

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية
الشعبية

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

وزارة التعليم العالي والبحث العلمي

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

جامعة أبي بكر بلقايد – تلمسان

Université Aboubakr Belkaïd – Tlemcen –

Faculté de TECHNOLOGIE



MEMOIRE

Présenté pour l'obtention du **diplôme de MASTER**

En : Génie Mécanique

Spécialité : Energétique

Par : BENMANSOUR Anwar El Habib et BENKHEDDA Mohamed Aymen

Sujet

Analyse thermodynamique d'un système de réfrigération solaire à absorption

Soutenu publiquement, le 21 / 06 / 2026 , devant le jury composé de :

M. SAIM Rachid	PR	Université de Tlemcen	Président
M. ALIANE Abdennour	MCB	Université de Tlemcen	Examineur
M. BENRAMDANE Mohammed	PR	Université de Tlemcen	Encadreur
M. CHIKH Mohammed El Amine	DOC	Université de Tlemcen	Co-Encadreur

Année universitaire : 2025/2026

Remerciement

Nous tenons tout d'abord à exprimer notre profonde gratitude à ALLAH pour nous avoir donné la force, la patience et la persévérance nécessaires à l'accomplissement de ce travail.

Nos sincères remerciements s'adressent à notre encadreur, le Professeur BENRAMDANE Mohammed, ainsi qu'à notre Co-encadreur, le Doctorant CHIKH Mohammed El Amine, pour leurs conseils avisés, leur disponibilité et leur soutien constant tout au long de la réalisation de ce mémoire.

Nous remercions également les membres du jury pour l'intérêt qu'ils ont porté à notre travail et pour le temps qu'ils ont consacré à son évaluation.

Nous adressons aussi nos remerciements à tous les enseignants qui ont contribué à notre formation académique, ainsi qu'à l'ensemble du personnel de l'établissement pour leur aide et leur soutien.

Enfin, nous tenons à exprimer notre reconnaissance à nos familles et à nos proches pour leurs encouragements, leur patience et leur soutien moral tout au long de nos études.

À toutes les personnes qui ont contribué de près ou de loin à l'élaboration de ce travail, nous présentons nos sincères remerciements.

Dédicace

Je dédie ce travail :

À mes chers parents, ma sœur

Pour leur amour inconditionnel, leurs sacrifices, leurs encouragements et leur soutien indéfectible tout au long de mon parcours.

À ma famille,

Pour leur présence, leur patience et leur confiance.

À mes amis,

Pour leur soutien moral et les moments partagés qui ont rendu ce parcours plus agréable.

À tous ceux qui m'ont aidé de près ou de loin à atteindre cet objectif.

Je vous dédie ce modeste travail en témoignage de ma profonde reconnaissance et de mon immense respect.

Anwar El Habib

Dédicace

À mes chers parents, ma sœur

qui ont tout sacrifié pour que je puisse atteindre mes rêves, dont les encouragements et l'amour sans limites ont été ma plus grande force tout au long de ce parcours.

À ma famille,

pour sa présence, son soutien et sa bienveillance dans les moments difficiles comme dans les moments de joie.

À mes amis,

qui ont su être là, partager les fous rires, les nuits de travail et les doutes, merci pour chaque mot d'encouragement.

À tous ceux qui ont contribué de près ou de loin à l'accomplissement de ce travail, je vous dédie ce modeste travail avec tout mon amour et ma gratitude.

Mohammed Aymen

ملخص

تُقدّم هذه الأطروحة تحليلًا ديناميكيًا حراريًا لنظام تبريد بالامتصاص الشمسي باستخدام ثنائي الأمونياك والماء ($\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$). يهدف البحث بشكل أساسي إلى تقييم أداء وجدوى هذه التقنية الصديقة للبيئة للتبريد، مستفيدةً من وفرة الطاقة الحرارية الشمسية المتاحة في الجزائر.

يتألف النظام المدروس من مُجمّع حراري شمسي ذي لوح مسطح، ومولد، وممتص، ومكثف، ومبخر، ومبادل حراري للمحلول. تم تطوير نموذج رياضي قائم على موازنات الكتلة والطاقة للتشغيل في حالة الاستقرار. أُجريت عمليات محاكاة باستخدام بيانات الأرصاد الجوية من أربع مناطق جزائرية: شتوان (تلمسان)، والجزائر العاصمة، وباتنة، وأدرار خلال فصول مختلفة.

تشير النتائج إلى أن المُجمّع الشمسي ذي اللوح المسطح قادر على الوصول إلى درجات حرارة تتراوح بين 133 و165 درجة مئوية، وذلك تبعًا للمنطقة والشهر. ويتراوح معامل الأداء (COP) لدورة الامتصاص بين 0.51 و0.76. يُلاحظ أفضل أداء في المناطق المعتدلة مثل تلمسان والجزائر العاصمة صيفًا، وفي باتنة شتاءً. وتخلص الدراسة إلى أن التبريد بالامتصاص الشمسي مجدّ تقنيًا في الجزائر، لا سيما في منطقة شتوان (تلمسان)، حيث توفر الموارد الشمسية توازنًا جيدًا بين درجة حرارة المُجمّع وكفاءة النظام.

الكلمات المفتاحية: التبريد الشمسي، نظام الامتصاص، الأمونياك/الماء، التحليل الديناميكي الحراري، مُجمّع شمسي مسطح، معامل الأداء، الجزائر.

Abstract

This master's thesis presents a thermodynamic analysis of a solar-powered absorption refrigeration system using the ammonia-water ($\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$) working pair. The study aims to evaluate the feasibility and performance of this environmentally friendly technology for refrigeration and air conditioning applications, particularly in the Algerian context.

The system consists of a flat-plate solar thermal collector, a generator, absorber, condenser, evaporator, and solution heat exchanger. A mathematical model based on mass and energy balances was developed under steady-state conditions. Simulations were performed using meteorological data from four Algerian regions : Chetouane (Tlemcen), Alger, Batna, and Adrar across different seasons.

Results show that the flat-plate collector can achieve temperatures between 133°C and 165°C depending on the region and month. The coefficient of performance (COP) of the absorption cycle varies from 0.51 to 0.76, with optimal performance observed in temperate regions like Tlemcen and Alger during summer, and in Batna during winter. The study confirms that solar absorption refrigeration is technically viable in Algeria, especially in Chetouane (Tlemcen), where solar resources provide a good balance between collector temperature and system efficiency.

Keywords: Solar refrigeration, Absorption system, $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$, Thermodynamic analysis, Flat-plate solar collector, Coefficient of Performance (COP), Algeria.

Résumé

Ce mémoire présente une analyse thermodynamique d'un système de réfrigération solaire à absorption utilisant le couple ammoniac-eau ($\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$). L'objectif principal est d'évaluer les performances et la faisabilité de cette technologie écologique pour la production de froid, en exploitant l'énergie solaire thermique abondante en Algérie.

Le système étudié comprend un capteur solaire plan thermique, un générateur, un absorbeur, un condenseur, un évaporateur et un échangeur de chaleur de solution. Un modèle mathématique basé sur les bilans massiques et énergétiques a été développé en régime permanent. Des simulations ont été réalisées en utilisant les données météorologiques de quatre régions algériennes : Chetouane (Tlemcen), Alger, Batna et Adrar sur différentes saisons.

Les résultats indiquent que le capteur solaire plan permet d'atteindre des températures comprises entre 133 °C et 165 °C selon la région et le mois. Le coefficient de performance (COP) du cycle à absorption varie entre 0,51 et 0,76. Les meilleures performances sont observées dans les régions tempérées comme Tlemcen et Alger en été, et à Batna en hiver. L'étude conclut que la réfrigération solaire à absorption est techniquement viable en Algérie, particulièrement dans la région de Chetouane (Tlemcen), où les ressources solaires offrent un bon compromis entre température du capteur et efficacité du système.

Mots-clés : Réfrigération solaire, Système à absorption, $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$, Analyse thermodynamique, Capteur solaire plan, Coefficient de performance (COP), Algérie.

Sommaire

Table des matières

Introduction générale.....	3
Chapitre I : Énergie solaire et capteurs solaires thermiques	5
I.1 Introduction au contexte énergétique et environnemental	4
I.1.1 Soleil.....	6
I.1.2 Mouvement de la terre.....	6
I.1.3 Énergie solaire	7
I.1.3.1 Énergie solaire passive.....	8
I.1.3.2 Énergie solaire active.....	8
I.1.3.3 Photo-thermique	9
I.1.3.4 Photovoltaïque	9
I.2 Rayonnement solaire et paramètres climatiques	10
I.2.1 Rayonnement solaire.....	11
I.2.1.1 Rayonnement direct	12
I.2.1.2 Rayonnement diffus.....	12
I.2.1.3 Rayonnement réfléchi.....	12
I.2.1.4 Rayonnement global.....	12
I.2.2 Paramètres climatiques	12
I.3 Potentiel solaire	13
I.4 Capteurs solaires thermiques	14
I.4.1 Principe de fonctionnement	15
I.4.2 Type Capteurs solaires thermiques.....	16
I.4.2.1 Capteurs plans.....	16
I.4.2.2 Capteurs à air	17
I.4.2.3 Capteurs sous vide.....	18
I.4.2.4 Capteurs hybrides photovoltaïque-thermiques (PV-T).....	19
I.4.2.5 Capteurs stationnaires à concentration.....	20
I.4.2.6 Capteurs traqueurs à concentration.....	21
I.5 Rôle des capteurs solaires dans les systèmes de réfrigération	22
I.5.1 Rôle des capteurs solaires	23
I.5.1.1 Fonction principale	23
I.5.1.2 Impact sur performance	23
I.5.1.3 Rôle du stockage	23

I.5.2 Stockage thermique essentiel.....	23
I.5.2.1 Rôle clé	23
I.5.2.2 Chaleur sensible	23
I.5.2.3 Latente / PCM.....	24
I.5.2.4 Exemples chiffrés	24
I.5.2.5 Conception optimisée.....	24
I.6 Conclusion	24
Chapitre II : Réfrigération solaire à sorption et technologies associée	27
II.1 Introduction	28
II.2 Généralités sur la réfrigération.....	29
II.2.1 Système de réfrigération a cycle ouverte.....	30
II.2.2 Systèmes de réfrigération a cycle fermé	31
II.2.2.1 Principe fonctionnement d'un cycle fermé.....	31
II.2.3 Système compression de vapeur	32
II.2.3.1 Composants principaux	33
II.2.3.2 Étapes du cycle	33
II.2.3.3 Bilans énergétiques et coefficient de performance du cycle	33
II.2.4 Cycle de réfrigération solaire à sorption	34
II.2.4.1 Absorption liquide–gaz	35
II.2.4.2 Adsorption solide–gaz	35
II.2.4.3 Réactions thermochimiques	35
II.3 Principe de la sorption	35
II.3.1 Adsorption.....	35
II.3.1.1 Type adsorption	36
II.3.2 Absorption.....	38
II.3.2.1 Cycle d'absorption solaire à simple effet	39
II.3.2.2 Cycle d'absorption solaire à double effet.....	40
II.3.2.3 Cycle d'absorption solaire à triple effet	41
II.3.3 Différence entre absorption et adsorption	42
II.4 Couple de travail utilisé	44
II.4.1 Eau – Bromure de lithium (H_2O / LiBr)	44
II.4.2 Ammoniac – Eau (NH_3 / H_2O).....	45
II.4.3 Ammoniac – Chlorure de lithium (NH_3 / LiCl)	45
II.4.4 Eau – Chlorure de calcium (H_2O / $CaCl_2$)	46
II.4.5 Fonctionnement de ces couples repose sur un cycle absorption-désorption.....	46
II.5 Avantage, inconvénient, limite et application	47

II.5.1 Avantages et inconvénients de réfrigération solaire à sorption	47
II.5.2 Limites de la réfrigération solaire à sorption	48
II.5.3 Application de Réfrigération solaire à sorption.....	48
II.6 Conclusion.....	48
Chapitre III : Modélisation du système de réfrigération solaire à absorption	50
III.1 Introduction.....	51
III.2 Zone de d'étude (Tlemcen, Chetouane).....	52
III.2.1 Wilaya de Tlemcen	52
III.2.2 Région de mesure Chetouane.....	52
III.2.3 Rayonnement solaire à Chetouane	53
III.3 Capteurs solaire	53
III.3.1 Définition.....	53
III.3.2 Caractéristiques techniques des capteurs solaires plans	55
III.3.2.1 Principe.....	55
III.3.3 Caractéristiques techniques des différents composants.....	55
III.3.3.1 Absorbeur d'un capteur plan	56
III.3.4 Différents revêtements possibles	57
III.3.5 Équation de la puissance utile du capteur plan	58
III.3.6 Rendement thermique instantané du capteur plan.....	58
III.4 Modélisation d'un refroidisseur à absorption ammoniac/eau	59
III.4.1 Présentation générale du cycle.....	59
III.4.2 Description détaillée des composants et des états thermodynamiques	59
III.4.2.1 Absorbeur et pompe de solution (états 1, 2)	59
III.4.2.2 Échangeur de chaleur de solution (états 2, 3, 5, 6)	60
III.4.2.3 Désorbeur (générateur thermique, états 3, 4, 7)	60
III.4.2.4 Rectifieur (états 7, 8, 9)	61
III.4.2.5 Condenseur (états 9, 10)	62
III.4.2.6 Détendeur réfrigérant et évaporateur (états 10, 12, 13)	62
III.4.3 Hypothèses et données numériques du modèle	63
III.5 Conclusion	67
Chapitre IV : Résultats, analyse et optimisation	71
IV.1 Introduction	91
IV.2 Outils de simulation.....	91
IV.3 Résultats de simulation Capteur solaire.....	92
IV.4 Résultats de simulation du groupe à absorption	94

IV.4.1 Fonctionnement en régime stationnaire	94
IV.4.1.1 Paramètres d'entrée	94
IV.4.1.2 Résultats du régime permanent.....	95
IV.5 Étude paramétrique : influence des conditions de fonctionnement sur les performances du cycle	97
IV.5.1 Influence de la température d'entrée du désorbeur	97
IV.5.2 Influence de la température de désorption sur les puissances thermiques échangées	99
IV.5.3 Influence de l'écart de concentration Δx sur le taux de circulation, le COP et la puissance frigorifique.....	100
IV.5.4 Influence de la température d'évaporation sur le COP et la puissance du désorbeur et de l'évaporateur	102
IV.6 Conclusion	104
Conclusion Générale	106
Références bibliographies	90

Nomenclatures

Nomenclatures	Désignations	Unités
H	Enthalpie	[J/Kg]
$\dot{M}$	Débit massique	[G/S]
P	Pression	[Pa]
P_b	Basse pression	[Pa]
P_h	Haut pression	[Pa]
T_{ev}	Température De l'évaporateur	(°c)
T_{con}	Température de condenseur	(°c)
T_m	Température moyenne du fluide	(°c)
T_{amb}	Température ambiante	(°c)
T_{gen}	Température de générateur	(°c)
$Q_{évap}$	Chaleur absorbée par l'évaporateur	[W]
Q_g	Chaleur fournie au générateur	[W]
$\dot{Q}u$	Puissance utile	[W]
W_{pompe}	Travail de la pompe	[W]
W_{comp}	Travail de compresseur	[W]
A_c	Surface de l'absorbeur	[M ²]
G_g	Rayonnement global incident sur le plan du capteur	[W/M ²]
U_l	Coefficient global de pertes thermique	[W/M ² .K]

Indices

Cop	Coefficient De Performance
η	Rendement Thermique Du Capteur Plan
F_r	Facteur d'enlèvement De Chaleur
$\tau\alpha$	Produit Transmittance Absorbance Du Capteur Plan
F	Facteur d'efficacité Du Capteur
α	Coefficient d'absorption
ε	Coefficient d'émission

Liste des Figures

Chapitre I : Énergie solaire et capteurs solaires thermiques

Figure I. 1 : Structure du soleil.....	6
Figure I. 2 : Schématisation du mouvement de la terre autour du soleil	7
Figure I. 3 : Panneaux solaires	7
Figure I. 4 : Types d'énergie solaire.....	9
Figure I. 5 : Prototypes développés à l'EIVD ; prototypes 2000 à gauche et 2001 à droite	10
Figure I. 6 : Rayonnement solaire et paramètres climatiques	11
Figure I. 7 : Rayonnement direct, diffus, global et albédo	12
Figure I. 8 : Procédé thermodynamique de la production du froid solaire.....	13
Figure I. 9 : Durée d'ensoleillement moyenne annuelle en Algérie	14
Figure I. 10 : Capteurs solaires thermiques.....	15
Figure I. 11 : Représentation schématique principe de fonctionnement d'un capteur plan	17
Figure I. 12 : Section transversale d'un capteur solaire à air	18
Figure I. 13 : Schéma de principe d'un capteur sous vide	19
Figure I. 14 : Schéma de principe d'un capteur à air fixé à un mur (mur Trombe)	20
Figure I. 15 : Capteurs hybrides (PV-T).....	20
Figure I. 16 : Capteur parabolique composé	21
Figure I. 17 : Capteurs traqueurs à concentration	22
Figure I. 18 : Réfrigération Solaire + stockage	22

Chapitre II : Réfrigération solaire à sorption et technologies associée

Figure II. 1 : Schéma général de la réfrigération solaire	29
Figure II. 2 : Schéma classification de réfrigération solaire.....	30
Figure II. 3 : Schéma d'un système de refroidissement solaire a cycle ouverte [67].....	31
Figure II. 4 : Schéma d'un système de refroidissement par machine frigorifique a cycle fermé [68].	32
Figure II. 5 : Schéma de principe et composants d'un système frigorifique classique à compression [69].....	32
Figure II. 6 : Diagramme de (P, T) du cycle de réfrigération à compression de vapeur	33

Figure II. 7 : Système de réfrigération à adsorption.....	36
Figure II. 8 : Schéma du mécanisme de physisorption d'une molécule gazeuse sur une surface solide [71].....	37
Figure II. 9 : Schéma du mécanisme de chimisorption d'une molécule gazeuse sur une surface solide [71].....	37
Figure II. 10 : Machine à absorption	38
Figure II. 11 : Schéma de principe d'un cycle de réfrigération a absorption [72].	39
Figure II. 12 : Schémas de principe d'un système de climatisation solaire a absorption a simple effet [73].....	40
Figure II. 13 : Schéma de principe d'un système de réfrigération a absorption à double effet [74].	41
Figure II. 14 : Schéma de principe d'un système de réfrigération a absorption a triple effet ..	42
Figure II. 15 : Schéma illustratif des mécanismes d'absorption et d'adsorption [78].....	44
Figure II. 16 : Schéma comparatif des phénomènes d'adsorption et absorption [75].....	44

Chapitre III : Modélisation du système de réfrigération solaire à absorption

Figure III. 1 : Installation expérimentale d'un système à absorption.....	51
Figure III. 2 : Wilaya de Tlemcen dans la carte d'Algérie	52
Figure III. 3 : Localisation de la daïra de Chetouane dans la wilaya de Tlemcen.....	53
Figure III. 4 : Capteur solaire plan mate (non réfléchissant).....	55
Figure III. 5 : Schéma de principe d'un capteur solaire plan [54].....	55
Figure III. 6 : Peinture noire sur absorbeur	57
Figure III. 7 Schéma d'un groupe frigorifique à absorption ammoniac/eau.....	59
Figure III. 8 : Schéma du fonctionnement d'absorbeur d'un système de réfrigération à absorption	60
Figure III. 9 : Schéma du générateur d'un système réfrigération a absorption	61
Figure III. 10 : Schéma du rectificateur d'un système de réfrigération à absorption	61
Figure III. 11 : Principe de condensation d'un fluide frigorigène dans un condenseur	62
Figure III. 12 Schéma fonctionnement du Détendeur	63

Chapitre IV : Résultats, analyse et optimisation

Figure IV. 1 : Variation des températures d'entrée (T_{in}) de sortie (T_{out}) et moyenne (T_m) du capteur solaire plan selon les mois de l'année	92
Figure IV. 2 : Evolution de la température maximale (T_{max}) d'un capteur solaire plan.....	93
Figure IV. 3 : Influence de la température de désorption sur le COP et le taux de circulation	97
Figure IV. 4 : Influence de la température de désorption sur les flux thermiques.....	99
Figure IV. 5 : Influence de l'écart de concentration Δx sur le taux de circulation, le COP et la puissance frigorifique.....	101
Figure IV. 6 : Influence de la température d'évaporation sur le COP et la puissance du désorbeur et de l'évaporateur	103

Liste des tableaux

Chapitre I : Énergie solaire et capteurs solaires thermiques

Tableau I. 1 : Durée d'ensoleillement dans le territoire Algérien	14
---	----

Chapitre II : Réfrigération solaire à sorption et technologies associée

Tableau II. 1 : Synthèse des propriétés distinctives des phénomènes de sorption (absorption et adsorption).....	43
Tableau II. 2 : Représentation des avantages et des inconvénients de réfrigération solaire a sorption.....	47

Chapitre III : Modélisation du système de réfrigération solaire à absorption

Tableau III. 1 : Différents traitements de surface [54].....	57
--	----

Chapitre IV : Résultats, analyse et optimisation

Tableau IV. 1 Température des différentes régions en différent mois	91
Tableau IV. 2 : Valeurs des températures maximales (Tmax en °C) atteintes par le capteur solaire plan	94
Tableau IV. 3 : Paramètres d'entrée.....	95
Tableau IV. 4 : Résultats de la simulation du cycle NH ₃ /H ₂ O en régime permanent	96

Introduction Générale

Introduction générale

Dans un contexte mondial marqué par l'épuisement des ressources énergétiques fossiles, la volatilité des prix de l'énergie et l'urgence climatique liée aux émissions anthropiques de gaz à effet de serre, la transition énergétique vers des sources renouvelables s'impose comme un impératif incontournable. Selon les rapports de l'Agence Internationale de l'Énergie (AIE), les systèmes de refroidissement et de climatisation représentent déjà plus de 20 % de la consommation électrique mondiale, une part appelée à doubler d'ici 2050 en raison de la croissance démographique, de l'urbanisation rapide et de l'augmentation des températures moyennes.

L'Algérie, pays au climat majoritairement aride et semi-aride, dispose d'un potentiel solaire exceptionnel, parmi les plus élevés au monde, avec une durée d'ensoleillement annuelle moyenne dépassant les 3000 heures et un rayonnement global incident pouvant atteindre 2650 kWh/m²/an dans les régions sahariennes. Ce gisement naturel offre une opportunité stratégique pour développer des technologies solaires thermiques, particulièrement dans le domaine de la réfrigération et de la climatisation, secteurs essentiels pour la conservation des denrées alimentaires, la préservation des médicaments et vaccins, ainsi que le confort thermique dans les bâtiments.

Les systèmes conventionnels de réfrigération à compression de vapeur, bien qu'efficaces, présentent plusieurs inconvénients majeurs : forte dépendance à l'électricité, utilisation de fluides frigorigènes synthétiques à fort potentiel de réchauffement global (PRG), et coûts élevés d'exploitation dans les zones non interconnectées au réseau électrique. Face à ces limites, les technologies de réfrigération solaire à sorption (absorption et adsorption) constituent une alternative prometteuse. Elles permettent de produire du froid à partir d'une source thermique basse ou moyenne température, issue directement de l'énergie solaire, en utilisant des couples écologiques tels que le bromure de lithium-eau (H₂O/LiBr) ou l'ammoniac-eau (NH₃/H₂O).

Ce mémoire s'inscrit dans cette perspective et porte sur l'analyse thermodynamique d'un système de réfrigération solaire à absorption utilisant le couple NH₃/H₂O. Ce choix de couple est motivé par sa capacité à produire du froid à des températures négatives, son

adaptabilité aux conditions climatiques algériennes et son bon compromis entre performance et simplicité technologique.

Afin de répondre aux objectifs fixés, ce mémoire est structuré en quatre chapitres, précédés de la présente introduction générale et suivis d'une conclusion générale synthétisant les principaux apports du travail et dégageant les perspectives qui en découlent.

Le premier chapitre est consacré à une synthèse bibliographique portant sur les systèmes de production de froid par voie solaire. Il présente les principales technologies de réfrigération solaire existantes, avec une attention particulière portée aux systèmes à absorption, et situe le cycle $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ par rapport aux autres couples de fluides utilisés dans la littérature, en dégageant les avantages, les limites et le contexte scientifique dans lequel s'inscrit le présent travail.

Le deuxième chapitre présente les généralités et les fondements théoriques relatifs aux cycles frigorifiques à absorption. Il rappelle les principes thermodynamiques régissant le fonctionnement d'un cycle à absorption, décrit les différents composants du système (désorbeur, rectifieur, condenseur, évaporateur, absorbeur, pompe et échangeur de chaleur de solution) ainsi que le rôle de chacun, et introduit les propriétés thermophysiques du mélange $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ nécessaires à la modélisation du cycle.

Le troisième chapitre est dédié à la modélisation mathématique du système étudié. Il détaille la mise en équations du capteur solaire plan destiné à fournir l'énergie thermique nécessaire au désorbeur, ainsi que les bilans massiques, les bilans en ammoniac et les bilans énergétiques appliqués à chacun des composants du cycle à absorption $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$. Ce chapitre décrit également la démarche de résolution du modèle sous l'environnement de simulation retenu, et pose les hypothèses simplificatrices adoptées pour l'étude en régime permanent.

Le quatrième chapitre présente et discute les résultats obtenus à partir des simulations réalisées. Il expose dans un premier temps la validation du modèle en régime stationnaire à partir d'un jeu de paramètres de référence, puis développe une étude paramétrique visant à évaluer l'influence de la température de désorption, de l'écart de concentration Δx , de la température d'évaporation et de la température de rejet thermique sur le coefficient de performance, la puissance frigorifique et les puissances thermiques échangées au sein du cycle.

Enfin, une conclusion générale clôt ce mémoire en rappelant les principaux résultats obtenus, en discutant les limites du travail réalisé et en proposant des perspectives pour son prolongement.

Chapitre I : Énergie solaire et capteurs solaires thermiques

Chapitre I : Énergie solaire et capteurs solaires thermiques

I.1 Introduction au contexte énergétique et environnemental

Depuis l'ère industrielle, le style de vie des sociétés occidentales est indissolublement connecté à la disponibilité d'énergie abordable et aisément accessible. Ce modèle de civilisation « moderne » et consommatrice d'énergie s'est depuis sa création largement diffusé à travers le monde et poursuit actuellement son expansion dans les pays en voie de développement. Cela a été rendu possible grâce à un approvisionnement en énergie principalement basé sur les combustibles fossiles, au point où ces derniers constituent aujourd'hui plus de 80 % de la production mondiale d'énergie primaire [1].

Nous faisons face à des crises énergétiques de façon périodique. La disparition imminente des ressources charbonnières en Europe, prévue dès la fin du XIX^e siècle par Stanley Jevons, a conduit à une crise structurelle dans plusieurs régions de l'Europe. Selon M. King Hubbert, le sommet de la production de pétrole conventionnel aux États-Unis a été atteint vers la fin des années 1970. De plus, les crises pétrolières de 1973 et 1979 ont souligné la susceptibilité des sociétés industrielles face à des situations d'impasse énergétique [2].

Il semble que nous sommes actuellement en train d'entrer dans une nouvelle crise énergétique. Toutefois, le défi ne réside plus dans l'épuisement des réserves de pétrole conventionnel, grâce à l'avènement du pétrole de schiste, mais plutôt dans les répercussions environnementales liées à notre usage énergétique. L'humanité a déjà émis plus de la moitié du volume de carbone qu'elle pouvait tolérer pour espérer contenir la hausse de température à 2 degrés Celsius, l'objectif fixé à Copenhague en 2009 [2].

L'explosion récente des énergies fossiles non conventionnelles – tels que les sables bitumineux, le gaz de schiste, le pétrole de schiste, les forages en mer à grande profondeur et les réserves arctiques ont entraîné une augmentation significative des dangers humains et écologiques. Cela a également suscité un mouvement citoyen d'opposition grandissant face aux conséquences environnementales et aux risques associés à la production et au transport d'énergie. Les sinistres récents tels que Deep Water Horizon dans le Golfe du Mexique (2010) et Lac-Mégantic au Québec (2013) illustrent l'importance des problématiques contemporaines associées à l'énergie, à l'instar, par exemple, de l'expansion de l'exploitation des sables bitumineux en Alberta et au Venezuela, le développement de nouvelles réserves de gaz naturel

et de pétrole en Afrique de l'Est, la croissance explosive de l'exploitation des gaz de schiste en Amérique du Nord et en Europe, ou encore les initiatives récentes concernant les pipelines en Amérique du Nord. Les sources d'énergie traditionnelles, comme le nucléaire, ne sont pas sans défis importants. On peut citer l'accident de Fukushima au Japon (2011) ou la désactivation de plusieurs centrales nucléaires qui ont atteint leur durée de vie maximale [2].

