

RÉPUBLIQUE ALGÉRIENNE DÉMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITÉ IBN-KHALDOUN DE TIARET

FACULTÉ DES SCIENCES APPLIQUEES
DÉPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

MEMOIRE DE FIN D'ETUDES

POUR L'OBTENTION DU DIPLOME DE MASTER ACADEMIQUE

DOMAINE : SCIENCES ET TECHNOLOGIE

FILIERE : GENIE MECANIQUE

SPECIALITE : ENERGETIQUE

THÈME

**Prédiction du comportement thermique d'une
machine frigorifique solaire à absorption**

PREPARE PAR :

Mr. SOUDANI Akkacha

Mr. BOUCHEMAL Med Chaouki

DEVANT LE JURY :

NOM ET PRENOMS	GRADE	LIEU D'EXERCICE	QUALITE
MAKROUSSI Said	MCB	UIK TIARET	PRESIDENT
KHALDI SABRINA	MCA	UIK TIARET	EXAMINATEUR
SAFA ABD ELKADER	DOCTORANT	UIK TIARET	ENCADREUR

PROMOTION 2014 /2015

Remerciement

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

Mes plus sincères remerciements vont également à mon encadreur Monsieur **SAFA ABDELKADER** enseignant à l'université de Tiaret pour la qualité de son encadrement et ses encouragements qui ont été indispensables pour garder le moral dans les moments les plus compliqués, pour ses brillantes intuitions et pour l'optimisme qu'il a su me transmettre.

Je souhaite également remercier les membres du jury qui ont bien voulu consacrer une partie de leur temps à ma mémoire.

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

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

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

Dédicaces

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

A mes chers frères et sœurs.

A tous mes amis.

A tous mes collègues.

A toute ma famille.

*A tous les étudiants du département de génie
mécanique*

A tous ceux que j'ai connus de près ou de loin.

SOUDANI Akkacha

BOUCHEMAL Med Chaouki

Résumé

Ce travail présente un modèle de simulation pour prédiction la performance d'une machine frigorifique solaire à absorption en régime instationnaire utilisé la couple de solution (eau-LiBr) l'eau le fluide frigorigène et Bromure de lithium l'absorbant et la source de chaleur est l'énergie soleil par l'utilisation d'un capteur plan solaire a air. Le modèle mathématique se compose des sous modèles des différents composants de système tels que la désorbeur et l'absorbeur et l'évaporateur, le condensateur, la pompe et le détenteur, ces sous modèles ont été construits en se basant sur les principes fondamentaux du transfert de chaleur, de la thermodynamique, et de la mécanique des fluide. Le modèle est codé dans un programme de simulation est **MATLAB** utilisé pour prévoir les paramètres d'intérêt tels que le coefficient de performance et les enthalpies le titre, Le débit massique du fluide frigorigène, la puissance calorifique et la puissance frigorifique du système la résolution des équations par les méthodes de Runge Kutta et de nodale pour le capteur solaire, nos résultats apparaissent très acceptable et même motivants.

Mots clés : absorption, bromure de lithium-eau, production de froide.

ملخص

يعرض هذا العمل نموذج محاكاة للتنبؤ بسلوك مختلف مكونات آلة التبريد الشمسية بالامتصاص في نظام غير ثابت باستخدام الثنائي (المياه وبروميد الليثيوم) و باستغلال مصدر الطاقة الحرارية من الشمس باستخدام لاقط شمسي لتحويل الاشعاع الشمسي الى حرارة التي تنقل بواسطة الهواء لذي يسري بين الزجاج والماص . ويتكون النموذج من معادلات حرارية لمختلف مكونات النظام مثل الماص ومولد الضغط والمبخر، والمكثف، ومضخة والصمام . وهذه النماذج الفرعية شيدت على أساس المبادئ الأساسية للنقل الحراري والديناميكا الحرارية وميكانيكا السوائل، وذلك من خلال استخدام طريقة رانج كوتا لتحقيق نتائج دقيقة و طريقة نودال الخاصة بعلاقات الناقلية الحرارية ثم وضعها في برنامج المحاكاة MATLAB يستخدم لنمذجة المعادلات لمختلف مراحل المحاكاة واستخراج مختلف النتائج , واستعماله عند شروط حدية لمختلفة مكونات آلة التبريد الشمسي بالامتصاص ثم استخدام نتائج النمذجة لدراسة العوامل المؤثرة على معامل الاداء . اظهرت النتائج ان معامل اداء الدار الاحادية ان زياد في درجة حرارة المولد و المبخر و الماص يؤدي الى زيادة في معامل اداء الالة وينقص هذا الاخير بزيادة درجة حرارة المكثف.. نتائجننا مقبولة جدا وحتى محفزة.

كلمات البحث: الامتصاص، المياه و بروميد الليثيوم، انتاج البرودة.

