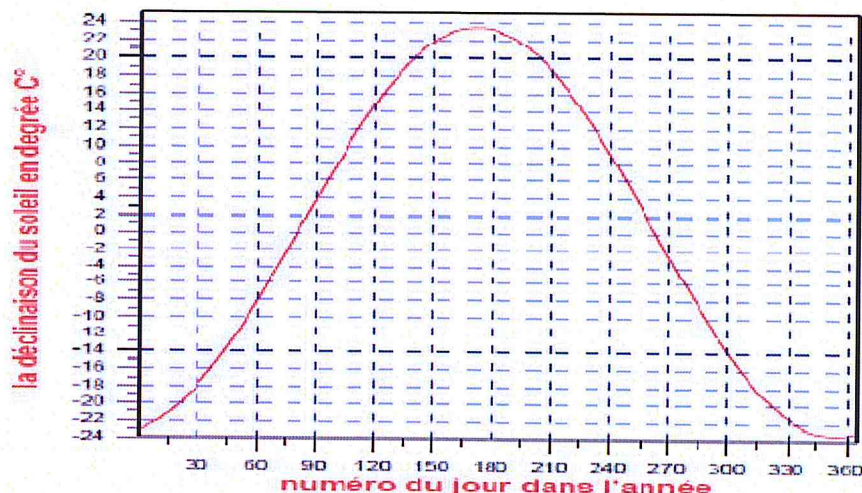


Figure I-9 : Variation annuelle de la déclinaison du soleil.

$\delta \square 0$  (équinoxes) : Les équinoxes représentent les deux dates de l'année où le soleil traverse le plan équatorial, l'équinoxe automnal, le 23 septembre, marquant le début de la chute de la durée de la journée, et l'équinoxe vernal le 21 mars, marquant le début de l'accroissement de la durée du jour.

$\delta \square +23.45^\circ$  (au Solstice été) : Le solstice d'été (au 21 juin), nous observons que le soleil est à son point le plus élevé dans le ciel. Elle marque le début de l'été dans l'hémisphère nordique.

$\delta \square -23.45^\circ$  (au Solstice hiver) : Il coïncide avec le 21 décembre.

### I.5.1.2 : Angle horaire du soleil H

C'est l'angle que font les projections de la direction du méridien du lieu, l'angle horaire du soleil varie à chaque instant de la journée selon la relation

$$H = 15(TSV - 12) \quad (I-6)$$

Avec

$$TSV = TI - TU + \left(\frac{\Delta t + 4\lambda}{60}\right) = TL - \left(TU - \frac{\lambda}{15}\right) + \frac{\Delta t}{60} \quad (I-7)$$

$$\Delta t = 9.87 \sin 2\left(\frac{360}{365} \cdot (J - 81)\right) - 7.35 \cos\left(\frac{360}{365} \cdot (J - 81)\right) - 1.5 \sin\left(\frac{360}{365} \cdot (J - 81)\right) \quad (I-8)$$

TSV (Temps Solaire Vrais) : Temps repéré de façon que le soleil se trouve au zénith à midi.

TU (Temps Universel) : Le décalage horaire par rapport au méridien de Greenwich.

TL (Temps Légal) : temps donné par une montre.

$\Delta t$  : Correction de l'équation du temps.

$\lambda$  : longitude du lieu.

L'angle horaire H varie de  $-180^\circ$  à  $+180^\circ$  [19].

On prend :

$H = 0$  après midi.

$H = 0$  le matin.

$H = 0$  midi TSV.

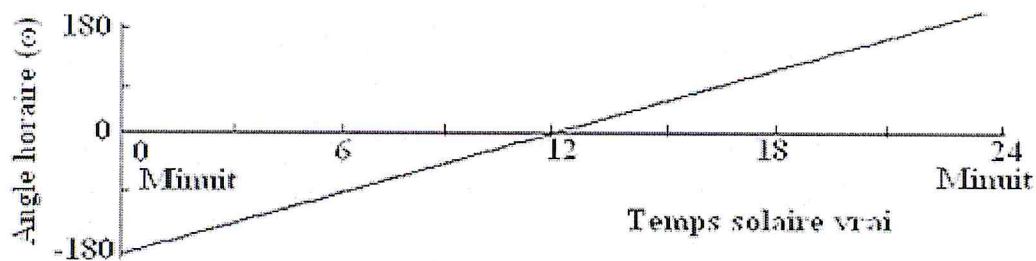


Figure I-10 : variation de l'angle horaire en fonction de temps solaire vrai.

### I.5.2 : Coordonnées Horizontales

Le repère horizontal est formé par le plan de l'horizon astronomique et vertical du lieu. Dans ce repère, les coordonnées sont la hauteur  $h$  et l'azimut  $a$ , **figure I-11** [19].

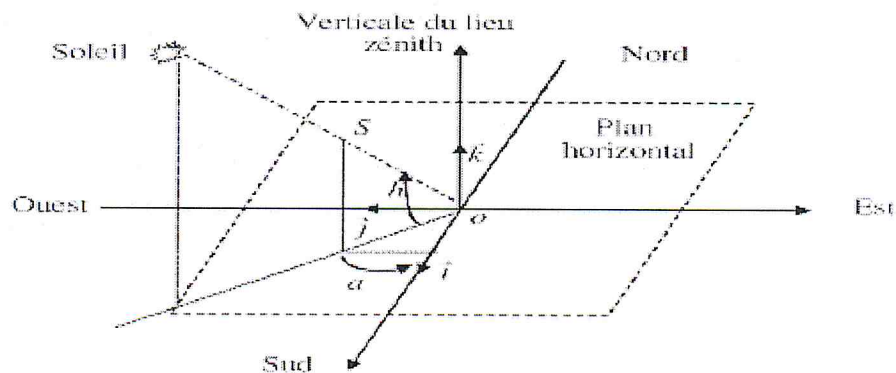


Figure I-11 : Repère horizontal.



### I.5.2.1 : La hauteur du soleil (h)

C'est l'angle que fait la direction du soleil avec sa projection sur le plan horizontal. La hauteur du soleil varie à chaque instant de la journée et de l'année selon la relation suivante :

$$\sin(h) = \cos(\delta) \cdot \cos(\varphi) \cdot \cos(H) + \sin(\varphi) \cdot \sin(\delta) \quad (\text{I-9})$$

Avec :

h : varie entre  $-90^\circ$  à  $+90^\circ$ .

On prend :  $h \geq 0$  le jour,  $h \leq 0$  la nuit et  $h=0$  aux lever et coucher

### I.5.2.2 : Azimut du soleil (a)

C'est l'angle que fait la projection du soleil avec la direction du Sud.

L'azimut du soleil varie à chaque instant de la journée selon la relation suivante :

$$\sin(a) = \frac{\cos(\delta) \sin(h)}{\cos(h)} \quad (\text{I-10})$$

Avec : a : varie entre  $-180^\circ$  à  $+180^\circ$

On prend :  $a \geq 0 \Rightarrow$  vers l'ouest,  $a \leq 0 \Rightarrow$  vers l'est et  $a=0 \Rightarrow$  direction du Sud.

## I.6 : DIFFERENTS TYPES DE RAYONNEMENT

En traversant l'atmosphère, le rayonnement solaire est absorbé et diffusé. Au sol, on distingue plusieurs composantes.

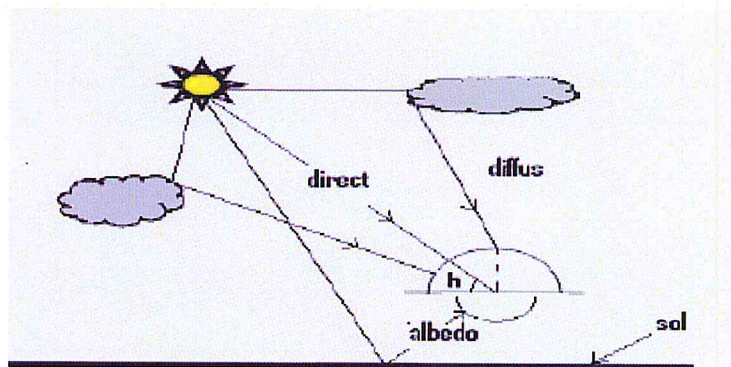


Figure I-12 : Différents composants de rayonnement

### I.6.1 : Rayonnement Direct

Le rayonnement direct est le rayonnement reçu directement du Soleil. Il peut être mesuré par un pyréliomètre.

Le rayonnement direct reçu dans le plan du capteur est :

$$I_{(\alpha,\gamma)} = I. (\cos(i)) \quad (\text{I-11})$$

Avec :  $I$  : rayonnement direct normal

$i$  (Angle d'incidence) : c'est l'angle entre la direction du soleil et la normale du plan. Cet angle peut être déterminé par la connaissance des cosinus directeurs du rayon incident  $\vec{u}$  et la normale  $\vec{n}$  en coordonnées horizontales [16] :

$$\vec{n} \rightarrow \begin{cases} \cos(\gamma). \sin(\alpha) \\ \cos(\gamma). \cos(\alpha) \\ \sin(\gamma) \end{cases} \quad \vec{u} \rightarrow \begin{cases} \cos(h) \sin(a) \\ \cos(h). \cos(a) \\ \sin(h) \end{cases} \quad (\text{I-12})$$

Le produit scalaire de ces deux vecteurs détermine l'angle d'incidence  $i$  :

$$\cos(i) = \vec{n} \cdot \vec{u} = \begin{pmatrix} \cos(\gamma). \sin(\alpha) \\ \cos(\gamma). \cos(\alpha) \\ \sin(\gamma) \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \cos(h). \sin(a) \\ \cos(h) \cos(a) \\ \sin(h) \end{pmatrix} \quad (\text{I-13})$$

$$\cos(i) = \cos(\alpha). \cos(\gamma). \sin(a). \cos(h) + \cos(\alpha) \cos(\gamma) \cos(a) \cos(h) + \sin(\gamma). \sin(h) \quad (\text{I-14})$$

$$\cos(i) = \cos(\alpha - a). \cos(\gamma). \cos(h) + \sin(\gamma) . \sin(h) \quad (\text{I-15})$$

Cette équation peut être écrite d'une manière, à l'aide de l'équation des passages d'un système de coordonnées à un autre. On peut écrire l'angle d'incidence en coordonnées horaires, équation (I-16)

$$\begin{cases} \sin(h) = \cos(\gamma) \cos(H) \cos(\varphi) + \sin(\delta) \sin(\varphi) \\ \sin(a) = \frac{\cos(\gamma) \cdot \cos(H)}{\cos(h)} \end{cases} \quad (\text{I-16})$$

L'expression du rayonnement direct dépend de l'azimut du capteur  $a$ , la hauteur du capteur  $\gamma$ , l'angle d'incidence  $i$ , la hauteur du soleil  $h$ , et l'angle d'inclinaison.

Soleil à midi (azimut nul  $a=0$ ) :

Pour un plan horizontal orienté sud ( $\beta \square 0 \Rightarrow \gamma \square 90^\circ$ , et  $\alpha \square 0$ ) suivant la figure (I-13-a)

$$I_\alpha = I_0 = I \cdot \sin(h) \quad (\text{I-17})$$

Pour un plan incliné sur l'horizontal et orienté sud (I-13-b)

On a:

$$\begin{cases} i = 90^\circ - (h + \alpha) \\ I_\alpha = I \cdot \cos(i) = I \cdot \sin(h + \alpha) \end{cases} \quad (\text{I-18})$$

Azimut quelconque :  $a \neq 0$

Pour un plan vertical orienté sud ( $\beta \square 90^\circ \Rightarrow \gamma \square 0^\circ$ , et  $\alpha \square 0^\circ$ ), la figure (I-13-c).

On a:

$$I_\alpha = I \cdot \cos(h) \cdot \cos(a) \quad (\text{I-19})$$

Pour un plan incliné d'un angle  $\alpha$  sur l'horizontal et orienté sud (I-13-d),  $I_\alpha$  est la résultante de deux composantes projetées sur la normale au plan du capteur. L'une perpendiculaire à l'horizon :  $I \cdot \sin h$ , l'autre dans le plan de l'horizon, pointant vers le sud :  $I \cdot \cos(h) \cdot \cos(a)$ .

La somme des projections donne :

$$I_\alpha = I \cdot (\sin(h) \cdot \cos(\alpha) + \cos(h) \cdot \cos(a) \cdot \sin(\alpha)) \quad (\text{I-20})$$

Pour un plan vertical d'orientation quelconque  $\gamma$  dont la normale fait un angle  $\gamma$  avec le plan méridien (I-13-e).

On a:

$$\begin{cases} \alpha = 90^0 \\ \text{et} \\ I_\alpha = I \cdot \cos(h) \cdot \cos(\gamma - a) \end{cases} \quad (I-21)$$

Pour un plan incliné d'inclinaison quelconque  $\alpha$  et d'orientation quelconque  $\gamma$  figure (I-13-f)

$$I_\alpha = I \cdot (\sin(h) \cdot \cos(\alpha) + \cos(h) \cdot \cos(\gamma - a) \cdot \sin(\alpha)) \quad (I-22)$$

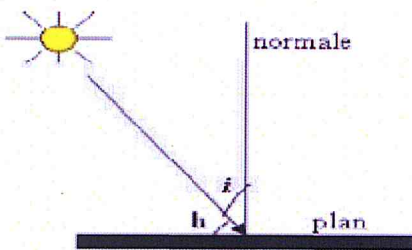


Figure (I-13-a)

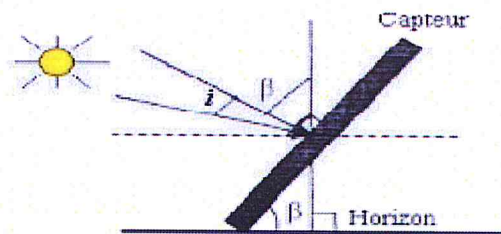


Figure (I-13-b)

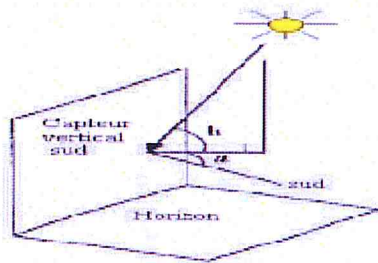


Figure (I-13-c)

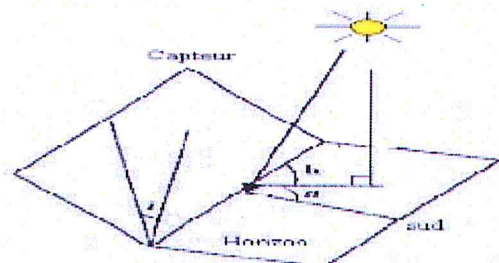


Figure (I-13-d)

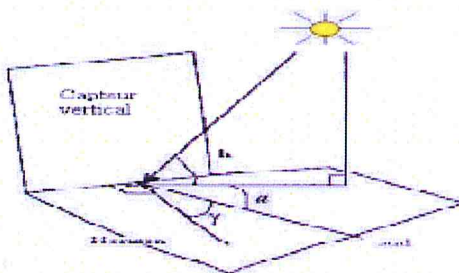


Figure (I-13-e)

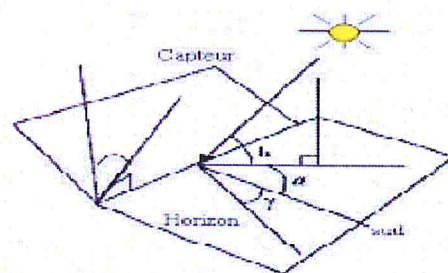


Figure (I-13-f)

Figure I-13 : Mesure le rayonnement sur une surface d'inclinaison quelconque [18].

### I.6.2 : Rayonnement Diffus

Le rayonnement diffus résulte de la diffraction de la lumière par les molécules atmosphériques, et de sa réfraction par le sol, il parvient de toute la voute céleste [20].

Le rayonnement diffus ( $D_h$ ) est le rayonnement émis par des obstacles (nuage, sol, bâtiments) et provient de toutes les directions, il peut être mesuré par un pyranomètre avec écran masquant le soleil [17].

Dans le plan du capteur le Rayonnement diffus est donné par [18] :

$$D_{(\alpha,\gamma)} = \left( \frac{1+\cos(\alpha)}{2} \right) \cdot D_h + Alb \left( \frac{1-\cos(\alpha)}{2} \right) \cdot G_h \quad (I-23)$$

Avec :

$Alb$  : albédo (coefficient de réflexion du sol)

$h$  : hauteur de soleil [degré]

$D_h$  : diffus sur plan horizontal

$G_h$  : Global horizontal

Pour un plan vertical  $\Rightarrow D_v \approx 0.5 \cdot (D_h + G_h)$

### I.6.3 : L'Albédo Ou Réfléchi

C'est la fraction d'un rayonnement incident diffusée ou réfléchi par un obstacle. Ce terme étant généralement réservé au sol et aux nuages, c'est une valeur moyenne de leur réflecteur pour le rayonnement considéré, et pour tous les angles d'incidences possibles. Par définition, le corps noir possède un albédo nul.

$$L'algédo (Alb) = \frac{\text{énergje réfléchié}}{\text{énergje reçue}}$$

### I.6.4 : Rayonnement Global

Le rayonnement global au sol est donc fonction de la composition et de l'épaisseur de l'atmosphère traversée par les rayons lumineux au cours de la journée. Il se décompose en rayonnement direct et rayonnement diffus, et se sont ces deux rayonnements qui sont exploités par les générateurs solaires [20].