Au début du 21^e siècle, la nécessité d'une transition énergétique de grande ampleur se fait pressante. Elle doit s'insérer dans la transition vers une économie sans carbone qui sera indispensable à la stabilisation du climat. Il existe plusieurs voies pour y parvenir avec succès. L'Ontario a fait figure de pionnier en Amérique du Nord en abandonnant sa dépendance au charbon, grâce à des investissements considérables dans l'efficacité énergétique. La Chine est à présent à la pointe des technologies hydroélectriques, solaires et éoliennes. De plus, l'Allemagne a consenti d'importants investissements et a instauré des lois en faveur du développement des énergies renouvelables. Bien que ce pays ait indubitablement accompli une prouesse en matière de développement des énergies renouvelables (23% de l'électricité provient du solaire et de l'éolien), en raison de leur caractère intermittent, il est nécessaire d'utiliser d'anciennes installations thermiques. La transition énergétique allemande conduit à l'ouverture de vastes zones d'extraction de lignite, en plus de l'importation de charbon en provenance des États-Unis. Par conséquent, il reste incertain que la quête d'énergies non conventionnelles puisse compenser la perte financière découlant de la réduction du niveau d'extraction des énergies conventionnelles. La transition vers l'énergie renouvelable n'est pas une tâche facile [2].

Sur le plan mondial, les dispositifs de flexibilité du protocole de Kyoto, les transactions de crédits carbone ou des fonds spécifiques tels que le Fonds pour les technologies propres du Fonds d'investissement climatique, établi par le G8 et géré par la Banque Mondiale.

En définitive, à l'échelle mondiale et dans le contexte d'une civilisation moderne prospère, la question primordiale et pressante ne concerne pas tant notre aptitude à satisfaire les besoins croissants en énergie dans les décennies à venir, mais plutôt notre capacité à réguler la consommation d'énergie (gestion de l'énergie, style de vie, aménagement du territoire, etc.) tout en maximisant aussi rapidement que possible la proportion des énergies « vertes » dans nos systèmes énergétiques. L'objectif étant que ces dernières deviennent prépondérantes, voire éventuellement les seules grandes formes de ressources énergétiques exploitées. Dans le

contexte des changements climatiques en cours et avec une perspective de développement durable, la transition énergétique est désormais perçue comme indispensable [2].

I.1.1 Soleil

Le soleil génère une immense quantité d'énergie, qui se dissipe à sa surface sous forme de rayonnement électromagnétique dont le spectre va de 0,2mm (ultraviolet) à 4mm (infrarouge). Cette énergie constitue une source primordiale d'énergie pour l'avenir. Bien que la terre soit éloignée du soleil d'une distance colossale (150.106 km), la couche terrestre absorbe une quantité d'énergie de 180.106 GW. L'énergie solaire s'affiche effectivement comme une option alternative aux autres formes d'énergie [3].

Elle représente un potentiel considérable, en effet, le pays reçoit plus de 3000 h de lumière solaire par année avec un haut niveau d'éclairement [3].

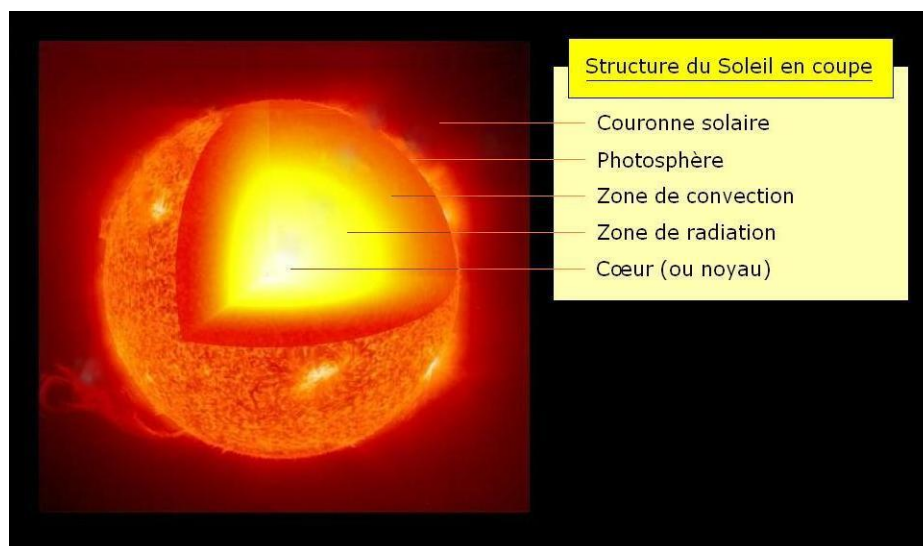


Figure I. 1 : Structure du soleil

I.1.2 Mouvement de la terre

La terre, dans son orbite autour du soleil, suit une trajectoire elliptique dont le soleil occupe l'un des foyers. La durée d'une révolution complète est de 365,25 jours. Le plan de cette ellipse est désigné sous le nom d'écliptique. La terre atteint sa proximité maximale avec le soleil, à 147 millions de km, lors du solstice d'hiver (21 décembre). Le 22 juin, la distance entre la Terre et le Soleil atteint 152 millions de kilomètres, marquant le jour où la Terre est à son éloignement maximal, connu sous le nom de solstice d'été. On nomme équinoxes de printemps et équinoxe d'automne respectivement le 21 mars et le 21 septembre. Lors des équinoxes, la durée du jour et celle de la nuit sont identiques. en complément de sa révolution autour du soleil,

la terre effectue également une rotation sur son propre axe nommé l'axe des pôles (Figure I. 2). Cette rotation se réalise en une seule journée. L'équateur est la ligne imaginaire qui traverse le centre de la Terre et qui est perpendiculaire à l'axe des pôles. L'axe des pôles n'est pas à angle droit par rapport à l'écliptique, ils forment un angle connu sous le nom d'inclinaison qui est de $23^{\circ}27'$ [4].

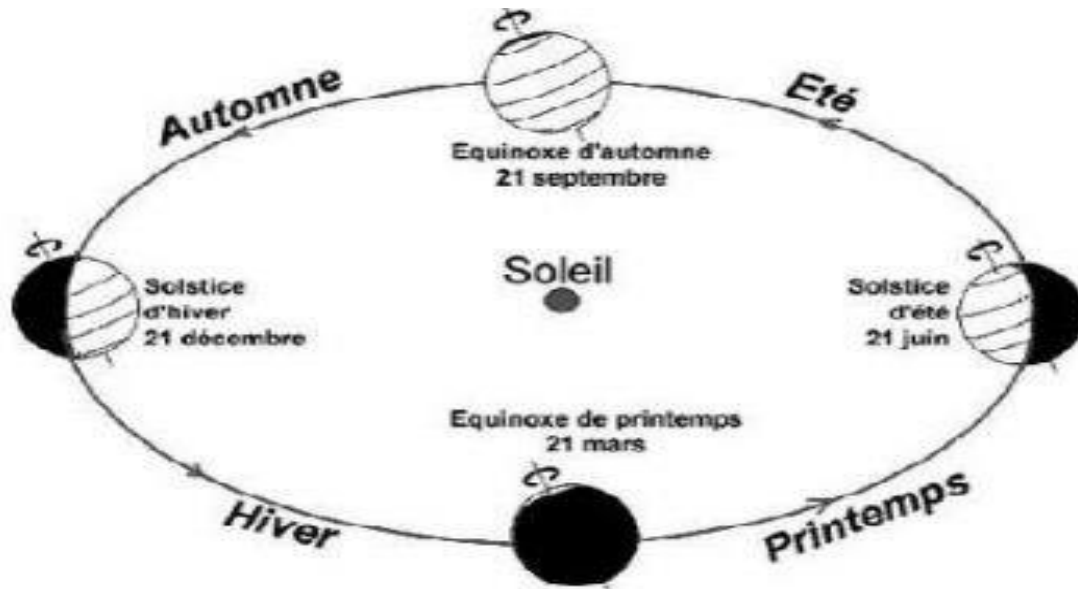


Figure I. 3 : Schématisation du mouvement de la terre autour du soleil

I.1.3 Énergie solaire

L'énergie solaire est une source riche et écologique de renouvellement énergétique. Actuellement, nous exploitons l'énergie solaire pour réchauffer les habitations et l'eau, ainsi que pour générer de l'électricité grâce à trois techniques distinctes : le solaire passif, le solaire actif et la technologie photovoltaïque [5].



Figure I. 4 : Panneaux solaires

I.1.3.1 Énergie solaire passive

L'expression « passif » désigne les méthodes employées pour capturer l'énergie. Ces méthodes se concentrent sur la conception des bâtiments et les matériaux employés pour leur construction. Actuellement, la conception solaire passive exploite les composants essentiels d'un bâtiment, tels que les murs, le toit et les fenêtres, afin de réguler la quantité d'énergie solaire captée ou perdue [5].

I.1.3.2 Énergie solaire active

Le système d'énergie solaire active se sert de capteurs solaires pour recueillir l'énergie solaire et générer de l'électricité ou pour d'autres applications [5].

L'énergie solaire est convertie en énergie thermique à l'aide d'un capteur solaire thermique (panneaux solaires thermiques). C'est un dispositif conçu pour recueillir l'énergie provenant du soleil en convertissant la lumière en chaleur et la transmettre à un fluide caloporteur liquide (eau ou antigel ou air). Le capteur thermique est également appelé capteur photothermique. Le rayonnement peut se présenter sous diverses formes (Figure I. 5) :

- Pour une utilisation directe de la chaleur (à basse température) : chauffe-eau, chauffages solaires, cuisson solaire, séchage solaire.
- En utilisation indirecte, la chaleur est employée pour d'autres applications : climatisation solaire, centrales solaires à concentration thermique [4].

L'énergie solaire est généralement considérée comme l'une des ressources renouvelables les plus pléthoriques sur notre planète. Le flux d'énergie solaire qui atteint la surface terrestre chaque année représente approximativement 15000 fois la consommation énergétique actuelle. Actuellement, l'énergie solaire est utilisée de deux manières distinctes : le photothermique et le photovoltaïque [6].

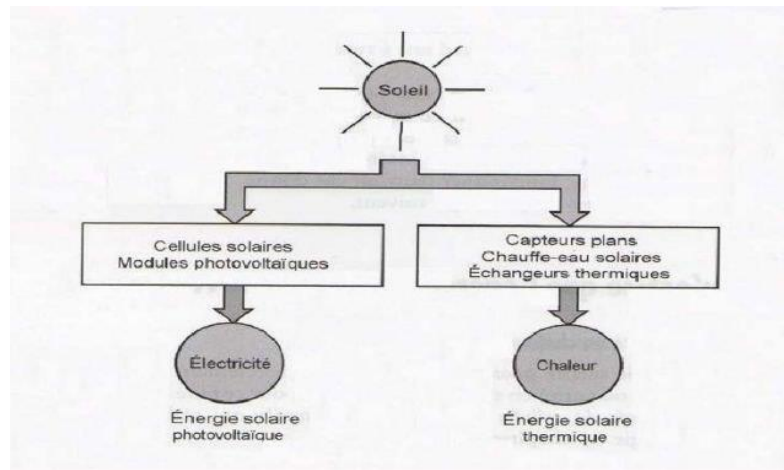


Figure I. 6 : Types d'énergie solaire.

I.1.3.3 Photo-thermique

Le métal noirci capte les radiations solaires incidentes et diffuse cette énergie en radiation de longue longueur d'onde. Un fluide caloporteur (de l'air ou de l'eau) est dirigé sur cette surface, où il se chauffe. Ce concept est employé soit pour produire de l'eau chaude domestique (système solaire de chauffage de l'eau), soit pour aider à la chauffe d'une résidence (chauffage par le sol solaire). L'eau chaude ainsi générée et conservée dans un réservoir peut être exploitée à tout moment, de jour comme de nuit. Actuellement, des dizaines de milliers de chauffe-eau solaires ont été mis en place. Dans les régions du nord, où le climat est moins clément, on utilise des chauffe-eau solaires mixtes ainsi que l'électricité comme source de chauffage secondaire. La méthode innovante du « plancher solaire direct » a désormais évolué au-delà de la phase expérimentale pour atteindre celle de la commercialisation. Un grand nombre de maisons en sont pourvues [7].

I.1.3.4 Photovoltaïque

L'énergie solaire photovoltaïque (PV) est obtenue par la transformation directe de l'énergie contenue dans les photons, présents dans le rayonnement lumineux (solaire ou autre), en électricité. Elle met en œuvre des modules photovoltaïques constitués de cellules ou de photopiles élaborées à partir de matériaux sensibles aux longueurs d'ondes visibles, qui accomplissent cette conversion énergétique. L'arrangement en série ou en parallèle de plusieurs cellules photovoltaïques (PV) aboutit à un générateur photovoltaïque (GPV), dont la caractéristique statique courant-tension $I(V)$ n'est pas linéaire, et qui affiche un point de puissance maximale (PPM). Cette propriété est influencée par le degré d'éclairement, la température de la cellule et l'usure générale du dispositif [7].

Et en 2000 et 2001 l'EIVD (Ecole d'Ingénieurs du Canton de Vaud) a développés deux prototypes.(Figure I. 7)



Figure I. 8 : Prototypes développés à l'EIVD ; prototypes 2000 à gauche et 2001 à droite

I.2 Rayonnement solaire et paramètres climatiques

Cela explique que les vulnérabilités environnementales de l'Afrique soient en partie affectées par les fluctuations climatiques .Associées à la pression humaine, aux changements climatiques et à la spécification de la prévention des précipitations, au sein des ressources écologiques importées, ces vulnérabilités sont liées à la pression anthropique., l'eau demeure le principal obstacle au développement de l'agriculture et à la diversification des ressources marines [8].

En matière de pluviométrie, principale source d'application pour les plantes aquatiques, le potentiel d'évaporation (ETP) et l'humidité relative de l'air (HR) sont des paramètres climatiques ayant un impact agro écologique important sur le développement et les structures hydrologiques et hygrométriques. Les modifications de ces paramètres ont des répercussions sur les conditions agricoles, hydrologiques et climatiques. Le risque de ces modifications est que les légumes ne s'adaptent pas aux perturbations des écosystèmes locaux. Ceci est particulièrement vrai pour certaines espèces à long cycle de reproduction [8].

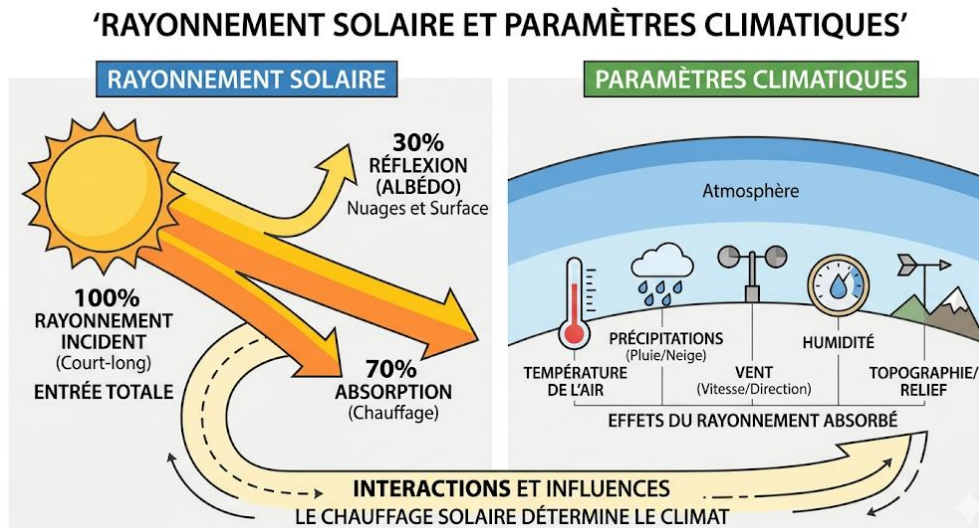


Figure I. 9 : Rayonnement solaire et paramètres climatiques

Dans ce contexte, un diagnostic de l'évolution des paramètres climatiques et de leurs impacts sur la période humide de développement des cultures pluviales est établi, constituant un outil pratique pour l'élaboration de stratégies d'adaptation. Cet article s'inscrit dans cette perspective. Il vise à déterminer les changements ayant affecté la pluviométrie, l'évapotranspiration effective et l'humidité relative de l'air et, par conséquent, à analyser la dynamique de la période d'humidification saisonnière et de la période de croissance active dans les régions d'Ouagadougou et Ouahigouya entre 1956 et 2015 [6].

I.2.1 Rayonnement solaire

Le rayonnement solaire appliqué au rayonnement électromagnétique était très important dans l'atmosphère. Cela ne permet pas la réception des composantes les plus importantes et des activités de rayonnement solaire les plus intenses qui utilisent le rayonnement direct et les rayonnements indirects. La lampe ou une partie de la lampe torche capte le rayonnement solaire global, comme illustré dans la figure ci-jointe (Figure I. 10).

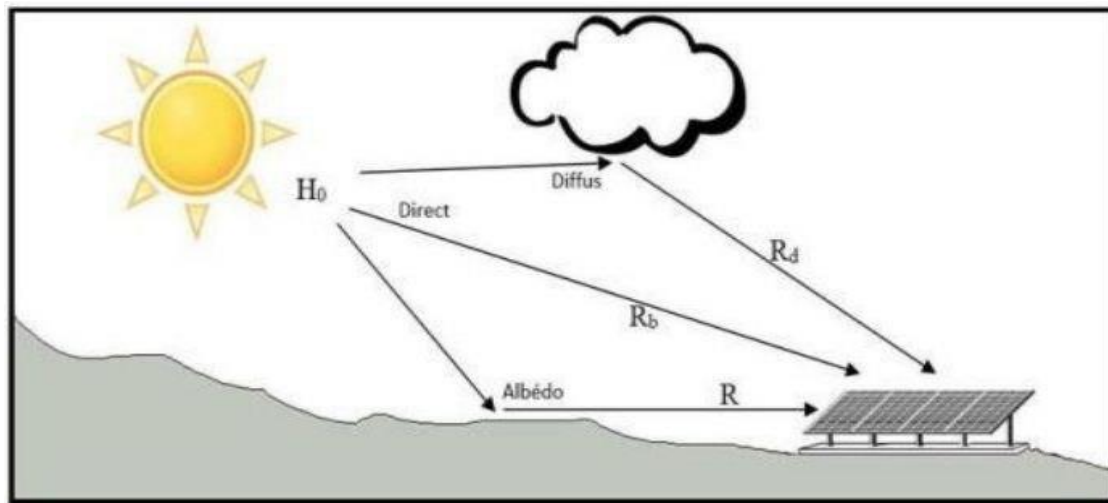


Figure I. 11 : Rayonnement direct, diffus, global et albédo

I.2.1.1 Rayonnement direct

Le rayonnement direct désigne la partie du rayonnement reçue directement du sol, sans diffusion atmosphérique. Ces rayons sont parallèles et simultanés, et cette composante directe du rayonnement peut être captée par des systèmes de concentration optique [9].

I.2.1.2 Rayonnement diffus

Il s'agit de la partie du rayonnement prouvée sur la surface et autour des obstacles tels que les nuages et la poussière, dans l'atmosphère. Il existe de nombreux obstacles pour améliorer la redondance des rayons solaires dans les parallèles et une multitude de faisceaux dans toutes les directions [9].

I.2.1.3 Rayonnement réfléchi

Il s'agit de la partie du panneau solaire réfléchi par le soleil. Ce rayonnement dépend directement de la nature du soleil (sableux, clair...) et est déformé par une caractéristique de la nature de l'albédo, car le rayonnement qui atteint le soleil est concentré sur quelques petits composants : un diffuseur et un réflecteur. La composante directe [9].

I.2.1.4 Rayonnement global

Il s'agit du résultat de la superposition des composantes directe, diffuse et réfléchi. Ce rayonnement est ensuite calculé pour déterminer la réparation des cellules solaires [9].

I.2.2 Paramètres climatiques

Le climat solaire est une technologie pure et écologique, sans le principe et l'utilisation de l'énergie solaire afin de rafraîchir localement de manière totalement naturelle. Les systèmes de climatisation utilisés pour renouveler l'alimentation électrique sont importants pour le

développement. (Figure I. 12) Cette croissance est due, en grande partie, à la succession de périodes de canicule induisant une demande immédiate de rafraîchissement et se fait sentir dans les lieux de transport et, de plus en plus, dans les secteurs résidentiels et autres [10].

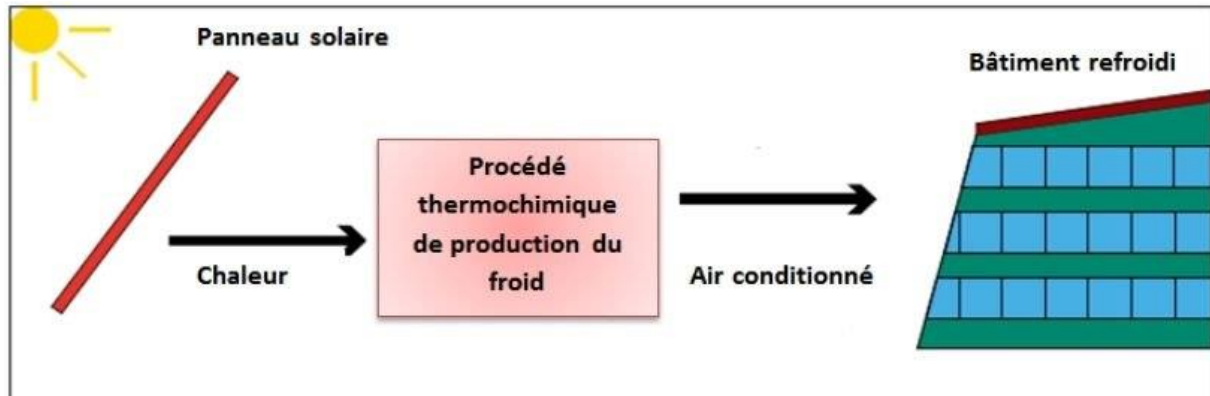


Figure I. 13 : Procédé thermodynamique de la production du froid solaire

I.3 Potentiel solaire

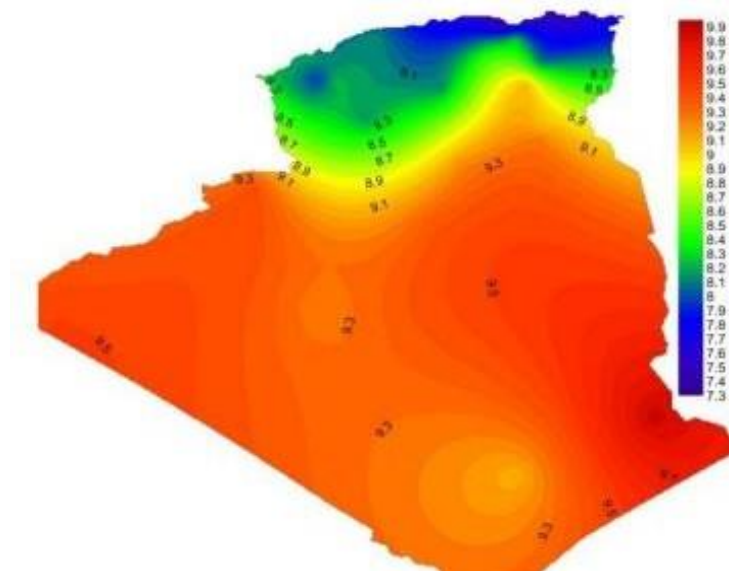
Le panneau solaire le plus performant d'Algérie surpasse la consommation mondiale. L'énergie solaire est particulièrement avantageuse dans les zones reculées, sur les plages, en plein centre-ville, dans les campings ou les randonneurs, etc. Ceci est dû à l'absorption d'un appareil électrique fiable. Cette énergie solaire est utilisée dans divers secteurs tels que l'agriculture, l'industrie, etc. À la maison, elle permet de conserver des aliments, des médicaments, etc. Plus besoin de se soucier du stockage d'une glacière portable : grâce à un système de réfrigération autonome, relié à un panneau solaire, on utilise un système de réfrigération autonome. La carte logique Arduino sera utilisée pour la programmation cette année, de la conception à la réalisation finale [11].

L'Algérie possède un fort potentiel en énergie solaire grâce à un ensoleillement élevé (environ 3500 h/an), et les technologies photovoltaïques ont progressé ces dernières années. Cependant, les modules PV sont conçus selon des conditions standards (25°C, 1000 W/m²) qui ne reflètent pas les conditions réelles, notamment dans le Sahara (chaleur, poussière, etc.). Ce travail vise d'abord à installer des modules photovoltaïques avec stockage par batteries en milieu saharien (URER-MS), puis à étudier expérimentalement l'impact des conditions climatiques d'Adrar sur leurs performances thermiques et électriques [12].

Tableau I. 1 : Durée d'ensoleillement dans le territoire Algérien [27]

Zones géographiques	Région côtière	Hauts plateaux	Sahara
Durée moyenne d'ensoleillement (heurs/an)	2650	3000	3500
Energie moyenne reçue (KWh/m ² /an)	1700	1900	2650

- La figure suivante (Figure I. 14) montre la durée d'ensoleillement annuelle moyenne en Algérie [3].

**Figure I. 15 :** Durée d'ensoleillement moyenne annuelle en Algérie

I.4 Capteurs solaires thermiques

Un dispositif, tel qu'un capteur ou collecteur solaire thermique, est conçu pour convertir le rayonnement solaire capté en chaleur, destinée à réchauffer un fluide (eau, air, etc.). Quand la zone exposée à la lumière solaire est quasiment identique à celle qui sert à capter cette même lumière, on qualifie le dispositif de solaire de planaire (Figure I. 16). Le mécanisme de fonctionnement repose sur l'effet de serre généré par une couverture semi-transparente qui permet à la majorité du rayonnement solaire visible (0,2-0,3 à 3 μm) de passer tout en étant presque totalement opaque au rayonnement infrarouge (IR) (253 μm) émis par l'absorbeur du dispositif [13].



Figure I. 17 : Capteurs solaires thermiques

I.4.1 Principe de fonctionnement

Un capteur ou un collecteur solaire plan comprend habituellement les éléments suivants:

- **Couverture semi-transparente** : inclut une ou plusieurs vitres. Elle facilite la diffusion du rayonnement solaire maximal et minimise les pertes de chaleur par convection et par radiation vers l'extérieur [14].
- **Absorbeur noirci** présentant une haute capacité d'absorption dans le spectre solaire, une émissivité réduite dans l'infrarouge et une conductivité thermique efficace.
- **Fluide** : en contact thermique approprié avec l'absorbeur.
- **Isolation** : sur les côtés et la partie arrière pour minimiser autant que possible les pertes liées à la conduction.

On peut résumer le mécanisme de fonctionnement de la manière suivante:
La couverture semi-transparente laisse passer le flux solaire incident, après une atténuation légère causée par la réflexion et l'absorption du rayonnement solaire par le verre.

- **Absorbeur** : absorbe la majeure partie du rayonnement solaire qui lui parvient, ce qui le transforme en chaleur.

Une partie de la chaleur présente à l'absorbeur est transférée au fluide caloporteur, principalement par convection. Le surplus est dispersé vers le milieu ambiant par convection et

rayonnement infrarouge (IR) à travers la fenêtre et par conduction à travers l'isolant (sur les côtés et l'arrière).

Ainsi, le fluide sort du système à une température plus élevée que celle à laquelle il est entré, mais qui reste inférieure à celle de l'absorbeur. De ce fait, le système génère un flux de chaleur bénéfique à partir de l'irradiation solaire incidente [14].

I.4.2 Type Capteurs solaires thermiques

Un capteur solaire thermique est essentiellement constitué d'une surface qui capte le rayonnement solaire et le transforme en énergie thermique. Cette chaleur est, en partie, confiée à un fluide calorifique (également connu sous le nom de fluide de transfert thermique, HTF). Les capteurs solaires thermiques conçus pour le froid solaire sont habituellement équipés de protections transparentes afin de réduire les pertes et par conséquent améliorer la transmission de chaleur au fluide caloporteur. Dans les technologies sans surfaces de concentration, une couche isolante est appliquée aux capteurs pour minimiser les pertes thermiques. Les diverses technologies de refroidissement employées en froid solaire exigent des gammes de température allant de 50°C à 250°C. Cette gamme de températures est obtenue grâce à des capteurs thermo-solaires généralement classés de la manière suivante [15] :

- Capteurs plans
- Capteurs à air
- Capteurs sous vide
- Capteurs hybrides photovoltaïque-thermiques, PV-T
- Capteurs stationnaires à concentration
- Capteurs traqueurs à concentration

I.4.2.1 Capteurs plans

Le capteur plan dans sa simple configuration est composé d'une surface noire munie de canaux à l'intérieur desquels circule un fluide qui extrait la chaleur solaire absorbée. Les pertes de chaleur d'une telle surface sont importantes. Une bonne isolation disposée à l'arrière du capteur et une surface transparente en verre placée en avant en guise de couvercle limitent considérablement les pertes. Cela illustre une configuration simple d'un capteur plan vitré. Le couvercle transparent peut être en plastique ou toute autre surface translucide avec la prise en compte de la dégradation des propriétés optiques causée par les rayons ultra-violets. L'absorbeur est fabriqué en cuivre, en aluminium ou même en fer [15].