SOMMAIRE

REMERCIEMENT

DEDICACES

INTRODUCTION.....1

CHAPITRE I

I.1. INTRODUCTION3

I.2. NOTIONS GENERALES SUR L'ENERGIE SOLAIRE3

I.2.1. Description de capteur solaire thermique3

I.2.2. Définition du capteur solaire plan4

I.2.3. Description générale des composants du capteur solaire plant4

I.2.4. Principe de fonctionnement d'un capteur solaire6

I.2.5. Bases de captation d'énergie solaire de capteur plant6

I.2.6. Différents types des capteurs plans7

I.2.7. Différents types des capteurs concentrateurs8

I.2.8. Coordonnées célestes.....9

o Coordonnées géographiques de la terre9

o Coordonnées horaires de la terre 10

o Coordonnées horizontales du soleil..... 11

I.3. Machines frigorifiques solaire 12

I.4. Différent type de Machines frigorifiques solaire..... 14

o Analyse du fonctionnement de système à éjection 16

o Fonctionnement du machine frigorifique solaire à adsorption 18

I.5. CONCLUSION 23

CHAPITRE II

II.1.Introduction.....24

II.2.Étude bibliographique.....24

II.3.Conclusion.....35

CHAPITRE III

III.1.INTRODUCTION..... 36

III.2. DESCRIPTION DE PROBLEME 36

III.3. MODELISATION THERMIQUE DU CAPTEUR SOLAIRE 36

III.3.1. HYPOTHESES SIMPLIFICATRICES 36

III.4. MODELISATION DE LA MACHINE FRIGORIFIQUE A ABSORPTION 37

III.5. MODELISATION DE L'ECLAIREMENT SOLAIRE	39
III.5.2. Description de méthode de résolution.....	41
III.5.3. Différents Equations de fonctionnement du capteur solaire à air	43
III.5.4. Rendements d'un capteur solaire	46
III.6. MODELISATION DES COEFFICIENTS DE TRANSFERT DE CHALEUR	47
III.6.1. Transfert thermique par convection	47
III.7. ANALYSE THERMODYNAMIQUE DE LA MACHINE FRIGORIFIQUE SOLAIRE A ABSORPTION	49
III.8. RESOLUTION NUMERIQUE DES EQUATIONS.....	52
III.9. CONCLUSION	55

CHAPITRE IV

IV.1. INTRODUCTION	56
IV.2. VALIDATION THERMIQUE	56
IV.2.2.1. Influence de température de bouilleur avec ($T_{ev}=10^{\circ}C$, $T_{cond}=40^{\circ}C$, $T_{abso}=36^{\circ}C$) sur le COP calculé et de simulation	56
IV.3. ETUDE DE L'EFFET DES PARAMETRES SUR LE RENDEMENT THERMIQUE DU CAPTEUR SOLAIRE PLAN A AIR EN REGIME INSTATIONNAIRE.....	57
IV.3.1. Courbes de l'éclairement solaire	57
IV.3.1.1. Évolution temporelle des éclairagements solaires (global, diffus, directe).....	57
IV.3.1.2. Variation temporelle des températures de l'ambiance et du ciel	58
IV.3.1.3. Evolution temporelle du rendement instantané du capteur	58
IV.3.1.4. Evolution temporelle des températures des différents éléments du capteur. ...	59
IV.3.1.5. Variation de puissance utile en fonction de temps.....	60
IV.3.1.6. Evolution des températures de divers éléments du capteur solaire en fonction de débit massique.	61
IV.4. L'INFLUENCE DES TEMPERATURES SUR LES PERFORMANCES DE LA MACHINE.....	62
IV.5. CONCLUSION.....	66

CONCLUSION GENERALE

ANNEXE

BIBLIOGRAPHIE

LISTE DE FIGURE

CHAPITRE I

Figure I.1. Composants du capteur solaire.	5
Figure I.2. Principe fonctionnement de capteur plan [6].....	6
Figure I.3. Composants d'un capteur plan à eau.	7
Figure I.4. Composent un capteur plan à air.	8
Figure I.5. Schéma de types des capteurs concentrateurs [6].....	9
Figure I.6. Coordonnées géographiques de la terre.....	10
Figure I.7. Les coordonnées horaires de la terre.	11
Figure I.8. Coordonnées horizontales du soleil.	11
Figure I.9. Phénomène d'adsorption [16] [17].	13
Figure I.10. Phénomène d'absorption [17].....	14
Figure I.11. Schéma de principe d'un système à dessiccation (dessicant cooling).....	15
Figure I.12. Schéma representatif de l'éjecteur.....	16
Figure I.13. Schéma simplifié d'une machine frigorifique à éjecto- compresseur	17
Figure I.14. Structure de la machine à adsorption solaire.	18
Figure I.15. Principe fonctionnement d'une machine frigorifique à absorption[26].	20

CHAPITRE II

Figure II.1. Variation du coefficient de performance avec la température de la température ambiante (cas de l'électricité).....	25
Figure II.2. Variation du coefficient de performance avec la température du générateur (cas du gaz).....	25
Figure II.3. Variation de COP en fonction de (T_d , T_e , T_c et x_f) cycle de simple effet.	26
Figure II.4. Variation de COP en fonction de (T_d , T_e et x_f) cycle avec échangeur Interne.....	27
Figure II.5. Variation de COP en fonction de (T_d , T_e , T_c et x_f) cycle avec pré Refroidissemen.....	27
Figure II.6. Comparaison des puissances frigorifiques et désorptions simulées et expérimentales.....	28
Figure II.7. Comparaison des résultats obtenus par ABSIM et SARM du COP en fonction de T_b	29
Figure II.8. Évolution du (COP) en fonction de (T_g)..	30

