

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTERE DE L'ENSEGNEMENT SUPERIEUR  
ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE



UNIVERSITE ABOU BEKR BELKAID-TLEMCEN-  
FACULTE DES SCIENCES  
DEPARTEMENT DE PHYSIQUE  
UNITE DE RECHERCHE MATERIAUX ET ENERGIES RENOUVELABLES



## **MEMOIRE**

*Pour obtention du diplôme de **Magister**  
Option : Energies renouvelables*

*Par*  
**Mr BELKESSAM Hafidh**

*Thème :*

Contribution à la valorisation de l'utilisation  
de l'énergie solaire pour des besoins de  
climatisation et de conditionnement d'air

**Devant le jury composé de :**

Président	Pr. B. BENYOUCEF	(Univ. Tlemcen)
Examinatrice	Pr. KH. RAHMOUN	(Univ. Tlemcen)
Encadreur	MCA. R. SAIM	(Univ. Tlemcen)
Co-Encadreur	MAA. A. ALIANE	(Univ. Tlemcen)

ANNEE UNIVERSITAIRE: 2013-2014



# Sommaire

## Sommaire

Remerciements

Dédicaces

Liste des figures

Liste des tableaux

Nomenclature

Introduction générale

### Chapitre I : Contexte général et état de l'art de la climatisation solaire

I.1. Introduction .....	1
I.2. Contexte général .....	1
I.2.1. Les enjeux énergétiques .....	1
I.2.2. L'explosion énergétique .....	1
I.2.3. La consommation d'énergie .....	2
I.2.4. Énergie et pollution.....	4
I.3. Etat de l'art de la climatisation solaire.....	6
I.3.1. Introduction .....	6
I.3.2. Rappel sur la climatisation traditionnelle .....	6
I.3.2.1. Historique .....	6
I.3.2.2. La Climatisation aujourd'hui.....	8
I.3.2.2.1. Panorama de la climatisation dans le monde.....	8
I.3.2.2.2. Panorama de la climatisation en Europe.....	10
I.3.3. La climatisation solaire .....	11
I.3.3.1. Principe de fonctionnement.....	11
I.3.3.2. Pourquoi le rafraîchissement solaire .....	12
I.3.3.3. Les technologies de rafraîchissement solaire sont elles compétitives ?.....	12
I.3.3.4. Avantage de la climatisation solaire.....	13
I.3.3.5. Etat de l'art dans le domaine.....	14
I.3.3.5.1. Les différentes technologies de production de froid solaire .....	14
I.3.3.5.1.1. Techniques basées sur l'emploi de l'électricité.....	15
I.3.3.5.1.2. Techniques basées sur un processus thermomécanique.....	18
I.3.3.5.1.3. Technique basée sur la sorption d'un gaz .....	22
I.3.3.5.2. Existence dans le marché .....	35
Conclusion.....	37

## Chapitre II : Description des installations de climatisation solaire

II.1. Introduction.....	38
II.2. Machine à compression de vapeur.....	39
II.2.1. Historique.....	39
II.2.2. Principe de fonctionnement.....	39
II.2.3. Diagramme de Mollier.....	40
II.2.4. Bilan thermique de cycle.....	41
II.3.2. Éléments de la machine frigorifique.....	43
II.2.3. Les réfrigérants.....	46
II.3. Machine à absorption.....	47
II.3.1. Historique.....	47
II.3.2. Principe de fonctionnement.....	47
II.3.3. Diagrammes thermodynamiques utilisés.....	50
II.3.3.1. Diagramme d'Oldham.....	50
II.3.3.2. Diagramme de Merkel.....	52
II.3.4. Cycle à deux étages (double effet).....	53
II.3.6.5. Cycle GAX.....	54
II.3.6.6. Mélanges pour une machine à absorption.....	55
II.4. Machine à adsorption.....	56
II.4.1. Principe de fonctionnement.....	56
II.4.2. Types d'adsorption.....	57
II.4.3. Le couple absorbant-adsorbant.....	58
II.4.4. Modélisation.....	59
II.4.5. Le diagramme isostère.....	60
II.5. Machine à dessiccation.....	62
II.5.1. Principe de fonctionnement.....	62
II.5.2. Le couple Absorbant-adsorbant dessiccants.....	63
II.6. Comparaison entre les systèmes de production de froid.....	65
II.7. Les capteurs solaires.....	66
II.7.1. Introduction.....	66

II.7.2. Principe de fonctionnement .....	66
II.7.3. Type des capteurs solaires .....	67
II.7.4. Efficacités des différents capteurs solaires .....	70
II.8. Le stockage de l'énergie solaire .....	71
II.8.1. Le stockage par chaleur sensible .....	72
II.8.2. Le stockage par chaleur latente .....	73
Conclusion.....	73

### **Chapitre III: Analyse thermodynamique et modélisation d'une machine à absorption**

III.1. Analyse thermodynamique .....	74
III.1.1. Introduction .....	74
III.1.2. Bilan massique.....	75
III.1.3. Bilan enthalpique .....	75
III.1.4. Débit spécifique de solution (Taux de Circulation).....	76
III.1.5. La plage de dégazage .....	76
III.1.6. Détermination du coefficient de performance COP .....	76
III.1.7. Le coefficient de performance de Carnot ( $COP_c$ ).....	76
III.1.8. L'efficacité de système ( $\eta$ ) .....	77
III.1.9. Étude thermodynamique des propriétés de la solution (H <sub>2</sub> O/ LiBr).....	77
III.1.9.1. Introduction .....	77
III.1.9.2. Propriétés thermodynamique du couple (eau /bromure de lithium).....	78
III.1.9.3. Calcul de la pression d'équilibre de l'eau pure P(T) .....	78
III.1.9.4. Calcul de l'enthalpie de l'eau en fonction de la température $h_l$ (T) .....	78
III.1.9.5. Calcul de l'enthalpie de la vapeur saturée en fonction de la température $h_v$ (T) .....	79
III.1.9.6. Calcul de l'enthalpie de la vapeur surchauffé $h_{sur}$ (T, P).....	79
III.1.9.7. Calcul de la pression d'équilibre du mélange (H <sub>2</sub> O/LiBr) P (T, X) .....	80
III.1.9.8. Calcul de l'enthalpie du mélange (H <sub>2</sub> O/LiBr) h (T, X).....	81
III.2. Modélisation .....	81
III.2.1. Bilans massiques et enthalpiques .....	81
III.2.2. Analyse du générateur .....	82
III.2.3. Analyse du Condenseur .....	83

III.2.4. Analyse de l'évaporateur .....	83
III.2.5. Analyse de l'absorbeur .....	83
III.2.6. Pompe de solution .....	83
III.2.7. Echangeur de solution .....	84
III.3. Analyse du model .....	85
III.3.1. Validation des résultats.....	85
III.3.1.1. Validation par rapport au (COP) .....	85
III.3.1.2. Validation par rapport au (FR) .....	86
III.3.2. L'influence des températures sur les performances de la machine .....	88
III.3.2.1. le coefficient de performance (COP).....	88
III.3.2.1.1. L'effet de l'efficacité d'échangeur de solution sur le COP.....	88
III.3.2.1.2. L'effet de (Tg) sur le COP.....	89
III.3.2.1.3. L'effet de (Tc) sur le COP.....	91
III.3.2.1.4. L'effet de la température de l'évaporateur (Te) sur le COP.....	92
III.3.2.1.5. L'effet de la température d'absorption (Ta) sur le COP.....	93
III.3.2.2. Le taux de circulation (FR).....	94
III.3.2.2.1. L'effet de (Tg) sur le FR.....	94
III.3.2.2.2. L'effet de (Tc) sur le FR.....	96
III.3.2.2.3. L'effet de (Ta) sur le FR .....	97
III.3.2.2.4. L'effet de (Te) sur le FR.....	99
III.3.2.3. L'efficacité du système ( $\eta$ ) .....	100
III.3.2.3.1. L'effet de l'efficacité de l'échangeur sur l'efficacité du système ( $\eta$ ) .....	100
III.3.2.3.2. L'effet de la température du générateur (Tg) sur l'efficacité du système ( $\eta$ ) .....	101
III.3.2.3.3. L'effet de la température de condensation (Tc) sur l'efficacité du système ( $\eta$ )...	103
III.3.2.3.4. L'effet de la température d'absorption (Ta) sur l'efficacité du système ( $\eta$ ).....	104
III.3.2.3.5. L'effet de la température de l'évaporateur (Te) sur ( $\eta$ ).....	105
Conclusion.....	107

## **Chapitre IV: Simulation dynamique d'une maison**

IV.1. Introduction .....	108
IV.2. Aperçu sur TRNSYS .....	108
IV.2.1. TRNSYS Simulation Studio.....	109
IV.2.2. TRNBuild .....	110
IV.3. Modélisation de la maison.....	111
IV.3.1. Emplacement géographique .....	111
IV.3.2. Dimensionnement de la maison .....	112
IV.3.3. Les caractéristiques de la maison .....	113
IV.4. Simulation avec TRNSYS.....	113
IV.4.1. Définition des différents composants (TYPE).....	114
IV.4.2. Besoins en chauffage et en rafraîchissement.....	115
IV.4.3. Variation mensuelle des énergies fournies (solaire et appoint).....	115
IV.4.3. Variation mensuelle de la fraction solaire.....	117
IV.4.4. Influence de la surface de captation .....	118
IV.4.5. Influence du volume de stockage .....	119
Conclusion.....	120
Conclusion générale.....	121

## ***Remerciements***

*Un grand merci au bon dieu de m'avoir guidé vers le bon chemin de la lumière et du savoir.*

*Je tiens à remercier vivement mes directeurs de recherche, Monsieur Yahia KHADRAOUI et monsieur A. ALIANE, pour leur suivi, leur assistance et leurs conseils précieux le long de ma formation. Leurs compétences ainsi que leurs expériences dans le domaine m'ont été d'une grande utilité.*

*J'exprime ma reconnaissance à tous les membres de jury d'avoir accepté de lire ce manuscrit et d'apporter les critiques nécessaires à la mise en forme finale de cet ouvrage.*

*Je tiens également à exprimer ma profonde gratitude à mes parents pour leur sacrifice et soutien inestimables durant toutes mes études.*

*Enfin, mes remerciements vont aussi à tous mes collègues de magister, comme je remercie tous ceux qui m'ont aidés de près ou de loin, à la réalisation de ce travail.*

## *Dédicaces*

*Je dédie ce travail à mes très chers parents, votre courage, vos sacrifices ont été pour moi le meilleur soutien durant ce long parcours, veuillez trouver dans ce travail une grande reconnaissance pour ce que vous avez entrepris à mon égard, et un fruit de toutes vos prières et vos efforts.*

*A mes chers frères et sœurs.*

*A tous mes amis(es).*

*A tous mes collègues.*

*A toute ma famille.*

*hafidh*

## Résumé

L'introduction de technologies qui utilisent des énergies renouvelables comme source de chaleur montre un double avantage : limiter la pollution et réduire le coût de fonctionnement.

La possibilité de production de froid à partir de l'énergie solaire a été initié 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.

Le but de ce travail était de présenter la mise en place de la simulation d'une installation de rafraîchissement solaire d'une maison individuelle. Cette installation de rafraîchissement solaire a été simulée avec le logiciel TRNSYS 17, utilisant le modèle multizone (type 56).

A partir d'une modélisation mathématique, nous avons développé sous le VISUAL BASIC un modèle de calcul d'une machine à absorption.

## Abstract

The introduction of technologies which use renewable energies as source of heat shows a double advantage: to limit pollution and to reduce the operating costs.

The possibility of cold production from solar energy has been initiated by technological developments in the solar industry. Research in this field is motivated by the needs for air-conditioning for thermal comfort in the buildings.

The goal of this work was to present the installation of the simulation of a cooling's solar installation of a house. This installation of solar cooling was simulated with software TRNSYS 17, using the model multizone (standard 56).

Starting from a mathematical modeling, we developed under the VISUAL BASIC a model of calculation of absorption's machine.

## ملخص

يظهر إدخال التكنولوجيات التي تستخدم الطاقة المتجددة كمصدر للحرارة ميزة مزدوجة: الحد من التلوث وخفض تكاليف التشغيل.

وقد بدأ إمكانية إنتاج البرودة من الطاقة الشمسية بحلول التطورات التكنولوجية في صناعة الطاقة الشمسية. والحافز وراء الأبحاث في هذا المجال هو الاحتياجات لتكييف الهواء قصد توفير الراحة الحرارية في المباني.

وكان الهدف من هذا العمل تقديم تنفيذ المحاكاة لمنشأة التبريد الشمسي لأحد المنازل. تمت محاكاة منشأة التبريد الشمسي بالبرنامج TRNSYS 17، باستخدام نموذج متعدد المنطقة (نوع 56).

بدءاً من نموذج رياضي، تمكنا من وضع تحت Visual Basic نموذج للحساب لآلة امتصاص.

## Liste des figures

### Chapitre I :

Figure I.01 : Historique et prévisions de la consommation énergétique par région.....	2
Figure I.02: Evolution entre 1971 à 2007 de l'approvisionnement en énergie primaire de total du monde par le carburant.....	3
Figure I.03 : Consommation nationale d'énergie période 1980-2009 .....	4
Figure I.04 : La température globale depuis 1850.....	5
Figure I.05 : Marché mondial de la climatisation (en volume) en 2000. ....	8
Figure I.06: Dépense annuelle consacrée à la climatisation.....	9
Figure I.07 : Augmentation de la surface climatisée par des installations centralisées entre 1980 et 2000 en l'Europe .....	10
Figure I.08 : Augmentation de la surface climatisée centralisée par pays entre 1980 et 2000	11
Figure I.09: Schéma de la climatisation solaire. ....	11
Figure I.10: Adéquation entre demande et ressource solaire. ....	12
Figure I.11: Organigramme des différentes technologies de production de froid à partir de l'énergie solaire.....	14
Figure I.12 : Schéma d'une machine frigorifique photovoltaïque.....	16
Figure I.13 : Représentation schématique d'un élément Peltier .....	17
Figure I.14 : Machine frigorifique couple à cycle de Rankine. ....	19
Figure I.15 : Système à éjection.....	21
Figure I.16 : Positions d'équilibre et types d'évolution en fonction de l'état thermodynamique dans le diagramme de Clausius-Clapeyron a) des phénomènes de sorption chimique et de changement de phase liquide-gaz et b) d'ab- et ad-sorption.....	23
Figure I.17 : Fonctionnement idéal du dipôle thermochimique impliquant les phénomènes 1 et 2.24	
Figure I.18 : Fonctionnement du système par absorption liquide/gaz.....	25
Figure I.19 : Fonctionnement des systèmes par adsorption et sorption chimique. ....	27
Figure I.20: Schéma d'une machine a dessiccation. ....	29
Figure I.21 : Diagramme du système de production de froid à deux étages.....	31
Figure I.22 : Relation entre température haute de désorption et température basse de production de froid.....	35
Figure I.23 : Installations de climatisation solaire par type.....	36

## Chapitre II :

Figure II.01 : Schéma énergétique des machines frigorifiques solaires.....	38
Figure II.02 : Installation et diagramme T-S de la machine a compression de vapeur.....	39
Figure II.03 : Cycle frigorifique sur le diagramme de Mollier du 134 a .....	41
Figure II.04: Diagramme enthalpique du cycle frigorifique. ....	41
Figure II.05: Fonctionnement de compresseur.....	44
Figure II.06: Fonctionnement de l'évaporateur.....	44
Figure II.07: Fonctionnement du condenseur. ....	45
Figure II.08: Fonctionnement du détendeur.....	45
Figure II.09 : Description schématique du cycle à absorption à simple étage.....	48
Figure II.10 : Diagramme d'Oldham pour le couple NH <sub>3</sub> -H <sub>2</sub> O.....	51
Figure II.11 : Diagramme de Merkel. ....	52
Figure II.12 : Machine à absorption à deux étages. ....	53
Figure II.13 : Principe d'un ensemble GAX. ....	55
Figure II.14 : Schéma de fonctionnement d'une machine à adsorption .....	56
Figure II.15 : Cycle parfait dans un diagramme isostère sans échange thermique interne. ....	61
Figure II.16 : Principe de fonctionnement d'une machine frigorifique à dessiccant.....	62
Figure II.17: Vue générale d'un capteur à air. ....	67
Figure II.18: Vue générale d'un capteur plan et sa coupe verticale.....	68
Figure II.19: Vue générale d'un capteur CPC.....	68
Figure II.20 : Vue générale d'un capteur sous vide .....	69
Figure II.21 : capteur solaire a circulation directe .....	69
Figure II.22 : Schéma de fonctionnement du capteur sous vide à caloduc et sa liaison avec le collecteur.....	70
Figure II.23: Efficacités des différents capteurs solaires et applications aux différentes technologies de climatisation solaire .....	71

## Chapitre III:

Figure III.01 : machine à absorption à simple effet .....	74
Figure III.02 : Comparaison du (COP) en fonction de (T <sub>g</sub> ) avec les données de M.C. Lamine et Romero et al .....	86
Figure III.03: Comparaison du (FR) en fonction de (T <sub>g</sub> ) avec les données de Saravanan et Maiya & M.C. Lamine .....	87
Figure III.04 : variation du (COP) pour les différentes efficacités de l'échangeur de solution....	89
Figure III.05 : Variation du coefficient de performance (COP) en fonction de (T <sub>g</sub> ) .....	90

Figure III.06 : Variation du coefficient de performance (COP) en fonction de ( $T_c$ ).....	92
Figure III.07 : Variation du coefficient de performance COP en fonction de ( $T_c$ ).....	93
Figure III.08 : Variation du coefficient de performance (COP) en fonction de ( $T_a$ ).....	94
Figure III.09 : Variation du (FR) en fonction de ( $T_g$ ).....	95
Figure III.10 : Variation du (FR) en fonction de ( $T_c$ ).....	97
Figure III.11 : Variation du (FR) en fonction de ( $T_a$ ).....	98
Figure III.12 : Variation du (FR) en fonction de ( $T_e$ ).....	99
Figure III.13 : Variation du ( $\eta$ ) en fonction de (Eff).....	101
Figure III.14 : Variation du ( $\eta$ ) en fonction de ( $T_g$ ).....	102
Figure III.15 : Variation du ( $\eta$ ) en fonction de ( $T_c$ ).....	104
Figure III.16 : Variation du ( $\eta$ ) en fonction de ( $T_a$ ).....	105
Figure III.17 : Variation du ( $\eta$ ) en fonction de ( $T_e$ ).....	106

#### **Chapitre IV:**

Figure IV.01 : Interface du logiciel TRNYS.....	110
Figure IV.02 : Interface du logiciel TRNBuild.....	110
Figure IV.03 : situation géographique de la willaya de tlemcen. ....	111
Figure IV.04 : Plan de la maison.....	112
Figure IV.05 : Système de climatisation solaire sous environnement TRNSYS.....	114
Figure IV.06 : Besoins en chauffage et en rafraichissement.....	115
Figure IV.07 : Variation mensuelle des énergies fournies par le capteur solaire et le système d'appoint .....	116
Figure IV.08 : Variation mensuelle de la fraction solaire.....	117
Figure IV.09 : Influence de la surface de captation sur les performances de l'installation (mois de juin, $V = 0,5 \text{ m}^3$ ).....	118
Figure IV.10 : Influence du volume de stockage sur les performances de l'installation (mois de juin, $S=50 \text{ m}^2$ ).....	119

## Liste des tableaux

### Chapitre I :

Tableau I.01 : Taux d'équipement en climatisation dans le monde en 1997.. 9

### Chapitre II :

Tableau II.01 : Les principaux réfrigérants et leurs températures d'ébullition. .... 46

Tableau II.02 : Comparaison entre les installations de production de froid..... 65

### Chapitre III:

Tableau III.01 : Les coefficients (A, B) pour le calcul de  $T_{sol}$ ..... 80

Tableau III.02 : Les constantes de l'équation (III.22) ..... 81

Tableau III.03 : Comparaison du (COP) en fonction de ( $T_g$ ) avec les données de M.C.

Lamine et Romero et al 85

Tableau III.04 : Comparaison du (FR) en fonction de ( $T_g$ ) avec les données de Saravanan et Maiya & M.C. Lamine..... 87

Tableau III.05 : Variation du (COP) pour les différentes efficacités de l'échangeur de solution88

Tableau III.06 : Variation du coefficient de performance (COP) en fonction de ( $T_g$ ) ..... 90

Tableau III.07 : Variation du coefficient de performance (COP) en fonction de ( $T_c$ )..... 91

Tableau III.08 : Variation du coefficient de performance COP en fonction de ( $T_e$ ) ..... 92

Tableau III.09 : Variation du coefficient de performance (COP) en fonction de ( $T_a$ )..... 93

Tableau III.10 : Variation du (FR) en fonction de ( $T_g$ )..... 95

Tableau III.11 : Variation du (FR) en fonction de ( $T_c$ )..... 96

Tableau III.12 : Variation du (FR) en fonction de ( $T_a$ )..... 98

Tableau III.13 : Variation du (FR) en fonction de ( $T_e$ )..... 99

Tableau III.14 : Variation du ( $\eta$ ) en fonction de (Eff)..... 100

Tableau III.15 : Variation du ( $\eta$ ) en fonction de ( $T_g$ ) ..... 102

Tableau III.16 : Variation du ( $\eta$ ) en fonction de ( $T_c$ )..... 103

Tableau III.17 : Variation du ( $\eta$ ) en fonction de ( $T_a$ )..... 104

Tableau III.18 : Variation du ( $\eta$ ) en fonction de ( $T_e$ )..... 106

### Chapitre IV :

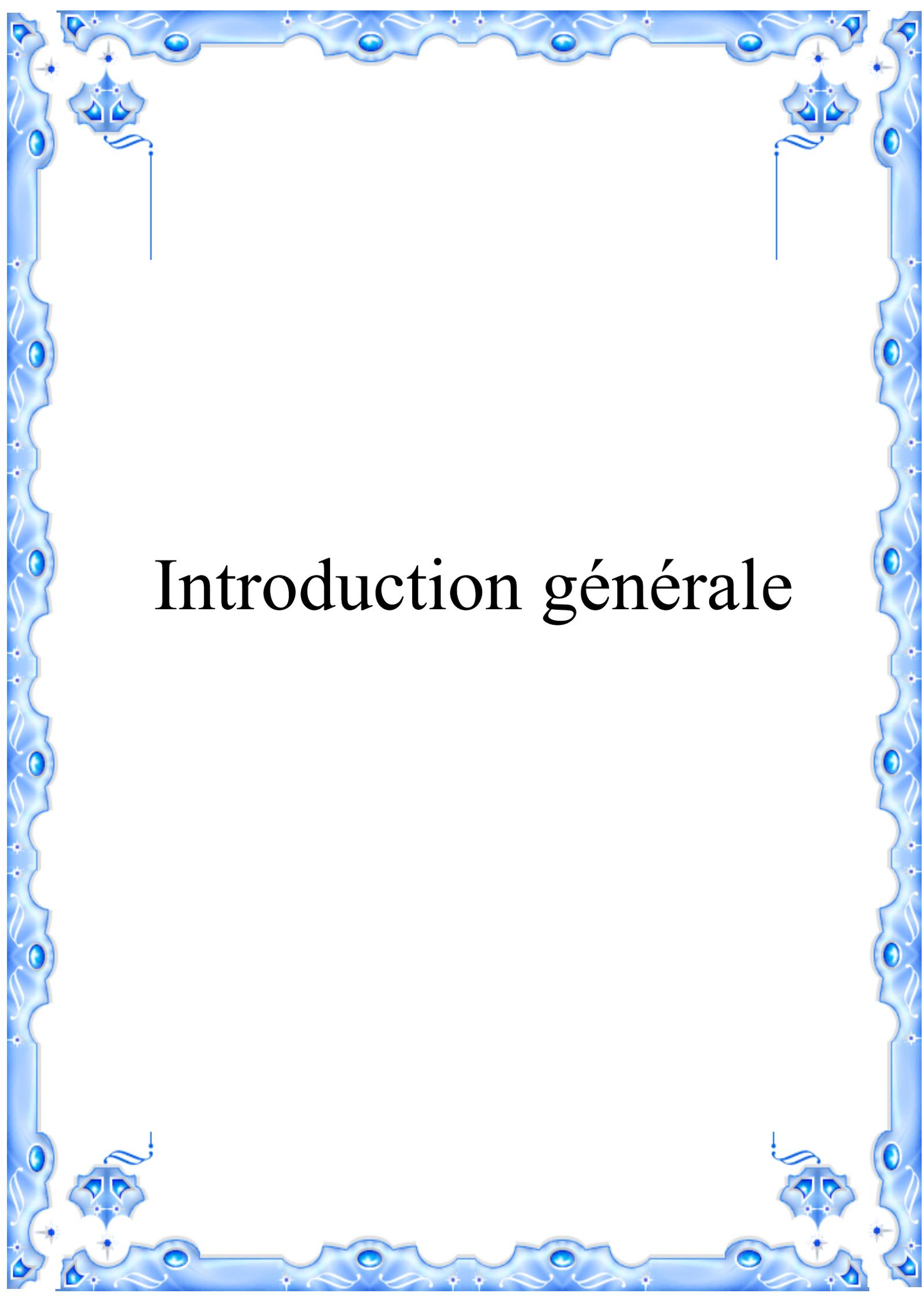
Tableau IV.02 : Présentation des TYPE de l'installation..... 114

Tableau IV.03 : Variation mensuelle des énergies fournies par le capteur solaire et le système d'appoint..... 116

Tableau IV.04 : Variation mensuelle de la fraction solaire..... 117

## Nomenclature

Symbole	Description	Unit
COP	Le coefficient de performance	
COP <sub>C</sub>	Le coefficient de performance de carnot	
C <sub>p</sub>	Chaleur spécifique	k J/kg.K
FR	Le taux de circulation	
h	Enthalpie	k J/kg.K
m <sub>f</sub>	Le débit massique de réfrigérant	kg/s
m <sub>a</sub>	Le débit massique de solution diluée	kg/s
m <sub>g</sub>	Le débit massique de solution concentrée	kg/s
P	La pression	Pa
P <sub>s</sub>	La pression de saturation du réfrigérant	Pa
Q <sub>a</sub>	La puissance thermique a l'absorbeur	W
Q <sub>c</sub>	La puissance thermique au condenseur	W
Q <sub>g</sub>	La puissance thermique au générateur	W
Q <sub>e</sub>	La puissance thermique à l'évaporateur	W
T <sub>a</sub>	La température de l'absorbeur	K
T <sub>c</sub>	La température de condenseur	K
T <sub>g</sub>	La température de générateur	K
T <sub>e</sub>	La température de l'évaporateur	K
T <sub>*</sub>	La température de la vapeur surchauffée	K
T <sub>**</sub>	La température de saturation	K
W <sub>p</sub>	Le travail de la pompe	W
W <sub>th</sub>	Le travail de compresseur	W
X <sub>f</sub>	Le titre massique du frigorigène	%
X <sub>d</sub>	Le travail de compresseur	%
X <sub>a</sub>	Le titre massique de la solution concentrée	%
ΔX	La plage de dégazage	%
ρ <sub>r</sub>	Masse volumique de réfrigérant	kg/m <sup>3</sup>
η	Le rendement	-
v <sub>a</sub>	Volume spécifique de la solution riche	l/g



# Introduction générale

## **Introduction générale**

L'utilisation mondiale de l'énergie repose aujourd'hui à 80% sur les énergies fossiles comme le charbon, le gaz ou le pétrole. La plupart de ces sources d'énergie seront épuisés dans quelques dizaines d'années.

La première crise pétrolière du début des années 1970 a totalement modifié le rapport des pays occidentaux avec l'énergie. L'énergie, abondante et bon marché, est devenue un bien rare et cher. Les efforts ont été concentrés, d'une part sur la baisse du coût de l'énergie, et d'autre part sur la réduction de la consommation énergétique. Ensuite les préoccupations environnementales, ainsi que la prise de conscience du caractère fini des énergies fossiles ont pris une part croissante dans la gestion énergétique mondiale. Le réchauffement climatique global, dû aux émissions de gaz à effet de serre, et plus particulièrement au CO<sub>2</sub> provenant de la combustion des énergies fossiles est un fait établi et étudié par la communauté scientifique. La raréfaction des ressources mondiales en énergie fossile, bien que la date de la fin du pétrole ne soit pas l'objet d'un consensus, est un phénomène qui va nécessairement favoriser la hausse du coût de l'énergie. Ces deux facteurs obligent à repenser l'utilisation et la production de l'énergie (R. CHELAN, 2004).

Il devient impératif de développer des solutions alternatives mettant en valeur les différentes formes des énergies renouvelables, en particulier le solaire thermique. L'idée de la production du froid avec l'énergie solaire qui réchauffe la Terre peut paraître ridicule mais fonctionne bel et bien.

Plusieurs travaux de recherche sont lancés dans le monde entier pour développer cette technologie d'avenir qui pourrait remplacer avantageusement les systèmes de climatisation traditionnels très énergivores (G. Bouhelal, 2012).

Du pétrole, du gaz mais aussi du soleil. Riche en énergies combustibles .l'Algérie, de par sa situation géographique privilégiée par rapport à l'équateur, bénéficie d'un ensoleillement exceptionnel sur la quasi-totalité du territoire. Le potentiel solaire algérien reste le plus important de tout le bassin méditerranéen avec 169 440 TWh/an, soit 5000 fois la consommation algérienne en électricité et 60 fois la consommation de l'Europe.

Le but de ce travail était de présenter la mise en place de la simulation d'une installation de rafraîchissement solaire d'une maison individuelle. Cette installation de rafraîchissement solaire a été simulée avec le logiciel TRNSYS 17, utilisant le modèle multizone (type 56).

Nous avons articulé l'exposé de nos travaux autour de quatre parties :

Le premier chapitre est consacré à présenter l'état de l'art dans le domaine de la climatisation solaire et d'aborder le contexte général de la consommation énergétique mondiale

Le deuxième chapitre est réservé à une description bien détaillée de trois types de technologie utilisés dans la climatisation solaire et d'un système conventionnel. Une comparaison a été faite entre tous ces systèmes.

Le troisième chapitre aborde la modélisation mathématique suivie de création d'un modèle de calcul d'une machine à absorption simple effet. Une étude a été menée pour tester les performances de cette machine.

Le dernier chapitre est dédié à la simulation dynamique d'une maison dans la région de Tlemcen, utilisant une installation de climatisation solaire.

Une conclusion générale est donnée à la fin du document.



# Chapitre I

### **I.1.Introduction**

La possibilité de production de froid à partir de l'énergie solaire a été initié 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.

### **I.2. Contexte général**

#### **I.2.1. Les enjeux énergétiques**

Il est important de rappeler le contexte énergétique général et sa problématique environnementale pour bien comprendre l'urgence de la mise en place d'une réelle politique d'économies d'énergie et de développement des énergies renouvelables. C'est dans ce cadre et dans cette dynamique que doit s'intégrer la démarche cherchant à rafraîchir les bâtiments. On sent donc poindre le fait que la climatisation solaire n'est pas une fin en soi mais, le cas échéant, l'ultime étape d'une démarche cohérente que nous détailleront plus en avant.

#### **I.2.2. L'explosion énergétique**

La consommation mondiale d'énergie est restée très longtemps stable lorsque l'homme n'utilisait l'énergie que pour sa survie et ses besoins alimentaires.

À partir de 1850 la révolution industrielle a provoqué une augmentation brutale des besoins en énergie. Celle-ci n'a cessé ensuite de croître de façon explosive sous l'effet conjoint de l'augmentation du niveau de vie et la croissance simultanée de la population.

Actuellement la demande mondiale d'énergie croît de 2 % par an en moyenne. Elle a tendance à ralentir dans les pays industrialisés, mais augmente dans les pays émergents.

Le spectre de la pénurie nous conduit tout droit et tout simplement à la

## CHAPITRE I : Contexte général et état de l'art de la climatisation solaire

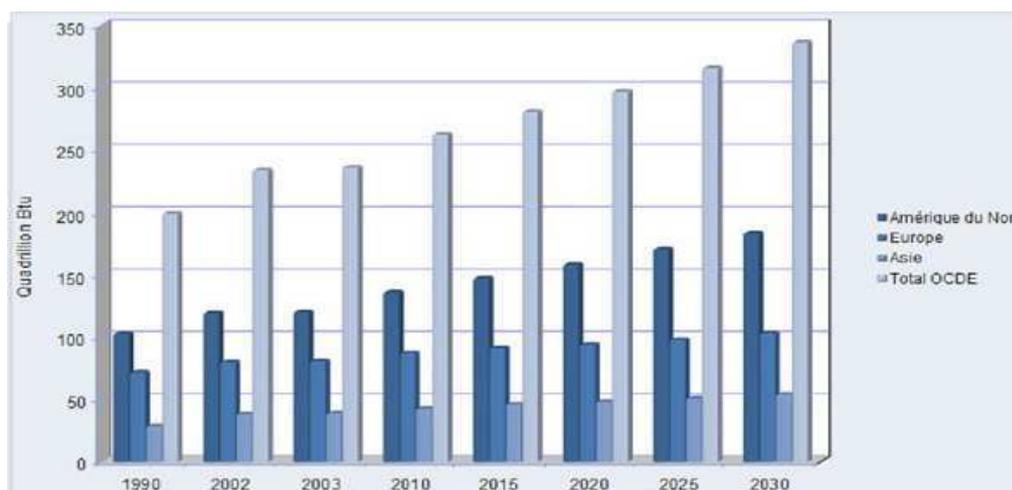
guerre pour le contrôle des ressources, marginalisant encore un peu plus les plus pauvres.

### **I.2.3. La consommation d'énergie**

En matière d'énergie, toutes les prévisions actuelles sont fondées sur l'hypothèse que la croissance économique des années passées va continuer tout au long du 21e siècle.

Aujourd'hui, sur notre planète, la surconsommation la plus débridée côtoie des pénuries criantes : un citoyen américain consomme à lui seul 8 tonnes d'équivalent pétrole (tep) par an, alors qu'un habitant du Bangladesh doit vivre avec 40 fois moins. La consommation d'électricité est encore plus inégale : 7070 kWh par an et par personne en France, contre ... 22 kWh seulement en Ethiopie ! Et 40 % de la population mondiale reste tout simplement privée d'électricité (R. CHELAN, 2004).

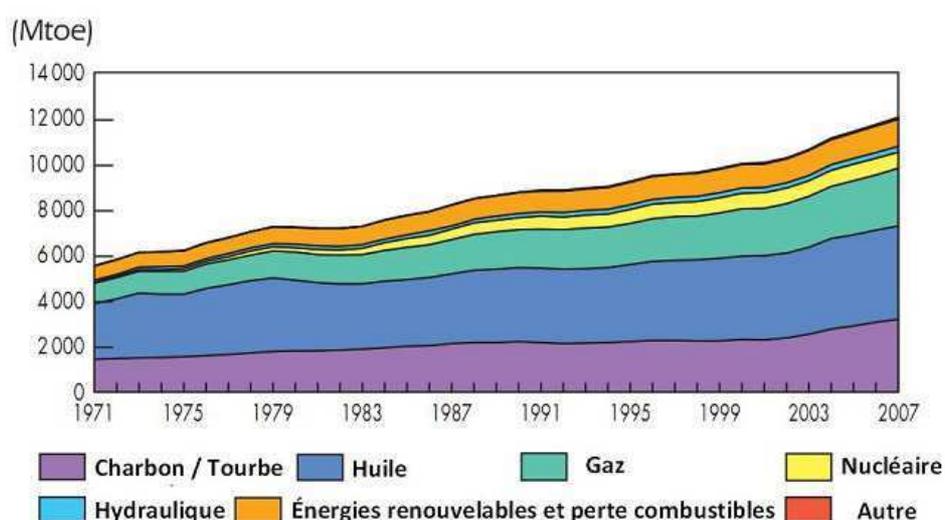
Les estimations de la consommation énergétique mondiale de 2003 à 2030 font état d'une augmentation de l'ordre de 71%. Comme le montre la figure I.01, le profil général de cette évolution est le même quelque soit la région du globe observée. On note une reprise très sensible de l'augmentation de cette consommation après une phase de latence entre 2002 et 2003.



**Figure I.01** : Historique et prévisions de la consommation énergétique par région (J.P.Praene, 2007).

## CHAPITRE I : Contexte général et état de l'art de la climatisation solaire

La figure I.02 met en exergue le fait que la plupart de nos besoins énergétiques seront, à moyen terme, toujours couverts par les énergies fossiles. L'utilisation des énergies fossiles est importante. A l'heure actuelle, les ressources fossiles sont encore abondantes. Mais Il est aujourd'hui plus clair que jamais, que nos ressources en énergies fossiles s'épuisent à une vitesse incroyable. Pour le cas du charbon, si l'on maintient le niveau actuel de la consommation mondiale, on disposerait, d'un délai de 180 ans de consommation avant épuisement total (J.P.Praene, 2007).



**Figure I.02:** Evolution entre 1971 à 2007 de l'approvisionnement en énergie primaire de total du monde par le carburant (TPES : Total Primary Energy Supply) (IEA(2) 2009).

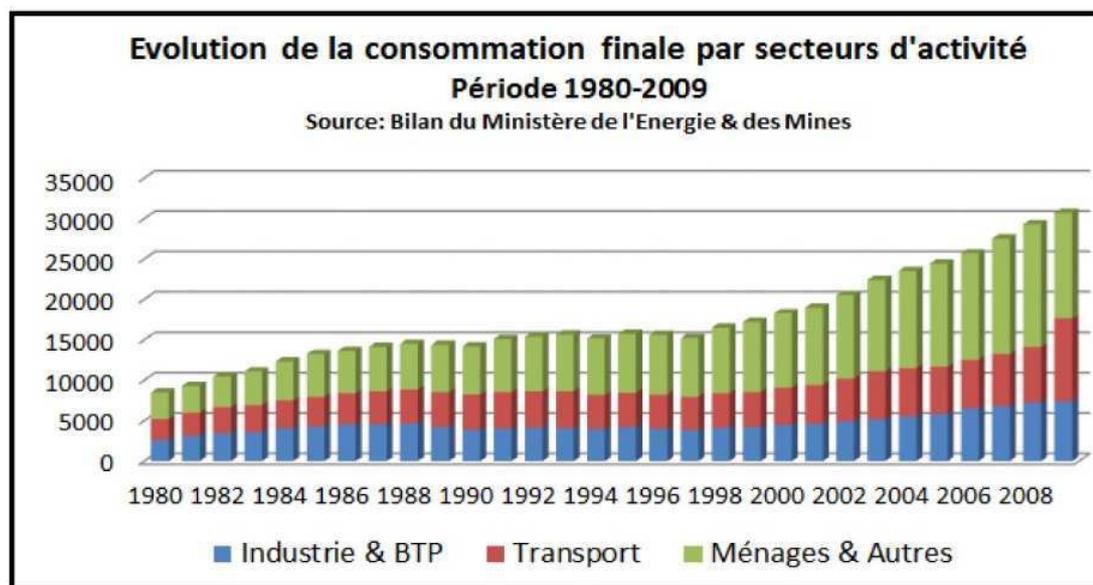
En ce qui concerne la consommation énergétique en Afrique, malgré son fort potentiel énergétique, il demeure très en retard en matière d'accès à l'énergie : moins de 30% de la population africaine bénéficie de l'électricité. Leur consommation, à usage domestique le plus élémentaire, est la plus basse au monde (M. A-MEKIDECHE, 2010).

Dans notre pays, la consommation nationale globale a enregistré une importante évolution, entre 1980 et 2009, elle est passée de 13,9 millions de

## CHAPITRE I : Contexte général et état de l'art de la climatisation solaire

tep à 44,7 millions de tep (figure I.3) (L. BERRACHED, 2011).

Avec des hypothèses de taux de croissance économique de 3%, et un taux de croissance démographique de 1,6 % par an, pour la période 2007-2030, le taux de croissance de la demande énergétique serait compris entre 2,8 % et 4,3 % par an pour la période de projection (S. CHERFI, 2010).



**Figure I.03 :** Consommation nationale d'énergie période 1980-2009 (L.BERRACHED, 2011).

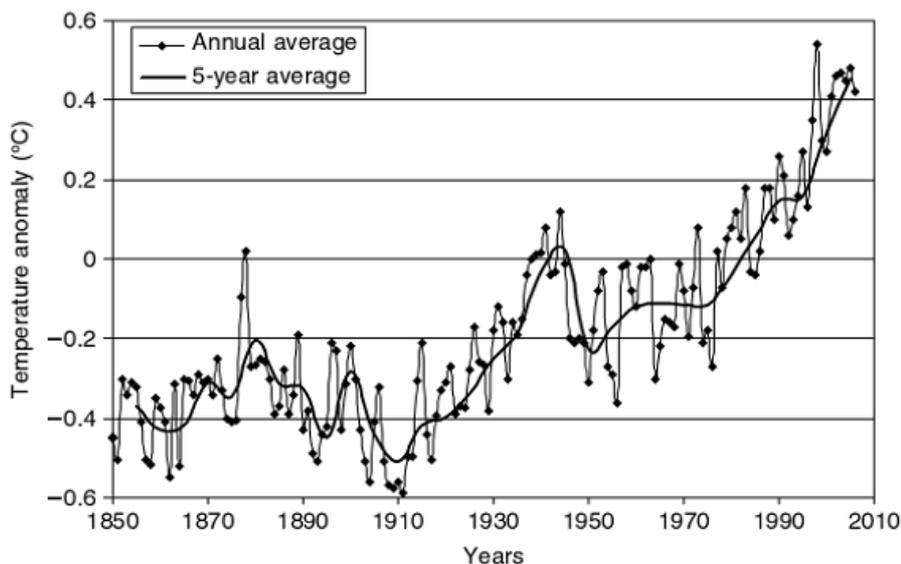
### I.2.4. Énergie et pollution

La consommation d'énergies fossiles est une des principales sources de la dégradation de l'environnement.

L'usage massif de ces combustibles a déjà commencé à dérégler l'effet de serre, ce garant si fragile de notre survie. Ce dérèglement menace déjà notre climat (R. CHELAN, 2004); basé sur l'administration océanique et atmosphérique nationale (NOAA) et les disques nationaux du centre de calculs de climat des Etats-Unis, l'élévation des températures de surface globales depuis 1900 est 0.66°C, une fois calculée comme tendance linéaire. La température de surface en 2005 était la plus chaude depuis le commencement d'observations

## CHAPITRE I : Contexte général et état de l'art de la climatisation solaire

conformées de la température en 1880; Comme on le constate sur la figure (I.4), la tendance à la hausse est plus sérieuse à partir des années 70. La Terre vient de vivre depuis 1990 neuf de ses années les plus chaudes donc l'accroissement de l'effet de serre est une réalité, et ses effets, à la lumière des travaux les plus récents, risquent d'atteindre des seuils aux conséquences irréversibles (R. CHELAN, 2004).



**Figure I.04 :** La température globale depuis 1850 (G. Bouhelal, 2012).

Les gaz qui augmentent l'effet de serre ( $\text{CO}_2$ ,  $\text{NO}_x$ ,  $\text{SO}_2$ ) sont principalement issus de la combustion des carburants fossiles et de l'activité industrielle.

Les pluies acides sont une forme de pollution atmosphérique causée par les oxydes de soufre et les oxydes d'azote. Ces gaz, principalement issus des usines et des automobiles, acidifient les nuages et retombent sous forme de pluies qui affectent gravement les écosystèmes.

Les déchets nucléaires issus de la production d'énergie atomique représentent un risque sans précédent pour les générations à venir, certains restants en activité pendant des milliers d'années. À l'heure actuelle, aucune

## **CHAPITRE I : Contexte général et état de l'art de la climatisation solaire**

solution n'a été trouvée pour les retraiter de façon satisfaisante. Ni l'enfouissement ni le stockage ne peuvent être considérés comme durablement fiables.

La déforestation à des fins de production d'énergie est une des principales causes de la désertification des sols. En plus des grandes famines qui en résultent déjà, l'accroissement démographique rend extrêmement préoccupante la perte de terres productives au profit du désert.

### **I.3. Etat de l'art de la climatisation solaire**

#### **I.3.1. Introduction**

La climatisation solaire désigne l'ensemble des techniques de climatisation utilisant l'énergie solaire comme source énergétique primaire. La climatisation solaire est une application relativement nouvelle de la technologie éprouvée de réfrigération thermique et solaire. Si elle semble paradoxale, la climatisation solaire présente un potentiel élevé puisque la demande de climatisation correspond bien à l'accessibilité des ressources solaires (G. Bouhelal, 2012).

#### **I.3.2. Rappel sur la climatisation traditionnelle**

##### **I.3.2.1. Historique**

Le froid est tout d'abord naturel et destiné à satisfaire les besoins vitaux de l'homme: s'alimenter. Ce n'est que plus récemment que celui-ci cherche à améliorer son confort au moyen de froid qui devient artificiel.

Ainsi, voici 3000 ans, la glace naturelle est utilisée pour conserver des aliments; la glace artificielle au moyen de fluide frigorigène apparaît voici 150 ans.

Dans les années 30, aux USA un nouvel usage du froid se développe : la climatisation des bâtiments.

C'est tout d'abord le souci de conserver des aliments ou de les consommer à basse température qui suscite l'utilisation de froid naturel à savoir la glace et la neige. Ainsi les Mésopotamiens mettaient de la viande dans des fosses remplies de glace. Les Grecs et les

## **CHAPITRE I : Contexte général et état de l'art de la climatisation solaire**

Romains entassaient de la glace et de la neige en hiver dans des fosses profondes, recouvertes par de la paille. La viande gardée dans ces glaciers primitives restait fraîche jusque dans l'été, sans qu'il soit nécessaire de la saler ou de la fumer. Les Indiens du Pérou creusaient des glaciers dans le sol (B.BICHET, et al 2007).