Une attention particulière est prise vis-à-vis des interactions pouvant avoir lieu entre le matériau et le fluide de transfert de chaleur. Celui-ci est généralement de l'eau avec quelques additifs inhibant la congélation. Cependant, d'autres fluides caloporteurs peuvent être utilisés en fonction de la température opérationnelle. L'absorbeur est revêtu d'une couche de matériau sélectif ayant une importante absorptivité et d'une faible émissivité. Il est estimé que les revêtements actuels possèdent une émissivité de 0.05 à 0.25 et une absorptivité de 0.9 à 0.95. L'utilisation d'un double vitrage permet de réduire les pertes par un facteur de 1 à 1.5. Une autre alternative de l'amélioration d'un capteur plan est d'augmenter la surface du capteur de plusieurs mètres carrés pour dépasser les surfaces conventionnelles qui sont de l'ordre de 2 m^2 . Ceci permet de réduire les pertes dues au cadre du capteur. L'application la plus répandue concerne la production d'eau chaude sanitaire, mais cette technologie peut aussi être utilisée pour chauffer des bâtiments. En rafraîchissement solaire, ces capteurs sont associés à la fois aux cycles fermés à sorption et aux cycles ouverts à dessiccation [15].

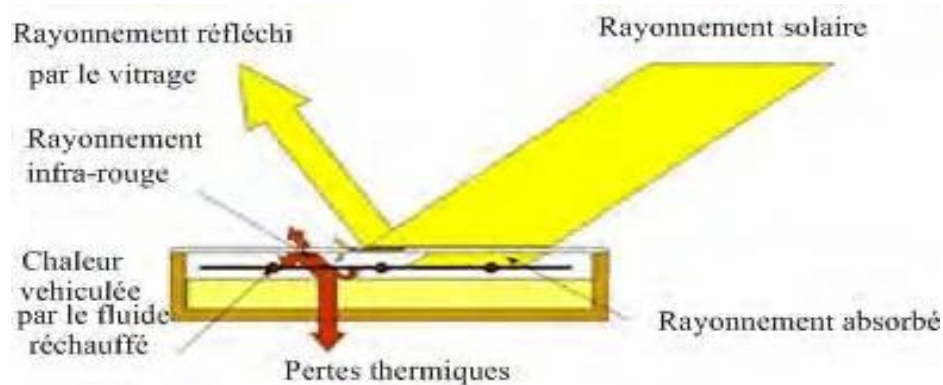


Figure I. 18 : Représentation schématique principe de fonctionnement d'un capteur plan

I.4.2.2 Capteurs à air

Ne présentant ni problèmes de gel en hiver ni problèmes de surchauffe en été, ni de problèmes de fuite comme les capteurs à base de liquide, les coûts d'investissement des collecteurs d'air sont moins élevés que ceux de ces derniers. Leur utilisation est recommandée dans toutes les applications nécessitant de l'air chaud comme les processus industriels nécessitant de grands flux d'air chaud et le chauffage des bâtiments. Dans les applications de froid solaire, les collecteurs d'air à tubes sous vide peuvent réaliser des températures d'air de l'ordre de $100 \text{ }^{\circ}\text{C}$ avec des efficacités satisfaisantes servent à produire

de l'air chaud pour la dessiccation de l'air dans les installations frigorifiques à dessiccation [15].

Néanmoins, les ventilateurs utilisés conjointement avec les capteurs à air consomment beaucoup d'énergie en plus de l'incompatibilité avec les systèmes de stockage. Les efficacités des capteurs à air sont inférieures à celles des capteurs à liquide à cause de la faiblesse du coefficient de transfert de chaleur (Figure I. 19). Par contre, l'utilisation de surfaces absorbantes nervurées ou poreuses et des circuits multi- passes augmente le contact avec l'air et par conséquent augmente le coefficient de transfert de chaleur [15].

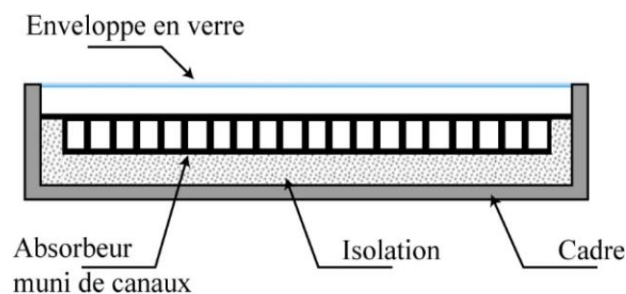


Figure I. 20 : Section transversale d'un capteur solaire à air

Dans le chauffage des bâtiments, les capteurs solaires à air se présentent aussi sous forme d'un caisson isolé recouvert d'une vitre. L'air froid entrant par le bas du capteur est réchauffé pour aller directement dans la pièce à chauffer. Ils peuvent aussi être fixés sur un des murs extérieurs du bâtiment à traiter (mur Trombe). Ces systèmes permettent, dans certaines applications, une modification de l'humidité de l'air à l'intérieur d'un bâtiment en fonction des sollicitations extérieures. L'application la plus répandue concerne le séchage thermique de produits agro-alimentaires (herbes, fruits...) [15].

I.4.2.3 Capteurs sous vide

On distingue les capteurs sous vide à caloduc et à circulation directe. Les tubes sous vide à caloduc utilisent un mécanisme d'évaporation et de condensation du fluide pour l'échange de chaleur. Le fluide caloporteur chargé de récupérer la chaleur ne circule pas directement dans les tubes (figure I. 13). Il est chauffé par un fluide secondaire qui s'évapore sous l'influence du rayonnement solaire, et se condense au contact de l'échangeur de chaleur [15].

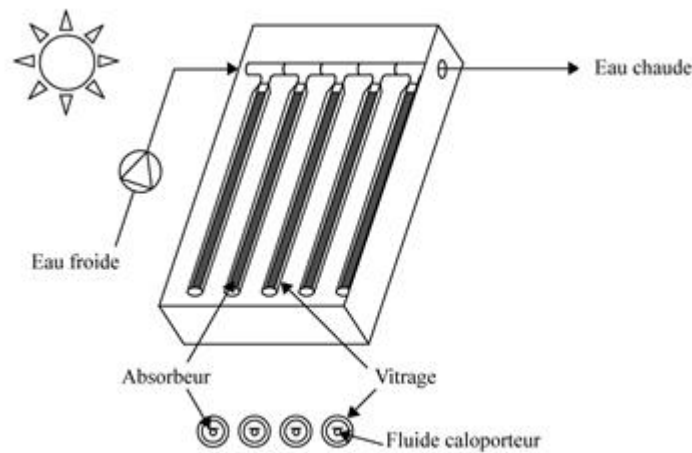


Figure I. 21 : Schéma de principe d'un capteur sous vide

Les capteurs à tubes sous vide éliminent les pertes de chaleur par convection et par conduction en éliminant l'air entourant l'absorbeur. Les considérations de stabilité imposent que ces collecteurs prennent la forme d'une disposition de tubes généralement en verre, à l'intérieur desquels, il y a un arrangement d'ailettes et de tubes. Alternativement, les caloducs peuvent être utilisés pour l'extraction d'énergie. Cette solution est déjà disponible dans le commerce [15].

Les capteurs plans sous vide sont fabriqués avec des cadres spéciaux et des couvercles leur permettant de maintenir un haut niveau de vide (10^{-3} Pa) malgré une géométrie plane. Leurs performances sont comparables à celles des capteurs à tubes sous vide. Un tel collecteur ne nécessite pas de système de suivi et peut être monté sur un toit plat.

I.4.2.4 Capteurs hybrides photovoltaïque-thermiques (PV-T)

Un collecteur hybride photovoltaïque-thermique, est une combinaison de cellules photovoltaïques avec un capteur solaire thermique. Il convertit simultanément le rayonnement solaire en électricité et en chaleur. Partageant l'esthétique des panneaux photovoltaïques, les capteurs PV-T peuvent générer plus d'énergie par unité de surface que les panneaux photovoltaïques et les capteurs solaires thermiques en réduisant le coût de production et d'installation. Par conséquent, le potentiel du PV-T est particulièrement important sur le marché résidentiel, à la fois collectif et individuel [15].

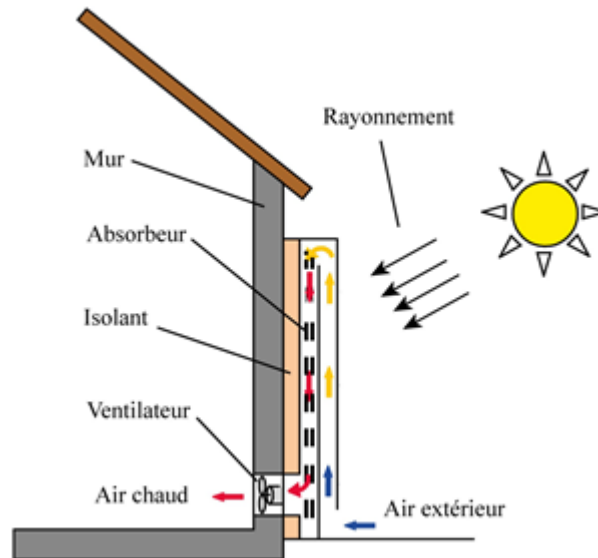


Figure I. 22 : Schéma de principe d'un capteur à air fixé à un mur (mur Trombe)

Il est à noter que le rendement PV diminue avec l'augmentation de la température de fonctionnement spécialement lorsque les capteurs PV-T sont utilisés en combinaison avec des systèmes de refroidissement à entraînement thermique, car ils ont besoin d'une certaine température de fonctionnement minimale qui est toujours nettement supérieure à la température de l'air ambiant [15].



Figure I. 23 : Capteurs hybrides (PV-T)

I.4.2.5 Capteurs stationnaires à concentration

Puisque les pertes de chaleur sont proportionnelles à la surface de l'absorbeur alors que l'énergie solaire gagnée est proportionnelle à la zone de collecte, une autre façon de réduire les pertes de chaleur d'un capteur consiste à réduire la surface de l'absorbeur par rapport à la surface de collecte. Cette approche est connue sous le nom de concentration,

donc ces collecteurs sont appelés des capteurs à concentration [15].

Le flux solaire reçu par le capteur est d'abord réfléchi par les miroirs du concentrateur sur un foyer thermiquement protégé par un vitrage où il est absorbé par une surface appropriée. La réflexion, la transmission à travers le vitrage et l'absorption se traduisent par des pertes optiques caractérisées généralement par une efficacité. Dans les capteurs à concentration élevée, seule la composante directe du rayonnement solaire peut être dirigée vers le foyer, la composante diffuse ne pouvant être concentrée [15].

Les Concentrateurs Paraboliques Composés (CPC) stationnaires, sont versatiles et permettent des configurations diverses de la forme de l'absorbeur. Toutefois, ils permettent d'atteindre une faible concentration de rayonnement solaire atteignant une efficacité plus élevée par rapport aux capteurs plans sans améliorer significativement les coûts de production et d'exploitation [15].

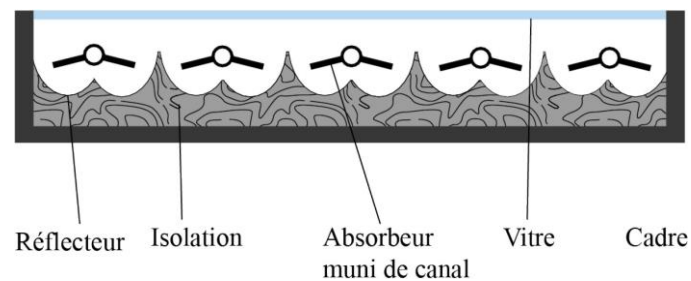


Figure I. 24 : Capteur parabolique composé

Les CPC stationnaires composés ont deux axes orthogonaux de symétrie et sont conçus avec des angles d'acceptation (acceptance angle) supérieurs à 30° pour éviter le besoin de suivre le soleil, Ils sont conçus avec un facteur de concentration de 1.12 pour la production d'eau chaude domestique et réalisent une température entre 50°C et 70°C et un facteur de concentration de 1.5 pour une plage de températures ($80-110^\circ\text{C}$) et peuvent par conséquent combinés avec des systèmes de production de froid [15].

I.4.2.6 Capteurs traqueurs à concentration

Les capteurs traqueurs sont classés en fonction de la façon dont ils suivent le mouvement du soleil. Ceci est réalisé par des systèmes de suivi solaire et de focalisation linéaire à un axe ou à deux axes par des systèmes de poursuite et de focalisation. Le premier système suit le soleil le long de son angle d'azimut, alors qu'avec le second type, les rayons du soleil sont toujours perpendiculaires aux surfaces du collecteur. Les concentrateurs paraboliques, les tours solaires avec héliostats et les fours solaires font partie de cette

seconde catégorie [15].



Figure I. 25 : Capteurs traqueurs à concentration

I.5 Rôle des capteurs solaires dans les systèmes de réfrigération

Les panneaux solaires fournissent l'équipement nécessaire aux générateurs des systèmes de réfrigération thermique et les relient à un stock thermique afin d'assurer la continuité de la production. Les capteurs, les tubes sous vide et les concentrateurs sont dimensionnés en fonction de la température et du rendement, et le stockage sensible ou latent (PCM) garantit la continuité et la compacité du système [16].

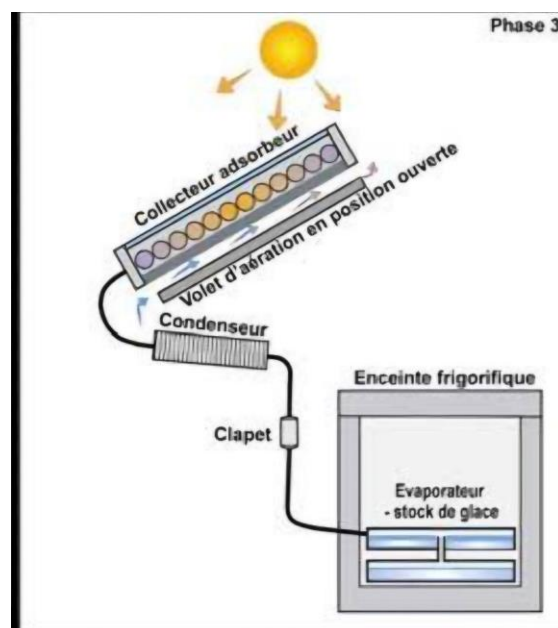


Figure I. 26 : Réfrigération Solaire + stockage

I.5.1 Rôle des capteurs solaires

Les panneaux solaires fournissent l'énergie thermique nécessaire au fonctionnement des générateurs des appareils de réfrigération (absorption, éjection, etc.) et déterminent la température disponible ainsi que le COP du système. Le stockage thermique permet de compenser l'absence d'isolation et de pallier le dysfonctionnement de l'unité (Figure I.18).

I.5.1.1 Fonction principale

Fournir la chaleur de génération aux refroidisseurs thermiques pour produire le cycle frigorifique

I.5.1.2 Impact sur performance

La plage de températures fournie par le capteur à flux direct dépend du type d'effet (simple, double, triple) et du COP disponible pour l'absorption, avec des typologies de génération mentionnées pour ces machines entre $\sim 75\text{ }^{\circ}\text{C}$ et $220\text{ }^{\circ}\text{C}$ [16].

I.5.1.3 Rôle du stockage

La matière thermique est agitée comme un tampon dans le capteur et le générateur pour assurer la continuité de la production si le rayonnement est possible ou absent [16][17].

I.5.2 Stockage thermique essentiel

Le thermomètre de stockage sert à contrôler l'intermittence solaire et à assurer un fonctionnement stable. Il peut être de type sensible ou latent (à changement de phase), avec des compromis entre densité énergétique, compacité et comportement thermique. Il est recommandé d'optimiser la capacité de stockage de la fraction solaire exploitable et de réduire la surface de captation nécessaire.

I.5.2.1 Rôle clé

Le stock sert de tampon pour alimenter le matériel de nettoyage nécessaire au générateur lorsque la production solaire est suffisante.

I.5.2.2 Chaleur sensible

Stockage dans l'eau, réserves dures ou matériaux solides ; Avantages : simplicité et co-utilisation, inconvénients : densité énergétique disponible et grand volume pour de longues autonomies [16].

I.5.2.3 Latente / PCM

Ce matériau modifie la phase de densité énergétique hors charge à un niveau supérieur et contrôle la température de charge au point de fusion ; il est utilisé pour récupérer le volume de stockage et augmenter la température de charge de la batterie, et comprend plusieurs systèmes à différents niveaux avec différentes températures de charge pour prolonger sa durée d'utilisation [23] [19] [20].

I.5.2.4 Exemples chiffrés

Ces concepts incluent l'installation de dimensions latentes de stockage pour les heures automatiques (ex. 2-3 heures de charge pour une unité de 1 kW), et les systèmes intégrés PCM permettent la maintenance du dispositif de chauffage nocturne ou dans une photo sur demande [19] [21].

I.5.2.5 Conception optimisée

L'utilisation d'un PCM multi-capacité ou d'une unité de stockage à température interne permet de fermer la queue de stockage et de permettre aux fluides thermiques d'assurer les performances efficaces et la compatibilité du système [23] [20].

I.6 Conclusion

En conclusion, il s'agit d'une première étape vers la mise en place d'un panorama complet des énergies et des technologies permettant l'exploitation de l'énergie solaire thermique dans un monde en mutation. De prime abord, l'analyse du contexte énergétique et environnemental offre une vision de la transition énergétique. Face à l'installation de ressources fossiles et à l'accès à ces ressources dans un contexte de changement climatique, la décarbonation de nos économies sera compromise. Cette situation est d'autant plus préoccupante dans les régions subsahariennes d'Afrique, ou dans certaines zones où le climat variable a un impact direct sur les ressources en eau et autres ressources essentielles à la sécurité.

L'installation de panneaux solaires, comme dans le cas de l'Algérie, peut permettre d'exploiter cette ressource pour créer une solution pour les zones développées et les zones existantes. La transformation de ce rayonnement vers l'espace remplace les matrices de panneaux solaires thermiques. Si des panneaux ou des tubes sous vide existent, ces dispositifs exploitent la distribution de services pour fournir un flux plus rapide de chaleur avec une livraison de croissants.

À l'infini, l'application de cette chaleur aux systèmes de réfrigération représente une nouvelle avancée. L'intégration de capteurs solaires aux technologies de stockage thermique (sensible ou latent via les matériaux à changement de phase – MCP) permet d'ajuster l'interface solaire. Ce couplage garantit la continuité et l'automatisation de la production de friture, tout en assurant la conservation des aliments et des médicaments dans les conditions climatiques existantes.

Ainsi, l'énergie solaire thermique se développe non seulement comme une alternative environnementale, mais aussi comme une technologie de pointe pour la résilience de la population. Le principal avantage réside dans la maîtrise de l'unité de stockage thermique et du système frigorifique performant, ainsi que dans l'accès à des techniques et à une expérience avancées qui apporteront des précisions aux ventouses.

Chapitre II : Réfrigération solaire à sorption et technologies associée

Chapitre II : Réfrigération solaire à sorption et technologies associées

II.1 Introduction

La technologie de réfrigération solaire à sorption, qui exploite l'énergie solaire pour créer du froid, est une innovation. Elle repose sur le processus d'adsorption, où des molécules du fluide réfrigérant se fixent à la surface d'un absorbant solide. Cette technologie offre de nombreux bénéfices, y compris l'emploi de fluides frigorigènes écologiques, sans bruit et non corrosifs [24].

Avec la montée de la demande en énergie à l'échelle mondiale et les défis environnementaux associés à l'exploitation des énergies fossiles, il est devenu crucial de développer des solutions de refroidissement durables [25]. Dans divers secteurs comme la préservation des aliments, la climatisation ou les opérations industrielles, le système de réfrigération est essentiel. Toutefois, il consomme une portion significative d'énergie, généralement basée sur l'électricité et des agents frigorigènes nuisibles pour l'environnement.

Dans cette perspective, la réfrigération solaire par sorption se présente comme une option écologique et pleine de promesses. Elle fait appel à l'énergie solaire, une ressource renouvelable, pléthorique et sans coût, pour générer du froid en tirant parti de phénomènes physico-chimiques comme l'absorption ou l'adsorption. À l'opposé des systèmes de réfrigération traditionnels à compression mécanique, ces nouvelles technologies consomment peu ou pas d'énergie électrique et recourent à des fluides naturels, ce qui minimise leur empreinte écologique [25].

Généralement, les systèmes de sorption s'appuient sur des couples opérationnels tels que l'eau–bromure de lithium (H_2O – LiBr) ou l'ammoniac–eau (NH_3 – H_2O), favorisant ainsi la réalisation de cycles thermodynamiques pertinents pour l'utilisation de la chaleur solaire. Ces dispositifs peuvent être associés à diverses technologies solaires, y compris les capteurs thermiques solaires, pour garantir une production constante de froid [24].

Par conséquent, la réfrigération solaire par sorption fait partie d'un processus de transition énergétique, proposant une réponse innovante pour satisfaire la demande grandissante en climatisation tout en réduisant les émissions de gaz à effet de serre [24].

II.2 Généralités sur la réfrigération

Le refroidissement est un processus thermodynamique qui sert à réduire et à conserver la température d'un environnement en dessous de celle de l'air ambiant. À l'inverse du transfert de chaleur naturel, la réfrigération requiert un supplément d'énergie externe pour déplacer la chaleur d'un environnement froid vers un environnement plus chaud [26].

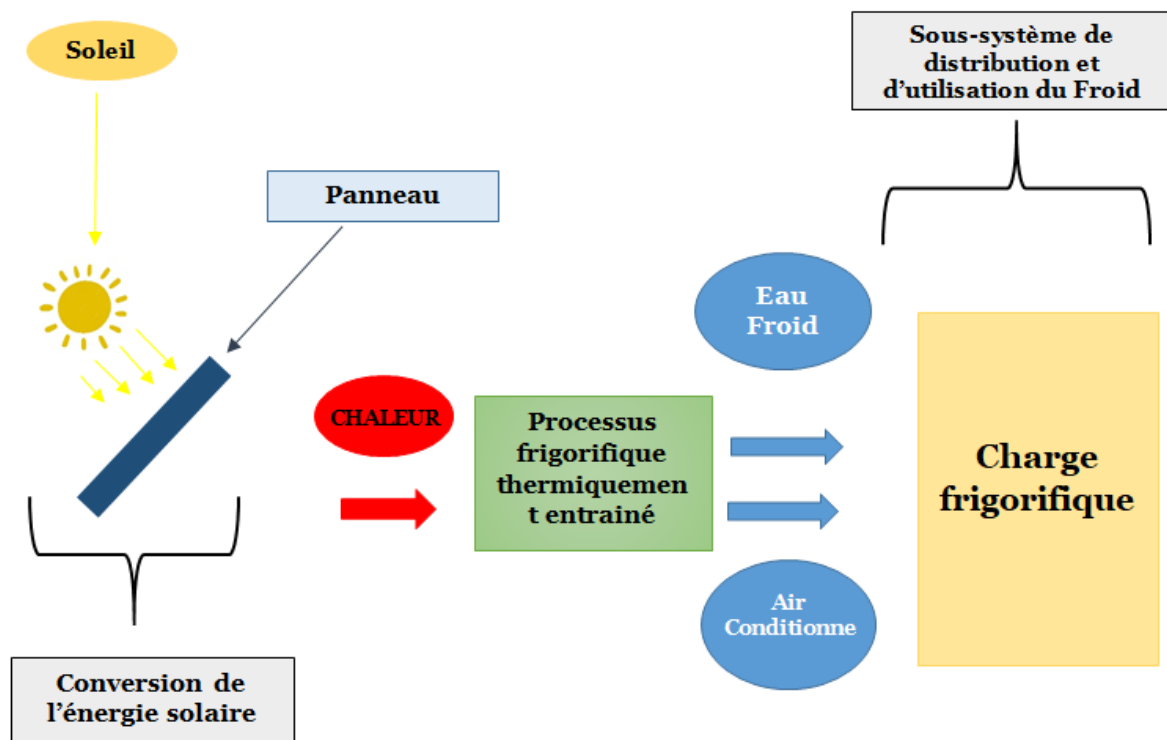


Figure II. 1 : Schéma général de la réfrigération solaire

Le fonctionnement des systèmes de réfrigération est régi par le deuxième principe de la thermodynamique. Cette loi est un principe crucial qui établit le sens naturel des transferts d'énergie thermique. Elle précise que la chaleur se propage naturellement d'un objet chaud vers un objet froid, et qu'il est impossible de renverser ce processus sans apporter une énergie externe. Cette loi peut être formulée via l'énoncé de Clausius, qui stipule que la chaleur ne peut être transférée spontanément d'un environnement froid vers un environnement chaud, et celui de Kelvin-Planck, qui précise qu'il est irréalisable de transformer toute la chaleur en travail sans pertes [26]. Elle présente aussi le concept d'entropie, une mesure du niveau de désorganisation d'un système, qui ne peut qu'augmenter lors des transformations naturelles dans un système fermé. Par conséquent, cette législation fixe des restrictions sur l'efficacité des machines

thermiques et justifie pourquoi des équipements tels que les réfrigérateurs requièrent une source d'énergie pour fonctionner. Ils doivent déplacer la chaleur d'une zone fraîche vers une zone plus chaude, ce qui va à l'encontre du principe naturel des échanges thermiques [26].

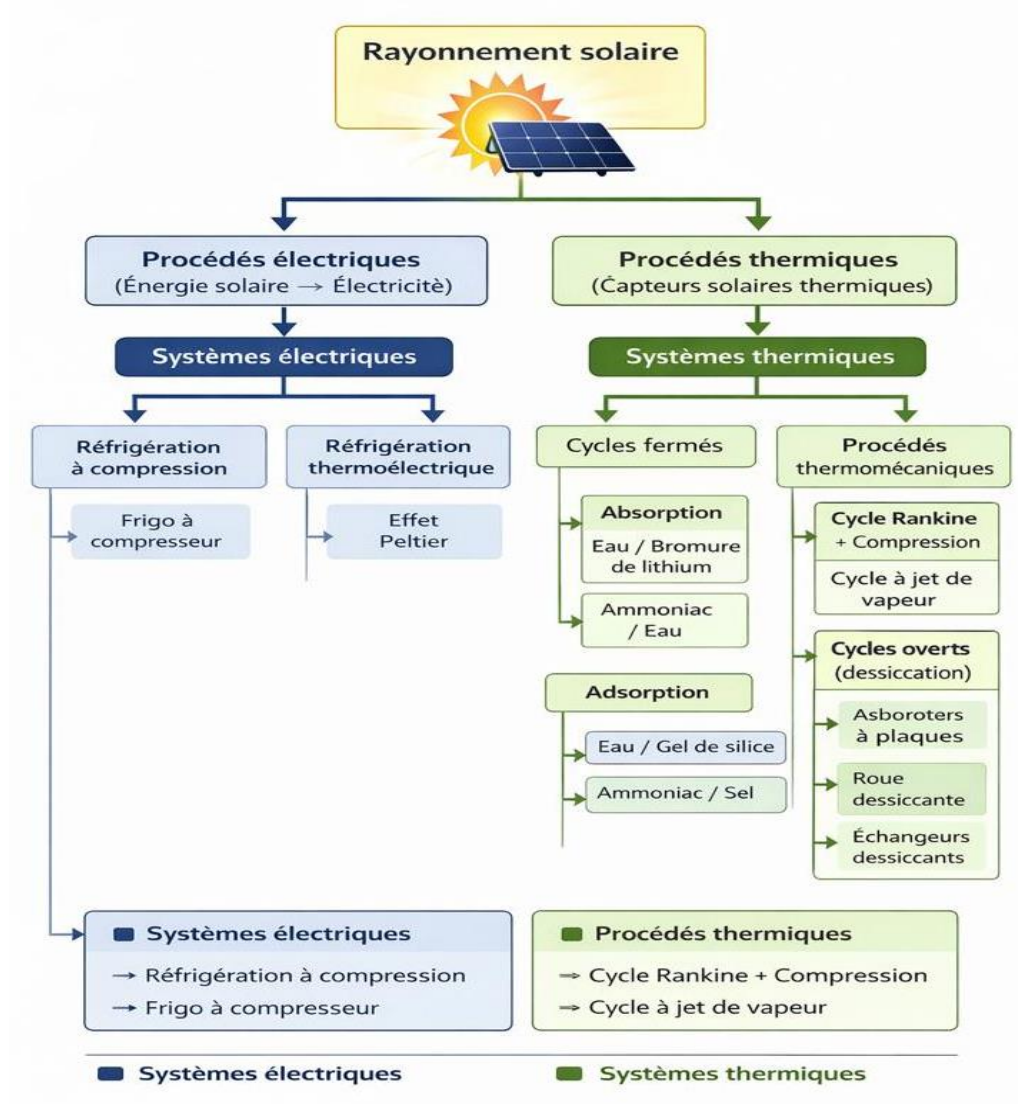


Figure II. 2 : Schéma classification de réfrigération solaire

II.2.1 Système de réfrigération a cycle ouverte

Le refroidissement thermique à cycle ouvert est inclus dans les systèmes de déshydratation solides ou liquides, utilisés pour la déshumidification ou l'humidification. Les systèmes de déshydratation opèrent selon deux procédures qui sont illustrées et démontrées comme suit (figure II.3). Le premier processus, désigné comme le processus de sorption, implique un échange d'humidité entre l'air et un matériau déshydratant, basé sur la différence de pression de vapeur d'eau entre l'air chargé d'humidité et le déshydratant. Au cours de cette procédure, la vapeur d'eau libère sa chaleur latente et la température s'élève [12]. Lorsque le

matériau déshydratant devient humide, commence alors le second processus appelé désorption. Au cours de cette méthode, également connue sous le nom de régénération, l'humidité recueillie est relâchée dans le courant d'air en élevant la température du déshydratant. Suite à la régénération, le matériau déshydratant est refroidi grâce au flux d'air frais. Par la suite, il est apte à réabsorber l'humidité. Les systèmes de sorption à cycle ouvert sont utilisés pour générer du froid tout en déshumidifiant l'espace à rafraîchir [12].