LISTE DE FIGURE

Figure II.9. Evolution du (COP) en fonction de (T_e).....	30
Figure II.10. Variation du coefficient de performance en fonction de la température du (T_G , T_C et T_E , efficacité de l'échangeur récupérateur Effi).....	31
Figure II.11. Comparaison entre les températures de sortie (a, b, c) et les puissances (d, e, f) simulées et mesurées aux bornes du générateur (a, d), du circuit de refroidissement (b, e) et de l'évaporateur (c, f) pour la journée étudiée.....	32
Figure II.12. Courbe de COP en fonction de débit de la solution riche sortant du bouilleur n°1.....	33
Figure II.13. Courbe de COP en fonction de débit de mélange entrant au bouilleur n°3.....	33
Figure II.14. Evolution de la Scap en fonction de T_s	34
Figure II.15. Evolution du Cops en fonction de T_S	34
Figure II.16. Evolution du COPs pour les deux machines avec et sans colonne de distillation en fonction du TSV.....	34
Figure II.17. Evolution de TS pour les deux machines avec et sans colonne de distillation en fonction du TSV.....	35

CHAPITRE III

Figure III.1. Machine frigorifique solaire à absorption à simple effet [39]	38
Figure III.2. Schéma thermoélectrique de capteur solaire à air.....	42
Figure III.3. L'échange de chaleur avec la coté extérieur de la vitre.....	43
Figure III.4. L'échange de chaleur avec la coté intérieur de la vitre.	43
Figure III.5. Figure L'échange de chaleur avec le fluide caloporteur.....	44
Figure III.6. L'échange de chaleur avec l'absorbeur.	45
Figure III.7. L'échange de chaleur avec l'isolant.	45

CHAPITRE IV

Figure IV.1. Evolution de COP calculé et de simulation en fonction de température de bouilleur avec ($T_{ev}=10^\circ\text{C}$, $T_{cond}=40^\circ\text{C}$ et $T_{abso}=36^\circ\text{C}$).....	56
Figure IV.2. Variation temporelle des éclaircissements solaires (global, diffus, directe)	57
Figure IV.3. Variation temporelle des températures de l'ambiance et du ciel.....	58
Figure IV.4. Evolution temporelle du rendement instantané du capteur	59
Figure IV.5. Evolution temporelle des températures des différents éléments du capteur.....	60
Figure IV.6. Variation de puissance utile en fonction de temps.	60
Figure IV.7. Evolution des températures de divers éléments du capteur solaire en fonction de débit massique.....	61
Figure IV.8. Variation de COP en fonction de température de bouilleur pour $T_{ev}=10^\circ\text{C}$ et	

LISTE DE FIGURE

Tabso=36°C et Tcond=40°C.....	62
Figure IV.9. Evaluation de COPS en fonction de température de bouilleur pour $T_{ev}=9\text{ °C}$ et $T_{abs}=36\text{ °C}$ et $T_{cond}=40\text{ °C}$	63
Figure IV.10. Évaluation de puissance de condensation en fonction de température de bouilleur pour $T_{ev}=10\text{ °C}$ et $T_{abs}=36\text{ °C}$ et $T_{cond}=40\text{ °C}$	63
Figure IV.11. Évaluation de puissance de condensation en fonction de température de bouilleur pour les températures de l'évaporateur (10 [°C] et 6 [°C]) et $T_{abs}=36\text{ °C}$ et $T_{cond}=40\text{ °C}$	64
Figure IV.12. Évaluation de COP en fonction de température de bouilleur pour la puissance frigorifique $Q_f=10\text{ [°C]}$ et avec $T_{ev}=10\text{ °C}$ et $T_{abs}=36\text{ °C}$ et $T_{cond}=40\text{ °C}$	65
Figure IV.13. Variation du COP solaire en fonction de température du bouilleur pour différents valeurs des températures de l'évaporateur avec ($T_{cond}=40\text{ °C}$ et $T_{abs}=36\text{ °C}$ et.....	65
Figure IV.14. Évaluation du coefficient de performance en fonction de température du bouilleur pour différents Valeurs des températures de l'évaporateur avec ($T_{cond}=40\text{ °C}$ et $T_{abs}=36\text{ °C}$).....	66

INTRODUCTION GENERALE

En raison de l'espace d'Algérie elle occupe le deuxième classement en Afrique et cela remonte sur l'énergie solaire qui couvre la plus grande zone. Pour cela nous allons étudié les différentes composantes de machine frigorifique utilisant l'énergie solaire , on conclut qu' une petite coefficient de performance pour la machine frigorifique à absorption en particulier la possibilité de l'exploitation de l'énergie solaire dans la course qu' est ce qui nous a permis de simuler cette machine afin de prédire le comportement des différents composants afin de déterminer les facteurs qui influent sur le coefficient de performance.