Au 16<sup>ème</sup> siècle virent le jour des systèmes naturels de rafraîchissement, obtenus par ruissellement d'eau, ce qui provoqué par évaporation une diminution de la température de l'air. Mais c'est en 1902 que la notion de climatisation moderne apparut grâce à l'invention d'un homme appelle Willis H carrier (H. NOIREL, 2002).

<b>1834</b>	Jacob PERKINS, de Londres, construit la première machine de réfrigération à compression mécanique avec de l'éther comme réfrigérant ;
<b>1859</b>	le Français Ferdinand CARRE réalise la première installation industrielle (machine à absorption d'eau + NH3) ;
<b>1930</b>	grâce à l'étude théorique du chimiste belge Frédéric SWARTS, le grand essor de l'industrie du froid s'installe, avec la mise au point par une société américaine d'un nouveau fluide frigorigène « Le DICHLORODIFLUOROMETHANE (R12) » ;
<b>1950</b>	Général Motors met en place des glaces teintées sur ses véhicules pour réduire la température intérieure engendrée par rayonnement. En France, le chauffage de l'habitacle des véhicules se généralise ;
<b>1955</b>	les premiers systèmes de conditionnement d'air font leur apparition sur des véhicules américains type Chevrolet. L'ensemble du système était pré-assemblé par Frigidaire à l'usine de Dayton (Ohio) et mis en place sur environ 3500 véhicules durant la même année ;
<b>1960</b>	les concepteurs aboutissent à combiner le système de réfrigération à celui de chauffage ;
<b>1970</b>	les constructeurs européens adoptent la climatisation dans leurs véhicules ;
<b>1980</b>	apparition des premiers systèmes de climatisation automatisés sur les véhicules.

## **CHAPITRE I : Contexte général et état de l'art de la climatisation solaire**

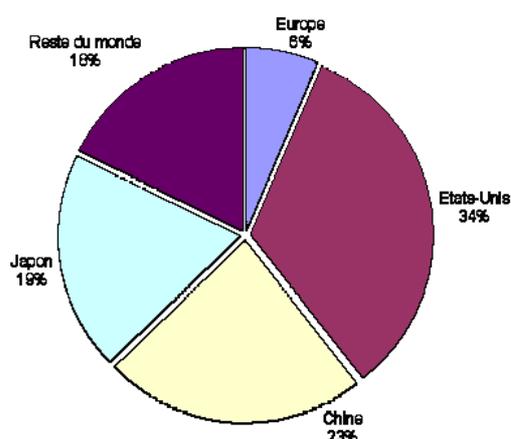
Au milieu des années 90, près de 90% des véhicules américains sont climatisés, contre seulement 20% en Europe.

<b>1991</b>	la SAAB 9000 turbo est le premier véhicule à recevoir du fluide frigorigène R 134 sans chlore dans son installation de climatisation ;
<b>1995</b>	certains pays, dont la France et l'Allemagne, interdisent les produits à base de chlore dans les systèmes de réfrigération ;

### **I.3.2.2. La Climatisation aujourd'hui**

#### **I.3.2.2.1. Panorama de la climatisation dans le monde**

Le marché mondial de la climatisation est toujours en expansion et a été estimé à 39,7 millions d'appareils vendus en 2000. Ce résultat se répartit entre 29,9 millions d'unités RAC (Room Air Conditioners, c'est à dire climatiseurs individuels) et 9,8 millions d'unités CAC (Central Air Conditioners, c'est à dire climatisation centralisée). Le marché Américain reste le premier avec 13,2 millions d'unités vendues en 2000 avec une croissance de 3,1%. Le marché Chinois explose avec 9,2 millions d'unités vendues. Le marché Japonais a connu une croissance de 9% entre 1999 et 2000, passant ainsi à 7,7 millions d'unités vendues en 2000. En 2000, le marché mondial de la climatisation était estimé à 35 milliards de US\$.



**Figure I.05 :** Marché mondial de la climatisation (en volume) en 2000 (R.CHELAN, 2004).

## CHAPITRE I : Contexte général et état de l'art de la climatisation solaire

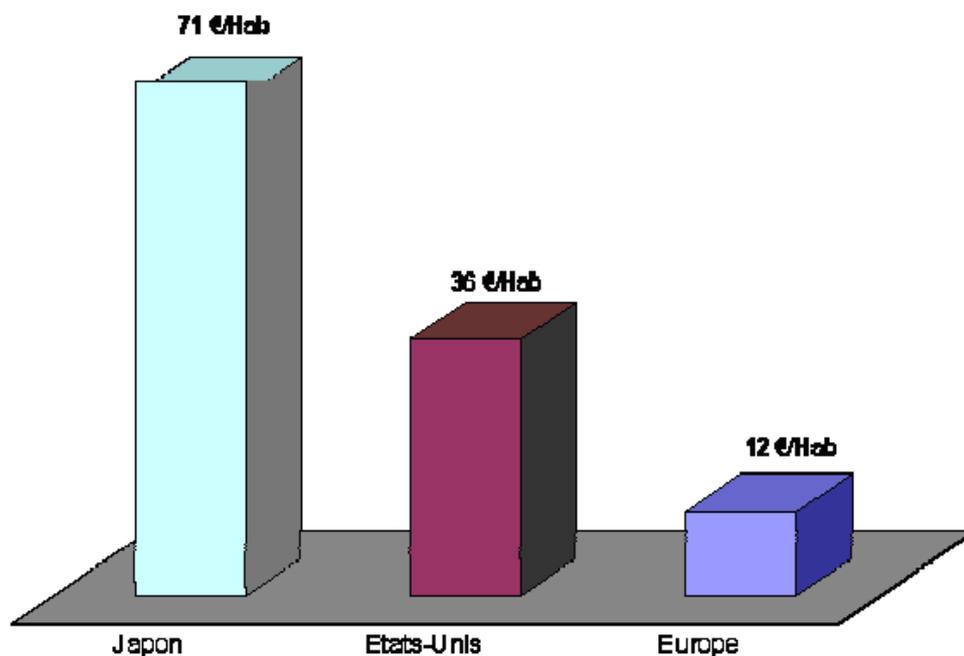
### A. Le taux d'équipement en climatisation dans le monde

Les climatiseurs sont plus répandus dans le secteur tertiaire. Le taux d'équipement en Europe est très en deçà des valeurs des autres pays de l'OCDE (100 % au Japon et 80 % aux Etats-Unis). Ceci en fait donc un terrain à conquérir pour tous les fabricants, en effet le potentiel y est énorme.

PAYS	TERTIAIRE	RESIDENTIEL
Japon	100%	85%
Etats-Unis	80%	65%
Europe	27%	5%

**Tableau I.01 :** Taux d'équipement en climatisation dans le monde en 1997 (R.CHELAN, 2004).

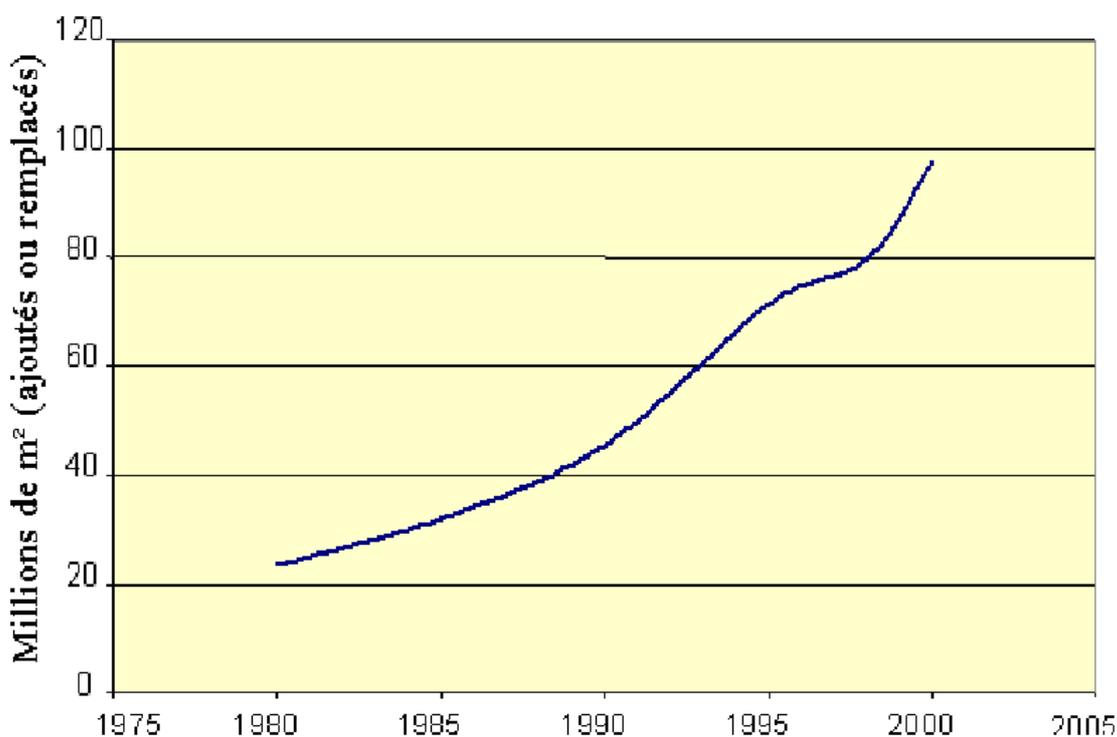
### B. Dépense annuelle consacrée à la climatisation dans le monde



**Figure I.6:** Dépense annuelle consacrée à la climatisation (R.CHELAN, 2004).

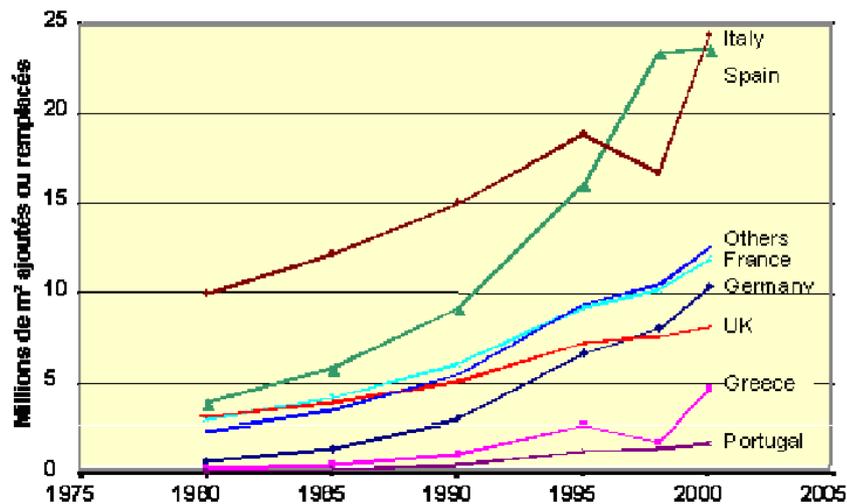
### I.3.2.2.2. Panorama de la climatisation en Europe

Le marché de la climatisation centralisée croît fortement en Europe depuis plusieurs années. Dans l'étude EECCAC (Energy Efficiency and Certification of Central Air Conditioners), la croissance de la surface climatisée par des installations centralisées a été estimée en Europe entre 1980 et 2000.



**Figure I.07** : Augmentation de la surface climatisée par des installations centralisées entre 1980 et 2000 en l'Europe (R. CHELAN, 2004).

Cette croissance est en partie reliée au développement des immeubles de bureaux, ce qui explique la plus forte croissance dans des pays d'Europe centrale (Allemagne) qu'au Portugal et en France (R. CHELAN, 2004).



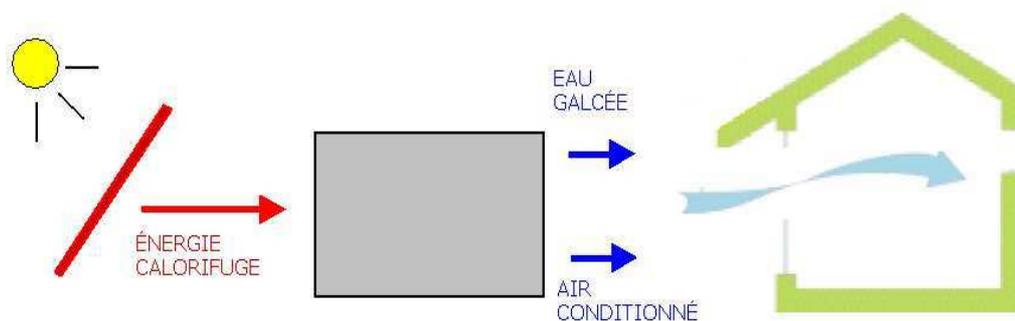
**Figure I.08 :** Augmentation de la surface climatisée centralisée par pays entre 1980 et 2000 (R. CHELAN, 2004).

Les projections réalisées par « ADNOT » indiquent que cette tendance se confirme dans les années à venir, avec une hausse estimée entre 2005 et 2020 de plus de 50 % en Europe (T. Vitte, 2007).

### I.3.3. La climatisation solaire

#### I.3.3.1. Principe de fonctionnement

Le principe est très simple, 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 (figure I.09)



**Figure I.09:** Schéma de la climatisation solaire.

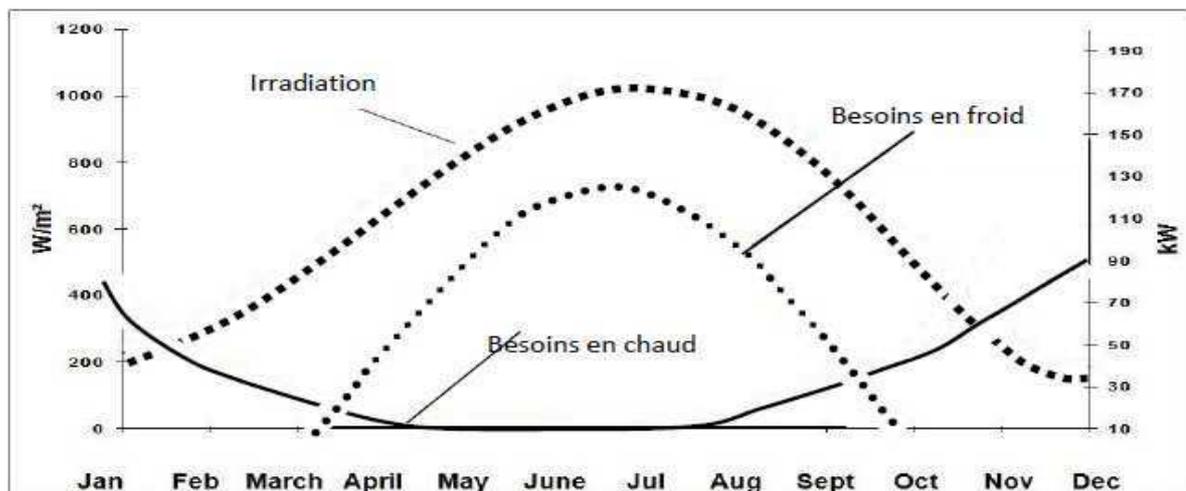
## CHAPITRE I : Contexte général et état de l'art de la climatisation solaire

### I.3.3.2. Pourquoi le rafraîchissement solaire

Lorsque, malgré une utilisation optimale des techniques passives, un système de climatisation s'avère nécessaire, le rafraîchissement solaire peut être une solution intéressante.

En effet, durant l'été, la demande électrique croît fortement du fait d'un usage intensif des systèmes de climatisation, d'où des pics de consommation à l'origine de la plupart des problèmes d'approvisionnement. La pénurie est encore plus grande les années "sèches", les centrales hydroélectriques étant incapables de couvrir une partie de ces pics.

Dans ce contexte, l'utilisation de l'énergie solaire pour le rafraîchissement est un concept séduisant, puisque les besoins en froid coïncident la plupart du temps avec la disponibilité du rayonnement solaire (figure I.10) (X. PIEGAY, 2006, M. Delorme, et al 2004).



**Figure I.10:** Adéquation entre demande et ressource solaire (C. Hildbrand, et al 2010).

### I.3.3.3. Les technologies de rafraîchissement solaire sont elles compétitives ?

Malgré un marché potentiel très important pour le rafraîchissement solaire, les technologies existantes ne sont pas encore compétitives du point de vue économique, comparées aux systèmes classiques utilisant l'électricité ou même les systèmes de climatisation au gaz naturel. Ceci est lié à la fois au coût d'investissement élevé du système solaire et au faible coût de l'énergie pour les systèmes classiques.

## **CHAPITRE I : Contexte général et état de l'art de la climatisation solaire**

Mais des réductions de coût pour les différents composants (capteurs solaires, groupes de production de froid...) et une amélioration de leurs performances devraient changer cette donne, même s'il est encore aujourd'hui difficile de prédire la date à laquelle ces techniques de rafraîchissement solaire atteindront leur maturité économique.

D'autre part, ces technologies solaires et les sources conventionnelles d'énergie ne peuvent être comparées qu'en intégrant, dans les deux cas, les coûts externes (environnementaux et sociétaux). Le caractère imprévisible (mais sans aucun doute à la hausse) du coût des énergies conventionnelles sur une longue période doit aussi être intégré dans l'analyse économique.

D'une façon générale, on peut remarquer que pour les technologies solaires : leur coût décroît avec le passage à une production en grande série, elles sont déjà matures techniquement aujourd'hui, elles sont beaucoup plus satisfaisantes du point de vue environnemental que les systèmes conventionnels de climatisation.

Ces différents atouts montrent que ces technologies doivent être soutenues, aussi bien par une aide à l'investissement que par une taxe énergétique reflétant le coût environnemental des énergies conventionnelles. Dans de nombreux pays, les subventions disponibles permettent de rendre la solution solaire économiquement plus satisfaisante (M. Delorme, et al 2004).

### **I.3.3.4. Avantage de la climatisation solaire**

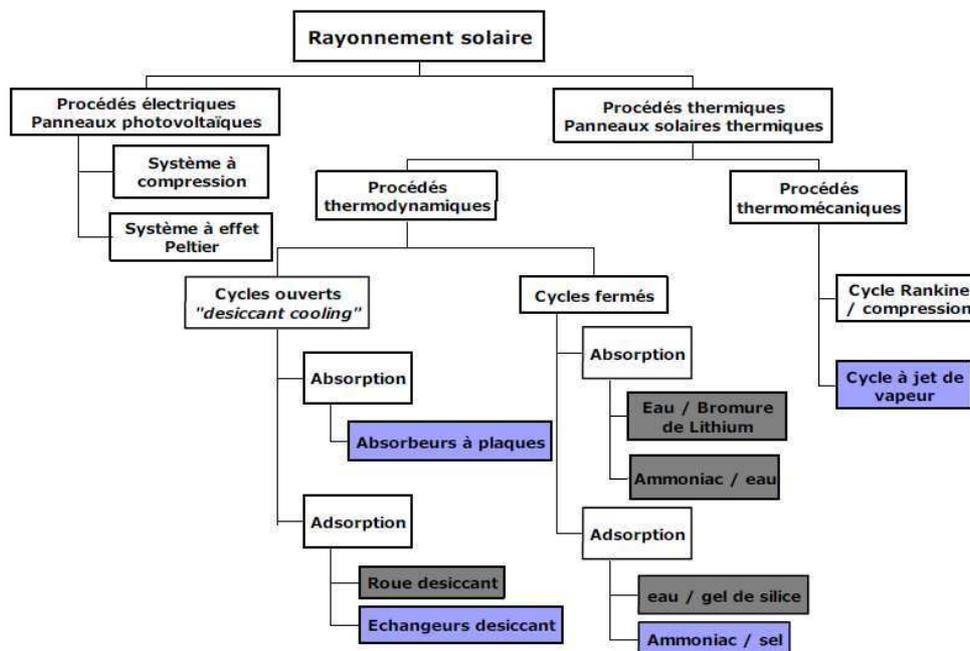
Les systèmes de rafraîchissement solaire ont l'avantage de supprimer la plupart des nuisances d'une climatisation classique :

- la consommation d'électricité peut être jusqu'à 20 fois inférieure à celle d'un système classique à compression,
- les fluides frigorigènes employés sont inoffensifs puisqu'il s'agit d'eau et de solutions salines,
- la nuisance sonore du compresseur est supprimée. Ils peuvent être utilisés aussi bien seuls qu'en complément de systèmes classiques de conditionnement d'air ; l'objectif principal étant d'utiliser ces technologies « émission zéro » pour réduire la consommation énergétique et les émissions de CO<sub>2</sub>. (X. PIEGAY, 2006, M. Delorme, et al 2004).

**I.3.3.5. Etat de l'art dans le domaine**

**I.3.3.5.1. Les différentes technologies de production de froid solaire**

Il existe plusieurs voies d'utilisation de l'énergie solaire pour produire du froid. La première est basée sur l'emploi de l'électricité, la deuxième sur l'utilisation d'un procédé thermomécanique, enfin la troisième sur des cycles basés sur la sorption d'un gaz. Toutes les techniques utilisées sont listées dans la Figure I.11, en bleu les technologies actuellement en test a l'échelle réelle, et gris les technologies commercialement disponibles (T. Vitte, 2007).



**Figure I.11:** Organigramme des différentes technologies de production de froid à partir de l'énergie solaire (T. Vitte, 2007).

**Remarque :** les systèmes : absorption, adsorption, dessiccant cooling ainsi que le système à compression de vapeur seront présentés en détail dans le chapitre prochain

## **CHAPITRE I : Contexte général et état de l'art de la climatisation solaire**

### **I.3.3.5.1.1. Techniques basées sur l'emploi de l'électricité**

Les technologies de production de froid solaire peuvent être des systèmes frigorifiques qui basés sur l'utilisation de l'électricité. Dans ces cas la, l'énergie solaire est transformée en électricité grâce à des capteurs photovoltaïques puis est utilisée dans les systèmes. Il existe deux systèmes :

#### **A) Les systèmes à compression de vapeur**

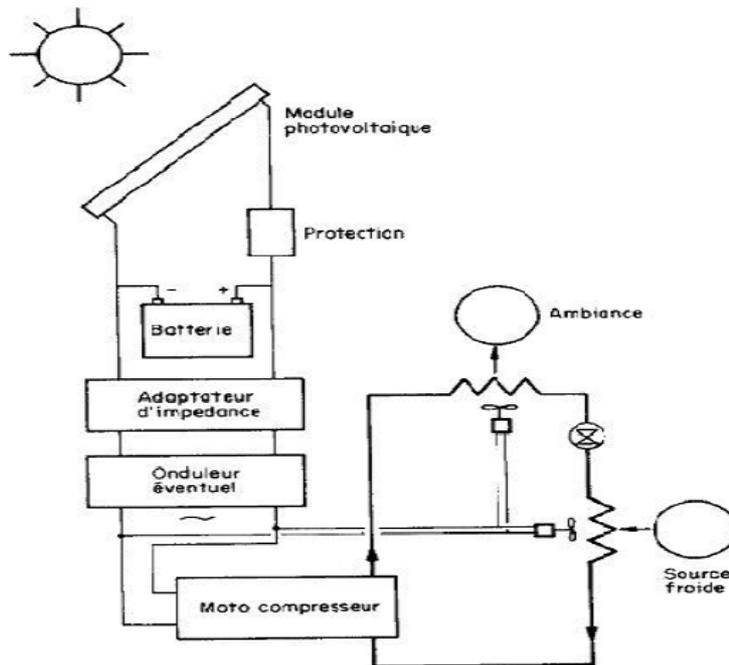
La Figure I-12 montre le schéma d'une machine frigorifique classique à compression alimentée par un générateur d'électricité photovoltaïque. En l'absence d'onduleur, l'entraînement du compresseur doit être assuré par un moteur à courant continu plus coûteux. Un onduleur, surtout de faible puissance, a cependant toujours un rendement médiocre, 70 à 80% dans les meilleurs cas.

Le caractère intermittent du rayonnement solaire impose un stockage, soit d'électricité par batterie, soit un stockage sous forme de froid, soit sous forme de fluide frigorigène sous pression. Vu le coût des batteries et de leur entretien, le stockage par batterie est limité aux faibles puissances.

La durée du stockage à prévoir dépend de l'utilisation et du climat, variant de quelques jours à une dizaine de jours pour la conservation des vaccins et médicaments.

Ces armoires frigorifiques de petite capacité (environ 150 l) destinées aux besoins domestiques ou à ceux des dispensaires de campagne, constituent aujourd'hui l'essentiel du marché des frigos solaires photovoltaïques, la valeur des produits conservés et la faible puissance installée garantissant la rentabilité.

Vu le coût élevé des modules photovoltaïques, des efforts importants ont été faits pour diminuer au maximum l'énergie électrique journalière nécessaire. Une isolation soignée, d'une épaisseur de 8 à 12 cm, permet de réduire les pertes à vide en dessous de 30 W, une fraction significative de celles-ci étant alors due aux inévitables ouvertures de portes. Le cycle frigorifique peut aussi être modifié pour porter le COP de sa valeur habituelle voisine de 1 à plus de 1,5 (G. Bouhelal, 2012).



**Figure I.12 :** Schéma d'une machine frigorifique photovoltaïque (G. Bouhelal, 2012).

Le résultat net est que la consommation d'une armoire frigorifique solaire de 150 l produisant 1kg de glace par jour a été ramenée, dans une ambiance tropicale à 43 °C, autour de 750 Wh/jour, soit trois à quatre fois moins qu'un équipement classique.

Avec des COP de la machine frigorifique variant de 0,8 à 1,5 et des panneaux photovoltaïques au silicium de 13% de rendement, le COPS oscille donc de 0,10 à 0,20.

Pour les installations moyennes nécessitant une énergie de plus de 50 kWh/jour, l'installation d'un groupe Diesel électrogène ou une extension de réseau est plus avantageuse mais moins fiable (G. Bouhelal, 2012).

### B) Les systèmes à effet Peltier

#### ❖ Historique

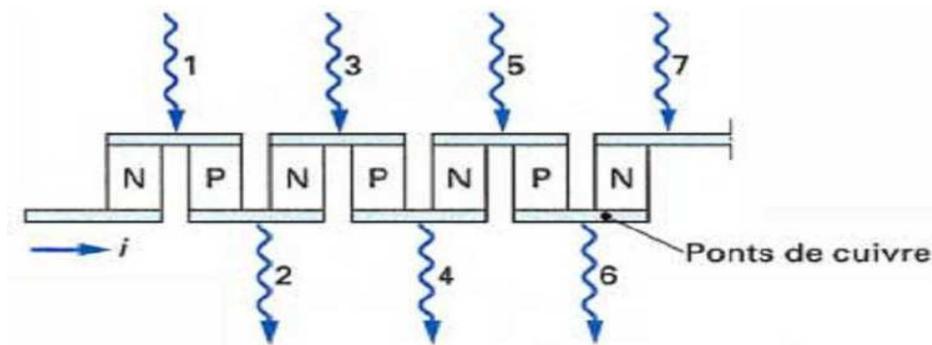
Il est notoire qu'en présence de deux fils métalliques de nature différente soudés ensemble à l'étain, une tension thermoélectrique naît entre les deux points de soudure lorsque ces derniers sont soumis à des différences de température. Il existe un effet inverse à ce phénomène, Le français Jean Charles Peltier (1785-1845) découvrit, en 1834, que le passage d'un courant continu dans une jonction de deux métaux différents provoque, selon le sens du

## CHAPITRE I : Contexte général et état de l'art de la climatisation solaire

courant un dégagement ou une absorption de chaleur à cette jonction. Longtemps simple curiosité scientifique, la thermoélectricité se développa au fil des années 1940 à 60 avec les connaissances sur les semi-conducteurs. Les espoirs qu'elle a fait naître furent cependant assez vite déçus et les utilisations actuelles sont marginales.

### ❖ Principe de fonctionnement

Les métaux conducteurs développent une faible force thermoélectrique. C'est pour cette raison que l'effet Peltier n'a pas trouvé d'application dans le domaine de la production du froid, jusqu'à l'apparition ces dernières années de dispositifs à semi-conducteurs. Ces matériaux semi-conducteurs de types p et n sont reliés à un élément Peltier par un pont de cuivre (figure I-13). Montés en série, ces éléments constituent une batterie Peltier se présentant comme un bloc. Sa structure est telle que l'ensemble des ponts de cuivre froids forme le côté endothermique et l'ensemble des ponts de cuivre chauds le côté exothermique du bloc.



**Figure I.13 :** Représentation schématique d'un élément Peltier (Duminil 1995).

### ❖ Modélisation

La puissance thermique du côté chaud  $P_H$  est égale la puissance frigorifique  $P_F$  générée à laquelle s'ajoute la puissance fournie qui dépend de la tension de courant  $U$  et de son intensité  $I_S$  comme suit:

$$P_H = P_F + U \cdot I_S \quad (I.01)$$

De plus selon Seebeck:

$$U = L_S \cdot \Delta T \quad (I.02)$$

Avec  $L_S$  : Coefficient de Seebeck

$\Delta T$  : Différence de température entre les côtés chaud et froid.

## **CHAPITRE I : Contexte général et état de l'art de la climatisation solaire**

Les dispositifs de refroidissement ou les pompes à chaleur réalisés à partir de ces blocs avec une puissance absorbée d'environ 1 kW voient leur cout d'exploitation encore inférieur à celui des dispositifs classiques à compression et à absorption. Leur point fort est l'absence de pièces mobiles et de fluides tels que fluide frigorigène, absorbant, etc. Lorsque la tension continue est produite à partir d'une tension alternative au moyen d'un redresseur sec, par exemple des cellules de silicium, la puissance frigorifique (ou thermique dans le cas de la pompe à chaleur) peut alors se régler de manière très précise en continu.

L'application dans le domaine de la climatisation se limite à des cas particuliers, notamment dans les sous-marins atomiques, en bénéficient également les petits réfrigérateurs ou glaciers, les appareils ou les composants électriques.

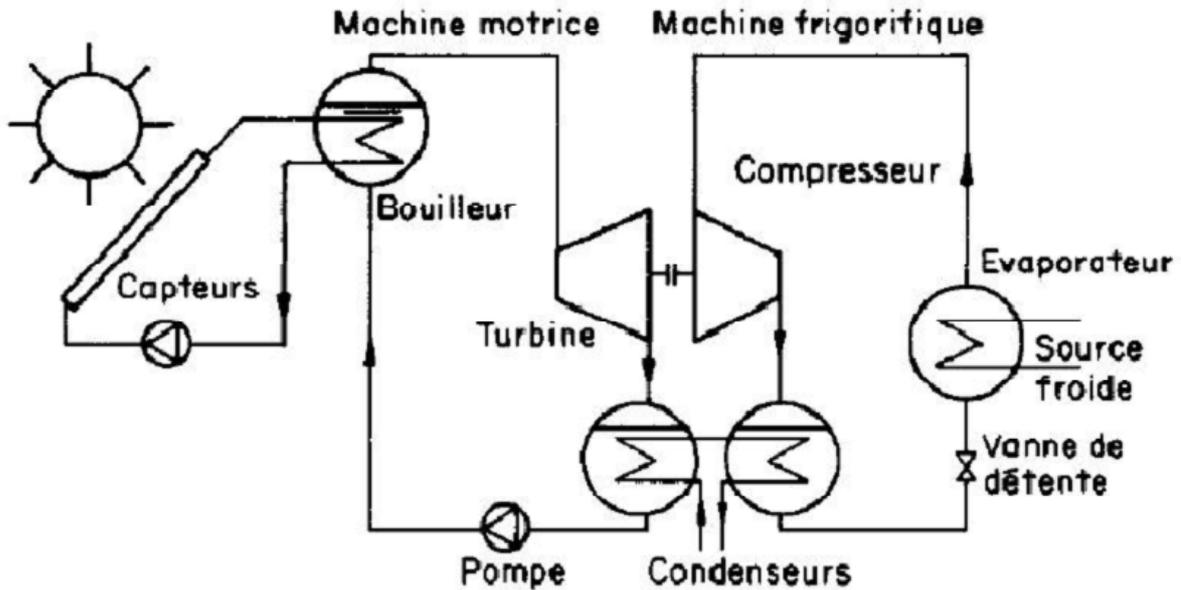
### **I.3.3.5.1.2. Techniques basées sur un processus thermomécanique**

L'énergie solaire est utilisée comme source de chaleur grâce à des capteurs solaires thermiques, dans une machine produisant un travail mécanique, lequel est à son tour utilisé pour produire du froid. Citons :

#### **A) Le cycle de Rankine**

La première classe comprend des machines telle que celle de la figure I.14 dans lesquelles, un moteur thermique, utilisant les capteurs et l'ambiance comme sources, entraîne une machine frigorifique à compression classique.

Une simple juxtaposition cumule les pertes des deux machines en y ajoutant des problèmes de vibration, d'étanchéité et de régulation. Il faut intégrer les machines motrice et réceptrice et réaliser le transfert d'énergie de façon simple et fiable. Les diverses voies possibles ont été expérimentées sur des prototypes de puissance moyenne. Les rendements exergétiques obtenus varient de 20 à 25%.



**Figure I.14 :** Machine frigorifique couplée à cycle de Rankine (G. Bouhelal, 2012).

Vu le caractère intermittent et variable de l'énergie solaire, un bon fonctionnement à charge partielle et des possibilités de démarrage et d'arrêt spontanés constituent des atouts majeurs en réfrigération solaire.

Enfin, les machines à double cycle de Rankine peuvent fonctionner dans une très large gamme de températures en particulier, avec de la chaleur à basse température fournie par des collecteurs plans (G. Bouhelal, 2012).

## **B) Le cycle à jet de vapeur**

### **❖ Historique**

Le système thermo-frigorifique a été introduit dans les travaux de l'ingénieur français Maurice Leblanc (1857-1923) sur les cycles à eau : En 1903 avec un brevet sur l'éjecteur de vapeur d'eau et en 1908 avec un brevet d'une machine frigorifique à éjection de vapeur d'eau. Ce système est peu utilisé car les problèmes qu'il pose sont plus des problèmes de mécanique des fluides que des problèmes de thermodynamique. Un éjecteur performant est difficile à réaliser, surtout lorsque les débits volumiques de vapeur à déplacer ne sont pas très importants.

## **CHAPITRE I : Contexte général et état de l'art de la climatisation solaire**

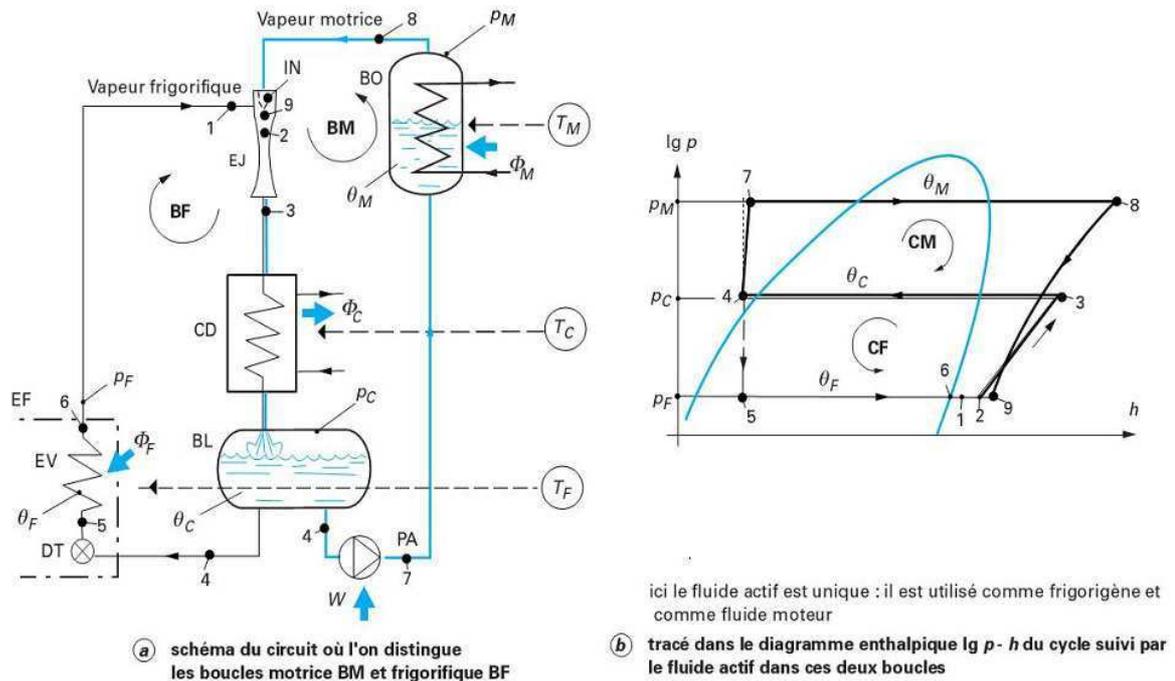
C'est encore l'eau qui représente le frigorigène le mieux adapté à ce système (M.Duminil 2002).

### **❖ Principe de fonctionnement**

L'abaissement de la température de l'eau, qui se vaporise sous basse pression est obtenue en aspirant la vapeur formée au moyen d'un éjecteur, ou trompe, alimenté par un jet de vapeur vive provenant d'une chaudière. L'éjecteur est une tuyère d'abord convergente ; l'accroissement de la vitesse du jet diminue la pression ce qui permet l'aspiration voulue ; puis lentement divergente. L'augmentation progressive de la section offerte à la vapeur ralentit sa vitesse et la pression remonte.

La figure I-15a représente schématiquement le circuit du système à éjection le plus simple à un seul étage d'éjecteur. Il est formé de deux boucles :

- 1) La « boucle frigorifique » BF parcourue par le fluide frigorigène et comportant :
  - L'éjecteur EJ qui aspire la vapeur issue de l'évaporateur EV et la comprime avant son introduction dans le condenseur CD,
  - Le condenseur CD qui liquéfie la vapeur du frigorigène,
  - La bouteille de liquide BL qui représente la réserve de liquide frigorigène,
  - Le détendeur DT qui règle l'apport de liquide frigorigène dans l'évaporateur,
  - L'évaporateur EV où s'effectue la production de froid par vaporisation du liquide frigorigène. Cet échangeur thermique est placé dans l'enceinte à refroidir EF ;
  
- 2) La « boucle motrice » BM parcourue par le fluide moteur actif et comportant :
  - L'éjecteur où l'énergie cinétique du jet de vapeur du fluide actif, qui pénètre dans l'éjecteur par l'injecteur IN, sert à assurer la circulation du frigorigène dans la boucle frigorifique BF,
  - Le condenseur CD qui liquéfie la vapeur du fluide actif sortant de l'éjecteur,
  - la bouteille de liquide BL, la réserve de fluide actif liquide,
  - la pompe PA qui alimente le bouilleur en liquide à vaporiser,
  - le bouilleur BO « chaudière » qui reçoit l'énergie thermique alimentant la machine. Sous l'action du chauffage, le liquide se vaporise et la vapeur formée se surchauffe avant de pénétrer dans l'injecteur de l'éjecteur.



**Figure I.15 :** Système à éjection (M.Duminil 2002).

Comme on le voit sur la figure, il apparaît clairement que les deux boucles ne sont pas séparables. Le système en question est bien intégré ou non dissociable : l'éjecteur, qui joue ici un double rôle (à la fois « moteur thermique » pour la boucle motrice et « compresseur » pour la boucle frigorifique), le condenseur et la bouteille de liquide sont communs aux deux boucles. Ici, c'est la même substance qui est utilisée comme frigorigène et comme fluide moteur, et il en est généralement ainsi.

La figure I-15b représente le tracé dans le diagramme enthalpique  $\log(p) - h$  de l'ensemble des cycles combinés frigorifique et moteur. On remarque que le cycle total est la superposition :

- ✓ Du cycle frigorifique CF(1 → 2 → 3 → 4 → 5 → 6 → 1), décrit dans le sens inverse des aiguilles d'une montre (cycle consommateur d'énergie mécanique);
- ✓ Du cycle moteur CM (2 → 3 → 3 → 4 → 7 → 8 → 9 → 2), décrit dans le sens des aiguilles d'une montre (cycle producteur d'énergie mécanique).

**I.3.3.5.1.3. Technique basée sur la sorption d'un gaz**

**A) Principe de la sorption**

Les procédés thermo-chimiques reposent sur la gestion de la thermicité d'un phénomène renversable de sorption entre un gaz « G » et un sorbant (liquide ou solide) S:



Dans le premier sens (appelé synthèse dans le cas d'une réaction chimique solide-gaz ou sorption dans le cas de l'ab- et de l'ad-sorption), le gaz G se fixe sur le sorbant  $S_1$ . Ce phénomène est exothermique et libère la quantité de chaleur de sorption  $\Delta H_{sorp}$ . Dans le deuxième sens (appelé décomposition ou désorption respectivement), le sorbant  $S_2$  libère du gaz G. Ce phénomène endothermique nécessite l'apport de la quantité de chaleur  $\Delta H_{sorp}$ .

Les réactions chimiques solide-gaz (ou chimisorptions) sont des processus monovariants. L'équilibre, l'état thermodynamique du système est parfaitement déterminé si l'on connaît un paramètre intensif définissant cet état (pression ou température). Les équilibres des réactions solide-gaz sont régis par l'équation d'équilibre thermodynamique (2), de même que les phénomènes de changement de phase liquide-gaz.

$$\ln \left( \frac{P}{P_0} \right) = - \frac{\Delta H_0}{R \cdot T} + \frac{\Delta S_0}{R} \quad (I.04)$$

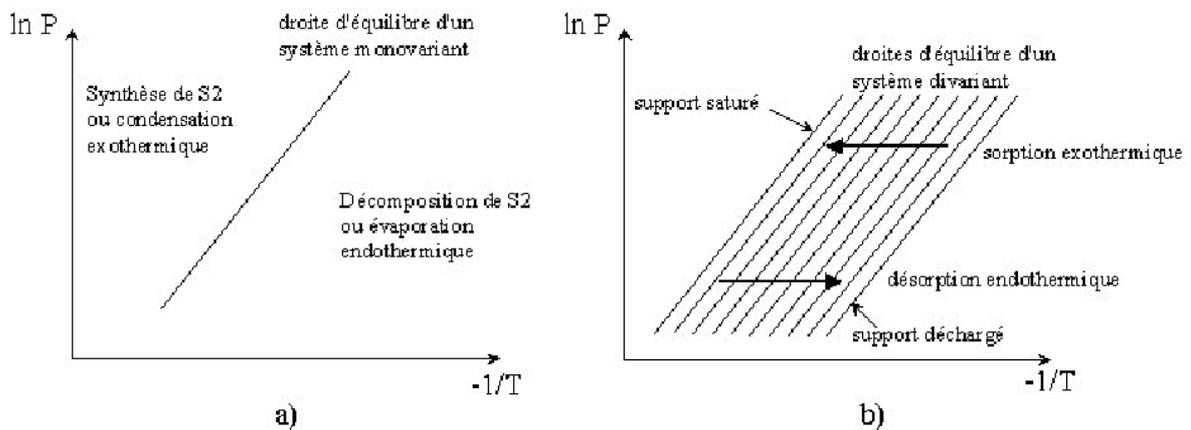
Où  $\Delta H_0$  et  $\Delta S_0$  sont respectivement les variations d'enthalpie et d'entropie de la réaction rapportées à une mole de gaz G, dans les conditions standards de température et de pression.

Si l'on néglige la variation de ces grandeurs dans les faibles intervalles de températures classiquement utilisés (hypothèse vérifiée dans le cas de la chimisorption et du changement de phase), les positions d'équilibre du phénomène correspondant peuvent être représentées par une droite dans le diagramme  $(\ln(P), -1/T)$  de Clausius-Clapeyron (figure I.15a).

Les phénomènes d'ab- et ad-sorption d'un gaz dans une solution liquide ou sur la surface d'un solide sont des phénomènes divariants. Les états d'équilibres thermodynamiques peuvent être représentés par des faisceaux de droites (appelées isostères) dans le diagramme de

## CHAPITRE I : Contexte général et état de l'art de la climatisation solaire

Clausius-Clapeyron. Dans ce diagramme, chaque droite représente un équilibre du phénomène pour une quantité de gaz donnée fixée sur le support (figure I.15b). Plus les isostères sont situées vers les températures élevées du diagramme, plus la teneur en gaz du support est faible. Nous considérerons dans la suite, par soucis de simplification, que l'équilibre 'moyen' peut être représenté par une droite unique moyenne, comme cela se fait usuellement pour une faible variation dans la composition (Ziegler, 1999).



**Figure I.16 :** Positions d'équilibre et types d'évolution en fonction de l'état thermodynamique dans le diagramme de Clausius-Clapeyron a) des phénomènes de sorption chimique et de changement de phase liquide-gaz et b) d'ab- et ad-sorption (N. Pierrès, 2005)

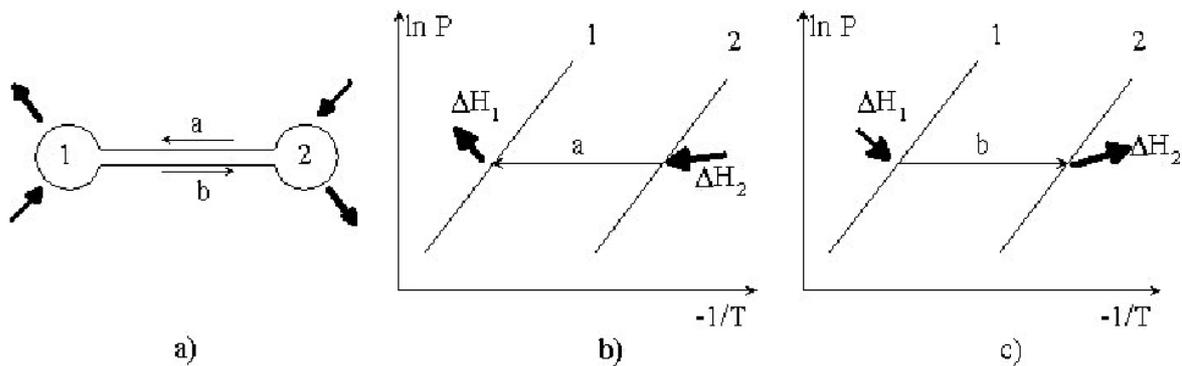
### B) Principe de fonctionnement d'un système thermochimique

Le concept de dipôle thermochimique, introduit dans l'analyse des transformations de la chaleur par Spinner et al (2001), permet de décrire simplement le fonctionnement des systèmes thermochimiques. Un tel dipôle présente deux enceintes distinctes (figure I.16a) connectées par une liaison gazeuse. Ces enceintes sont le siège de deux processus physico-chimiques différents, comme la réaction chimique réversible solide-gaz, l'absorption/désorption, l'adsorption/désorption ou la condensation/évaporation d'un fluide de travail. La gestion des conditions opératoires (pression et température) et de la thermicité des divers processus physico-chimiques pouvant être mis en œuvre est la base des procédés de production de froid par sorption.