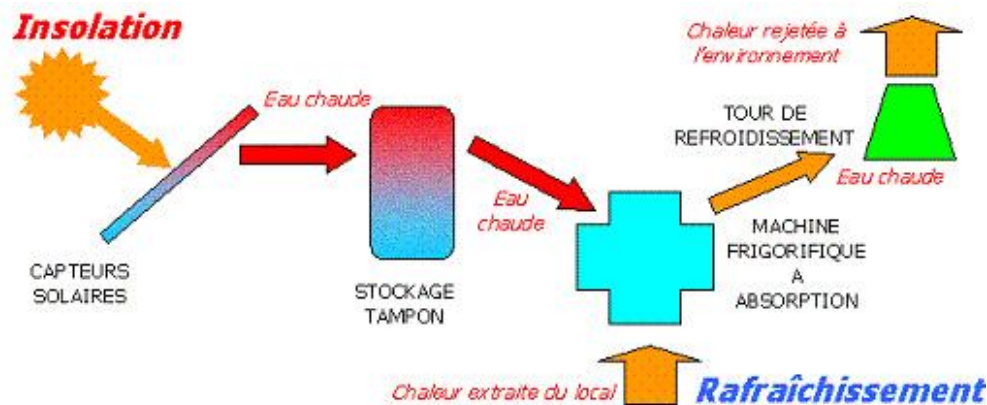


Figure II. 3 : Schéma d'un système de refroidissement solaire à cycle ouverte [67].

II.2.2 Systèmes de réfrigération a cycle fermé

On distingue deux types de systèmes de sorption à cycles fermés en fonction du matériau de sorption : liquide et solide. La sorption à cycle fermé sur un liquide est décrite par les cycles d'absorption, tandis que la sorption à cycle fermé sur un solide est représentée par les cycles d'adsorption. Une autre méthode de réfrigération solaire thermique en cycle fermé est la réfrigération thermomécanique [12].

II.2.2.1 Principe fonctionnement d'un cycle fermé

1. Le mélange riche en fluide frigorigène est chauffé dans le désorbeur. Le fluide frigorigène se vaporise et se sépare de l'absorbant, puis est envoyé vers le cycle classique condenseur/détendeur/évaporateur.
2. Le mélange pauvre en fluide frigorigène retourne dans l'absorbeur.
3. Le mélange « aspire » le fluide frigorigène dans l'absorbeur et est renvoyé vers le désorbeur. Le cycle peut recommencer (figure II.4).

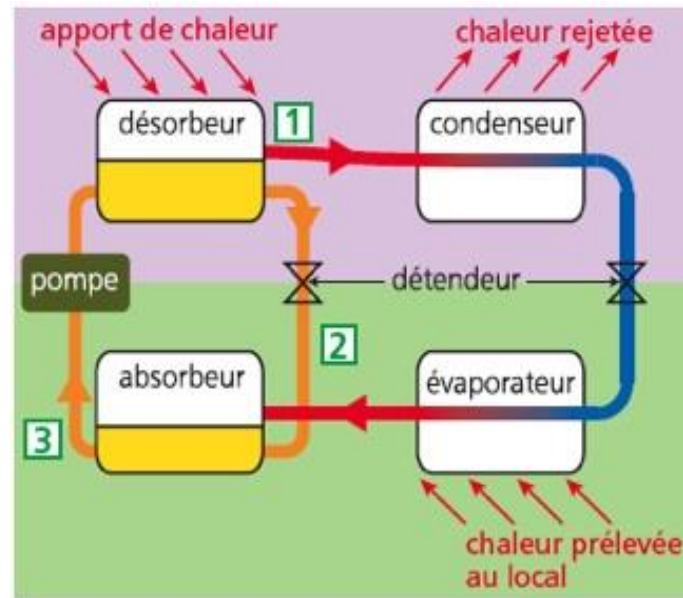


Figure II. 4 : Schéma d'un système de refroidissement par machine frigorifique à cycle fermé [68].

II.2.3 Système compression de vapeur

Le cycle de réfrigération à compression à vapeur est fréquemment employée pour la réfrigération et la climatisation. Cette méthode facilite le transfert de chaleur d'une région à basse température vers une région à haute température à l'aide d'un fluide réfrigérant. Voici une description simple de son mode d'opération [28].

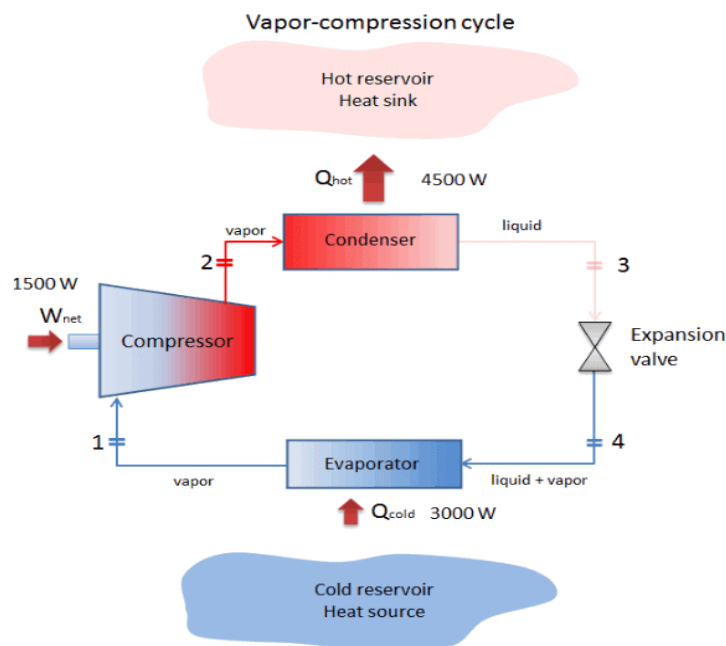


Figure II. 5 : Schéma de principe et composants d'un système frigorifique classique à compression [69].

II.2.3.1 Composants principaux

- Évaporateur : où le réfrigérant absorbe la chaleur de l'espace à refroidir.
- Compresseur : augmente la pression et la température du réfrigérant.
- Condenseur : où le réfrigérant libère la chaleur vers l'extérieur.
- Dispositif de la détente : réduit la pression du réfrigérant avant qu'il n'entre dans l'évaporateur.

II.2.3.2 Étapes du cycle

- Évaporation : Dans l'évaporateur, le réfrigérant absorbe la chaleur de l'espace à refroidir et passe de l'état liquide à l'état gazeux.
- Compression : Le réfrigérant gazeux est aspiré par le compresseur, qui le comprime, augmentant sa pression et sa température.
- Condensation : Le réfrigérant chaud et comprimé passe dans le condenseur où il libère sa chaleur à l'extérieur, généralement à l'air ou à l'eau. Le fluide se condense et redevient liquide.
- Détente : Le réfrigérant liquide passe par le dispositif de détente, où sa pression diminue brusquement, ce qui réduit également sa température avant d'entrer à nouveau dans l'évaporateur.

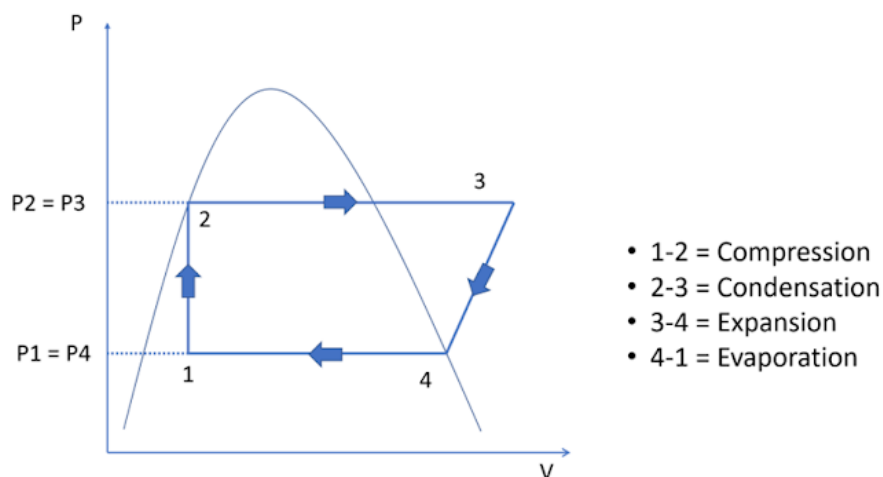


Figure II. 6 : Diagramme de (P, T) du cycle de réfrigération à compression de vapeur

II.2.3.3 Bilans énergétiques et coefficient de performance du cycle

Quelques équations importantes utilisées pour analyser le cycle de réfrigération incluent :

- COP (Coefficient de Performance)

La performance du cycle est souvent mesurée par le COP donné par :

$$COP = \frac{Q_{\text{évap}}}{W_{\text{comp}}} \quad (\text{II.1})$$

Où $Q_{\text{évap}}$ est la chaleur absorbée par l'évaporateur et W_{comp} est le travail fourni au compresseur.

Premier Principe de la Thermodynamique : Pour le compresseur,

$$w_{\text{comp}} = \Delta H = H_2 - H_1 \quad (\text{II.2})$$

Où, H_1 est l'enthalpie du réfrigérant entrant et H_2 est l'enthalpie du réfrigérant sortant.

II.2.4 Cycle de réfrigération solaire à sorption

Les cycles de réfrigération solaire à sorption se fondent sur le principe de la sorption, englobant deux processus essentiels : l'adsorption et l'absorption. Ces dispositifs facilitent la transformation directe de l'énergie thermique, en particulier celle issue du solaire, en effet de refroidissement, proposant ainsi une option différente des systèmes traditionnels basés sur la compression mécanique [29].

Dans les systèmes d'adsorption, un gaz (agent réfrigérant) se fixe à la surface d'un solide adsorbant en raison de forces physiques ou chimiques, sans générer de solution. Ce processus peut être inversé et est soumis aux conditions de pression et de température [29]. On utilise fréquemment des couples d'adsorbant/adsorbat tels que le gel de silice-eau et le charbon actif-méthanol.

Cependant, dans les systèmes à absorption, le fluide réfrigérant est dissous dans un liquide absorbant, créant une solution uniforme. Ce processus implique un déplacement de matière à l'intérieur du volume du liquide [30]. Les couples les plus fréquemment employés sont l'eau et le bromure de lithium, ainsi que l'ammoniac et l'eau.

De plus, il existe des systèmes de refroidissement solaire qui utilisent des réactions chimiques inversibles, appelées thermochimiques, pour générer du froid à partir de la chaleur.

Par conséquent, les systèmes de refroidissement exploitant l'énergie solaire thermique peuvent être divisés en trois principales catégories basées sur le processus de sorption impliqué : l'absorption liquide-gaz, l'adsorption solide-gaz et les réactions thermochimiques. Dans le cadre de la transition énergétique, ces technologies gagnent en importance grâce à leur faible besoin en électricité et leur capacité à exploiter les énergies renouvelables [30].

II.2.4.1 Absorption liquide–gaz

C'est une procédure où un gaz, connu sous le nom de fluide frigorigène, se mélange à un liquide absorbant pour créer une solution uniforme. Ce phénomène implique un déplacement de matière au sein du volume liquide et est fortement influencé par la capacité de dissolution du gaz, déterminée en particulier par des lois thermodynamiques. Dans les systèmes de réfrigération, ce procédé est mis en œuvre à l'aide de couples tels que l'eau / bromure de lithium ou l'ammoniac / eau. L'introduction de chaleur facilite la séparation des composants, garantissant ainsi la persistance du cycle de réfrigération [31].

II.2.4.2 Adsorption solide–gaz

Il s'agit d'un processus de surface où les molécules d'un gaz se fixent à la surface d'un solide adsorbant, soit par l'intermédiaire de forces physiques (physisorption), soit grâce à des interactions chimiques (chimisorption). Au lieu de créer une solution comme c'est le cas avec l'absorption, il se produit plutôt une accumulation du gaz à la surface du solide [32]. Ce processus est aussi réversible et dépend grandement des conditions de pression et de température. On utilise généralement des matériaux tels que le gel de silice, les zéolithes et le charbon actif, en combinaison avec des liquides comme l'eau ou le méthanol [32].

II.2.4.3 Réactions thermochimiques

Dépend sur des transformations chimiques inversibles entre deux matières. Une réaction de décomposition se produit sous l'influence de la chaleur, ce qui libère un gaz. Lors du refroidissement, une réaction inverse a lieu, permettant aux réactifs de se recombinaient tout en absorbant de la chaleur et créant ainsi un effet de refroidissement [33]. Ces systèmes ont l'atout de pouvoir stocker l'énergie sous une forme chimique, mais leur complexité technique les rend encore peu courants [25].

II.3 Principe de la sorption

Une sorption désigne un processus par lequel une espèce chimique est retenue par une matière solide. Cette rétention peut avoir lieu à l'interface superficielle ou à l'intérieur du solide. Les processus impliqués comprennent l'adsorption, l'absorption.

II.3.1 Adsorption

Il s'agit de la fixation d'une substance (l'adsorbat) sur une surface (l'adsorbant) par adhérence, sans toutefois l'intrusion à l'intérieur de cette surface [34].

Elle peut être définie comme l'accumulation d'une substance ou d'un matériau à l'interface entre la surface solide et la solution environnante. L'adsorption peut comprendre la suppression des molécules de soluté (un élément dissous dans un solvant) de la solution et du solvant (phase stable d'une solution, où le soluté est incorporé) de la surface solide, en plus de l'adhésion des molécules de soluté à cette surface [11].

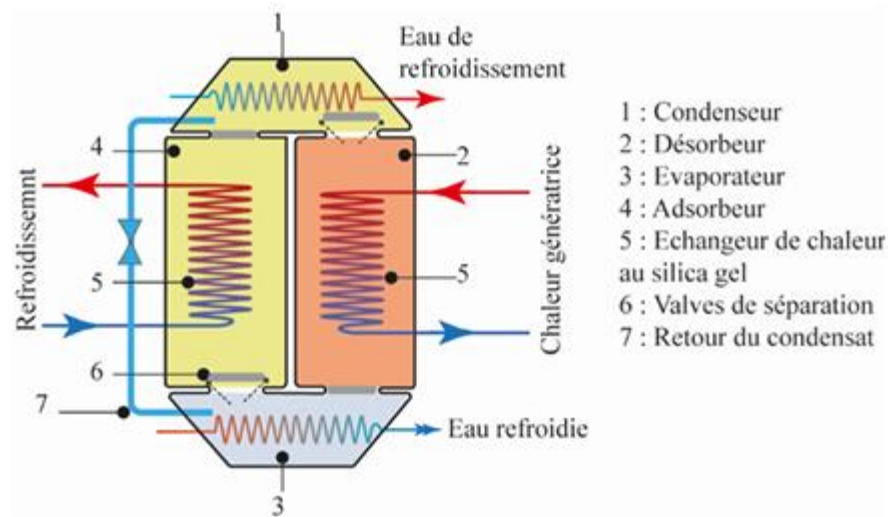


Figure II. 7 : Système de réfrigération à adsorption

II.3.1.1 Type adsorption

II.3.1.1.1 Adsorption physique

La physisorption, ou adsorption physique, est un processus où les molécules d'adsorbat adhèrent à la surface de l'adsorbant principalement grâce à des forces de type Van der Waals qui sont relativement faibles (figure II. 8). Ce processus se déroule sans modifier la structure moléculaire et nécessite une faible chaleur d'adsorption, généralement située entre 5 et 25 kJ/mol. Il est totalement réversible et est favorisé par des températures basses [35]

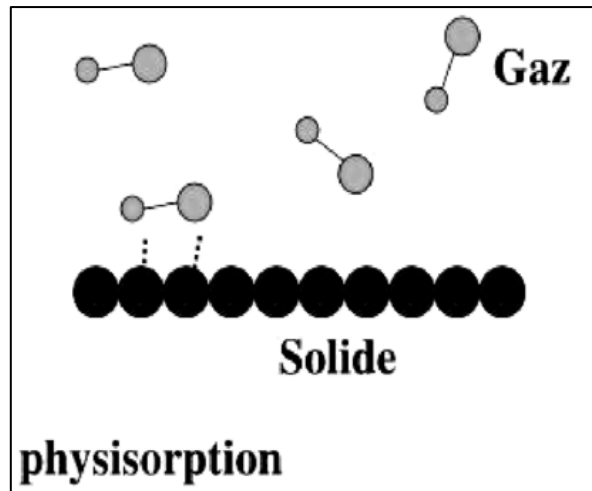


Figure II. 8 : Schéma du mécanisme de physisorption d'une molécule gazeuse sur une surface solide [71]

II.3.1.1.2 Adsorption chimique

La chimisorption, aussi appelée adsorption chimique, est un processus qui découle d'une réaction chimique établissant des liaisons entre les molécules d'adsorbat et la surface de l'adsorbant, produisant ainsi des forces de liaison extrêmement puissantes (figure II.9). L'énergie d'adsorption impliquée est généralement importante, excédant les 80 kJ/mol. Cette forme d'adsorption est généralement irréversible (ou difficilement réversible) et est facilitée par des températures hautes [35].

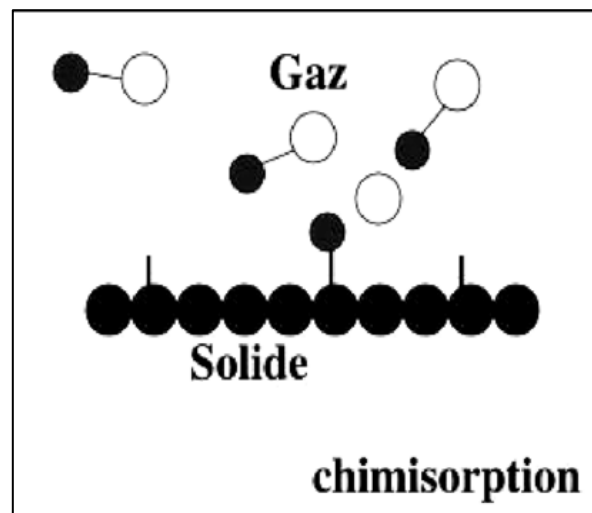


Figure II. 9 : Schéma du mécanisme de chimisorption d'une molécule gazeuse sur une surface solide [71].

II.3.2 Absorption

L'absorption est un phénomène physico-chimique dans lequel une substance appelée **absorbant** capte et dissout une autre substance appelée **absorbat** dans son volume, En réfrigération, l'absorption est utilisée pour remplacer le compresseur mécanique par un processus thermique, généralement alimenté par une source de chaleur comme l'énergie solaire. (Figure II.10)

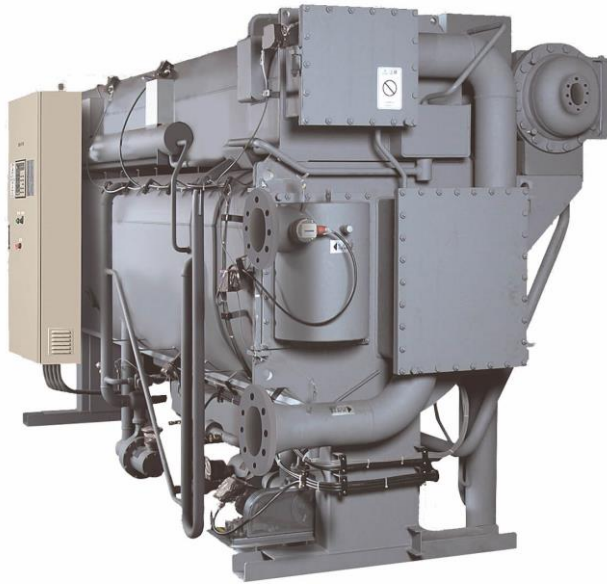


Figure II. 10 : Machine à absorption

- Pour un corps mis en contact avec un fluide ou une énergie, permet d'en prélever une partie.

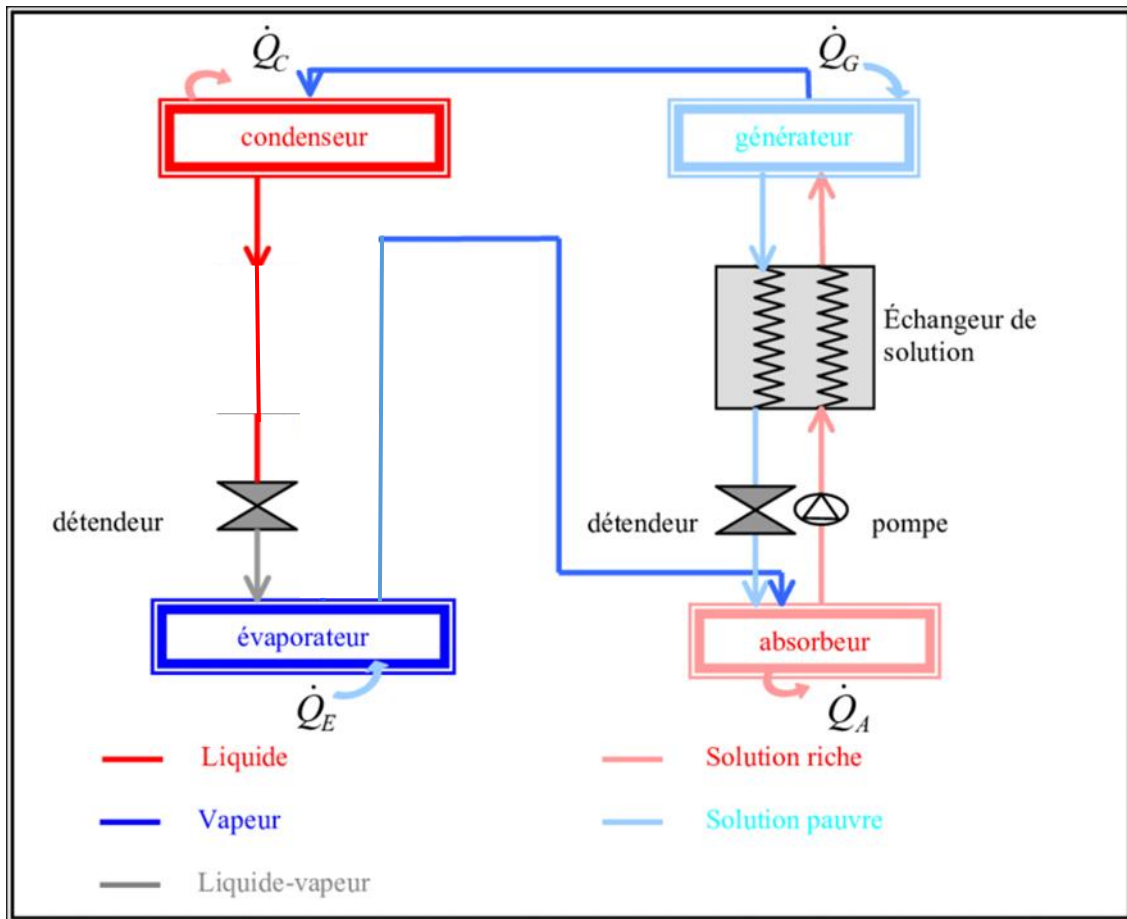


Figure II. 12 : Schémas de principe d'un système de climatisation solaire à absorption à simple effet [73].

Ainsi, les refroidisseurs à absorption à effet simple fonctionnent efficacement lorsqu'ils sont approvisionnés en températures faibles. Cependant, si la température d'opération dépasse 100 °C, d'autres sortes de refroidisseurs par absorption se révèlent plus performants. Cette publication traitera des recherches antérieures concernant l'utilisation de refroidisseurs à absorption à effet simple dans le cadre du rafraîchissement solaire [36].

II.3.2.2 Cycle d'absorption solaire à double effet

Le cycle à double effet d'absorption solaire exploite une source de chaleur pour générer du froid, en faisant appel à un mélange de réfrigérant et d'absorbant. (Figure II.13) Ce dispositif est performant et respectueux de l'environnement, étant particulièrement approprié pour le stockage thermique sur une longue durée [14]. L'efficacité du système est accrue grâce à l'utilisation de deux générateurs de chaleur dans les systèmes à absorption à double effet, ce qui améliore le coefficient de performance (COP).

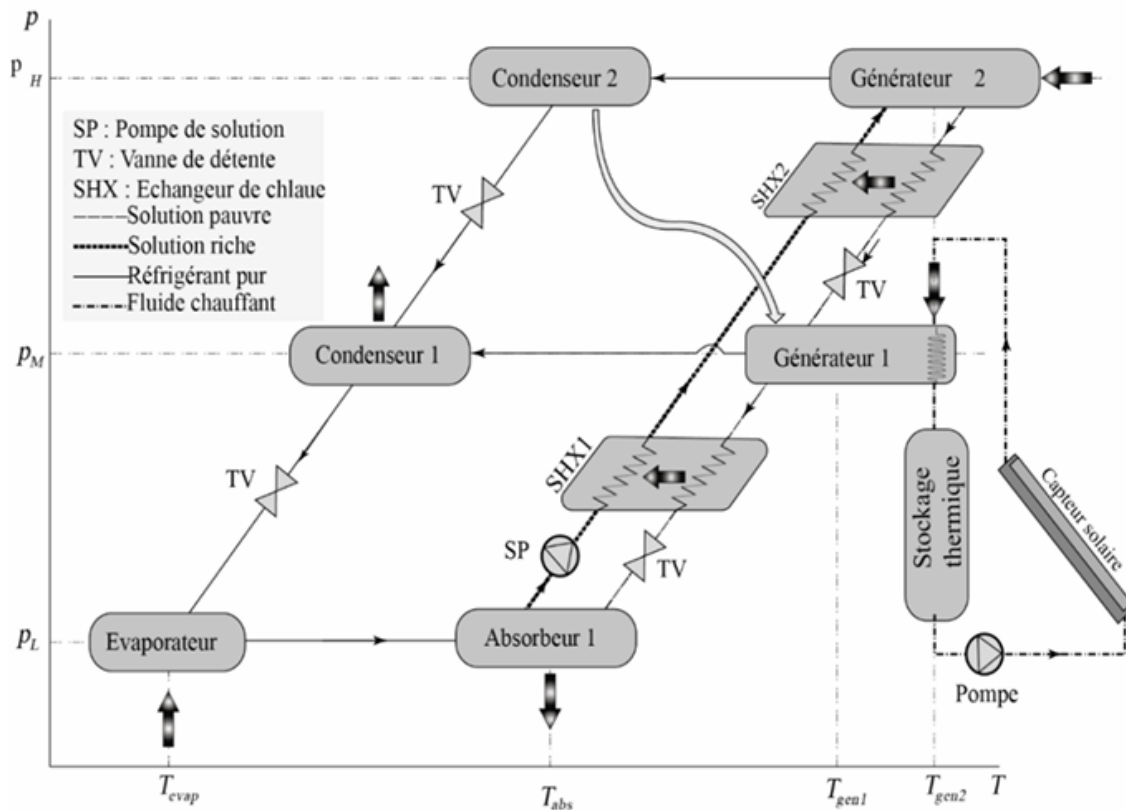


Figure II. 13 : Schéma de principe d'un système de réfrigération à absorption à double effet [74].

La recherche a montré que le COP d'un système de réfrigération par absorption à double effet peut atteindre 0.96 alors que le COP d'un système à simple effet est de 0.6.

II.3.2.3 Cycle d'absorption solaire à triple effet

Le cycle d'absorption solaire à triple effet est une évolution sophistiquée du cycle à absorption qui met en œuvre trois générateurs opérant à diverses températures afin d'optimiser l'emploi de la chaleur et d'accroître le rendement. Ce genre de cycle est couramment employé pour la climatisation solaire à haute efficacité [27].