La prise de conscience mondiale des dangers qui guettent la terre, a conduit les chercheurs à développer des modes d'utilisation rationnelle et efficace de l'énergie solaire dans les procédés industriels.

Une nouvelle configuration de la machine frigorifique a été proposée dans la littérature depuis longtemps, mais elle n'a pas fait l'objet de recherches assez approfondie. Le principe de cette machine qui promet d'être une bonne alternative consiste à remplacer les fluides de travail habituellement homogène d'une pompe à chaleur à absorption classique, par un mélange liquide présentant une miscibilité partielle. Dans un domaine de pression et de température donné, ce type de mélange a la particularité de se présenter sous forme d'une solution hétérogène constituée par deux phases en équilibre immiscibles. L'équipement frigorifique fait aujourd'hui partie de la vie quotidienne, de par ses nombreuses applications qui vont de la conservation des produits alimentaires, pharmaceutiques et autres à la climatisation.

Ce mémoire est comprend quatre chapitre :

Le chapitre I : présente des notions générales sur l'énergie solaire et description de type capteur solaire thermique et divers machines frigorifiques solaire.

Chapitre II : Nous avons faire une étude bibliographique sur les machines frigorifiques à absorption de différents travaux dans le même domaine.

Chapitre III : Pour accéder d'une étude approfondie du dispositif de refroidissement par absorption et par utilisation des principes de thermodynamique pour extraction des différents

équations de problème, et résoudre les équations qui obtenue par méthode de Runge Kutta et nodale.

Chapitre VI : discussion les résultats obtenus par simulation, et sa validation par rapport à un autre travail.

Conclusion des tous le chapitres précédents.

CHAPITRE 1 : NOTIONS GENERALES SUR LES MACHINES FRIGORIFIQUES SOLAIRE

I.1. INTRODUCTION

La diversité d'utilisation de l'énergie solaire dans de vastes domaines, ce qui rend le travail sur le développement de l'exploitation humaine à travers la piste de suivi et de localiser à travers les techniques de jour pour profiter de toute cette énergie pendant la journée. A été exploitée notamment dans le domaine de la réfrigération, a réussi de convertir cette énergie en électricité pour alimenter le compresseur dans l'ancien circuit de refroidissement à travers le panneau solaire photovoltaïque et Quant à l'énergie thermique utilisée dans un système de réfrigération a sorption et a éjection, Pour vaporiser et séparé fluide frigorigène de solution riche et absorbant dans la bouilleur, en tenant compte de son impact sur l'environnement et l'humaine et le coût et la simplicité de fonctionnement.

Ce chapitre pour sélectionner de la machine frigorifique solaire a étudié et le fluide frigorigène et le capteur solaire a utilisé, a réaliser l'intégration entre les composants de la machine de bon fonctionnement et faible coût.

I.2. NOTIONS GENERALES SUR L'ENERGIE SOLAIRE

L'énergie émise par le soleil voyage jusqu'à la Terre sous forme de rayonnement électromagnétique. Ce rayonnement est semblable aux ondes radioélectriques mais il possède une gamme de fréquence différente. L'énergie peut être récupérée par des capteurs solaires thermiques ou photovoltaïques [1].

I.2.1. Description de capteur solaire thermique

Les capteurs solaires sont des systèmes, qui captent et transforment l'énergie du rayonnement solaire en énergie thermique, cette transformation est obtenue à l'aide des collecteurs thermiques. Il existe deux principaux types de capteurs solaires thermiques [2] :

- Les capteurs plans
- Les capteurs concentrateurs

I.2.2. Définition du capteur solaire plan

Le capteur solaire plan est un système thermique qui permet la conversion de l'énergie solaire en énergie calorifique, la chaleur reçue de cette conversion est utilisée soit directement (cas de chauffage), soit elle même convertie en énergie mécanique par l'intermédiaire des cycles thermodynamique [3].

I.2.3. Description générale des composants du capteur solaire plant

Le capteur plant représenté dans la figure I.1, doit être constitué des éléments suivants :

1) vitre

Couverture transparente (vitre) : qui engendre l'effet de serre ; en verre ou plexiglas, son intérêt consiste surtout en une meilleure isolation thermique de la face avant du capteur, sa qualité est aussi importante que celle de l'isolation arrière.

2) Absorbeur

C'est la transformation du rayonnement solaire en chaleur, il transport cette chaleur au fluide caloporteur, il est constitué d'une plaque métallique (cuivre, acier, aluminium) de faible épaisseur ($<4\text{ mm}$) peinte en noir du côté rayonnement et parfois munie d'ailettes de l'autre côté pour augmenter le transfert avec le fluide caloporteur.

Ses principales qualités sont :

- un facteur d'absorption aussi voisin que possible de l'unité ;
- un pouvoir émissif dans l'infrarouge aussi faible que possible ;
- une bonne conductivité thermique ;
- une faible inertie thermique [4].

3) Fluide caloporteur

Le fluide caloporteur est utilisé dans le circuit primaire de capteur solaire a pour rôle de véhiculer la chaleur cédée par l'absorbeur, différents fluides peuvent être utilisée mais doit satisfaire a des certains conditions :

- Grande capacité calorifique.
- Faible viscosité.
- Coefficient de transfert thermique élevé.
- Haute point de d'ébullition est bas point de congélation.
- Degré d'agressivité faible devant les matériaux constituant le capteur.