Dans le cas d'une surface horizontale, le rayonnement global s'écrit :

$$G = I \cdot \sin(h) + D_h \quad (\text{I-24})$$

Pour un plan quelconque, le rayonnement global est :

$$G_{(\alpha,\gamma)} = I_h \cdot \frac{\cos(i)}{\sin(h)} + \frac{D_h}{2} \cdot \left[ 1 + \cos\left(\frac{\pi}{2} - \gamma\right) \right] + \frac{D_h}{2} \cdot Alb. \left[ 1 - \cos\left(\frac{\pi}{2} - \gamma\right) \right] \quad (\text{I-25})$$

Avec :

$I_h$ : direct horizontal

La figure suivante présente les appareils de mesure pour les différents types de rayonnement :

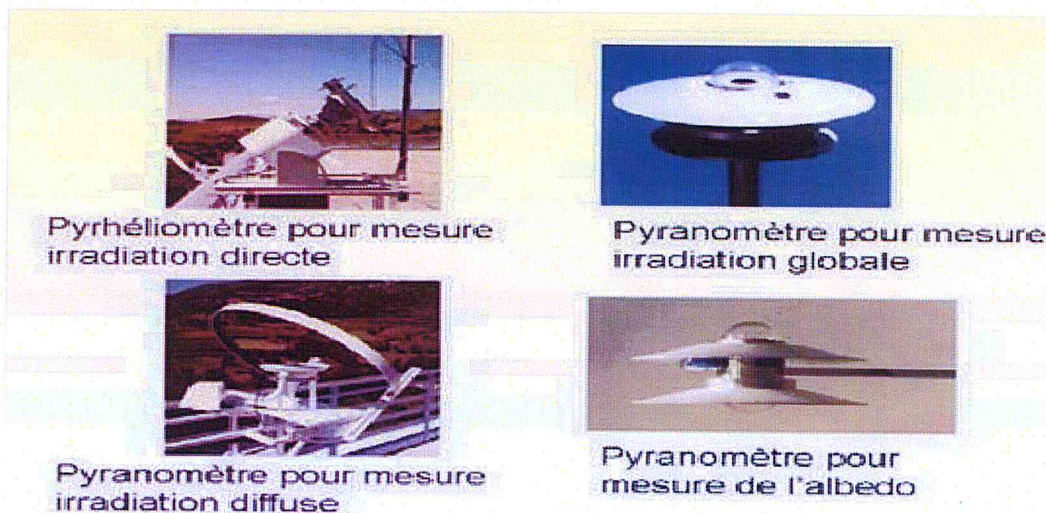


Figure I-14 : Appareils de mesure.

**I.7 : CONCLUSION**

Les données météorologiques concernant le rayonnement solaire ne sont généralement pas suffisantes pour pouvoir quantifier tous les phénomènes qui se produisent lorsqu'un panneau photovoltaïque reçoit de la lumière. Une bonne connaissance du gisement solaire s'avère nécessaire.

Dans ce chapitre, nous avons présenté des notions importantes sur le gisement solaire comme les coordonnées terrestres et horaires, les temps de base et le mouvement de la terre autour de soleil. Ensuite, nous avons présenté les différents types de rayonnements (direct, diffus, albédo et global) et les expressions mathématiques de chaque rayonnement selon la variation d'inclinaison et d'orientation.

*Chapitre II*  
*Le Froid*  
*Solaire*



## II.1 : INTRODUCTION

Grâce au soleil, d'énormes quantités d'énergies atteignent la surface de la Terre après avoir parcouru une distance d'environ 150 millions de kilomètres. Avec une puissance moyenne d'environ  $1.000 \text{ W/m}^2$ , cette énergie solaire est 10.000 fois supérieure à la demande énergétique globale de la population et ce pour les 5 milliards d'années à venir.



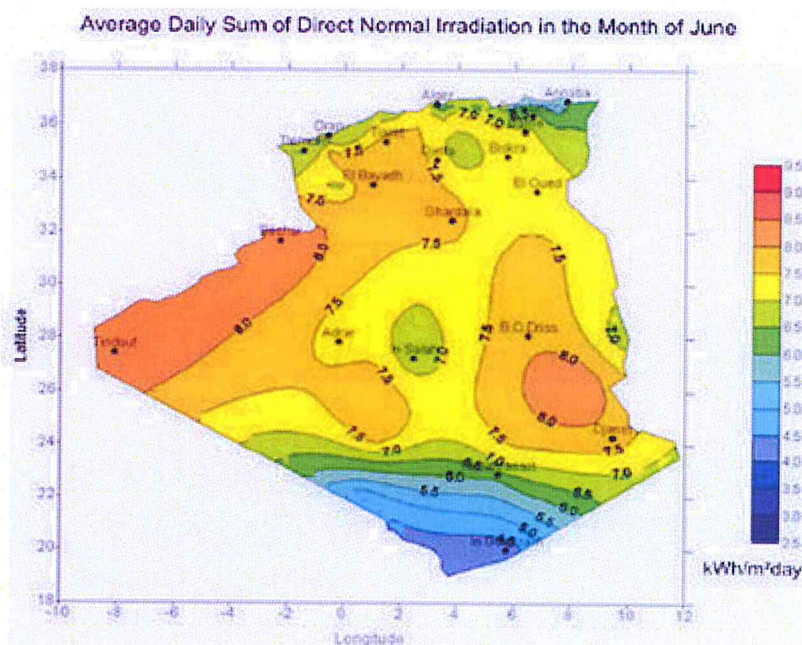
*Figure II-1 : Le soleil, source d'énergie.*

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, l'utilise également en la transformant en énergie chimique par la photosynthèse. 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 désigner l'électricité avec la conversion photovoltaïque ou l'énergie thermique avec la conversion photo-thermique obtenue à partir du rayonnement solaire. Nous traiterons dans le cadre de ce travail seulement la deuxième voie de conversion.

## II.2 : RAYONNEMENT EN ALGERIE

L'Algérie possède un gisement solaire important, de part son climat d'où la puissance solaire maximale en tout point de notre pays est d'environ  $1 \text{ Kw/m}^2$ . L'énergie journalière maximale moyenne (ciel clair, mois de juillet) dépasse les  $6 \text{ Kw/m}^2$  et l'énergie annuelle maximale en Algérie est de l'ordre de  $2500 \text{ Kw/m}^2$  [21].

La carte ci-dessous représente les différentes zones énergétiques de l'Algérie



*Figure II-2 : Atlas solaire de l'Algérie (CDER).*

### II.3 : LES COLLECTEURS THERMIQUES

La conversion photo-thermique se fait à l'aide de collecteurs thermiques qui consistent en une transformation directe du rayonnement solaire en chaleur, comme le chauffage domestique, les cuisines solaires, la chaleur pour des processus industriels. Elle se fait selon deux manières: une captation avec concentration et sans concentration.

#### II.3.1 : Captation Sans Concentration:

##### II.3.1.1 : Capteurs plans

Le capteur solaire plan est tout système exposé au rayonnement solaire afin de le capter et de le transformer en énergie thermique à basse température, Ce système de captage a pour base l'effet de serre où le rayonnement est capté dans un domaine de l'infrarouge (longueurs d'ondes comprises entre 0.3 et 3  $\mu\text{m}$ ), éloigné du visible (entre 4 et 30  $\mu\text{m}$ ), il traverse la vitre et il est piégé à l'intérieur où il est capté par la surface absorbante, Le fluide qui circule sous cette paroi récupère par convection une partie de cette énergie absorbée et subit une élévation de température à la traversée du capteur. Ces capteurs ont l'avantage d'utiliser aussi bien les rayons directs du soleil que les rayons diffusés, c'est à dire que même par temps couvert, le liquide caloporteur de capteur parvient à s'échauffer. L'autre avantage est qu'il n'est pas nécessaire d'orienter le capteur suivant le soleil.

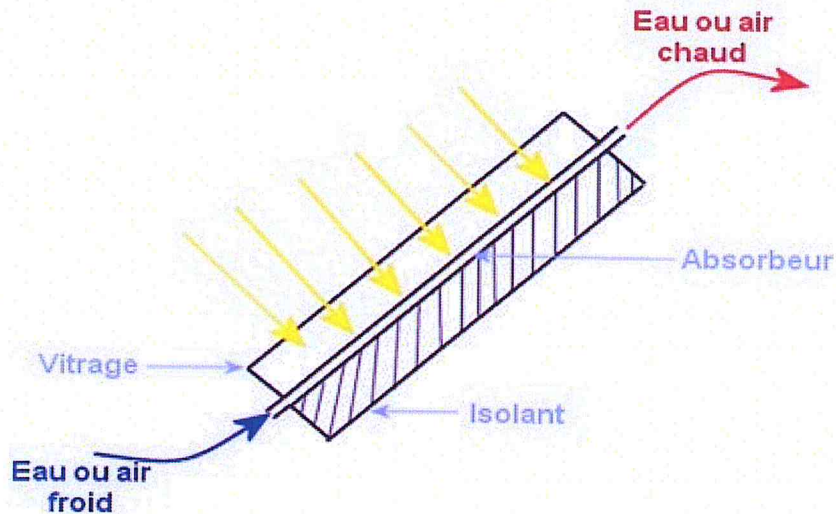


Figure II-3 : Capteur plan solaire.

### II.3.1.2 : Les capteurs à tubes sous vide

Le capteur à tubes sous vide présenté dans la **figure II-4**, permet de satisfaire aux applications nécessitant des niveaux de températures plus importants. Il se trouve dans des applications industrielles, mais pour le chauffage et la production d'eau chaude sanitaire, il se trouve aussi dans l'habitat individuel et collectif.

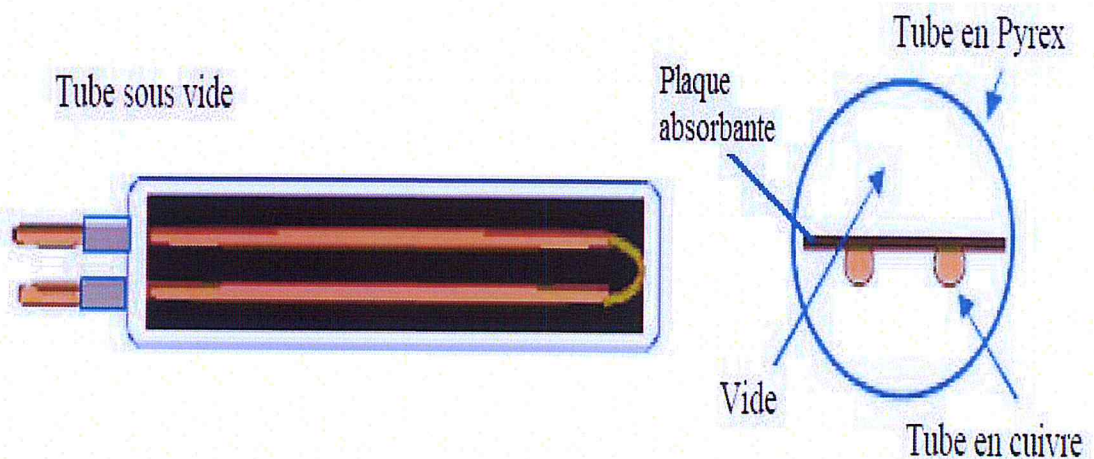


Figure II-4: Les capteurs à tube sous vide (Site web).

### II.3.2 : Captation Avec Concentration: Capteurs à Concentrations

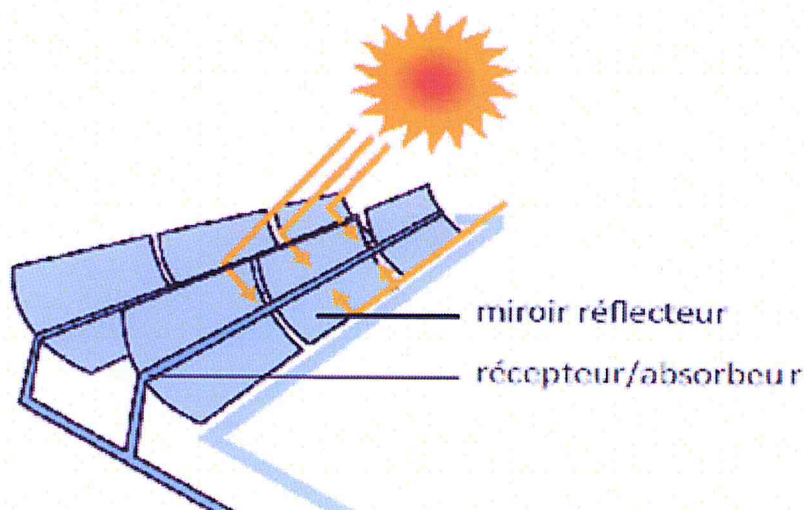
Quand les températures plus élevées sont exigées, des capteurs solaires à concentration sont utilisés. Ils utilisent l'énergie solaire arrivant sur une grande surface

réfléchissante, et réfléchi sur une plus petite surface avant qu'elle ne soit convertie en chaleur qui entraînerait de températures plus élevées. La plupart des collecteurs à concentration peuvent seulement concentrer le rayonnement solaire parallèle venant directement à partir du disque du soleil (rayonnement direct), donc ils doivent suivre le mouvement apparent du soleil. On constate de manière évidente que leur utilisation restera très limitée (entre 1500 et 1700 heures d'ensoleillement par an en moyenne) [22].

Les trois systèmes à concentration les plus importants pour l'application à grande échelle de l'énergie solaire sont:

### II.3.2.1 : Concentrateurs cylindro-paraboliques

Les réflecteurs cylindro-paraboliques sont des systèmes en forme de «U ». Ils concentrent les rayons du soleil sur un tube récepteur situé le long de la ligne focale du réflecteur [23]. Parfois un tube en verre transparent entoure le tube récepteur afin de réduire les pertes de chaleur. Ces concentrateurs utilisent souvent un système de pointeur solaire à simple axe ou à double axe. Les températures du récepteur peuvent atteindre 400°C.

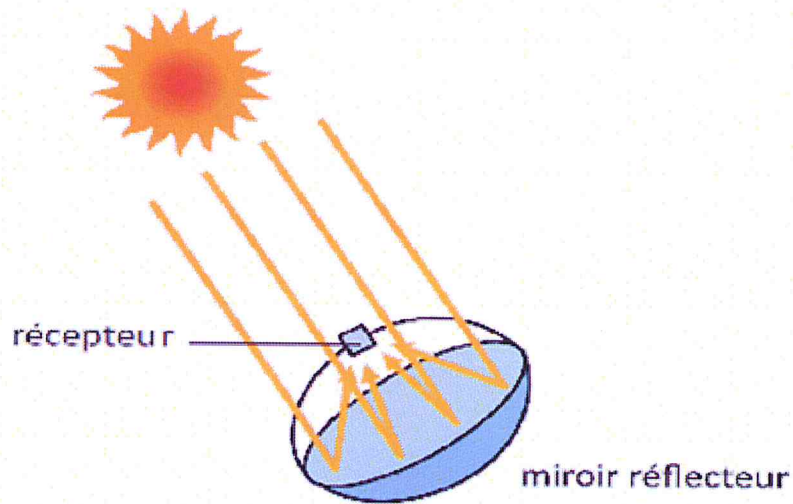


*Figure II-5: Concentrateur cylindro-parabolique.*

### II.3.2.2 : Concentrateurs paraboliques

Ces capteurs utilisent des surfaces réfléchissantes paraboliques pour concentrer les rayons solaires dans le foyer où se trouve le récepteur (absorbeurs) qui capte la chaleur

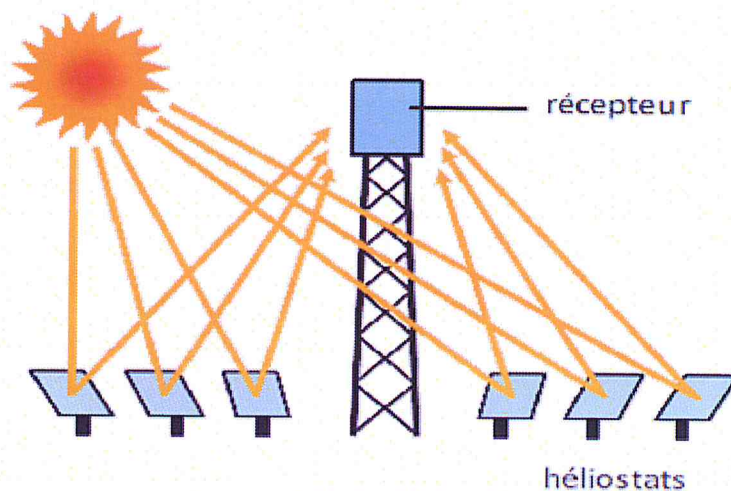
solaire ainsi concentrée [24]. Naturellement ces concentrateurs doivent suivre le mouvement du soleil. Les systèmes à réflecteur parabolique peuvent atteindre des températures plus élevées (jusqu'à 1500°) sur le récepteur



*Figure II-6 : Concentrateur parabolique.*

### II.3.2.3 : Système de centrale à tour (à Héliostat)

Un héliostat utilise un ensemble de pointeurs solaire à double axe qui dirige l'énergie du soleil vers un grand absorbeur situé dans une tour. Ces capteurs possèdent un ensemble de grands miroirs qui suit le mouvement du soleil. Les miroirs concentrent les rayons du soleil sur le récepteur en haut de la grande tour. Un ordinateur garde les miroirs alignés afin que les rayons du soleil, qui sont réfléchis, visent toujours le récepteur, où la température peut dépasser 1000 °C [24], [25].



*Figure II-7 : système de centrale à tour.*

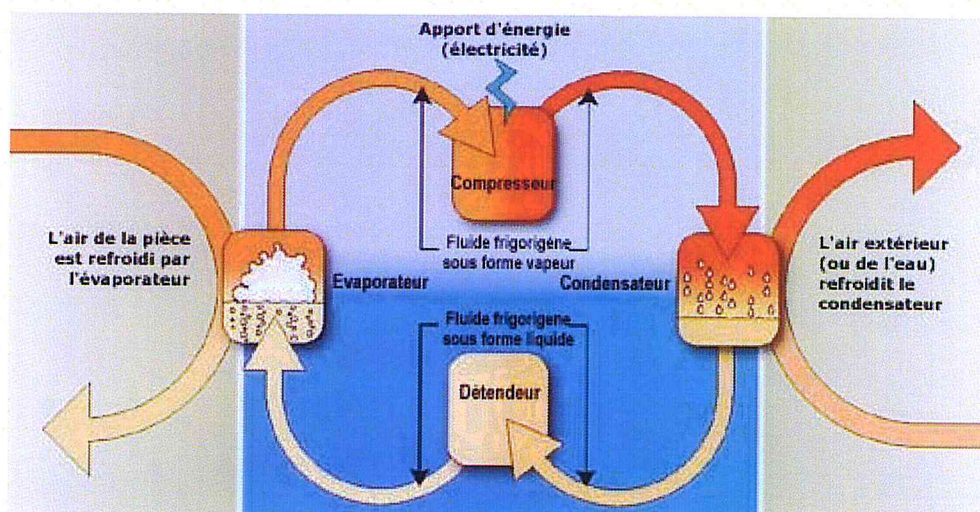
### II.3.4 : Quelques Avantages De La Concentration

- Réduction des sur faces réfléchissantes.
- Réduction des pertes thermiques.
- La densité d'énergie au niveau de l'absorbeur est grande donc le fluide caloporteur peut travailler à température plus élevée pour la même surface de captation d'énergie.