Au sein de ce cycle, trois générateurs opèrent à diverses températures pour récupérer à maintes reprises la chaleur thermique fournie, optimisant ainsi l'exploitation de la source thermique solaire et rehaussant le coefficient de performance (COP) global du système. Pour obtenir ces niveaux élevés de thermodynamique, il est souvent requis d'utiliser des capteurs solaires thermiques à concentration, qui peuvent délivrer des températures d'entrée dépassant les 150 °C - 220 °C. Ces températures sont essentielles pour l'activation efficace des trois générateurs. Des recherches indiquent que cette disposition présente un COP supérieur aux systèmes à effet simple ou double. Bien qu'elle exige des températures de chaleur plus élevées

et une complexité technique supérieure, ces propriétés la rendent particulièrement appropriée pour les applications de climatisation solaire à grande échelle ou associées à des collecteurs solaires concentrateurs [38].

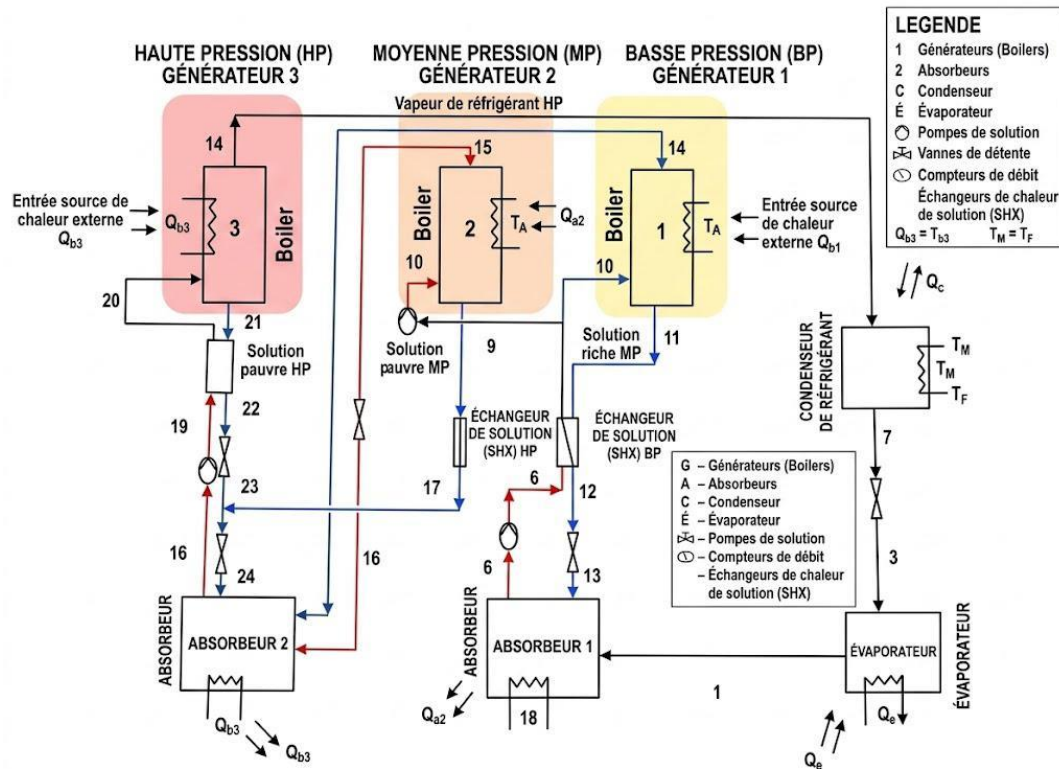


Figure II. 14 : Schéma de principe d'un système de réfrigération à absorption à triple effet

II.3.3 Différence entre absorption et adsorption

Il est crucial dans le contexte de la chimie et de la physique des matériaux, de faire la distinction entre l'absorption et l'adsorption, deux mécanismes de transfert de masse qui sont inverses. Tandis que l'absorption est un processus volumétrique où une substance s'infiltre et se diffuse de manière uniforme à travers la totalité de la masse d'un support (qu'il soit liquide ou solide), l'adsorption se caractérise par un phénomène purement de surface. Dans cette situation, les molécules se déposent uniquement sur la surface de l'adsorbant, formant une interface à haute concentration. Cette différenciation est essentielle, particulièrement pour améliorer les processus industriels de purification, de filtration ou de catalyse, où la réaction et la vitesse jouent un rôle crucial dans l'efficacité du transfert.

Dans ce tableau (Tableau 2) on va comparer entre absorption et adsorption

Tableau II. 1 : Synthèse des propriétés distinctives des phénomènes de sorption (absorption et adsorption)

	Absorption	Adsorption
Définition	L'assimilation d'espèces moléculaires dans la majeure partie du solide ou du liquide est appelée absorption.	L'accumulation des espèces moléculaires à la surface plutôt que dans la majeure partie du solide ou du liquide est appelée adsorption.
Phénomène	C'est un phénomène en vrac	C'est un phénomène de surface.
Échange de chaleur	Processus endothermique	Procédé exothermique
Température	Il n'est pas affecté par la température	Il est favorisé par basse température
Vitesse de réaction	Il se produit à un taux uniforme	Il augmente régulièrement et atteint l'équilibre
Concentration	C'est la même chose dans tout le matériel.	La concentration à la surface de l'adsorbant est différente de celle de la masse

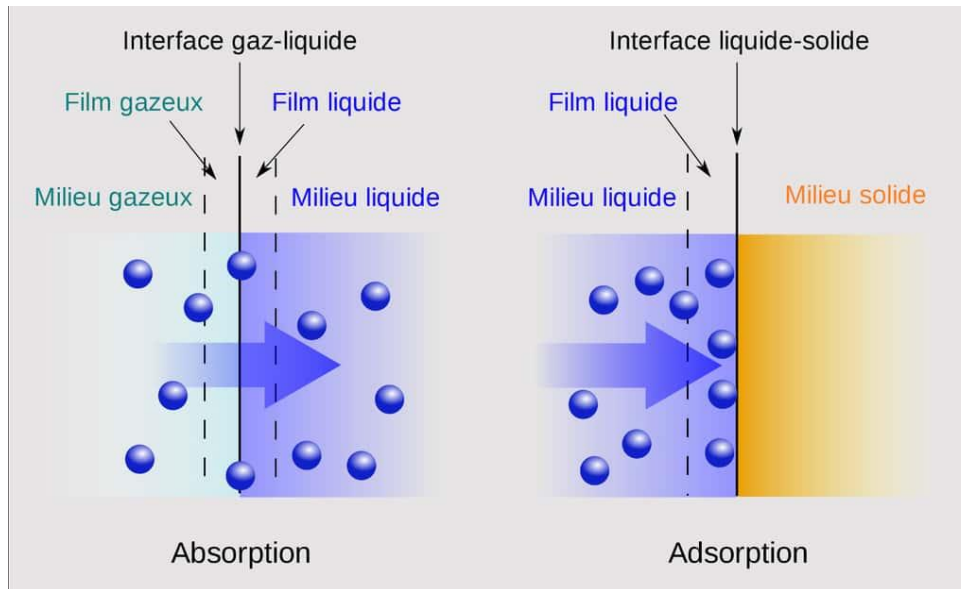


Figure II. 15 : Schéma illustratif des mécanismes d'absorption et d'adsorption [78].

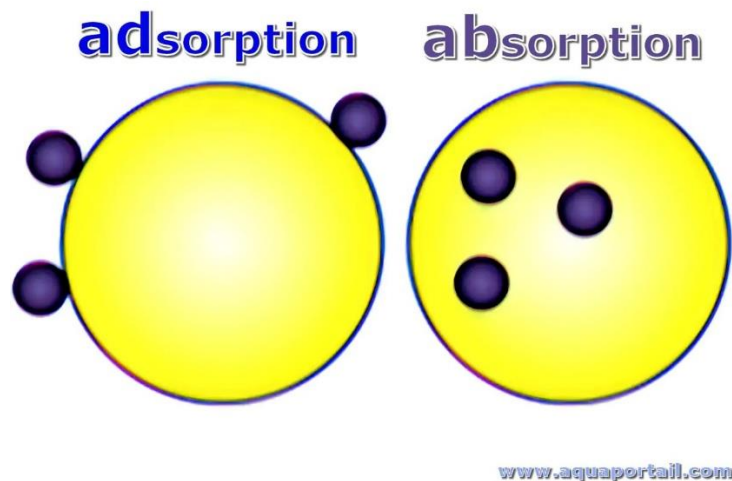


Figure II. 16 : Schéma comparatif des phénomènes d'adsorption et absorption [75].

II.4 Couple de travail utilisé

II.4.1 Eau – Bromure de lithium (H_2O / LiBr)

Le couple **eau–bromure de lithium ($\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$)** est l'un des plus utilisés dans les systèmes de réfrigération à absorption. Il est composé de l'eau comme fluide réfrigérant et du bromure de lithium comme absorbant [17]. Le principe repose sur la capacité du LiBr à absorber la vapeur d'eau, ce qui permet de maintenir une basse pression dans l'évaporateur et donc de produire du froid par évaporation de l'eau. Ensuite, la solution est chauffée dans le générateur pour séparer à nouveau l'eau du LiBr , assurant ainsi le fonctionnement continu du cycle. Ce

couple est particulièrement adapté aux applications de climatisation, car il offre un bon rendement énergétique et utilise un fluide naturel sans impact environnemental direct. Cependant, son utilisation reste limitée à des températures supérieures à 0 °C et nécessite un contrôle précis pour éviter des problèmes comme la cristallisation. Ainsi, le système H₂O/LiBr représente un compromis efficace entre performance, simplicité de fonctionnement et respect de l'environnement dans les cycles de réfrigération à absorption [41].

II.4.2 Ammoniac – Eau (NH₃ / H₂O)

Le couple **ammoniac–eau (NH₃/H₂O)** est largement utilisé dans les systèmes de réfrigération à absorption, notamment pour les applications nécessitant des basses températures. Dans ce système, l'ammoniac joue le rôle de réfrigérant tandis que l'eau agit comme absorbant. Le fonctionnement repose sur l'absorption de la vapeur d'ammoniac par l'eau dans l'absorbeur, suivie de sa désorption dans le générateur sous l'effet d'un apport de chaleur. L'ammoniac est ensuite condensé puis évaporé à basse pression pour produire l'effet frigorifique. Ce couple présente l'avantage majeur de pouvoir fonctionner à des températures inférieures à 0 °C, ce qui le rend adapté à la réfrigération industrielle et à la congélation.[42] De plus, l'ammoniac possède d'excellentes propriétés thermodynamiques, ce qui permet d'obtenir de bonnes performances énergétiques. Cependant, ce système présente certains inconvénients, notamment la toxicité et la corrosivité de l'ammoniac, ainsi que la nécessité d'ajouter un rectificateur pour séparer l'eau de l'ammoniac et garantir le bon fonctionnement du cycle. Ainsi, le couple NH₃/H₂O constitue une solution performante pour les applications à basse température, mais exige des précautions particulières en termes de sécurité et de conception [43].

II.4.3 Ammoniac – Chlorure de lithium (NH₃ / LiCl)

Le couple **ammoniac–chlorure de lithium (NH₃/LiCl)** constitue une alternative moins répandue dans les systèmes de réfrigération à absorption, mais présentant des caractéristiques intéressantes. Dans ce système, l'ammoniac agit comme fluide réfrigérant tandis que le chlorure de lithium joue le rôle d'absorbant grâce à sa forte capacité à capter la vapeur d'ammoniac. [44] Le fonctionnement repose sur le même principe général des cycles à absorption : l'ammoniac s'évapore à basse pression pour produire du froid, puis il est absorbé par le LiCl dans l'absorbeur, avant d'être désorbé dans le générateur sous l'effet d'un apport thermique. Ce couple présente l'avantage d'une bonne affinité entre les deux composants, ce qui favorise le processus d'absorption et peut améliorer certaines performances du cycle. Toutefois, son utilisation reste limitée en raison de problèmes pratiques tels que la corrosion, la stabilité

chimique et le manque de données expérimentales comparé aux couples classiques. Ainsi, le système NH_3/LiCl demeure principalement étudié dans un cadre de recherche, où il est considéré comme une option potentielle pour des applications spécifiques nécessitant des alternatives aux couples conventionnels [44].

II.4.4 Eau – Chlorure de calcium ($\text{H}_2\text{O} / \text{CaCl}_2$)

Le couple **eau–chlorure de calcium ($\text{H}_2\text{O}/\text{CaCl}_2$)** est un système utilisé dans certains procédés de réfrigération à absorption, bien qu'il soit moins courant que les couples classiques. Dans ce cas, l'eau agit comme fluide réfrigérant, tandis que le chlorure de calcium joue le rôle d'absorbant en raison de sa forte capacité hygroscopique [45]. Le fonctionnement repose sur l'absorption de la vapeur d'eau par la solution de CaCl_2 dans l'absorbeur, suivie de sa désorption dans le générateur sous l'effet d'un apport thermique, ce qui permet de maintenir le cycle frigorifique. Ce couple présente l'avantage d'utiliser des substances peu coûteuses, disponibles et relativement sûres pour l'environnement. Cependant, ses performances restent limitées en raison de problèmes tels que la cristallisation, une viscosité élevée de la solution et des propriétés thermodynamiques moins favorables comparées au système $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$. Ainsi, le couple $\text{H}_2\text{O}/\text{CaCl}_2$ est principalement étudié dans des contextes expérimentaux ou pour des applications spécifiques, notamment dans les systèmes de refroidissement à faible coût ou alimentés par énergie solaire [45].

II.4.5 Fonctionnement de ces couples repose sur un cycle absorption-désorption

Le fonctionnement des couples utilisés en **réfrigération à absorption** (tels que $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$, $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$, NH_3/LiCl ou $\text{H}_2\text{O}/\text{CaCl}_2$) repose sur un **cycle thermodynamique fermé basé sur le phénomène d'absorption–désorption**. Dans ce cycle, le fluide réfrigérant s'évapore à basse pression dans l'évaporateur en produisant l'effet frigorifique, puis la vapeur est absorbée par une solution absorbante dans l'absorbeur, ce qui permet de maintenir une basse pression dans le système. La solution riche est ensuite pompée vers le générateur où un apport de chaleur provoque la séparation du réfrigérant sous forme de vapeur (désorption). Cette vapeur est ensuite condensée dans le condenseur avant de retourner vers l'évaporateur, tandis que l'absorbant régénéré est recyclé vers l'absorbeur. Ainsi, le fonctionnement de ces couples repose sur l'exploitation des équilibres thermodynamiques entre phases liquide–vapeur et sur la capacité d'un absorbant à capter sélectivement le réfrigérant, permettant la continuité du cycle sans compression mécanique [46].

II.5 Avantage, inconvénient, limite et application

II.5.1 Avantages et inconvénients de réfrigération solaire à sorption

La réfrigération solaire à sorption présente plusieurs avantages et inconvénient, [47], [48], on les a citées dans tableau 3.

Tableau II. 2 : Représentation des avantages et des inconvénients de réfrigération solaire a sorption

Avantage	Inconvénient
• Efficacité énergétique : Elle permet de réduire la consommation d'énergie tout en minimisant l'impact environnemental.	• Faible coefficient de performance (COP) comparé aux systèmes à compression mécanique, dû aux irréversibilités thermodynamiques du cycle.
• Utilisation de ressources renouvelables : Ce système utilise l'énergie solaire pour produire du froid, ce qui remplace les systèmes utilisant des combustibles fossiles.	• Dépendance directe au rayonnement solaire, ce qui entraîne un fonctionnement intermittent et instable sans stockage thermique.
• Réduction des émissions de CO₂ : Chaque installation contribue à une production de froid sans nuire à l'environnement, contribuant ainsi à la lutte contre le changement climatique.	• Nécessité de températures élevées au générateur, imposant des capteurs solaires performants et augmentant le coût global
• Solutions durables pour les pays en développement : Elle offre une alternative pour la conservation de médicaments et denrées alimentaires dans des zones non électrifiées	• Problèmes de cristallisation des solutions (ex : LiBr) dans certaines conditions de fonctionnement.
• Réduction de l'impact environnemental, car le système peut fonctionner avec des fluides naturels (eau, ammoniac)	• Risques de corrosion des matériaux, nécessitant des traitements ou inhibiteurs chimiques.

II.5.2 Limites de la réfrigération solaire à sorption

Incluent des défis liés à l'efficacité thermodynamique, à la durabilité des matériaux et à la complexité des systèmes. Les systèmes à compression, par exemple, peuvent offrir une meilleure efficacité, mais nécessitent des coûts et des coûts d'entretien plus élevés. Les systèmes à effet Peltier, bien que moins efficaces, sont respectueux de l'environnement et silencieux. Les systèmes à effet Peltier peuvent être utilisés pour le stockage et la conservation des vaccins et produits médicaux, ainsi que pour la conservation des aliments et la réfrigération [49].

II.5.3 Application de Réfrigération solaire à sorption

Cette méthode est particulièrement utile dans les zones non électrifiées, où la réfrigération est essentielle pour la conservation de produits médicaux et alimentaire la conservation de vaccins, la production de froid pour la conservation des aliments, et la climatisation dans des zones rurales.

II.6 Conclusion

Ce chapitre a démontré que la réfrigération est un processus thermodynamique essentiel qui repose sur le transfert de chaleur d'un environnement à basse température vers une zone à température supérieure, ce qui nécessite une énergie externe. Il a été établi que ce processus est basé sur des cycles particuliers, y compris le cycle frigorifique, qui comprend des changements successifs du réfrigérant tels que l'évaporation, la compression, la condensation et l'expansion.

Chapitre III : Modélisation du système de réfrigération solaire à absorption

Chapitre III : Modélisation du système de réfrigération solaire à absorption

III.1 Introduction

Dans le cadre des systèmes de réfrigération par sorption, la sorption représente le processus essentiel qui garantit le transfert et la conversion du fluide frigorigène au sein du cycle thermodynamique. Cette expression fait référence à tous les processus physico-chimiques par lesquels un fluide frigorigène (sorbat) interagit avec un matériau actif (sorbant), soit par adsorption sur la surface d'un solide poreux, soit par absorption dans une phase liquide. Ces interactions, régies par des forces intermoléculaires de caractère physique ou chimique, favorisent l'alternance entre des phases d'adsorption et de désorption du fluide en réponse à des changements de température et de pression [51].

Dans un cycle de réfrigération à sorption, ce processus est utilisé pour remplacer le compresseur mécanique des cycles traditionnels par une contribution thermique externe, habituellement provenant de sources à basse ou moyenne température comme l'énergie solaire. Une fois les aspects fondamentaux liés à la sorption exposés, il est maintenant temps de se pencher sur l'absorption.



Figure III. 1 : Installation expérimentale d'un système à absorption

La méthode de réfrigération par absorption emploie une source thermique pour produire du froid, sans avoir besoin d'électricité. On utilise généralement un réfrigérant à base d'ammoniac et un absorbant tel que l'eau ou une solution saline. Le principe repose sur des

cycles de condensation et d'absorption du réfrigérant, facilitée par des changements de pression et de température. Cette méthode est particulièrement bénéfique dans les régions où l'approvisionnement en électricité est précaire ou inexistant [52].

III.2 Zone de d'étude (Tlemcen, Chetouane)

III.2.1 Wilaya de Tlemcen

Comme le montre la Figure III.2, elle se trouve dans la partie nord-ouest de l'Algérie, à 520 km à l'ouest de la capitale Alger, et à 140 km au sud-ouest d'Oran. De plus, elle est proche de la frontière marocaine, située à 76 km à l'est de la ville marocaine d'Oujda. La ville est bâtie dans l'intérieur des terres, à une distance de 40 km de la mer Méditerranée.

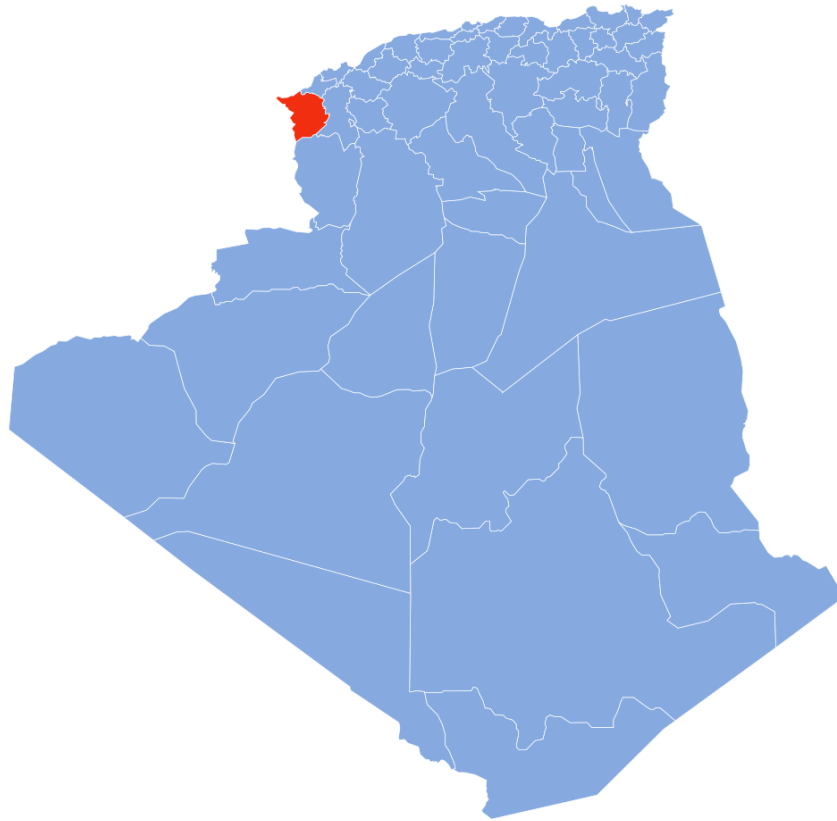


Figure III. 2 : Wilaya de Tlemcen dans la carte d'Algérie

III.2.2 Région de mesure Chetouane

Chetouane est située sur un relief semi-montagneux comme saisi dans la Figure III.3 avec une altitude moyenne d'environ 550 m ce qui influence directement son climat. La région présente un climat méditerranéen semi-aride : les étés sont chauds et secs avec des températures pouvant atteindre 30 à 34 °C, tandis que les hivers sont frais à froids (environ 5 à 15 °C)



Figure III. 3 : Localisation de la daïra de Chetouane dans la wilaya de Tlemcen

III.2.3 Rayonnement solaire à Chetouane

Dans la zone de Chetouane, l'intensité du rayonnement solaire est forte grâce au climat méditerranéen semi-aride. On estime que l'exposition solaire moyenne sur l'année se situe entre 4,5 et 5,5 kWh/m²/jour, avec des pics en été pouvant atteindre plus de 7 kWh/m²/jour en raison d'une durée d'ensoleillement importante (dépassant souvent les 10 à 12 heures par jour). Durant la saison hivernale, son niveau se réduit à approximativement 2,5 à 3,5 kWh/m²/jour en raison de la présence des nuages et de la diminution de l'angle solaire. En général, la zone profite de plus de 2800 à 3000 heures d'ensoleillement annuelles, ce qui est très avantageux pour l'énergie solaire ainsi que pour les applications agricoles qui dépendent de la lumière [53].

III.3 Capteurs solaire

III.3.1 Définition

L'énergie solaire atteint la Terre sous forme de rayonnement électromagnétique. Ce type de rayonnement partage des similarités avec les ondes radioélectriques, cependant il se distingue par sa gamme de fréquences unique. L'attrait du solaire est pratiquement uniforme à travers tout le pays. Dans le Sud, l'ensoleillement est plus intense, tandis que dans le Nord, les besoins en chauffage sont plus importants et répartis sur toute l'année [54].

L'énergie peut être obtenue grâce à des capteurs solaires thermiques ou photovoltaïques. Des capteurs solaires thermiques permettent de convertir directement le rayonnement solaire

en chaleur. Cette méthode peut être utilisée pour le chauffage des résidences, des piscines, la production d'eau chaude domestique, ou encore pour le séchage des récoltes (fourrage, céréales, fruits) [54].

Dans sa configuration basique, le capteur plan se compose d'une surface noir mat (non réfléchissant) comme (Figure III.4) dotée de canaux internes par lesquels un fluide parcourt et extrait la chaleur solaire absorbée. Une telle surface engendre des pertes de chaleur considérables. Une isolation efficace placée derrière le capteur et une couverture en verre transparent disposée devant celui-ci réduisent grandement les pertes. Démonstre une configuration basique d'un capteur plan en verre. Le couvercle transparent peut être fabriqué en plastique ou tout autre matériau translucide, en tenant compte de l'altération des propriétés optiques due aux rayons ultraviolets. L'absorbeur est conçu à partir de cuivre, d'aluminium ou même de fer.

On accorde une attention spéciale aux interactions potentielles entre le matériau et le fluide de transfert thermique. Il s'agit généralement d'eau avec quelques additifs qui empêchent la congélation. Toutefois, l'utilisation d'autres fluides caloporteurs est possible selon la température de fonctionnement. L'absorbeur est doté d'un revêtement de matériau sélectif qui présente une forte capacité d'absorption et une faible émission. On estime que les revêtements actuels ont une émissivité comprise entre 0.05 et 0.25, et une absorptivité allant de 0.9 à 0.95. L'emploi du double vitrage contribue à diminuer les déperditions d'énergie d'un facteur allant de 1 à 1,5. Une autre possibilité pour améliorer un capteur plat consiste à étendre la surface du capteur à plusieurs mètres carrés, surpassant ainsi les surfaces standard qui se situent autour de 2 m². Cela permet de minimiser les pertes liées à la structure du capteur. L'usage le plus courant de cette technologie est pour la production d'eau chaude domestique, cependant, elle peut également servir à réchauffer des édifices. Dans le cadre du rafraîchissement solaire, ces capteurs sont combinés aussi bien avec les cycles de sorption fermés qu'avec les cycles de dessiccation ouverts [54].



Figure III. 4 : Capteur solaire plan mate (non réfléchissant)

III.3.2 Caractéristiques techniques des capteurs solaires plans

III.3.2.1 Principe

Un capteur solaire thermique a pour mission de convertir le rayonnement solaire qu'il capte en énergie thermique exploitable, généralement via un fluide caloporteur (comme l'eau, l'air etc.) [54].

Le schéma de principe d'un capteur solaire plan est donné sur la figure :

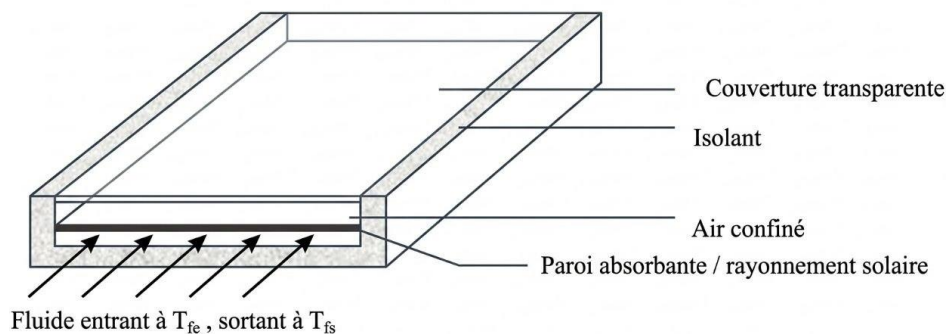


Figure III. 5 : Schéma de principe d'un capteur solaire plan [54].

La paroi absorbante s'échauffe sous l'effet de l'absorption du rayonnement solaire incident. Le fluide qui circule sous cette paroi récupère par convection.

Une partie de cette énergie absorbée et subit une élévation de température $T_{fs}-T_{fe}$ à la traversée du capteur. [54]

III.3.3 Caractéristiques techniques des différents composants

Le capteur solaire plan se compose essentiellement des éléments suivants [54] :

- une plaque opaque qui absorbe le rayonnement solaire et transmette au fluide Caloporteur.

- une isolation thermique arrière est latérale.
- une couverture transparente généralement en verre a simple ou à doubler qui assure
- L'effet de serre et évite le refroidissement de l'absorbeur en protégeant de vent.

III.3.3.1 Absorbeur d'un capteur plan

Deux fonctions incombent à l'absorbeur [54]:

1. absorber la plus grande partie du rayonnement solaire possible
2. transmettre la chaleur produite vers le fluide caloporteur avec un minimum de pertes.

Par ailleurs, il faut qu'il soit le plus léger possible pour minimiser l'inertie de mise en régime et qu'il soit fabriqué avec un matériau ayant une bonne conductivité.

Les absorbeurs sont généralement confectionnés à partir de feuilles métalliques minces qui présentent une conductivité remarquable et une robustesse mécanique notable. C'est pourquoi les absorbeurs sont souvent fabriqués à partir d'un substrat en cuivre de 0,2 mm qui est ensuite recouvert d'une finition de surface [54].

L'absorbeur en général est disposé de 25 mm à 30 mm d'isolant.

Le rôle de l'absorbeur est de capter au maximum le rayonnement et de réémettre le moins possible [54].

On a désigné ces surfaces qui absorbent le plus et réémettent le moins comme des surfaces « sélectives ».