Les fluides caloporteurs plus utilisée sont :

❖ Air

L'air comme agent de transport de calories a un grand avantage par son abondance et sa gratuité, est par l'absence des problèmes de gel et de corrosion ce qui donne au capteur une grande durée de vie est moins de travaux d'entretien.

Mais pour transporter une quantité raisonnable d'énergie il faut utiliser des volumes d'air très importants.

❖ Eau

Un excellent fluide caloporteur pour sa chaleur massique mais le risque de gel pendant les nuits d'hiver et le risque d'ébullition en cas haute température pose des problèmes [5].

4) Isolant

Il joue un rôle très important dans les applications de l'énergie solaire, empêche les pertes thermiques ; elle se compose d'une plaque d'aluminium de surface très lisse (parfois elle n'est pas utilisée), d'une couche de polystyrène (de 20 à 80 mm d'épaisseur) ou de laine de verre et d'une plaque en bois externe (de 5 à 20 mm d'épaisseur).

5) Boîtier (coffret)

Il contient les trois éléments cités précédemment et dont les parois sont tapissées d'une couche isolante destinée à réduire les pertes vers l'arrière et les cotés du capteur, il doit être solide et résistant à la corrosion [4].

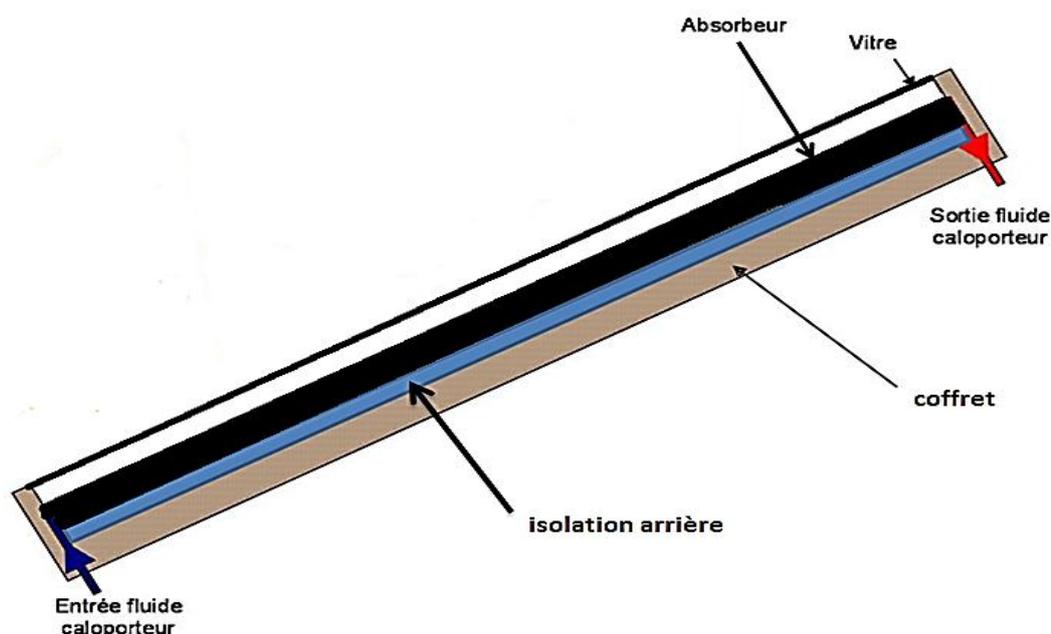


Figure I.1. Composants du capteur solaire.

I.2.4.Principe de fonctionnement d'un capteur solaire

Le principe de fonctionnement d'un capteur solaire plan est très simple (figure I.2) :

Le rayonnement solaire traverse la vitre et arrive sur l'absorbeur muni d'une surface sélective où il est converti en chaleur à sa surface. Le fluide caloporteur qui circule dans l'absorbeur conduit la chaleur captée vers un échangeur de chaleur, à partir duquel elle est transmise au consommateur.

Le vitrage est transparent pour le rayonnement visible et le proche IR mais opaque pour le rayonnement IR lointain émis par l'absorbeur, ainsi, la couverture transparente crée un effet de serre.

L'isolation thermique en dessous et autour du capteur diminue les déperditions thermiques et augmente ainsi son rendement [6].