## II.4 : PRODUCTION DU FROID

Utiliser l'énergie solaire pour produire du froid peut revêtir plusieurs aspects mais l'objectif final est toujours de limiter l'utilisation d'une climatisation classique réputée pour ses impacts négatifs sur l'environnement.

Un climatiseur traditionnel produit du froid en comprimant un fluide dit « frigorigène » ou « réfrigérant » qui a la capacité d'absorber de grosse quantité de chaleur (calories) lorsqu'il passe de sa phase liquide à sa phase gazeuse au niveau de l'évaporateur. Un climatiseur consomme par conséquent de l'électricité pour actionner le compresseur et du fluide frigorigène. En effet, bien qu'il soit en circuit fermé, les fuites de fluide ne sont pas rares.



**Figure II-8 :** Fonctionnement d'un climatiseur traditionnel (Source : ADEME).

Les impacts sur la consommation d'électricité et l'environnement sont donc loin d'être négligeables sachant que les fluides frigorigènes sont des gaz à effet de serre dont le pouvoir de réchauffement est beaucoup plus élevé que celui du CO<sub>2</sub> : jusqu'à 2.000 fois et plus. Utiliser l'énergie solaire pour ces installations vise donc à limiter ces impacts. Dans le cas de la climatisation solaire, l'énergie calorifique délivrée par le système solaire est utilisée par des

machines de production de froid ou de traitement d'air pour produire de l'énergie frigorifique permettant d'assurer le rafraîchissement des locaux. Selon l'Agence de l'environnement et de la maîtrise de l'énergie (ADEME), il faut parler plus précisément de « *systèmes de conditionnement d'air des bâtiments assistés par le solaire* ». Autrement dit, l'alimentation de l'installation repose sur un mix énergie solaire/énergie conventionnelle, la contribution solaire pouvant aller de quelques pourcent à 100 % théoriquement. « *Lorsque l'installation fonctionne uniquement grâce à la ressource solaire, le système ne permet alors d'obtenir qu'une diminution de la température de l'air du local de quelques degrés par rapport à l'air extérieur: on parle alors de rafraîchissement. À l'inverse, une installation associant systèmes solaire et d'appoint permet de maintenir une ambiance thermique et hygrométrique constante dans les locaux, quelles que soient les conditions extérieures : on parle alors de climatisation* », explique l'ADEME dans une note de synthèse. [26].

Plusieurs configurations sont possibles sachant qu'il existe plusieurs manières de produire du froid.

1 utiliser le solaire photovoltaïque pour assurer les besoins électriques du climatiseur à compression (climatiseur traditionnel).

2 utiliser de l'énergie solaire thermique et la convertir en énergie mécanique couplée avec un climatiseur à compression.

3 utiliser l'énergie solaire thermique pour alimenter une machine à froid dite à sorption (absorption ou adsorption)

4 utiliser l'énergie solaire thermique pour alimenter un système de conditionnement d'air par rafraîchissement évaporatif (DEC).

L'alimentation d'un groupe à compression classique par des panneaux photovoltaïques n'est pas envisageable actuellement, essentiellement pour des questions de coût des panneaux. Selon l'Institut national du Solaire (INES), « *dans quelques décennies, lorsque le prix de ces derniers aura suffisamment diminué, et que des groupes frigorifiques utilisant des fluides frigorigènes sans impacts sur l'effet de serre ou la couche d'ozone seront disponibles, il faudra se poser la question* ».

Parmi les quatre voies possibles, les deux dernières ont fait l'objet de nombreux travaux de recherche car elles sont les plus prometteuses. Aujourd'hui les technologies sont

abouties. De nombreuses installations de démonstration ont été construites avant un développement à grande échelle.

## II.5 : LES SYSTEMES FERMES : Les Machines à Sorption

Selon l'ADEME, l'état de l'art en matière de systèmes de rafraîchissement utilisant l'énergie solaire fait apparaître deux grandes familles : les systèmes dits « fermés » et les systèmes « ouverts ». Alors que les systèmes fermés produisent, grâce aux machines à sorption, de l'eau glacée qui est ensuite utilisée pour le refroidissement ou la déshumidification de l'air, les systèmes ouverts refroidissent directement l'air (système DEC). Contrairement à la climatisation électrique traditionnelle qui produit du froid en comprimant un fluide, dans les machines à sorption, la compression mécanique est remplacée par une compression thermique. Ces systèmes utilisent également un fluide frigorigène et ses changements de phase (liquide/vapeur) mais provoquent ces changements grâce à un apport de chaleur. Le fluide frigorigène est dans ce cas de l'eau additionnée d'un second composant. Si ce dernier est un liquide, on parle alors d'absorbant et de machine à absorption, si c'est un solide poreux, on parle alors d'adsorbant et de machine à adsorption.

### II.5.1 : Climatisation à Absorption

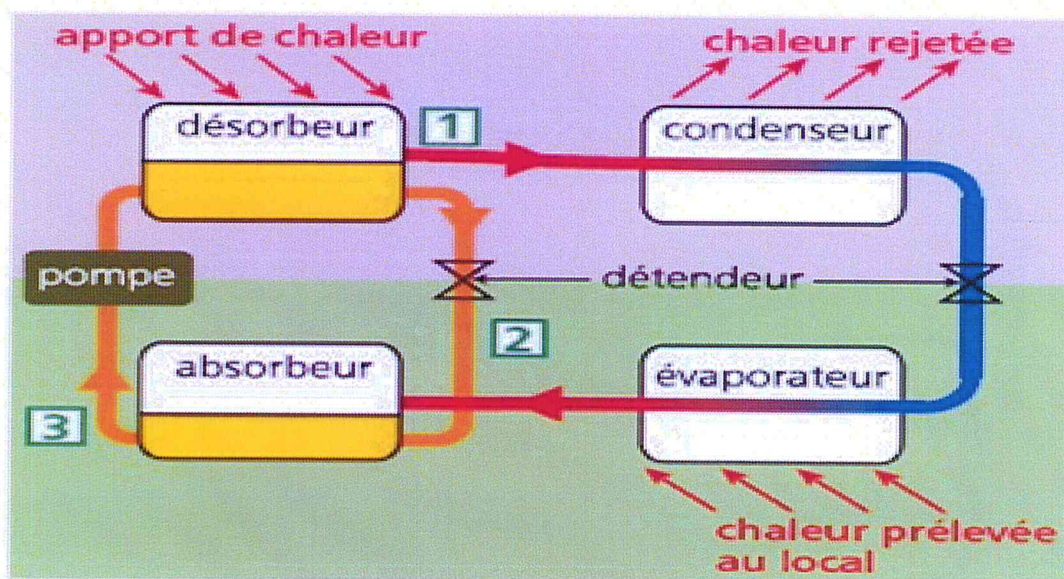


Figure II-9 : Fonctionnement d'une machine à absorption.

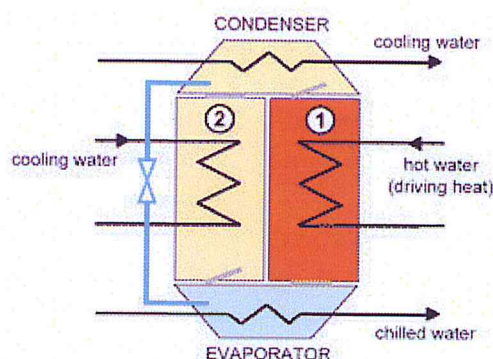
Source : Rhônalpénergie-Environnement



Dans les machines frigorifiques à absorption utilisées en climatisation, la substance absorbante est généralement le bromure de lithium (LiBr), le fluide réfrigérant, de l'eau. Le couple ammoniac/eau peut également être utilisé. Ce type de machine permet de refroidir de l'eau jusqu'à 7°C environ. La température de l'eau utilisée pour la décomposition de l'eau et de l'absorbant doit être comprise entre 80 et 120°C.

### II.5.2 Climatisation à Adsorption

Pour les machines à adsorption, le gel de silicium fait le plus souvent office d'adsorbant. La machine est composée de deux compartiments.



**Figure II-10 :** Fonctionnement d'une machine à adsorption.

*Source : Rhônalpénergie-Environnement*

L'eau chaude dont la température doit être comprise entre 65 à 80 °C permet au fluide réfrigérant de se vaporiser et de se séparer de l'adsorbant dans le premier compartiment avant de rentrer dans le cycle classique condenseur (condenser)/détendeur/évaporation (evaporator) et de s'adsorber dans le second compartiment. Au fur et à mesure, le premier compartiment se vide de fluide frigorigène tandis que le second se remplit. Il suffit ensuite d'inverser le phénomène et ainsi de suite.

Une machine frigorifique est énergétiquement efficace si elle demande peu d'énergie pour fournir une puissance frigorifique donnée. On évalue son efficacité par le calcul du coefficient de performance (COP) : rapport entre la puissance frigorifique produite et la puissance fournie au compresseur. Dans le cas d'une machine frigorifique traditionnelle, la puissance fournie est électrique. Le COP d'une telle machine peut atteindre la valeur de 3 voire plus. Dans le cas d'une machine frigorifique à absorption, le COP thermique tourne autour de 0,7 ; celui d'une machine à adsorption varie entre 0,5 et 0,6.

Ces machines à sorption sont déjà répandues dans le secteur industriel car certains process libèrent une chaleur importante dont il est possible de tirer une puissance frigorifique utile par ailleurs. Dans le secteur du bâtiment, l'idée est de coupler ces machines avec un Co-générateur ou des panneaux solaires. La chaleur nécessaire pour séparer les deux produits proviendrait par conséquent d'un Co-générateur ou de panneaux solaires thermiques. Le défi consiste désormais à réduire la taille et la puissance des machines pour pouvoir les intégrer dans le domaine du bâtiment.

À l'heure actuelle, les systèmes fermés représentent la majorité des installations existantes de rafraîchissement solaire, avec une part prépondérante pour les systèmes à absorption (60 % environ des installations).

## II.6 : LES SYSTEMES OUVERTS : la Dessiccation/Evaporation

Les systèmes à dessiccation (DEC) sont des systèmes ouverts utilisant l'eau comme réfrigérant en contact direct avec l'air. Le terme « ouvert » signifie que le réfrigérant est évacué du système après qu'il a produit son effet refroidissant et qu'une nouvelle quantité de réfrigérant doit être injectée, le tout dans une boucle ouverte. Seule l'eau peut être utilisée comme réfrigérant puisqu'elle est en contact direct avec l'air ambiant.

La technique de climatisation par dessiccation/évaporation se base sur le principe que l'évaporation de vapeur d'eau dans l'air sec réduit sa température. Sous le climat européen, le taux d'humidité de l'air est généralement trop important et il faut d'abord déshumidifier l'air avant de le refroidir.

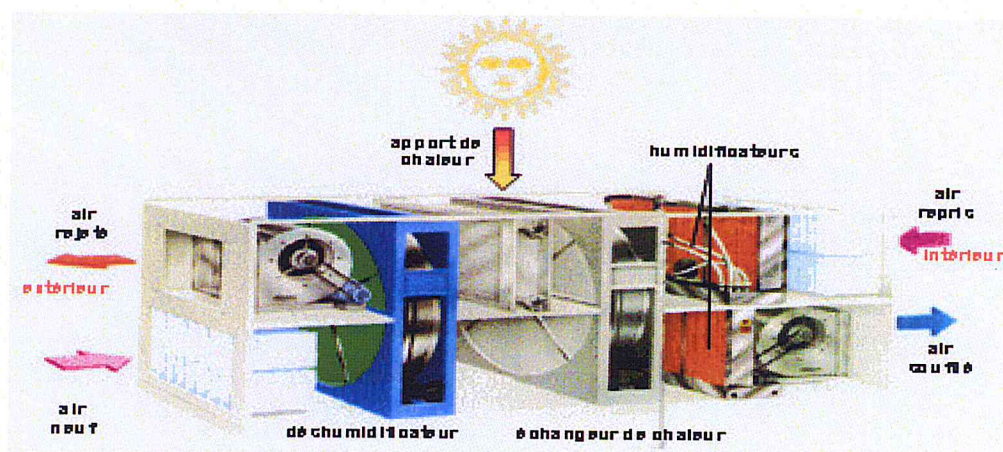


Figure II-11 : Une machine à dessiccation. Source : INES [26].

Le procédé de base est le suivant : l'air neuf provenant de l'extérieur, chaud et humide, traverse une roue à dessiccation où il est déshumidifié. Il est ensuite refroidi grâce à un échangeur thermique puis refroidi à nouveau grâce à un humidificateur qui permet d'ajuster le niveau d'humidité et de température souhaité avant d'être soufflé dans le local à refroidir. En parallèle, l'air repris dans la pièce est humidifié pratiquement jusqu'au point de saturation pour bénéficier au maximum du potentiel de refroidissement dans l'échangeur thermique avant de ressortir.

La technique de climatisation par dessiccation/évaporation utilise par conséquent un organe de dessiccation qui peut être soit une roue contenant un matériau déshydratant solide (gel de silice par exemple) soit un lit dessiccant liquide. Les matériaux dessiccants doivent ensuite être régénérés par chauffage (45 à 70°C) afin d'être disponible à nouveau. La chaleur solaire est utile à cette étape

Les systèmes ouverts constituent actuellement une part relativement faible des installations existantes : de l'ordre de 10 à 15 %.


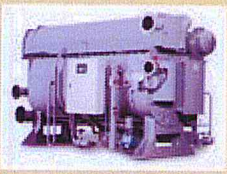


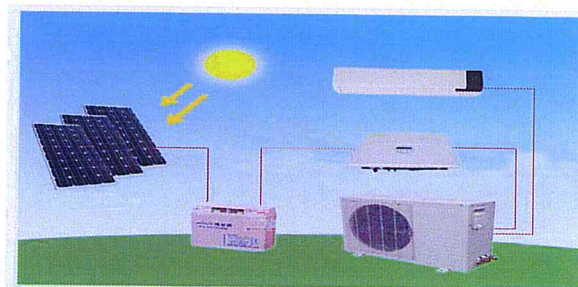
Méthode	Cycle fermé		Cycle ouvert	
	Cycle du réfrigérant fermé		Le réfrigérant (eau) est en contact avec l'atmosphère	
Principe	Eau glacée		Déshumidification de l'air et refroidissement évaporatif	
Phase du sorbant	Solide	Liquide	Solide	Liquide
				
Couples utilisés	eau – silica gel	eau – bromure de lithium ammoniaque – eau	eau – silica gel eau – chlorure de lithium	eau – chlorure de calcium eau – chlorure de lithium
Technologie disponible sur le marché	Machine à adsorption	Machine à absorption	Système à dessiccation	Proche de l'introduction sur le marché
Gamme de puissance froid (kW froid)	50 – 430 kW	15 kW – 5 MW	20 kW – 350 kW par module	
COP nominal	0,5 – 0,7	0,6 – 0,75 (Simple effet)	0,5 – >1	> 1
Température de fonctionnement	60 – 90 °C	80 – 110 °C	45 – 95 °C	45 – 70 °C
Capteurs solaires	Tubes sous vide, capteurs plans	Tubes sous vide, Capteurs plans,	capteurs à air, Capteurs plans,	capteurs à air

Figure II-12 : Panorama des technologies de rafraîchissement solaire les plus couramment utilisées : Source : Rhônalénergie-Environnement.

## II.7 : CLIMATISEUR RELIE A DES PANNEAUX PHOTOVOLTAÏQUES : Pas Pour Tout De Suite

La climatisation traditionnelle demande aujourd'hui de faire fonctionner un compresseur électrique. Nous pourrions imaginer alimenter électriquement ce compresseur via des panneaux PV photovoltaïques. Pourquoi pas si ce n'est que les puissances frigorifiques en jeu aujourd'hui sont trop importantes et que la surface de capteurs photovoltaïques serait trop grande et bien trop chère. Cependant avec la venue très prochaine du BBC, bâtiment basse consommation, celui-ci sera très bien isolé thermiquement et aura une protection solaire et une inertie naturelle lui apportant un confort d'été. Les puissances frigorifiques à mettre en œuvre vont être de plus en plus faibles à l'avenir : bâtiment protégé, éclairage basse consommation, appareils électriques de catégorie A,...Il est cependant intéressant de noter que l'application actuellement la plus répandue du photovoltaïque pour produire du froid est la petite réfrigération utilisée par des centres de soins isolés, des ONG tels que le HCR (Haut-commissariat aux Réfugiés), la croix rouge internationale etc. ... [28].