Le fonctionnement du dipôle est tel que pendant les phases actives, l'un des pôles est producteur de gaz (par exemple par évaporation, désorption ou décomposition) grâce à un apport de

## CHAPITRE I : Contexte général et état de l'art de la climatisation solaire

la chaleur nécessaire à ce processus endothermique. Pendant la même phase, l'autre pôle est consommateur de gaz (par condensation, absorption, adsorption ou synthèse) grâce à une extraction de la chaleur produite par le processus exothermique mis en œuvre. Au cours de la phase suivante, grâce à la réversibilité des phénomènes mis en jeu, les effets thermiques et le sens du flux gazeux sont inversés pour assurer la régénération du dipôle.



**Figure I.17** : Fonctionnement idéal du dipôle thermochimique impliquant les phénomènes 1 et 2.

Le fonctionnement du dipôle thermochimique de base couplant une transformation liquide-gaz (enceinte 1) et une sorption (enceinte 2) est donc partagé en deux phases principales (figure I.16) :

- Une phase (a) (figure I.16b) durant laquelle l'enceinte 2 est chauffée (apport de  $\Delta H_2 = \Delta H_{\text{des}}$ ). Ainsi, le sorbant est placé dans un état thermodynamique de désorption et génère le gaz G selon le sens 2 de l'équation (1). La pression de gaz augmente dans le système, et le fluide se condense dans l'enceinte 1, en rejetant la chaleur  $\Delta H_1 = \Delta H_{\text{cond}}$ .
- Une phase (b) (figure 2c) durant laquelle le réacteur 2 est refroidi (extraction de  $\Delta H_2 = \Delta H_{\text{sorp}}$ ) et donc mis en position de sorption (sens 1 de l'équation (1)). Le gaz présent dans le dipôle est absorbé par le sorbant. La pression dans le système diminue et le liquide présent dans l'enceinte 1 est donc mis en position d'évaporation. Ce phénomène absorbe la chaleur  $\Delta H_1 = \Delta H_{\text{ev}}$  dans l'enceinte 1 et son environnement.

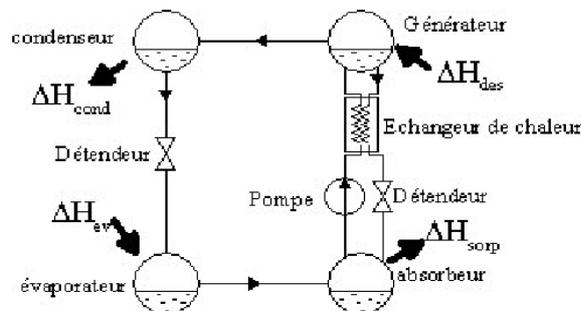
**C) Le procédé par absorption**

Le phénomène d'absorption est le mélange d'un gaz dans un liquide, les deux fluides présentant une forte affinité, pour former une solution (Dieng et Wang, 2001). Ce processus est renversible. Le procédé de production de froid par absorption liquide-gaz est un procédé où les deux phases (a) et (b) de fonctionnement du dipôle sont séparées spatialement et non pas temporellement (Li et Sumathy et al, 2000 ; SriKhirin et al, 2001). Le cycle de base nécessite donc la mise en œuvre de deux dipôles fonctionnant simultanément.

Le système de base présente donc quatre enceintes (figure I.17) :

- un générateur contenant la solution  $S_2$  fortement chargée en gaz de travail G. Ce désorbeur est chauffé afin de libérer le gaz G à  $T_h$  (phase (a) figure I.16a).
- un absorbeur contenant la solution  $S_1$  faiblement chargée en gaz G. Cet absorbeur est refroidi afin d'absorber le gaz G à  $T_m$  (phase (b)).
- un condenseur dans lequel le fluide G se condense à la température  $T_m$ , libérant  $\Delta H_{cond}$ , - et un évaporateur dans lequel le fluide G s'évapore en absorbant la chaleur  $\Delta H_{ev}$  à  $T_b$ .

Ces quatre enceintes sont reliées par des organes de contrôle de la pression et de circulation des fluides. Dans le générateur, la vapeur est désorbée de la solution lorsque celle-ci est chauffée. Cette vapeur est condensée dans le condenseur, détendue puis évaporée dans l'évaporateur comme dans les systèmes à compression de vapeur. Après évaporation, la vapeur est absorbée par la solution pauvre dans l'absorbeur. Celle-ci est alors pompée jusqu'au générateur pour être régénérée puis redétendue vers l'absorbeur. Pour améliorer l'efficacité du système, un échangeur de chaleur est placé sur les conduites des solutions riches et pauvres entre le générateur et l'absorbeur. Le COP du système peut être ainsi amélioré de 60% (SriKhirin et al., 2001).



**Figure I.18** : Fonctionnement du système par absorption liquide/gaz.

## **CHAPITRE I : Contexte général et état de l'art de la climatisation solaire**

Dans le cas d'un sorbant de volatilité proche de celle du fluide de travail (comme dans le cas de l'absorption eau/ammoniac), le système nécessite un dispositif supplémentaire (un rectifieur) pour la purification du gaz désorbé avant son entrée dans le condenseur. Ceci permet d'éviter l'accumulation de ce sorbant dans l'évaporateur, qui entraînerait une baisse importante du COP du système.

Les quatre phénomènes (absorption, désorption, évaporation et condensation) ont ici lieu simultanément et ce système peut donc fonctionner en continu, lorsque la source de chaleur à  $T_h$  est disponible également en continu.

### **D) Les procédés par adsorption et par sorption chimique**

Les procédés par adsorption (Anyanwu, 2003 et 2004) ou par réaction chimique solide-gaz (Wongsuwan et al., 2001) sont des procédés où les deux phases (a) et (b) du dipôle sont séparées temporellement. Ceci est dû au fait que l'on ne peut transporter le milieu sorbant solide de la même façon que le sorbant liquide circule dans les systèmes à absorption.

La différence principale entre ces deux procédés réside dans le type de liaison entre le sorbant et le fluide : pour l'adsorption, les molécules de fluide adsorbées à la surface du sorbant sont liées par des liaisons faibles de type Van der Waals (Dieng et Wang, 2001) alors que la sorption chimique implique des liaisons plus fortes, de type liaisons ioniques ou covalentes, avec transformation de la structure chimique des molécules de sorbant (Sumathy et al., 2003).

Pour les procédés mettant en œuvre une réaction chimique renversable, l'état du sorbant est caractérisé par un avancement  $X$ , défini comme le taux de chargement du sorbant en gaz de travail.  $X$  varie entre 0 (sorbant complètement déchargé) et 1 (sorbant saturé en gaz de travail).

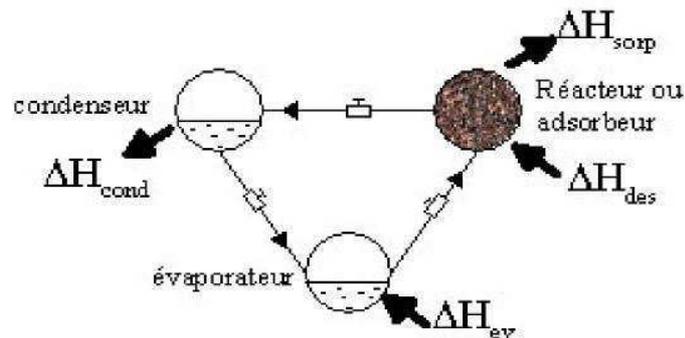
Les enthalpies d'adsorption sont de l'ordre de 800 à 6000 KJ/Kg de gaz en fonction des couples considérés (Srivastava et Eames, 1998 ; Anyanwu, 2004) et de 30 à 100% plus importantes que les enthalpies de changement de phase du fluide de travail. Ces enthalpies d'adsorption dépendent majoritairement des propriétés de surface des adsorbants, comme la surface spécifique, la taille et le volume des micropores (Sumathy et al., 2003).

Pour les systèmes à réaction chimique, les enthalpies de réaction sont de l'ordre de 1600 à 4000 KJ/Kg de gaz en fonction des couples considérés soit de 30 à 300% plus importantes que les enthalpies de changement de phase du fluide considéré.

## CHAPITRE I : Contexte général et état de l'art de la climatisation solaire

Le système de base de production de froid par adsorption ou réaction chimique présente généralement trois enceintes (figure I.18) :

- un réacteur ou adsorbeur contenant le sorbant solide S qui est successivement chauffé à  $T_h$  et refroidi à  $T_m$  afin de libérer ou absorber le gaz G.
- un condenseur dans lequel le fluide G se condense à la température  $T_m$ , libérant  $\Delta H_{\text{cond}}$ , - et un évaporateur dans lequel le fluide G s'évapore en absorbant la chaleur  $\Delta H_{\text{ev}}$  à  $T_b$ .



**Figure I.19** : Fonctionnement des systèmes par adsorption et sorption chimique.

Ces trois enceintes sont parfois reliées par des vannes afin de maîtriser les phases de fonctionnement du procédé. Le système peut également fonctionner sans vanne ni pompe et présente alors l'intérêt de ne comporter aucun organe mobile. Il peut donc avoir un fonctionnement silencieux, et plus robuste que les systèmes à absorption. Les deux phases (a) et (b) ont ici lieu successivement et ce procédé fonctionne donc de façon discontinue, ce qui impose le cyclage d'une masse thermique importante, diminuant le COP du système (Ziegler, 1999). Par ailleurs, un stockage frigorifique est nécessaire. Afin de pallier à cet inconvénient, un procédé couplant deux systèmes en opposition de phase peut aussi être utilisé pour produire du froid en continu lorsque la source de chaleur à  $T_h$  est disponible en continu.

Mais la principale limitation de ces systèmes réside dans les faibles paramètres de transfert de masse et de chaleur des lits de sorbant. Les adsorbants, comme le charbon actif, les zéolithes ou le silica-gel présentent des faibles conductivités thermiques et des porosités faibles (Anyanwu, 2003). Les sels réactifs présentent des limitations analogues. Ces faibles transferts grèvent les puissances mises en jeu et peuvent entraîner une sorption incomplète et donc pénaliser le COP du système. Diverses solutions ont été proposées, comme la combinaison de différents adsorbants ou

## **CHAPITRE I : Contexte général et état de l'art de la climatisation solaire**

la mise en place d'ailettes métalliques dans les réacteurs pour augmenter leur conductivité thermique (Anyanwu, 2003).

Concernant les systèmes à réaction chimique, le laboratoire IMP puis PROMES a développé depuis 1983 un procédé de mise en œuvre original des sels utilisés dans les réacteurs thermochimiques dans des matériaux composites à base de graphite naturel expansé (GNE), appelés IMPEX et SOLDEX (en fonction de leur technique de mise en forme). Cette mise en œuvre a permis d'améliorer de manière importante la conductivité du lit de sorbant, les contacts entre les lits de sels et les parois des réacteurs, l'élasticité du lit, et les réacteurs ainsi formés présentent une bonne perméabilité au gaz réactif.

### **E) Procédés solaires à sorption**

Dans le cas des procédés solaires à absorption, pour pallier à la discontinuité de la source de chaleur, de l'eau chauffée à haute température par des capteurs solaires peut être stockée dans des réservoirs isolés pour pouvoir être utilisée en continu par le système. Ce dispositif présente donc un volume conséquent si on souhaite un fonctionnement continu.

Dans le cas des systèmes à adsorption ou chimisorption, le procédé fonctionnant de façon discontinue, les deux phases de fonctionnement des systèmes suivent les phases quotidiennes d'ensoleillement diurne et de refroidissement nocturne. Pour permettre de régénérer le système, soit le réacteur/adsorbeur est chauffé par circulation d'eau issue de capteurs solaires classiques, soit le réacteur/adsorbeur est placé directement dans les capteurs solaires pour recevoir le rayonnement incident. En phase de nuit, on utilise alors respectivement soit de l'eau froide que l'on fait circuler autour du réacteur soit le refroidissement direct du réacteur par convection dans l'air extérieur si celui-ci est placé dans le capteur solaire.

Les performances des procédés solaires sont quantifiées par deux types de COP : le COP dit 'COP système' du procédé de production de froid en tant que tel, hors système de captation solaire, et le COP dit 'COP solaire' du procédé global prenant en compte le rendement du système de captation de l'énergie solaire incidente.

Le COP système est défini comme :

$$\text{COP}_{\text{sys}} = \frac{\text{Froid produit}}{\text{Energie reçue par le réacteur}}$$

## CHAPITRE I : Contexte général et état de l'art de la climatisation solaire

Le COP solaire est défini comme :

$$\text{COP}_{\text{sol}} = \frac{\text{Froid produit}}{\text{Energie solaire incidente au capteur solaire}}$$

Ce  $\text{COP}_{\text{sol}}$  inclue le rendement des capteurs solaires, il est donc plus faible que le COP système.

### **F) Le dessiccant cooling**

Les systèmes dessiccant cooling sont utilisés pour produire directement de l'air frais, et non pas pour refroidir l'eau de la boucle de refroidissement comme dans le cas des machines citées précédemment. Ainsi ils ne peuvent être utilisés que dans le cas où la climatisation du local se fait grâce à un système à air basé sur une centrale de traitement d'air (CTA) (D.S. Kim, et al 2008).



**Figure I.20:** Schéma d'une machine à dessiccation ( R. CHELAN, 2004).

Le dessiccant cooling est donc un cycle ouvert, qui s'appuie principalement sur l'utilisation de l'eau et de son potentiel de changement de phase pour refroidir l'air soufflé dans un local. Pour maximiser l'effet de la chaleur latente de vaporisation de l'eau, le flux d'air ventilé est tout d'abord desséché dans une roue à dessiccation (roue composée d'une matrice circulaire de fibre de verre ou d'aluminium sur laquelle est déposé le matériau dessicatif) ou dans un lit dans lequel est vaporisée une solution dessiccant, puis refroidi dans un échangeur, et enfin humidifié adiabatiquement dans un laveur d'air.

Le  $\text{COP}_{\text{th}}$  est d'environ 0.5. La puissance de refroidissement est limitée par le débit de renouvellement d'air. Ce système doit donc être utilisé pour des bâtiments où les besoins sont

## **CHAPITRE I : Contexte général et état de l'art de la climatisation solaire**

restreints, ou pour une application de rafraîchissement simple.

De nouveaux types d'échangeurs, ainsi que la technologie à sorbant liquide sont actuellement en cours de développement (D.S. Kim, et al 2008).

### **G) Dispositifs expérimentaux réalisés**

Les procédés de sorption ont déjà été utilisés pour la production de froid à des températures de climatisation (5 à 10°C) ou de réfrigération (0 à 5°C) depuis le milieu du 19<sup>ème</sup> siècle. Depuis les années 30, ces procédés ont connu un intérêt déclinant, dû au développement industriel des systèmes à compression plus concurrentiels et présentant des COP élevés. Pourtant, les procédés à sorption ont connu un regain d'intérêt au cours des deux dernières décennies, pour différentes raisons :

- ces systèmes peuvent fonctionner sans organe mobile et donc sans bruit ni vibration
- ils ont la capacité de stocker la production de chaleur ou de froid à long terme et sans perte énergétique
- ils fonctionnent grâce à des sources d'énergie uniquement thermiques et peuvent utiliser notamment différents types de sources renouvelables (solaire, géothermique...)
- ils sont robustes
- ils peuvent utiliser des fluides frigorigènes neutres vis-à-vis de l'environnement.

Cependant, ces systèmes sont actuellement plus lourds et encombrants que leurs concurrents à compression et souffrent d'un coût d'investissement élevé.

On s'intéressera dans la suite aux réalisations expérimentales, utilisant des sources chaudes thermiques basse température, développées au cours des dix dernières années, en les distinguant selon leur niveau de température de production de froid.

### **❖ Climatisation**

Papadopoulos et al. (2003) présentent les procédés solaires de climatisation comme des technologies d'avenir, qui permettent principalement de réduire les pics de demandes en électricité du milieu de journée au cours de l'été. En effet, ces pics de demande posent des problèmes d'approvisionnement en énergie électrique de plus en plus aigus actuellement, en Europe du sud notamment. Les périodes de demande en climatisation et celles d'ensoleillement important étant étroitement liées, les procédés solaires semblent être une solution pertinente pour répondre à ce

## CHAPITRE I : Contexte général et état de l'art de la climatisation solaire

problème. Dans le cas de l'utilisation des systèmes à sorption pour un objectif de climatisation (production de froid à des températures de l'ordre de 5 à 10°C), des températures de source chaude à partir de 80°C sont suffisantes.

Une installation de production d'eau fraîche au Mexique, fonctionnant avec le couple bromure de lithium-eau pour la climatisation a montré un COP système de 0.53 à 0.73 pour des températures de régénération diurnes variant de 70 à 90°C (Best et Ortega, 1999).

Récemment, Sumathy et al. (2002) ont construit un prototype de production d'eau fraîche à deux étages pour une application solaire, présentant l'intérêt de pouvoir fonctionner grâce à de la chaleur basse température facilement atteignable par des capteurs solaires plans simples. Le système à absorption fonctionne avec le couple LiBr-H<sub>2</sub>O. Les températures de désorption sont de l'ordre de 65 à 80°C, pour de l'eau froide produite à 9°C et une condensation à 32°C. Le COP du système obtenu était de 0.31 à 0.39 en fonction de la température de régénération. Cependant, ce prototype n'a pas fonctionné en conditions solaires réelles, mais uniquement grâce à des sources chaudes à température contrôlée (par circulation d'eau).

Parallèlement, Saha et al. (2001) ont aussi développé un procédé solaire de production d'eau fraîche selon un cycle à deux étages (présenté figure I.19), en utilisant l'adsorption et le couple silicagel-eau. Le COP du cycle présenté est de 0.36 pour une température de source froide de 8°C, de source chaude de 55°C et de condensation de 30°C, mais comme le système précédent, ce prototype a uniquement fonctionné avec des sources de chaleur à température contrôlée.

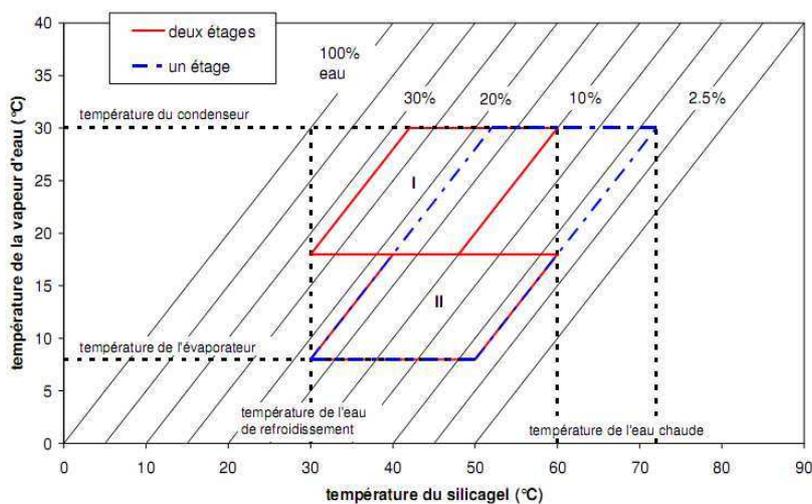


Figure I.21 : Diagramme du système de production de froid à deux étages (Saha et al, 2001).

### **❖ Réfrigération**

Pour des applications de réfrigération (production de froid à des températures inférieures à 5°C), les procédés de sorption nécessitent en général des températures de source chaude supérieures à 90°C.

Tchernev a développé dès les années 70 un réfrigérateur solaire basé sur l'adsorption zéolithe-eau (Anyanwu, 2003). Le COP du système réalisé était de 0.15. Les températures de régénération du sorbant et de froid produit étaient respectivement de l'ordre de 120°C et 3°C pour une pression inférieure à 0.004 bar durant la phase de nuit. Ce premier prototype a été suivi de nombreux autres, notamment ceux de Guillemot et Meunier (1979 à 1986), Boubakri, Grenier et Pons (1985 à 1987) ou Critoph (1986 à 1993) (Dieng et Wang, 2001).

Enibe et Iloeje (1997) ont développé un dispositif de production de glace utilisant un capteur solaire plan double vitrage. Ce prototype à sorption chimique fonctionne avec le couple  $\text{CaCl}_2\text{-NH}_3$ . Les températures atteintes lors des phases de désorption sont de l'ordre de 80 à 100°C pour un fonctionnement au Niger. Ce système a permis de produire de la glace avec un COP solaire expérimental variant jusqu'à 0.06.

Un autre prototype solaire à réaction chimique solide-gaz entre  $\text{SrCl}_2$  et  $\text{NH}_3$  a été conçu et testé récemment en Inde (New Delhi) (Bansal et al., 1997). Le sel réactif était élaboré sous forme d'IMPEX. Ce prototype a permis d'atteindre des températures de production de froid de -4°C après 3 jours de refroidissement de la chambre froide, pour des températures de régénération du sorbant comprises entre 100 et 130°C. Le COP solaire du cycle a atteint une valeur de 0.08 au cours des journées étudiées.

Les procédés solaires à sorption ont fait l'objet d'importantes études au cours des dernières années en Chine. Ce pays présente en effet des régions étendues qui ne bénéficient pas d'approvisionnement électrique sûr et les technologies solaires y sont des alternatives d'avenir pour la conservation des denrées. De nombreux prototypes y ont été testés. Des systèmes de production de glace ou de production hybride de froid et d'eau chaude sanitaire par adsorption ont été développés, à partir des couples charbon actif-méthanol ou charbon actif-éthanol et de sources chaudes atteignant des températures de l'ordre de 100°C. Les COP expérimentaux des prototypes varient entre 0.06 et 0.15 (Li et al., 2002a et 2002b ; Li et Wang, 2002 ; Li et al., 2004a et 2004b ; Li et al., 2005).

## **CHAPITRE I : Contexte général et état de l'art de la climatisation solaire**

Récemment, Anyanwu et EzeKwe (2003) ont développé au Niger un prototype de production de glace par le procédé d'adsorption charbon actif-méthanol. Un capteur solaire plan à simple vitrage a été utilisé. Leur prototype n'a permis d'atteindre que des températures de production de froid de 1°C pour des températures de régénération du sorbant comprises entre 80 et 100°C. Le COP du cycle est de 0.056 à 0.093 et le COP solaire de 0.007 à 0.015 au cours des journées étudiées.

Un autre prototype à adsorption fonctionnant avec la même paire de réactifs et le même type de capteur solaire a également été testé au Burkina-Faso (Buchter et al, 2003). Il a permis de produire de la glace et les COP solaires expérimentaux obtenus sur les 20 jours de tests variaient entre 0.087 et 0.131.

En Suisse, un prototype haut performance fonctionnant avec le couple silicagel-eau et utilisant un capteur solaire plan simple vitrage a été développé. Le sorbant est placé directement au sein du capteur solaire qui présente également la caractéristique de pouvoir s'ouvrir au cours de la nuit (par ouverture de la face arrière et de l'isolant du capteur) afin d'augmenter la convection naturelle et de favoriser le refroidissement du sorbant au cours de la nuit. Ce système de production de glace et de stockage de froid a présenté des performances intéressantes, avec un COP solaire de 0.16 (Hildbrand et al, 2004).

Ainsi, les procédés solaires à sorption font actuellement l'objet d'un intérêt certain. Ces procédés, qui permettent d'obtenir des températures de production de froid supérieures à -5°C, sont actuellement développés à l'échelle pré-industrielle pour des applications de rafraîchissement, de climatisation ou encore de production de glace. Cependant, qu'en est-il des procédés de production de froid à température inférieure ?

### **❖ Possibilité d'une congélation solaire ?**

Il n'existe actuellement aucun procédé à sorption de production de froid à très basse température à partir de capteurs solaires basse température. En effet, les procédés qui ont été expérimentés peuvent produire du froid à des températures inférieures à -10°C mais nécessitent des sources chaudes à des températures de l'ordre de 100°C minimum. Cependant, on peut noter quelques réalisations présentées récemment qui utilisent des ressources basse température.

Tamainot et Critoph (1997) ont développé un réfrigérateur à adsorption utilisant le couple charbon actif-ammoniac. Leur système a permis de produire du froid à des températures jusqu'à -

## **CHAPITRE I : Contexte général et état de l'art de la climatisation solaire**

19°C, mais la température de source chaude nécessaire était dans ce cas comprise entre 105 et 110°C.

Erhard et Hahne (1997 et Erhard et al. 1998) ont développé un procédé solaire à sorption utilisant la réaction chimique entre l'ammoniac et le chlorure de strontium  $\text{SrCl}_2$ . Le COP du système variait entre 0.045 et 0.082 pour des températures de froid jusqu'à -10°C, mais en utilisant des capteurs solaires à concentration permettant d'atteindre des températures de 100°C pour la régénération.

Berlitz et al. (1998) ont développé un réfrigérateur fonctionnant avec le couple ammoniac-eau. Les températures de froid produit ont atteint -20°C, mais le système nécessite une température de source chaude supérieure à 200°C.

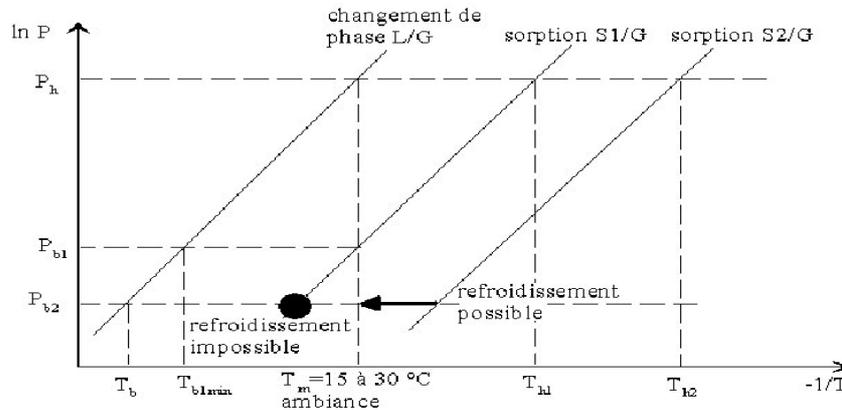
Best et Pilatowsky (1998) évoquent des expériences menées en Californie produisant du froid à des températures situées entre -20 et -10°C, grâce aux technologies d'absorption eau-ammoniac et ammoniac-nitrate de lithium, mais en utilisant de la vapeur géothermale à une température comprise entre 90 et 130°C. Ces mêmes auteurs évoquent le développement au Mexique d'une technologie d'absorption eau-ammoniac pour la congélation rapide et la conservation du poisson. Ce système a permis d'obtenir des températures de l'ordre de -40°C, mais nécessite une source chaude à 150- 160°C à partir de capteurs solaires paraboliques.

Wang (2001), enfin, fait référence à un système de production de froid par adsorption charbon actif-méthanol permettant d'obtenir des températures d'évaporation de l'ordre de -13.5 à -15.5°C, utilisant de la chaleur à des températures variant de 90 à 100°C.

La nécessité d'augmenter la température de source chaude au cours de la journée pour diminuer les températures de froid produit au cours de la nuit est présentée figure I.20. Ce problème est lié, pour un fluide de travail donné, au choix du sorbant utilisé. Au cours de la nuit, on peut refroidir l'enceinte de sorption, soit par l'air extérieur soit par de l'eau froide sanitaire, donc à des températures de l'ordre de 15 à 30°C en fonction des climats. Pour produire du froid à la basse température  $T_b$  souhaitée, la pression du système en phase de sorption est fixée par l'équilibre liquide/gaz du fluide choisi, ici à  $P_{b2}$ . Si l'on considère deux sorbants possibles  $S_1$  et  $S_2$ , pour la pression de travail  $P_{b2}$ , le sorbant  $S_2$  est en position de sorption à  $T_m$  et peut donc être utilisé mais  $S_1$  est en position de désorption et ne peut donc induire une production de froid à  $T_b$ . La température minimale de production de froid possible par le couple  $S_1/G$  est  $T_{b1min}$ , supérieure à  $T_b$ .

## CHAPITRE I : Contexte général et état de l'art de la climatisation solaire

Par conséquent, plus la température de froid désirée sera faible, plus la température de désorption nécessaire sera élevée ( $T_{h2} > T_{h1}$ ) puisque la pression en phase de décomposition ( $P_h$ ) est également fixée par la température extérieure.



**Figure I.22** : Relation entre température haute de désorption et température basse de production de froid

Or, ces températures de source chaude requises pour produire du froid à température inférieure à  $-10^\circ\text{C}$  ne sont pas compatibles avec les niveaux de température obtenus par des capteurs solaires plans. En effet, le rendement des capteurs solaires plans à simple ou à double vitrage diminue considérablement à haute température (à plus de  $70^\circ\text{C}$ ) du fait de l'accroissement des pertes thermiques, proportionnelles à l'écart de température entre le capteur et l'air extérieur. Kalogirou (2004) donne des températures de fonctionnement moyen pour les capteurs solaires plans simples comprises entre  $30$  et  $80^\circ\text{C}$ . Par ailleurs, les capteurs présentant des technologies plus complexes (de type capteurs à concentration cylindro-paraboliques, ou paraboliques, ou de type capteurs sous vide) permettent d'atteindre des températures supérieures, de l'ordre de  $50$  à  $200^\circ\text{C}$  mais présentent des coûts d'investissement encore très élevés : en 2001, le rapport du coût d'installation entre ces deux technologies était de l'ordre de 4 (Grossman, 2002).

Pour l'intégration dans l'habitat de procédés thermochimiques de production de froid à des températures permettant la conservation longue durée des biens alimentaires à partir d'une source chaude solaire, il convient donc de développer des technologies utilisant de la chaleur basse température (de l'ordre de  $60$  à  $70^\circ\text{C}$ ) pour produire du froid à des niveaux de températures inférieurs à  $-18^\circ\text{C}$  en utilisant des capteurs solaires plans simples et peu onéreux.

## CHAPITRE I : Contexte général et état de l'art de la climatisation solaire

### I.3.3.5.2. Existence dans le marché

Dans le cadre du projet international soutenu par l'AIE (Agence internationale de l'Énergie), une liste des installations de moyenne et grande taille a été établie. Cette liste fait état de « 81 » installations, la plupart en Europe. 60% de ces systèmes sont utilisés dans des bureaux, 10% dans des usines, 15% dans des centres éducatifs ou de recherche, et 6% dans des hôtels; le pourcentage restant se répartit entre hôpitaux, cantines, centres sportifs, ... etc.

Comme le montre la figure I.23, avec 72% de la puissance installée, la technologie d'absorption est largement majoritaire, ensuite la technologie d'adsorption et de dessiccation solide avec respectivement 17% et 10% de la puissance installée. Enfin, la dessiccation liquide est encore quasiment inexistante avec 1% de la puissance installée (G. Bouhelal, 2012).

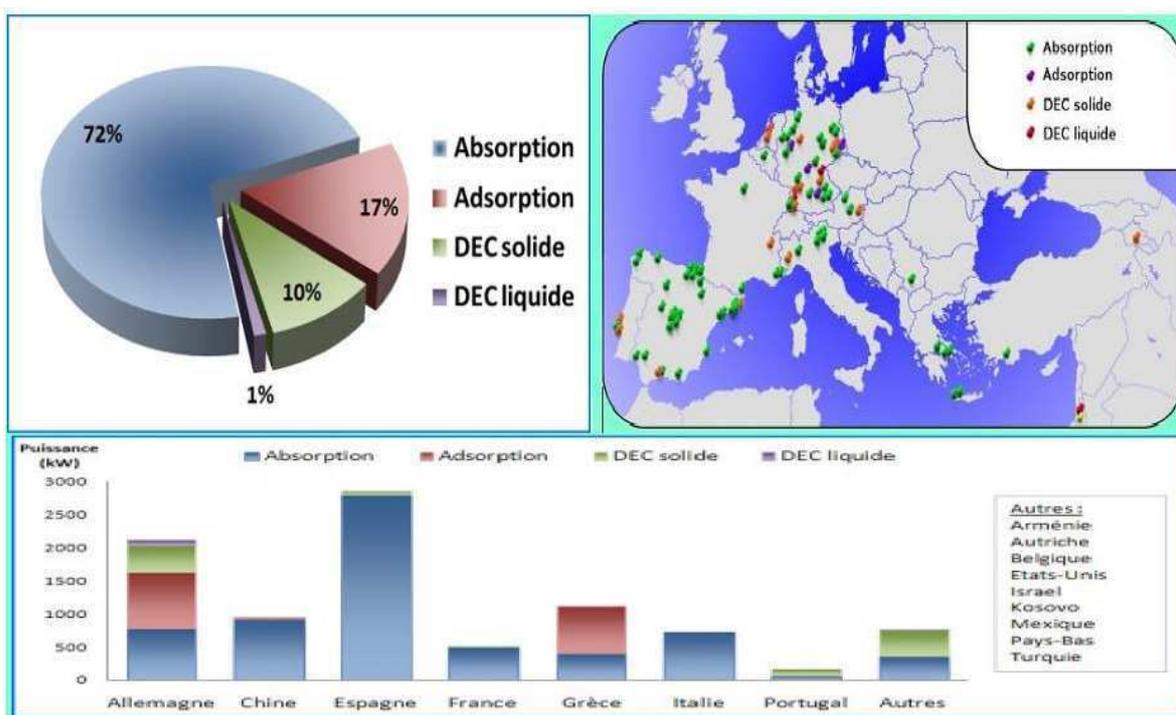


Figure I.23 : Installations de climatisation solaire par type (G. Bouhelal, 2012).

## **CHAPITRE I : Contexte général et état de l'art de la climatisation solaire**

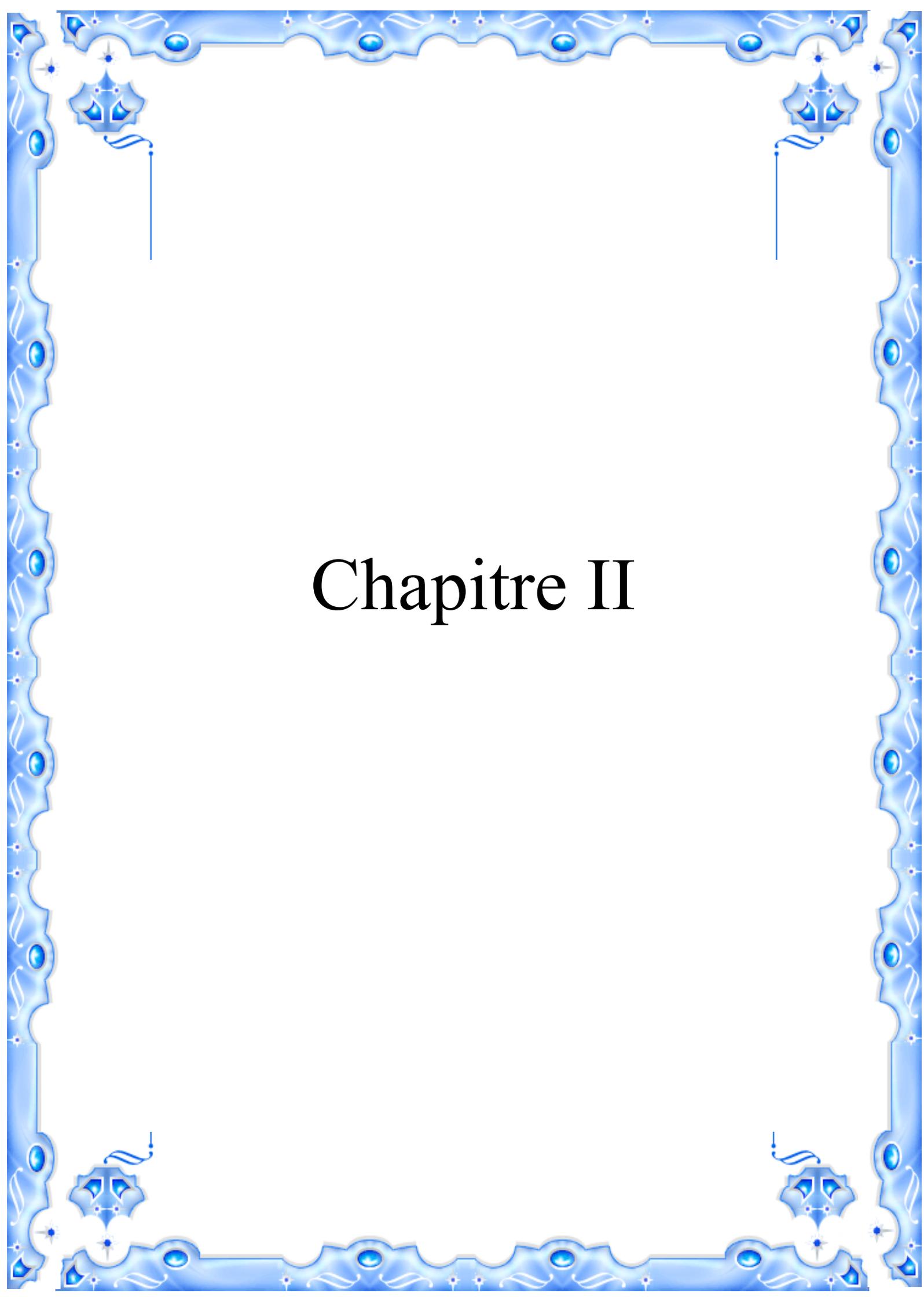
Sur les 9 MW de puissance de froid étudiée, 31% se situe sur des installations espagnoles, suit ensuite l'Allemagne avec 23% de la puissance installée, puis la Grèce et la Chine avec 12% et 10% respectivement (G. Bouhelal, 2012).

### **Conclusion**

Dans ce chapitre, on a fait un rappel sur le contexte énergétique général et sa problématique environnementale pour bien comprendre l'urgence de la mise en place d'une réelle politique d'économies d'énergie et de développement des énergies renouvelables.

Un panorama de la climatisation conventionnelle et solaire est établi afin d'avoir une idée complète et claire sur ce domaine.

A la fin, un bref aperçu des techniques de climatisation solaire ainsi que les recherches et développements menées dans ce domaine sont présentées.



# Chapitre II

II.1. Introduction

Un processus de production de froid signifie naturellement une absorption de la chaleur. Elle requiert, dans le cas où on veut descendre en deçà d'un seuil, la mise en œuvre d'un phénomène endothermique s'effectuant à des températures plus basses que la température que doit atteindre le corps à refroidir (G. Bouhelal, 2012).

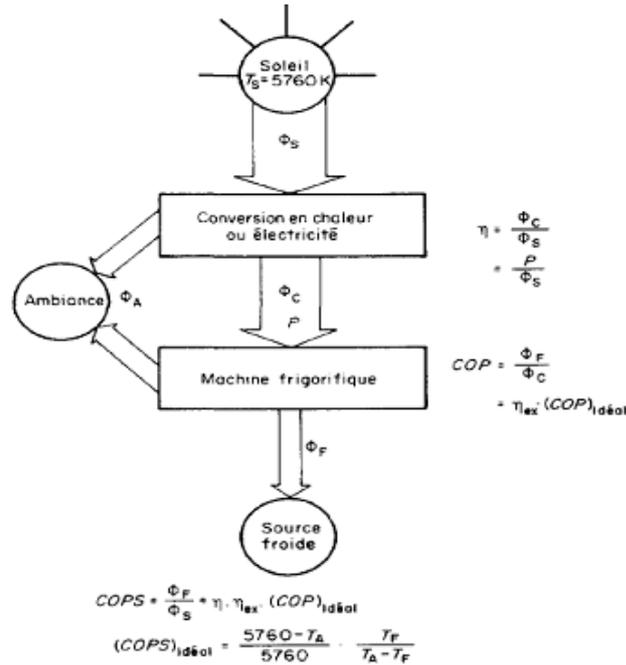


Figure II.01 : Schéma énergétique des machines frigorifiques solaires (G. Bouhelal, 2012).

L'énergie solaire, qui est de la chaleur à très haute température (5760 K), doit d'abord être convertie, de façon contrôlée, en électricité ou en chaleur. Les machines frigorifiques classiques doivent être ensuite adaptées et intégrées aux équipements correspondants pour former des installations solaires de réfrigération et de conditionnement. La figure II-01 schématise l'évolution de l'énergie depuis le soleil jusqu'à l'utilisation et définit les paramètres caractéristiques globaux de chaque étape. Ces installations doivent en outre répondre aux contraintes d'environnement et d'utilisation. Le caractère essentiellement variable de l'énergie solaire implique d'abord que les machines solaires doivent être adaptées à un fonctionnement perpétuellement transitoire ou intermittent. L'absence d'environnement technique ou logistique suffisant impose en outre une très grande fiabilité (G. Bouhelal, 2012).

## II.2. Machine à compression de vapeur

### II.2.1. Historique

Une première description du cycle a été donnée en 1805 par l'américain Oliver Evans (1755-1819). Mais c'est à l'américain Jacob Perkins (1766-1849), qui travaillait en Angleterre que nous devons le premier brevet, et un premier modèle fonctionnant à l'éther éthylique (1835). Les premières machines à compression qui eurent un succès industriel sont le fait d'un écossais émigré en Australie, James Harrison (1816-1893) (brevets en 1855-56-57). Les machines étaient fabriquées en Angleterre, elles pouvaient produire de la glace ou refroidir des saumures, liquides frigoprotecteurs. Le frigorigène était toujours l'éther éthylique (N.ABAS, 2007)

### II.2.2. Principe de fonctionnement

Le fluide frigorigère de la machine frigorigère à compression de vapeur (figure II-02), subit les transformations suivantes (on suppose que les pertes de charge sont nulles dans le circuit) :

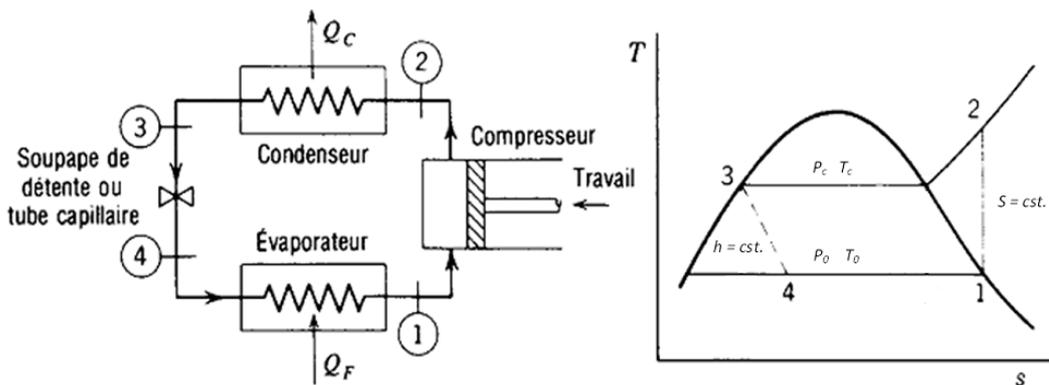


Figure II.02 : Installation et diagramme T-S de la machine à compression de vapeur.

- ❖ Entre les points 1 et 2, la vapeur du frigorigère est comprimée de  $P_0$  à  $P_c$ . Dans le cas d'une compression parfaite (isentropique), c'est-à-dire adiabatique (sans échange de chaleur avec l'extérieur) et réversible (sans intervention de phénomènes dissipatifs), la transformation suivrait l'isentropie  $S = \text{Cst}$  pour arriver au point 2;
- ❖ Entre les points 2 et 3, la vapeur du frigorigère est désurchauffée de  $T_2$  à  $T_c$ , puis condensée à la température constante  $T_c$  pour atteindre le point 3;

- ❖ Entre les points 3 et 4, le liquide frigorigène se détend en n'échangeant, avec le milieu extérieur, ni énergie mécanique (le détendeur est un robinet et non un moteur) ni chaleur (la surface thermique du détendeur est négligeable). L'enthalpie du frigorigène reste constante, la détente est isenthalpique. En se refroidissant de  $T_c$  à  $T_0$ , une partie de la masse du liquide se vaporise. A la fin de la détente, le titre en vapeur du mélange liquide-vapeur devient  $x_4$ ;
- ❖ La vaporisation du fluide frigorigène se déroule entre les points 4 et 1. Le mélange cède de la chaleur à température constante  $T_0$  (G. Bouhelal, 2012).

Le cycle présenté peut se combiner en plusieurs étapes, [ASHRAE, 2001]. On parle alors de cycle à plusieurs étages. Ces derniers sont en général utilisés lorsqu'il est nécessaire d'avoir plusieurs évaporateurs ayant des températures de fonctionnement différents. L'une des applications les plus courantes concerne par exemple les supermarchés.