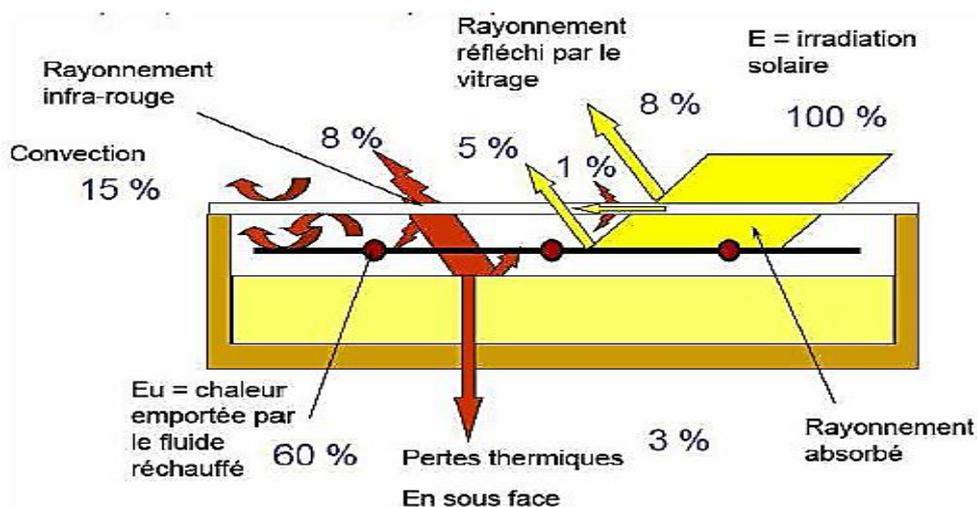


Figure I.2. Principe fonctionnement de capteur plan [6].

I.2.5.Bases de captation d'énergie solaire de capteur plant

a) Corps noir (absorbeur)

C'est un corps ou une surface qui absorberait de façon idéale la totalité d'un rayonnement qu'il reçoit, et qui aussi, à une température donnée et pour une longueur d'onde donnée, il émettrait le maximum de flux par rayonnement.

b) Effet de serre (vitre)

L'effet de serre est souvent mis à profit pour la conversion thermique à base de température du rayonnement solaire. On désigne normalement par "effet de serre", l'ensemble des modifications apportées à l'équilibre énergétique et thermique d'un corps récepteur (le sol par exemple), par la mise en place d'un couvercle de verre, transparent au rayonnement

solaire, compris entre $0.01\mu\text{m}$ et $4\mu\text{m}$ et opaque au rayonnement solaire terrestre de longueur d'onde supérieure à $4\mu\text{m}$ [7].

I.2.6. Différents types des capteurs plans

Capteur solaire à eau

Le capteur solaire thermique à eau est constitué principalement d'une couverture transparente, d'un absorbeur, d'un conduit permettant à l'eau de collecter l'énergie cédée par l'absorbeur, et d'un isolant. La figure (I.3) représente le principe de fonctionnement d'un tel capteur.

Le principe est le suivant : le rayonnement solaire, passe à travers la couverture transparente (constituée ici d'un vitrage), et arrive à l'absorbeur, celui-ci s'échauffe, et transmet de l'énergie thermique par convection à l'eau qui circule dans les conduits, et réémet du rayonnement thermique vers l'extérieur, l'isolant permet de réduire les pertes thermiques du capteur.

Ils s'adaptent aux appareils de chauffage à liquide, y compris ceux dont le liquide entre en ébullition pendant le chauffage (la production de l'eau chaude sanitaire).

On peut distinguer deux types de systèmes :

- Les systèmes à basse pression de circulation très simple, à eau chaude sans pression.
- Les systèmes à haute pression, à eau chaude à haute pression utilisant une pompe [6].

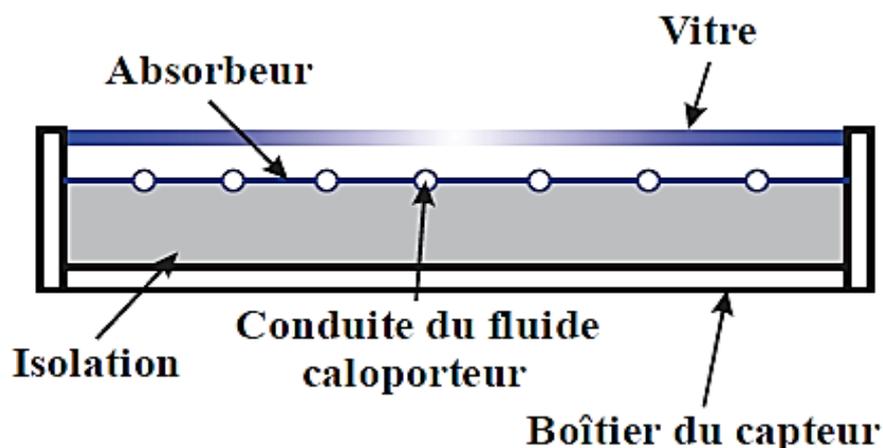


Figure I.3. Composants d'un capteur plan à eau.

Capteur solaire à air

Ils sont utilisés pour le chauffage direct de l'air, généralement pour le préchauffage de l'air neuf. Ils sont utilisés lorsque la température désirée n'est pas très haute ($<70^{\circ}\text{C}$).

Car le rendement baisse fortement avec la hausse de la température de l'air caloporteur. L'avantage de ces capteurs est leur faible coût ainsi que la faible complexité d'installation.

Des ailettes sont dessinées dans l'absorbeur pour augmenter le coefficient d'échange convectif entre l'air et le fluide caloporteur et l'absorbeur.

Ces capteurs peuvent être utilisés dans une installation de desiccant cooling.

Ce type de capteurs s'adapte aux appareils de chauffage à air pour le séchage des produits agro-alimentaires, et le chauffage des locaux [8].