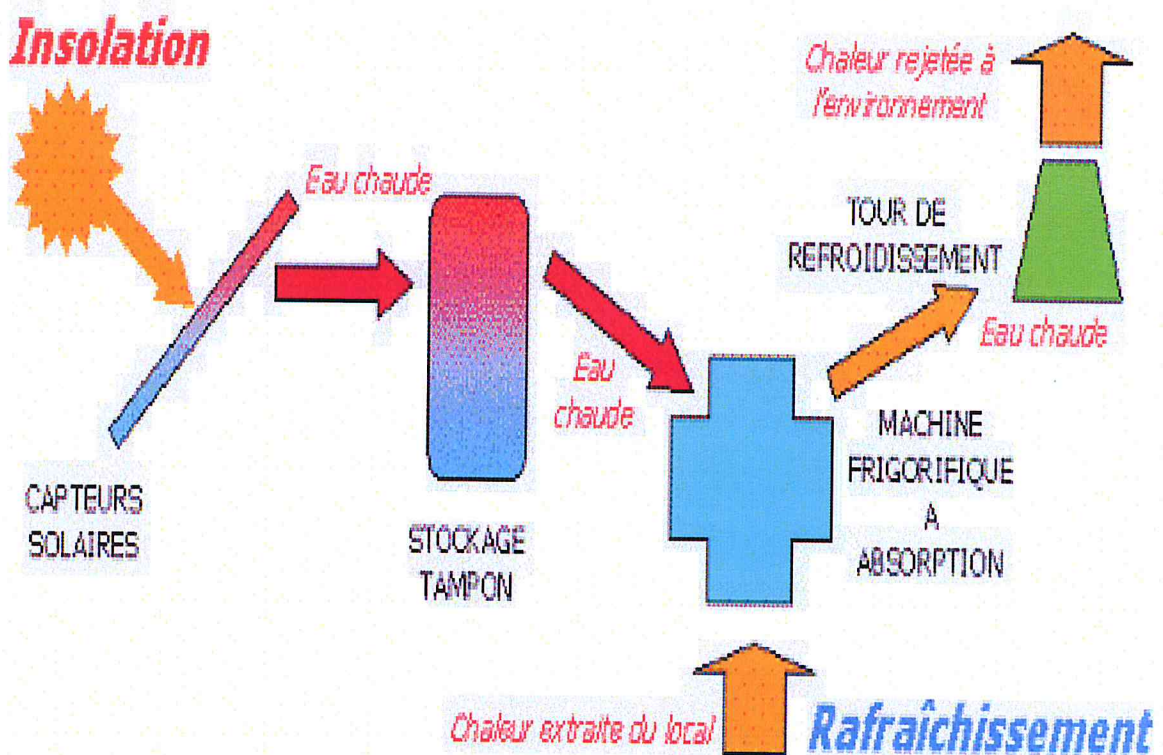
*Figure II-13 : Climatiseur relié à des panneaux photovoltaïques.*

## II.8 : INSTALLATION GLOBALE

De manière générale, les installations solaires de production de froid sont composées des éléments suivants : un champ de capteurs solaires et son circuit primaire, un échangeur et un circuit secondaire qui alimente la machine à froid, une machine à absorption ou à adsorption ou un système DEC et un système de régulation général.

Des ballons d'eau supplémentaires et des systèmes d'appoint en chaleur peuvent être installés pour servir de stockage et assurer la production de froid en dehors des périodes d'ensoleillement. « *Autant la climatisation solaire est une utilisation optimale de l'énergie*

solaire sur une base de temps annuelle, contrairement au chauffage solaire, puisque les besoins sont en phase avec la ressource solaire, autant ceci n'est pas vrai à l'échelle quotidienne. Les besoins peuvent être décalés par rapport à l'ensoleillement ou inexistant (locaux non occupés) et le ballon tampon permet de stocker l'énergie fournie par les capteurs pour l'utiliser le moment voulu », explique l'INES.



**Figure II-14 :** Schéma simplifié d'une installation solaire de production de froid

Source : outils-solaire [27].

À l'instar d'un climatiseur traditionnel, les machines frigorifiques à absorption et adsorption rejettent de la chaleur qu'il faut évacuer. Les installations sont donc équipées d'une tour de refroidissement ou d'un système de stockage de chaleur par géothermie.

### **II.3 : CONCLUSION**

Dans ce chapitre, nous avons réalisé une petite introduction sur les différents modes de captation solaire. Les collecteurs solaires représentent une source de production de chaleur motrice pour les machines à absorption. Le type et les performances de ces derniers influent sur le coût d'investissement.

Ainsi, après avoir abordé les différents types de climatisations, nous constatons qu'à l'heure actuelle, les systèmes fermés représentent la majorité des installations existantes de rafraîchissement solaire, avec une part plus conséquente pour les systèmes à absorption. De plus, la climatisation avec la technologie photovoltaïque est au stade de développement.

*Chapitre III*  
*Etude Thermodynamique*  
*du Système*

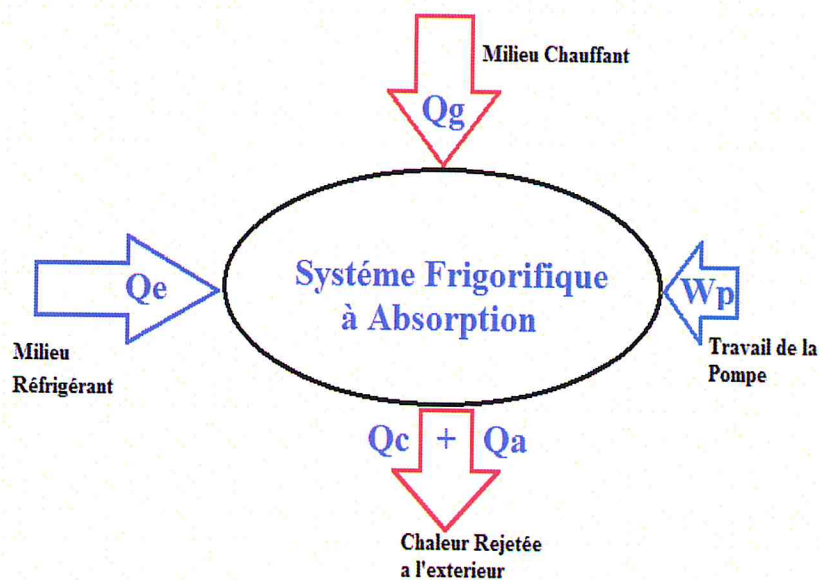
### III.1 : INTRODUCTION

La possibilité de production de froid à partir de l'énergie solaire a été initiée par les développements technologiques dans la filière solaire.

Les recherches dans ce domaine sont motivées par les besoins de climatisation pour le confort thermique dans les bâtiments. La croissance de cette demande, en particulier dans les régions chaudes imposent de s'orienter vers de nouvelles solutions. De ce fait, le rafraîchissement solaire de bâtiment est une des solutions les plus attractives à l'heure actuelle. Contrairement aux autres applications solaires telles que l'eau chaude, la demande en climatisation est en adéquation avec la période où le rayonnement solaire est le plus intense. Le calcul de tout cycle frigorifique doit aboutir à la détermination des différents débits du mélange ainsi que les conditions opératoires telles que la température, la pression et la composition, et cela dans chaque partie du système.

Dans ce chapitre, la machine étudiée est à absorption utilisant le couple LiBr-H<sub>2</sub>O et l'étude thermodynamique du cycle à absorption avec un échangeur de chaleur (Absorbeur-générateur).

### III.2 : CALCUL DU COEFFICIENT DE PERFORMANCE DU CYCLE IDEAL



*Figure III-1 : Transfert d'énergie pour une installation frigorifique à absorption.*



La 1<sup>ère</sup> loi de la thermodynamique permet d'écrire [34,29]:

$$Q_g + Q_e + W_p = Q_c + Q_a \quad (\text{III.1})$$

La 2<sup>ème</sup> loi de la thermodynamique (régime permanent) nous donne [34,30] :

$$\Delta S \geq 0$$

Avec:

$$(\Delta S)_{sys} = (\Delta S)_g + (\Delta S)_e - (\Delta S)_c - (\Delta S)_a \geq 0 \quad (\text{III.2})$$

$$(\Delta S)_{sys} = \frac{Q_g}{T_g} + \frac{Q_e}{T_e} - \frac{Q_c}{T_c} - \frac{Q_a}{T_a} \geq 0$$

### III.3 : COEFFICIENT DE PERFORMANCE (COP)

Le coefficient de performance est défini par [34]:

Cop= puissance frigorifique (évaporateur) / (puissance du générateur+Wp)

$$\text{COP} = \frac{Q_e}{Q_g}$$

Le Cop Idéal est défini comme suite [31]:

$$\text{COP}_{\text{max idéal}} = \frac{T_e(T_g - T_c)}{T_g(T_a - T_e)} \quad (\text{III.3})$$

Avec :

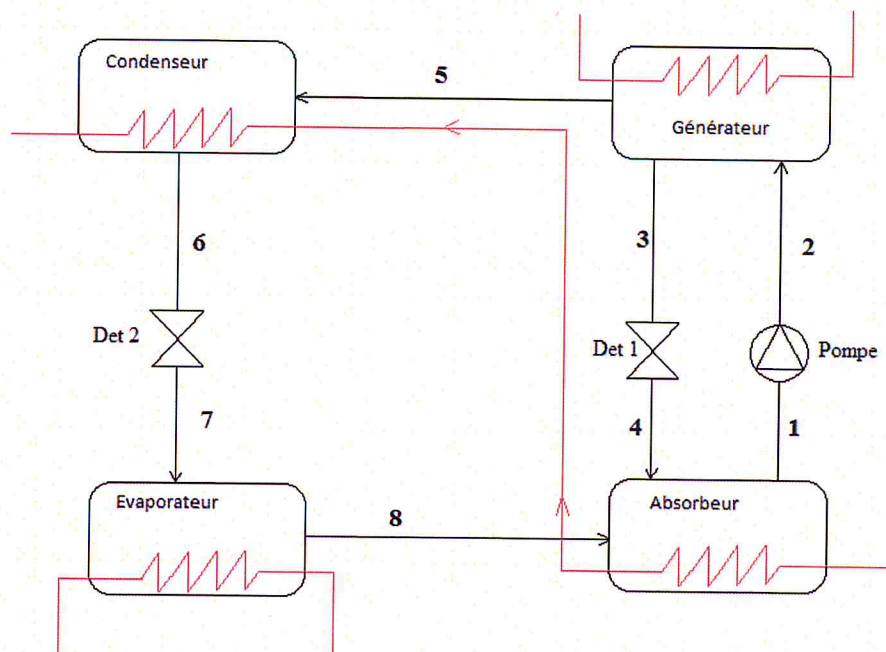
$T_e$  : température de la source froide [°C].

$T_a$   $T_c$ : température de l'Absorbeur et du Condenseur respectivement [°C].

$T_g$  : température de la source fournissant de la chaleur motrice [°C].

### III.4 : MACHINES FRIGORIFIQUES A ABSORPTION UTILISANT LE COUPLE (LiBr-Eau)

Les puissances frigorifiques de ces machines sont très élevées, leurs gammes s'étendent de 1 kW à 3500 kW environ, elles sont très utilisées en Conditionnement d'Air [34].



*Figure III-2 : Schéma d'une installation à absorption « H<sub>2</sub>O/ LiBr ».*

Dans cette installation, l'eau représente le fluide frigorigène alors que l'agent absorbant est le LiBr. Le LiBr est un sel solide mais quand il est mélangé avec suffisamment l'eau on obtient une solution liquide homogène.

L'avantage principal de ce système est que le LiBr n'est pas volatil. Donc dans le générateur, il n'y aura que de la vapeur d'eau qui se forme, cependant l'inconvénient principal est l'alimentation de la température de solidification de 0°C. Ces installations sont utilisées en climatisation (> 0 °C) [34].

#### III.4.1 : Fonctionnement

La solution H<sub>2</sub>O/LiBr chauffée dans le générateur, l'eau se sépare sous forme des vapeurs, la solution reste diluée en LiBr (contrairement à la solution NH<sub>3</sub> qui elle s'appauvrit dans le bouilleur). La vapeur d'eau libre est condensée dans le condenseur et ensuite elle

passé vers l'évaporateur où elle se vaporise. La vapeur d'eau produite est absorbée par la solution concentrée en provenance du bouilleur qui s'appauvrit dans l'absorbeur.

La pompe assure le retour de cette solution au bouilleur pour un nouveau cycle. Les faibles pressions réunies au bouilleur et au condenseur d'une part (1.6 bar absolue en moyenne) et à l'évaporateur et l'absorbeur d'autre part en permettant de concentrer en deux blocs qui se représentent sous la forme de cylindres :

- Bouilleur et Condenseur.
- Evaporateur et Absorbeur.

La très faible pression dans l'ensemble (évaporateur/absorbeur) oblige à maintenir un vide poussé dans cette partie de l'installation, afin que la température de vaporisation de l'eau soit proche de  $0^{\circ}\text{C}$ , ce vide est entretenu par une pompe [34].

### III.4.2 : Amélioration Du Cycle

Pour améliorer la performance thermodynamique de ce cycle, un échangeur de chaleur est compris entre le bouilleur et l'absorbeur. L'échangeur de chaleur servant à préchauffer la solution riche mais froide par la solution diluée mais chaude, et en même temps à refroidir la solution concentrée avant son entrée dans l'absorbeur [30].

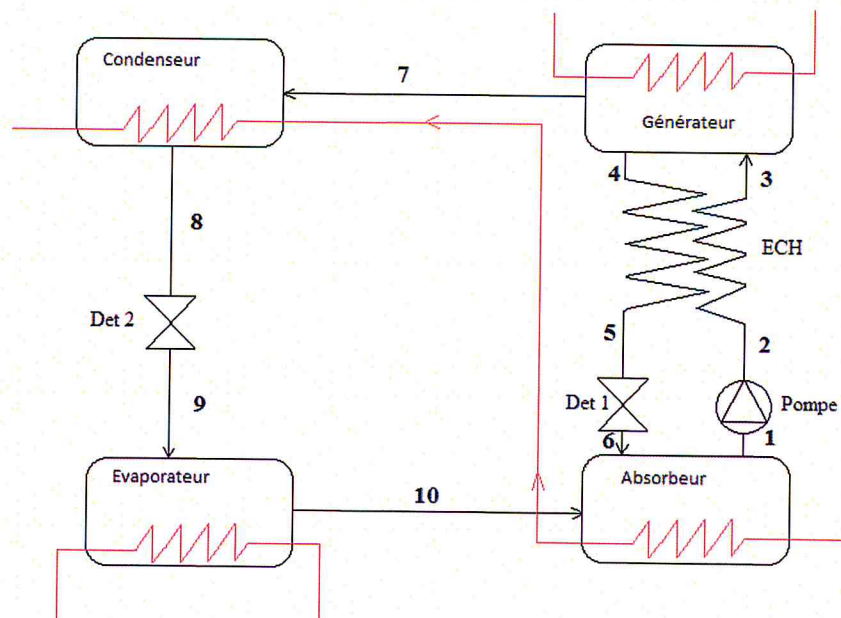


Figure III-3 : Machine frigorifique à absorption H<sub>2</sub>O/LiBr avec un échangeur.

### III.4.3 : Représentation Du Cycle A Absorption Dans Les Diagrammes

On constate que pour les machines à absorption, le nombre des variables indépendantes fait qu'on ne peut pas utiliser les diagrammes thermodynamiques valables pour les systèmes à compression mécanique, deux diagrammes seront donc utilisés 5 voir Annexe B [31]:

- Diagramme d'Oldham.
- Diagramme de Merkel.

#### III.4.3.1 : Diagramme d'Oldham

C'est le diagramme le plus utilisé pour une étude d'un cycle à absorption, c'est un diagramme  $(\log p, -1/T)$  la loi qui relie la température à la pression et de la forme [31]:

$$\log p = A - \frac{B}{T}$$

Les lignes de concentration sont des droites dans ce diagramme.

#### Remarque

Le diagramme d'Oldham est pratique pour établir un tracé approximatif d'un cycle et pour vérifier si les températures sont compatibles, mais il ne fournit aucun renseignement thermodynamique. Pour cela on utilise le diagramme de Merkel.

#### III.4.3.2 : Diagramme de Merkel

Ce diagramme permet une étude complète de la machine à absorption car en plus des renseignements donnés par le diagramme, il renseigne sur l'enthalpie de la solution liquide et la vapeur du fluide frigorigène, c'est un diagramme  $(X, H)$  paramétré en pression et température pour la solution, en pression pour la vapeur [31].

### III.5 : CALCUL THERMODYNAMIQUE D'UNE MACHINE A ABSORPTION (H<sub>2</sub>O/LiBr)

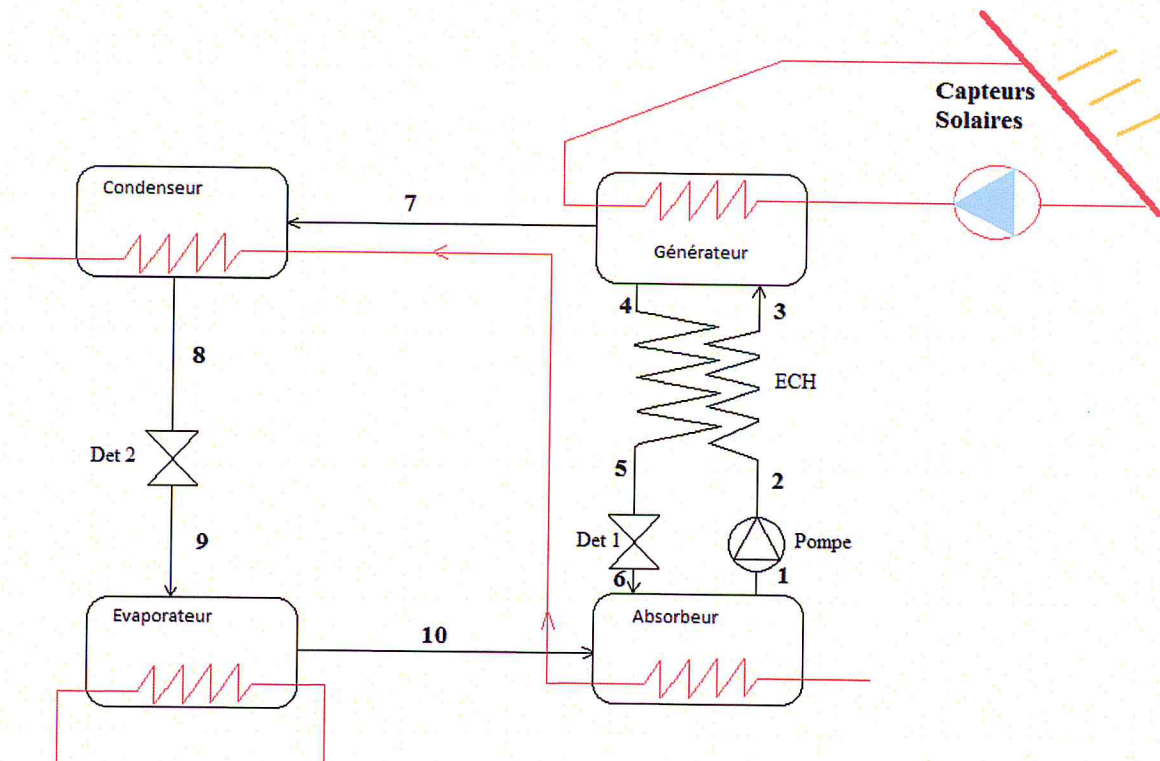


Figure III-4 : Schéma de principe d'une machine à absorption solaire (H<sub>2</sub>O/ LiBr).