### II.2.3. Diagramme de Mollier

Le cycle frigorifique simplifié peut être représenté sur un diagramme pression-enthalpie (diagramme de Mollier). L'enthalpie est une variable d'état qui représente la quantité de chaleur disponible dans une certaine masse de fluide frigorigène. L'enthalpie spécifique, en abscisse du diagramme, correspond à l'enthalpie d'1 kg de fluide frigorigène. La figure II.03 est un exemple de cycle frigorifique sur le diagramme de Mollier du réfrigérant R134a. Le diagramme de Mollier est divisé en plusieurs zones. La zone centrale en forme de « cloche » correspond aux couples {pression, enthalpie} pour lesquels le fluide frigorigène se trouve sous la forme d'un mélange liquide / vapeur. Le sommet de la « cloche » se nomme « point critique ». Au-dessus de la pression au point critique, le fluide se trouve à l'état supercritique et en dessous, à l'état subcritique. Le cycle frigorifique classique utilise le réfrigérant à l'état subcritique. La courbe de saturation en liquide (enthalpies les plus faibles) se nomme « courbe de bulle ». La courbe de saturation en gaz (enthalpies les plus élevées) se nomme « courbe de rosée ». Entre ces deux courbes, la fraction de vapeur (ou de liquide) évolue progressivement suivant l'enthalpie. Le cycle frigorifique idéal comprend une évaporation à pression constante, une compression isentrope, une condensation à pression constante et une détente du fluide frigorigène. Durant l'évaporation, le réfrigérant capte de la chaleur à une source froide. Durant la compression, le réfrigérant subit une augmentation de

pression et d'enthalpie. Durant la condensation, le fluide frigorigène restitue de la chaleur à une source chaude. Enfin, le réfrigérant subit une perte de pression par détente isenthalpe afin de redescendre à sa pression initiale (N. ABAS, 2007).

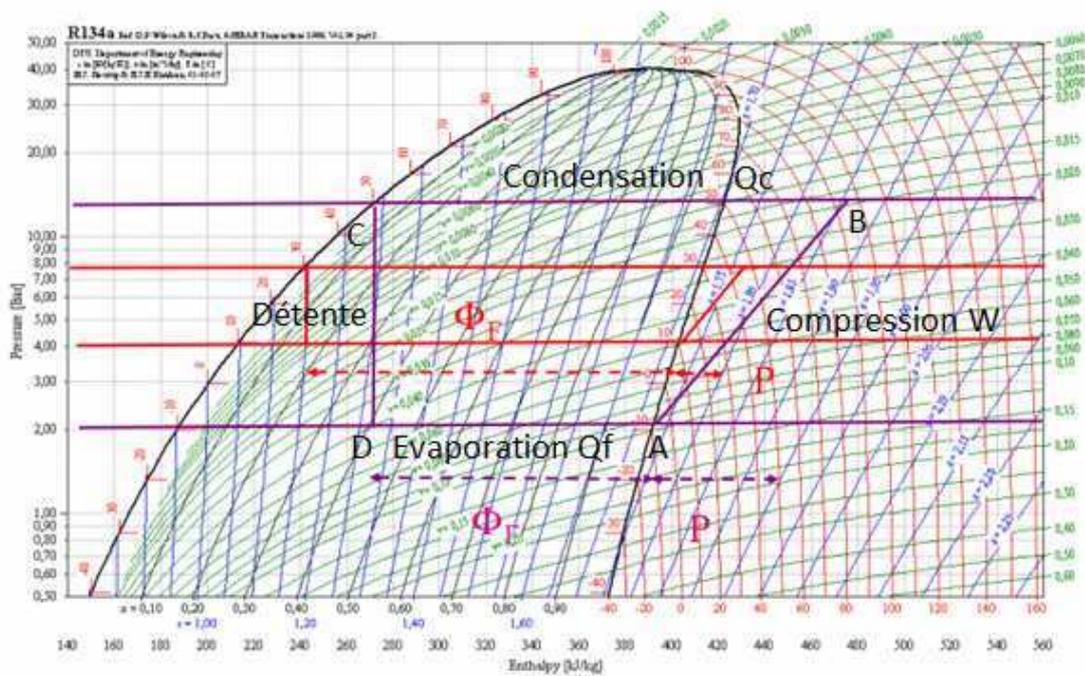


Figure II.03 : Cycle frigorifique sur le diagramme de Mollier du 134 a (M. HUART, 2004)

II.2.4. Bilan thermique de cycle

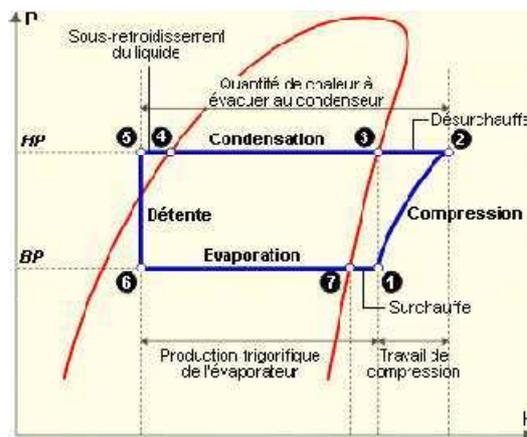


Figure II.04: Diagramme enthalpique du cycle frigorifique (R. CHELAN, 2004).

A partir du premier principe de la thermodynamique, il y a une conservation de l'énergie : c'est-à-dire que la quantité de chaleur rejetée au fluide froid dans le condenseur  $Q_c$  par le fluide frigorigène doit être égale à la somme de la chaleur absorbée à l'évaporateur  $Q_0$  pour produire le froid et plus le travail  $W_{th}$  consommé ou bien l'énergie reçue pour faire fonctionner le compresseur.

D'où l'équation :

$$Q_c + Q_0 = W_{th} \quad (\text{II.01})$$

Le choix d'échelle en abscisse (enthalpie  $h$  en [kJ/kg]) est très pratique pour l'exploitation quantitative du diagramme de Mollier, car il permet de lire directement des énergies  $h_i$  aux différents points  $i$  (1, 2, 3, 4, 5, 6,7) du cycle de la machine.

On vérifie ainsi le premier principe sur l'échelle en abscisse, car on constate que : Le travail dépensé au compresseur :

$$W_{th} = h_2 - h_1 \quad (\text{II.02})$$

La quantité de chaleur dégagée par le condenseur :

$$Q_c = h_5 - h_2 \quad (\text{II.03})$$

La quantité de froid produite par l'évaporateur :

$$Q_0 = h_1 - h_6 \quad (\text{II.04})$$

#### ❖ Calcul de coefficient de performance

Dans les machines frigorifique, on remplace le terme rendement de la machine par son coefficient de performance COP, car se dernier sa ce peut supérieur à l'unité.

Le coefficient de performance de l'installation de réfrigération est défini par la relation Suivante:

$$COP_{froid} = \frac{\text{Puissance utile}}{\text{Puissance absorbée}} = \frac{Q_0}{W_{th}} \quad (\text{II.05})$$

**II.3.2. Éléments de la machine frigorifique**

La machine frigorifique est basée sur la propriété des fluides frigorigènes de s'évaporer et de se condenser à des températures différentes en fonction de la pression.

Pour expliquer le fonctionnement de la machine frigorifique, nous prendrons les caractéristiques du R22 parce que c'est le fluide le plus couramment utilisé en climatisation. Mais ce n'est plus celui que l'on choisira dans les installations nouvelles (R. CHELAN, 2004).

**a. A la pression atmosphérique**

Le R22 est liquide à  $-45^{\circ}\text{C}$  et se met à « bouillir » aux alentours de  $-40^{\circ}\text{C}$ .

Si du fluide R22 à  $-45^{\circ}\text{C}$  circule dans un serpentin et que l'air à  $20^{\circ}\text{C}$  passe autour de ce tuyau, l'air se refroidira : il cédera sa chaleur au fluide qui lui s'évaporerait. C'est le rôle de l'évaporateur de la machine frigorifique.

**b. A la pression 13 bars**

Si la vapeur de fluide à 13 bars et à  $65^{\circ}\text{C}$  circule dans un serpentin et que de l'air à  $20^{\circ}\text{C}$  passe autour de ce tuyau, le fluide frigorigène se refroidira et à partir de  $33^{\circ}\text{C}$ , il se liquéfiera, il se condensera, En se condensant, il va libérer énormément de chaleur.

C'est le rôle du condenseur de la machine frigorifique.

Il est important de préciser qu'un cycle de réfrigération à compression de vapeur comprend quatre éléments principaux qui sont :

- Le compresseur, l'évaporateur, le condenseur, le détendeur.

**c. Le compresseur**

Le compresseur est l'élément qui assure la circulation et l'augmentation de pression du fluide dans le circuit. Il va tout d'abord aspirer le gaz frigorigène à basse pression et à basse température (1). L'énergie mécanique apportée par le compresseur va permettre d'élever la pression et la température du gaz frigorigène. Une augmentation d'enthalpie en résultera.

L'entraînement du compresseur est généralement assuré par un moteur électrique.

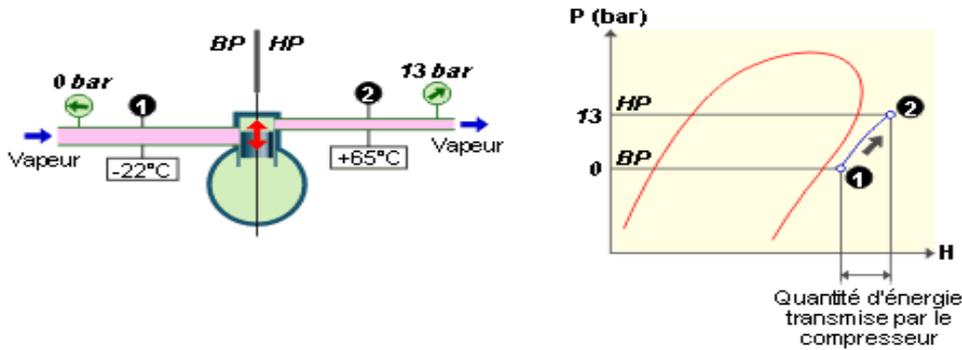


Figure II.04: Fonctionnement de compresseur (R. CHELAN, 2004).

d. L'évaporateur

Le fluide frigorigène liquide entre en ébullition et s'évapore en absorbant la chaleur du fluide extérieur. Dans un deuxième temps, le gaz formé est encore légèrement réchauffé par le fluide extérieur, c'est ce qu'on appelle la phase de surchauffe (entre 7 et 1).

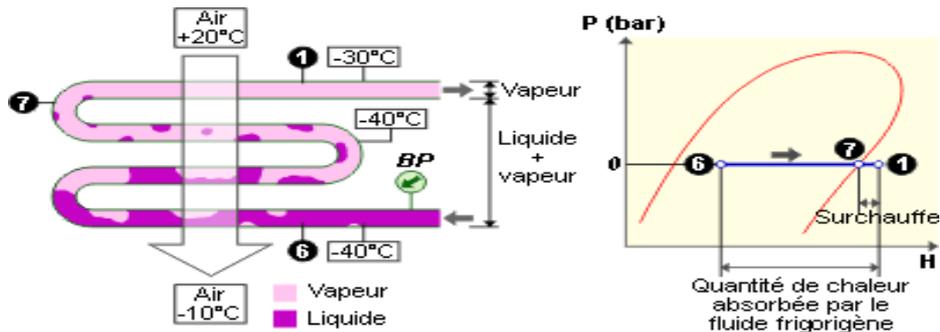


Figure II.05: Fonctionnement de l'évaporateur (R. CHELAN, 2004).

e. Le condenseur

Le gaz chaud provenant du compresseur va céder sa chaleur au fluide extérieur. Les vapeurs de fluide frigorigène se refroidissent ("désurchauffe"), avant l'apparition de la première goutte de liquide (point 3). Puis la condensation s'effectue jusqu'à la disparition de la dernière bulle de vapeur (point 4). Le fluide liquide peut alors se refroidir de quelques degrés (sous-refroidissement) avant de quitter le condenseur.

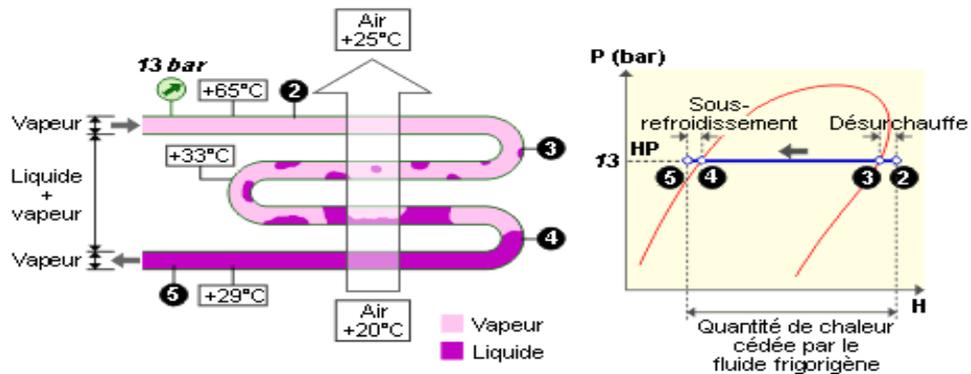


Figure II.06: Fonctionnement du condenseur (R. CHELAN, 2004).

### f. Le détendeur

La différence de pression entre le condenseur et l'évaporateur nécessite d'insérer un dispositif "abaisseur de pression" dans le circuit. C'est le rôle du détendeur. Le fluide frigorigène se vaporise partiellement dans le détendeur pour abaisser sa température (R.CHELAN, 2004).

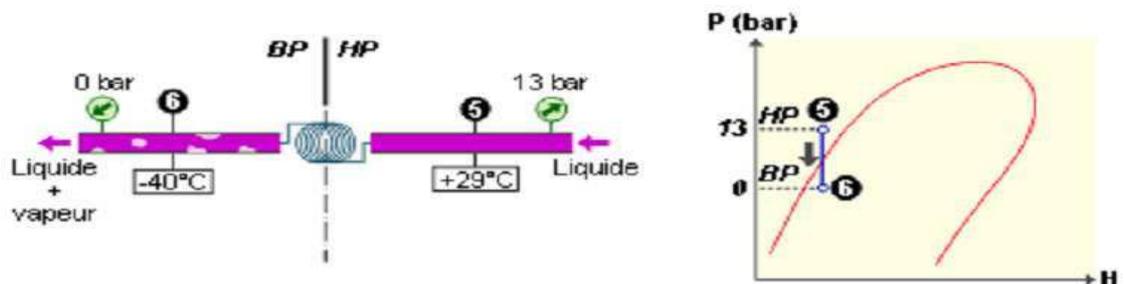


Figure II.07: Fonctionnement du détendeur (R. CHELAN, 2004).

### g. Les équipements annexes

#### 1. Accumulateurs

C'est un équipement de sécurité à l'aspiration du compresseur pour éviter les coups de liquide.

#### 2. Collecteur

C'est un équipement de stockage du fluide frigorigène à la sortie du condenseur.

### 3. Tuyauterie

Une installation frigorifère présente trois tuyauteries principales qui sont la tuyauterie d'aspiration au compresseur, la tuyauterie de refoulement et la tuyauterie du liquide à l'évaporateur.

Ces conduites doivent en général :

- Permettre une circulation aisée du fluide.
- Ne pas présenter de charge excessive qui augmente inutilement la charge du compresseur,
- Rester d'un prix raisonnable.

#### II.2.3. Les réfrigérants

La méthode de production de froid avec compression de vapeur fait appel à une substance que l'on appelle réfrigérants. C'est une substance chimique dont la température d'ébullition à la pression atmosphérique est inférieure à la température ambiante. Aujourd'hui l'utilisation des réfrigérants est remise en question, à cause de leur effet sur la couche d'ozone. Certains seront retirés du marché pour être remplacés par de nouveaux composés moins agressifs vis-à-vis de la couche d'ozone.

Le tableau II.1, donne les principaux réfrigérants et leurs températures d'ébullition à la pression atmosphérique (C.A. Tidiane, 1999)

Réfrigérant	Température d'ébullition (°C)
Eau (H <sub>2</sub> O)	100
R11 (CF Cl <sub>3</sub> )	23.3
R12 (CF <sub>2</sub> Cl <sub>2</sub> )	-29.8
R22 (CHF <sub>2</sub> Cl)	-40.7
R500	-33.3
R502	-45.6
Ammoniac NH <sub>3</sub>	-33.3

**Tableau II.01** : Les principaux réfrigérants et leurs températures d'ébullition.

Il est à noter que de nouveaux réfrigérants moins nocifs ont fait leur apparition sur le marché. De récentes études fournissent une aide aux industriels quant au choix des fluides frigorigènes, (DTI, 2000), (INRS, 2005). Certains industriels se sont déjà orientés vers ces nouveaux réfrigérants tels que le R134a, R417, R410a, (Carrier, 2004).

### **II.3. Machine à absorption**

#### **II.3.1. Historique**

Ferdinand Carré (1859) a exploité la découverte de l'ammoniac par J. Priestly (1774) et sa propriété de condensation par Faraday (1824) afin d'introduire cet élément comme fluide frigorigène dans la machine à absorption (J.C.Lasvignottes 2001).

Les systèmes à absorption discontinus, bien qu'apparus très tôt, (appareils à refroidir les carafes d'eau d'Edmond Carré - 1866) ne se développèrent guère (A.Reinhart 2000). Ferdinand Carré, (1824-1900) est le véritable père du cycle frigorifique à absorption continue et le promoteur du couple performant frigorigène : ammoniac/eau. Ce couple est toujours utilisé dans des machines à absorption actuelles, notamment pour la production de froid à des températures inférieures à 0 °C.

Ces machines furent presque immédiatement opérationnelles. Leur étude thermodynamique ne débuta qu'en 1913 avec l'allemand Edmund Altenkirch et se poursuivit durant la première moitié du 20<sup>ème</sup> siècle. Il faut aussi citer les travaux de l'italien Guido Mañuri sur ces machines et ceux des suédois Von Platen et Munters sur le cycle à absorption-diffusion pour les réfrigérateurs à absorption sans pompe (1920). Les années 40 ont vu apparaître, aux États-Unis (dès 1938), la machine à absorption eau-bromure de lithium, où l'eau est le frigorigène. Cette adaptation du cycle de Carré est depuis largement utilisée en climatisation (M. Duminil 2002).

#### **II.3.2. Principe de fonctionnement**

Les machines à absorption liquide fonctionnent grâce à la faculté de certains liquides d'absorber (réaction exothermique) et de désorber (réaction endothermique) une vapeur.

Elles utilisent également le fait que la solubilité de cette vapeur dans le liquide dépend de la température et de la pression. Ainsi, ces machines utilisent comme fluide de travail un

mélange binaire, dont l'un des composants beaucoup plus volatil que l'autre, et constitue le fluide frigorigène.

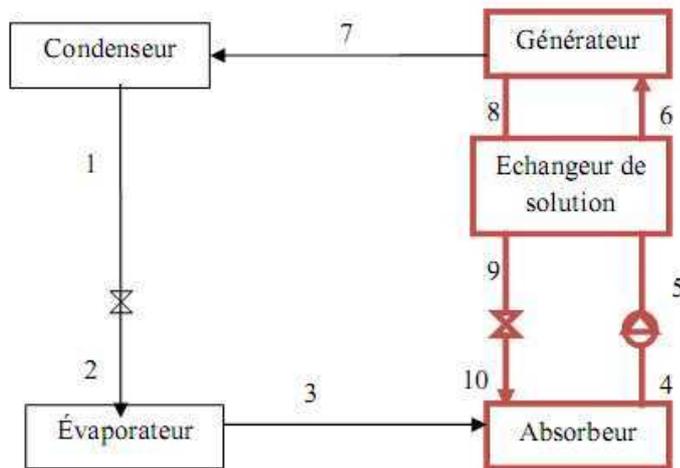
Deux couples sont principalement utilisés:

- Eau/ Bromure de Lithium ( $\text{H}_2\text{O} / \text{LiBr}$ )
- Ammoniac / Eau ( $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ )

On peut exprimer la composition de la solution en composant le plus volatil (fluide frigorigène), ou en composant le moins volatil (absorbant).

Solution diluée (en absorbant) ou bien solution riche (en frigorigène). Solution concentrée (en absorbant) ou bien solution pauvre (en frigorigène) (M.C. LAMINE, 2010)

La figure II.08 présente un schéma de principe d'une installation à absorption



**Figure II. 08** : Description schématique du cycle à absorption à simple étage.

Un système à absorption comprend tout d'abord un ensemble (condenseur, détendeur, évaporateur) dans lequel ne transite que le fluide frigorigène pur. cet ensemble est connecté à la partie chimique du procédé, chargé de modifier l'état du frigorigène évaporé pour rendre condensable à la température de l'environnement.

**a. Le condenseur**

Composant analogue à celui des machines à compression de vapeur. C'est la température du fluide caloporteur alimentant le condenseur qui fixe la température de condensation ( $T_c$ ), et donc la pression dans l'ensemble (générateur/condenseur) ( $P_h$ ).

La condensation du frigorigène nécessite le rejet de la chaleur de condensation  $Q_c$  à la température du fluide caloporteur; le trajet (7-1) sur la figure (01) comprend une phase de désurchauffe, ainsi qu'un éventuel sous refroidissement.

**b. L'évaporateur**

A la sortie du condenseur (1), le frigorigène liquide subit un laminage à travers le détendeur (1-2), puis s'évapore, produisant la puissance frigorifique  $Q_e$ . La température d'évaporation, et par suite la pression dans l'ensemble (évaporateur /absorbeur) ( $P_b$ ) est fixée par la température ( $T_e$ ) de la source froide.

Notons la présence d'une éventuelle surchauffe à la sortie de cet échangeur.

**c. Le générateur**

La solution diluée (riche en frigorigène) (6) y reçoit la quantité de chaleur  $Q_g$ , ce qui provoque la désorption d'une partie du frigorigène dissous dans la solution. Le générateur produit ainsi une vapeur de frigorigène (7) et une solution concentrée (pauvre en frigorigène) (8).

Cet organe effectue une concentration de l'absorbant ( $X_{LiBr}$ ) ou un appauvrissement en frigorigène ( $X_{H_2O}$ ) suivant la convention choisie.

**d. L'absorbeur**

La vapeur issue de l'évaporateur (3) y rencontre la solution concentrée (pauvre) provenant du générateur (10).

Elle est absorbée par cette solution, qui s'enrichit en frigorigène; la chaleur  $Q_a$  dégagée par cette transformation exothermique est évacuée par un fluide caloporteur.

En sortie d'absorbeur (4), on obtient ainsi une solution diluée (riche en frigorigène) .Ce composant effectue donc une dilution de l'absorbant ( $X_{LiBr}$ ) ou un enrichissement en frigorigène ( $X_{H_2O}$ ) suivant la convention choisie.

- Pour le couple (NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O), l'installation aurait besoin d'une colonne de rectification qui a pour rôle de purifier le frigorigène avant de l'introduire dans le condenseur.
- La différence de pression entre l'ensemble (absorbeur /évaporateur) ( $P_b$ ) et (générateur/condenseur) ( $P_h$ ) nécessite en outre:
  1. La présence de deux détendeurs, sur les circuits frigorigène (1-2) et sur la solution concentrée (pauvre) (9-10).
  2. La présence d'une pompe sur le circuit de la solution diluée (riche) (4-5)

Rappelons que le travail effectué par la pompe est nettement inférieur à celui d'un compresseur (M. C. LAMINE, 2010)

### **II.3.3. Diagrammes thermodynamiques utilisés**

#### **II.3.3.1. Diagramme d'Oldham**

C'est le diagramme le plus utilisé et le plus pratique pour une étude d'une machine à absorption.

Les évolutions d'une solution binaire sont accompagnées d'échange de chaleur dont l'intensité dépend de trois paramètres fondamentaux : la pression P, la température T et le titre X (G. Bouhelal, 2012).

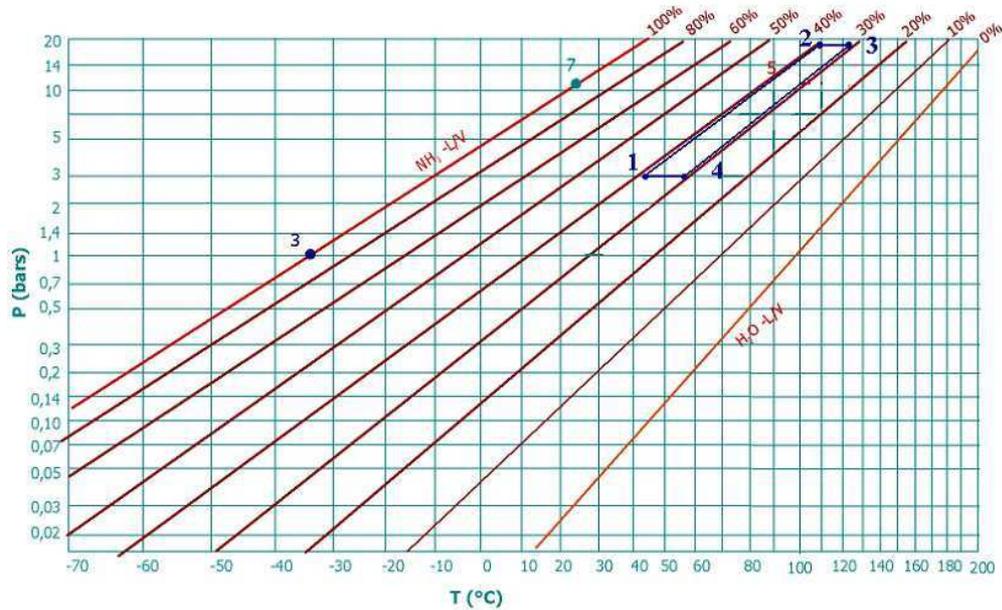


Figure II. 09 : Diagramme d’Oldham pour le couple NH3-H2O (G. Bouhelal, 2012)

Les propriétés de solution binaire ont été étudiées par divers chercheurs et sont concrétisées par différents diagrammes pour le calcul des installations à absorption. Parmi ceux-ci, celui d’Oldham est l’un des plus simples qui permet une bonne représentation des installations, c’est un diagramme  $[\ln(p), -1/T]$ .

Pour un titre donné X, il est possible de lier les valeurs de P et de T par une relation générale du type (U. Eicker 2003) :

$$\log_{10}(P) = A - \frac{B}{T} \tag{II.06}$$

Où les termes A et B sont fonction du titre X, tout en étant différents selon qu’il s’agit de la phase vapeur. Le choix de ces échelles est basé sur la constatation que les lignes d’égale concentration sont alors des droites, ce qui simplifie grandement leur tracé, puisqu’elles sont déterminées par deux points. Cependant, ce diagramme ne permet ni l’étude énergétique, ni le dimensionnement de la machine (G. Bouhelal, 2012)

II.3.3.2. Diagramme de Merkel

Il permet une étude complète de la machine à absorption, car en plus des informations données par le diagramme de Oldham, il renseigne, ce qui est fondamental pour les calculs, sur l'enthalpie de la solution liquide (ou absorbant) et de la vapeur du soluté (ou absorbât).

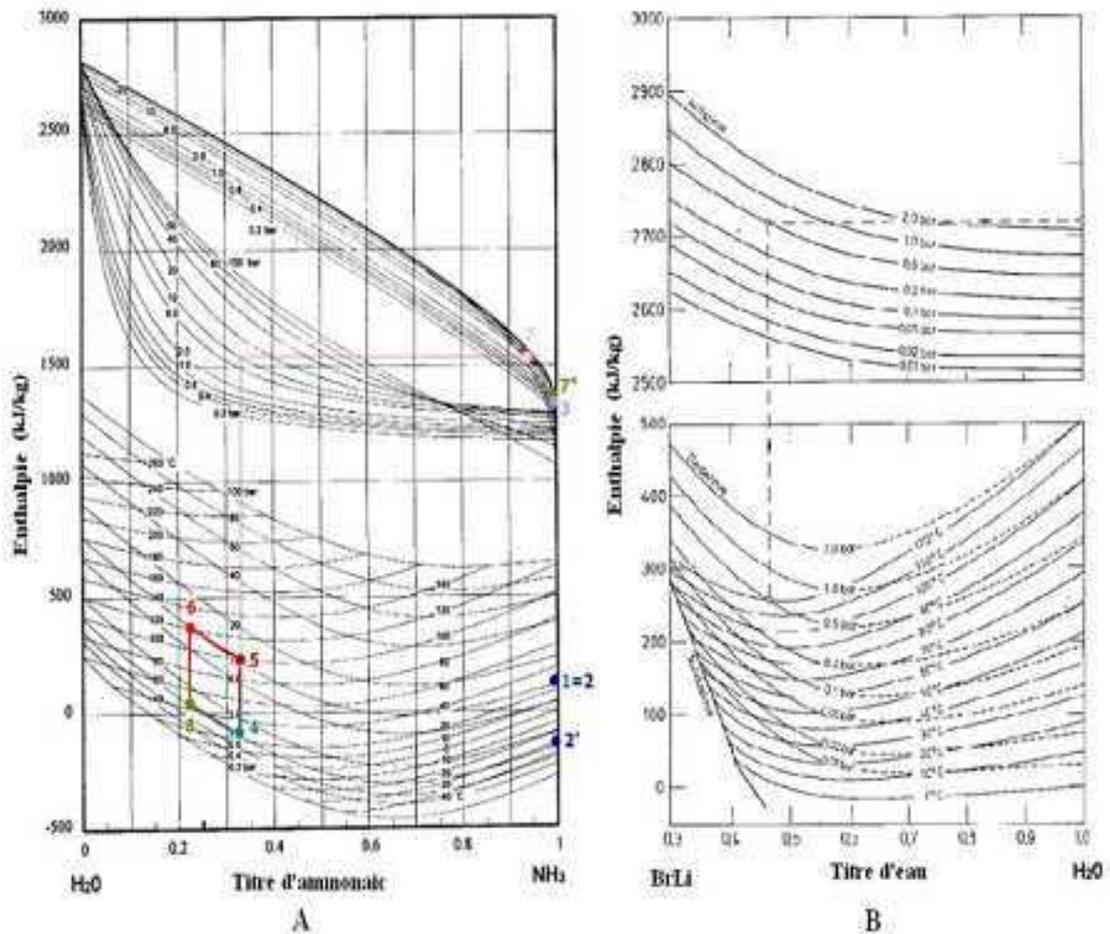


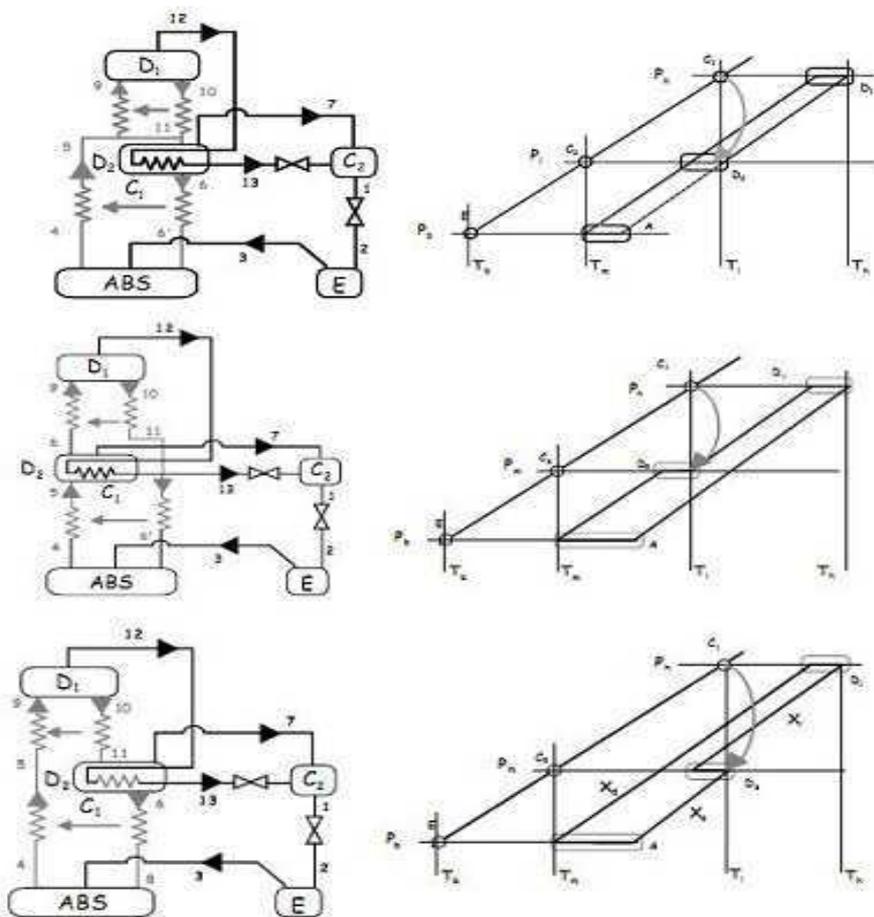
Figure II. 10 : Diagramme de Merkel.

C'est un diagramme  $h = f(x, T)$  où  $h = f(x, P)$  paramétré en pression et température pour la solution, en pression pour la vapeur. Il permet de connaître la teneur du mélange vapeur en équilibre avec la solution, en pression ainsi que les enthalpies de chaque point. On prêtera attention aux conventions choisies dans la représentation de ces diagrammes. En effet, on remarque que dans ces diagrammes, on adopte la teneur en eau comme représentation de la

concentration (figure II.10 B), la teneur en ammoniac comme représentation de la concentration (figure II.10 A) (G. Bouhelal, 2012)

**II.3.4. Cycle à deux étages (double effet)**

Cette machine fonctionne avec deux désorbeurs et deux condenseurs, suivant trois niveaux de pression. La figure II.11 représente le cycle de la solution dans un diagramme d'Oldham et donne une représentation schématisée de l'installation.



**Figure II. 11** : Machine à absorption à deux étages (J.C.Lasvignottes 2001).

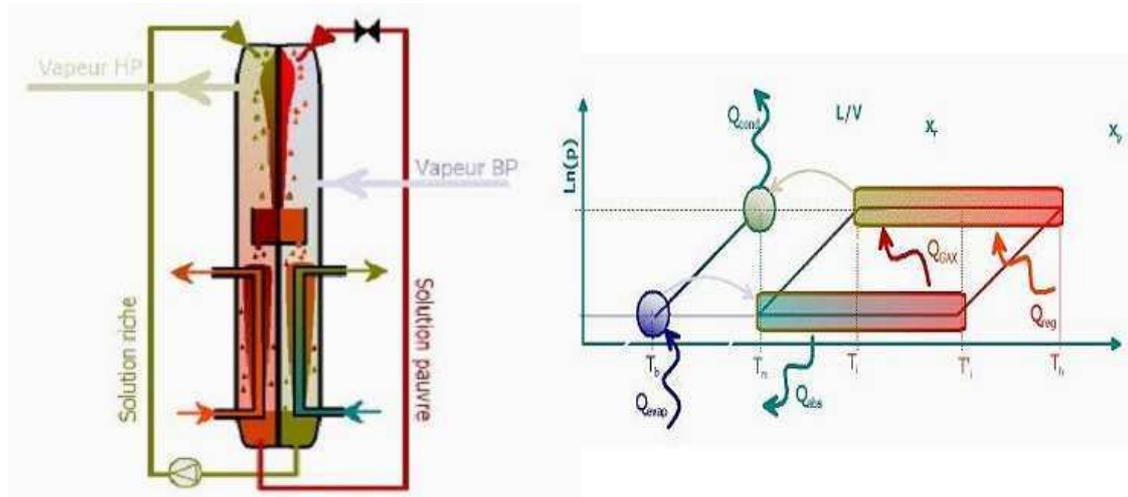
La partie de la machine qui fonctionne entre les pressions  $P_b$  et  $P_1$  (évaporateur, condenseur  $C_1$ , absorbeur et désorbeur  $D_1$ ) a un fonctionnement analogue à la machine simple effet décrite précédemment. La différence porte sur les transformations que va subir la solution intermédiaire titre  $x_i$  sortant du désorbeur  $D_1$ . Au lieu d'être détendue et réinjectée dans l'absorbeur, elle subit une nouvelle augmentation de pression par l'intermédiaire d'une

pompe, puis est introduite dans un deuxième désorbeur (D2), fonctionnant à une pression plus élevée P2. Le niveau de pression est choisi de façon à ce que la température de condensation du frigorigène soit légèrement supérieure à la température de la solution intermédiaire qui sort du premier désorbeur D1. Ainsi, c'est la chaleur de condensation produite dans le condenseur C2 qui va chauffer le désorbeur D1. Pour l'utilisateur, seul le désorbeur D2 consomme de la chaleur avec l'extérieur. La production de froid due au frigorigène désorbé par D1 est donc gratuite.

En théorie, ce procédé permet l'obtention d'un COP deux fois supérieur à celui d'une machine simple effet. Par exemple, pour une climatisation à 7°C, ce système amènerait un COP voisin de 1,5/1,6. Cependant, la présence de deux pompes ainsi que, les irréversibilités dues aux transferts thermiques entre le désorbeur D1 et le condenseur C2, et dans les échangeurs de chaleur font que les machines actuellement commercialisées fonctionnent avec des COP ne dépassant pas l'unité (0,8 à 1) (J.C.Lasvignottes 2001).

#### **II.3.6.5. Cycle GAX**

Le cycle GAX (Generator/Absorber/heatExchanger) est un procédé fonctionnant sous deux niveaux de pression d'une manière analogue à la machine à simple effet. L'originalité provient de la mise en œuvre de l'absorbeur et du désorbeur qui sont reliés en partie par un échangeur de chaleur. La figure II.12 donne le principe de ce désorbeur/absorbeur/échangeur et la représentation du cycle sur le diagramme d'Oldham. Cette représentation montre qu'une partie de la chaleur nécessaire à la désorption de frigorigène est fournie par l'absorbeur. De plus, ce procédé limite la quantité de chaleur à évacuer au niveau de l'absorbeur, puisqu'une partie de celle-ci est réintroduite dans la machine (G. Bouhelal, 2012).



**Figure II.12** : Principe d'un ensemble GAX.

Les COP théoriques sont ici aussi supérieurs à l'unité, mais pour les mêmes raisons que pour la machine à deux étages les COP réels restent au voisinage de l'unité.

#### II.3.6.6. Mélanges pour une machine à absorption

Bien que, théoriquement, il n'y ait aucune impossibilité d'utiliser des mélanges d'ordre supérieur, on se limite pratiquement aux mélanges binaires qui sont donc une combinaison d'un fluide frigorigène et d'un agent d'absorption.

Le choix du fluide interne d'une machine à absorption est d'abord dicté par le cycle choisi et l'application à laquelle la machine est destinée. Il faut ensuite tenir compte des réglementations concernant les fluides frigorigènes qui sont de plus en plus contraignantes.

A l'heure actuelle, les couples ammoniac/eau et eau/bromure de lithium sont les seuls utilisés dans les machines commercialisées.

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 (K.Sahraoui, 2007):

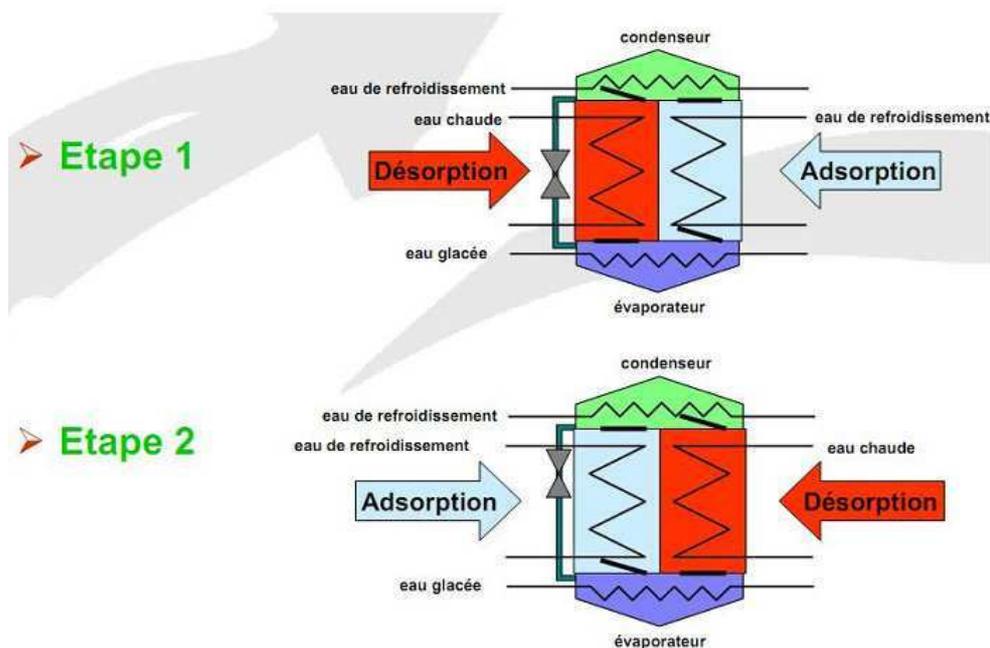
- 1) Absence de phase solide ;
- 2) L'agent absorbant doit avoir une grande affinité pour le fluide frigorigène ;
- 3) Le fluide frigorigène doit être plus volatil que l'agent absorbant ;
- 4) La pression de travail doit être modérée ;

- 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.

## II.4. Machine à adsorption

### II.4.1. Principe de fonctionnement

Les machines à adsorption apparurent plus tardivement, essentiellement dans la première moitié du 20<sup>ème</sup> siècle. Leur fonctionnement, basé sur les effets thermiques qui accompagnent la sorption ou la désorption physique d'un gaz sur un solide (systèmes à adsorption) ou bien la formation (ou la décomposition) de composés chimiques avec un gaz frigorigène (systèmes thermochimiques) est naturellement discontinu. Encore peu utilisés, ils font l'objet, actuellement, de nombreuses recherches (G. Bouhelal, 2012)



**Figure II.13 :** Schéma de fonctionnement d'une machine à adsorption (G. Bouhelal, 2012)

Une machine frigorifique à adsorption comporte quatre chambres sous vide, à savoir l'évaporateur, le condenseur, l'adsorbeur (capteur) et le désorbeur (bouilleur). Le bouilleur et le capteur comprennent également une fine couche d'adsorbant (10 mm) appliquée sur des

rondelles d'aluminium, lesquelles sont assemblées concentriquement et brasées sur des tubes en cuivre. Un circuit de retour amène le fluide frigorigène collecté du condenseur à l'évaporateur par phénomène hydrostatique. A l'exception des soupapes, la machine frigorifique à adsorption est dépourvue d'éléments mobiles. Chacune des quatre chambres est parcourue par un échangeur thermique en cuivre dont le rôle est d'apporter et d'évacuer la chaleur (G. Bouhelal, 2012).

#### **II.4.2.Types d'adsorption**

L'étude du phénomène d'adsorption montre que la nature de celle-ci varie selon les situations étudiées. Généralement, on distingue deux types d'adsorption qui diffèrent par leur nature de fixation et par les énergies mises en jeu (Pierrès 2005) :

##### **❖ Adsorption physique (physi-sorption)**

Dans le cas de l'adsorption physique, la fixation des molécules d'adsorbat sur la surface d'adsorbant se fait essentiellement par les forces de liaisons faibles du type Van Der Waals. Elle se produit sans modification de structure moléculaire, mettant en jeu une chaleur d'adsorption assez faible (de l'ordre de 5 à 25 KJ/mole), parfaitement réversible et qui est en outre favorisée par une basse température.

##### **❖ Adsorption chimique (chimi-sorption)**

Dans le cas de l'adsorption chimique, le processus résulte d'une réaction chimique avec formation des liens chimiques entre les molécules d'adsorbat et la surface de l'adsorbant, donnant naissance à des forces de liaisons très importantes (c'est pourquoi le phénomène est appelé chimisorption). La chaleur d'adsorption mise en jeu est en général assez grande, dépassant les 80 KJ/mole. L'adsorption chimique est souvent irréversible (ou difficilement réversible) et favorisée par une haute température (G. Bouhelal, 2012).

### II.4.3. Le couple absorbant-adsorbant

#### ❖ Choix du fluide de travail

Pour les systèmes de production de froid par adsorption ou réaction chimique, un nombre important de couples peut être choisi. Les couples possibles peuvent être classés en fonction du gaz choisi. Dans le domaine de la production de froid par sorption, les fluides frigorigènes les plus utilisés sont le méthanol, l'eau et l'ammoniac :

- **Le méthanol (CH<sub>3</sub>OH)** est un gaz envisageable qui est adsorbé par le charbon actif (I.I. El-Sharkawy et al 2009). De nombreuses fois, Il a été étudié et utilisé au cours des dernières années. Cependant, la décomposition du méthanol à des températures supérieures à 150°C impose une prise de précautions pour son utilisation dans des applications solaires (Eric J Hu 1998).
- **L'eau** présente l'avantage d'être stable sur une large gamme de température et de pression, d'avoir une grande enthalpie de vaporisation, d'être abondante et neutre vis-à-vis de l'environnement et non toxique. Cependant, les pressions opératoires sont très faibles, donc sa mise en œuvre nécessite des technologies de vide. De plus, sa température de solidification ne permet pas de l'utiliser pour des applications à très basses températures (N. Pierrès, 2005).
- **L'ammoniac** a été couramment utilisé à la fois pour des procédés de chauffage comme pour la production de froid. Ce fluide est stable sur une large gamme de température et de pression, il présente une enthalpie de vaporisation élevée et son point de congélation vaut 77°C. De plus, il est relativement abondant et donc de coût limité. Cependant, à haute température, la pression de l'ammoniac est élevée, et ce fluide est volatil, toxique et corrosif (AUBURTIN et al 1999). En absorption et adsorption, les couples eau-ammoniac et charbon actif-ammoniac ont été utilisés fréquemment pour des applications basses température (Z Tamainot-Telto et al 1997). Dans les procédés à sorption chimique, l'ammoniac a également été largement étudié et expérimenté, en particulier avec des sels réactifs de type chlorures.
- **La méthylamine (CH<sub>3</sub>NH<sub>2</sub>)**, fluide dérivé de l'ammoniac, réagit également avec des sels de type chlorures, comme le CaCl<sub>2</sub> ou le LiCl et présente l'intérêt de permettre des pressions de travail moins élevées que l'ammoniac (environ 6 bar à

40°C par exemple contre 16 bar pour l'ammoniac). Cependant, au cours des dernières années, on ne note pas de développement de procédés de sorption utilisant la méthylamine comme fluide de travail (N. Pierrès, 2005).