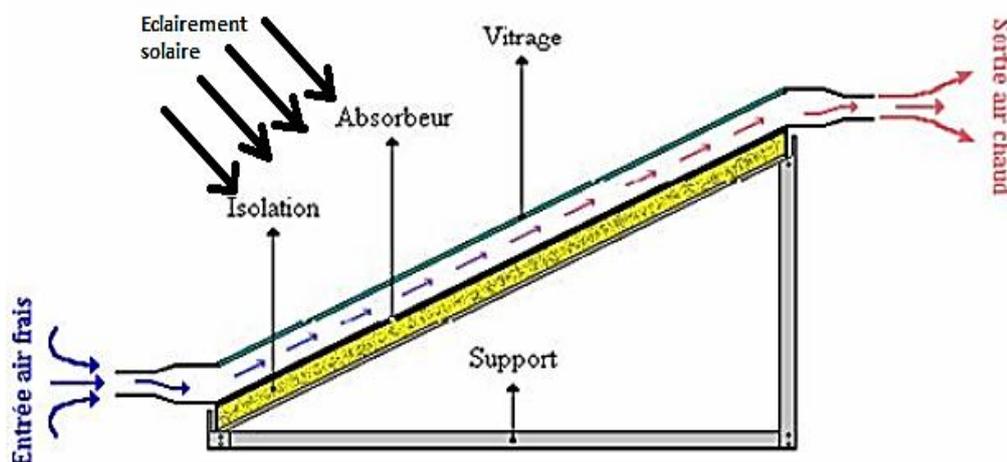


Figure I.4. Composent un capteur plan à air.

I.2.7. Différents types des capteurs concentrateurs

Ces capteurs utilisent des surfaces réfléchissantes (miroirs) paraboliques ou cylindro-paraboliques pour concentrer les rayons solaires respectivement dans le foyer ponctuel ou dans le foyer linéaire de ces surfaces, dans le foyer ponctuel ou le long du foyer linéaire se trouvent les récepteurs (absorbeurs) qui captent la chaleur solaire ainsi concentrée. Naturellement ces concentrateurs doivent suivre le mouvement du soleil. [9].

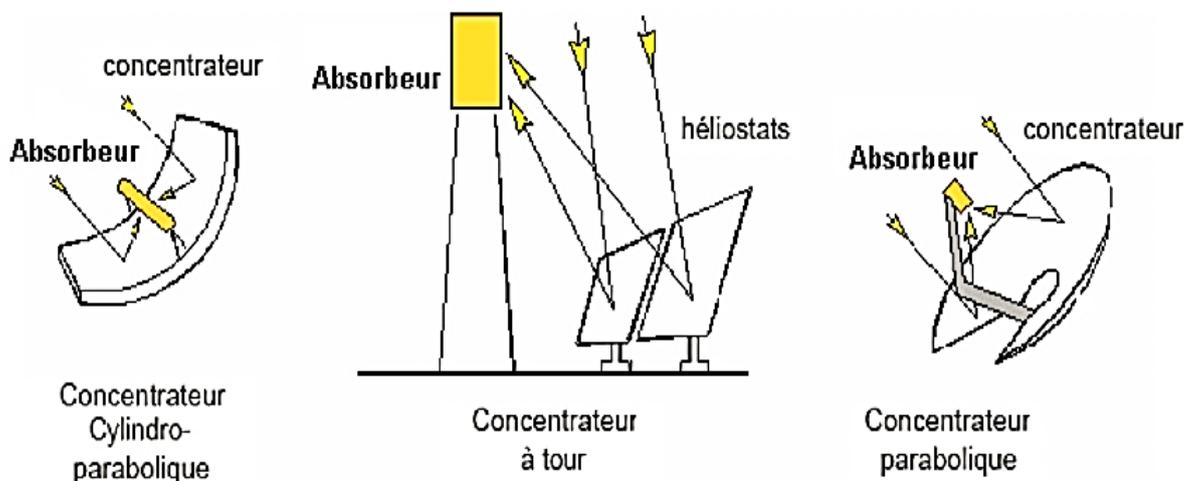


Figure I.5. Schéma de types des capteurs concentrateurs [6]

○ **Concentrateur cylindro-parabolique**

C'est un capteur à concentration à foyer linéaire utilisant un réflecteur cylindrique de section parabolique, le rayonnement solaire est concentré environ 100 fois sur des tubes linéaires, de couleur noire (absorbeurs) pour capter un maximum de rayonnement, contenant un fluide caloporteur, installés le long de la ligne focale des miroirs.

○ **Concentrateur parabolique**

Utilisent un miroir parabolique mobile qui concentre l'énergie solaire sur un moteur Stirling placé sur le point focal, la température au foyer peut atteindre de 500 à 1 000°C [6].

○ **Concentrateur à tour solaire**

Plusieurs de miroirs sont positionnés autour d'une tour, on appelle ces miroirs « héliostats » (en grec : qui fixe le soleil).

Situés au sol les rayons du soleil sont ainsi en permanence réfléchis en direction d'un point unique au sommet de la tour, le rayonnement solaire est directement concentré sur un absorbeur qui transforme le rayonnement en chaleur à haute température, peut atteindre des températures supérieures à 1000°C [10].