#### III.5.1 : Détermination Des Pressions Et Des Concentrations De La Solution Dans Le Cycle

Pour déterminer les pressions et les concentrations de la solution dans le cycle, on utilise soit :

- Les diagrammes mentionnés précédemment.
- Les modèles mathématiques décrivant les différentes concentrations en fonction des températures de travail. Dans notre exemple on a choisi de travailler avec le modèle de L. Lansing [1].

Dans d'autre cas, le modèle établi par ASHRAE [31] décrit les concentrations des solutions diluée et concentrée en fonction des températures et des pressions. Les équations données par ce dernier sont mentionnées ci-dessous :

- Diagramme d'Oldham [31] :

$$T = \sum_0^3 B_n X^n + T' \sum_0^3 A_n X^n$$

$$T' = \left( T - \sum_0^3 B_n X^n \right) / \sum_0^3 A_n X^n$$

$$\log(P) = C + \frac{D}{T''} + \frac{E}{T''^2}; \text{ Avec } T''[K] = T' + 273.15$$

$$T'' = \frac{-2E}{D + [D^2 - 4E(C - \log(P))]^{0.5}}$$

A <sub>0</sub>	-2.00755	B <sub>0</sub>	124.937	C	7.05
A <sub>1</sub>	0.16976	B <sub>1</sub>	-7.71649	D	-1596.49
A <sub>2</sub>	-0.003133362	B <sub>2</sub>	0.152286	E	-104095.5
A <sub>3</sub>	1.97668 E-5	B <sub>3</sub>	-7.95090 E-4		

**Tableau III-1 :** Constantes des équations du diagramme d'Oldham.

Cette équation est utilisée sauf dans le cas où :

$$-15 < T' < 110^\circ\text{C} \text{ et } 5 < T < 175^\circ\text{C}$$

$$45 \text{ X} < 70\% \text{ LiBr}$$

- Diagramme de Merkel [31] :

$$H = \sum_0^4 A_n X^n + T \sum_0^4 B_n X^n + T^2 \sum_0^4 C_n X^n$$

A <sub>0</sub>	-2024.33	B <sub>0</sub>	18.2829	C <sub>0</sub>	-0.037008214
A <sub>1</sub>	163.309	B <sub>1</sub>	-1.1691757	C <sub>1</sub>	0.0028877666
A <sub>2</sub>	-4.88161	B <sub>2</sub>	0.03248041	C <sub>2</sub>	-8.1313015 E-5
A <sub>3</sub>	0.06302948	B <sub>3</sub>	-4.034184E-4	C <sub>3</sub>	9.9116628E-7
A <sub>4</sub>	-2.913705E-4	B <sub>4</sub>	1.8520569E-6	C <sub>4</sub>	-4.4441207E-9

**Tableau III-2 :** Constantes des équations du diagramme de Merkel.

Cette équation est utilisée sauf dans le cas ou :

$$15 < T < 165^{\circ}\text{C}$$

$$45 < X < 70\% \text{ LiBr}$$

### III.6 : ANALYSE THERMODYNAMIQUE

#### III.6.1: Introduction

Dans ce chapitre on effectue une analyse thermodynamique d'une machine à absorption à simple effet avec un échangeur de solution, utilisant le couple (H<sub>2</sub>O/LiBr) comme fluide de fonctionnement ; cette machine est similaire à celle représenté dans la **figure III-4**.

Pour l'application des principes de la thermodynamique sur un cycle réel, on utilise les conditions et les hypothèses de bases suivantes [2].

- Les températures dans les échangeurs (générateur, condenseur, évaporateur et absorbeur) sont supposées uniformes sur tout le volume considéré.
- La solution diluée (riche en fluide frigorigène) à la sortie de l'absorbeur est un liquide saturée à la température et la concentration dans l'absorbeur.
- De même, la solution concentrée (pauvre en fluide frigorigène) quittant le générateur est à une concentration liée par une relation d'équilibre à la pression et à la température du générateur.
- Le fluide frigorigène sortant du condenseur est pris comme étant liquide saturé à la température et la pression correspondante.
- Le frigorigène, à la sortie de l'évaporateur, est à l'état de vapeur saturée à la température et à la basse pression de l'évaporateur.
- Les détente sont supposées isenthalpiques.
- Les échanges thermiques avec l'environnement et les pertes de charge sont supposés négligeables.
- Le travail de la pompe est négligé.

Soient  $m_r$ ,  $m_a$ ,  $m_g$  et  $X_r$ ,  $X_d$ ,  $X_c$  respectivement les débits massiques et les titres massiques du frigorigène, de la solution diluée de la solution concentré.

**III.6.2 : Bilan Massique**

Au niveau de l'absorbeur, deux bilans massiques peuvent être effectués [34]:

$$m_r + m_c - m_d = 0 \quad (\text{Bilan global de la solution}) \quad (\text{III .4})$$

$$m_c X_c - m_d X_d = 0 \quad (\text{Bilan du LiBr}) \quad (\text{III .5})$$

On en déduit une expression de  $m_c$  et de  $m_d$  en fonction de  $m_r$  et des différents titres en frigorigène.

$$m_d = m_r \frac{X_c}{X_c - X_d} \quad (\text{III .6})$$

$$m_c = m_r \frac{X_d}{X_c - X_d} \quad (\text{III .7})$$

**III.6.3 : Bilan Enthalpie**

On effectue le bilan enthalpie sur chaque composant échangeant de la chaleur ou du travail avec le milieu extérieur, On a [2]:

$$Q_a + Q_c = Q_e + Q_g \quad (\text{III .8})$$

$$\text{Condenseur : } Q_c = m_r (h_7 - h_8) \quad (\text{III .9})$$

$$\text{Evaporateur : } Q_e = m_r (h_{10} - h_9) \quad (\text{III .10})$$

$$\text{Générateur : } Q_g = m_f h_7 + m_c h_4 - m_d h_3 \quad (\text{III .11})$$

$$\text{Absorbeur : } Q_a = m_d h_1 - m_r h_{10} - m_c h_6 \quad (\text{III .12})$$

$$\text{Pompe : } W_p = m_d (h_2 - h_1) \quad (\text{III .13})$$



On détermine aussi :

### III.6.4 : Débit Spécifique De Solution (Taux De Circulation)

Le débit spécifique de solution (FR), qui est le rapport des flux massiques de la solution diluée ( $m_d$ ) refoulée par la pompe et de vapeur ( $m_r$ ) désorbée au générateur, s'écrit [34] :

$$FR = \frac{m_d}{m_r} = \frac{X_c}{X_c - X_d} \quad (\text{III .14})$$

D'où :

$X_c$ : le titre de la solution concentrée quittant le générateur pour rejoindre l'absorbeur.

$X_d$ : le titre du mélange binaire riche en fluide frigorigène quittant l'absorbeur pour rejoindre le générateur.

### III.6.5 : La Plage De Dégazage

La différence ( $X_c - X_d$ ) est appelée la plage de dégazage on la note ( $\Delta X$ ) [34]

$$\Delta X = X_c - X_d \quad (\text{III .15})$$

On utilisant les équations précédentes, on peut exprimer le coefficient de performance (COP)

### III.6.6 : Détermination Du Coefficient De Performance COP

$$COP = \frac{Q_e}{Q_g + W_p} = \frac{m_r(h_{10} - h_9)}{m_r h_7 + m_c h_4 + m_d(h_2 - h_1 - h_3)} \quad (\text{III. 16})$$

### III.7 : SIMULATION

#### Introduction

Pour cette partie, une simulation par le logiciel Matlab a été faite. Le modèle utilisé est celui de L. Lansing [1].

Ce dernier a établi un modèle mathématique décrivant les différents comportements ainsi les différentes propriétés thermodynamique des cycles à absorption pour le couple (LiBr-Eau). Le modèle établi travail dans la gamme de concentration des solutions entre 0.50 et 0.56 avec une erreur de 0.2 %.

Le modèle permet d'économiser énormément de temps de calcul, ainsi d'efforts pour le calcul des performances d'un système de refroidissement par absorption.

#### III.7.1 : Analyse Thermodynamique Et Calcul Des Performances

La détermination des propriétés thermodynamiques de chaque état dans le cycle, la quantité de chaleur transféré dans chaque composant et les débits des différentes lignes dépend de l'ensemble des paramètres de contribution suivant [29, 2]:

Température du générateur  $T_g$ , [°C].

Température d'évaporateur  $T_e$ , [°C].

Température du condenseur  $T_c$ , [°C].

Température de l'absorbeur  $T_a$ , [°C].

Efficacités d'échangeur de chaleur liquide-liquide  $E_{ff}$ .

La charge de réfrigération  $Q_E$ .

L'ensemble des paramètres peut être déterminé par des mesures réelles ou présumées par une première estimation raisonnable.

Comme mentionner dans les hypothèses précédentes, le travail de la pompe, les pertes de charges dans les différents composants sont négligés ainsi les états de saturations des points 1, 4, 8 et 10 (voir **figure III-3**), les propriétés sont déterminées comme suite :

**III.7.1.1 : Concentration à la sortie de l'absorbeur**

Elle est déterminée par l'équation suivante, utilisant  $T_a$  pour la température de la solution à la sortie de l'Absorbeur et  $T_e$  pour la température d'eau dans l'évaporateur conforme à la pression d'évaporateur  $P_e$  [1]:

$$X_1 = X_2 = X_3 = X_{\text{solution diluée}} = \frac{49.04 + 1.125 T_a - T_e}{134.65 + 0.47 T_a} \text{ kg LiBr/kg solution} \quad (\text{III. 17})$$

**III.7.1.2 : Concentration à la sortie du générateur**

Elle est évaluée par l'équation suivante, utilisant  $T_g$  pour la température de la solution à la sortie du générateur et  $T_e$  pour la température réfrigérant conforme à la pression de condenseur  $P_e$  [1]:

$$X_4 = X_5 = X_6 = X_{\text{solution concentrée}} = \frac{49.04 + 1.125 T_g - T_e}{134.65 + 0.47 T_g} \text{ kg LiBr/kg solution} \quad (\text{III. 18})$$

Il peut être noté  $X_4$ , est toujours plus grande que  $X_1$  et :

$$X_7 = X_8 = X_9 = X_{10} = \text{zero} \quad \text{kg LiBr/kg solution} \quad (\text{III. 19})$$

**III.7.1.3 : Les niveaux de pressions dans le cycle**

L'équation suivante nous permet d'évaluer la pression dans chaque ligne comme suit :

$P_{\text{évaporateur}}, P_e = P_1 = P_6 = P_9 = P_{10}$  mmHg est donnée par [1] :

$$\log_{10} P_e = 7.8553 - \frac{1555}{T_e - 273.15} - \frac{11.2414 \times 10^4}{(T_e + 273.15)^2} \quad (\text{III. 20})$$

Et la pression du condenseur  $P_c = P_2 = P_3 = P_4 = P_5 = P_7 = P_8$  dans mmHg

Est donnée par [1] :

$$\log_{10} P_c = 7.8553 - \frac{1555}{T_c - 273.15} - \frac{11.2414 \times 10^4}{(T_c + 273.15)^2} \quad (\text{III. 21})$$

**III.7.1.4 : Les débits**

L'enthalpie du liquide saturé (point 8) est donné par en fonction de la température du condenseur par l'équation suivante :

$$H_8 = (T_c - 25) \quad \text{kcal/kg} \quad (\text{III.22})$$

La détente du point 8 à 9 ainsi que du point 5 à 6 est donné par :

$$\begin{cases} H_8 = H_9 \\ H_5 = H_6 \end{cases} \quad (\text{III. 23})$$

L'enthalpie de l'eau saturé (point 10), est donné en fonction de la température d'évaporateur  $T_e$  par l'équation [1] :

$$H_{10} = 572.8 + 0.417T_e \quad (\text{III. 24})$$

en appliquant la première loi de la thermodynamique sur l'évaporateur on trouve [34, 2]:

$$Q_E = m_r(H_{10} - H_9)$$

D'où  $m_r$  est le débit du fluide frigorigène est égale à la différence des débits des solutions concentrées et diluées, et en utilisant l'équation suivante [34, 2] :

$$m_r = \frac{Q_E}{H_{10} - H_8} \quad (\text{III. 25})$$

Dans un autre sens, le bilan massique sur l'élément de l'absorbeur nous donne [34, 2] :

$$m_w X_6 + m_r X_{10} = m_s X_1 = (m_w + m_r) X_1$$

En utilisant les équations (19) et (25), alors

$$m_w = \left( \frac{Q_E}{H_{10} - H_8} \right) \left( \frac{X_1}{X_4 - X_1} \right) \quad (\text{III. 26})$$

$$m_s = \frac{Q_E}{(H_{10} - H_8)} \left( \frac{X_4}{X_4 - X_1} \right) \quad (\text{III. 27})$$

Tant que les concentrations des solutions  $X_1$  et  $X_4$  ne doivent pas dépasser certaines limites à cause du problème de cristallisation, en plus des températures des composants variantes en fonction des conditions extérieures, les débits des différents composants varient en même temps.

### III.7.1.5 : Echangeur de chaleur liquide-liquide

Une fois l'efficacité d'échangeur de chaleur  $E_{ff}$ , les débits massique des solutions ( $m_w$ ,  $m_s$ ) et les concentrations ( $X1$ ,  $X4$ ) sont donnés, il est possible de déterminer les températures  $T_3$  et  $T_5$  comme suit [32, 34,1]:

$$E_{ff} = \frac{T_4 - T_5}{T_4 - T_2} = \frac{T_3 - T_2}{T_4 - T_2} \quad (\text{III. 28})$$

Les chaleurs spécifiques des solutions sont données par [1] :

$$\begin{cases} C_{x1} = 1.01 - 1.23X_1 + 0.48X_1^2 \\ C_{x4} = 1.01 - 1.23X_4 + 0.48X_4^2 \end{cases} \quad (\text{III. 29})$$

Les enthalpies  $H_1$  et  $H_5$  sont calculés comme suit [1] :

$$H_1 = (42.81 - 425.92X_1 + 404.67X_1^2) + (1.01 - 1.23X_1 + 0.48X_1^2) \cdot (T_a) \quad (\text{III. 30a})$$

$$H_5 = (42.81 - 425.92X_4 + 404.67X_4^2) + (1.01 - 1.23X_4 + 0.48X_4^2) \cdot (T_5) \quad (\text{III. 30b})$$

### III.7.1.6 : Quantité de chaleur dans le condenseur, le générateur et l'absorbeur

L'enthalpie de d'eau à la sortie du générateur et entrant dans le condenseur est donné par [1] :

$$H_7 = 572.8 + 0.46T_g - 0.043T_c \quad (\text{III. 31})$$

Le bilan énergétique sur le condenseur nous donne [1,34] :

$$Q_c = m_r(H_7 - H_8) \quad (\text{III. 32a})$$

$$Q_c = \frac{Q_E}{(H_{10} - H_8)} \cdot (H_7 - H_8) \quad (\text{III. 32b})$$

Le bilan énergétique sur l'élément du générateur donne [34] :

$$Q_g = m_w H_5 + m_r H_7 - m_s H_2 \quad (\text{III. 33})$$

Etant donné que le travail de la pompe  $W_p$  est négligeable, alors

$$H_1 \approx H_2 \quad (\text{III. 34})$$

En utilisant les équations précédentes en peu estimé  $Q_g$  comme suit [1] :

$$Q_g = \frac{Q_E}{(H_{10} - H_8)} \left[ \frac{X_1 H_5}{(X_4 - X_1)} + H_7 - \frac{X_4 H_1}{(X_4 - X_1)} \right] \quad (\text{III. 35})$$

Le bilan énergétique sur l'absorbeur nous donne [1, 34] :

$$Q_A = m_w H_6 + m_r H_{10} - m_s H_1$$

D'après les équations précédentes, on peut exprimer  $Q_A$  comme suit [1] :

$$Q_A = \frac{Q_E}{(H_{10} - H_8)} \left[ \frac{X_1 H_5}{(X_4 - X_1)} + H_{10} - \frac{X_4 H_1}{(X_4 - X_1)} \right] \quad (\text{III. 36})$$

La première loi de thermodynamique nous donne [34,29] :

$$Q_C + Q_A = Q_G + Q_E \quad (\text{III. 37})$$

### III.7.1.7 : Le coefficient de performance (COP)

Il est défini par [31, 34] :

$$COP = \frac{\text{puissance frigorifique}}{\text{energie motrice}} = \frac{Q_E}{Q_G}$$

Utilisant l'équation (35) on trouve :

$$COP = \frac{(H_{10} - H_8)(X_4 - X_1)}{[X_1 H_5 + (X_4 - X_1)H_7 - X_4 H_1]} \quad (\text{III. 38})$$

### III.7.1.8 : Le coefficient de performance idéale

Le coefficient de performance maximal d'une machine à absorption est donné par [1] :

$$(COP)_{max} = \frac{T_e(T_g - T_a)}{T_g(T_c - T_e)} \quad (\text{III. 39})$$

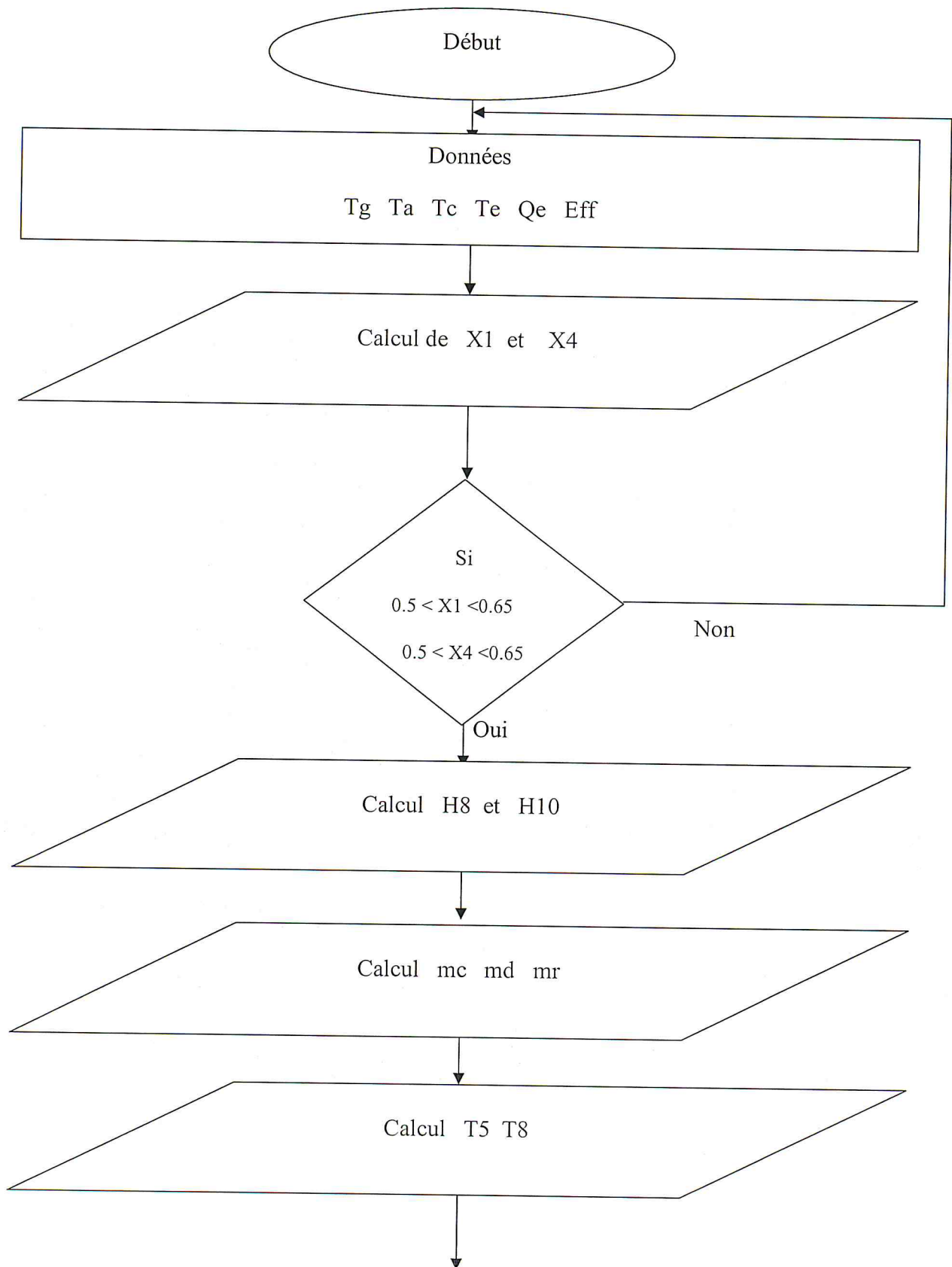
D'où  $T_e$ ,  $T_a$ ,  $T_c$  et  $T_g$  sont respectivement les températures absolues de l'évaporateur, l'absorbeur, le condenseur et le générateur.