#### ❖ Choix du sorbant

Les critères de choix du couple mis en jeu pour une application donnée sont les suivants :

- Les conditions d'équilibre du couple considéré, déterminées par l'équation d'équilibre thermodynamique ou les isostères de sorption,
- La densité énergétique (une importante enthalpie de changement de phase pour ce fluide),
- La stabilité chimique et mécanique, puisque les systèmes sont amenés à fonctionner sur un grand nombre de cycles,
- la toxicité, la corrosivité, l'explosivité et l'inflammabilité,
- le coût des composés,
- l'impact environnemental.

#### II.4.4. Modélisation

La modélisation des cycles à adsorption solide nécessite une bonne modélisation du phénomène d'adsorption. Donc, il est essentiel de maîtriser des informations concernant l'équilibre, ce dernier nécessite un choix convenable de modèle d'adsorption (isotherme d'adsorption) qui peut décrire correctement les propriétés d'adsorption du couple utilisé.

L'équation théorique de base est celle donnée par Dubinin–Astakhov (E. Anyanwu et al 2007) qui relie la concentration  $X$  avec la pression  $P$  et la température  $T$  de solution :

$$x(P, T) = \rho_r(T) \cdot W_0 \cdot \exp \left( -D \left[ T \cdot \ln \left( \frac{P_s(T)}{P} \right) \right]^n \right) \quad (\text{II.07})$$

Avec :  $\rho_r$  et  $P_s$  sont respectivement la masse volumique et la pression de saturation de réfrigérant,

$W_0$  : La quantité maximal de réfrigérant absorbé par l'absorbeur. Et  $D$  et  $n$  sont des constants dépend de couple réfrigérant choisi.

Dans le même cadre, l'équation de Dubinin-Radushkevich (M.F.Rudenko et al 2006) représente la même importance :

$$W^* = \frac{x(P,T)}{\rho(T)} = W_0 \cdot \exp \left( -D \cdot T^2 \cdot \left[ \log \left( \frac{P_s}{P} \right) \right]^n \right) \quad (\text{II.08})$$

La valeur des constantes dépend de couple utilisé par exemple : Pour le couple ammoniac/ACF (L.Vasiliev et al, 2001) :

$$W_0 = 0,491 \quad \text{et} \quad D = 8,56 \cdot 10^{-6} \quad \text{et} \quad n = 2$$

Une autre formule spécifique pour le couple carbone actif/méthanol (E.Anyanwu et al 2007) :

$$\log(P) = C - \frac{M}{T} \quad (\text{II.09})$$

Avec :

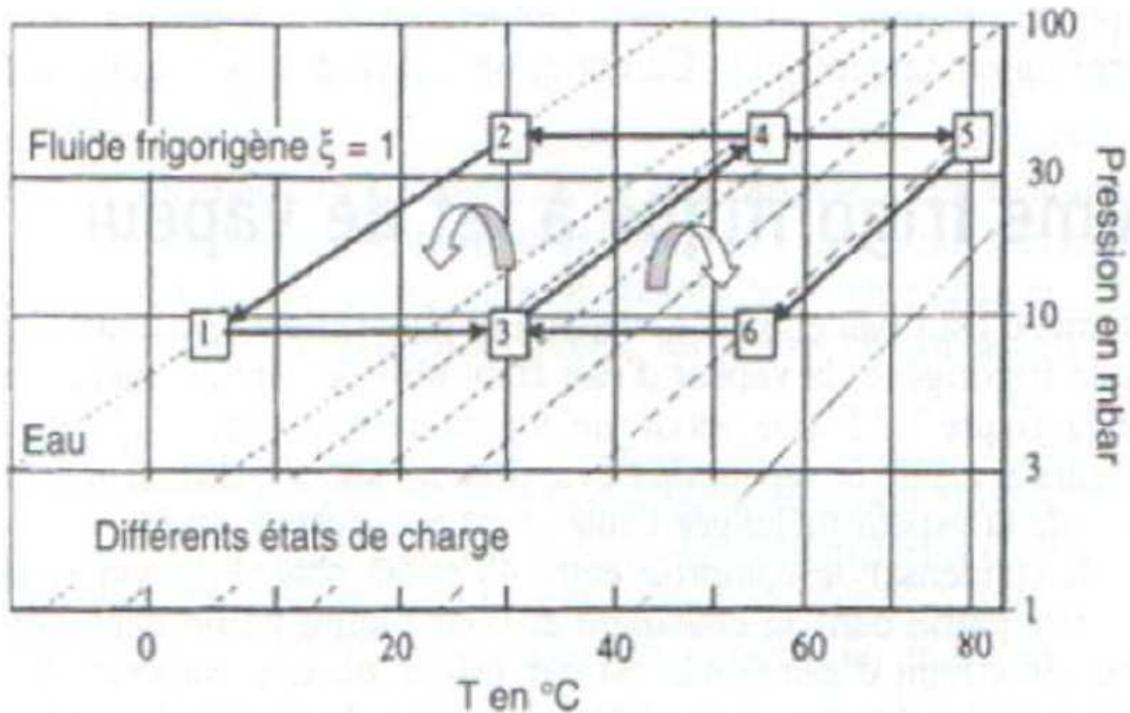
$$\begin{aligned} M = & 5490.09 - 57.92 \cdot \cos(1.2 \cdot x) - 7.42 \cdot \cos(2.4x) - 13.33 \cdot \cos(3.6 \cdot x) \\ & - 5.58 \cdot \cos(4.8 \cdot x) + 286.53 \cdot \sin(1.2x) - 17.76 \cdot \sin(2.4x) \\ & - 17.5 \cdot \sin(3.6 \cdot x) - 11.98 \cdot \sin(4.8 \cdot x). \end{aligned}$$

Et:

$$\begin{aligned} C = 21,14 - 0,000119 \cdot (x - 202,5)^2 & \quad \text{si} \quad 80 < x \leq 170 \\ C = 20,54 - 0,000216 \cdot (x - 202,5)^2 & \quad \text{si} \quad 170 < x \leq 290 \end{aligned}$$

#### II.4.5. Le diagramme isostère

La figure II-14 décrit le cycle parfait de La machine frigorifique à adsorption sans échange de chaleur interne sous forme de diagramme isostère (les isostères sont des lignes à charge constante). Les isostères représentent les états de charge croissants de gauche à droite. Le système adsorbent / désorbent est à deux degrés de liberté: la pression et la température de consigne fixent la charge X. A gauche, le champ des isostères est limité par l'état de fluide frigorigène pur. Les états de l'évaporateur (1) et du condenseur (2) figurent sur cette ligne isostère où X = 1. L'adsorption (3) de la vapeur de fluide frigorigène se produit à une pression d'évaporation P<sub>0</sub> et une température d'eau de refroidissement T<sub>C</sub>. L'adsorbant chargé est alors chauffé jusqu'à la pression de condensation P<sub>C</sub> (4).



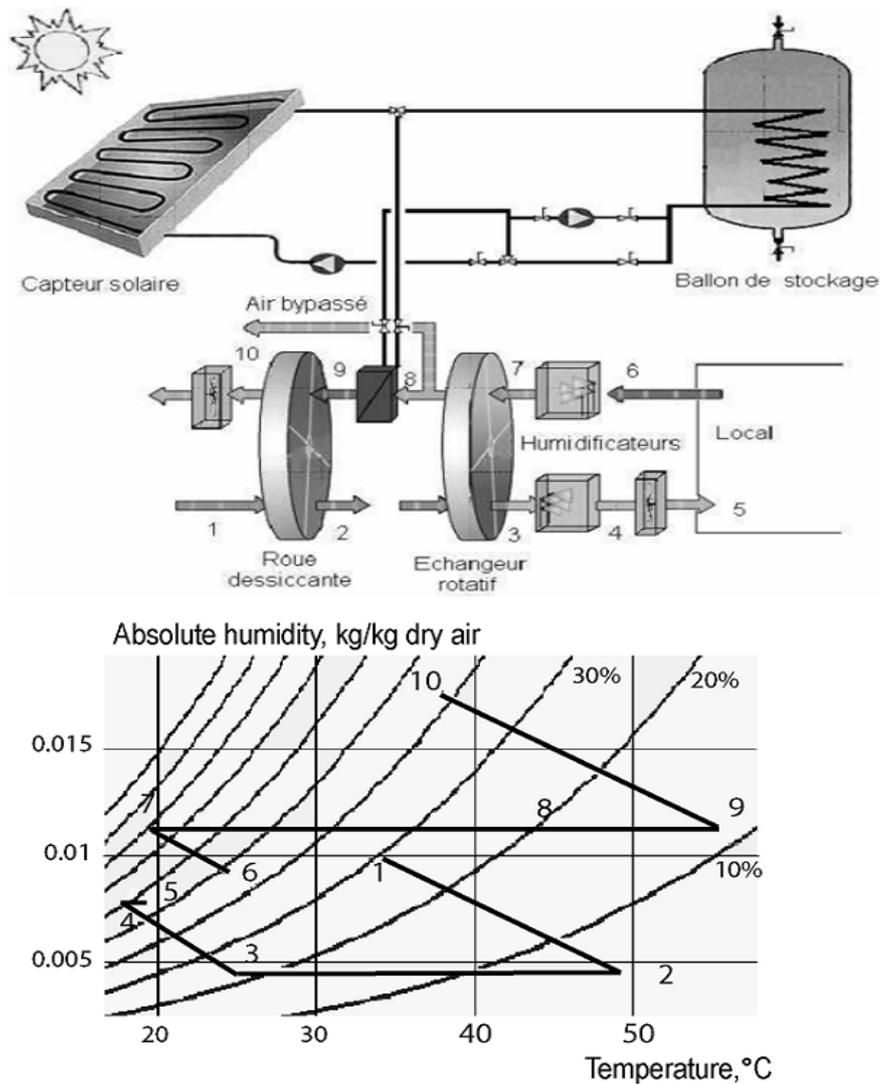
**Figure II. 14** : Cycle parfait dans un diagramme isostère sans échange thermique interne (A.Reinhart 2000).

La soupape s'ouvre et le fluide frigorigène est désorbé puis condensé (2) tandis que l'adsorbant atteint la température de fin de désorption  $T_h$  (5). La soupape se referme et l'adsorbant est refroidi avec une concentration constante pour se retrouver à la pression de l'évaporateur  $P_0$  (6). La soupape située entre l'adsorbant et l'évaporateur s'ouvre, permettant de capter le réfrigérant s'évaporant jusqu'à la température de fin d'adsorption  $T_{ad}$  (3). La différence entre charge minimale (fin de désorption) et charge maximale fin d'adsorption) est importante, le débit de fluide frigorigène moyen, augmente avec la température d'adsorption et la température de désorption respectivement décroissante et croissante. La différence de charge augmente également avec une durée de cycle plus longue, c'est-à-dire la durée du processus de charge et de décharge. Toutefois, la puissance frigorifique moyenne diminue en raison de la caractéristique de saturation du processus d'adsorption.

**II.5. Machine à dessiccation**

**II.5.1. Principe de fonctionnement**

Les systèmes dessiccants sont utilisés pour produire directement de l'air frais, et non pas pour refroidir l'eau de la boucle de refroidissement comme dans le cas des machines citées précédemment. Ainsi, ils ne peuvent être utilisés que dans le cas où la climatisation du local se fait grâce à un système à air basé sur une centrale de traitement d'air (CTA) (G. Bouhelal, 2012)



**Figure II.15 :** Principe de fonctionnement d'une machine frigorifique à dessiccant.

Le dessiccant est donc un cycle ouvert, qui s'appuie principalement sur l'utilisation de l'eau et de son potentiel de changement de phase pour refroidir l'air soufflé dans un local.

Pour maximiser l'effet de la chaleur latente de vaporisation de l'eau, le flux d'air ventilé est tout d'abord desséché dans une roue à dessiccation (roue composée d'une matrice circulaire de fibre de verre ou d'aluminium sur laquelle est déposé le matériau dessicatif) ou dans un lit dans lequel est vaporisée une solution dessiccante, puis refroidi dans un échangeur, et enfin humidifié adiabatiquement dans un laveur d'air (figure II.15). Le fonctionnement d'un tel système nécessite un flux d'air de régénération qui permet de refroidir l'air du processus dans l'échangeur, puis de régénérer le matériau dessicatif après avoir été réchauffé par la source chaude du système. La température de régénération nécessaire peut varier de 50 à 80°C. Le  $COP_{th}$  est d'environ 0.5. La puissance de refroidissement est limitée par le débit de renouvellement d'air. Ce système doit donc être utilisé pour des bâtiments où les besoins sont restreints, ou pour une application de rafraîchissement simple (G. Bouhelal, 2012).

### **II.5.2. Le couple Absorbant-adsorbant dessicants**

Les matériaux dessicants peuvent être des liquides ou des solides. Les absorbants sont liquides et les adsorbants sont solides.

#### **a) Les absorbants**

Dans un déshumidificateur à absorption l'air entre en contact avec une solution liquide dessiccante. Le liquide a une pression de vapeur plus faible que l'eau à la même température.

Cette faible pression attire la vapeur d'eau de l'air qui est déshumidifié. La pression de vapeur d'une solution liquide est proportionnelle à sa température et inversement proportionnelle à sa concentration.

Le Chlorure de Lithium a une très grande affinité pour l'eau. Chaque molécule peut capter deux molécules d'eau, même dans l'état sec. Pour plus de deux molécules d'eau par molécule de chlorure de lithium, le matériau devient liquide et continue à absorber de l'eau. Si la solution est en équilibre avec l'air à une humidité relative de 90%, près de 26 molécules d'eau sont attachées à une molécule de chlorure de lithium (C.Maalouf 2006).

#### **b) Les adsorbants**

Les adsorbants sont des solides avec une énorme surface interne par unité de masse. Ils ont généralement des surfaces spécifiques supérieures à 100 m<sup>2</sup>/g, atteignant même quelques milliers de m<sup>2</sup>/g. Les adsorbants attirent l'eau à cause d'un champ électrique à leur surface. Quand la totalité de la surface est couverte de molécules, l'adsorbant peut également

capter de l'eau parce que la vapeur se condense dans la première couche et remplit les capillarités du matériau. Comparés aux absorbants, la capacité des adsorbants de capter de l'eau est faible. Par exemple, la zéolite synthétique peut adsorber 17% de sa masse en eau quand l'air se trouve à 21°C et à une humidité relative de 20%. Par contre le chlorure de lithium peut absorber 130% de sa masse dans les mêmes conditions. Mais les adsorbants solides ont d'autres caractéristiques favorables, ils peuvent être fabriqués avec des tolérances précises et avec des diamètres de pores contrôlés.

La molécule d'eau a un diamètre effectif de 3,2 Angström. Ainsi, un matériau de pores de diamètre 4 Angström adsorbe l'eau et laisse intacte les molécules de diamètre supérieur. Cette caractéristique a une grande application industrielle. Dans ce qui suit, nous allons présenter les adsorbants industriels les plus courants : Les charbons actifs, les zéolites, les gels de silice et les alumines activées. Les zéolites se distinguent des trois autres types par leurs structures cristallines conduisant à des micropores réguliers de tailles uniformes (ils sont aussi appelés tamis moléculaires) (C.Maalouf 2006).

- **Les charbons actifs :** Les charbons actifs sont de loin les adsorbants les plus fabriqués et utilisés en industrie. Ils peuvent être obtenus à partir d'un grand nombre de matériaux carbonés (bois, charbon, noix de coco, résidus pétroliers, etc.), par des processus de carbonisation suivis de processus d'activation dûment contrôlés. Ils sont fréquemment utilisés pour la récupération des vapeurs de solvant et d'hydrocarbures, la décoloration de sucres, etc.
- **Les zéolites :** Les zéolites sont des aluminosilicates cristallins et poreux, résultant des enchaînements de tétraèdres de  $\text{SiO}_4$  et  $\text{AlO}_4$ . De nombreuses structures différentes de zéolites existent selon la manière dont sont arrangés ces tétraèdres et selon le rapport Si/Al. Deux des zéolites les plus courantes sont les zéolites A et X. Le rapport Si/Al dans les zéolites est toujours supérieur à 1, mais n'a pas de limite supérieure. En règle générale, une zéolite riche en aluminium a une grande affinité pour l'eau et d'autres molécules polaires. Par contre, une zéolite pauvre en aluminium est plutôt hydrophobe et adsorbe de préférence les hydrocarbures.
- **Les gels de silice :** Les gels de silice ( $\text{SiO}_2 \cdot n\text{H}_2\text{O}$ ) peuvent être obtenus par précipitation de silice en faisant réagir une solution de silicate de sodium avec un acide minéral (sulfurique ou chlorhydrique). Le gel obtenu est ensuite lavé, séché et activé.

La structure des pores est créée par l'agglomération des particules sensiblement sphériques de dimension à peu près uniforme comprise entre 2 et 20 nanomètre. Ces gels adsorbent de préférence les molécules polaires comme l'eau et l'alcool.

- **Les alumines activées** : Elles sont obtenues par déshydratation thermique du trihydrate d'alumine. Comme les gels de silice, les alumines activées sont très hydrophiles et sont couramment utilisés pour le séchage.

## II.6. Comparaison entre les systèmes de production de froid

Le tableau ci-dessous résume les avantages et les inconvénients de quelques systèmes de réfrigération :

	Avantages	Inconvénients
<b>Cycle à compression</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>✓ Très bon COP (2 – 4).</li> <li>✓ Encombrement réduit par kW de froid produit.</li> <li>✓ Mise en fonctionnement rapide.</li> <li>✓ Grande plage de variation de la température d'eau refroidie.</li> <li>✓ Rejet thermique limité.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>✓ Vibrations et bruits.</li> <li>✓ Compresseur trop coûteux en énergie électrique.</li> <li>✓ Réfrigérants nocifs pour l'environnement.</li> </ul>
<b>Dessicant</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>✓ L'eau tient le rôle de réfrigérant.</li> <li>✓ Contrôle indépendant de la température et de l'humidité.</li> <li>✓ Intégration possible avec un système de ventilation et de chauffage.</li> <li>✓ La régénération peut se faire grâce à des capteurs solaires thermiques.</li> <li>✓ Les rejets de chaleur dans l'environnement sont faibles.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>✓ Maintenance de la roue à dessiccation.</li> <li>✓ Nécessité d'un déshumidificateur.</li> <li>✓ Technologie non utilisable en région humide.</li> <li>✓ Pas de protection contre une éventuelle contamination.</li> <li>✓ Non adapté à des petites applications.</li> </ul>
<b>Adsorption</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>✓ Requier peu de maintenance.</li> <li>✓ Apport de l'énergie de régénération à partir de capteurs solaires thermiques.</li> <li>✓ Possibilité d'atteindre de basses températures.</li> <li>✓ Le réfrigérant (eau) non nocif.</li> <li>✓ Longue durée de vie.</li> <li>✓ Possibilité de stockage de froid.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>✓ Rejets à haute température dans l'atmosphère.</li> <li>✓ Encombrement matériel.</li> <li>✓ Faible disponibilité sur le marché.</li> <li>✓ Grande sensibilité aux faibles températures en particulier à la chute de température durant la nuit.</li> <li>✓ Production de froid discontinue.</li> </ul>
<b>Absorption</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>✓ Pas de vibrations, silence de fonctionnement.</li> <li>✓ Grande robustesse, car pratiquement pas de pièces tournantes.</li> <li>✓ Faible coût de fonctionnement</li> <li>✓ Disponibilité du matériel.</li> <li>✓ Source de chaleur possible à partir de capteurs solaires thermiques.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>✓ Faible COP.</li> <li>✓ Plage réduite de variation de la température de l'eau refroidie.</li> <li>✓ Encombrement important.</li> <li>✓ Coût élevé d'investissement.</li> <li>✓ Temps de réponse long.</li> <li>✓ Pas de froid négatif avec l'eau.</li> <li>✓ Risque de cristallisation du LiBr.</li> </ul>

Tableau II.02 : Comparaison entre les installations de production de froid (G. Bouhelal, 2012)

## **II.7. Les capteurs solaires**

### **II.7.1. Introduction**

Le rafraîchissement solaire se différencie de la production d'eau chaude par le niveau élevé de température à laquelle la chaleur utile doit être fournie. Pour les groupes de froid à sorption (absorption et adsorption), la température utile dépasse généralement 80°C ; les valeurs les plus basses étant d'environ 50°C. Pour les systèmes à dessiccation, la température de fonctionnement va de 55°C à 90°C. Compte-tenu des débits élevés nécessaires pour alimenter le système, une stratification du volume de stockage de l'eau chaude est difficile et la température de retour dans le capteur est donc relativement élevée, elle aussi. Ceci induit une limitation dans le choix du type de capteur.

En conséquence, les capteurs solaires plans et les capteurs à air sont bien adaptés pour les systèmes à dessiccation. Lorsque l'on utilise un groupe de froid à adsorption, l'utilisation de capteurs plans sélectifs est limitée aux régions à fort ensoleillement. Dans les régions moins ensoleillées, ou pour les groupes de froid nécessitant des températures de fonctionnement plus élevées comme les machines à absorption simple effet, des capteurs à hautes performances doivent être utilisés. Si on se limite aux capteurs fixes, des températures encore plus élevées peuvent être obtenues grâce à des capteurs sous vide à concentration optique. Il peut s'agir d'une option intéressante pour les systèmes utilisant des groupes de froid à absorption haut performance (R. CHELAN, 2004).

### **II.7.2. Principe de fonctionnement**

Le capteur solaire thermique est un dispositif conçu pour recueillir l'énergie provenant du soleil sous forme de chaleur (rayonnement) et la transmettre à un fluide caloporteur.

La chaleur est récupérée grâce à un fluide (eau + antigel ou air) caloporteur, qui s'échauffe en circulant dans un absorbeur placé sous un vitrage. Celui-ci laisse pénétrer la lumière solaire et minimise les pertes par rayonnement infrarouge de l'absorbeur en utilisant l'effet de serre. Ce vitrage permet en outre de limiter les échanges de chaleur avec l'atmosphère.

Le capteur solaire sera d'autant plus performant que le revêtement de l'absorbeur aura un coefficient d'absorption élevé et un coefficient d'émission faible. Les matériaux qui présentent ces caractéristiques sont dits "sélectifs" (G. Bouhelal, 2012).

### II.7.3. Type des capteurs solaires

Il existe deux types de capteurs solaires : Les capteurs fixes et les capteurs solaires à poursuite, qui utilise un système motorisé pour suivre la course du soleil. Ces derniers produisent des hautes températures qui ne sont pas considérées dans les technologies de climatisation solaire actuelles.

Les capteurs solaires fixes sont composés d'un absorbeur, chargé d'emmagasiner la plus grande quantité d'énergie solaire grâce à une absorptivité grande et une émissivité faible. De plus, du verre entre l'air extérieur et l'absorbeur permet de laisser passer la quasi-totalité du rayonnement courte longueur d'onde tout en ayant une transmissivité nulle pour les grandes longueurs d'onde provenant de l'absorbeur. (R. CHELAN, 2004).

Le verre crée ainsi un effet de serre tout en évitant également les pertes par convection.

On distingue quatre types de capteur solaire fixes différents :

#### ❖ Les capteurs à air :

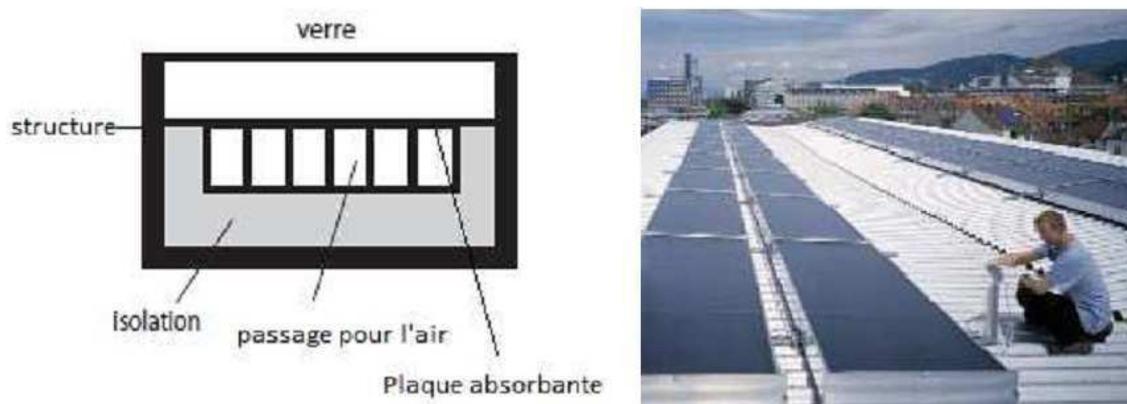


Figure II.16: Vue générale d'un capteur à air (T. Vitte, 2007).

Ils sont utilisés pour le chauffage direct de l'air, généralement pour le préchauffage de l'air neuf. Ils sont utilisés lorsque la température désirée n'est pas très haute ( $\leq 70^{\circ}\text{C}$ ), car le rendement baisse fortement avec la hausse de la température de l'air caloporteur. L'avantage de ces capteurs est leur faible coût ainsi que la faible complexité d'installation. Des ailettes sont dessinées dans l'absorbeur pour augmenter le coefficient d'échange convectif entre l'air et l'absorbeur. Ces capteurs peuvent être utilisés dans une installation desiccant cooling.

❖ Les capteurs plans :

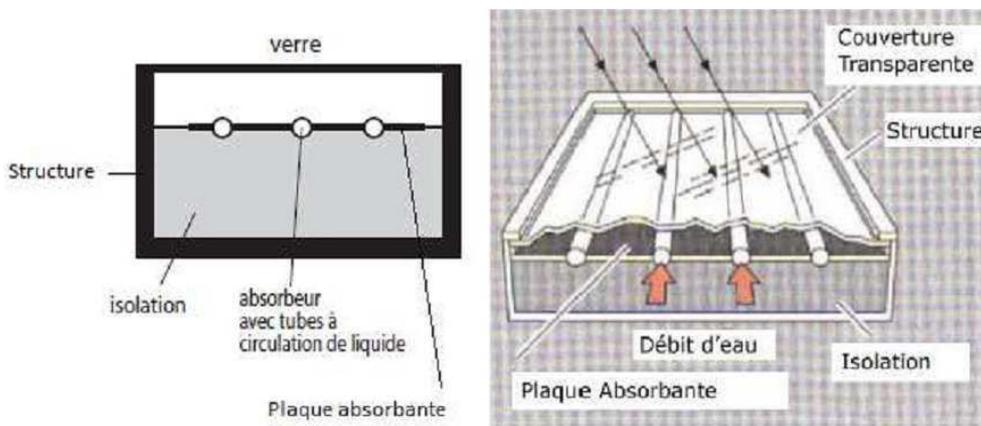


Figure II.17: Vue générale d'un capteur plan et sa coupe verticale (T. Vitte, 2007).

Ces capteurs permettant de chauffer un liquide caloporteur (généralement un mélange eau-glycol). Ils sont utilisés généralement pour la production d'eau chaude sanitaire. Un absorbeur sélectif ainsi qu'une vitre en verre technique permettant de garder un bon rendement avec des températures dans l'ordre de  $100^{\circ}\text{C}$ .

❖ Les capteurs à concentration fixes :

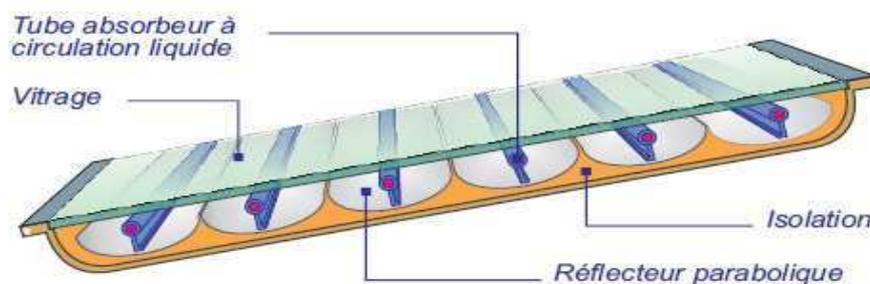
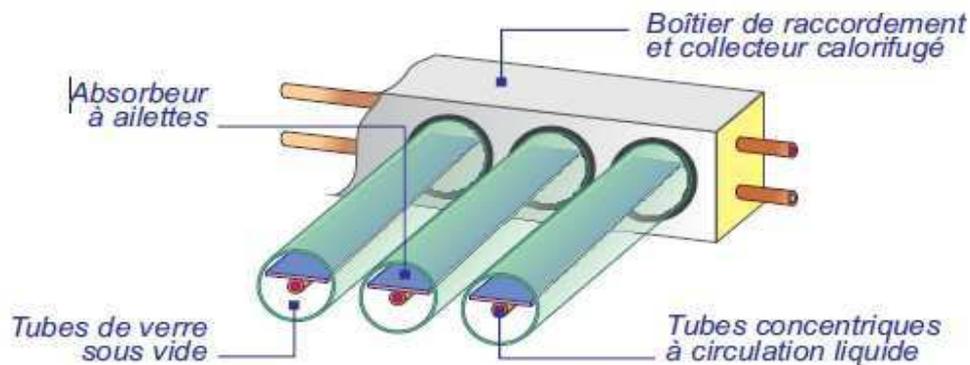


Figure II.18: Vue générale d'un capteur CPC (T. Vitte, 2007).

Ces capteurs sont de même type que les capteurs plans, mais ils concentrent les rayons de soleil sur les absorbeurs à l'aide de réflecteur disposé en son face. Ces capteurs sont très efficaces lorsque l'ensoleillement direct est très fort, mais perdent rapidement en efficacité lors des ensoleillements moindres. Ils sont généralement prévus pour la production de chaude.

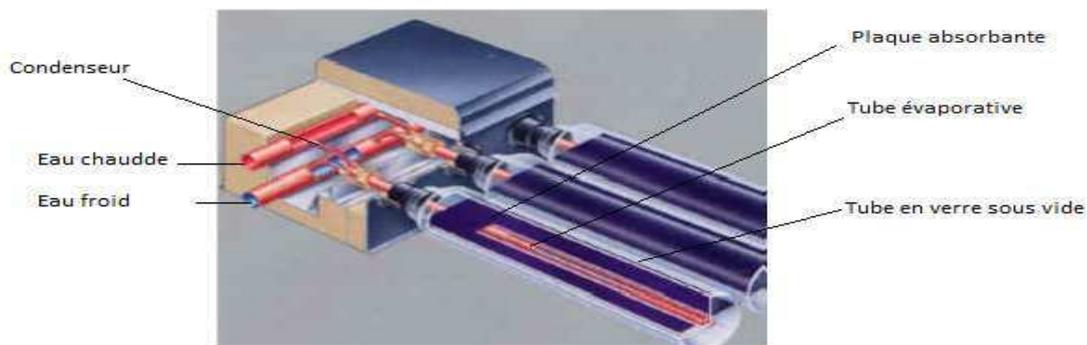
❖ **Les capteurs sous vides CS:**



**Figure II.19** : Vue générale d'un capteur sous vide (T. Vitte, 2007).

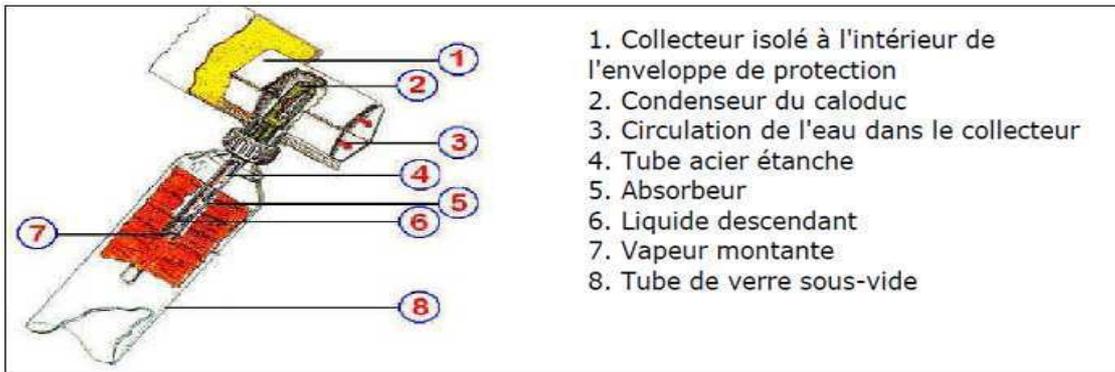
Ces capteurs diffèrent de leur conception car ils sont composés de plusieurs tubes en verre dans lesquelles règne un vide poussé, limitant les échanges convectifs entre l'absorbeur (placé à l'intérieur de tube) et le verre. Plusieurs types de capteur sous vide existent :

- **Circulation directe** : Le fluide caloporteur passe successivement dans chaque tube pour y être chauffé. Le principe est simple, mais la fabrication est difficile à cause des liaisons verre/métal nécessaire pour la circulation de fluide caloporteur.



**Figure II.20** : capteur solaire à circulation directe (R. CHELAN, 2004).

- **Capteur à caloduc** : Le liquide à l'intérieur de tube est vaporisé et se condensé dans un condenseur et relâche ainsi l'énergie de condensation à un fluide caloporteur circulant au sommet des tubes. Cette conception permet le remplacement aisé d'un tube, car le circuit du tube et le circuit de champ de capteur n'est pas connecté.

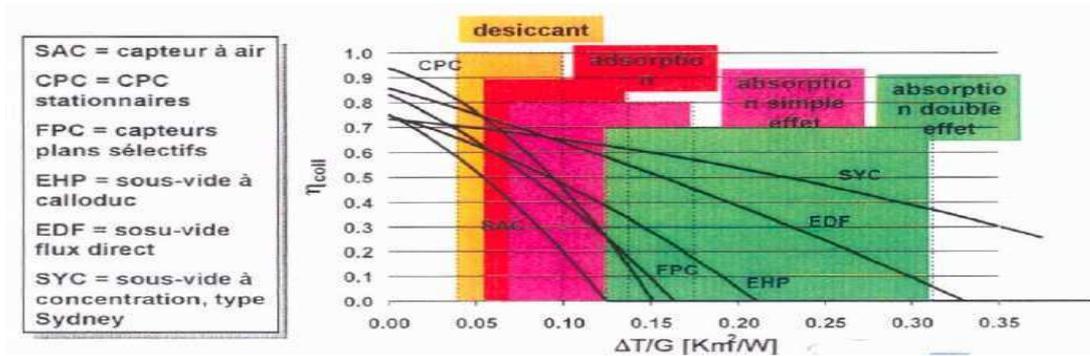


**Figure II.21** : Schéma de fonctionnement du capteur sous vide à caloduc et sa liaison avec le collecteur (R. CHELAN, 2004).

- Capteur « sydney » : Ils sont réalisés avec deux tubes de verre l'un dans l'autre et entre lesquels on fait le vide après avoir déposé un absorbeur sélectif concentriques sur la paroi extérieure de tube intérieur. On place ensuite au centre des deux tubes, un tube de cuivre creux en U qui permet l'échange de chaleur, soit directement, soit par le biais d'un caloduc.

#### II.7.4. Efficacités des différents capteurs solaires

Chaque type de capteur est caractérisé par une courbe de fonctionnement qui montre l'efficacité en fonction de la différence de température entre le fluide et l'air ambiant, divisé par le rayonnement de solaire en  $W/m^2$  ( $\Delta T/G$ ). A partir des températures de source chaude de chaque technologie de climatisation solaire, il est possible de déterminer quel type de capteurs devra être utilisé. La figure II.23, montre cette répartition (T. Vitte, 2007).



**Figure II.22:** Efficacités des différents capteurs solaires et applications aux différentes technologies de climatisation solaire (T. Vitte, 2007).

Les capteurs CPC stationnaire ont la plus grande efficacité (proche de 95 %) lorsque le rapport ( $\Delta T/G$ ) est faibles, suivi par les capteurs à sous vide à flux direct, puis les capteurs plans et enfin les capteurs sous vide à caloduc, types sydney et les capteurs à air ont environ la même efficacité, à savoir environ 0.75 (T. Vitte, 2007).

## II.8. Le stockage de l'énergie solaire

Le stockage de l'énergie est l'action qui consiste à placer une quantité d'énergie en un lieu donné pour permettre son utilisation ultérieure. Par extension, le terme "stockage d'énergie" est souvent employé pour désigner le stockage de matière qui contient cette énergie.

Le stockage de l'énergie captée permet de pallier le caractère discontinu de l'énergie solaire. L'accumulation de l'énergie dans le stockage se traduit par une élévation de sa température.

Pour apprécier l'efficacité d'un système de stockage, il faut rappeler que le rendement d'un capteur dépend essentiellement de la température moyenne du fluide qui le traverse, donc de la température du fluide au retour du stockage. L'une de caractéristiques essentielles de l'aptitude à l'emploi du stockage sera de fournir, à l'entrée des capteurs, un fluide dont la température sera la plus basse possible.

Le transfert de chaleur des capteurs vers le ballon s'effectue de deux façons différentes :

- par circulation forcée avec une pompe commandée
- par un dispositif de régulation, par circulation naturelle ou thermosiphon.

Les systèmes fonctionnant par thermosiphon présentent l'avantage par rapport aux systèmes habituels avec circulateur de ne nécessiter aucun dispositif de régulation des apports solaires, ni des pompes de mise en circulation du fluide caloporteur. Cependant, dans les faits, les installations en thermosiphon ne concernent généralement que certaines fabrications de chauffe-eau individuels et restent l'exception pour les installations collectives.

En raison des problèmes hydrauliques posés par les champs de capteurs de grandes dimensions, et des contraintes architecturales posées par la disposition des capteurs sous le stockage, la circulation du fluide caloporteur par thermosiphon est, sauf cas particulier, mal adaptée aux installations collectives.

Le stockage de chaleur peut être réalisé à travers deux phénomènes différents associés aux matériaux qui assurent le stockage. On parle alors de stockage par chaleur sensible et de stockage par chaleur latente.

### **II.8.1. Le stockage par chaleur sensible**

Dans le stockage par chaleur sensible, l'énergie est stockée sous la forme d'une élévation de température du matériau de stockage. La quantité d'énergie stockée est alors directement proportionnelle au volume, à l'élévation de température et à la capacité calorifique du matériau de stockage. Ce type de stockage n'est limité que par la différence de température disponible, les déperditions thermiques du stockage (liées à son isolation thermique).

Quelques exemples de stockage de chaleur sensible :

- Dans les systèmes de chauffage domestiques, on utilise parfois la grande inertie thermique de certains matériaux (briques, huile) pour restituer lentement la chaleur accumulée au cours de périodes où la chaleur a été produite ou captée. Mais le plus souvent, le stockage est assuré par un ballon d'eau chaude isolé.

- Dans les fours à feu de bois, en brique et terre réfractaire, la capacité de la voûte du four à emmagasiner la chaleur est utilisée pour la cuisson d'objets (poterie, émaux, etc.) ou de plats (pain, pizza, etc.).

### **II.8.2. Le stockage par chaleur latente**

Dans le stockage par chaleur latente, l'énergie est stockée sous la forme d'un changement d'état du matériau de stockage (fusion ou vaporisation). L'énergie stockée dépend alors de la chaleur latente et de la quantité du matériau de stockage qui change d'état. Contrairement au stockage sensible, ce type de stockage peut être efficace pour des différences de températures très faibles. Dans le cas du changement de phase solide/liquide, et pour une quantité d'énergie stockée et un matériau de stockage donnés, le stockage latent nécessite moins de volume que le stockage par chaleur sensible du fait que la chaleur latente est généralement beaucoup plus élevée que la capacité calorifique.

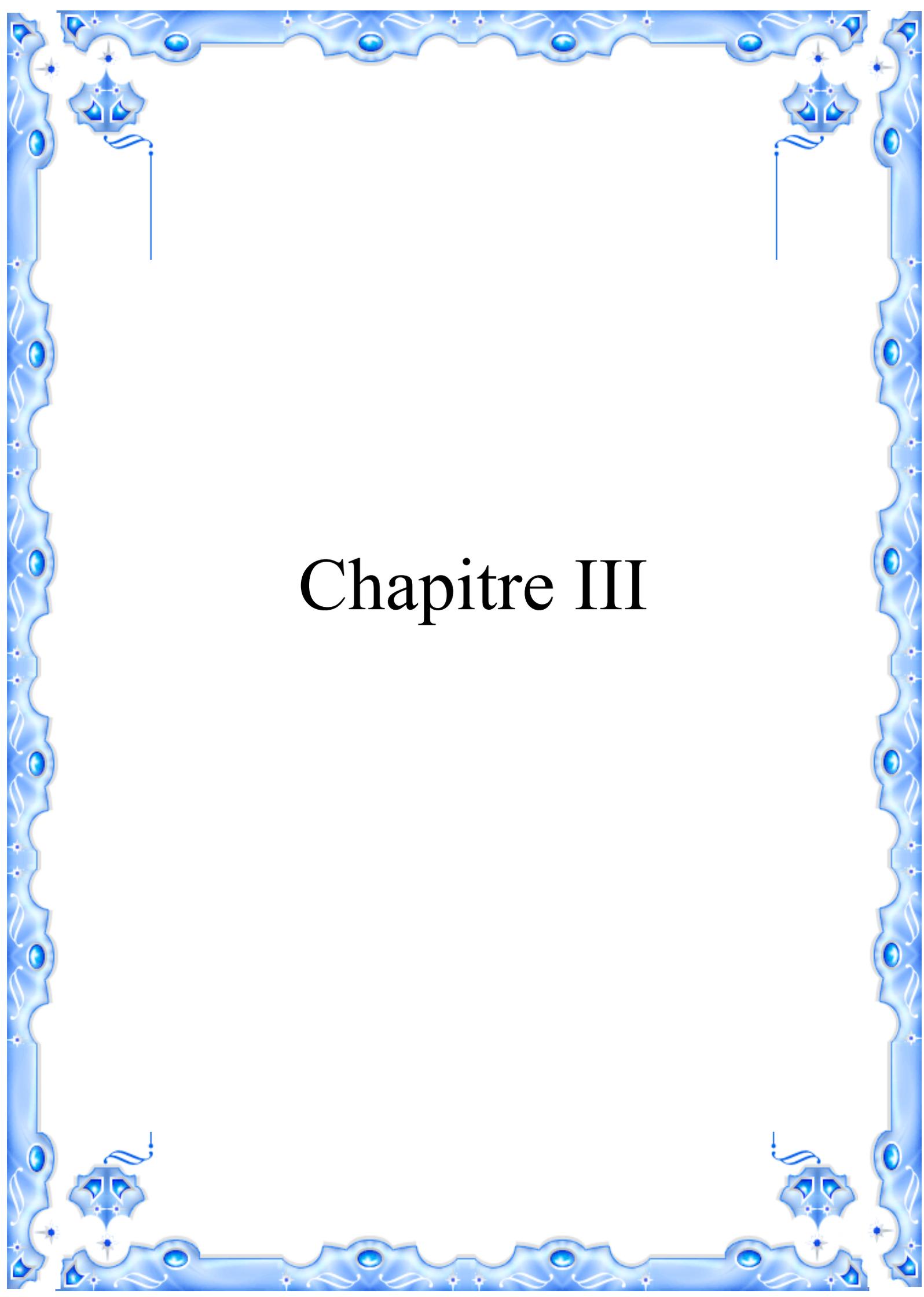
Quelques exemples de stockage de chaleur latente :

- Des matériaux à changement de phase (MCP) sont actuellement étudiés pour améliorer l'inertie thermique des parois des bâtiments.
- Les pompes à chaleur, notamment les réfrigérateurs, congélateurs et climatiseurs, utilisent des fluides changeant de phase comme caloporteurs. Ceux-ci ne stockent pas proprement parler de la chaleur, mais l'emmagasine uniquement le temps du transport (G. Bouhelal, 2012).

## **Conclusion**

Dans le présent chapitre, différentes technologies utilisées dans la climatisation solaire ont été présentées. Le principe est d'utiliser l'énergie solaire pour produire du froid afin d'éviter l'emploi de climatiseurs traditionnels consommant de l'électricité. Nous avons cité aussi tous les avantages et les inconvénients de ces technologies.

Nous avons spécifié une partie pour les capteurs solaires, donc nous avons décrit leur principe de fonctionnement, les types des capteurs utilisés avec leurs efficacités. Enfin, nous avons parlé sur la façon et les méthodes de stocker l'énergie solaire.



# Chapitre III

### III.1. Analyse thermodynamique

#### III.1.1. Introduction

Dans cette première partie, 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 représentée dans la figure III.01.

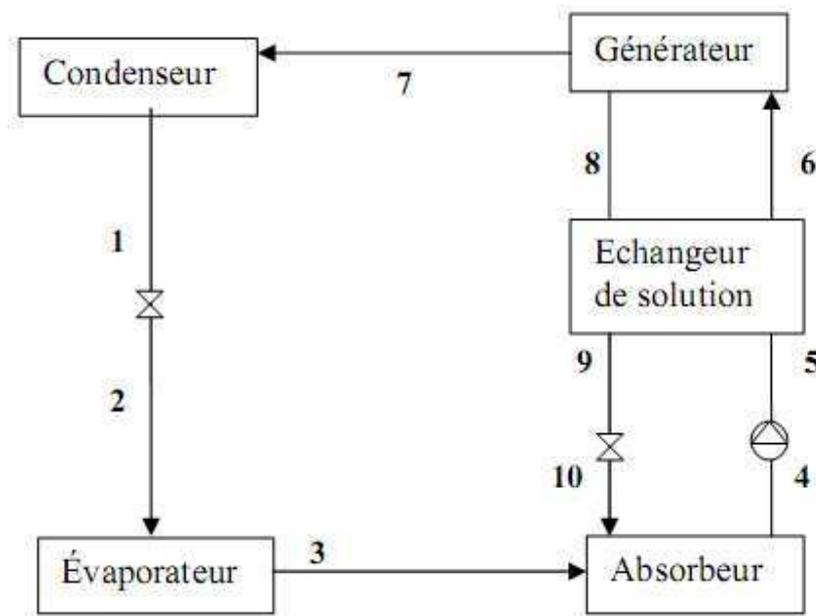


Figure III.01 : machine à absorption à simple effet

Pour l'application des principes de la thermodynamique sur un cycle réel, on utilise les conditions et les hypothèses de bases suivantes (G.A.Florides, et al 2003).