Il est crucial que l'absorbeur ait une haute sélectivité, qui est renforcée grâce à des traitements de surface. Ces traitements confèrent au support des propriétés telles qu'une excellente capacité à absorber la lumière solaire et une émission limitée du rayonnement infrarouge (due à la chaleur produite) [54].

Deux coefficients déterminent les caractéristiques de ces absorbeurs :

α : coefficient d'absorption (0 à 1, optimum : 1)

ε : coefficient d'émission (0 à 1, optimum : 0)

On peut obtenir ce type de finition de surface via des méthodes électrochimiques ou électro physiques. Dans ce domaine, de nombreux progrès ont été accomplis. Les plus significatifs, classés selon leur apparition, seront exposés et mis en comparaison avec la peinture noire [54].

III.3.4 Différents revêtements possibles

a. Peinture noire : L'usage de peinture noir mat commerciale permet d'obtenir un coefficient d'absorption α se situant entre 0,9 et 0,95. Cependant, le niveau d'émission qui lui est associé est très haut (0,85) [4].

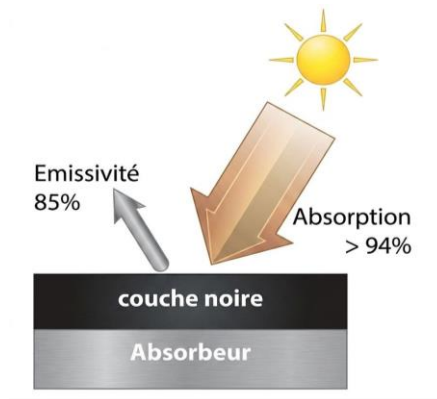


Figure III. 6 : Peinture noire sur absorbeur

b. Oxyde de chrome: Le « black chrome » (teinte noire) est constitué d'oxyde de chrome appliqué sur une base de nickel, l'ensemble créant un revêtement incroyablement mince sur un substrat métallique. Son coefficient d'absorption pour $\lambda = 3$ est de 0,95, tandis que son coefficient d'émission varie entre 0,12 et 0,18 [54].

c. Traitement sous vide: Ce revêtement sélectif, élaboré en 1995 et identifiable grâce à sa teinte bleu marine, repose sur une méthode qui implique l'application de divers métaux (titane, etc.) sur la surface absorbante dans un environnement sous vide. Le coefficient d'absorption de $\lambda = 3$ obtenu dépasse 0,95 et le coefficient d'émission ϵ , est inférieur à 0,05 [54].

Tableau III. 1 : Différents traitements de surface [54].

Revêtement	Absorption : α	Emission : ϵ
Peinture noire	0.9 - 0.95	> 0.85
Black chrome	0.95	0.12 à 0.18
Dépôt sous vide	> 0.95	< 0.05

III.3.5 Équation de la puissance utile du capteur plan

La puissance utile fournie par le capteur plan s'écrit [55] [56] :

$$\dot{Q}_u = F_R \cdot A_c [G_g \cdot (\tau\alpha) - U_L (T_{in} - T_{amb})] \quad (III.1)$$

$$F_R = \frac{\dot{m} \cdot C_p}{A_c \cdot U_L} \left[1 - \exp \left(\frac{-A_c \cdot U_L \cdot F}{\dot{m} \cdot C_p} \right) \right] \quad (III.2)$$

- $\dot{Q}_u$: puissance utile (W).
- F_R : Facteur d'enlèvement de chaleur.
- A_c : surface de l'absorbeur (m²).
- G_g : rayonnement global incident sur le plan du capteur (W/m²). sa valeur dépend du lieu, de l'heure, de la saison et de l'orientation du capteur.
- F : facteur d'efficacité du capteur.
- $\tau\alpha$: produit transmittance-absorbance du capteur plan (verre + absorbeur).
- U_L : coefficient global de pertes thermiques (W/m²·K).
- T_{amb} : température ambiante (K ou °C).
- T_m : température moyenne de l'absorbeur ou du fluide (K ou °C).
- T_{in} : température d'entrée (K ou °C).
- T_{out} : température de sortie (K ou °C).
- $\dot{m}$: débit massique du fluide (Kg/S)

III.3.6 Rendement thermique instantané du capteur plan

On peut aussi l'écrire sous forme de rendement [56] [57] :

$$\eta = \frac{Q_u}{A_c \cdot G_g} = F_R [\tau\alpha - U_L \cdot \frac{T_m - T_{amb}}{G_g}] \quad (III.3)$$

$$T_m = \frac{T_{in} + T_{out}}{2} \quad (III.4)$$

III.4 Modélisation d'un refroidisseur à absorption ammoniac/eau

III.4.1 Présentation générale du cycle

La Figure III.7 présente le schéma de principe du groupe frigorifique à absorption fonctionnant avec le couple binaire ammoniac-eau ($\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$). Ce système assure la production de froid sans compresseur mécanique à gaz, en exploitant l'affinité thermochimique entre le réfrigérant (NH_3) et l'absorbant (H_2O). Le cycle comprend six composants principaux : le désorbeur (générateur), le rectifieur, le condenseur, le détendeur côté réfrigérant, l'évaporateur et l'absorbeur, auxquels s'ajoutent une pompe de solution, un échangeur de chaleur de solution et un second détendeur côté solution pauvre.

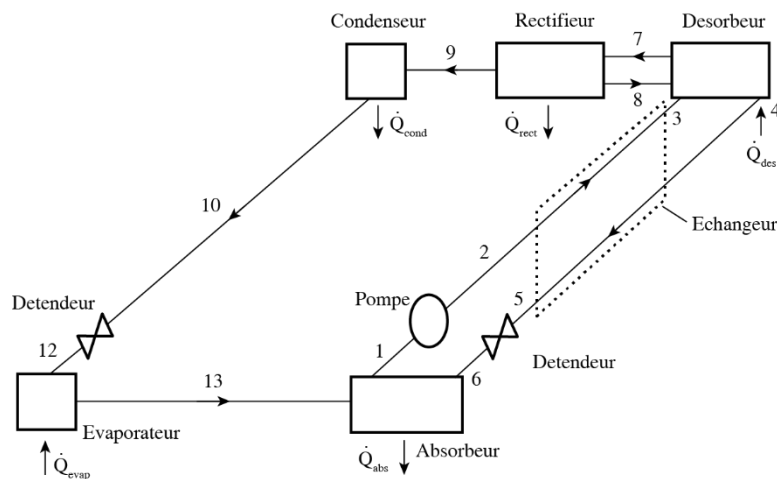


Figure III. 7 Schéma d'un groupe frigorifique à absorption ammoniac/eau

Le cycle opère entre deux niveaux de pression : la haute pression (HP), qui règne dans le désorbeur, le rectifieur et le condenseur, et la basse pression (BP), qui règne dans l'évaporateur et l'absorbeur. La pompe assure le relèvement de pression de la solution riche en NH_3 de BP à HP, tandis que les deux détendeurs assurent les détente isenthalpiques correspondantes. La numérotation des états thermodynamiques, de 1 à 13, est reportée sur le schéma conformément aux conventions adoptées dans le modèle de simulation développé sous EES.

III.4.2 Description détaillée des composants et des états thermodynamiques

III.4.2.1 Absorbeur et pompe de solution (états 1, 2)

L'absorbeur constitue le point d'entrée du cycle côté solution. La vapeur de NH_3 sortant de l'évaporateur (état 13, $T = -10^\circ\text{C}$, titre $x = 0,975$) est absorbée par la solution pauvre arrivant du détendeur de solution (état 6). Ce processus est exothermique ; la chaleur rejetée $\dot{Q}_{\text{abs}}$ est évacuée vers le milieu extérieur (eau ou air).

La solution résultante, riche en NH_3 avec une fraction massique x_1 , quitte l'absorbeur à l'état 1 sous forme de liquide saturé à $T_1 = 40^\circ\text{C}$. La pompe de solution reçoit cette solution à l'état 1 (BP) et la refoule à l'état 2 (HP), avec un débit massique de solution $\dot{m}_{\text{sol}} = 1 \text{ kg/s}$. Le rendement isentropique de la pompe est fixé à $\eta_p = 0,85$; le travail de pompage, bien que faible par rapport aux échanges thermiques du cycle, est pris en compte dans le bilan énergétique global.

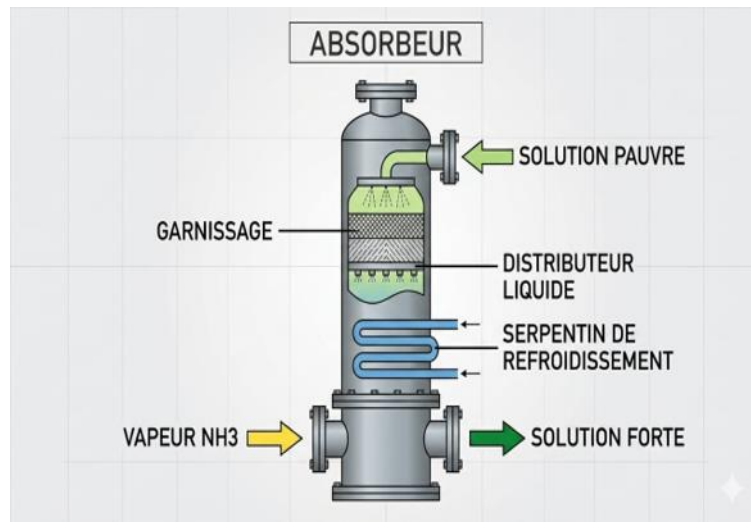


Figure III. 8 : Schéma du fonctionnement d'absorbeur d'un système de réfrigération à absorption

III.4.2.2 Échangeur de chaleur de solution (états 2, 3, 5, 6)

L'échangeur de chaleur de solution (ECS) est un régénérateur interne représenté par les lignes pointillées sur la Figure III7. Il met en contact thermique la solution riche froide sortant de la pompe (état 2, HP) et la solution pauvre chaude sortant du désorbeur (état 4, HP) après sa détente vers l'état 5 (BP). La solution riche est préchauffée de l'état 2 à l'état 3 avant d'entrer dans le désorbeur, ce qui réduit l'apport de chaleur $\dot{Q}_{\text{des}}$ nécessaire à la désorption. Symétriquement, la solution pauvre est refroidie de l'état 5 à l'état 6 avant le détendeur, favorisant une meilleure absorption dans l'absorbeur. L'efficacité de cet échangeur est fixée à $\varepsilon_{\text{ECS}} = 0,85$.

III.4.2.3 Désorbeur (générateur thermique, états 3, 4, 7)

Le désorbeur est le composant haute pression alimenté par la chaleur externe $\dot{Q}_{\text{des}}$ (source chaude, par exemple gaz de combustion ou eau chaude). La solution riche préchauffée (état 3) y est portée à haute température, provoquant la vaporisation préférentielle du NH_3 . Deux flux quittent le désorbeur : la vapeur riche en NH_3 (état 7, vapeur saturée, $x_7 = 0,9996$) dirigée vers le rectifieur, et la solution pauvre résiduelle (état 4, liquide saturé) contenant une fraction

massique x_4 telle que $x_1 - x_4 = 0,10$. Cette différence de concentration constitue le paramètre clé qui fixe le taux de circulation de solution.

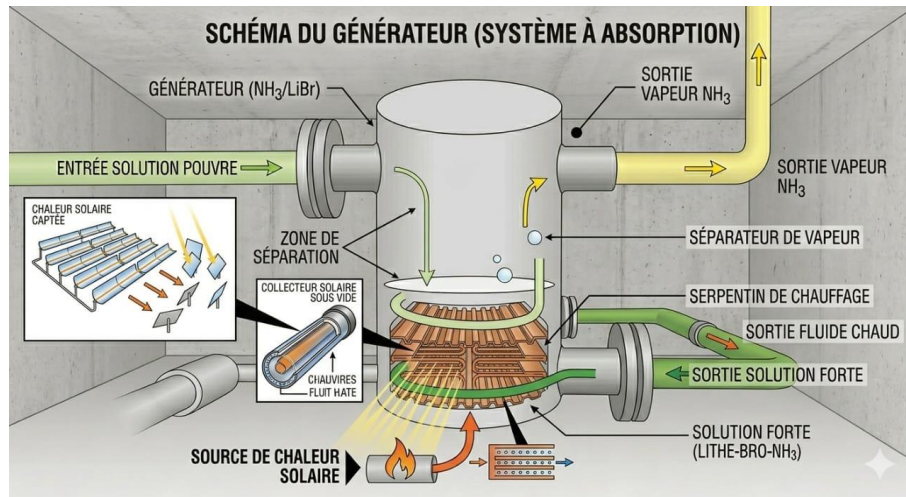


Figure III. 9 : Schéma du générateur d'un système réfrigération a absorption

III.4.2.4 Rectifieur (états 7, 8, 9)

Le rectifieur est un composant spécifique aux cycles $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$, absent dans les cycles utilisant des réfrigérants purs. Son rôle est d'épurer la vapeur sortant du désorbeur (état 7) en éliminant les traces d'eau qu'elle contient encore. Pour ce faire, une fraction de la vapeur est partiellement condensée à l'intérieur du rectifieur, la chaleur dégagée $\dot{Q}_{\text{rect}}$ étant évacuée vers l'extérieur.

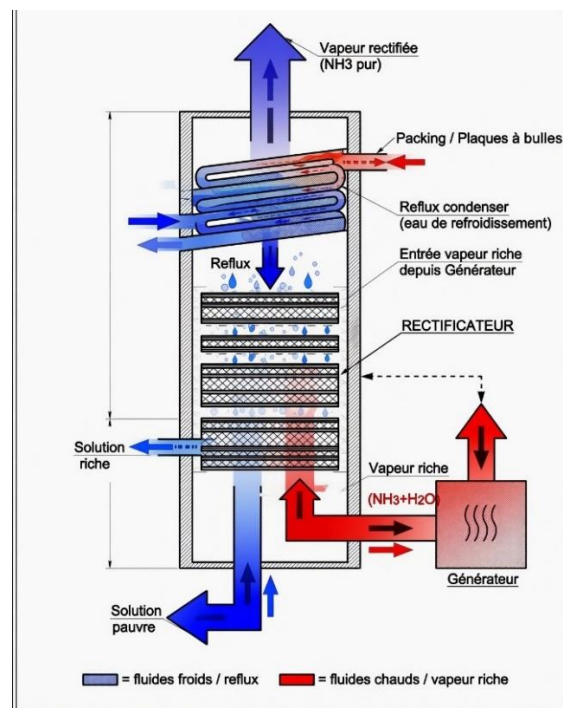


Figure III. 10 : Schéma du rectificateur d'un système de réfrigération à absorption

Le condensat ainsi formé, riche en eau (état 8, liquide, $x_8 \approx 0$), est renvoyé par reflux gravitaire ou par un circuit de retour vers le désorbeur, enrichissant à nouveau la solution en absorbant. La vapeur épurée (état 9) quittant le rectifieur présente une fraction massique en NH_3 de $x_9 = 0,9996$, ce qui la rend thermodynamiquement proche d'un réfrigérant pur et garantit des performances d'évaporation satisfaisantes à basse température.

III.4.2.5 Condenseur (états 9, 10)

La vapeur de NH_3 quasi-pure (état 9) entre dans le condenseur où elle cède sa chaleur latente de condensation $\dot{Q}_{\text{cond}}$ au milieu de refroidissement. Le NH_3 quitte le condenseur à l'état 10 sous forme de liquide saturé à $T_{10} = 40^\circ\text{C}$ (même température que la sortie de l'absorbeur, conformément à l'hypothèse d'un milieu de refroidissement commun). La chaleur évacuée au condenseur, ajoutée à celle évacuée au rectifieur, constitue le rejet thermique côté haute pression du cycle.

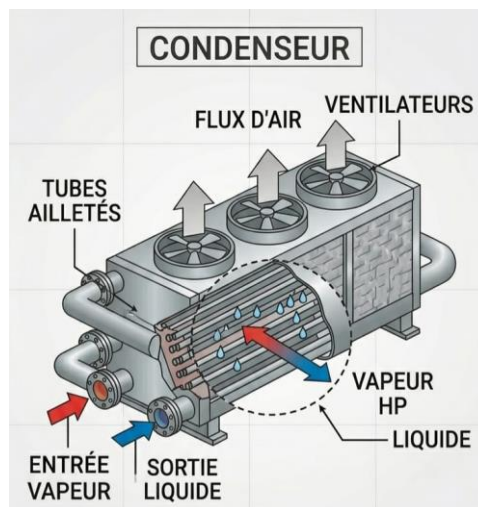


Figure III. 11 : Principe de condensation d'un fluide frigorigène dans un condenseur

III.4.2.6 Détendeur réfrigérant et évaporateur (états 10, 12, 13)

Le NH_3 liquide (état 10) subit une détente isenthalpique dans le détendeur réfrigérant, passant de la haute pression à la basse pression (état 12). Cette détente provoque une vaporisation partielle du fluide, abaissant sa température jusqu'au niveau de l'évaporation souhaitée.

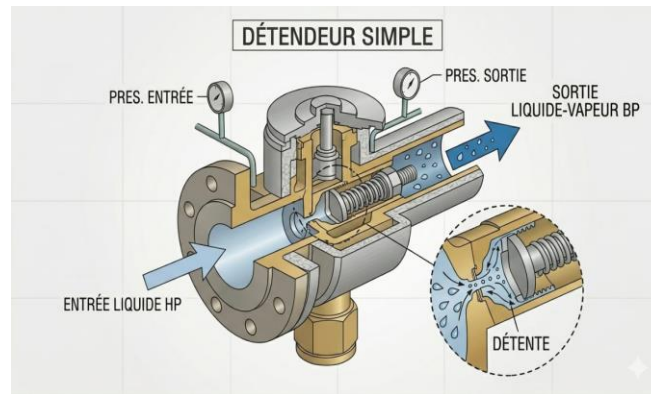


Figure III. 12 Schéma fonctionnement du Détendeur

Dans l'évaporateur, le mélange biphasique de NH_3 absorbe la chaleur frigorigène $\dot{Q}_{\text{evap}}$ provenant de la source froide (air ou fluide à refroidir). La sortie de l'évaporateur correspond à l'état 13, caractérisé par une température de saturation $T_{13} = -10\text{ }^{\circ}\text{C}$ et un titre massique de vapeur $x_{13} = 0,975$, indiquant un taux de vaporisation élevé mais non total, ce qui protège l'absorbeur d'une entrée de vapeur surchauffée.

III.4.3 Hypothèses et données numériques du modèle

Le modèle thermodynamique développé sous EES repose sur les hypothèses et données numériques suivantes :

- La température de saturation en sortie d'évaporateur est $T_{13} = -10\text{ }^{\circ}\text{C}$, avec un titre de vapeur $x_{13} = 0,975$ (état biphasique).
- Les liquides saturés en sortie d'absorbeur et de condenseur sont à $T_1 = T_{10} = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$ (états 1 et 10 respectivement), ce qui implique une température ambiante de rejet identique pour les deux échangeurs.
- La différence de fraction massique en NH_3 entre la solution riche et la solution pauvre est $\Delta x = x_1 - x_4$, fixant le taux de circulation massique de solution.
- La fraction massique en NH_3 de la vapeur produite par le rectifieur est $x_9 = 0,9996$, caractéristique d'un NH_3 quasi-anhydre.
- Le débit massique de solution traversant la pompe est $\dot{m}_{\text{sol}} = 1\text{ kg/s}$.
- Le rendement isentropique de la pompe est $\eta_p = 0,85$.
- l'efficacité de l'échangeur de chaleur de solution est $\varepsilon_{\text{ECS}} = 0,85$.
- Les états aux sorties du désorbeur (état 7, vapeur) et du rectifieur (état 8, liquide de reflux) sont considérés saturés (qualité respectivement égale à 1 et 0).

Ces hypothèses permettent de déterminer l'ensemble des propriétés thermodynamiques (enthalpies, entropies, fractions massiques, débits) en chaque état du cycle, à partir des

fonctions de propriétés $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ implémentées dans la bibliothèque REFPROP interfacée avec EES.

Étant donné que les pertes de charge dans le cycle ne sont pas prises en compte dans cette analyse, ce cycle ne comporte que deux niveaux de pression, et les chutes de pression ne se produisent qu'au niveau des vannes. La basse pression est déterminée par les conditions de saturation à la sortie de l'évaporateur (état 13), qui sont connues grâce aux relations de propriétés, puisque la température, la fraction massique totale et la qualité à l'état 13 sont spécifiées.

$$P_1 = P_6 = P_{12} = P_{13} = P_{\text{sat}}(T_{13}, x_{13}, Q_{13}) \quad \text{III.5}$$

La haute pression est déterminée par les conditions de saturation à la sortie du condenseur (état 10)

$$P_2 = P_3 = P_4 = P_5 = P_7 = P_8 = P_9 = P_{10} = P_{\text{sat}}(T_{10}, x_{10}, Q_{10}) \quad \text{III.6}$$

Comme ce cycle comporte des boucles, ces bilans sont couplés et les équations devront être résolues simultanément. Pour la pompe :

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad \text{III.7}$$

$$\dot{m}_1 x_1 = \dot{m}_2 x_2 \quad \text{III.8}$$

$$\dot{W}_{\text{pompe}} = \dot{m}_2 h_2 - \dot{m}_1 h_1 \quad \text{III.9}$$

La température, la pression et la qualité à l'état 1 sont connues, ce qui permet de déterminer la fraction massique et l'enthalpie spécifique à l'état 1. Le bilan énergétique de la pompe détermine l'enthalpie spécifique à l'état 2.

L'échangeur de chaleur de la solution nécessite des bilans de masse et d'ammoniac pour chacun des deux flux, un bilan énergétique global, ainsi qu'une équation de débit thermique basée sur l'efficacité connue de l'échangeur de chaleur.

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 \quad \text{III.10}$$

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5$$

$$\dot{m}_2 x_2 = \dot{m}_3 x_3 \quad \text{III.11}$$

$$\dot{m}_4 x_4 = \dot{m}_5 x_5$$

$$\dot{m}_2 h_2 - \dot{m}_4 h_4 = \dot{m}_3 h_3 - \dot{m}_5 h_5 \quad \text{III.12}$$

Pour calculer le débit thermique entre les deux flux, il faut déterminer le coefficient de capacité thermique minimal (le produit du débit massique par la chaleur spécifique) et appliquer la définition de l'efficacité du transfert thermique :

$$\dot{Q}_{\text{ECS}} = \varepsilon_{\text{ECS}} \dot{C}_{\min} (T_4 - T_2) \quad \text{III.13}$$

Où

$$\dot{C}_{\min} = \min(\dot{C}_{23}, \dot{C}_{45}), \quad \dot{C}_{23} = \frac{h_2 - h_3}{T_2 - T_3}, \quad \dot{C}_{45} = \frac{h_4 - h_5}{T_4 - T_5}$$

$$\dot{Q}_{\text{ECS}} = \dot{m}_2 (h_2 - h_3)$$

$$\dot{Q}_{\text{ECS}} = \dot{m}_4 (h_4 - h_5)$$

Étant donné que le désorbeur et le rectifieur sont étroitement couplés, il est peut-être préférable de formuler et de résoudre les équations pour ces deux composants. Les bilans massiques, d'ammoniac et énergétiques du désorbeur donnent :

$$\dot{m}_3 + \dot{m}_8 = \dot{m}_4 + \dot{m}_7 \quad \text{III.14}$$

$$\dot{m}_3 x_3 + \dot{m}_8 x_8 = \dot{m}_4 x_4 + \dot{m}_7 x_7 \quad \text{III.15}$$

$$\dot{m}_3 h_3 + \dot{m}_8 h_8 + \dot{Q}_{\text{des}} = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_7 h_7$$

Pour le rectifieur :

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 + \dot{m}_9 \quad \text{III.16}$$

$$\dot{m}_7 x_7 = \dot{m}_8 x_8 + \dot{m}_9 x_9 \quad \text{III.17}$$

$$\dot{m}_7 x_7 = \dot{m}_8 h_8 + \dot{m}_9 h_9 + \dot{Q}_{\text{rect}} \quad \text{III.18}$$

De plus, il est nécessaire de connaître la température et la fraction massique d'ammoniac du liquide revenant du rectifieur (état 8). Ces informations nécessitent normalement une spécification de la conception du rectifieur ainsi qu'une analyse détaillée des transferts de chaleur et de masse.

Cependant, une approximation simple donnant des résultats raisonnables consiste à formuler deux hypothèses : supposer que la vapeur sortant du désorbeur (état 7) est en équilibre avec le liquide entrant (état 3) et (2) que le liquide sortant du rectifieur (état 8) est en équilibre avec la vapeur entrante (état 7). La première hypothèse correspond au cas limite d'un désorbeur à contre-courant idéal. La seconde hypothèse correspond à un rectifieur réversible. Prises conjointement, ces conditions exigent : $T_8 = T_7$ et $x_8 = x_3$.

Pour le détendeur situé entre l'échangeur de chaleur à solution et l'absorbeur, les bilans massiques et énergétiques s'écrivent comme suit :

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 \quad \text{III.18}$$

$$h_5 = h_6 \quad \text{III.19}$$

$$x_5 = x_6 \quad \text{III.20}$$

Pour le condenseur :

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10} \quad \text{III.21}$$

$$x_9 = x_{10}$$

$$\dot{Q}_{\text{cond}} = \dot{m}_9 h_9 - \dot{m}_{10} h_{10} \quad \text{III.22}$$

Pour le détendeur :

$$\dot{m}_{12} = \dot{m}_{10}$$

$$x_{12} = x_{10} \quad \text{III.23}$$

$$h_{12} = h_{10}$$

Pour l'évaporateur :

$$\dot{m}_{12} = \dot{m}_{13} \quad \text{III.24}$$

$$x_{12} = x_{13}$$

$$\dot{Q}_{\text{evap}} = \dot{m}_{13} h_{13} - \dot{m}_{12} h_{12} \quad \text{III.25}$$

Le dernier composant du système est l'absorbeur. Il faut introduire également des bilans massiques et d'ammoniac pour l'absorbeur.

$$\dot{m}_{13} h_{13} + \dot{m}_6 h_6 = \dot{m}_1 h_1 + \dot{Q}_{\text{abs}} \quad \text{III.26}$$

Enfin, le COP du groupe tenant compte du travail de la pompe :

$$\text{COP}_1 = \frac{\dot{Q}_{\text{evap}}}{\dot{Q}_{\text{des}} + \dot{W}_{\text{pompe}}} \quad \text{III.27}$$

Ou en négligeant le travail de la pompe :

$$\text{COP}_1 = \frac{\dot{Q}_{\text{evap}}}{\dot{Q}_{\text{des}}} \quad \text{III.28}$$

III.5 Conclusion

Ce chapitre a permis de poser les bases théoriques et méthodologiques nécessaires à l'étude du système de réfrigération solaire à absorption $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ développé dans ce travail.

Dans un premier temps, la zone d'étude — la région de Chetouane, dans la wilaya de Tlemcen — a été caractérisée sur le plan climatique et géographique. Son climat méditerranéen semi-aride, combiné à un gisement solaire favorable (irradiation annuelle moyenne de 4,5 à 5,5 kWh/m²/jour et plus de 2800 heures d'ensoleillement par an), confirme la pertinence du choix de cette région pour l'intégration d'un système de rafraîchissement solaire, la demande en froid étant naturellement corrélée à la disponibilité de la ressource solaire.

Dans un second temps, les principes de fonctionnement des capteurs solaires plans ont été rappelés : constitution, rôle de l'absorbeur, importance des traitements de surface sélectifs (peinture noire, black chrome, dépôt sous vide) sur les performances thermiques, ainsi que les équations gouvernant la puissance utile et le rendement instantané du capteur. Ces éléments constituent la base du dimensionnement du sous-système de captation solaire qui alimentera le désorbeur du cycle à absorption.

Enfin, le cœur de ce chapitre a été consacré à la modélisation thermodynamique du cycle de réfrigération à absorption $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ à un seul étage, muni d'un rectifieur. Les six composants principaux du cycle: absorbeur, pompe de solution, échangeur de chaleur de solution, désorbeur, rectifieur, condenseur, détendeurs et évaporateur — ont été décrits en détail, avec les treize états thermodynamiques associés. Les hypothèses simplificatrices retenues (absence de pertes de charge, efficacité de l'échangeur de solution fixée à 0,85, rendement isentropique de la pompe de 0,85, équilibre thermodynamique aux sorties du désorbeur et du rectifieur) ont été justifiées et permettent d'obtenir un modèle représentatif tout en restant exploitable analytiquement. Les bilans de masse, de matière (fraction massique en NH_3) et d'énergie ont été formulés pour chaque composant, aboutissant aux expressions du coefficient de performance (COP) du cycle, avec et sans prise en compte du travail de pompage.

L'ensemble de ce cadre théorique, implémenté sous *Engineering Equation Solver* (EES) à l'aide des fonctions de propriétés thermodynamiques $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$, constitue l'outil de simulation qui sera exploité dans le chapitre suivant pour la validation du modèle en régime permanent et pour l'étude paramétrique de l'influence des principales variables opératoires (température de

désorption, écart de concentration Δx , température d'évaporation, température de rejet) sur les performances du cycle.