De là on tire : Le rapport du COP (COP ratio) [1]

$$COP\ ratio = \frac{(COP)}{(COP)_{max}}$$

Il est appelé le coefficient de performance relative.

**III.7.2 : Organigramme De Calcul Des Performances D'Une Machine A Absorption Couple LiBr/eau (Modèle de Lansing)**



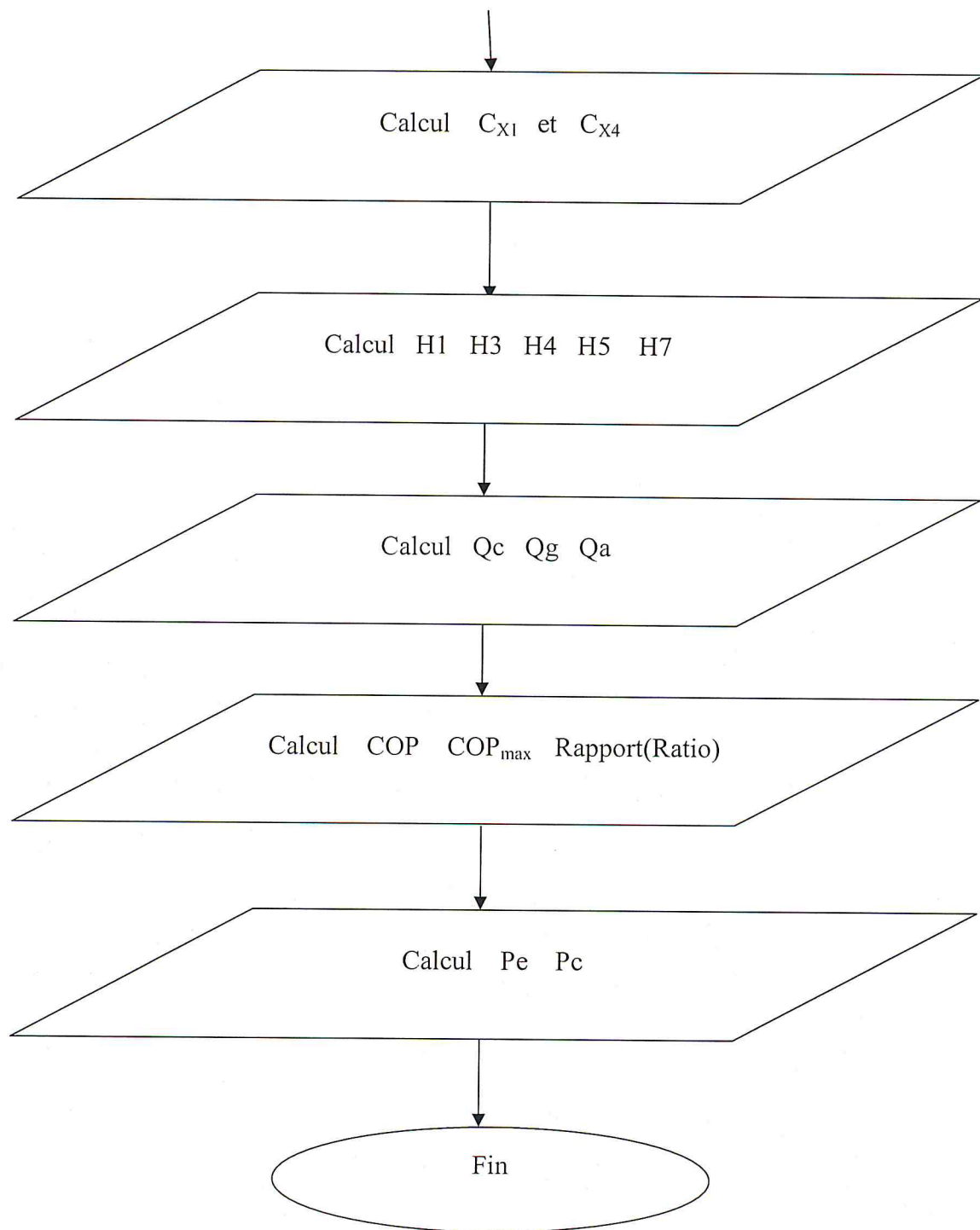


Figure III-4 : Organigramme de calcul des performances d'une machine à absorption couple LiBr/eau [1].



**III.9 : CONCLUSION**

Dans le présent chapitre en a entamé une étude thermodynamique d'un système à absorption solaire simple effet fonctionnant par le couple bromure de lithium/eau.

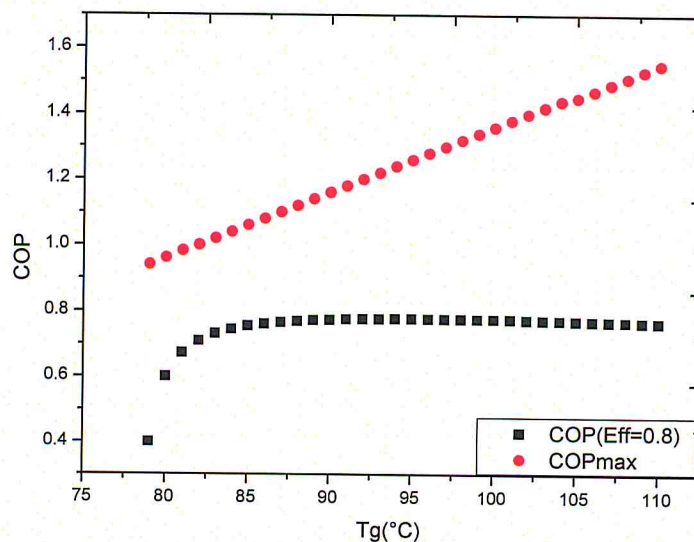
L'étude thermodynamique de notre cycle a porté sur l'importance de l'intégration d'un échangeur de solution dans le système. Ce dernier permet le bon raisonnement et fonctionnement de notre machine.

*Chapitre IV*  
*Résultats*  
*et Interprétations*

## INTRODUCTION

En utilisant le logiciel MATLAB nous avons tracé un programme qui détermine les propriétés thermodynamiques de chaque état dans le cycle d'une machine frigorifique à absorption. Ce travail décrit et analyse la simulation et la procédure de modélisation informatique d'un système d'absorption bromure de lithium/eau à savoir les conditions initiales suivantes : la température du générateur  $90^{\circ}\text{C}$ , la température de l'évaporateur  $7^{\circ}\text{C}$ , la température de l'absorbeur et du condenseur  $40^{\circ}\text{C}$ , l'efficacité de l'échangeur 0.8, la puissance frigorifique est de 3024 kcal/h (3.5 kW). Les résultats de cette simulation sont présentés par les figures ci-dessous. Ces figures représentent les courbes de variation des quantités de chaleur, des concentrations, des débits, du coefficient de performance et du rapport de ce dernier

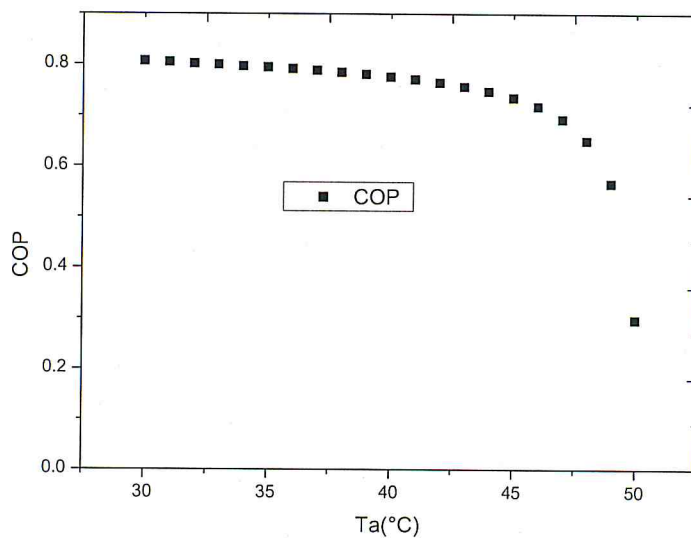
## RESULTATS ET INTERPRETATIONS



*Figure IV-1 : Variation des coefficients de performance Cop et CopMax en fonction de la Température du générateur.*

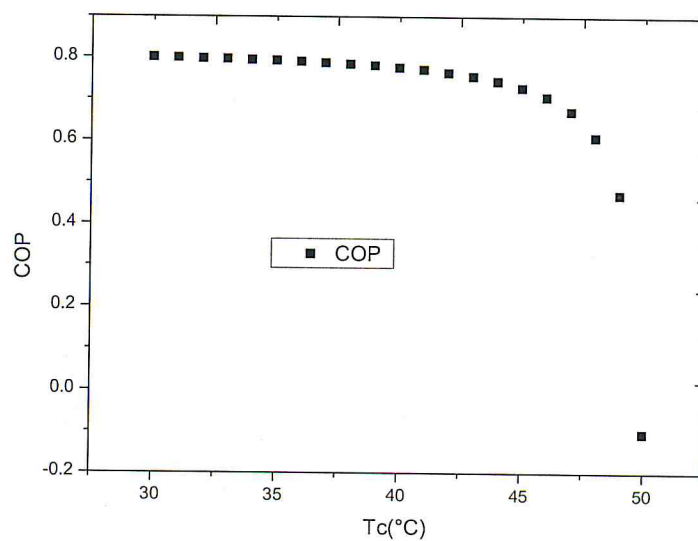
La **figure IV-1** représente la variation de coefficient de performance Cop et la variation de coefficient de performance maximale CopMax en fonction de la Température du générateur  $T_g$ . Dans cette figure on remarque que le coefficient de performance COP augmente avec l'augmentation de la température du générateur  $T_g$  jusqu'à atteindre la valeur maximale 0.779 avec  $T_g=94^\circ\text{C}$ , cette courbe nous montre que même après l'augmentation de  $T_g$  après la valeur 0.779 le coefficient de performance reste constant et ne change pas, sa nous aide à dire qu'après cette valeur l'investissement n'est pas important tant qu'on garde le même coefficient de performance.

Dans une deuxième partie, le coefficient de performance maximale CopMax augmente avec l'augmentation de la température du générateur  $T_g$ , et prend le comportement d'une droite commençant par la valeur 0.94.



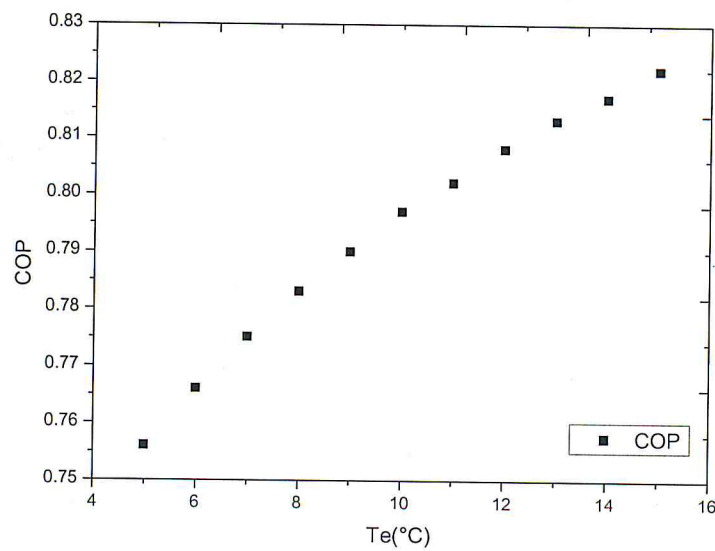
**Figure IV-2 :** Variation du coefficient de performance en fonction de la Température de l'absorbeur.

La **figure IV-2** représente la variation du coefficient de performance COP en fonction de la Température de l'absorbeur  $T_a$ . Dans cette figure on remarque que le coefficient de performance COP diminue avec l'augmentation de la température de l'absorbeur sachant que dans l'absorbeur on aura besoin d'un refroidissement pour assuré le bon fonctionnement de la réaction chimique Bromure de Lithium-eau, ce qui veut dire qu'avec l'augmentation de la température de l'absorbeur  $T_a$ , le fonctionnement de la machine va se détérioré.



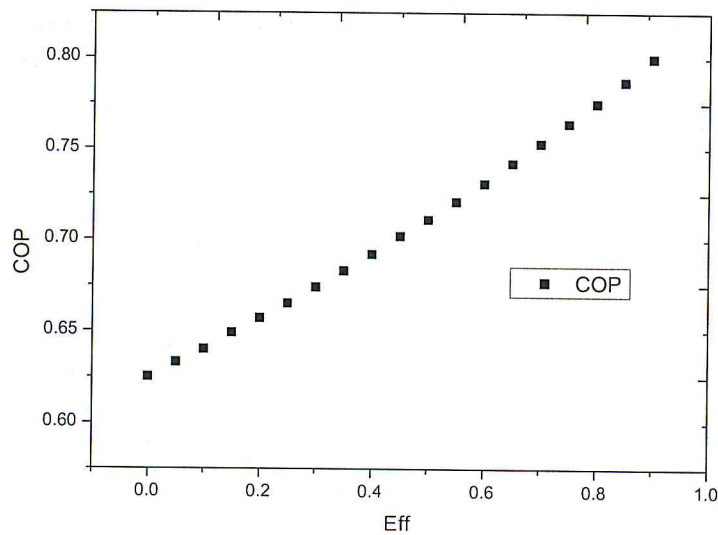
**Figure IV-3** : Variation du coefficient de performance en fonction de la Température du condenseur.

La **figure IV-3** représente la variation du coefficient de performance COP en fonction de la Température du condenseur  $T_c$ . Dans cette figure on remarque que le coefficient de performance COP diminue avec l'augmentation de la température du condenseur tel que la vapeur d'eau sortante du générateur passe vers le condenseur où elle se condense à la température ambiante, le phénomène de condensation est nécessaire pour avoir 100% d'eau liquide à la sortie du condenseur. Si la température ambiante (du condensateur) augmente on n'aura pas 100% de liquide à la sortie du condenseur donc le coefficient de performance diminue.



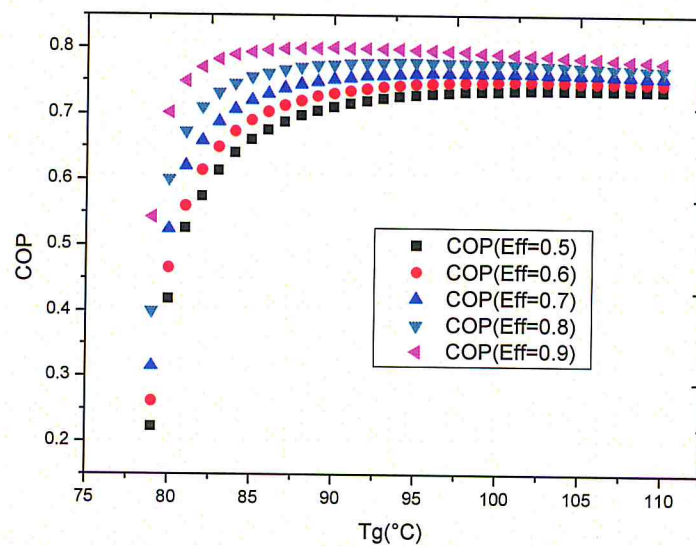
*Figure IV-4 : Variation du coefficient de performance en fonction de la Température de l'évaporateur.*

La **figure IV-4** représente la variation du coefficient de performance COP en fonction de la Température de l'évaporateur  $T_e$ . On remarque que le coefficient de performance COP augmente avec l'augmentation de la température de l'évaporateur  $T_e$  ce qui est logique vu qu'avec l'augmentation de la Température de l'évaporateur  $T_e$  la quantité de chaleur  $Q_e$  extraite par l'évaporateur augmente et suivant l'équation suivante  $COP = \frac{Q_e}{Q_g}$  le coefficient de performance augmente.