- ✓ Les températures dans les échangeurs (générateur, condenseur, évaporateur et absorbeur) sont supposées uniformes sur tout le volume considéré.
- ✓ La solution riche en fluide frigorigène à la sortie de l'absorbeur est un liquide saturé à la température et la concentration dans l'absorbeur. De même, la solution 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.

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

Bien évidemment ces titres massiques du frigorigène sont reliés aux titres massiques d'absorbant par:

### III.1.2. Bilan massique

$$m_f + m_g - m_a = 0 \quad (\text{bilan global de la solution}) \quad (\text{III.01})$$

$$m_g X_c - m_a X_d = 0 \quad (\text{bilan de LiBr}) \quad (\text{III.02})$$

On en déduit une expression de  $m_g$  et de  $m_a$  en fonction de  $m_f$  et des différents titres en frigorigène :

$$m_a = m_f \frac{X_c}{X_c - X_d} \quad (\text{III.03})$$

$$m_g = m_f \frac{X_d}{X_c - X_d} \quad (\text{III.04})$$

### III.1.3. Bilan enthalpique

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

On a:

$$Q_a + Q_c = Q_e + Q_g$$

$$\text{Condenseur : } Q_c = m_f(h_1 - h_7) = M_c c_p (T_{c,sor} - T_{c,ent}) \quad (\text{III.05})$$

$$\text{Evaporateur : } Q_e = m_f(h_3 - h_2) = M_r c_p (T_{r,sor} - T_{r,ent}) \quad (\text{III.06})$$

$$\text{Générateur : } Q_g = m_f h_7 + m_g h_8 - m_a h_6 = M_{ch} L_v \quad (\text{III.07})$$

$$\text{Absorbeur : } Q_a = m_a h_4 - m_f h_3 - m_g h_{10} = M_c c_p (T_{a,sor} - T_{a,ent}) \quad (\text{III.08})$$

$$\text{Pompe : } W_p = m_a (h_5 - h_4) \quad (\text{III.09})$$

### III.1.4. Débit spécifique de solution (Taux de Circulation)

Le débit spécifique de solution (FR), qui est le rapport des flux massiques de la solution riche ( $m_a$ ) refoulée par la pompe et de vapeur ( $m_f$ ) désorbée au générateur (N. BOUAZIZI, et al 2007), s'écrit :

$$FR = \frac{m_a}{m_f} = \frac{X_c}{X_c - X_d} \quad (III.10)$$

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.1.5. La plage de dégazage

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

$$\Delta X = X_c - X_d \quad (III.11)$$

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

### III.1.6. Détermination du coefficient de performance COP

Le coefficient de performance est donné par l'équation suivante :

$$COP = \frac{Q_e}{Q_g + W_p} = \frac{m_f \cdot (h_3 - h_2)}{m_f \cdot h_7 + m_g \cdot h_8 + m_a (h_5 - h_4 - h_6)} \quad (III.12)$$

$$COP = \frac{m_f \cdot (h_3 - h_2)}{m_f \left( h_7 + \left( \frac{X_d}{X_c - X_d} h_8 \right) + \left( \frac{X_d}{X_c - X_d} (h_5 - h_4 - h_6) \right) \right)} \quad (III.13)$$

$$COP = \frac{\Delta x \cdot (h_3 - h_2)}{\Delta x \cdot h_7 + (X_d \cdot h_8) + (X_c \cdot (h_5 - h_4 - h_6))} \quad (III.14)$$

### III.1.7. Le coefficient de performance de Carnot (COP<sub>c</sub>)

Pour une machine de Carnot tritherme l'expression du coefficient de performance est donnée par la formule suivante (M. Krause, 2010) :

$$COP_c = \frac{Q_e}{Q_g} = \left( \frac{T_g - T_a}{T_g} \right) \left( \frac{T_e}{T_c - T_e} \right) \quad (III.15)$$

Le coefficient de performance de Carnot (COP<sub>c</sub>) est le maximum coefficient de performance possible pour un système à absorption.

### **III.1.8. L'efficacité de système ( $\eta$ )**

L'efficacité du système( $\eta$ ) est défini comme étant le rapport du coefficient de performance (COP) sur le coefficient de performance de Carnot ( $COP_c$ ) (J.C.Lasvignottes, 2001).

$$\eta = \frac{COP}{COP_c} \quad (III.16)$$

### **III.1.9. Étude thermodynamique des propriétés de la solution (H<sub>2</sub>O/ LiBr)**

#### **III.1.9.1. Introduction**

Cette partie décrit les équations nécessaires pour le calcul des propriétés thermodynamiques et physiques de la solution binaire composée de l'eau et du bromure de lithium.

La performance d'une machine à absorption dépend des propriétés chimiques et thermodynamique des fluides utilisés.

Les mélanges (absorbant/réfrigérant) doivent avoir une bonne miscibilité dans la plage des températures de fonctionnement du cycle; être stables chimiquement, non toxique, et non explosifs.

En plus de ces recommandations, les caractéristiques suivantes sont souhaitées :

- ✓ Un grand écart de températures d'ébullition entre le frigorigène et l'absorbant supérieure à 200 K pour permettre une séparation facile.
- ✓ Le réfrigérant doit avoir une chaleur latente de vaporisation élevée ainsi qu'une haute concentration dans l'absorbant pour maintenir un taux de circulation entre le générateur et l'absorbeur le plus bas possible.
- ✓ Propriétés thermo physiques favorables : conductivité thermique élevée, faible densité et basse viscosité pour augmenter le transfert et réduire la pression de fonctionnement.
- ✓ Le réfrigérant et l'absorbant doivent être non - corrosif, inoffensif pour l'environnement et à prix abordable.

- ✓ Une bonne miscibilité à l'équilibre dans les conditions de fonctionnement de l'absorbeur ainsi qu'une pression de vapeur assez basse.
- ✓ La température de congélation du fluide frigorigène est inférieure à la température la plus basse du cycle.

### **III.1.9.2. Propriétés thermodynamique du couple (eau /bromure de lithium)**

- ✓ Dans toutes les corrélations qui suivent on admette que:
- ✓ Toutes les températures sont données en (K)
- ✓ Toutes les enthalpies sont données en (kj/kg)
- ✓ Toutes les pressions sont données en (kpa)
- ✓ Toutes les concentrations sont données en (%) (par rapport au pourcentage de l'absorbant dans la solution)
- ✓ La densité du mélange est donnée en (Kg/m<sup>3</sup>)

### **III.1.9.3. Calcul de la pression d'équilibre de l'eau pure P(T)**

La pression d'équilibre P en [kPa] en fonction de la température de saturation T en [K] pour le réfrigérant H<sub>2</sub>O (ASHRAE 2009) :

$$\log_{10}(P) = 7.05 - \frac{1596.49}{T} - \frac{104095.5}{T^2} \quad (\text{III.17})$$

### **III.1.9.4. Calcul de l'enthalpie de l'eau en fonction de la température h<sub>l</sub> (T)**

L'enthalpie de l'eau liquide par rapport à la température est donnée par la formule empirique suivante (M. C. LAMINE, 2010):

$$h_l(T) = C_p \cdot T \quad (\text{III.18})$$

D'où :

$$C_p = 4.185 \text{ kj/kg } ^\circ\text{C}$$

**III.1.9.5. Calcul de l'enthalpie de la vapeur saturée en fonction de la température  $h_v(T)$** 

L'enthalpie de la vapeur d'eau est donnée par la formule empirique suivante (M. C. LAMINE, 2010):

$$h_v(T) = 2500.559 + 1.88060937 T - 0.00125397 T^2 \quad (\text{III.19})$$

**III.1.9.6. Calcul de l'enthalpie de la vapeur surchauffée  $h_{sur}(T, P)$** 

$$h_{sur} = h_v + Cp \cdot (T_* - T_{**}) \quad (\text{III.20})$$

Avec :

$h_v$  : L'enthalpie de la vapeur saturée à la pression P en [kJ/kg]

$T_*$  : La température de la vapeur surchauffée en [k]

$T_{**}$  : La température de saturation à la pression P en [k]

$Cp$  : La capacité calorifique de la vapeur surchauffée en fonction de la pression P en [KPa],

La température de saturation  $T_{**}$  et La température de la vapeur surchauffée  $T_*$  en [kJ/kg.k]

La capacité calorifique peut être calculée par l'équation suivante :

$$Cp = A_1 + A_2 \cdot (T_* + T_{**}) + A_3 \cdot \frac{1 - \exp\left(\frac{T_* + T_{**}}{A_0}\right)}{T_* + T_{**}} \quad (\text{III.21})$$

Les valeurs des constantes  $A_0$ ,  $A_1$  et  $A_2$  sont données par les expressions suivantes :

$$PP = \frac{P}{1000}$$

$$A_0 = 2,041210 \cdot 10^3 - 4,040021 \cdot 10^1 \cdot PP - 4,809500 \cdot 10^{-1} \cdot PP^2$$

$$A_1 = 1,610693 + 5,472051 \cdot 10^{-2} \cdot PP + 7,5175370 \cdot 10^{-4} \cdot PP^2$$

$$A_2 = 3,383117 \cdot 10^{-4} - 1,975736 \cdot 10^{-5} \cdot PP - 2,874090 \cdot 10^{-7} \cdot PP^2$$

$$A_3 = 1,707820 \cdot 10^3 - 1,6994196 \cdot 10^1 \cdot T_3 + 6,2746295 \cdot 10^{-2} \cdot T_3^2 - 1,0284259 \cdot 10^{-4} \cdot T_3^3 + 6,4561298 \cdot 10^{-8} \cdot T_3^4$$

**III.1.9.7. Calcul de la pression d'équilibre du mélange (H<sub>2</sub>O/LiBr) P (T, X)**

La corrélation qui donne la relation entre la pression de saturation est la température et la concentration de la solution (H<sub>2</sub>O/LiBr) est donnée par (ASHRAE 2009):

$$\log P = C + \frac{D}{T_{ref}} + \frac{E}{(T_{ref})^2}$$

Avec :  $C = 7.05$  ;  $D = -1596.49$  ;  $E = -104095.5$

$$T_{ref} = \frac{-2E}{(D+[D^2-4E(C \log P)]^{0.5})} \quad (III.22)$$

$$T_{sol} = \sum B + (T_{ref} - 273.15) \sum A + 273.15 \quad (III.23)$$

Avec :  $\sum A = A_0 X^0 + A_1 X^1 + A_2 X^2 + A_3 X^3$

$\sum B = B_0 X^0 + B_1 X^1 + B_2 X^2 + B_3 X^3$

Les coefficients (A, B) sont donnés dans le tableau ci-dessous

i	A	B
0	-2.00755	124.937
1	0.16976	-7.71649
2	-0.003133362	0.152286
3	0.0000197668	-0.0007959

**Tableau III.01** : Les coefficients (A, B) pour le calcul de T<sub>sol</sub>

**III.1.9.8. Calcul de l'enthalpie du mélange (H<sub>2</sub>O/LiBr) h (T, X)**

L'enthalpie  $h_l$  en [kJ/kg] de la solution H<sub>2</sub>O/LiBr en fonction de la température de solution  $T$  en [°C] et le titre  $X$  (entre 1 et 0) calculé par l'équation suivant (ASHRAE 2009):

$$h_l(T, X) = \sum_{n=0}^4 A_n \cdot X^n + T \cdot \sum_{n=0}^4 B_n \cdot X^n + T^2 \cdot \sum_{n=0}^4 C_n \cdot X^n \quad (III.24)$$

Les constantes  $A_n$ ,  $B_n$ ,  $C_n$  et  $D_n$  sont présentées dans le tableau III-2 :

$A_0 = -2024.33$	$B_0 = 18.2829$	$C_0 = -3.7008214 \times 10^{-2}$
$A_1 = 163.309$	$B_1 = -1.1691757$	$C_1 = 2.8877666 \times 10^{-3}$
$A_2 = -4.88161$	$B_2 = 3.248041 \times 10^{-2}$	$C_2 = -8.1313015 \times 10^{-5}$
$A_3 = 6.302948 \times 10^{-2}$	$B_3 = -4.034184 \times 10^{-4}$	$C_3 = 9.9116628 \times 10^{-7}$
$A_4 = -2.913705 \times 10^{-4}$	$B_4 = 1.8520569 \times 10^{-6}$	$C_4 = -4.4441207 \times 10^{-9}$

**Tableau III.02 :** Les constantes de l'équation (III.22)

**III.2. Modélisation**

La modélisation se portera sur la même machine représentée dans la figure III.01

**III.2.1. Bilans massiques et enthalpiques**

Pour évaluer les performances du cycle d'absorption représenté ci-dessus on adopte les hypothèses suivantes:

- ✓ Aux points : 1, 2, 3 et 7, le fluide frigorigène est à l'état pur.
- ✓ Il n'y a pas de changement de pression dans la tuyauterie sauf au détendeur et au niveau de la pompe de solution.
- ✓ Aux points 4 et 8, la solution est à l'état saturée.
- ✓ Les détendeurs sont adiabatiques.
- ✓ Il n'y a pas de perte de chaleur au niveau des différents composants.

Le coefficient de performance (COP) est défini par le rapport de la quantité de chaleur absorbée par l'évaporateur sur la quantité de chaleur fournit au générateur plus le travail de la pompe de solution.

$$COP = \frac{Q_e}{Q_g + W_p} \quad (III.25)$$

D'où :  $Q_e$ : la quantité de chaleur absorbée par l'évaporateur

$Q_g$ : la quantité de chaleur absorbée par le générateur

$W_p$  : le travail de la pompe de solution

Bien que Le coefficient de performance de Carnot ( $COP_c$ ), le taux de circulation (FR), le rendement du système ( $\eta$ ), le rendement exégétique ( $\tau$ ) peuvent être écrit comme suit :

$$\checkmark COP_c = \frac{Q_e}{Q_g} = \left( \frac{T_g - T_a}{T_g} \right) \left( \frac{T_e}{T_c - T_e} \right)$$

$$\checkmark FR = \frac{m_a}{m_f} = \frac{X_c}{X_c - X_d}$$

$$\checkmark \eta = \frac{COP}{COP_c}$$

Afin d'utiliser l'équation du (COP, FR,  $\eta$ ), un bilan de masse et d'énergie doit être établi au niveau de chaque éléments de la machine à absorption; et dans ce qui suit, nous allons établir les bilans massiques et enthalpiques de chaque composant.

$m$  : représente le débit de (la solution, la vapeur d'eau ou bien l'eau liquide)

Eff : représente l'efficacité de l'échangeur de solution.

### III.2.2. Analyse du générateur

$$m_6 = m_7 + m_8 \quad (III.26)$$

$$m_6 X_6 = m_7 + m_8 X_8 \quad (III.27)$$

$$Q_g = m_7 h_7 + m_8 h_8 - m_6 h_6 \quad (III.28)$$

D'où :

$h_7$  : enthalpie de la vapeur surchauffée du frigorigène à la température du générateur ( $T_7$ ) et à la haute pression ( $P_h$ ).

$h_6$  : enthalpie du liquide de la solution riche à la température ( $T_6$ ) et à la haute pression ( $P_h$ )

$h_8$  : enthalpie du liquide de la solution pauvre à la température du générateur ( $T_g$ ) et à la haute pression ( $P_h$ ).

### **III.2.3. Analyse du Condenseur**

$$m_7 = m_1 \quad \text{III.29}$$

$$Q_c = m_1 (h_1 - h_7) \quad \text{III.30}$$

D'où :

$h_1$  : enthalpie du liquide saturé du frigorigène à la température ( $T_c$ ) et à la haute pression ( $P_h$ )

### **III.2.4. Analyse de l'évaporateur**

$$m_3 = m_2 = m_7 = m_1 \quad \text{(III.31)}$$

$$Q_e = m_1 (h_3 - h_2) \quad \text{(III.32)}$$

D'où :  $h_3$  : enthalpie de la vapeur saturée du frigorigène à la température ( $T_e$ ) et la basse pression ( $P_b$ )

$h_2$  : enthalpie liquide à la température ( $T_2$ ) et à la basse pression ( $P_b$ ).

### **III.2.5. Analyse de l'absorbeur**

$$m_{10} + m_3 = m_4 \quad \text{(III.33)}$$

$$m_{10}X_{10} + m_3 = m_4X_4 \quad \text{(III.34)}$$

$$Q_e = m_4h_4 - m_3h_3 - m_{10}h_{10} \quad \text{(III.35)}$$

D'où :  $h_4$  : enthalpie du liquide de la solution à la température de l'absorbeur ( $T_4$ ) et à la basse pression ( $P_b$ ) et à la concentration riche ( $X_d$ ).

$h_{10}$ : enthalpie du liquide de la solution à la température ( $T_{10}$ ) à la basse pression ( $P_b$ ) et à la concentration pauvre ( $X_c$ ).

### **III.2.6. Pompe de solution**

$$m_4 = m_5 = m_6 \quad \text{(III.36)}$$

$$W_p = m_6 (h_5 - h_4) = (P_5 - P_4) v_a \quad \text{(III.37)}$$

D'où :

$h_5$  : enthalpie du liquide de la solution à la température ( $T_5$ ) et à la haute pression ( $P_h$ ) et à la concentration riche ( $X_d$ ).

$v_a$  : Volume spécifique de la solution riche en frigorigène.

**III.2.7. Echangeur de solution**

$$m_5 = m_6$$

$$m_8 = m_9$$

$$T_9 = T_5 \text{ Eff} + T_8(1 - \text{Eff}) \quad (\text{III.38})$$

$$h_6 = h_5 + \frac{m_8}{m_5}(h_8 - h_9) \quad (\text{III.39})$$

D'où:

$h_9$ : enthalpie du liquide de la solution à la température ( $T_9$ ) à la haute pression ( $P_h$ ) et à la concentration pauvre ( $X_c$ ).

On peut établir les deux bilans massiques suivants au niveau de l'absorbeur :

$$m_{10} + m_3 = m_4 \Leftrightarrow m_1 + m_8 = m_6 \quad (\text{bilan global}) \quad (\text{III.40})$$

$$m_{10}X_{10} = m_4X_4 \Leftrightarrow m_{10}X_{10} = m_6X_4 \quad (\text{bilan LiBr}) \quad (\text{III.41})$$

On obtient donc :

$$m_8 = m_1 \frac{X_4}{X_{10} - X_4} \quad (\text{III.42})$$

$$m_6 = m_1 \frac{X_{10}}{X_{10} - X_4} \quad (\text{III.43})$$

Le taux de circulation FR s'écrit :

$$FR = \frac{m_6}{m_1} = \frac{X_{10}}{X_{10} - X_4} = \frac{X_c}{X_c - X_d} \quad (\text{III.44})$$

Donc, le COP peut être exprimé comme suit :

$$COP = \frac{Q_e}{Q_g + W_p} = \frac{m_1(h_3 - h_2)}{m_1 h_7 + m_8 h_8 - m_6(h_6 + h_4 - h_5)} \quad (\text{III.45})$$

Et finalement :

$$COP = \frac{(h_3 - h_2)}{h_7 + (FR - 1)h_8 - FR(h_6 + h_4 - h_5)} \quad (\text{III.46})$$

L'efficacité du système  $\eta$  s'écrit :

$$\eta = \frac{COP}{COP_c} = \frac{(h_3 - h_2)}{\frac{h_7 + (FR - 1)h_8 - FR(h_6 + h_4 - h_5)}{\left(\frac{T_g - T_a}{T_g}\right)\left(\frac{T_e}{T_c - T_e}\right)}} \quad (\text{III.47})$$

### III.3. Analyse du model

Après avoir terminé l'analyse thermodynamique de la machine à absorption, nous avons développé sous le VISUAL BASIC un model de calcul. Dans la suite de chapitre, nous allons valider notre model et étudier l'influence de différents paramètres sur les performances de la machine.

#### III.3.1. Validation des résultats

Cette étape est composée de deux parties, la première est la validation de nos résultats par rapport au coefficient de performance (COP) et la deuxième partie est la validation par rapport au taux de circulation (FR)

##### III.3.1.1. Validation par rapport au (COP)

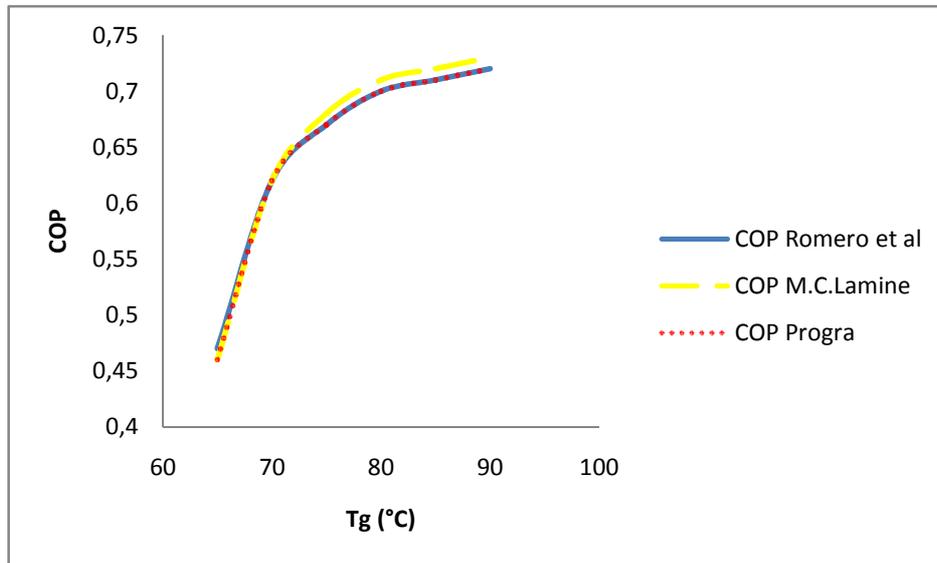
Nos résultats ont été comparés aux résultats d'une publication de Romero et al ainsi qu'aux résultats obtenus par M.C. Lamine. Ces derniers ont étudié une machine à absorption travaillant avec le couple (H<sub>2</sub>O/LiBr), cette machine en question est équipée d'un échangeur de chaleur dont l'efficacité égale à 0%.

Pour effectuer cette comparaison on a opté pour la représentation de la variation du COP (coefficient de performance) en fonction de la température de générateur (T<sub>g</sub>) pour des températures d'évaporation (T<sub>e</sub>), d'absorption (T<sub>a</sub>) et condensation (T<sub>c</sub>) connues.

❖ Pour T<sub>a</sub>=30, T<sub>c</sub>=30, T<sub>e</sub>=2 on obtient les résultats suivants:

T <sub>g</sub>	COP <sub>Romero et al</sub>	COP <sub>M.C. Lamine</sub>	COP <sub>Progra</sub>
65	0.47	0.46	0.46
70	0.62	0.62	0.62
75	0.67	0.68	0.67
80	0.70	0.71	0.70
85	0.71	0.72	0.71
90	0.72	0.73	0.72

**Tableau III. 03. :** Comparaison du (COP) en fonction de (T<sub>g</sub>) avec les données de M.C. Lamine et Romero et al



**Figure III.02 :** Comparaison du (COP) en fonction de ( $T_g$ ) avec les données de M.C. Lamine et Romero et al

On remarque bien sur la figure si dessus que les résultats obtenus par notre modèle numérique sont en bon accord avec celles de Romero et al; cependant pour celle de M.C. Lamine, on constate qu'il y a une légère différence.

Cette différence est due essentiellement au choix des équations pour le calcul des différents paramètres thermodynamiques du couple ( $H_2O/LiBr$ ).

### III.3.1.2. Validation par rapport au (FR)

Pour le taux de circulation (FR); on utilise pour la validation, les résultats de **Saravanan** et **Maiya** ainsi que **M.C. Lamine**.

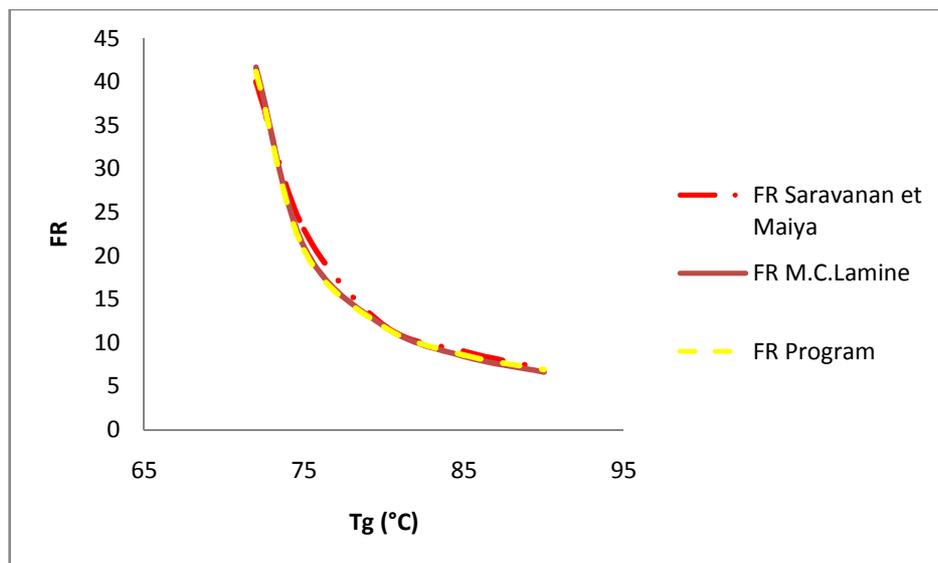
Saravanan et Maiya ont utilisés pour leur étude une machine à absorption à simple effet dont l'efficacité de l'échangeur de solution (Eff) égale à 70%.

On fixe les valeurs de la température d'évaporation ( $T_e$ ) à 5°C, la température de condensation ( $T_c$ ) et la température d'absorption ( $T_a$ ) à 35°C, et on varie la température de générateur ( $T_g$ ) de (72 à 90°C).

❖ Pour  $T_a=35$ ,  $T_c=35$ ,  $T_e=5$ ,  $Eff = 70 \%$ , on obtient les résultats suivants:

Tg (°C)	FR Saravanan et Maiya	FR M.C. Lamine	FR Progra
72	40	41.62	41.14
75	23	21.02	20.64
80	12	11.87	11.81
85	9	8.42	8.57
90	7	6.60	6.88

**Tableau III.04 :** Comparaison du (FR) en fonction de (Tg) avec les données de Saravanan et Maiya & M.C. Lamine.



**Figure III.03:** Comparaison du (FR) en fonction de (Tg) avec les données de Saravanan et Maiya & M.C. Lamine

Comme il la montre la figure si dessus, nos résultats sont similaires à celles obtenues par M.C. Lamine & Saravanan et Maiya. Même si une petite différence se présente et qui est due toujours au choix des équations utilisées, on peut dire que notre model est fiable.

D'une manière générale, la précision des résultats sont liées directement aux hypothèses prises en considération comme base de travail ainsi qu'au choix des équations de calcul des différents paramètres.

### **III.3.2. L'influence des températures sur les performances de la machine**

Dans cette partie on va analyser l'influence des températures à la sorties des échangeurs ( $T_g$ ,  $T_a$ ,  $T_c$ ,  $T_e$ ) ainsi que l'efficacité de l'échangeur de solution sur les performances de la machine (**COP, FR,  $\eta$** ).

#### **III.3.2.1. le coefficient de performance (COP)**

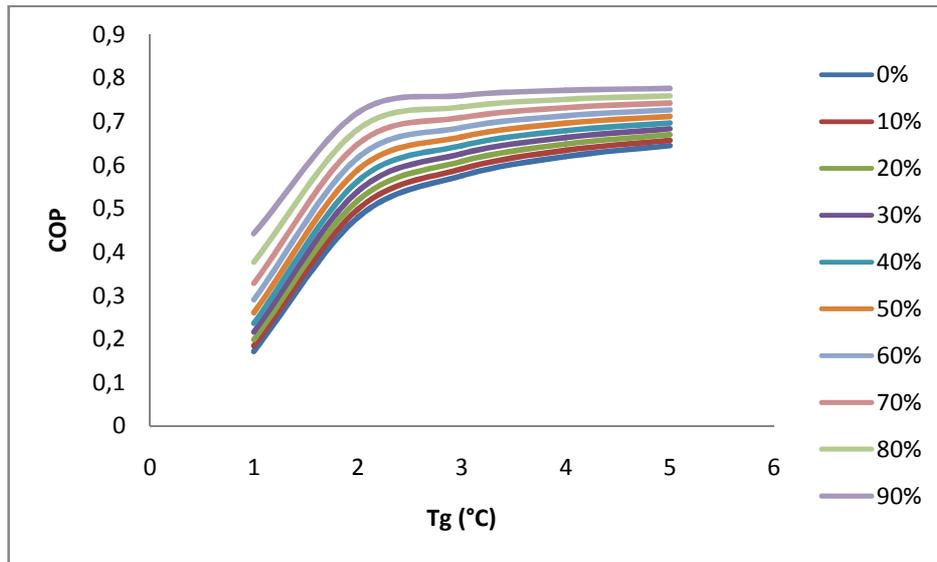
##### **III.3.2.1.1. L'effet de l'efficacité d'échangeur de solution sur le COP**

Pour des températures ( $T_a$ ,  $T_e$ ,  $T_c$ ,) connus et une valeur de ( $T_g$ ) variable on va étudier l'effet de l'efficacité d'échangeur de solution sur le COP.

Pour  $T_a=38\text{ }^\circ\text{C}$ ,  $T_c= 45^\circ\text{C}$  et  $T_e= 5^\circ\text{C}$  on obtient les résultats suivantes :

Eff %	( $T_g=85$ )	( $T_g=90$ )	( $T_g=95$ )	( $T_g=100$ )	( $T_g=105$ )
0%	0,1720615	0,4796794	0,5753725	0,6198559	0,6445374
10%	0,1846049	0,4981685	0,5913103	0,6337219	0,6569174
20%	0,1991178	0,5181372	0,6081543	0,6482208	0,6697809
30%	0,2161037	0,5397706	0,6259840	0,6633969	0,6831567
40%	0,2362537	0,5632859	0,6448885	0,6792987	0,6970761
50%	0,2605424	0,5889399	0,6649680	0,6959795	0,7115729
60%	0,2903911	0,6170381	0,6863356	0,7134982	0,7266838
70%	0,3279556	0,6479474	0,7091193	0,7319194	0,7424487
80%	0,3766718	0,6821119	0,7334649	0,7513146	0,7589109
90%	0,4423709	0,7200743	0,7595384	0,7717634	0,7761178

**Tableau III.05 :** Variation du (COP) pour les différentes efficacités de l'échangeur de solution



**Figure III.04 :** variation du (COP) pour les différentes efficacités de l'échangeur de solution

On remarque sur cette figure que pour une température fixe de  $T_g$ , la valeur du COP augmente avec l'augmentation de l'efficacité de l'échangeur de solution.

D'autre part, pour une efficacité fixe de l'échangeur, on a une augmentation du COP au fur et mesure que la température  $T_g$  augmente, jusqu'à atteindre une valeur maximale ( $T_g=90^\circ\text{C}$ ). Au de là de cette température, le COP devient stable.

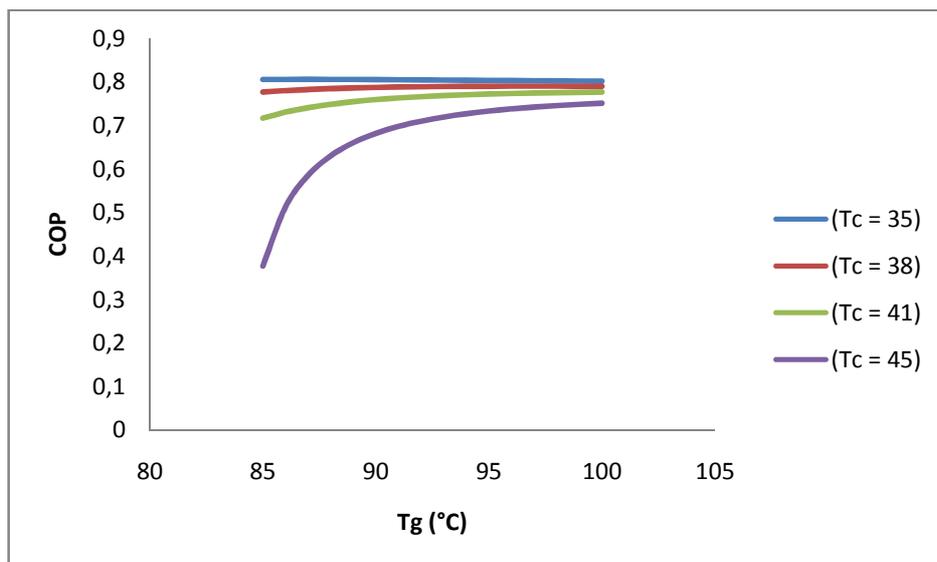
On peut donc facilement remarquer le rôle majeur de l'échangeur de solution et c'est la raison pour laquelle il fait partie de toutes les machines à absorption existantes.

#### III.3.2.1.2. L'effet de ( $T_g$ ) sur le COP

On fixe la température d'évaporation ( $T_e$ ) à  $5^\circ\text{C}$  et la température de l'absorbeur ( $T_a$ ) à  $38^\circ\text{C}$  et on fait varier la température de générateur ( $T_g$ ) de ( $85^\circ\text{C} - 100^\circ\text{C}$ ) et la température de condensation ( $T_c$ ) de ( $35^\circ\text{C} - 45^\circ\text{C}$ ) avec une efficacité d'échangeur de solution égale à 80%.

T <sub>g</sub>	(T <sub>c</sub> = 35)	(T <sub>c</sub> = 38)	(T <sub>c</sub> = 41)	(T <sub>c</sub> = 45)
85	0,8059539	0,7766267	0,7170278	0,3766718
86	0,8062145	0,7801996	0,7308970	0,5127997
87	0,8062855	0,7829114	0,7411288	0,5856010
88	0,8062088	0,7849933	0,7488979	0,6305156
89	0,8060223	0,7865846	0,7548963	0,6606501
90	0,8057524	0,7877949	0,7596102	0,6821119
91	0,8054201	0,7887111	0,7633554	0,6980609
92	0,8050403	0,7893892	0,7663553	0,7102383
93	0,8046302	0,7898816	0,7687725	0,7197507
94	0,8041990	0,7902216	0,7707351	0,7273343
95	0,8037556	0,7904460	0,7723193	0,7334649
96	0,8033076	0,7905717	0,7736101	0,7384625
97	0,8028626	0,7906217	0,7746613	0,7425992
98	0,8024243	0,7906117	0,7755111	0,7460270
99	0,8019971	0,7905549	0,7761998	0,7489042
100	0,8015862	0,7904623	0,7767516	0,7513146

**Tableau III.06 :** Variation du coefficient de performance (COP) en fonction de (T<sub>g</sub>)



**Figure III.05 :** Variation du coefficient de performance (COP) en fonction de (T<sub>g</sub>)

L'augmentation de la température de condensation (T<sub>c</sub>) fait augmenter la valeur de h<sub>2</sub> et diminue la valeur de taux de circulation (FR) et par conséquent la diminution du COP, suivie aux résultats on peut conclure que la valeur de COP diminue avec l'amplification de la température de condensation (T<sub>c</sub>), l'élévation de la température du générateur (T<sub>g</sub>) fait augmenter le COP mais

seulement pour des températures de  $T_g$  inférieur de  $90\text{ }^\circ\text{C}$ ; au delà de cette valeur, le COP diminue et il devient constant pour des températures de  $T_g$  supérieur de  $95\text{ }^\circ\text{C}$

### III.3.2.1.3. L'effet de ( $T_c$ ) sur le COP

On fixe la température d'évaporation ( $T_e$ ) à  $5\text{ }^\circ\text{C}$  et la température de l'absorbeur ( $T_a$ ) à  $38\text{ }^\circ\text{C}$  et donc la concentration riche en fluide frigorigène, et on fait varier la température de condensation ( $T_c$ ) de ( $35\text{ }^\circ\text{C} - 45\text{ }^\circ\text{C}$ ) et la température de générateur ( $T_g$ ) de ( $85\text{ }^\circ\text{C} - 100\text{ }^\circ\text{C}$ ) avec une efficacité d'échangeur de solution égale à  $80\%$ .

$T_c$	( $T_g = 85$ )	( $T_g = 90$ )	( $T_g = 95$ )	( $T_g = 100$ )	( $T_g = 105$ )
35	0,8059539	0,8057524	0,8037556	0,8015862	0,7990501
36	0,7980160	0,8005262	0,7997045	0,7980909	0,7965417
37	0,7884329	0,7945976	0,7952935	0,7943957	0,7932423
38	0,7766267	0,7877949	0,7904460	0,7904623	0,7897524
39	0,7617795	0,7799091	0,7850749	0,7862472	0,7861047
40	0,7426184	0,7706411	0,7790794	0,7816969	0,7822716
41	0,7170278	0,7596102	0,7723193	0,7767516	0,7782147
42	0,6813139	0,7462626	0,7646344	0,7713404	0,7739017
43	0,6282256	0,7298148	0,7557955	0,7653736	0,7692797
44	0,5416355	0,7090662	0,7455423	0,7587396	0,7643052
45	0,3766718	0,6821119	0,7334649	0,7513146	0,7589109

**Tableau III.07 :** Variation du coefficient de performance (COP) en fonction de ( $T_c$ )

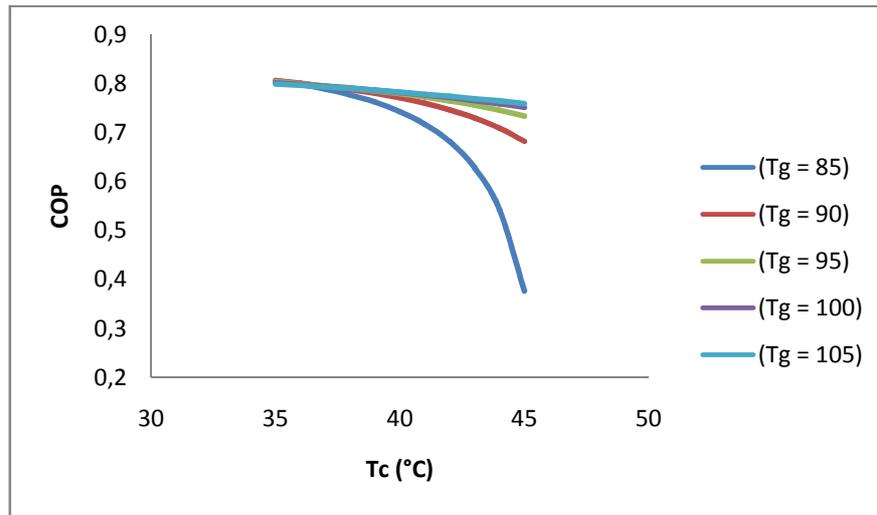


Figure III.06 : Variation du coefficient de performance (COP) en fonction de ( $T_c$ )

La figure ci-dessus montre que le coefficient de performance (COP) diminue avec l'augmentation de la température de condensation ( $T_c$ ). Cette diminution est très considérable pour des faibles températures du générateur ( $T_g$ ), par contre lorsque la température du générateur est haute, la chute du COP est faible.

#### III.3.2.1.4. L'effet de la température de l'évaporateur ( $T_e$ ) sur le COP

On fixe la température de condensation ( $T_c$ ) à 45°C et la température de l'absorbeur ( $T_a$ ) à 38°C, et on fait varier la température d'évaporation ( $T_e$ ) de (5°C – 15°C) et la température de générateur ( $T_g$ ) de (85°C – 100°C) avec une efficacité d'échangeur de solution égale à 80%.

$T_e$	( $T_g = 85$ )	( $T_g = 90$ )	( $T_g = 95$ )	( $T_g = 100$ )	( $T_g = 105$ )
5	0,3766718	0,6821119	0,7334649	0,7513146	0,7589109
6	0,5453713	0,7088515	0,7457949	0,7592564	0,7648886
7	0,6287709	0,7294406	0,7564889	0,7665448	0,7705565
8	0,6792475	0,7460152	0,7659635	0,7733211	0,7759785
9	0,7136020	0,7598330	0,7745099	0,7796922	0,7812054
10	0,7389144	0,7716997	0,7823492	0,7857495	0,7862855
11	0,7585533	0,7820834	0,7896017	0,7915311	0,7912299
12	0,7745313	0,7913908	0,7964179	0,7971145	0,7960876
13	0,7879312	0,7998441	0,8028660	0,8025240	0,8008667
14	0,7994935	0,8076392	0,8090246	0,8078000	0,8055919
15	0,8096904	0,8149096	0,8149465	0,8129681	0,8102773

Tableau III.08 : Variation du coefficient de performance COP en fonction de ( $T_e$ )

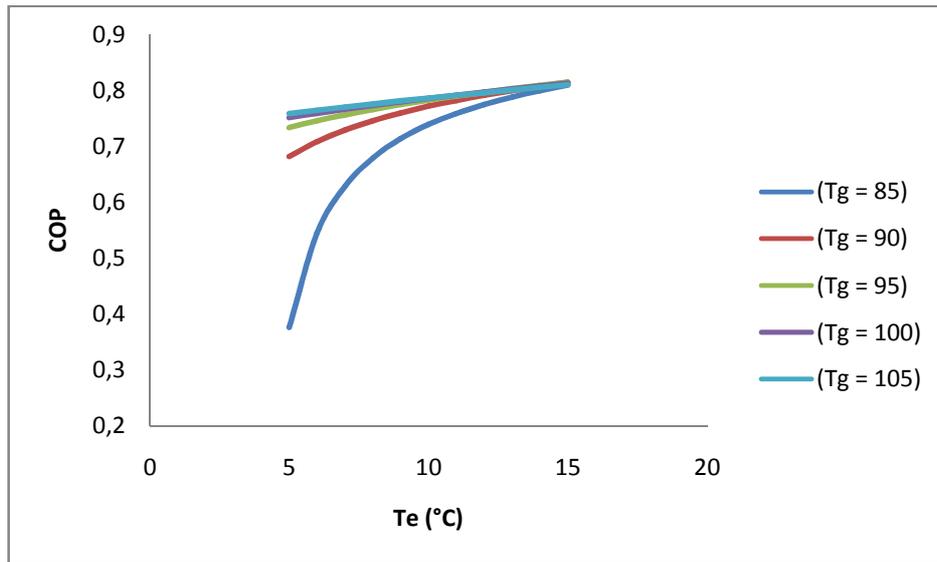


Figure III.07 : Variation du coefficient de performance COP en fonction de ( $T_e$ )

On peut constater que la variation du coefficient de performance (COP) est proportionnelle à la variation de la température d'évaporation ( $T_e$ ). On peut remarquer aussi que lorsqu'on a une température faible de générateur, la valeur du COP aussi est faible.

### III.3.2.1.5. L'effet de la température d'absorption ( $T_a$ ) sur le COP

On fixe la température d'évaporation ( $T_e$ ) à 5°C et la température de condensation ( $T_c$ ) à 45 °C et on fait varier la température d'absorption ( $T_a$ ) de (28°C – 38 °C) et la température de générateur ( $T_g$ ) de (85°C – 105 °C) avec une efficacité d'échangeur de solution égale à 80%.

$T_a$	( $T_g = 85$ )	( $T_g = 90$ )	( $T_g = 95$ )	( $T_g = 100$ )	( $T_g = 105$ )
28	0,7440991	0,7634471	0,7714589	0,7745644	0,7753729
29	0,7354554	0,7586938	0,7682681	0,7721450	0,7733963
30	0,7256028	0,7536516	0,7650346	0,7697683	0,7714970
31	0,7141423	0,7482523	0,7617472	0,7674364	0,7696800
32	0,7004409	0,7423857	0,7583778	0,7651402	0,7679420
33	0,683454	0,735879	0,7548764	0,762858	0,7662705
34	0,6616028	0,728561	0,7512229	0,7605976	0,7646768
35	0,6318468	0,7201084	0,7473428	0,7583305	0,7631469
36	0,588176	0,7100628	0,7431540	0,7560358	0,7616737
37	0,5169364	0,697789	0,7385831	0,7537116	0,7602675
38	0,3766718	0,682111	0,7334649	0,7513146	0,7589109

Tableau III.09 : Variation du coefficient de performance (COP) en fonction de ( $T_a$ )

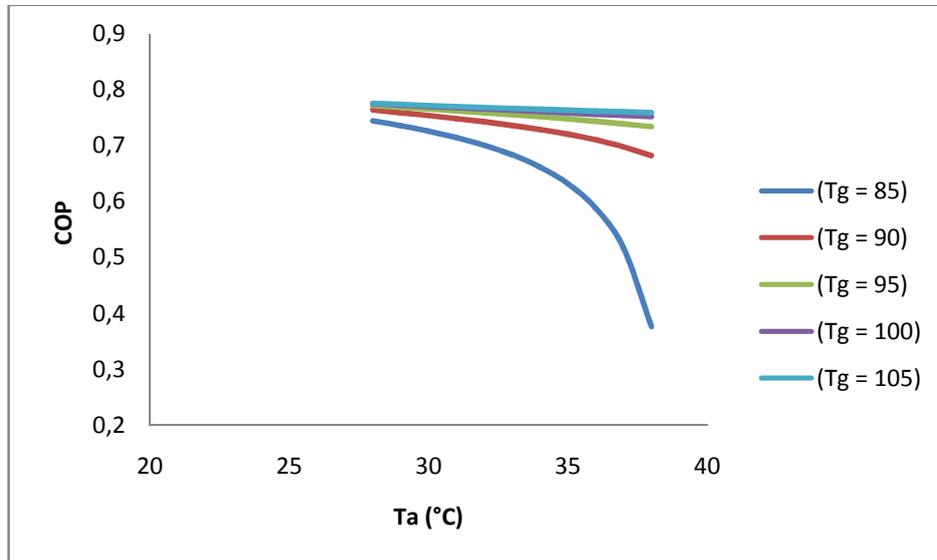


Figure III.08 : Variation du coefficient de performance (COP) en fonction de (Ta)

Cette figure montre que pour une température de générateur (Tg) élevée, le coefficient de performance diminue avec l'augmentation de la température de l'absorbeur (Ta) mais cette diminution reste très faible. Par contre lorsque la température de générateur (Tg) est basse, l'augmentation de la température de l'absorbeur (Ta) induit une diminution importante du COP.