Chapitre IV : Résultats, analyse et optimisation

Chapitre IV : Résultats, analyse et optimisation

IV.1 Introduction

Ce chapitre présente les résultats obtenus à partir des simulations réalisées sur le système étudié. L'objectif principal est d'évaluer le comportement du cycle dans différentes conditions de fonctionnement, puis d'analyser les performances globales du système afin d'identifier les paramètres les plus influents

On a obtenu des résultats des températures moyenne des différentes villes en Algérie avec des différents mois à partir de [76] :

Tableau IV. 1 Température des différentes régions en différent mois

Mois / Région	Chetouane (Tlemcen)	Alger	Batna	Adrar
Janvier	8,5 °C	10.5 °C	5 °C	13 °C
Avril	15 °C	14.5 °C	12 °C	25 °C
Juillet	26 °C	24 °C	30 °C	37 °C
Octobre	18 °C	19 °C	15 °C	26.5 °C

IV.2 Outils de simulation

Pour mener cette étude, plusieurs outils de simulation peuvent être utilisés selon la nature du système modélisé. Parmi les plus courants, on trouve MATLAB et ESS pour la modélisation dynamique,

Les logiciels MATLAB et ESS ont été choisi comme outils de travail pour cette étude grâce à leurs capacités de traitement numérique, de modélisation mathématique et de simulations des systèmes thermodynamiques complexes. Ils permettent d'analyser les performances du système de réfrigération solaire à absorption, de résoudre les équations des bilans massiques et énergétiques, ainsi que de représenter graphiquement les résultats obtenus. En outre, MATLAB et ESS sont largement utilisé dans les domaines recherches scientifiques et de l'ingénierie grâce à leur précision de calcul et à la simplicité de son environnement de programmation.[79]

IV.3 Résultats de simulation Capteur solaire

D'après l'équation (III.1), (III.2), (III.3) et (III.4) on a obtenu ces résultats de simulation sur le capteur plan :

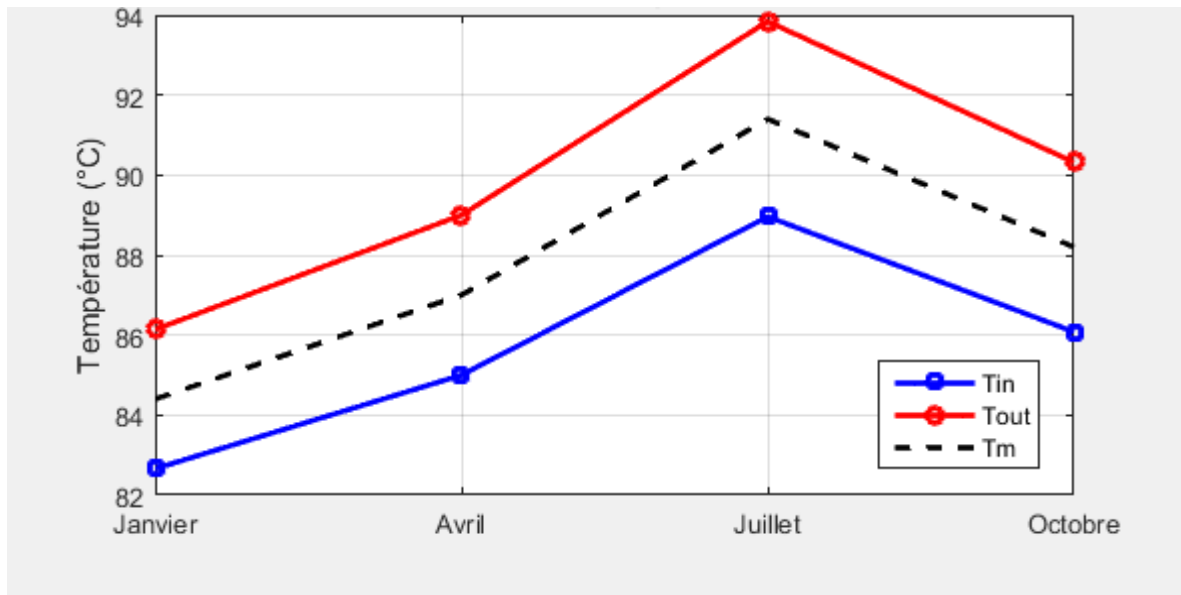


Figure IV. 1 : Variation des températures d'entrée (T_{in}) de sortie (T_{out}) et moyenne (T_m) du capteur solaire plan selon les mois de l'année

Ce graphe (**Figure IV.1**) présente la variation des températures d'entrée (T_{in}), de sortie (T_{out}) et moyenne (T_m) du capteur solaire plan sur quatre mois représentatifs de l'année.

- T_{out} est toujours supérieur à T_{in} , ce qui confirme le bon fonctionnement du capteur solaire, le fluide caloporteur est bien chauffé lors de son passage dans le capteur.
- T_{in} évolue de 83°C en janvier jusqu'à 89°C en juillet, puis redescend à 86°C en octobre, suivant la tendance saisonnière de l'ensoleillement.
- T_{out} atteint son maximum en juillet (94°C), en cohérence avec le pic d'irradiation solaire estivale, puis diminue en octobre (90°C).
- T_m la moyenne arithmétique des deux, suit naturellement la même tendance croissante puis décroissante.

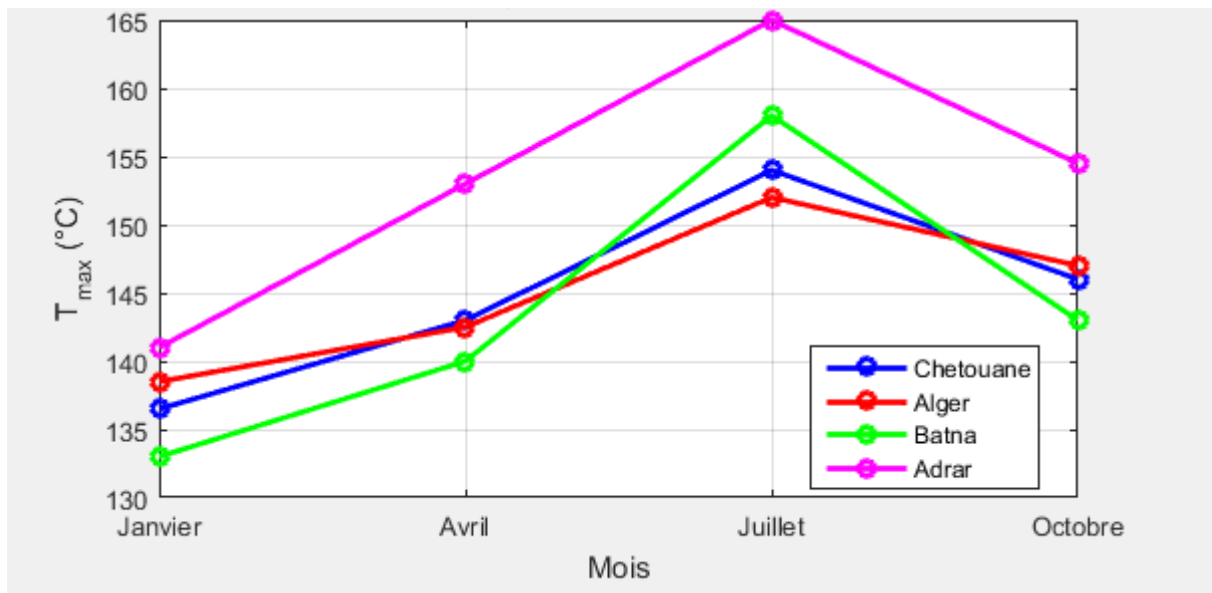


Figure IV. 2 : Evolution de la température maximale ($T_{\max}$) d'un capteur solaire plan

Ce graphique (**Figure IV. 2**) illustre l'évolution de la température maximale ($T_{\max}$) d'un capteur solaire plan pour quatre régions algériennes : Chetouane (Tlemcen), Alger, Batna et Adrar, sur quatre mois représentatifs de l'année.

- **Adrar** enregistre les $T_{\max}$ les plus élevées sur toute l'année, avec un pic remarquable en juillet ($\sim 165^{\circ}\text{C}$), ce qui s'explique par sa position saharienne et son ensoleillement exceptionnel.
- **Batna** présente la $T_{\max}$ la plus faible en janvier ($\sim 133^{\circ}\text{C}$), mais connaît une forte progression estivale pour atteindre $\sim 158^{\circ}\text{C}$ en juillet, avant de redescendre à $\sim 143^{\circ}\text{C}$ en octobre.
- **Tlemcen (Chetouane)** et **Alger** affichent des comportements très similaires et proches tout au long de l'année, avec des valeurs intermédiaires ($\sim 137\text{--}154^{\circ}\text{C}$), ce qui traduit des conditions climatiques comparables.

Toutes les régions suivent la même tendance saisonnière : une montée progressive de janvier à juillet, suivie d'une baisse en octobre. Cela confirme la corrélation directe entre $T_{\max}$ et le rayonnement solaire incident, qui atteint son maximum en été.

L'écart entre les régions est particulièrement marqué en juillet, où Adrar dépasse Alger et Chetouane d'environ 13°C , soulignant l'avantage climatique des zones arides du sud algérien pour l'exploitation de l'énergie solaire thermique.

Tableau IV. 2 : Valeurs des températures maximales ($T_{\max}$ en °C) atteintes par le capteur solaire plan

	Janvier	Avril	Juillet	Octobre
Tlemcen (Chetouane)	136.5	143	154	146
Alger	138.5	142.5	152	147
Batna	133	140	158	143
Adrar	141	153	165	154.5

- **Adrar** domine systématiquement avec les $T_{\max}$ les plus élevées sur tous les mois : 141°C en janvier, 153°C en avril, 165°C en juillet et 154.5°C en octobre. L'amplitude annuelle est de 24°C, reflétant un ensoleillement intense et régulier typique du Sahara.
- **Batna** présente la valeur la plus faible en janvier (133°C), mais affiche une progression estivale remarquable atteignant 158°C en juillet, soit un écart de 25°C — la plus grande amplitude parmi les quatre régions. Cela traduit un climat continental à fortes variations saisonnières.
- **Chetouane (Tlemcen)** et **Alger** restent proches tout au long de l'année, avec des $T_{\max}$ comprises entre 136.5–154°C et 138.5–152°C respectivement, confirmant des conditions climatiques méditerranéennes similaires.

IV.4 Résultats de simulation du groupe à absorption

Avant de procéder à l'étude paramétrique présentée ci-après, le modèle thermodynamique du cycle à absorption $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ a été testé et validé en régime permanent à l'aide d'un jeu de paramètres de référence. Ce point de fonctionnement, résumé dans le Tableau IV.3, constitue la configuration de base à partir de laquelle chaque paramètre étudié en section IV.5 est ensuite varié individuellement, les autres grandeurs étant maintenues constantes à leur valeur de référence.

IV.4.1 Fonctionnement en régime stationnaire

IV.4.1.1 Paramètres d'entrée

Le modèle décrit précédemment est implanté sous environnement EES avec les paramètres suivants :

Tableau IV. 3 : Paramètres d'entrée

Paramètre	Désignation	Valeur
Température de sortie évaporateur	T_{13}	-10 °C
Température de sortie absorbeur	T_{10}	40 °C
Température de sortie condenseur	T_1	40 °C
Rendement isentropique de la pompe	η_p	0.85
Efficacité de l'échangeur de chaleur de solution	ε_{ECS}	0.85
Différence entre la fraction massique à l'entrée et à la sortie du générateur	Δx	0.6
Débit massique de la pompe à solution	$\dot{m}$	1 kg/s
Titre à la sortie de l'évaporateur	Q_{13}	0.975
Fraction massique à la sortie du rectifieur	x_9	0.9996
Fraction massique de la solution riche	x_1	0.6

Ces valeurs correspondent à un fonctionnement type d'un cycle à absorption simple effet destiné à la réfrigération solaire, avec une température d'évaporation de -10 °C et des températures de condensation et d'absorption fixées à 40 °C, représentatives d'un rejet thermique vers l'air ambiant en climat chaud. Le débit massique unitaire ($\dot{m}_1 = 1$ kg/s) est choisi par convention afin d'exprimer l'ensemble des résultats sous forme de grandeurs spécifiques, directement transposables à toute capacité d'installation par simple mise à l'échelle. La cohérence interne du modèle a été vérifiée à l'aide du résidu qui exprime l'écart entre les apports et les rejets thermiques globaux du cycle ; sa valeur quasi nulle confirme la fermeture correcte des bilans massiques, des bilans d'ammoniac et des bilans énergétiques sur l'ensemble des composants du cycle.

IV.4.1.2 Résultats du régime permanent

La simulation du cycle de réfrigération à absorption $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ a été réalisée pour les conditions de fonctionnement de référence. Les résultats obtenus, correspondant à la convergence du modèle en régime permanent, sont synthétisés dans le Tableau IV.4.

Tableau IV. 4 : Résultats de la simulation du cycle $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ en régime permanent

Grandeur	Description	Valeur	Unité
COP_1	Coefficient de performance (travail de la pompe inclus)	0,4756	—
COP_2	Coefficient de performance (travail de la pompe négligé)	0,4775	—
f	Taux de circulation de la solution	4,996	—
P_{high}	Pression haute (désorbeur, rectifieur, condenseur)	1556	kPa
P_{low}	Pression basse (évaporateur, absorbeur)	286,4	kPa
P_{ratio}	Rapport de pression ($P_{\text{high}} / P_{\text{low}}$)	5,431	—
$\dot{Q}_{\text{des}}$	Puissance thermique fournie au désorbeur	433,2	kW
$\dot{Q}_{\text{evap}}$	Puissance frigorifique produite à l'évaporateur	206,9	kW
$\dot{Q}_{\text{cond}}$	Puissance thermique rejetée au condenseur	224,1	kW
$\dot{Q}_{\text{abs}}$	Puissance thermique rejetée à l'absorbeur	400,8	kW
$\dot{Q}_{\text{rect}}$	Puissance thermique rejetée au rectifieur	16,95	kW
$\dot{W}_{\text{pompe}}$	Puissance consommée par la pompe de solution	1,751	kW

Le modèle en régime permanent affiche un coefficient de performance $\text{COP}_1 = 0,4756$ lorsque le travail de la pompe de solution est pris en compte, et $\text{COP}_2 = 0,4775$ lorsqu'il est négligé, la puissance de pompage (1,751 kW) restant très faible devant les puissances thermiques échangées au désorbeur (433,2 kW) et à l'évaporateur (206,9 kW). Ces valeurs sont cohérentes avec celles rapportées dans la littérature pour un cycle à absorption $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ à simple effet muni d'un rectifieur, généralement comprises entre 0,45 et 0,55.

Le rapport de pression $P_{\text{high}}/P_{\text{low}} = 5,431$ et le taux de circulation de la solution $f = 4,996$ traduisent un fonctionnement cohérent du cycle pour l'écart de concentration $\Delta x = 0,10$ imposé. Enfin, l'écart résiduel du bilan énergétique global ($\text{checkQ} \approx 1,14 \times 10^{-9}$ kW) ainsi que les erreurs négligeables sur les bilans massique et sur la fraction d'ammoniac à l'absorbeur confirment la convergence et la cohérence thermodynamique du modèle développé, validant ainsi le fonctionnement du cycle en régime permanent.

IV.5 Étude paramétrique : influence des conditions de fonctionnement sur les performances du cycle

Afin d'évaluer la sensibilité du cycle frigorifique à absorption $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ à ses principales conditions de fonctionnement, une étude paramétrique a été menée à partir du modèle thermodynamique développé sous EES. Quatre paramètres opératoires ont été successivement variés, toutes autres conditions étant maintenues constantes : la température d'entrée du désorbeur, l'écart de fraction massique entre les états 1 et 4 (Δx), la température d'évaporation et la température de rejet (condensation/absorption). Pour chaque paramètre, l'effet sur le coefficient de performance (COP_1 et COP_2), la puissance frigorifique produite à l'évaporateur, le rapport de pression et le taux de circulation de la solution f a été analysé.

IV.5.1 Influence de la température d'entrée du désorbeur

La température d'entrée du désorbeur, directement liée à la température de la source chaude délivrée par le champ solaire, conditionne l'apport énergétique nécessaire à la séparation du mélange $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$.

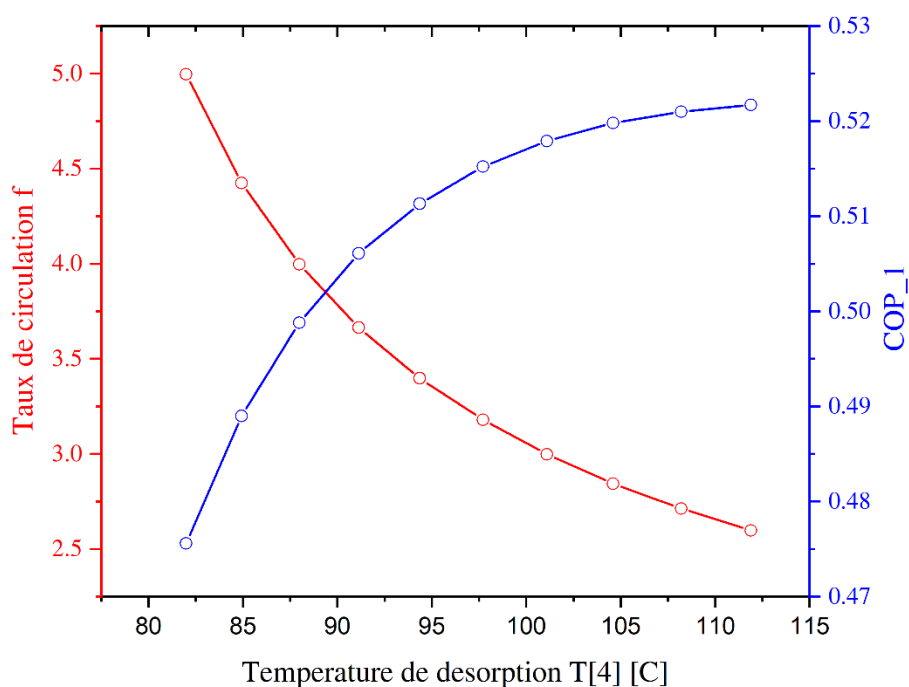


Figure IV. 3 : Influence de la température de désorption sur le COP et le taux de circulation

La figure IV.3 met en évidence l'effet de la température de désorption T_4 sur deux grandeurs caractéristiques du cycle : le taux de circulation de la solution f et le coefficient de performance COP_1 . Pour une plage de température allant de 82 °C à 112 °C, le taux de circulation diminue de façon monotone de 5,0 à environ 2,6, tandis que le COP_1 augmente de 0,475 à 0,522, avec une croissance de plus en plus faible à mesure que la température de désorption augmente.

Cette évolution s'explique par le fonctionnement même du désorbeur : lorsque la température de désorption augmente, la fraction massique en ammoniac de la solution pauvre x_4 quittant le désorbeur diminue, ce qui accroît l'écart de concentration ($x_3 - x_4$) entre la solution riche entrante et la solution pauvre sortante. Or, le taux de circulation f est inversement proportionnel à cet écart de concentration. Une augmentation de T_4 permet donc de désorber une quantité d'ammoniac plus importante par unité de solution riche traitée, réduisant ainsi le débit de solution qu'il est nécessaire de faire circuler entre l'absorbeur et le désorbeur pour produire un même débit de réfrigérant.

La diminution du taux de circulation a un effet bénéfique direct sur les performances du cycle : un débit de solution plus faible réduit la charge sensible à apporter dans le désorbeur pour porter la solution riche à la température de désorption, ainsi que la puissance de pompage associée. Le désorbeur consacre alors une part plus importante de l'énergie thermique fournie à la génération effective de vapeur de réfrigérant plutôt qu'au réchauffement sensible de la solution, ce qui se traduit par une hausse du coefficient de performance COP_1 .

On observe cependant un phénomène de saturation : au-delà de 100 °C environ, les deux courbes s'infléchissent nettement et tendent vers une asymptote, indiquant que le gain marginal en COP devient faible pour chaque degré supplémentaire de température de désorption. Ce comportement traduit une limite thermodynamique intrinsèque au cycle à absorption NH_3/H_2O à simple effet : au-delà d'un certain seuil, l'augmentation de T_4 continue de réduire le taux de circulation, mais l'amélioration du COP qui en résulte devient marginale.

Ce résultat a une implication pratique importante pour le dimensionnement du sous-système solaire de captation : viser des températures de désorption très élevées (au-delà de 100–105 °C) impose un système de captation solaire plus performant et plus coûteux (capteurs sous vide, concentrateurs), pour un gain en performance globale du cycle relativement limité. Un compromis technico-économique doit donc être recherché entre le niveau de température de

désorption retenu, le type de capteur solaire associé, et le gain de COP effectivement valorisable, plutôt que de chercher systématiquement à maximiser T_4 .

IV.5.2 Influence de la température de désorption sur les puissances thermiques échangées

La figure IV.4 présente l'évolution des puissances thermiques échangées au niveau des quatre composants concernés par le processus de désorption : le désorbeur $\dot{Q}_{des}$, l'absorbeur $\dot{Q}_{abs}$, l'évaporateur $\dot{Q}_{evap}$ et le rectifieur $\dot{Q}_{rect}$ en fonction de la température de désorption T_4 , pour une plage comprise entre 80 °C et 112 °C. Les quatre courbes présentent une allure croissante et monotone sur l'ensemble de la plage étudiée, avec une pente plus marquée à basse température et une tendance à l'infléchissement aux températures les plus élevées.

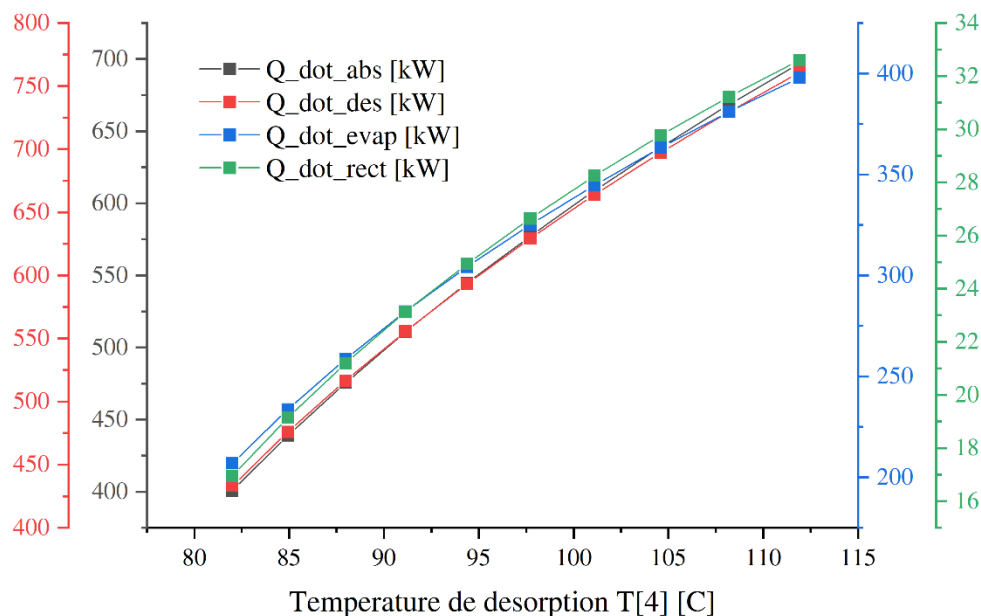


Figure IV. 4 : Influence de la température de désorption sur les flux thermiques

Cette croissance simultanée des quatre puissances thermiques est directement liée à la diminution du taux de circulation de la solution mise en évidence précédemment. En effet, pour un débit de solution riche $\dot{m}_1$ maintenu constant, une augmentation de T_4 réduit le taux de circulation f , ce qui signifie qu'une quantité croissante de vapeur de réfrigérant est générée par unité de solution traitée. Le débit de réfrigérant circulant dans le cycle augmente donc avec T_4 ,

entraînant mécaniquement la hausse conjointe des puissances échangées au désorbeur, à l'évaporateur, à l'absorbeur et au rectifieur, ces grandeurs étant toutes proportionnelles au débit de réfrigérant produit.

Le désorbeur $\dot{Q}_{des}$ et l'absorbeur $\dot{Q}_{abs}$ présentent les puissances les plus élevées et des valeurs relativement proches sur toute la plage, ce qui est cohérent avec le bilan énergétique global du cycle : la chaleur fournie au désorbeur, additionnée à la puissance frigorifique produite et au travail de pompage, doit être évacuée en quasi-totalité par l'absorbeur, le condenseur et le rectifieur. L'évaporateur $\dot{Q}_{evap}$ suit une tendance similaire mais avec des valeurs plus modérées, traduisant l'augmentation progressive de la puissance frigorifique disponible avec la température de désorption cohérente avec la hausse du COP observée précédemment. Le rectifieur $\dot{Q}_{rect}$ demeure la courbe la plus basse des quatre, sa fonction se limitant à la purification de la vapeur d'ammoniac issue du désorbeur ; sa puissance reste donc faible devant celle des autres composants, bien qu'elle augmente elle aussi avec T_4 , en raison de la quantité croissante de vapeur à traiter.

Sur le plan pratique, ce résultat souligne un compromis à prendre en compte dans le dimensionnement du système : si l'augmentation de la température de désorption améliore le coefficient de performance du cycle, elle s'accompagne également d'une hausse des puissances thermiques à échanger dans l'ensemble des composants. Cela implique des surfaces d'échange plus importantes au désorbeur, à l'absorbeur, à l'évaporateur et au rectifieur, ainsi qu'un système de captation solaire capable de fournir une puissance thermique plus élevée au niveau du désorbeur. Le choix de la température de désorption optimale doit donc résulter d'un compromis entre le gain de performance thermodynamique et les contraintes technico-économiques liées au dimensionnement des échangeurs et du champ de capteurs solaires.

IV.5.3 Influence de l'écart de concentration Δx sur le taux de circulation, le COP et la puissance frigorifique

La figure IV.5 illustre l'effet de l'écart de concentration Δx (différence entre la fraction massique de la solution riche x_1 et celle de la solution pauvre x_4) sur le taux de circulation f , le coefficient de performance COP_1 et la puissance frigorifique $\dot{Q}_{evap}$, pour Δx variant de 0,10 à 0,25. Le taux de circulation décroît de façon monotone d'environ 5,0 à 2,5 sur cette plage, tandis que le COP_1 augmente de 0,474 à environ 0,522 et que la puissance frigorifique croît de manière quasi linéaire d'environ 205 kW à 400 kW.

Cette évolution s'explique directement par la définition du taux de circulation, $f = (x_9 - x_4)/(x_3 - x_4)$, qui est inversement proportionnel à l'écart de concentration entre la solution riche et la solution pauvre. Plus Δx est grand, plus la quantité d'ammoniac désorbée par unité de solution riche traitée est importante, et moins il est nécessaire de faire circuler de solution entre l'absorbeur et le désorbeur pour assurer un débit donné de réfrigérant. La diminution de f qui en résulte réduit la charge sensible à apporter au désorbeur ainsi que la puissance de pompage, ce qui améliore directement le coefficient de performance du cycle, comme observé pour la température de désorption.

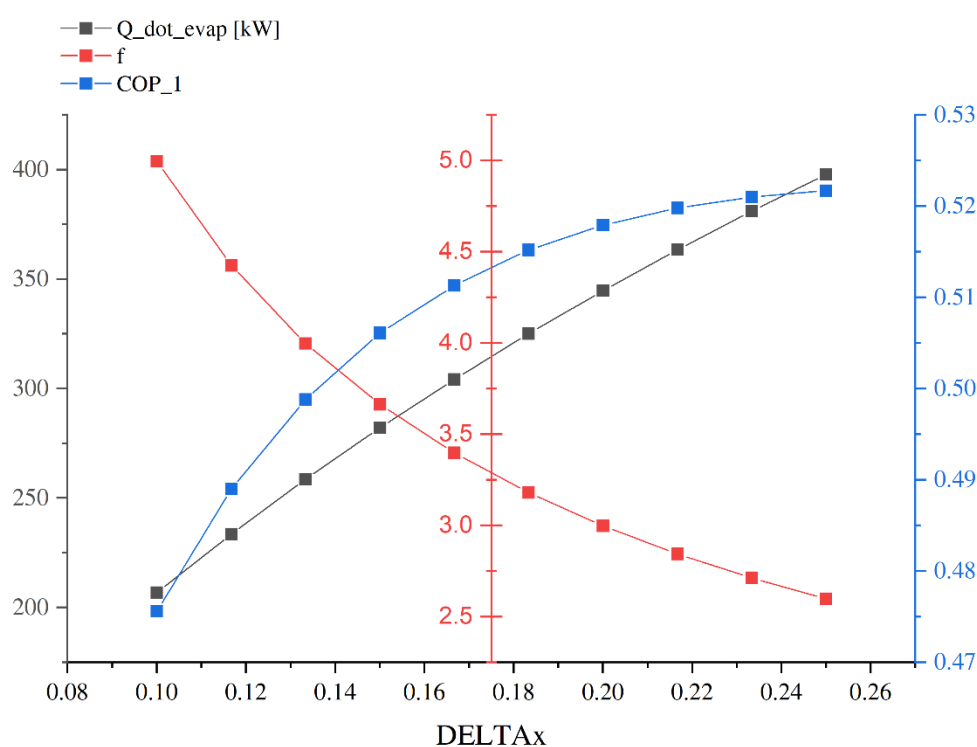


Figure IV. 5 : Influence de l'écart de concentration Δx sur le taux de circulation, le COP et la puissance frigorifique

La puissance frigorifique $\dot{Q}_{evap}$ augmente quant à elle de façon quasi linéaire sur toute la plage étudiée, sans phénomène de saturation notable, contrairement au COP_1 dont la croissance ralentit nettement au-delà de $\Delta x \approx 0,20$. Ce contraste s'explique par le fait que $\dot{Q}_{evap}$ est directement proportionnelle au débit de réfrigérant produit, qui continue d'augmenter avec Δx du fait de la diminution continue de f , alors que le COP_1 résulte du rapport entre cette puissance frigorifique et l'énergie thermique fournie au désorbeur, ce rapport tendant vers une limite thermodynamique propre au cycle à simple effet.