*Figure IV-5 : Variation du coefficient de performance en fonction de l'efficacité de l'échangeur.*

La **figure IV-5** représente la variation du coefficient de performance COP en fonction de l'efficacité de l'échangeur Eff. Le coefficient de performance COP augmente avec l'augmentation de l'efficacité de l'échangeur Eff, ce comportement est complètement logique car si l'échangeur de chaleur admet une bonne efficacité sa implique une augmentation de la température de la solution à l'entrée du générateur ce qui aide à fournir moins d'énergie par ce dernier et suivant l'équation suivante  $COP = \frac{Q_e}{Q_g}$  le coefficient de performance augmente.



**Figure IV-6:** Variation du coefficient de performance en fonction de la Température du générateur pour différents valeurs de l'efficacité de l'échangeur.

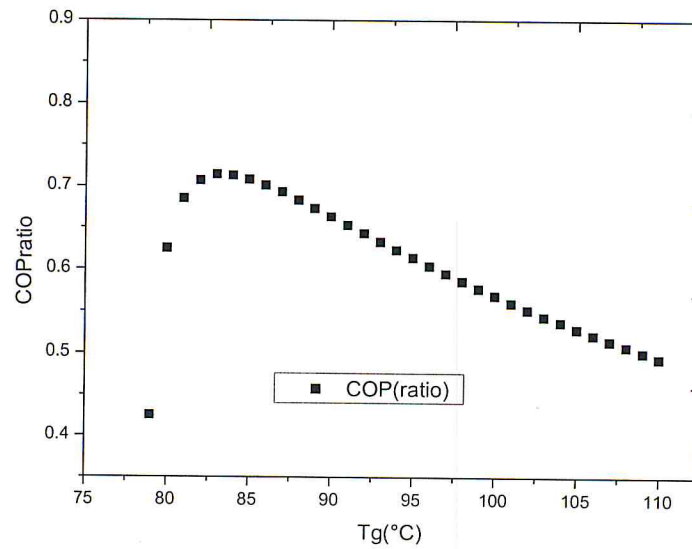


La **figure IV-6** représente la variation du coefficient de performance COP en fonction de la Température du générateur  $T_g$  pour différents valeurs de l'efficacité de l'échangeur. Dans cette figure on remarque que le coefficient de performance COP pour différents valeurs de l'efficacité de l'échangeur augmente avec l'augmentation de la température du générateur  $T_g$  jusqu'à atteindre la valeur maximale pour chaque courbe comme représente le Tableau suivant :

Eff	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
Valeur max du COP	0.737	0.749	0.762	0.779	0.8
$T_g$ [°C]	102	100	96	94	90

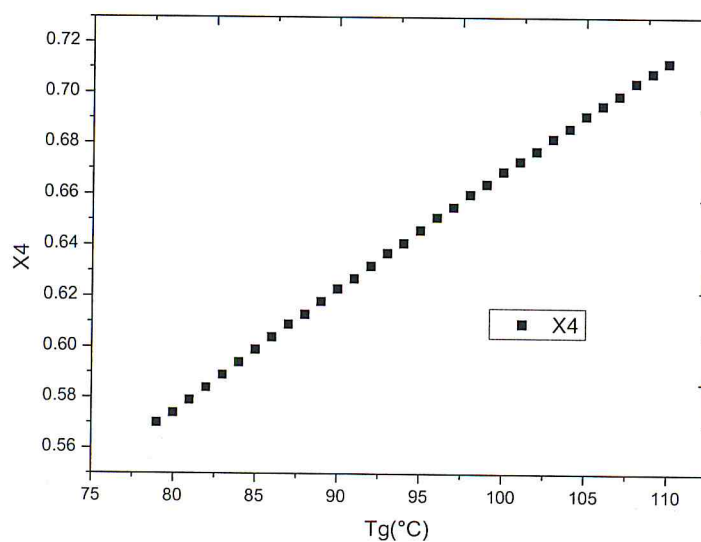
**Tableau IV-1** : la valeur maximale du coefficient de performance pour différentes valeurs de l'efficacité de l'échangeur.

Ces courbes nous montrent que même après l'augmentation de  $T_g$  après la valeur maximale les coefficients de performance tend vers la même valeur, restent constants et ne changent pas, ceci nous aide à dire qu'après cette valeur l'investissement n'est pas important tant qu'on garde le même coefficient de performance.



**Figure IV-7 :** Variation du rapport du coefficient de performance en fonction de la Température du générateur.

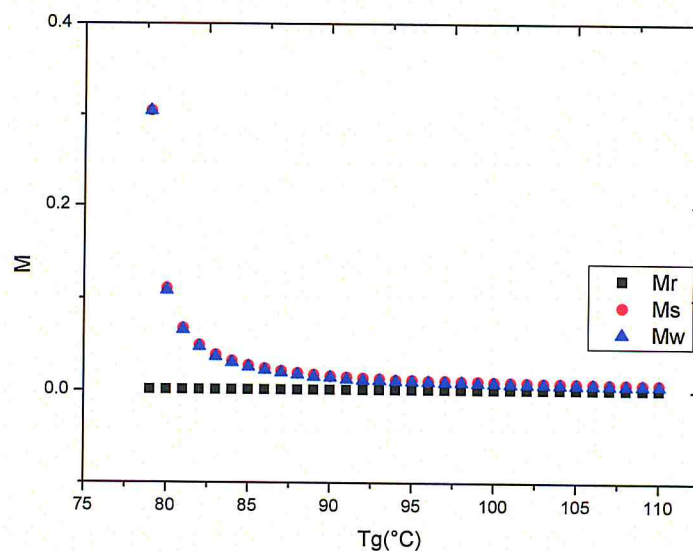
La **figure IV-7** représente la variation du rapport du coefficient de performance COP en fonction de la Température du générateur Tg. Dans cette figure on remarque que le rapport du coefficient de performance CopRatio (le rapport entre le CopMax et le COP) augmente avec l'augmentation de la température du générateur Tg jusqu'à atteindre la valeur maximale 0.741 à la température Tg=83°C, après atteindre cette valeur, le rapport du coefficient de performance diminue progressivement en augmentant la température Tg.



*Figure IV-8 : Variation de la concentration de solution à la sortie du générateur en fonction de la Température du générateur.*

La **figure IV-8** représente la variation de la concentration de solution à la sortie du générateur X4 en fonction de la Température du générateur Tg. dans cette dernière on remarque que la concentration à la sortie du générateur X4 augmente avec l'augmentation de la température Tg, ce qui est logique car par l'augmentation de Tg, la vapeur sortante du générateur augmente c'est-à-dire que la solution se concentre de plus en plus.

Il faut prendre en considération les limites de cristallisation de la solution, il ne faut donc pas dépasser certaines limites de la température Tg.



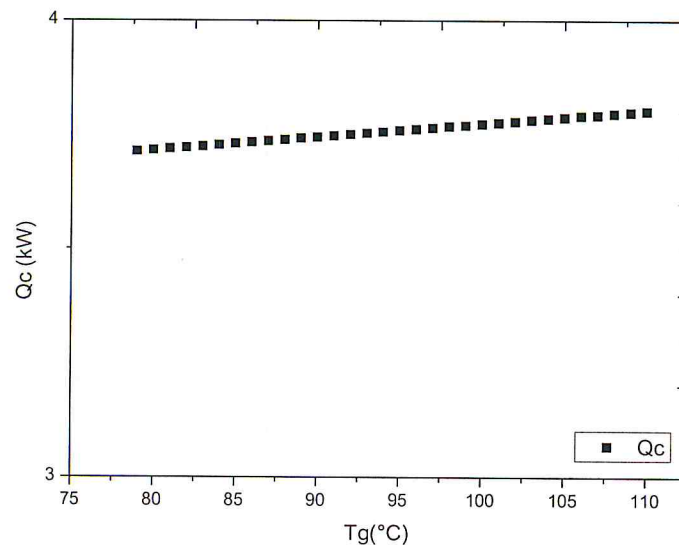
**Figure IV-9 :** Variation des débits des fluides  $m_r$ ,  $m_s$ ,  $m_w$  en fonction de la Température du générateur.

La figure IV-9 représente la variation des débits des fluides  $m_r$ ,  $m_s$ ,  $m_w$  en fonction de la Température du générateur  $T_g$ . Dans ce graphe les débits des solutions concentrées et diluées varient en fonction de  $T_g$ , ces derniers diminuent avec l'augmentation de la température du générateur jusqu'à atteindre la valeur de  $m_r$ .

Ce phénomène se traduit par une diminution des performances du système après  $T_g = 90^\circ\text{C}$ , cette théorie est vérifiée par la figure IV-1.

Le comportement de  $m_r$  est constant en fonction de  $T_g$ , et ce traduit par l'équation du bilan massique :

$$\dot{m}_r = \dot{m}_d - \dot{m}_c$$



*Figure IV-10 : Variation de la quantité de chaleur cédée par le condenseur en fonction de la Température du générateur.*

La **figure IV-10** représente la variation de la quantité de chaleur cédée par le condenseur  $Q_c$  en fonction de la Température du générateur  $T_g$ . On remarque que la quantité de chaleur évacuée par le condenseur augmente avec l'augmentation de la température du générateur  $T_g$ . Ce phénomène peut être expliqué par l'augmentation de la température de vapeur à la sortie du générateur ce qui implique une quantité de chaleur importante évacuée par le condenseur vers l'extérieur pour obtenir de 100% d'eau liquide à la sortie de ce dernier.

**CONCLUSION**

Dans ce chapitre, les résultats de la simulation sont présentés ainsi que leur interprétation.

Le comportement de la machine à absorption simple effet varie en fonction des paramètres d'entrées telles que les températures d'absorbeur, condenseur, évaporateur et générateur

L'ajout d'un échangeur de chaleur entre l'absorbeur et le générateur améliore considérablement les performances du cycle à absorption

On conclut que pour ce type de machines, il est nécessaire d'avoir un éclairage solaire important, par contre une température ambiante très élevée est non souhaitable pour le bon fonctionnement de notre machine.

# *Conclusion générale*

## Conclusion Générale

Dans plusieurs régions du globe les températures que l'on peut atteindre à l'intérieur des locaux, à cause des charges thermo-frigorifiques intérieures et extérieures, sont souvent en dehors des conditions de bien-être.

Dans notre pays beaucoup de pertes de chaleur sont rencontrées et peuvent être récupérées en développant, la machine frigorifique à absorption notamment couplée avec un système solaire qui présente des avantages : demandant très peu de maintenance et l'absence de machines tournantes de forte puissance fait des machines frigorifiques à absorption très silencieuses à l'opposé de la machine à compression mécanique.

Le programme proposé permet de faciliter le calcul des conditions de fonctionnement d'un système à absorption, sachant que la détermination des performances d'un tel système par les méthodes classiques (abaques) prend énormément de temps.

L'analyse thermodynamique de la machine frigorifique à absorption solaire fonctionnant avec le couple (LiBr-H<sub>2</sub>O) réalisé par un programme de calcul élaboré en Matlab nous permet de montrer que plus la température du bouilleur est élevée plus le coefficient de performance de l'installation frigorifique est important, sachant que le flux de chaleur capté par le capteur solaire plan, agit directement sur la température du bouilleur, donc influe sur le coefficient de performance de la machine frigorifique à absorption.

D'après l'étude de simulation de l'installation frigorifique à absorption solaire on peut atteindre un coefficient de performance de la machine frigorifique important en choisissant une meilleure surface de captation solaire (optimale pour toute l'année) et en assurant le bon refroidissement des condenseurs et l'absorbeur.

Pour cette étude, il est intéressant de continuer la simulation pour la détermination de la surface des capteurs solaires thermiques nécessaire pour le fonctionnement de telles machines, sachant qu'il faut bien prendre en compte le rapport Performances/Prix d'investissement.



# Références bibliographiques

- [1] F. L. Lansing «Computer modeling of a single-stage Lithium Bromide/Water absorption refrigeration unit», JPL Deep Space Network Progress Report, 42-32, pp. 247-257, 1978.
- [2] M.L. Choughi « Simulation et étude comparée de cycle à absorption (LiBr-H<sub>2</sub>O) à usage de froid, cas de l'unité de production de détergent HENKEL » These de Magister, Univ-Constantine, 2010.
- [3] Alonso C., Contribution à l'optimisation, la gestion et le traitement de l'énergie, Mémoire d'habilitation à diriger les recherches. Université Paul Sabatier Toulouse III, 2003.
- [4] Soltan B., Conception & Conception des Machines à aimants Permanents Dédiées aux Energies Renouvelables, Thèse de Doctorat. Université de Constantine, 2010.
- [5] Cabal., Optimisation énergétique de l'étage d'adaptation électronique dédié à la conversion photovoltaïque, Thèse de doctorat. Université de Toulouse, 2008.
- [6] Navarro J., Cellules Photovoltaïques Organiques Transparentes Dans Le Visible Thèse de doctorat. Université de Toulouse III-Paul Sabatier, 2008.
- [7] Roshanak R., Réalisation et caractérisation des cellules solaires organiques à couches composites polymères incluant des nanotubes de carbones, Thèse de doctorat. Université de Limoges, 2008.
- [8] Desrues T., Développement de cellules photovoltaïques à hétérojonctions silicium et contacts en face arrière, Thèse de doctorat. L'institut national des sciences appliquées de Lyon, 2009.
- [9] Bettignies R., Cellules photovoltaïques organiques dérivées de nouveaux systèmes conjugués Thèse de doctorat. Ecole Doctorale d'Angers , 2003.
- [10] Meekhun Dariga, Réalisation d'un système de conversion et gestion de l'énergie d'un système photovoltaïque pour l'alimentation des réseaux de capteurs sans fil autonomes pour l'application Autonomes pour l'application aéronotique, Thèse de doctorat. Université de Toulouse, 2010.
- [11] Tchapo Singo A, Système d'alimentation photovoltaïque avec stockage pour l'habitat énergétiquement autonome, Thèse de Doctorat. Université de Henri Poincaré, Nancy, 2010.
- [12] Gradella Villalva J., Gazoli R., Puppert Filho E., Comprehensive Approach to Modeling and Simulation of Photovoltaic Arrays. IEEE Transaction of power electronics vol 24 N°5, 1198-1208. May 2009.
- [13] Zouache F., Etude de la concentration solaire sur les performances des systèmes photovoltaïques, Mémoire de magister en Electronique. Université Mentouri de Constantine 2009.

- [14] Labouret A., et Viloz M., Energie solaire photovoltaïque, Edition Lemoniteur, 2005.
- [15] Rorni A., Etude et régulation d'un circuit d'extraction de la puissance maximale d'un panneau solaire, Mémoire de Magister en électrotechnique.
- [16] Benis H. , Contribution à la modélisation du problème de Hot Spot dans les modules solaire Photovoltaïque occultées, Mémoire de magister en électrotechnique, Université Mentouri de Constantine 2008, Université Mentouri de Constantine 2009.
- [17] Bouden A., Analyse optimisée de système de pompage photovoltaïque, Mémoire de Magister en électrotechnique. Université Mentouri de Constantine, 2008.
- [18] Benhammou, Optimisation d'un nouveau système de séchage solaire modulaire pour plantes aromatiques et médicinales, Thèse de Doctorat. Université de Abou Bakr Belkaid Tlemcen, 2010.
- [19] Bekkouche Sidi M., Modélisation du Comportement Thermique de Quelques Dispositifs Solaire, Thèse de doctorat en Physique. Université do Abou Bekr Belkaaid Tlemcen, 2009.
- [20] Saadi S., Effet des paramètres opérationnels sur les performances d'un capteur solaire plan, Mémoire de magister en Physique. Université Mentouri de constantine, 2010.
- [21] Zidani C., Benyarou F., Simulation de la position apparente du soleil et estimation des Energies Solaires incidentes sur un Capteur Plan pour la Ville de Tlemcen en Algérie. Rev.Energ.Ren, Vol.6, pp69-76,2003.
- [22] Audibert M., la concentration du rayonnement solaire. International centre for theoretical physics ' 3 séminaire sur l'énergie solaire, 6-17 Septembre 1982.
- [23] Jacques Pereebois, Energie solaires, perspectives économiques, Edition du centre National de la recherche scientifique ,1975 .
- [24] Paul De Neyer, Energie solaire thermique, Guide des Energies Renouvelables, mai 2003.
- [25] Alain.Ferriere et Gilles Flamant, Captation, Transformation et conversion de l'énergie Solaire par la technologie à concentration. Thème7, Solaire thermique 2002.
- [26] La climatisation solaire, Actu-environnement, Juin 2009.
- [27] Benhamed L., Ben Mostefa F.Z., Intégration d'un système de rafraîchissement solaire au bâtiment, mémoire de fin d'études, Université Aboubaker Belkaid, Faculté de technologie, Tlemcen, 2013.
- [28] Cheilan R., Rapport de Projet de fin d'études, Ecole Nationale d'Ingénieurs de Saint-Etienne, juin 2004.
- [29] I. Belahbib, A. Tihani, « Etude d'un système de climatisation couple a l'énergie solaire » Thèse d'Ingéniorat, Ouargla, Algérie, 2011.
- [30] Y. Ait-El-Djoudi « étude d'un champ de capteurs sous vide couplés à un groupe à absorption pour la production du froid », Thèse de Master, Univ-Blida, 2012.

[31] ASHRAE fundamentals, «Thermodynamic properties of refrigerant», Chapitre 30, Inch-Pound Edition, 2009.

[32] Duffie J. A., Beckman W. A., «Solar engineering of thermal processes», 4e Edition Sons and Wiley, New York, 2013.

[33] Yazaki «Absorption cooling machine WFC-SC20», YAZAKI Europe Limited 2007.

[34] Quiston M. «Heating ventilating and air conditioning, Analyse and design», 6e édition, Wiley, USA  
2005.