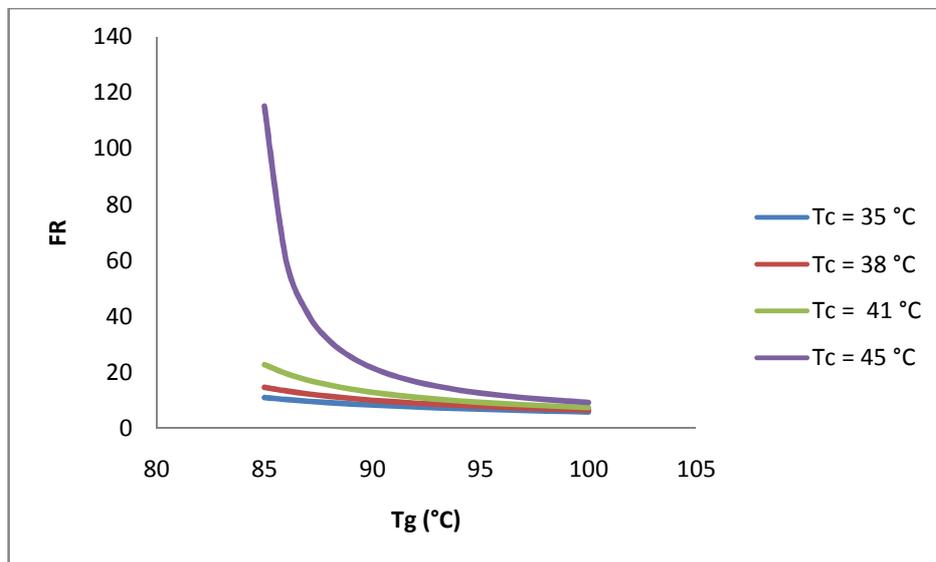
### III.3.2.2. Le taux de circulation (FR)

#### III.3.2.2.1. L'effet de (Tg) sur le FR

On fixe la température d'évaporation (Te) à 5°C, la température de l'absorbeur (Ta) à 38°C et on fait varier la température de condensation (Tc) de (35°C – 45°C) et la température de générateur (Tg) de (85°C – 105°C) avec une efficacité d'échangeur de solution égale à 80%.

Tg	(Tc = 35)	(Tc = 38)	(Tc = 41)	(Tc = 45)
85	10,97911	14,65122	22,75631	115,19879
86	10,28506	13,36057	19,58529	60,11746
87	9,68524	12,30411	17,24421	41,02181
88	9,16291	11,41975	15,44159	31,3312
89	8,70296	10,67029	14,01395	25,4817
90	8,29489	10,02714	12,85306	21,56073
91	7,93041	9,46798	11,89065	18,74446
92	7,60369	8,97853	11,07993	16,62819
93	7,30778	8,54557	10,38775	14,98008
94	7,03918	8,16079	9,78859	13,65768
95	6,79429	7,81497	9,26733	12,57326
96	6,57012	7,504	8,80766	11,66998
97	6,36367	7,22221	8,39929	10,90266
98	6,17338	6,96569	8,035	10,24581
99	5,99745	6,73123	7,70727	9,67464
100	5,83391	6,5161	7,41161	9,17581

**Tableau III.10 :** Variation du (FR) en fonction de (Tg)



**Figure III.09 :** Variation du (FR) en fonction de (Tg)

La figure ci-dessus montre que l'augmentation de la température de générateur ( $T_g$ ) provoque une diminution du taux de circulation (FR).

On constate aussi que plus la température de condensation ( $T_c$ ) est importante, plus la chute de (FR) est considérable et cela pour des températures ( $T_g$ ) relativement basses ( $85^\circ\text{C}$ ) mais pour des températures de ( $T_g$ ) élevées, la diminution du (FR) est très faible (presque constant).

Cette diminution du (FR) est expliquée par l'augmentation de la solution concentrée suite à l'élévation de ( $T_g$ ), ce qui a permis d'augmenter la plage de dégazage ( $\Delta X$ ) et par conséquent la diminution du (FR).

#### **III.3.2.2.2. L'effet de ( $T_c$ ) sur le FR**

On fixe la température d'évaporation ( $T_e$ ) à  $5^\circ\text{C}$  et la température de l'absorbeur ( $T_a$ ) à  $38^\circ\text{C}$  et on fait varier la température de condensation ( $T_c$ ) de ( $35^\circ\text{C} - 45^\circ\text{C}$ ) et la température de générateur ( $T_g$ ) de ( $85^\circ\text{C} - 105^\circ\text{C}$ ) avec une efficacité d'échangeur de solution égale à 80%.

$T_c$	( $T_g = 85$ )	( $T_g = 90$ )	( $T_g = 95$ )	( $T_g = 100$ )	( $T_g = 105$ )
35	10,979119	8,294894	6,79429	5,833914	5,331378
36	11,959915	8,793750	7,100075	6,042649	5,331378
37	13,15452	9,364612	7,43774	6,26924	5,483326
38	14,65122	10,02714	7,814979	6,516100	5,65926
39	16,576828	10,803654	8,23918	6,786041	5,84875
40	19,146458	11,73037	8,71864	7,08311	6,052954
41	22,756312	12,853063	9,267335	7,411612	6,274624
42	28,19799	14,24429	9,90000	7,776811	6,51503
43	37,36253	16,013463	10,64078	8,186125	6,77839
44	56,0542	18,34400	11,51608	8,64909	7,06688
45	115,19879	21,560737	12,57326	9,175819	7,385695

**Tableau III.11 : Variation du (FR) en fonction de ( $T_c$ )**

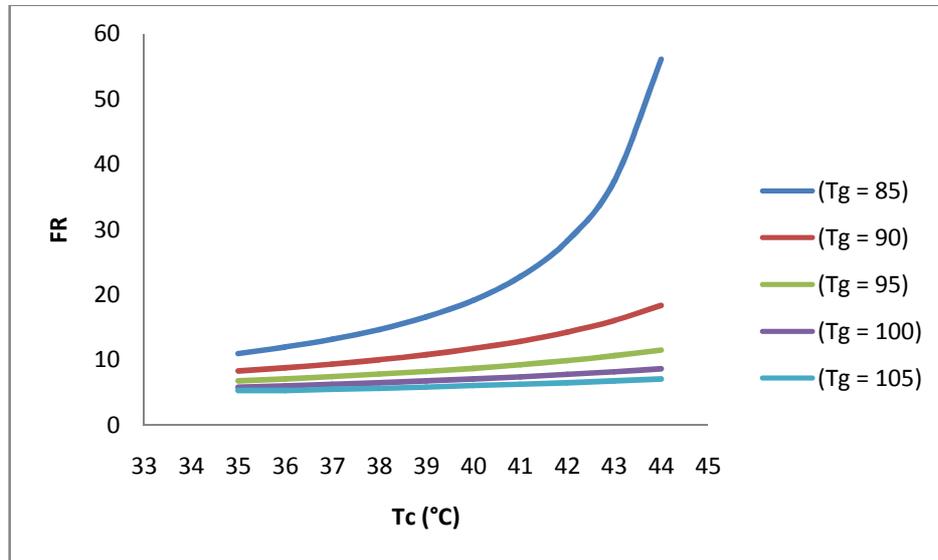


Figure III.10 : Variation du (FR) en fonction de (Tc)

Sur cette figure, on remarque qu'au fur et mesure que la température de condensation augmente, le taux de circulation augmente aussi. Cette augmentation est très importante lorsqu'on a des températures de générateur élevées.

Pour des températures basses de générateur, la variation de taux de circulation est très faible avec la croissance de la température de condensation.

Cette augmentation du (FR) peut être expliquée par la diminution de la plage du dégazage ( $\Delta X$ ), cette diminution est due à la réduction de la valeur de la solution concentrée ( $X_c$ ) suite à l'augmentation de la pression ( $P_h$ ).

#### III.3.2.2.3. L'effet de (Ta) sur le FR

On fixe la température d'évaporation ( $T_e$ ) à 5°C, la température de condensation ( $T_c$ ) à 45°C et on fait varier la température d'absorption ( $T_a$ ) de (28°C – 38 °C) et la température de générateur ( $T_g$ ) de (85°C – 105 °C) avec une efficacité d'échangeur de solution égale à 80%.

Ta	(Tg = 85)	(Tg = 90)	(Tg = 95)	(Tg = 100)	(Tg = 105)
28	9,415558	7,132759	5,879246	5,085411	4,536031
29	10,445921	7,68518	6,23587	5,341171	4,7321582
30	11,703182	8,317573	6,630714	5,920322	4,941923
31	13,270645	9,048247	7,07003	5,618573	5,1666797
32	15,282099	9,903188	7,5624235	6,250195	5,408403
33	17,967115	10,92052	8,119989	6,613511	5,66994
34	21,72245	12,148502	8,755136	7,014726	5,9532
35	27,3707	13,665673	9,487868	7,461655	6,26209
36	36,84585	15,59137	10,34404	7,963443	6,6008
37	55,96975	18,11023	11,355449	8,5296	6,973073
38	115,19879	21,56073	12,57326	9,175819	7,38569

Tableau III. 12 : Variation du (FR) en fonction de (Ta)

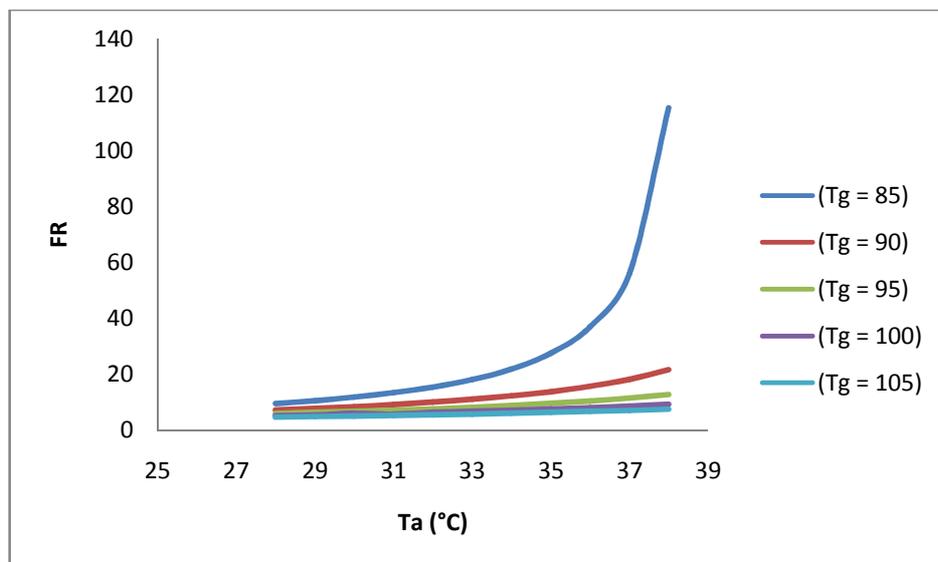


Figure III. 11 : Variation du (FR) en fonction de (Ta)

Cette figure si dessus montre que pour des températures élevées de générateur, Le taux de circulation (FR) varie faiblement avec l'augmentation de la température d'absorption mais pour des températures basses de générateur (Tg = 85 °C), la variation de taux de circulation est très significative.

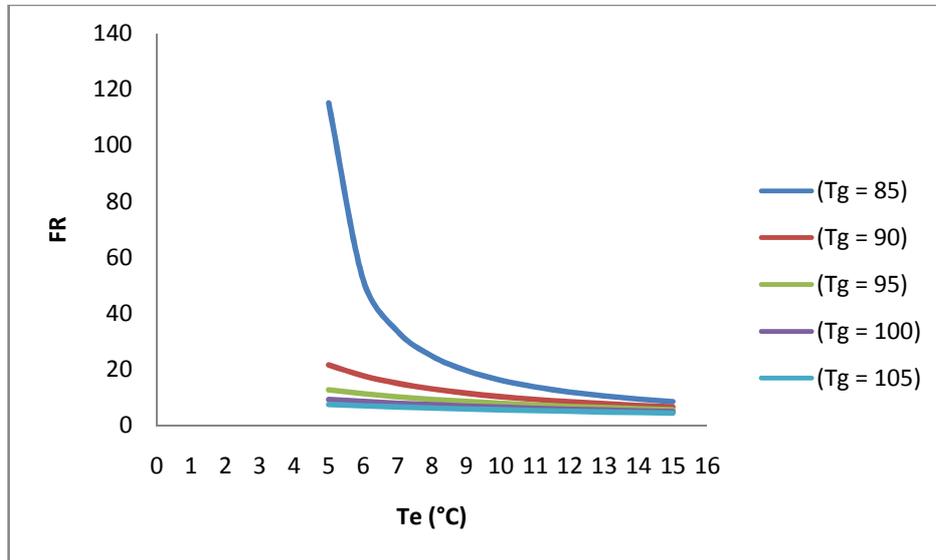
Cela est expliqué par la diminution de la plage du dégazage ( $\Delta X$ ), qui est due à la réduction de la valeur de la solution diluée ( $X_d$ ) suite à l'augmentation de (Ta).

**III.3.2.2.4. L'effet de (Te) sur le FR**

On fixe la température de condensation (Tc) à 45°C, la température de l'absorbeur (Ta) à 38°C et on fait varier la température d'évaporation (Te) de (5°C – 15°C) et la température de générateur (Tg) de (85°C – 105°C) avec une efficacité d'échangeur de solution égale à 80%.

Te	(Tg = 85)	(Tg = 90)	(Tg = 95)	(Tg = 100)	(Tg = 105)
5	115,19879	21,56073	12,57326	9,175819	7,385695
6	52,05898	17,69643	11,19699	8,44272	6,91661
7	33,54912	14,99170	10,08570	7,81427	6,50098
8	24,69608	12,9899	9,168274	7,268762	6,12962
9	19,50000	11,44664	8,3969828	6,79010	5,79533
10	16,07425	10,21706	7,73763	6,36551	5,49194
11	13,65278	9,217465	7,169296	5,98752	5,21625
12	11,84086	8,38422	6,6715257	5,646907	4,96317
13	10,43641	7,68023	6,232724	5,33893	4,730456
14	9,313149	7,076056	5,842000	5,058408	4,51517
15	8,393416	6,5513566	5,491511	4,80154	4,31522

**Tableau III. 13 : Variation du (FR) en fonction de (Te)**



**Figure III. 12 : Variation du (FR) en fonction de (Te)**

On constate sur cette figure que la variation de taux de circulation (FR) est inversement proportionnelle à la variation de la température de l'évaporateur ( $T_e$ ).

Cette diminution est importante pour des températures de générateur ( $T_g$ ) basses et qui devient stable (constante) au fur et à mesure que la température de l'évaporateur augmente.

L'augmentation de la température de l'évaporateur ( $T_e$ ) permet d'augmenter la basse pression ( $P_b$ ) donc, l'élévation de la solution diluée et par conséquent la plage de dégazage ( $\Delta X$ ), ce qui explique la diminution de (FR).

### **III.3.2.3. L'efficacité du système ( $\eta$ )**

#### **III.3.2.3.1. L'effet de l'efficacité de l'échangeur sur l'efficacité du système ( $\eta$ )**

Pour des températures ( $T_a$ ,  $T_e$ ,  $T_c$ ) connus et une valeur de ( $T_g$ ) variable, on va étudier l'effet de l'efficacité d'échangeur de solution sur l'efficacité du système ( $\eta$ )

Pour  $T_a = 38^\circ\text{C}$ ,  $T_c = 45^\circ\text{C}$  et  $T_e = 5^\circ\text{C}$ , on obtient les résultats suivants:

Eff %	( $T_g=85$ )	( $T_g=90$ )	( $T_g=95$ )	( $T_g=100$ )	( $T_g=105$ )
0%	0,188552	0,481742	0,534416	0,536492	0,523140
10%	0,202297	0,50031	0,549220	0,548493	0,533188
20%	0,218201	0,52036	0,564865	0,56104	0,543629
30%	0,236815	0,542091	0,581425	0,574177	0,55448
40%	0,25889	0,565708	0,598984	0,587940	0,56578
50%	0,285513	0,591472	0,61763	0,602378	0,57755
60%	0,318222	0,619691	0,637481	0,617540	0,58981
70%	0,3593876	0,650733	0,658643	0,6334844	0,602610
80%	0,412772	0,685045	0,681255	0,650271	0,615972
90%	0,484768	0,723170	0,705473	0,667969	0,6299381

**Tableau III. 14 : Variation du ( $\eta$ ) en fonction de (Eff)**

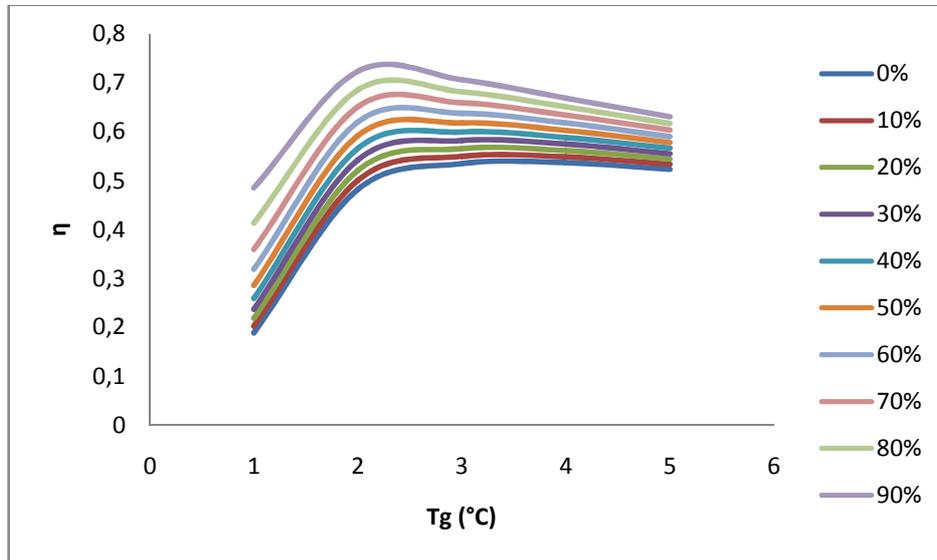


Figure III. 13 : Variation du ( $\eta$ ) en fonction de (Eff)

Pour une température de générateur ( $T_g$ ) fixe, l'augmentation de l'efficacité de l'échangeur de solution permet une augmentation de l'efficacité du système ( $\eta$ ). On constate que pour une température moyenne de générateur ( $T_g$ ) et pour une efficacité élevée de l'échangeur de solution, le rendement de système atteint son maximum. Au-delà de cette moyenne, le rendement de système diminue faiblement jusqu'à devenir stable.

Donc, on peut conclure que l'échangeur de solution est indispensable pour chaque machine à absorption.

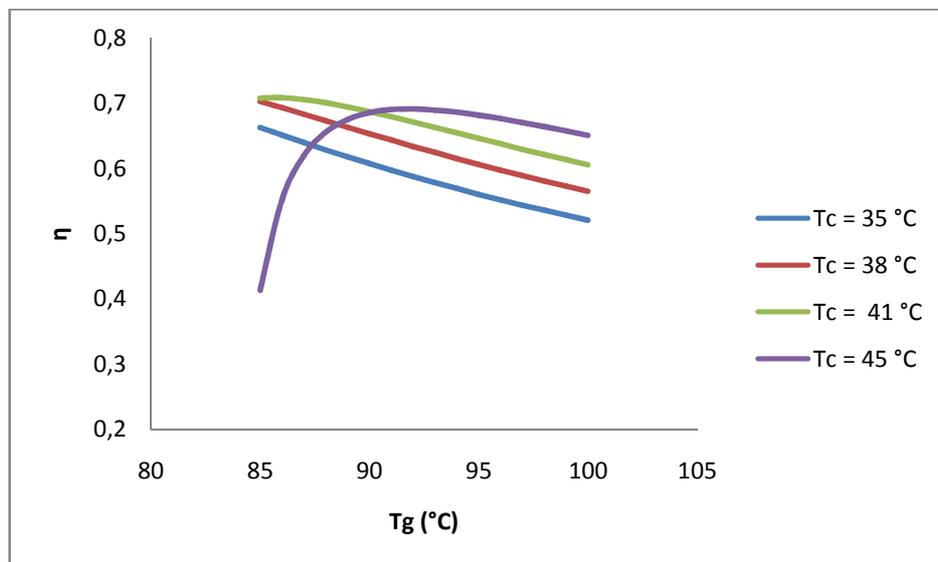
### III.3.2.3.2. L'effet de la température du générateur ( $T_g$ ) sur l'efficacité du système ( $\eta$ )

On fixe la température d'évaporation ( $T_e$ ) à  $5^\circ\text{C}$ , la température de l'absorbeur ( $T_a$ ) à  $38^\circ\text{C}$  et on fait varier la température de condensation ( $T_c$ ) de ( $35^\circ\text{C} - 45^\circ\text{C}$ ) et la température de générateur ( $T_g$ ) de ( $85^\circ\text{C} - 100^\circ\text{C}$ ) avec une efficacité d'échangeur de solution égale à 80%.

Les résultats sont donnés dans le tableau ci-dessous :

Tg	(Tc = 35)	(Tc = 38)	(Tc = 41)	(Tc = 45)
85	0,662398	0,70212	0,707174	0,41277
86	0,65062	0,69258	0,7078	0,55177
87	0,639172	0,6827	0,70502	0,61897
88	0,628069	0,67269	0,7001	0,65492
89	0,61731	0,66267	0,69379	0,674637
90	0,606913	0,65272	0,68658	0,685045
91	0,596855	0,64292	0,67882	0,68972
92	0,587134	0,63329	0,6707	0,69065
93	0,57774	0,62386	0,66239	0,68906
94	0,56867	0,614666	0,654009	0,685757
95	0,5599	0,60569	0,64561	0,68125
96	0,55144	0,59696	0,63726	0,675902
97	0,54326	0,588476	0,62901	0,66997
98	0,53535	0,580224	0,62088	0,663641
99	0,52771	0,5722	0,61289	0,657045
100	0,52033	0,56442	0,60505	0,65027

**Tableau III. 15 :** Variation du ( $\eta$ ) en fonction de (Tg)



**Figure III. 14 :** Variation du ( $\eta$ ) en fonction de (Tg)

On voit clairement sur cette figure que l'augmentation de la température de générateur ( $T_g$ ) a un effet négatif sur l'efficacité du système ( $\eta$ ).

Cette diminution est l'effet direct de l'augmentation rapide du ( $COP_c$ ) par rapport à l'augmentation de ( $COP$ ) ;

Contrairement à ( $T_g$ ), la température de condensation ( $T_c$ ) a un effet positif sur l'efficacité du système ( $\eta$ ). Plus ( $T_c$ ) augmente, plus le ( $COP_c$ ) diminue aussi rapidement que ( $COP$ ) ; ce qui permet l'augmentation de ( $\eta$ ).

### **III.3.2.3.3. L'effet de la température de condensation ( $T_c$ ) sur l'efficacité du système ( $\eta$ )**

On fixe la température d'évaporation ( $T_e$ ) à  $5^\circ\text{C}$ , la température de l'absorbeur ( $T_a$ ) à  $38^\circ\text{C}$  et on fait varier la température de condensation ( $T_c$ ) de ( $35^\circ\text{C} - 45^\circ\text{C}$ ) et la température de générateur ( $T_g$ ) de ( $90^\circ\text{C} - 105^\circ\text{C}$ ) avec une efficacité d'échangeur de solution égale à 80%.

$T_c$	( $T_g = 90$ )	( $T_g = 95$ )	( $T_g = 100$ )	( $T_g = 105$ )
35	0,60691	0,55990	0,52033	0,48641
36	0,62307	0,57565	0,53533	0,50104
37	0,638411	0,590946	0,550046	0,51506
38	0,65272	0,60569	0,56442	0,52882
39	0,66577	0,619813	0,57842	0,54233
40	0,677210	0,63317	0,5919	0,55556
41	0,68658	0,64561	0,60505	0,56847
42	0,693261	0,656941	0,61753	0,58102
43	0,69630	0,66689	0,62931	0,59316
44	0,69431	0,67516	0,64028	0,60484
45	0,68504	0,68125	0,65027	0,61597

**Tableau III. 16 :** Variation du ( $\eta$ ) en fonction de ( $T_c$ )

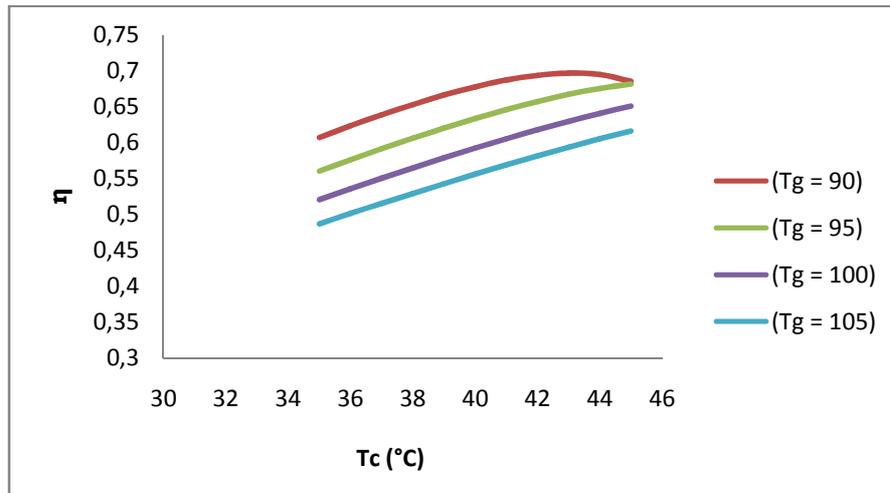


Figure III. 15 : Variation du ( $\eta$ ) en fonction de ( $T_c$ )

On remarque bien que l'efficacité du système augmente avec l'augmentation de la température de condensation ( $T_c$ ) et cela peut être expliqué par la diminution de la valeur de  $COP_c$  et l'augmentation du COP de la machine à cause de la haute température de générateur.

On constate aussi que pour des basses températures de générateur, l'efficacité du système diminue malgré l'augmentation de la température de condensation ; tout simplement parce que la valeur de COP diminue aussi rapide que la valeur de  $COP_c$ .

#### III.3.2.3.4. L'effet de la température d'absorption ( $T_a$ ) sur l'efficacité du système ( $\eta$ )

On fixe la température d'évaporation ( $T_e$ ) à 5°C et la température du condenseur ( $T_c$ ) à 45 °C, et on fait varier la température du générateur ( $T_g$ ) de (90°C – 105 °C) et la température de l'absorbeur ( $T_a$ ) de (28°C – 38°C) avec une efficacité d'échangeur de solution égale à 80%.

$T_a$ (°C)	( $T_g = 90$ )	( $T_g = 95$ )	( $T_g = 100$ )	( $T_g = 105$ )
28	0,64306	0,60959	0,57728	0,54760
29	0,649536	0,616275	0,58358	0,5533
30	0,65597	0,62312	0,59010	0,55939
31	0,6623	0,63013	0,59683	0,5656
32	0,668449	0,63731	0,603804	0,57207
33	0,67421	0,64459	0,61098	0,5787
34	0,67943	0,65199	0,61840	0,5856
35	0,68375	0,65943	0,62605	0,59286
36	0,6867	0,66685	0,63390	0,60029
37	0,68756	0,67418	0,64199	0,60799
38	0,68504	0,6812	0,65027	0,615972

Tableau III. 17 : Variation du ( $\eta$ ) en fonction de ( $T_a$ )

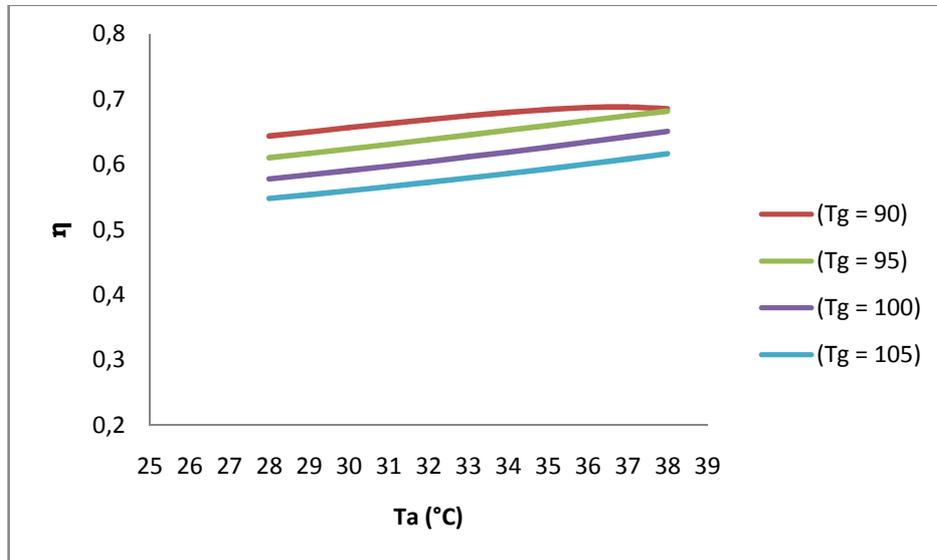


Figure III.16 : Variation du ( $\eta$ ) en fonction de ( $T_a$ )

La figure ci-dessus montre que la variation de l'efficacité du système est proportionnelle à la variation de la température de l'absorbeur. Pour une valeur fixe de  $T_g$ , l'augmentation de  $T_a$  induit une augmentation de l'efficacité du système. Cette augmentation est due à la diminution de  $COP_c$ , causé par l'augmentation de  $T_a$ .

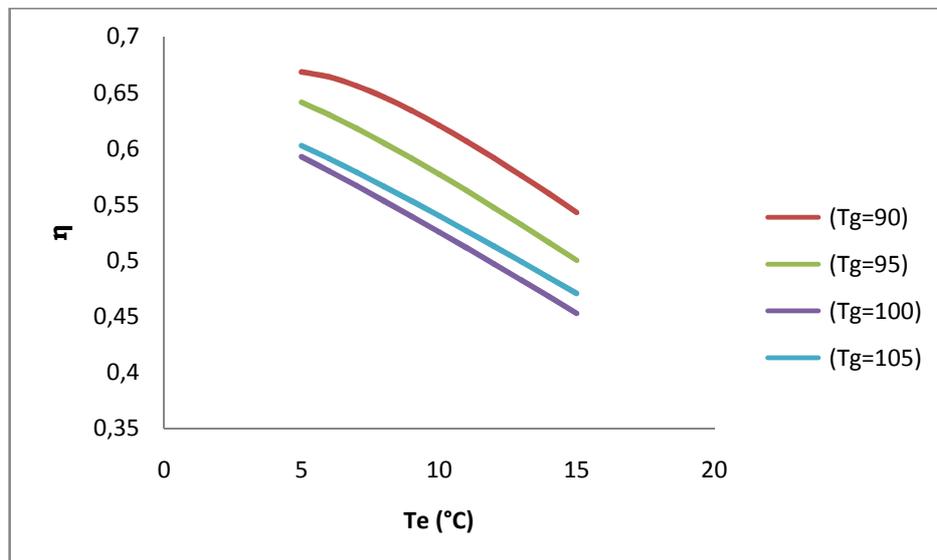
La diminution de l'efficacité de système pour des températures basses de générateur est expliquée par la diminution importante de COP.

#### III.3.2.3.5. L'effet de la température de l'évaporateur ( $T_e$ ) sur ( $\eta$ )

On fixe la température de condensation ( $T_c$ ) à 45 °C et la température de l'absorbeur ( $T_a$ ) à 38 °C et on fait varier la température d'évaporation ( $T_e$ ) de (5°C – 15°C) et la température de générateur ( $T_g$ ) de (90-105 °C) avec une efficacité d'échangeur de solution égale à 80%.

Te	(Tg=90)	(Tg=95)	(Tg=100)	(Tg=105)
5	0,6685979	0,6411759	0,5926284	0,602610
6	0,6639845	0,6300966	0,579861	0,590909
7	0,6560814	0,6179284	0,5666952	0,578705
8	0,645912	0,604945	0,553222	0,566086
9	0,6339731	0,5912442	0,5394448	0,55312
10	0,6207571	0,5770019	0,5254377	0,539866
11	0,6065152	0,5622871	0,5112138	0,526351
12	0,5914827	0,5471942	0,4968138	0,512626
13	0,5758035	0,5317749	0,4822551	0,49870
14	0,559596	0,5160784	0,4675565	0,48462
15	0,5429609	0,500151	0,4527407	0,47039

**Tableau III. 18 :** Variation du ( $\eta$ ) en fonction de (Te)



**Figure III.17 :** Variation du ( $\eta$ ) en fonction de (Te)

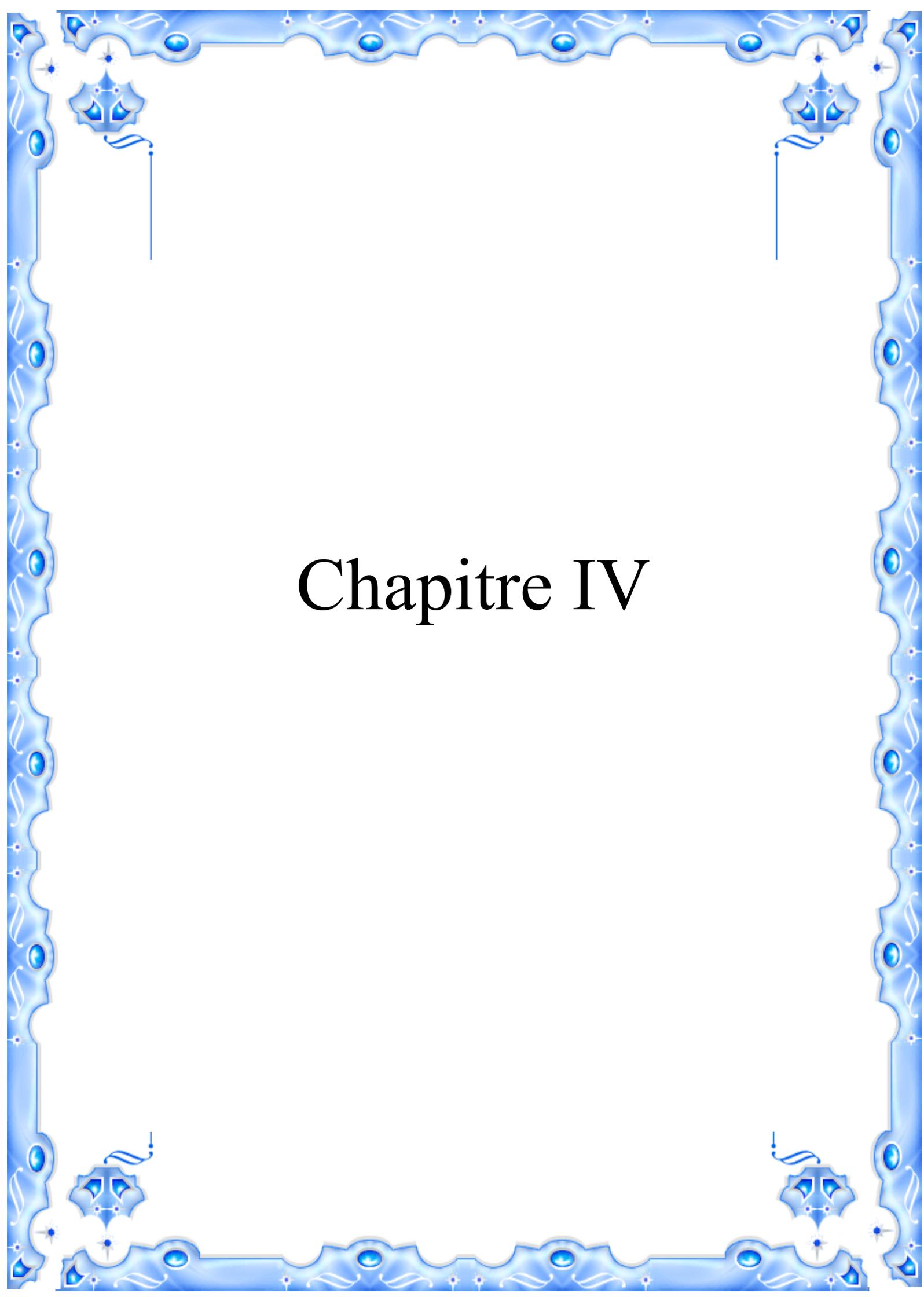
On remarque sur la figure ci-dessus que l'augmentation de la température de l'évaporateur ( $T_e$ ) influe négativement sur la valeur de l'efficacité du système. On constate aussi que pour des températures basses de générateur et de l'évaporateur, l'efficacité de système est élevée ; dès que ces dernières commencent à augmenter, l'efficacité chute et cela est expliqué par l'augmentation de  $COP_c$ .

### **Conclusion**

Ce chapitre est divisé en trois parties : la première partie est réservée à l'analyse thermodynamique d'une machine à absorption simple effet, puis la deuxième partie est dédiée à la modélisation mathématique qui nous permettra par la suite de créer un modèle de calcul.

Enfin, la troisième partie a été consacrée pour la validation de notre modèle numérique, donc une comparaison de nos résultats est faite. La comparaison a montré que nos résultats sont bons et que notre modèle est fiable.

Après la validation de notre modèle, nous avons étudié l'influence des différentes températures sur les performances de la machine à absorption. L'étude a montré que la température de l'évaporateur ( $T_e$ ) et celle du générateur ( $T_g$ ) ont le plus d'influence sur le système.



# Chapitre IV

**IV.1. Introduction**

Dans ce chapitre, une simulation dynamique d'un système de rafraîchissement solaire à absorption d'un bâtiment sera réalisée à l'aide de logiciel TRNSYS.

Le logiciel de simulation TRNSYS est un environnement complet et extensible, dédié à la simulation dynamique des systèmes.

**IV.2. Aperçu sur TRNSYS**

TRNSYS ("Simulateur de système transitoire» prononcé «transis ») a été développé à l'origine par l'Université du Wisconsin dans les années 1970 pour l'analyse numérique de l'énergie solaire destiné au chauffage et à l'eau chaud. Au cours des 30 dernières années TRNSYS n'a cessé d'affiner et maintenant il est largement reconnu comme un outil d'analyse fiable pour les systèmes énergétiques complexes.

TRNSYS est un logiciel de simulation du comportement thermique des bâtiments et des systèmes associés en régime dynamique. La modélisation et la simulation de ce système est nécessaire pour étudier le comportement thermique et celui du système solaire photovoltaïque, et peut être utilisé pour valider tous les concepts de toutes énergies nouvelles et simuler des systèmes énergétiques. Le recours à ce type de logiciel est indispensable pour prendre en compte la variabilité temporelle importante des sollicitations et des sources d'énergie.

Dans TRNSYS les composants d'un système sont appelés types et chaque type a un ensemble de paramètres les entrées (inputs) et les sorties (output) qui décrivent et définissent la manière dont il permettra de relier d'autres types.

La simulation est en effet un outil extrêmement séduisant. Contrairement à l'expérimentation elle permet de tout essayer même les solutions les plus originales. Il donne la possibilité de jouer avec le modèle de bâtiment en lui ajoutant des composants en modifiant sa forme son orientation en le situant à des endroits différents etc. C'est un vecteur d'imagination et de créativité. La simulation permet d'évaluer une solution technique et/ou architecturale elle le fait avec détail précision et pertinence. Contrairement aux méthodes de calcul simplifiées elle fournit des résultats sous une forme identique à celle qu'auraient des mesures expérimentales sur un bâtiment réel. On injecte dans le modèle les valeurs que prennent au cours du temps des variables décrivant le climat ; on indique les paramètres de fonctionnement du bâtiment (occupé continuellement, chauffé, climatisé, etc.) et

classiquement on obtient les valeurs prises par un certain nombre de variables d'observation (températures d'air températures de surface des parois, puissance de chauffage ou de refroidissement, etc.) à des moments successifs en général régulièrement espacés de la période considérée (G. Bouhelal, 2012).

#### ❖ **Avantages**

- Grâce à son approche modulaire, TRNSYS est extrêmement flexible pour modéliser un ensemble de systèmes thermiques à différents niveaux de complexité (modules avec procédures de calcul plus ou moins élaborées).
- L'accès au code source permet aux utilisateurs de modifier ou d'ajouter des composants qui ne figurent pas dans la librairie d'origine.
- Documentation vaste sur les sous-programmes y compris explications usages usuels équations de base.
- définition très souple de la période de simulation : choix du pas de temps, du début et de la fin de la simulation.

#### ❖ **Inconvénients**

- Pas de valeur ou de système par défaut, l'utilisateur doit donc posséder et introduire l'ensemble exhaustif des données définissant le bâtiment et le système.
- La bibliothèque est limitée.

### **IV.2.1. TRNSYS Simulation Studio**

« TRNSYS Simulation Studio » est l'interface d'accueil de TRNSYS permettant de développer des applications de simulation. Un projet de simulation consiste à choisir un ensemble de modules et à décrire ensuite les interactions entre ceux-ci.

Chaque module représente un sous programme et agit comme une boîte noire (qu'il est cependant possible d'ouvrir). On introduit pour chaque sous programme les différents paramètres les variables d'entrée et de sortie.

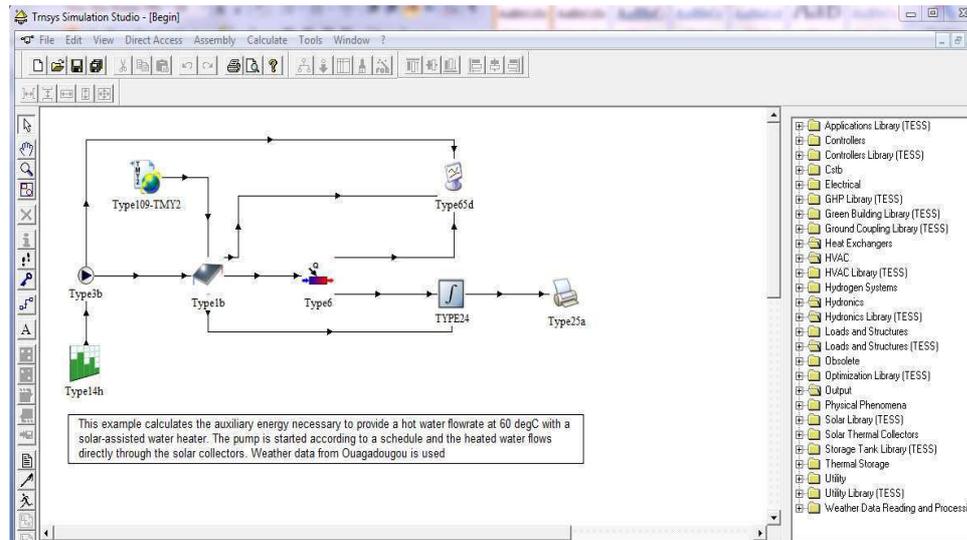


Figure IV.01 : Interface du logiciel TRNSYS

IV.2.2. TRNBuild

« TRNBuild » est un outil permettant d'introduire les caractéristiques d'un bâtiment multizone nécessaire à la simulation thermique de celui-ci .Ses propriétés sont introduites dans « TRNSYS Simulation Studio » via le module « type56 » ainsi l'utilisateur décrit chaque zone thermique alternativement (les matériaux utilisés pour la construction des murs).

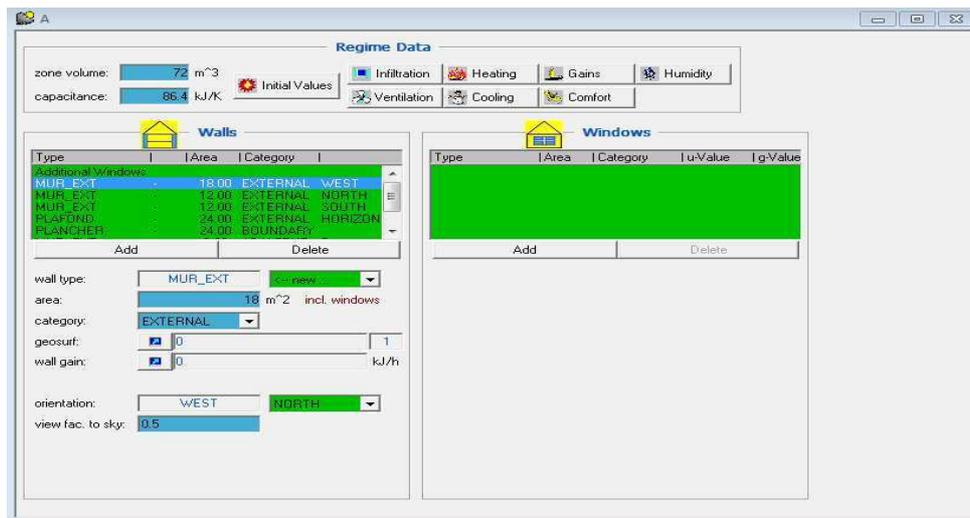


Figure IV.02 : Interface du logiciel TRNBuild.

### IV.3. Modélisation de la maison

Dans le cadre de ce projet, le recours à ce type de logiciel est indispensable pour prendre en compte la variabilité temporelle importante des sollicitations et des sources d'énergie. Le début du travail consiste à modéliser la maison avec un sous-programme appelé TRNBuild permettant de définir la structure et les dimensions des bâtiments.