Sur le plan pratique, un écart de concentration Δx élevé est donc favorable à la fois à la performance énergétique et à la capacité frigorifique du système. Toutefois, un Δx important nécessite généralement un écart de température plus marqué entre le désorbeur et l'absorbeur/condenseur, ce qui implique soit une température de désorption plus élevée, soit une température de condensation ou d'absorption plus basse. Le choix de Δx doit donc être arbitré conjointement avec la température de désorption disponible (elle-même limitée par le niveau thermique du champ de capteurs solaires) et les contraintes de rejet thermique du site d'implantation.

IV.5.4 Influence de la température d'évaporation sur le COP et la puissance du désorbeur et de l'évaporateur

La figure IV.6 illustre l'évolution du coefficient de performance (COP_1), de la puissance de désorption $\dot{Q}_{des}$ et de la puissance frigorifique à l'évaporateur $\dot{Q}_{evap}$ en fonction de la température d'évaporation T_{13} , variant de -50 °C à 0 °C .

On observe que le COP_1 diminue de manière monotone, passant de 0,634 à -50 °C à environ 0,495 à 0 °C , soit une baisse relative d'environ 22 %. Cette diminution est particulièrement marquée dans la plage -50 °C à -30 °C , puis s'atténue progressivement pour tendre vers un palier au-delà de -10 °C , traduisant une sensibilité décroissante du cycle vis-à-vis de T_{13} aux températures d'évaporation plus élevées.

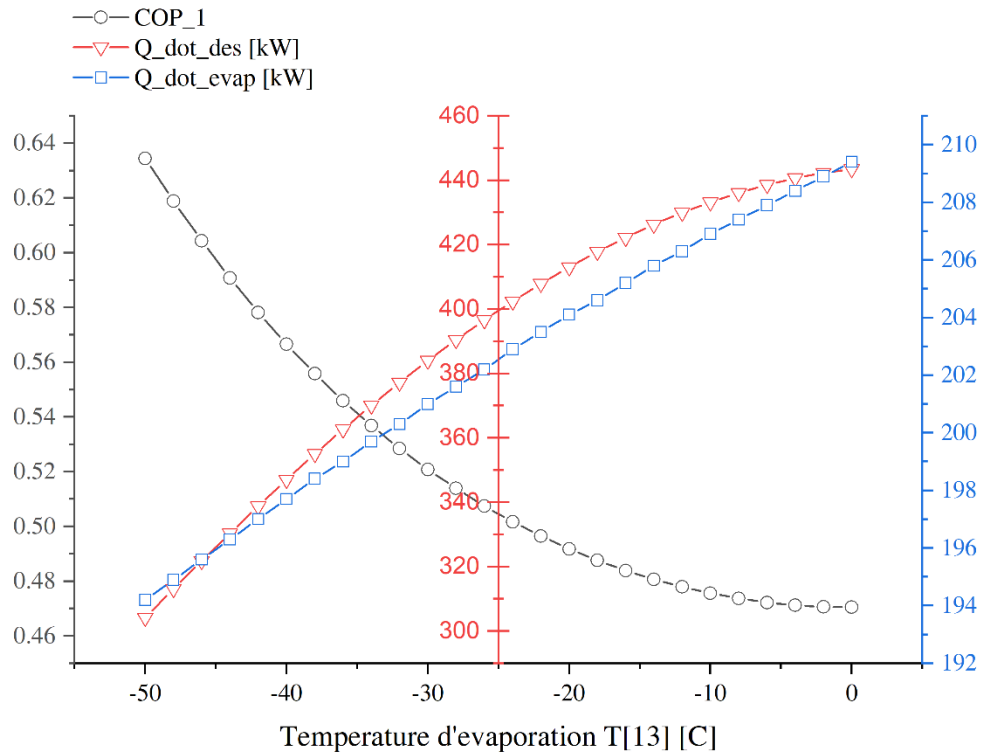


Figure IV. 6 : Influence de la température d'évaporation sur le COP et la puissance du désorbeur et de l'évaporateur

Ce comportement s'explique par les évolutions différenciées de $\dot{Q}_{des}$ et $\dot{Q}_{evap}$. La puissance de désorption augmente fortement et quasi linéairement avec T_{13} , passant d'environ 295 kW à 445 kW soit +51 %, alors que la puissance frigorifique à l'évaporateur ne progresse que faiblement, de 194,5 kW à 209,5 kW soit environ +8 %. Le COP étant défini comme le rapport $\dot{Q}_{evap}/\dot{Q}_{des}$, cette croissance disproportionnée de la charge thermique au désorbeur par rapport à l'effet utile à l'évaporateur conduit mécaniquement à la dégradation du COP observée.

Sur le plan physique, l'augmentation de T_{13} réduit l'écart de température disponible pour le transfert thermique à l'évaporateur, ce qui impose une augmentation du débit de fluide frigorigène circulant dans le cycle pour maintenir l'effet frigorifique visé. Ce surplus de débit doit être désorbé au générateur, d'où l'augmentation significative de $\dot{Q}_{des}$, non compensée proportionnellement par le gain sur $\dot{Q}_{evap}$.

On note enfin le croisement des courbes $\dot{Q}_{des}$ et $\dot{Q}_{evap}$ aux alentours de $T_{13} \approx -25$ °C, ce qui correspond également à la valeur où le COP franchit le seuil de 0,54, confirmant la cohérence interne entre les trois grandeurs tracées.

IV.6 Conclusion

Ce chapitre a été consacré à la présentation et à l'analyse des résultats de simulation obtenus pour le système de réfrigération solaire à absorption $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ étudié. La démarche adoptée a permis, dans un premier temps, de caractériser le comportement thermique du capteur solaire plan pour différentes régions climatiques algériennes, puis de valider le modèle thermodynamique du cycle à absorption en régime permanent, avant d'en évaluer la sensibilité aux principaux paramètres de fonctionnement.

L'étude du capteur solaire a mis en évidence l'influence déterminante des conditions climatiques régionales sur les niveaux de température atteints, les zones sahariennes telles qu'Adrar affichant des températures maximales nettement supérieures à celles des régions côtières ou d'altitude comme Alger, Chetouane (Tlemcen) ou Batna, en particulier durant la période estivale. Ce constat confirme l'intérêt marqué des régions arides du sud algérien pour l'exploitation de l'énergie solaire thermique destinée à alimenter un cycle à absorption.

La simulation du cycle à absorption $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ en régime permanent, réalisée sous environnement EES à partir d'un jeu de paramètres de référence, a permis d'obtenir un coefficient de performance COP_1 de 0,4756, en cohérence avec les valeurs habituellement rapportées dans la littérature pour un cycle à simple effet muni d'un rectifieur. La quasi-nullité du résidu énergétique global ainsi que la fermeture correcte des bilans massiques et des bilans en ammoniac ont permis de valider la cohérence thermodynamique du modèle développé, constituant ainsi une base fiable pour la conduite de l'étude paramétrique.

L'étude paramétrique a ensuite révélé la forte sensibilité du cycle aux conditions de fonctionnement imposées. L'augmentation de la température de désorption et de l'écart de concentration Δx se traduit dans les deux cas par une diminution du taux de circulation de la solution et par une amélioration du coefficient de performance, cette amélioration présentant toutefois un phénomène de saturation au-delà d'un certain seuil, traduisant une limite thermodynamique propre au cycle à simple effet. Ces gains de performance s'accompagnent par ailleurs d'une augmentation des puissances thermiques à échanger au niveau du désorbeur, de l'absorbeur, de l'évaporateur et du rectifieur, imposant des surfaces d'échange plus importantes et un système de captation solaire plus performant. À l'inverse, l'élévation de la température d'évaporation entraîne une dégradation sensible du coefficient de performance, la

puissance requise au désorbeur croissant plus rapidement que la puissance frigorifique produite à l'évaporateur.

L'ensemble de ces résultats souligne que l'optimisation du cycle à absorption solaire $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ ne peut résulter de la seule maximisation d'un paramètre pris isolément, mais doit procéder d'un compromis technico-économique global, associant le niveau de température disponible au champ de capteurs solaires, l'écart de concentration retenu, les contraintes de rejet thermique du site et le dimensionnement des échangeurs de chaleur. Ces enseignements constituent une base solide pour orienter le choix des conditions de fonctionnement optimales du système et pour guider les perspectives de dimensionnement technico-économique détaillé qui pourraient être développées dans des travaux ultérieurs.

Conclusion Générale

Le travail présenté dans ce mémoire s'inscrit dans le contexte de la valorisation de l'énergie solaire pour la production de froid, à travers l'étude d'un système de réfrigération à absorption $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ à simple effet alimenté par un champ de capteurs solaires plans. Face aux limites bien connues des systèmes frigorifiques à compression mécanique de vapeur, fortement consommateurs d'électricité et utilisant des fluides frigorigènes à impact environnemental non négligeable, le recours à un cycle à absorption entraîné par une source de chaleur solaire constitue une alternative pertinente, en particulier pour les régions à fort ensoleillement telles que le territoire algérien.

La démarche adoptée a consisté, dans un premier temps, à situer le sujet dans son contexte technologique et scientifique à travers une revue de la littérature portant sur les systèmes de réfrigération solaire et sur les cycles à absorption, puis à développer un modèle thermodynamique complet du cycle $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ à simple effet muni d'un rectifieur, couplé à un modèle de capteur solaire plan. Ce modèle, implanté sous environnement EES, a permis de résoudre les bilans massiques, les bilans en ammoniac et les bilans énergétiques sur l'ensemble des composants du cycle (désorbeur, rectifieur, condenseur, détendeurs, évaporateur, absorbeur, pompe et échangeur de chaleur de solution), et a été validé en régime permanent sur la base d'un jeu de paramètres de référence représentatif d'une application de climatisation solaire.

Les résultats obtenus en régime stationnaire ont permis d'évaluer les performances du système dans des conditions de fonctionnement typiques, avec un coefficient de performance COP_1 de 0,4756, cohérent avec les valeurs habituellement rapportées dans la littérature pour ce type de cycle. L'analyse thermique du capteur solaire plan a par ailleurs mis en évidence l'influence marquée des conditions climatiques régionales, les zones sahariennes telles qu'Adrar offrant un potentiel solaire nettement supérieur à celui des régions côtières ou d'altitude, confirmant l'intérêt du sud algérien pour ce type d'application.

L'étude paramétrique menée en complément a permis d'identifier l'influence respective de la température de désorption, de l'écart de concentration Δx et de la température d'évaporation sur le taux de circulation de la solution, le coefficient de performance et les puissances thermiques échangées. Il en ressort qu'une augmentation de la température de désorption ou de l'écart de concentration améliore le coefficient de performance, mais selon une

loi de rendements décroissants traduisant une limite thermodynamique propre au cycle à simple effet, et au prix d'une augmentation des surfaces d'échange nécessaires. À l'inverse, une élévation de la température d'évaporation dégrade sensiblement les performances du cycle. Ces résultats confirment qu'aucun des paramètres étudiés ne peut être optimisé isolément, et que la conception d'un système performant repose nécessairement sur un compromis technico-économique global entre le niveau de température disponible au champ solaire, l'écart de concentration retenu, les conditions de rejet thermique du site et le dimensionnement des échangeurs de chaleur.

Sur le plan méthodologique, ce travail a permis de mettre en œuvre une démarche de modélisation et de simulation thermodynamique rigoureuse, validée par la fermeture des bilans massiques et énergétiques, et a confirmé la pertinence de l'environnement EES pour l'étude de ce type de systèmes complexes. Il constitue ainsi une base solide pouvant être exploitée pour le dimensionnement préliminaire d'une installation de réfrigération solaire à absorption adaptée au contexte climatique algérien.

Ce travail présente néanmoins certaines limites, notamment le caractère stationnaire du modèle développé, qui ne rend pas compte des régimes transitoires liés à la variabilité de l'ensoleillement au cours de la journée, ni de l'intégration d'un système de stockage thermique permettant d'assurer la continuité de la production frigorifique en l'absence de rayonnement solaire. De même, l'analyse technico-économique du système, indispensable à toute décision d'implantation réelle, n'a pas été abordée dans le cadre de cette étude.

En perspective, ce travail pourrait être enrichi par le développement d'un modèle dynamique intégrant la variabilité horaire et saisonnière du rayonnement solaire ainsi qu'un sous-système de stockage thermique, par une étude d'optimisation multicritère couplant performance thermodynamique et coût d'investissement, et par une validation expérimentale des résultats obtenus sur un prototype à échelle réduite. L'extension du modèle à des configurations à double effet ou à d'autres couples de fluides pourrait également être envisagée afin d'améliorer davantage les performances du système pour les applications de climatisation solaire en climat aride et semi-aride.

Références bibliographies

Références bibliographies

- [1] site internet : <https://journals.openedition.org/vertigo/15975> Consulté le 19 février 2026
- [2] Site internet : <https://journals.openedition.org/vertigo/14346> consulté le 24 mars 2026
- [3] Mr Bailek Nadiem, « Étude et Modélisation du Flux Solaire globale sur surface inclinée dans la région de Touat », Université Djillali Liabes Faculté Des Sciences Exactes Sidi belabbes, 2012.
- [4] Bentoumi Hadjer, « Etude numérique et expérimentale d'un capteur solaire thermique en Boussaâda », Université Mohamed Boudiaf - M'sila, 2017.
- [5] Hadj Imad. Bensidhoum Abdelkader, « Contribution à l'amélioration des performances des installations à réfrigération solaire à absorption », Université Aboubakr Belkaid Tlemcen, 2013.
- [6] Lincot, D., & Hulin, A. J. (2009). Énergies renouvelables : enjeux et perspectives. CNRS Éditions.
- [7] Zineb Mostefaoui, « Etude et Analyse D'un Système Energétique De Source Photovoltaïque Et Thermique : Application A Une Habitation Individuelle », Université Abou Bakr Belkaid–Tlemcen, 2015.
- [8] Site internet : <https://journals.openedition.org/vertigo/24384> consulté le 20 mars 2026
- [9] Kelthoum Bedda. Rihab Bakka, « Conception d'une centrale photovoltaïque pour alimenter un site connecté au réseau électrique », Université Kasdi Merbah Ouargla, 2023.
- [10] Hadj Abdelkader. Meryem Ben Zenine Fadéla, «Modélisation des composants d'un système de rafraichissement solaire à absorption », Université Abou Bakr Belkaid Tlemcen, 2013
- [11] Hadj Bennaceur Wafaa. Bouamama Asma, « Conception et réalisation d'un prototype d'un système de refroidissement à panneau solaire pour une glacière », Université Abou Bakr Belkaid–Tlemcen, 2017

Références bibliographies

- [12] Ghrici Adnane, « Contribution à l'optimisation de l'efficacité énergétique des systèmes frigorifiques à Adsorption solaires », thèse doctorat, Université Abou Bakr Belkaid– Tlemcen, 2023.
- [13] site interne : <https://www.alterna-energie.fr/blog-article/panneau-solaire-thermique-fait-maison-comment-proceder> consulte le 24 mars 2026
- [14] site internet : <https://www.apc-paris.com/particuliers/ameliorer-mon-cadre-de-vie/installer-les-energies-renouvelables-dans-mon-immeuble/les-differences-entre-le-solaire-thermique-et-photovoltaique/> consulte le 24 mars 2026
- [15] Aliane Abd-Ennour , « Utilisation de l'énergie solaire thermique pour la production du froid », Université Abou Bakr Belkaid– Tlemcen, 2017.
- [16] D. Raut, A. K. Tiwari, and V. R. Kalamkar, "Theoretical design of solar-powered vapor absorption refrigeration system coupled with latent heat energy storage," vol. 1146, no. 1, p. 012026, May 2021, doi: 10.1088/1757-899X/1146/1/012026.
- [17] X. Zhang, H. Li, and C. Yang, "A novel solar absorption refrigeration system using the multi-stage heat storage method," *Energy and Buildings*, Sept. 2015, doi: 10.1016/J.ENBUILD.2015.05.011.
- [18] D. K. Sharma, D. Sharma, and A. H. H. Ali, "A state of the art on solar-powered vapor absorption cooling systems integrated with thermal energy storage," *Environmental Science and Pollution Research*, vol. 27, no. 1, pp. 158–189, Jan. 2020, doi: 10.1007/S11356-019-06941-X.
- [19] H. Jarimi et al., "Solar Photovoltaic-Assisted DC Vapour Compression with a Low-Cost Ice Gel Thermal Battery for Off-Grid Building Cooling," *Journal of building engineering*, Apr. 2024, doi: 10.1016/j.jobbe.2024.109350.
- [20] Y. Xu, Y. Ling, Z. Wang, Y. Zheng, Z. Sun, and X. Wang, "Performance evaluation and comparative study on a novel solar-heat-driven ejection-compression hybrid cooling system with subcooling storage," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, Aug. 2024, doi: 10.1177/09576509241272788.

Références bibliographies

- [21] L. Zhou, X. Li, Y. Zhao, and Y. Dai, "Performance assessment of a single/double hybrid effect absorption cooling system driven by linear Fresnel solar collectors with latent thermal storage," *Solar Energy*, July 2017, doi: 10.1016/J.SOLENER.2017.05.031.
- [22] B. Ghorbani, M. Mehrpooya, and M. M. M. Sharifzadeh, "Introducing a hybrid photovoltaic-thermal collector, ejector refrigeration cycle and phase change material storage energy system (Energy, exergy and economic analysis)," *International Journal of Refrigeration-revue Internationale Du Froid*, vol. 103, pp. 61–76, July 2019, doi: 10.1016/J.IJREFRIG.2019.03.041.
- [23] R. A. R. R. A. Rasih and F. N. A. F. N. An, "Double-effect solar absorption thermal energy storage," vol. 35, no. 2, Jan. 2012.
- [24] International Energy Agency. (2018). the future of cooling. Consulté le 25 03 26
- [25] Belhadj, K. (2014). Étude d'un refroidisseur d'une installation de réfrigération solaire à adsorption (Mémoire de master). Université Mohamed Khider Biskra.
- [26] Dossat, Roy J., & Horan, Thomas J.. (2002). Principles of refrigeration (5th Ed.). Prentice Hall.
- [27] Abdelmadjid Kaddour, "Modélisation et simulation d'un concentrateur parabolique solaire à moteur Stirling en vue d'un rendement optimal". Thèse de doctorat, Université aboubekr belkaid-Tlemcen, 2013.
- [28] Thermal Engineering. Comment fonctionne un cycle de réfrigération à compression de vapeur ?
- [29] Duffie, John A., & Beckman, William A.. (2013). Solar engineering of thermal processes (4th Ed.). Wiley.
- [30] Kalogirou, Soteris A. (2014). Solar energy engineering: Processes and systems (2nd ed.). Academic Press.
- [31] Robert E. Treybal, R. E. (1980). Mass-Transfer Operations (3rd ed.). McGraw-Hill.
- [32] Ruthven, Douglas M. (1984). Adsorption by powders and porous solids. Academic Press.
- [33] Li, W., Zhao, J., Wang, J., Li, S., Zhang, X., & Zhao, J. (2024). Review of sodium acetate trihydrate as phase change material: Mechanism analysis, modification scheme and application.

Références bibliographies

Journal of Energy Storage, 97(Part B), 112923. <https://doi.org/10.1016/j.est.2024.112923> consulté le 27 février

[34] Brian D. Fath, : Encyclopedia of Ecology, Department of Biological Sciences, Towson University, Towson, Maryland 21252, USA, 2008. Consulté le 7 Avril 2026.

[35] Gregg, Stephen T., & Sing, Kenneth S. W. (1977). Adsorption, surface area and porosity (2nd Ed.). Academic Press.

[36] Lahoud, C., Brouche, M. E., & Lahoud, C. (2021). A review of single-effect solar absorption chillers and its perspective on Lebanese case. ResearchGate.

[37] XPair Conseils. Fonctionnement d'une machine à absorption.

[38] Rajasthan Technical University. (2015). Proceedings of the International Conference on Advances in Power Generation from Renewable Energy Sources (APGRES 2015).

[39] AquaPortail. Sorption : définition. Consulté le 9 avril 2026, à l'adresse <https://www.aquaportail.com/dictionnaire/definition/5899/sorption>

[40] Herold, K. E., Radermacher, R., & Klein, S. A. (2016). Absorption Chillers and Heat Pumps. CRC Press.

[41] Dincer, Ibrahim, & Rosen, Marc A. (2011). Thermal energy storage: Systems and applications. Wiley.

[42] Dincer, Ibrahim, & Rosen, Marc A. (2011). Exergy: Energy, environment and sustainable development. Elsevier.

[43] Srihirin, P., Aphornratana, S., & Chungpaibulpatana, S. (2001). A review of absorption refrigeration technologies. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 5(4), 343–372.

[44] Florides, Georgios A., & Kalogirou, Soteris A. (2007). Ground heat exchangers—A review of systems, models and applications. Renewable Energy, 32(15), 2461–2478.

[45] Kalogirou, Soteris A. (2004). Solar thermal collectors and applications. Progress in Energy and Combustion Science, 30(3), 231–295.

[46] Dincer, Ibrahim, & Rosen, Marc A. (2013). Exergy: Energy, environment and sustainable development. Elsevier.

Références bibliographies

- [47] Henning, Hans-Martin. (2007). Solar assisted air conditioning of buildings – An overview. *Applied Thermal Engineering*, 27(10), 1734–1749.
- [48] Herold, Keith E., Radermacher, Reinhard, & Klein, Sanford A. (2016). *Absorption chillers and heat pumps*. CRC Press.
- [49] Henning, H. M. (2007). Solar assisted air conditioning of buildings – an overview. *Applied Thermal Engineering*, 27(10), 1734–1749.
- [50] Kim, D. S., & Infante Ferreira, C. A. (2008). Solar refrigeration options – a state-of-the-art review. *International Journal of Refrigeration*, 31(1), 3–15.
- [51] [Herold, K. E., Radermacher, R., & Klein, S. A. (2016). *Absorption Chillers and Heat Pumps* (2nd Ed.). CRC Press.]
- [52] [Thermal Engineering. Comment un refroidisseur à absorption refroidit-il l'eau ?]
- [53] Topographic-map.com. (Consulté le 01/05/2026). Carte topographique Chetouane, altitude, relief
- [54] Amraoui, M. A. (2012). Étude numérique d'un capteur solaire plan à air : Influence de la forme de la rugosité [Mémoire de magister en génie mécanique, option Machines thermiques, Université Abou Bekr Belkaïd de Tlemcen]. DSpace Université de Tlemcen. <https://dspace.univ-tlemcen.dz/handle/112/1977> Consulté le 9 mai 2026
- [55] Afric Mémoire. Partie 6 : Chapitre III – Conception et optimisation. Africmemoire. Consulté le 04-05-2026
- [56] Bouazza, M. (2017). Analyse de comportement thermique instationnaire d'un capteur solaire plan à air avec recirculation [Mémoire de master, Centre Universitaire Salhi Ahmed de Naâma]. Bibliothèque numérique du Centre Universitaire de Naâma. <https://biblio.cuniv-naama.dz/wp-content/uploads/2024/02/memoire-Bouazza.M-master-2017.pdf> Consulté le 19 mai 2026
- [57] site internet : <https://theses.hal.science/tel-00011253/file/THESE.pdf>
- [58] Hadj, I., & Bensidhoum, A. (2013). Contribution à l'amélioration des performances des installations à réfrigération solaire à absorption (Mémoire de master, Université de Tlemcen)

Références bibliographies

- [59] A. Kumbhar, N. Gulhane, and S. Pandure, "Theoretical Analysis of Hybrid Chiller," *Energy Procedia*, vol. 109, pp. 487–496, Mar. 2017, doi: 10.1016/j.egypro.2017.03.082.
- [60] F. Dione, A. Thiam, E. I. Cisse, D. Diouf, and A. S. Maiga, "Theoretical study of an NH₃–H₂O absorption chiller powered by a linear Fresnel system modelled by combining ray tracing and CFD," *Results in Engineering*, vol. 20, p. 101410, Dec. 2023, doi: 10.1016/j.rineng.2023.101410.
- [61] A. Ramanathan and P. Gunasekaran, "Simulation of absorption refrigeration system for automobile application," *Thermal Science*, vol. 12, no. 3, pp. 5–13, 2008, doi: 10.2298/TSCI0803005R.
- [62] Abakar.A.H, Expérimentation des régimes transitoire d'une pompe à chaleur a absorption (eau_ammoniac) destiné à la climatisation solaire, thèse insa de Lyon(1981)
- [63] M.Boumaza, R.Manouar Bounab Analyse d'une machine frigorifique mécanique à absorption 4eme congres maghrébin de mécanique, u .constantine.nov 1999.
- [64] 123dok. 'Construction du cycle et utilisation des diagrammes thermodynamiques'. Consulté le 28 avril 2026, à l'adresse : <https://123dok.net/article/construction-cycle-utilisation-diagrammes-thermodynamiques.yng65r0z> Consulté le 19 mai 2026
- [65] Chikh, M. E. A., Benramdane, M., Aliane, A., & Abdesselam, B.. Impact of ammonia-water concentrations on solar absorption refrigeration performance. *Journal of Renewable Energy and Sustainable Development*, 2025.
- [66] : Ounis, Y., Saoud, A., Boukhchana, Y., & Fellah, A. (2024). Modélisation et simulation d'une machine frigorifique à absorption solaire fonctionnant avec le couple (H₂O–LiCl). *Entropie : Thermodynamique – Énergie – Environnement – Économie*. ISTE OpenScience
- [67] Henning, H. M. (2007). Solar assisted air conditioning of buildings – an overview. *Applied Thermal Engineering*, 27(10), 1734–1749.
- [68] XPair Conseils. Fonctionnement d'une machine à absorption (cycle frigorifique à absorption) [Figure]. Consulté le 15 avril 2026, <https://conseils.xpair.com>
- [69] Moran, M. J., Shapiro, H. N., Boettner, D. D., & Bailey, M. B. (2014). *Fundamentals of engineering thermodynamics* (8th ed.). Wiley.

Références bibliographies

[70] Wang, R. Z., Wang, L. W., & Wu, J. Y. (2014). Theory and application of adsorption refrigeration systems.

[71] ResearchGate. . Schéma simplifié montrant la différence entre la physisorption et la chimisorption[Figure].

https://www.researchgate.net/figure/Schema-simplifie-montrant-la-difference-entre-la-physisorption-et-la-chimisorption_fig4_330825106 Consulté le 20 mai 2026

[72] Kizilkan, Ö., Sencan, A., & Kalogirou, S. (2007). Thermoeconomic optimization of a LiBr absorption refrigeration system

[73] Herold, K. E., Radermacher, R., & Klein, S. A. (2016). Absorption chillers and heat pumps (2nd ed.). CRC Press.

[74] Dincer, I., & Kanoglu, M. (2010). Refrigeration systems and applications (2nd ed.). Wiley.

[75] AquaPortail. . Adsorption vs absorption [Figure]. <https://www.aquaportail.com>

[76] WeatherSpark. WeatherSpark. Consulté le 8 mai 2026,

[77] Merkel, F. (1925). Verdunstungskühlung. Zeitschrift des Vereines Deutscher Ingenieure, 70(27), 123–128.

[78] Differkinome. Absorption vs adsorption. In Differkinome. Retrieved April 9, 2026, from <https://fr.differkinome.com/articles/science/absorption-vs-adsorption.html> Consulté le 20 mai 2026

[79] MathWorks. (2025). MATLAB Documentation. MathWorks. Consulté le 28 mai 2026, sur : MATLAB Documentation

https://www.mathworks.com/help/matlab/index.html?s_tid=hc_panel