# *Annexe*

## *A*

## Annexe A : Programme de calcul

Dans ce qui suit, on appelle :  $\dot{m}_w = \dot{m}_{weak} = \dot{m}_{concentré}$

$$\dot{m}_s = \dot{m}_{strong} = \dot{m}_{dilué}$$

### Programme de calcul

```
clearall
clc
% Programme de calcul des propriétés Thermodynamiques d'une machine à
absorption simple effet couple LiBr-H2O

% Données d'entrer

Tg=90; % [°C]
Te=7; % [°C]
Tc=40; % [°C]
Ta=40; % [°C]

Eff=0.8;
Qe=3024; % [kcal/h]
qe=(Qe*4.184)/3600;

fprintf('la puissance frigorifique qe est [KWatt] = %d\n',qe)

% Calcul des propriétés

% Calcul des concentrations
X1=(49.04+1.125*Ta-Te)/(134.65+0.47*Ta);%[kg LiBr/kg solution]
fprintf('la concentration de la solution de laborsbeur X1 est = %d\n',X1);
X4=(49.04+1.125*Tg-Tc)/(134.65+0.47*Tg);%[kg LiBr/kg solution]

fprintf('la concentration de la solution à la sortie du générateur X4 est =
%d\n',X4);

if X1<=0.65 && X1>=0.5 , X4<=0.65 & X4>=0.5;

    % Calcul des enthalpies

    H8=(Tc-25);%[kcal/kg]
    h8=H8*4.184;
    fprintf('lenthalpie du point 8 h8 est [kJ/kg] = %d\n',h8)
    H10=(572.8+0.417*Te);%[kcal/kg]
    h10=H10*4.184;
    fprintf('lenthalpie du point 10 h10 est [kJ/kg] = %d\n',h10)

    % Calcul des debits

    Mr=Qe/(H10-H8);%[kg/h]
    mr=(Qe/(H10-H8))/3600;
    fprintf('le débit du fluide frigorigène mr est[kg/S] = %d\n',mr);
    Ms=Mr*X4/(X4-X1);%[kg/h]
```

## Annexe A : Programme de calcul

```
ms=(Mr*X4/(X4-X1))/3600;
fprintf('le débit de la solution concentre ms est[kg/S] = %d\n',ms);
Mw=Mr*X1/(X4-X1);%[kg/h]
mw=(Mr*X1/(X4-X1))/3600;
fprintf('le débit de la solution dilué mw est[kg/S] = %d\n',mw);

% Calcul de la température T5

T5=Tg-Eff*(Tg-Ta);% [°C]
fprintf('la température du point 5 T5 est = %d\n',T5)

% Calcul des chaleurs

Cx1=1.01-1.23*X1+0.48*X1^2;%[kcal/kg°C]
CX1=Cx1*4.184;

fprintf('la chaleur spécifique du point 1 CX1 est [kJ/kg°C] = %d\n',CX1)
Cx4=1.01-1.23*X4+0.48*X4^2;%[kcal/kg°C]
CX4=Cx4*4.184;

fprintf('la chaleur spécifique du point 4 CX4 est[kJ/kg°C] = %d\n',CX4)

% Calcul de la température T8

T3=Ta+(Eff*(X1/X4)*(Cx4/Cx1)*(Tg-Ta));% [°C]
fprintf('la température au point 3 T3 est = %d\n',T3)

% Calcul des enthalpies

H1=(42.81-(425.92*X1)+(404.67*(X1^2)))+(1.01-
(1.23*X1)+(0.48*(X1^2)))*(Ta);%[kcal/kg]
h1=-H1*4.184;
fprintf('lenthalpie du point 1 h1 est[kJ/kg] = %d\n',h1)

H3=(42.81-(425.92*X1)+(404.67*(X1^2)))+(1.01
(1.23*X1)+(0.48*(X1^2)))*(T3);%[kcal/kg]
h3=-H3*4.184;
fprintf('lenthalpie du point 3 h3 est[kJ/kg] = %d\n',h3)

H5=(42.81-425.92*X4+404.67*(X4^2))+(1.01-
1.23*X4+0.48*(X4^2))*(T5);%[kcal/kg]
h5=-H5*4.184;
fprintf('lenthalpie du point 5 h5 est [kJ/kg] = %d\n',h5)

H4=(42.81-425.92*X4+404.67*(X4^2))+(1.01-
1.23*X4+0.48*(X4^2))*(Tg);%[kcal/kg]
h4=-H4*4.184;
fprintf('lenthalpie du point 4 h4 est [kJ/kg] = %d\n',h4)

H7=(572.8+0.46*Tg-0.043*Tc);%[kcal/kg]
h7=H7*4.184;
fprintf('lenthalpie du point 7 h7 est [kJ/kg] = %d\n',h7)
```

## Annexe A : Programme de calcul

```
% Calcul des quantités de chaleur

Qc=Mr*(H7-H8); %[kcal/h]
qc=(Qc*4.184)/3600;
fprintf('la quantité de chaleur sortante du condenseur qc est[kWatt] =
%d\n',qc);
Qg=(Mw*H5+Mr*H7-Ms*H1); %[kcal/h]
qg=(Qg*4.184)/3600;
fprintf('la quantité de chaleur entrante au générateur qg est [kWatt] =
%d\n',qg);
Qa=(Mw*H5+Mr*H10-Ms*H1); %[kcal/h]
qa=(Qa*4.184)/3600;
fprintf('la quantité de chaleur sortante de laborbeurqa est[kWatt] =
%d\n',qa);

% Calcul du COP

COP=Qe./Qg;
fprintf('Le coefficient de performance COP est = %d\n',COP);
COPmax=(Te+273.15)*(Tg-Ta)/((Tg+273.15)*(Tc-Te));
fprintf('Le coefficient de performance maximal COPmax est =
%d\n',COPmax);

% Relative performance ratio

relative=COP/COPmax;
fprintf(' le rapport du Coefficient de performance est =
%d\n',relative);

% Calcul des pressions

Pe=10^(7.8553-(1555/(Te+273.15))-(11.2414*(10^4)/(Te+273.15)^2));
fprintf('la basse pression Pe est = %d\n',Pe);

Pc=10^(7.8553-(1555/(Tc+273.15))-(11.2414*10^4/(Tc+273.15)^2));
fprintf('la haute pression Pc est = %d\n',Pc);

else
X=0;
fprintf('le calcule est impossible = %d\n',X);
end
```

# *Annexe*

## *B*



## **Annexe B : Diagrammes Thermodynamiques**

### **Introduction :**

L'étude thermodynamique complète des installations frigorifiques à absorption requiert la connaissance des propriétés thermodynamiques du couple utilisé.

### **Caractéristiques d'un couple binaire**

Les deux substances fluides frigorigène-agent absorbant qui doivent former le couple binaire ou solution dans les cycles frigorifiques à absorption doivent avoir les caractéristiques suivantes :

1. Absence de phase solide ;
2. L'agent absorbant doit avoir une grande affinité pour le fluide frigorigène ;
3. Le fluide frigorigène doit être plus volatile que l'agent absorbant ;
4. La pression de travail doit être modérée ;
5. Une bonne stabilité chimique ;
6. L'absence de corrosion ;
7. Une sécurité, non toxique, non inflammable ;
8. Une faible viscosité et conductivité thermique élevée ;
9. Une grande chaleur latente du fluide frigorigène est désirable.

Les couples ammoniac-eau et eau-bromure de lithium sont les couples qui remplissent le plus de critères.

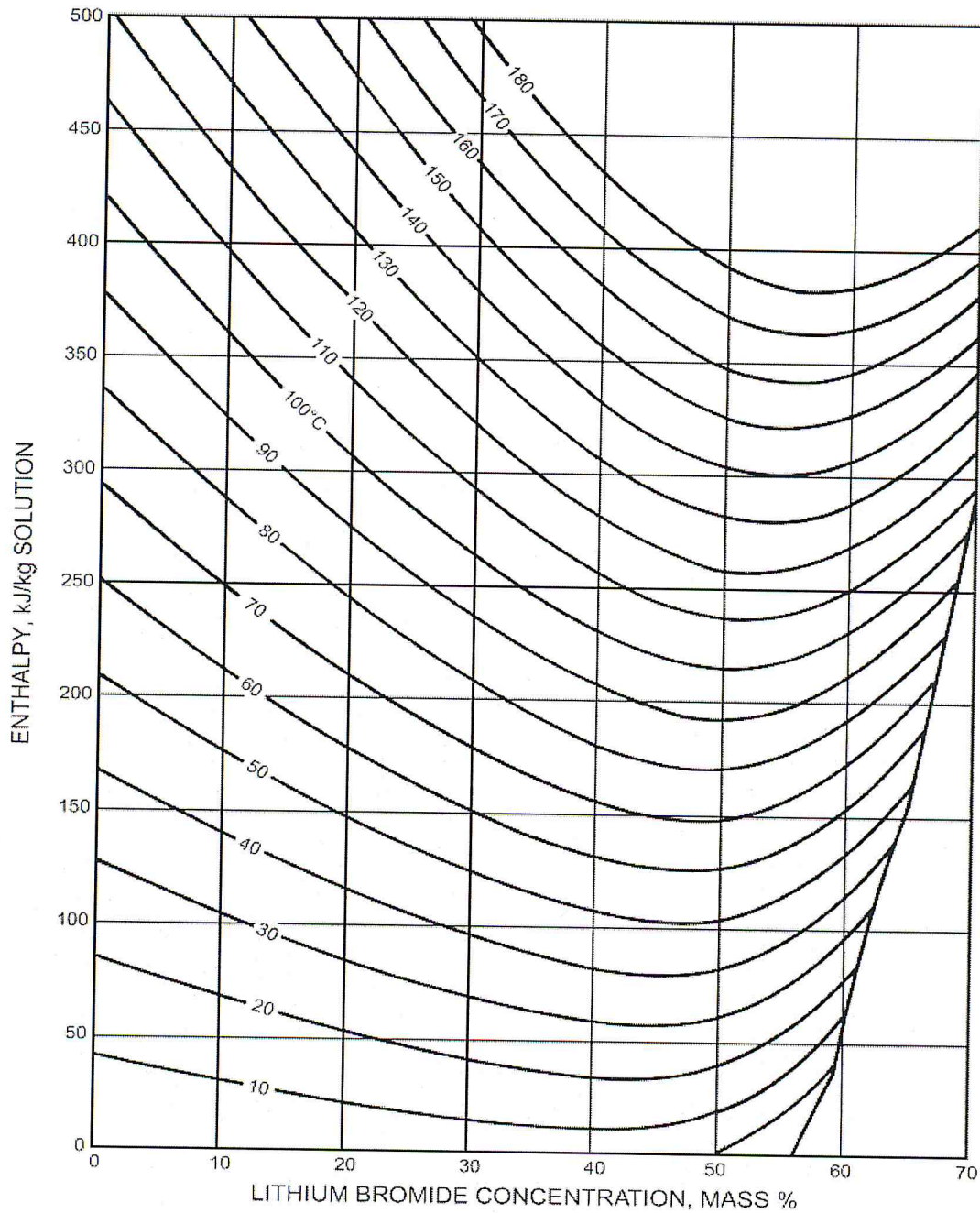
### **Les Diagrammes thermodynamiques :**

**Diagramme de Merkel**

**Diagramme d'Oldham**

# Annexe B : Diagrammes Thermodynamiques

## Diagramme de Merkel :



EQUATIONS CONCENTRATION RANGE 40 < X < 70% LiBr TEMPERATURE RANGE 15 < t < 165°C

$h = \sum_0^4 A_n X^n + t \sum_0^4 B_n X^n + t^2 \sum_0^4 C_n X^n$  in kJ/kg, where  $t = ^\circ\text{C}$  and  $X = \%\text{LiBr}$

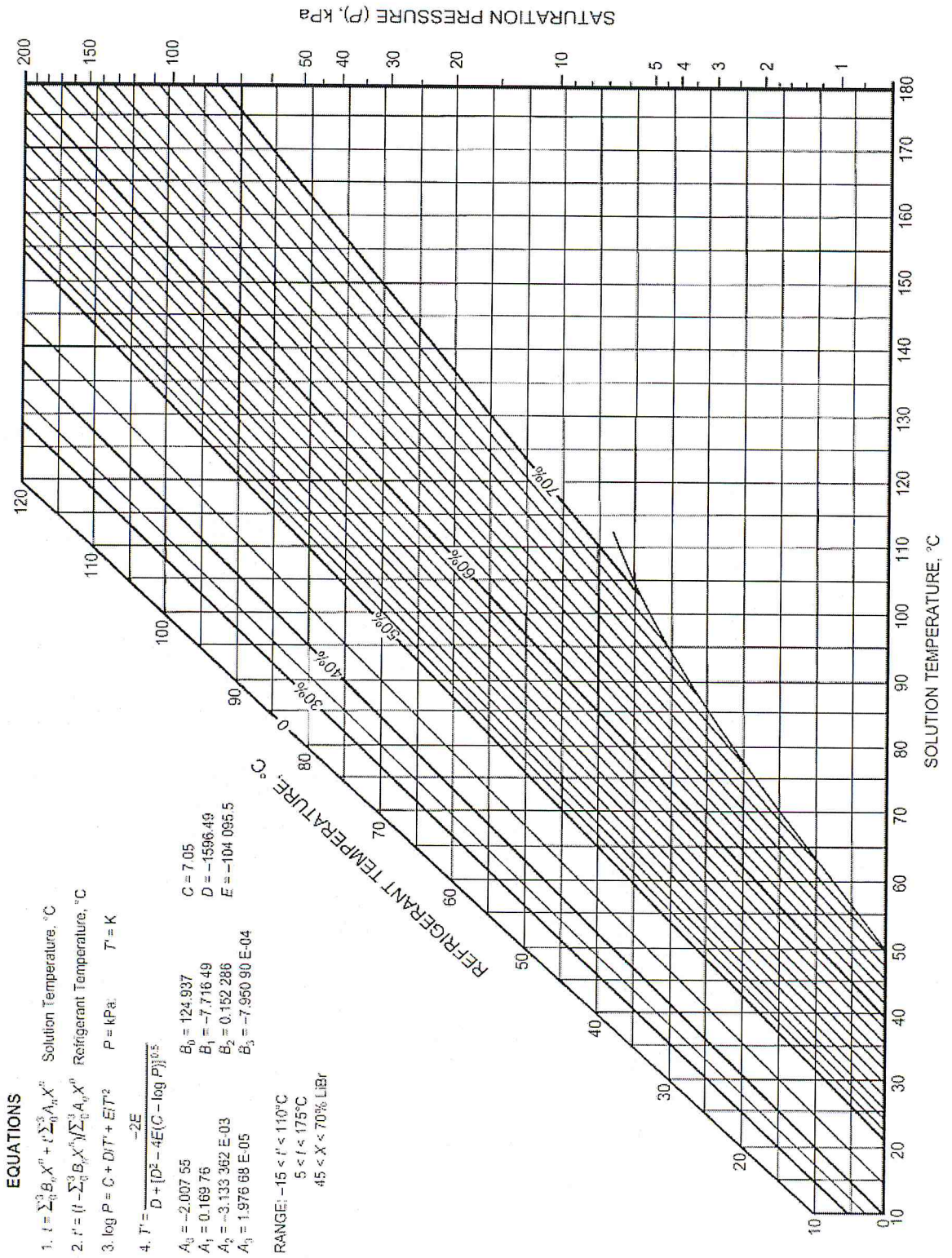
- $A_0 = -2024.33$
- $A_1 = 163.309$
- $A_2 = -4.88161$
- $A_3 = 6.302948 \text{ E-2}$
- $A_4 = -2.913705 \text{ E-4}$

- $B_0 = 18.2829$
- $B_1 = -1.1691757$
- $B_2 = 3.248041 \text{ E-2}$
- $B_3 = -4.034184 \text{ E-4}$
- $B_4 = 1.8520569 \text{ E-6}$

- $C_0 = -3.7008214 \text{ E-2}$
- $C_1 = 2.8877666 \text{ E-3}$
- $C_2 = -8.1313015 \text{ E-5}$
- $C_3 = 9.9116628 \text{ E-7}$
- $C_4 = -4.4441207 \text{ E-9}$

# Annexe B : Diagrammes Thermodynamiques

## Diagramme d'Oldham :



# *Annexe*

## *C*



## WFC-SC5

Spécifications:

Refroidisseur à absorption indirecte avec H<sub>2</sub>O/LiBr

Mode refroidissement

Chaleur primaire: eau chaude



OBJET		MODELE		WFC-SC5
Capacité de refroidissement		kW		17,6
Capacité de chauffage		kW		-
Eau glacée et Eau chaude	Eau glacée	Entrée	°C	12,5
	Température	Sortie	°C	7,0
	Eau chaude	Entrée	°C	-
	Température	Sortie	°C	-
	Perte de charge dans l'évaporateur (max.) *3		kPa	52,6
	Pression de service max.		kPa	588
	Débit nominal d'eau		L/sec	0,77
			m <sup>3</sup> /h	2,77
Contenance en eau		L	8	
Eau de refroidissement	Chaleur restituée (réjection)		kW	42,7
	Eau de refroidissement	Entrée	°C	31,0
	Température	Sortie	°C	35,0
	Perte de charge dans l'absorbeur/ condenseur(max.) *3		kPa	38,3
	Pression de service max.		kPa	588
	Débit nominal d'eau		L/sec	2,55
			m <sup>3</sup> /h	9,18
	Contenance en eau		L	37
Chaleur primaire	Chaleur entrante		kW	25,1
	Chaleur primaire Température	Entrée	°C	88
		Sortie	°C	83
			mini-maxi	70 - 95
	Perte de charge dans le générateur (max.) *3		kPa	77,0
	Pression de service max.		kPa	588
	Débit nominal d'eau		L/sec	1,2
			m <sup>3</sup> /h	4,32
Contenance en eau		L	10	
Alimentation	Source d'alimentation		100-240V	
	Consommation *1		50/60Hz 1ph 48	
Contrôle		Allumé – Eteint		
Dimensions	Largeur	mm	594	
	Profondeur	mm	744	
	Hauteur *2	mm	1,736 ( 1,816 )	
Tuyauterie	Eau glacée	A	32	
	Eau de refroidissement	A	40	
	Chaleur primaire	A	40	
Poids	Poids à vide	kg	365	
	Poids en service	kg	420	

\*1. Consommation électrique du refroidisseur seul (à l'exclusion des pompes de recirculation et du ventilateur de la tour de refroidissement)

\*2. Dimensions en ( ) y compris plaque fixe et anneaux de levage.

\*3. Les spécifications sont susceptibles de modifications sans avis préalable.

\*. Le tableau présente les conditions de service standard (c.-à-d. température d'admission de la chaleur primaire 88 °C)