#### IV.3.1. Emplacement géographique

La maison est située dans la région de la wilaya de Tlemcen. Cette dernière est au Nord-Ouest de l'Algérie, elle est à 3°38 de longitude ouest et à 34°53 de latitude nord, et elle se trouve à 600m d'altitude. Tlemcen a une superficie de 9020 km<sup>2</sup>, limitée géographiquement au Nord par la mer méditerranée, au Nord-est par la Wilaya de Ain-Témouchent, à l'Est par la Wilaya de Sidi Bel-Abbes, à l'Ouest par le Maroc et au Sud par la Wilaya de Naâma. La proximité de la mer a atténué les influences arides du continent et donne à la région un climat tempéré, méditerranéen qui a pour effet d'atténuer les influences desséchantes du continent



Figure IV.03 : situation géographique de la wilaya de tlemcen.

Le climat de Tlemcen de type méditerranéen, est caractérisé par deux saisons :

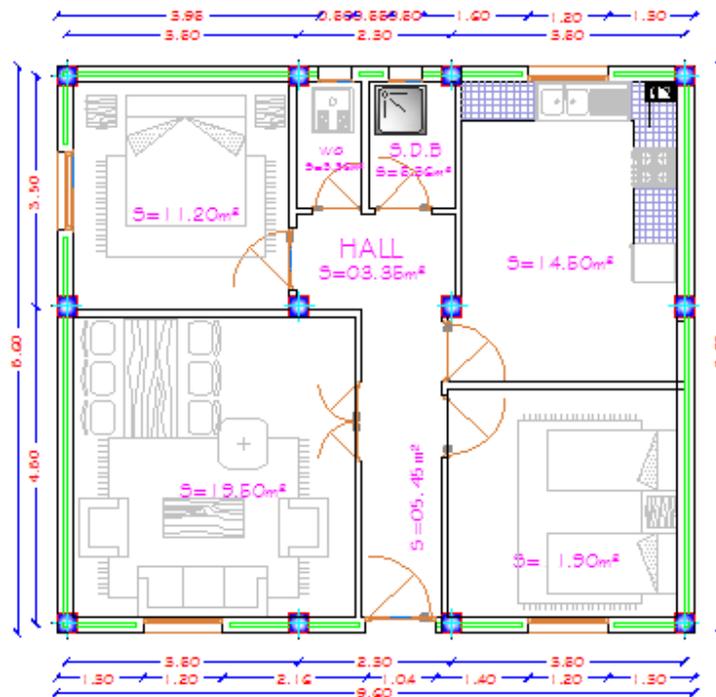
- ❖ Une saison humide : qui s'étend d'Octobre à Mai avec des précipitations irrégulières et irrégulièrement réparties sur le territoire de la Wilaya dans l'espace et dans le temps. Si la moyenne de la pluviométrie de la Wilaya se situe autour de 400 mm, ce chiffre peut atteindre 850 mm dans les Monts de Tlemcen et moins de 300 mm au Sud de

Sebdou. La température moyenne pour cette saison oscille généralement autour de 10° avec une température minimale absolue pouvant aller jusqu'à moins 6°. Les hivers sont donc assez rigoureux avec vent, neige et gel.

- ❖ Une saison sèche : elle va du mois de Juin au mois de Septembre. La température moyenne de cette saison oscille autour de 26° avec un maximum pouvant atteindre 40°. La température moyenne annuelle est de 18°. La situation géographique et les différences d'altitudes rendent le climat plus complexe.

Les données climatiques (fichiers météo) utilisées dans cette simulation proviennent de Météonorme.

**IV.3.2. Dimensionnement de la maison**



**Figure IV.04 : Plan de la maison**

**IV.3.3. Les caractéristiques de la maison**

La première étape est de séparer l'ensemble de la maison en différentes zones couplées les unes avec les autres.

Chaque zone est considérée comme une cellule séparée pour laquelle il faut définir le volume et les surfaces des parois. Pour chaque paroi il faut définir ses caractéristiques ainsi que la zone adjacente.

Cette maison est composée de 4 types de mur :

- **Mur intérieur** : Constitué d'une couche en brique argile d'épaisseur 15 cm centré entre deux couches de mortier d'épaisseur 1 cm.
- **Mur extérieur** : Composé de 5 couches : Deux couches en mortier de 1,5 cm d'épaisseur chacune, se trouvant à l'intérieur et à l'extérieur du mur. Entre ces deux couches, nous avons deux parois en briques argile d'épaisseur 10 cm chacune contenant entre-elles une couche d'air de 9 cm d'épaisseur.
- **Plafond** : Composé de trois couches, l'extérieur est en béton lourd d'épaisseur 12 cm, ensuite, une couche de 12 cm d'épaisseur en hourdi et enfin, l'intérieur est constitué d'une mince couche en mortier de 1.5 cm d'épaisseur.
- **Plancher** : Composé de trois couches constituées de carrelage, de mortier et de béton lourd d'épaisseurs respectivement, 2 cm, 3 cm et 12 cm.

**IV.4. Simulation avec TRNSYS**

Dans cette partie, on va simuler une installation de climatisation solaire d'un bâtiment multizone à l'aide du logiciel TRNSYS.

La figure ...présente le schéma de l'installation de climatisation solaire thermique dans le logiciel « TRNSYS simulation studio ». Le principe de fonctionnement du système thermique consiste à collecter de l'énergie solaire grâce à des capteurs thermique sous vide. Cette énergie est ensuite stockée dans un ballon de stockage, puis pompée à l'aide d'une pompe vers la machine à absorption passant par un chauffage auxiliaire qui permet d'ajouter la chaleur au fluide pendant le fonctionnement de cet appareil. Enfin, la machine à absorption produit l'air frais nécessaire pour la climatisation de la maison.

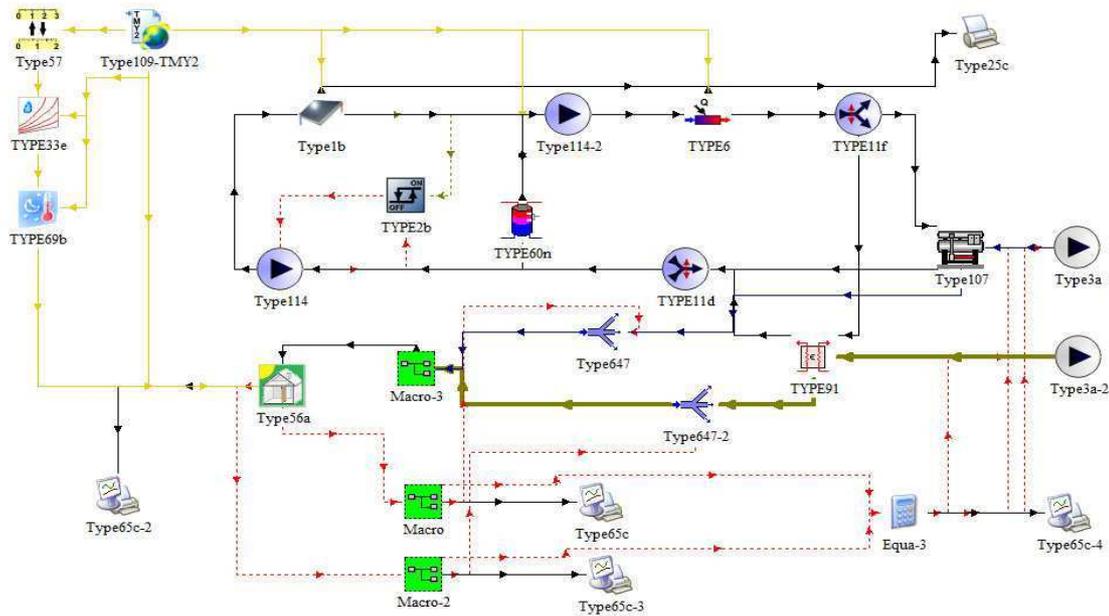


Figure IV.05 : Système de climatisation solaire sous environnement TRNSYS

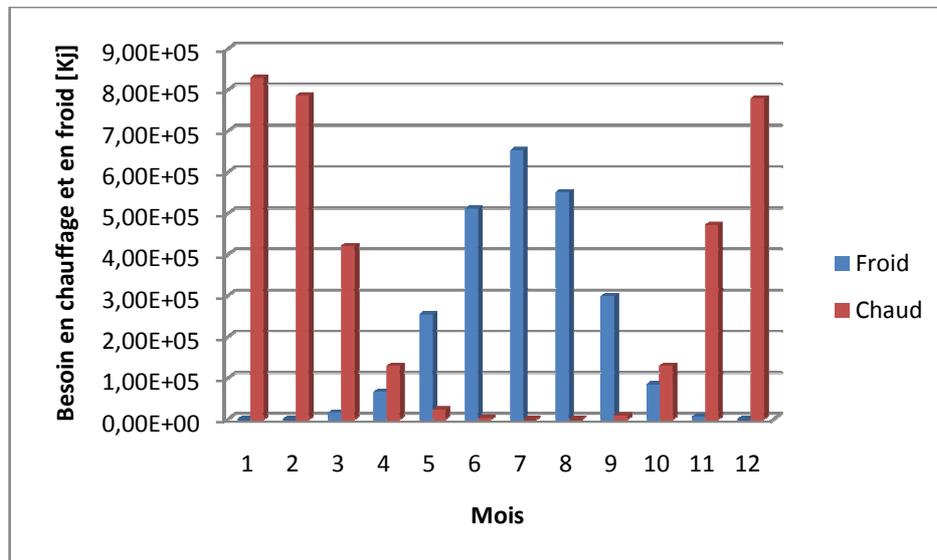
IV.4.1. Définition des différents composants (TYPE)

Type	Nom de TYPE
TYPE109	Donnees climatiques.
TYPE 1b	Panneau solaire sous vide
TYPE114,	Pompes.
TYPE 6	Chauffage d'appoint
TYPE 11f	Déviateur
TYPE 25c	Imprimante
TYPE 60n	Ballon De Stokage
TYPE 107	Machine absorption
TYPE 3a,	Ventilateur
TYPE 91	Echangeur de chaleur a efficacité Constant
TYPE 57	convecteur d'unité
TYPE 33e	Données psychrométriques
TYPE 69b	Estimation de la température du ciel
TYPE 674,	Séparateur de l'air
TYPE 56a	Description du local à climatiser faite a l'aide de TRNBUILD.
Equa-3	Calculateur

Tableau IV.02 : Présentation des TYPE de l'installation

#### IV.4.2. Besoins en chauffage et en rafraîchissement

La figure IV.06 illustre les besoins mensuel en chauffage et en froid de la maison durant une année complète.



**Figure IV.06** : Besoins en chauffage et en rafraîchissement

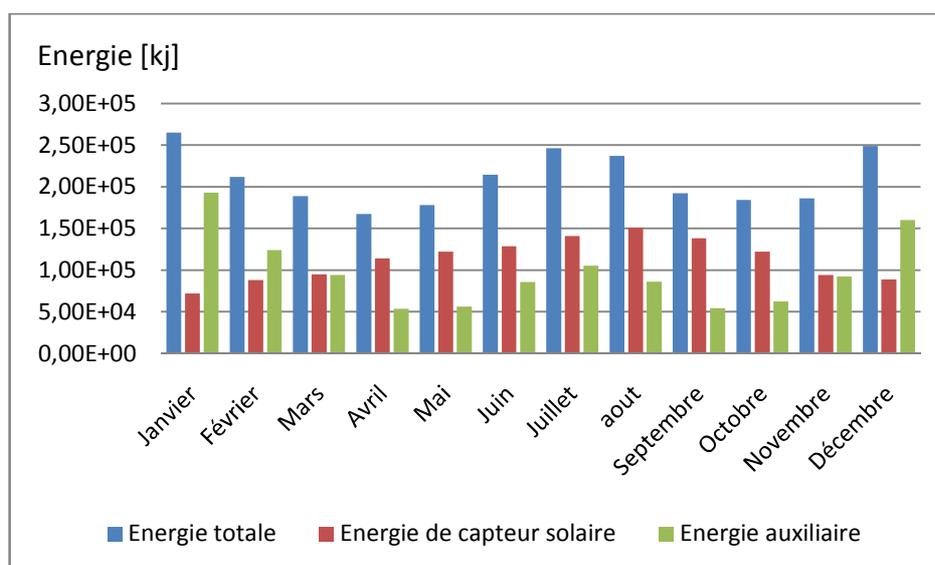
On remarque sur la figure ci-dessus que la période de chauffage s'étale de mois de novembre jusqu'à le mois de mars et la période de rafraîchissement débute de mois de mai jusqu'au mois de septembre. On peut constater aussi que les pics de chauffage sont dans le mois de janvier et pour le rafraîchissement, ils sont dans le mois de juillet.

#### IV.4.3. Variation mensuelle des énergies fournies (solaire et appoint)

Le Tableau (IV.03) illustre une comparaison entre l'énergie fournie par le capteur solaire et l'énergie fournie par le système d'appoint pour satisfaire une énergie totale nécessaire pour le fonctionnement de l'installation et ceci pour une surface de captation solaire de  $50 \text{ m}^2$  et un volume de stockage de  $0,5 \text{ m}^3$ .

Mois	Énergie total	Énergie du capteur solaire	Énergie auxiliaire
Janvier	2,65E+05	7,20E+04	1,93E+05
Février	2,12E+05	8,80E+04	1,24E+05
Mars	1,89E+05	9,48E+04	9,41E+04
Avril	1,67E+05	1,14E+05	5,32E+04
Mai	1,78E+05	1,22E+05	5,59E+04
Juin	2,15E+05	1,29E+05	8,58E+04
Juillet	2,46E+05	1,41E+05	1,05E+05
août	2,37E+05	1,51E+05	8,61E+04
Septembre	1,92E+05	1,38E+05	5,41E+04
Octobre	1,85E+05	1,22E+05	6,25E+04
Novembre	1,86E+05	9,40E+04	9,22E+04
Décembre	2,49E+05	8,87E+04	1,60E+05

**Tableau IV.03 :** Variation mensuelle des énergies fournies par le capteur solaire et le système d'appoint



**Figure IV.07 :** Variation mensuelle des énergies fournies par le capteur solaire et le système d'appoint

On constate sur cette figure que durant la période hivernal, la totalité de l'énergie est fournie par le système d'appoint et c'est l'inverse pour la période estivale, ceci peut être expliqué par la disponibilité de rayonnement solaire durant l'été, ce qui permet de capter un maximum de radiations et fournir plus d'énergie.

## IV.4.3. Variation mensuelle de la fraction solaire

La fraction solaire est le rapport entre l'énergie fournie par le capteur solaire et l'énergie total.

Mois	Énergie total	Énergie du capteur solaire	Fraction solaire
Janvier	2,65E+05	7,20E+04	27 %
Février	2,12E+05	8,80E+04	41.5 %
Mars	1,89E+05	9,48E+04	50 %
Avril	1,67E+05	1,14E+05	68 %
Mai	1,78E+05	1,22E+05	69 %
Juin	2,15E+05	1,29E+05	60 %
Juillet	2,46E+05	1,41E+05	54 %
aout	2,37E+05	1,51E+05	64 %
Septembre	1,92E+05	1,38E+05	72 %
Octobre	1,85E+05	1,22E+05	66 %
Novembre	1,86E+05	9,40E+04	51 %
Décembre	2,49E+05	8,87E+04	36 %

Tableau IV.04 : Variation mensuelle de la fraction solaire

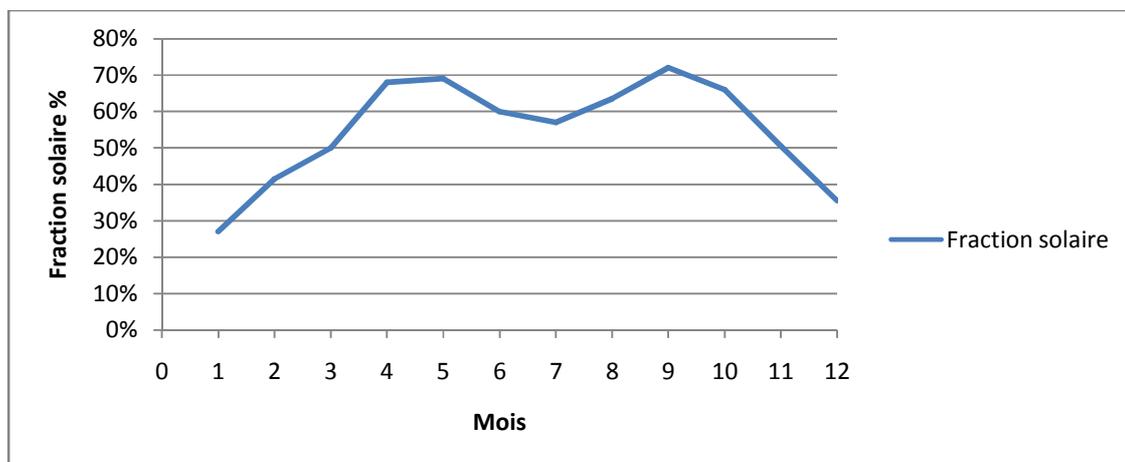
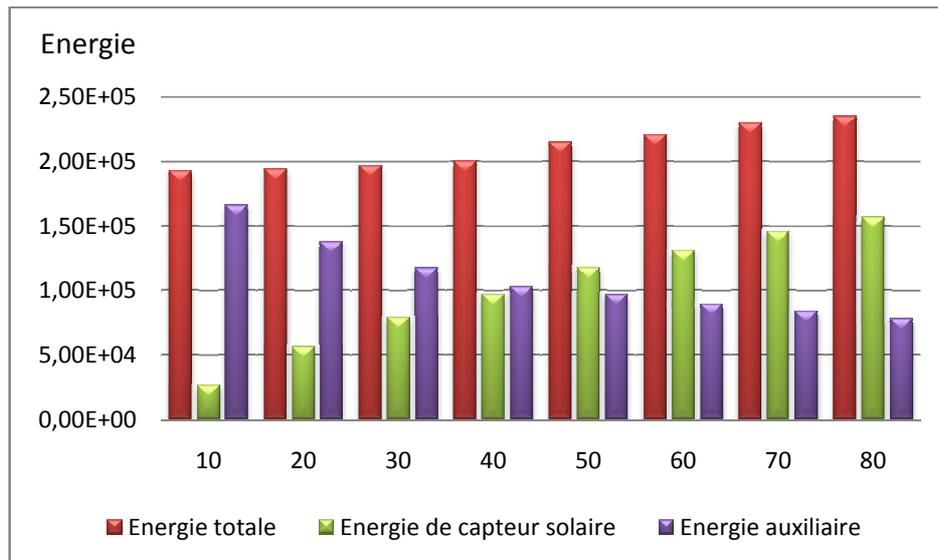


Figure IV.08 : Variation mensuelle de la fraction solaire.

Cette figure montre la variation mensuelle de la fraction solaire. On remarque bien que pendant les mois d'hiver, la fraction solaire est petite mais elle devient de plus en plus importante pour atteindre 70 % vers le mois de mai, puis elle chute pendant la période estivale (juin, juillet, aout) à cause des demandes élevées de rafraîchissement, ensuite elle remonte une deuxième fois vers les mois d'automne.

## IV.4.4. Influence de la surface de captation

On va étudier dans cette partie l'influence de la surface de captation sur les performances de l'installation pour le mois de juin, le volume de stockage est de  $0,5 \text{ m}^3$ .

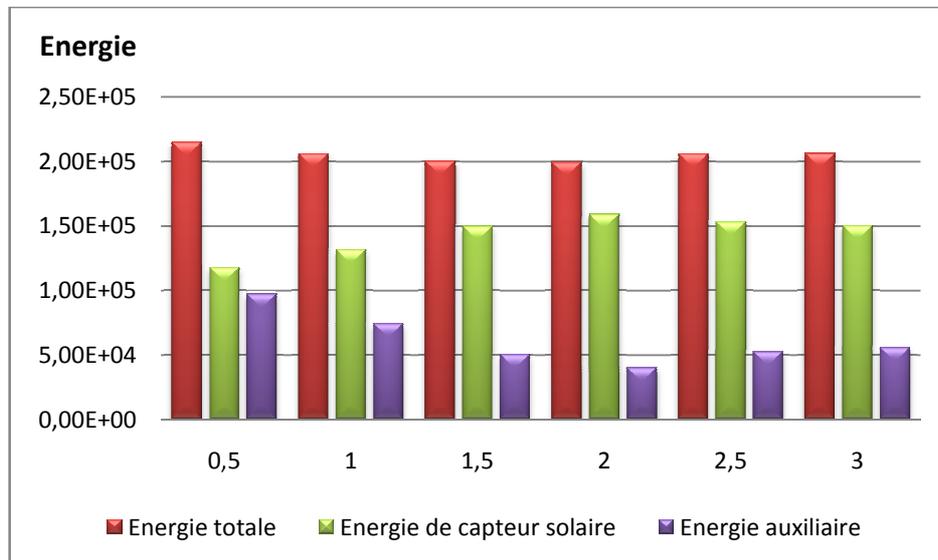


**Figure IV.09 :** Influence de la surface de captation sur les performances de l'installation (mois de juin,  $V = 0,5 \text{ m}^3$ )

On constate que la contribution de l'énergie solaire à la réalisation du confort ne devient perceptible qu'à partir d'une surface de  $50 \text{ m}^2$  et sa contribution ne cesse de croître pour les surfaces considérées. Cette augmentation de la surface de captation influe sur le prix de la mise œuvre du système de climatisation solaire. La surface optimale installée nécessite la prise en considération du fonctionnement du système pendant toute l'année.

## IV.4.5. Influence du volume de stockage

On va étudier dans cette partie l'influence de volume de stockage sur les performances de l'installation pour le mois de juin, la surface de captation est de  $50 \text{ m}^2$ .



**Figure IV.10 :** Influence du volume de stockage sur les performances de l'installation (mois de juin,  $S=50 \text{ m}^2$ )

La Figure IV.10 illustre l'influence du volume de stockage sur les différentes quantités d'énergie mises en œuvre dans l'installation. A l'encontre de l'influence de la surface de captation qui influe de façon proportionnelle, le volume de stockage nécessite une optimisation et ceci selon la capacité voulue. Pour notre cas, un volume optimal de  $2 \text{ m}^3$  a été trouvé. Une fois cette valeur dépassée, l'énergie d'appoint augmente suite aux déperditions qui augmentent en conséquence.

**Conclusion**

Nous avons présenté une étude d'une installation solaire thermique. Cette installation est couplée à un champ de capteurs solaire sous -vide et un ballon de stockage.

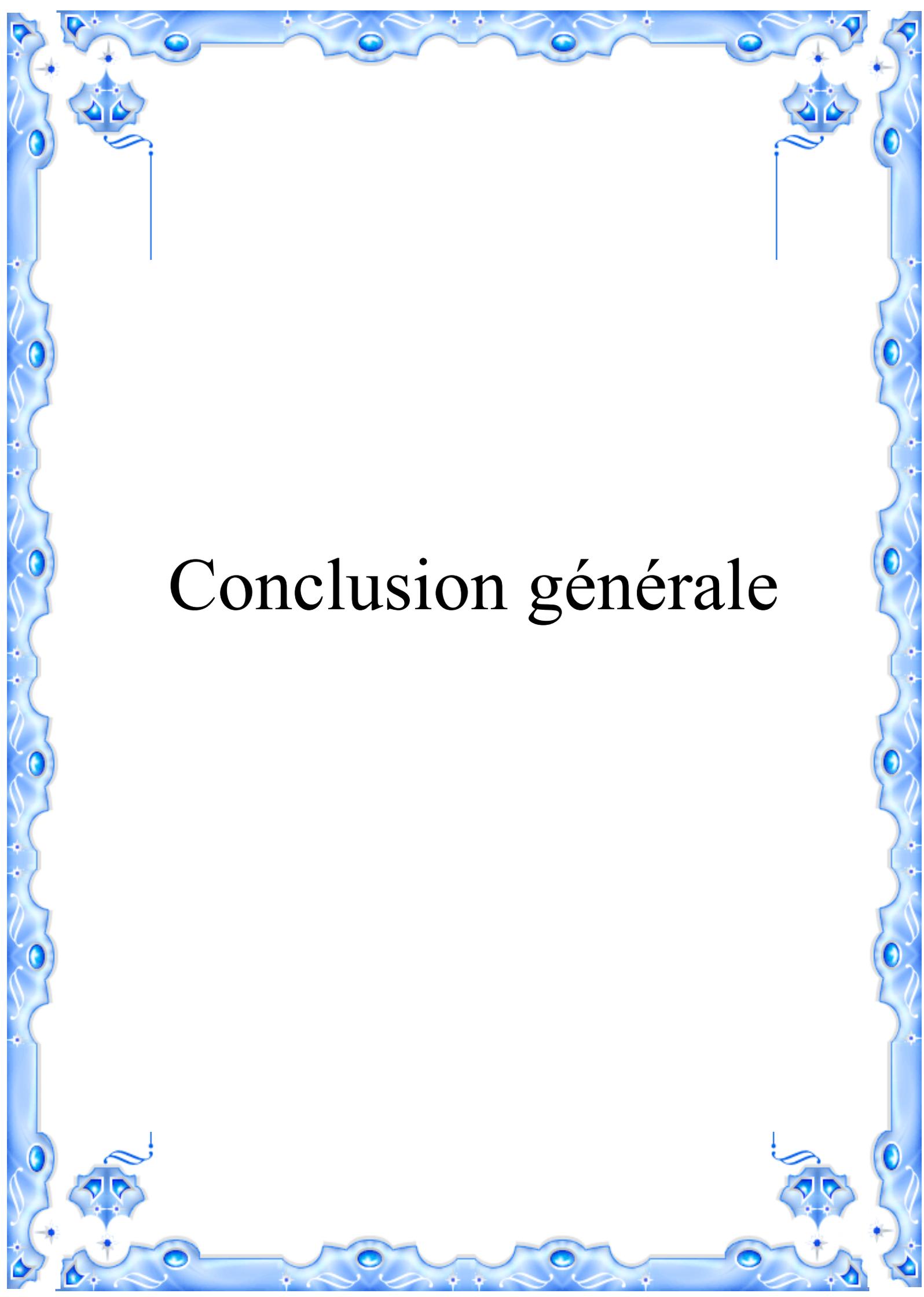
L'objectif de cette installation est de réaliser une température de confort comprise entre 20 et 25°C.

Les résultats obtenus peuvent se résumer en :

La contribution de l'énergie solaire à la réalisation des températures de confort est appréciable à des degrés différents et ceci pratiquement pendant toute l'année sauf pour les mois de décembre, janvier et février où le recours au système d'appoint est indispensable.

Pour un volume de stockage constant (0,5 m<sup>3</sup>) et une surface de captation de 50 m<sup>2</sup> ou plus, la contribution de l'énergie solaire à la réalisation du confort est très appréciable. La surface optimale installée nécessite la prise en considération du fonctionnement du système pendant toute l'année.

Pour une surface de captation constante (50 m<sup>2</sup>), un volume optimal de 2 m<sup>3</sup> a été trouvé. Une fois cette valeur est dépassée, l'énergie d'appoint augmente suite aux déperditions qui augmentent en conséquence.



# Conclusion générale

## Conclusion générale

---

### Conclusion générale :

Le but de ce travail était de présenter la mise en place de la simulation d'une installation de rafraîchissement solaire.

Dans ce travail, un ensemble de tâches ont été exécutées et de conclusions tirées:

\_ Une présentation détaillée de la climatisation solaire et des différentes technologies utilisées dans ce domaine. Nous avons donné aussi une comparaison détaillée dans laquelle nous avons résumé toutes ces technologies avec leurs avantages et inconvénients.

\_ A l'aide des équations des propriétés thermodynamique du couple ( $H_2O/LiBr$ ), nous avons développé sous Visual basic, un model de calcul d'une machine à absorption simple effet.

\_ Après analyse de l'influence des différentes températures de fonctionnement sur les performances de la machine à absorption, nous avons tiré les conclusions suivantes :

- Le coefficient de performance (COP), le taux de circulation (FR) et l'efficacité du système ( $\eta$ ) sont des paramètres importants pour évaluer la performance du système.
- Les températures de l'évaporateur ( $T_e$ ) et celle du générateur ( $T_g$ ) ont le plus d'influence sur le système.
- Toute augmentation de la température de condensation ou d'absorption provoque une diminution du COP, donc l'efficacité de la machine à absorption.
  
- Ce système est polyvalent en termes d'utilisation de l'énergie primaire, il peut être capable de remplacé les systèmes à compression mécanique pour assuré la climatisation des administrations en utilisant l'énergie solaire comme énergie primaire afin de limité la consommation électrique surtout pour le cas de l'Algérie.

\_ L'étude de simulation a été réalisée avec l'environnement de simulation TRNSYS 17, utilisant le modèle multizone (type 56) pour une maison individuelle. La simulation a permis de faire les conclusions suivantes :

## Conclusion générale

---

- La contribution de l'énergie solaire à la réalisation des températures de confort est appréciable à des degrés différents et ceci pratiquement pendant toute l'année sauf pour les mois d'hiver où le recours au système d'appoint est indispensable.
- Il faut signaler aussi que l'analyse a permis de montrer la bonne adéquation entre le besoin en froid et l'apport solaire.

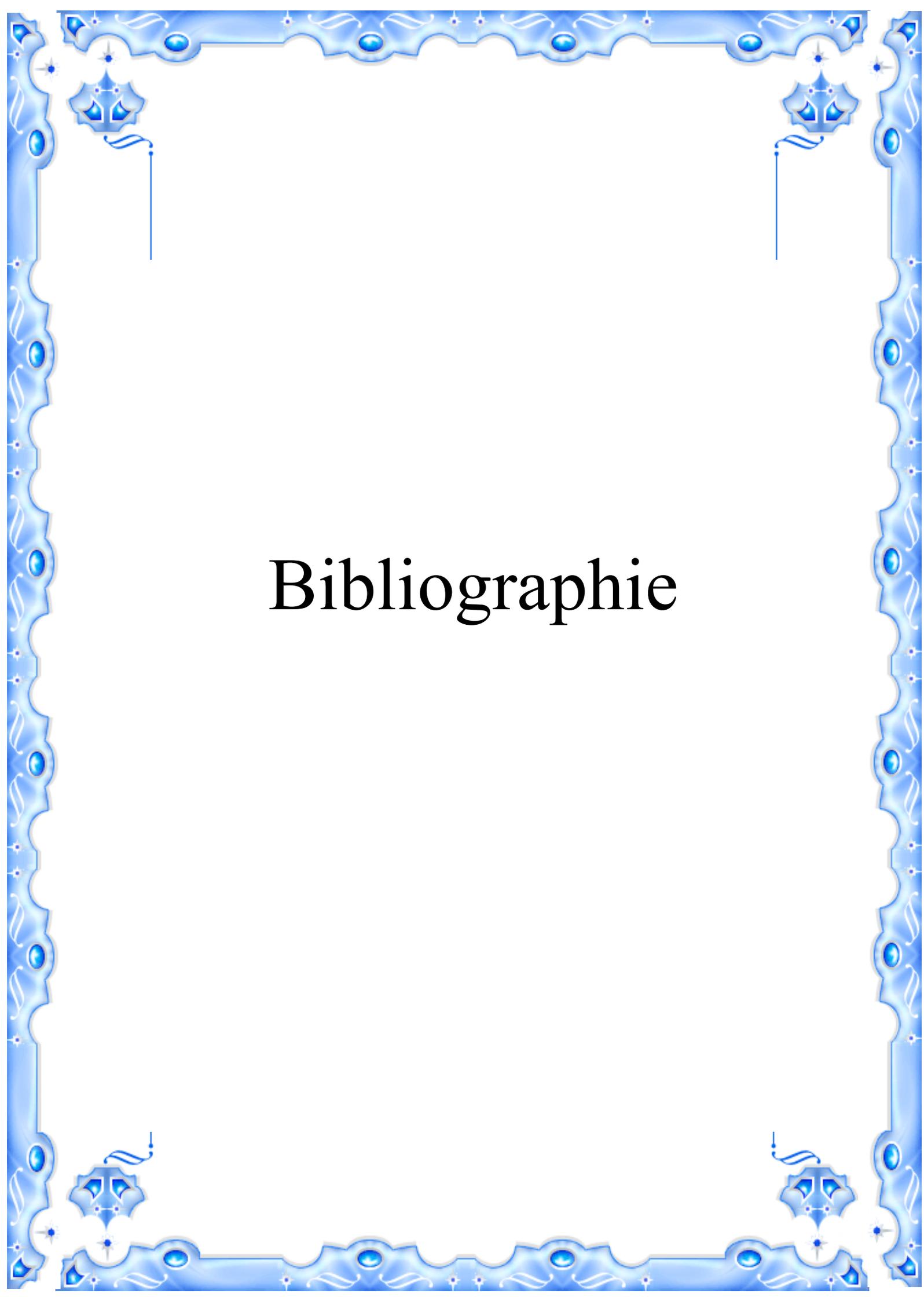
### Perspectives :

Il sera intéressant par la suite de ce travail de mettre en place d'un prototype d'une machine à absorption afin de confirmer les résultats obtenus numériquement. Ce dispositif permettra aussi d'avoir des informations sur l'action du milieu extérieur sur les performances de la machine à absorption.

D'autres types des machines à absorption peuvent donner des résultats meilleurs que ceux donnés par la machine à simple effet (système à double effet, les systèmes GAX,...) ainsi que l'utilisation d'autres couples peuvent aussi ouvrir des horizons pour l'utilisation des systèmes à absorption.

Il est très important de faire une étude technico-économique afin de connaître la rentabilité de ces systèmes.

Enfin, nous souhaitons que ce travail soit un outil de travail pour les futurs étudiants.



# Bibliographie

## Bibliographies

- (Erhard et al, 1997) A. Erhard et al, «Test and simulation of a solar-powered absorption cooling machine», *Solar Energy*, 59 (4-6), 155-162, 1997.
- (Erhard et al, 1998) A. Erhard et al, «Test and simulation of a solar powered solid sorption cooling machine», *International Journal of Refrigeration*, 21 (2), 133-141, 1998.
- (Papadopoulos et al, 2003) A.M. Papadopoulos et al, « Perspectives of solar cooling in view of the developments in the air-conditioning sector», *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 7, 419- 438, 2003.
- (Dieng et al, 2001) A.O. Dieng et al, « Literature review on solar adsorption technologies for ice-making and air-conditioning purposes and recent developments in solar technology», *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 5, 313-342, 2001.
- (A. Reinhart, 2000) A. Reinhart, «Technique du froid.» Lindau: 1633-1654, 2000.
- (ASHRAE, 2001) ASHRAE «Fundamentals Handbook». (SI Edition), 2001.
- (ASHRAE, 2009) ASHRAE. «Handbook of fundamentals». USA: Atlanta, 2009.
- (AUBURTIN et al, 1999) AUBURTIN et al, «Toxicité aiguë de l'ammoniac». INERIS, Paris: Worms and CIE, 1999.
- (BICHET et al, 2007) B.BICHET et al, « Pour une éducation à la chaleur et la climatisation», mémoire 2eme année CIEH, Université de Bordeaux, 2007
- (Saha et al, 2001) B.B. Saha et al, « Solar/waste heat driven two-stage adsorption chiller : the prototype», *Renewable Energy*, 23, 93-101, 2001.
- (Carrier, 2004) Carrier, « Dossier d'Information Climatisation & Environnement», 25 mars 2004.
- (C. Hildbrand, et al, 2010) C. Hildbrand et al, « potentiel de la climatisation solaire par adsorption en suisse », *Solar Energy*.2010.
- (C. Hildbrand, et al, 2004) C. Hildbrand et al, « A new solar powered adsorption refrigerator with high performance», *Solar Energy*, 77, 311-318, 2004.
- (C. Maalouf, 2006) C. Maalouf, «Étude du potentiel de rafraîchissement d'un système évaporatif à désorption avec régénération solaire.» France: Université de la Rochelle, 2006.

- (C.A. Tidiane, 1999) C.A. Tidiane, « Etude comparative de différents systèmes de impact environnemental », mémoire de fin d'étude ingénieur de conception en électromécanique, école polytechnique de THIES, juillet 1999.
- (D.S. Kim et al, 2008) D.S. Kima et al, «Solar refrigeration options, a state of the art review, State of the Art», international journal of refrigeration 31(2008)3–15.
- (DTI, 2000) DTI, 2000, « Department of Trade Industry, Refrigeration & Air conditioning – CFC and HCFC phase out», Advice on alternatives and Guidelines for users, 2000.
- (Anyanwu, 2003) E.E. Anyanwu, « Review of solid adsorption solar refrigerator I: an overview of the refrigeration cycle», Energy Conversion and Management, 44, 301-312, 2003.
- (Anyanwu, 2004) E.E. Anyanwu, « Review of solid adsorption solar refrigeration II: an overview of the principle and theory», Energy Conversion and Management, 45, 1279-1295, 2004.
- (Anyanwu et al, 2003) E.E. Anyanwu et al, « Design, construction and test run of a solid adsorption solar refrigerator using activated carbon/methanol as adsorbent/adsorbate pair», Energy Conversion and Management, 44, 2879-2882, 2003.
- (Anyanwu et al, 2007) E.Anyanwu et al, «Transient analysis and performance prediction of a solid adsorption solar refrigerator», Applied Thermal Engineering, 2007: 2514-2523.
- (Eric J Hu, 1998) Eric J Hu, «A study of thermal decomposition of methanol next term in solar powered adsorption previous term refrigeration next term systems.» Solar Energy, 1998: 325-329
- (F. Buchter et al, 2003) F. Buchter et al, « An experimental solar powered adsorptive refrigerator tested in BurKina-Faso, International Journal of Refrigeration, 26, 79-86, 2003.
- (F. Ziegler, 1999) F. Ziegler, « Recent developments and future prospects of sorption heat pump systems», International Journal of Thermal Sciences, 38, 191-208, 1999.
- (G. Bouhelal, 2012) G. Bouhelal, « L'utilisation de L'énergie solaire pour Les besoins de la climatisation », Mémoire de magister, Tlemcen, U.A.B. Belkaid, 2012.

- (G.A.Florides et al, 2003) G.A. Florides et al, « Design and construction of a LiBr–water absorption machine», Energy Conversion and Management 44 (2003) 2483–2508, 2003.
- (G. Grossman, 2002) G. Grossman, « Solar-powered systems for cooling, dehumidification and air-conditioning», Solar Energy, 72 (1), 53-62, 2002.
- (H. NOIREL, 2002) H. NOIREL, «Groupement Amical d'enseignants des Matériels Automobiles ».2002
- (IEA, 2009) IEA, « Evolution entre 1971 à 2007 de l'approvisionnement en énergie primaire de total du monde par le carburant (TPES : Total Primary Energy Supply)
- (INRS, 2005) INRS, « Les fluides frigorigènes», Aide mémoire technique. ED 969, (2005).
- (El-Sharkawy et al, 2009) (I.I. El-Sharkawy et al, «Study on adsorption of methanol onto carbon based adsorbents», International Journal of Refrigeration, 2009: 1579-1586.
- (J.P.Praene, 2007) J.P.PRAENE, « Intégration et modélisation dynamique de composants d'un Système de rafraîchissement solar a absorption couplé au bâtiment ».Thèse de doctorat, Réunion: Université de la Réunion, 2007.
- (K.Sahraoui, 2007) K. Sahraoui, «Simulation des cycles de machines frigorifiques à absorption.» Mémoire de magister, Tiaret: Université Ibn Khaldoun Tiaret, 2007.
- (K. Sumathy et al, 2002) K. Sumathy et al, « Solar absorption cooling with low grade heat source — a strategy of development in South China», Solar Energy, 72 (2), 155-162, 2002.
- (K. Sumathy et al, 2003) K. Sumathy et al, « Technology development in the solar adsorption refrigeration systems», Progress in Energy and Combustion Science, 29, 301-327, 2003.
- (L.BERRACHED, 2011) L. BERRACHED, «Étude prospective de la demande d'énergie finale pour l'Algérie à l'horizon 2030 », Mémoire de magister, U. Boumerdes, 2011.
- (L.Vasiliev et al, 2001) L.Vasiliev et al, «Solar-Gas Solid Sorption Refrigerator.» Adsorption, 2001: 149-161.

- (M. Delorme et al, 2004) M. Delorme et al, «La climatisation solaire». Guide, Lyon: Phonalpénergie-Environnement, 2004.
- (M. Duminil, 1995) M. Duminil, «Machine à compression mécanique.» Techniques d'ingénieur, traité Génie énergétique, B 9 730, 1995: 1-60.
- (M. Duminil, 2002) M. Duminil, «Machines thermofrigorifiques-Système à éjection et à absorption.» Techniques de l'Ingénieur, 2002: 1-24.
- (M. HUART, 2004) M. HUART, « Réfrigération solaire», exposé, 2004.
- (M. Krause, 2010) M. Krause, «State of the art Survey on new solar cooling developments», Solar Air-Conditioning and Refrigeration, October 2010.
- (Li et al, 2002) M. Li et al, « A study of the effects of collector and environment parameters on the performance of a solar powered solid adsorption refrigerator», Renewable Energy, 27, 369-382, 2002.
- (Li et al, 2002a) M. Li et al., « Experimental study on dynamic performance analysis of a flat-plate solar solid-adsorption refrigeration for ice maKer», Renewable Energy, 27, 211-221, 2002a.
- (Li et al, 2002b) M. Li et al., « Experiments of a solar flat plate hybrid system with heating and cooling», Applied Thermal Engineering, 22, 1445-1454, 2002b.
- (Li et al, 2004a) M. Li et al, « Experimental study on adsorbent of activated carbon with refrigerant of methanol and ethanol for solar ice maKer», Renewable Energy, 29, 2235-2244, 2004a.
- (Li et al, 2004b) M. Li et al., « Development of no valve solar ice maKer», Applied Thermal engineering, 24, 865-872, 2004b.
- (Li et al, 2005) M. Li et al, « Study on intermittent refrigeration for solar solid adsorption refrigeration», Applied Thermal Engineering, 25, 1614-1622, 2005.
- (M. A-MEKIDECHE, 2010) M. A-MEKIDECHE, « Newsletter press n°11», édition électronique, 2010.
- (Rudenko et al, 2006) M.F.Rudenko et al, «Development and study of efficiency of ecologically safe solar adsorption refrigerating unit.» Chemical and Petroleum Engineering, 2006: 445-450.
- (N. ABAS, 2007) N. ABAS, « Étude et optimisation d'une chambre froide à réfrigération», mémoire d'ingénieur, E.N.P, 2007.

- (N. BOUAZIZ et al, 2007) N. BOUAZIZ et al, «Modélisation et simulation numérique d'un cycle à absorption irréversible », JITH 2007, Albi : France (2007).
- (Bansal et al, 1997) N.K. Bansal et al, « Performance testing and evaluation of solid absorption solar cooling unit», Solar Energy, 61 (2), 127-140, 1997.
- (Srivastava et al, 1998) N.C. Srivastava et al, « A review of adsorbents and adsorbates in solid-vapour adsorption heat pump systems», Applied Thermal Engineering, 18, 707-714, 1998.
- (Pierrès, 2005) Pierrès, «Procédé solaire de production de froid basse température (-28°C) par sorption solide-gaz.» Thèse de doctorat, France: Université de Perpignan, 2005.
- (P. NEVEU) P. NEVEU, « Absorption liquide machine».
- (SriKhirin et al, 2001) P. SriKhirin et al., « A review of absorption refrigeration technologies», Renewable and Sustainable Energy Reviews, 5, 343-372, 2001.
- (Best et al, 1998) R. Best et al, « Solar assisted cooling with sorption systems: status of the research in Mexico and Latin America», International Journal of Refrigeration, 21 (2), 100-115, 1998.
- (Best et al, 1999) R. Best et al, « Solar refrigeration and cooling», Renewable Energy, 16, 685-690, 1999.
- (R. CHELAN, 2004) R. CHELAN, «La climatisation solaire », Projet de fin d'études, 2004.
- (S. CHERFI, 2010) S. CHERFI, « L'AVENIR ENERGETIQUE DE L'ALGERIE : Quelles seraient les perspectives de Consommation, de production et d'exportation du pétrole et du gaz, en Algérie, à l'horizon 2020-2030 ? », Recherches économiques et managériales N°7 – Juin2010.
- (Enibe et al, 1997) S.O. Enibe et al, « Transient analysis and performance prediction of a solid absorption solar refrigerator», Solar Energy, 61 (1), 42-59, 1997.
- (Kalogirou, 2004) S.S. Kalogirou, « Solar thermal collectors and applications», Progress in Energy and Combustion Science, 30, 231-295, 2004.

- (Berlitz et al, 1998) T. Berlitz et al, « An ammonia-water absorption refrigerator with a large temperature lift for combined heating and cooling», *International Journal of Refrigeration*, 21 (3), 219-229, 1998.
- (T. Vitte, 2007) T. Vitte, «Le froid solaire par dessiccation appliqué au bâtiment : Proposition d'une stratégie de régulation du système». Thèse de doctorat, Lyon: L'institut national des sciences appliquées de Lyon, 2007.
- (U. Eicker, 2003) U. Eicker, «Solar Technologies for Buildings.» Stuttgart: WILEY, 2003
- (Wongsuwan et al, 2001) W. Wongsuwan et al, « A review of chemical heat pump technology and applications», *Applied Thermal Engineering*, 21, 1489-1519, 2001.
- (X. PIEGAY, 2006) X. PIEGAY, « La climatisation solaire », mémoire de fin d'étude, Lyon, 2006.
- (Li et al, 2000) Z.F. Li et al, « Technology development in the solar adsorption air-conditioning systems», *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 4, 267-293, 2000.
- (Tamainot et al, 1997) Z. Tamainot et al., « Adsorption refrigerator using monolithic carbon-ammonia pair», *International Journal of Refrigeration*, 20 (2), 146-155, 1997.
- (Tamainot-Telto et al, 1997) Z. Tamainot-Telto et al, «Adsorption refrigerator using monolithic carbon-ammonia pair.» *International Journal of Refrigeration*, 1997: 146-155.