I.2.8. Coordonnées célestes

○ **Coordonnées géographiques de la terre**

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

La figure I.6 représenté les coordonnées géographiques de la terre (latitude, longitude).

Un point quelconque d'un lieu donné du globe peut être défini par les coordonnées suivantes :

- ✓ **Latitude (Φ)** : correspond à l'angle entre le rayon joignant le centre de la terre à ce lieu et le plan équatorial. Elle varie de -90° à $+90^\circ$, elle est positive vers le nord.
- ✓ **Longitude (L)** : représente l'angle entre le plan méridien passant par ce lieu et le plan méridien origine (Green winch) [11].

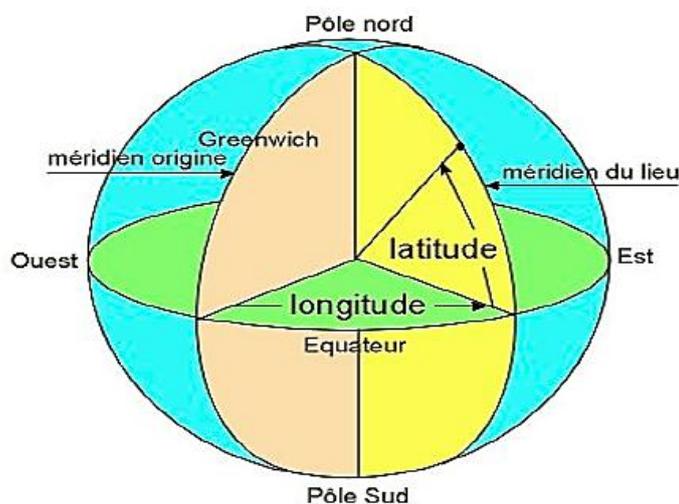


Figure I.6. Coordonnées géographiques de la terre.

✓ **Altitude** : est la distance verticale entre ce point et une surface théorique de référence (surface de la mer).

○ **Coordonnées horaires de la terre**

Les coordonnées horaires représentées par la figure I.7 de (Angle horaire, Déclinaison).

- **Angle horaire (ω)** : est déterminé par la rotation régulière de la terre autour de son axe. Elle est comptée positivement dans le sens rétrograde de 0 à $+360^\circ$, une heure sidérale vaut donc 15° d'angle et $\omega=0^\circ$ (12h:00) au méridien de Greenwich.
- **Déclinaison(δ)** : c'est l'angle fait par le plan de l'équateur avec celui de l'écliptique. Elle est variée au cours de l'année de $+23^\circ 27'$ à $-23^\circ 27'$.

Elle est comptée positivement de 0 à $+90^\circ$ de (E) vers P (pôle boréal), et négativement de 0 à -90° de (E) vers P' (pôle austral).

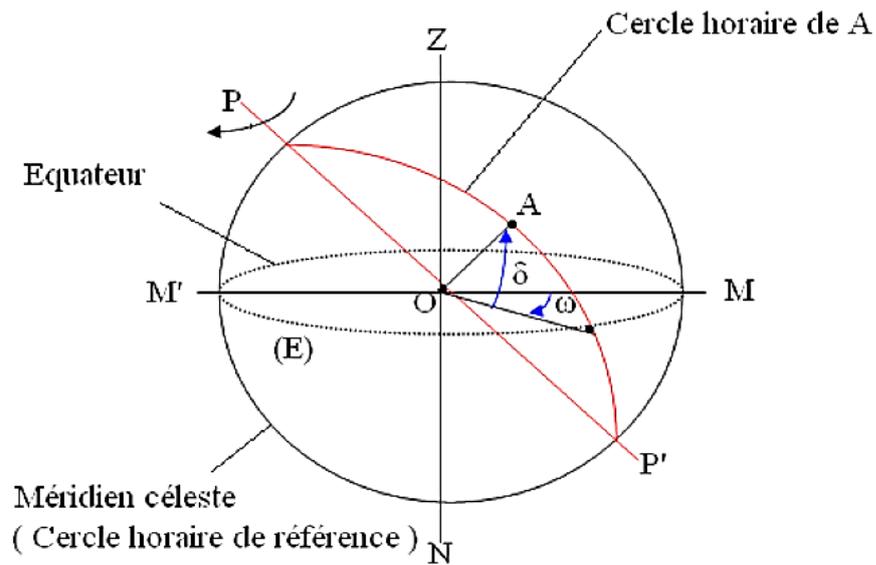


Figure I.7. Les coordonnées horaires de la terre.

○ **Coordonnées horizontales du soleil**

Ces coordonnées représentées par la figure I.8 de (hauteur, azimut).

- **Hauteur (hs)** : est l'angle entre la direction du soleil et sa projection elle est comptée positivement de 0 à +90° vers le zénith et négativement de 0 à -90° vers le nadir.
- **Azimut (a)** : est l'angle entre la direction de soleil et la direction de sud. On peut le compter positivement de 0 à +180° vers l'ouest et négativement de 0 à -180° vers l'est [12].

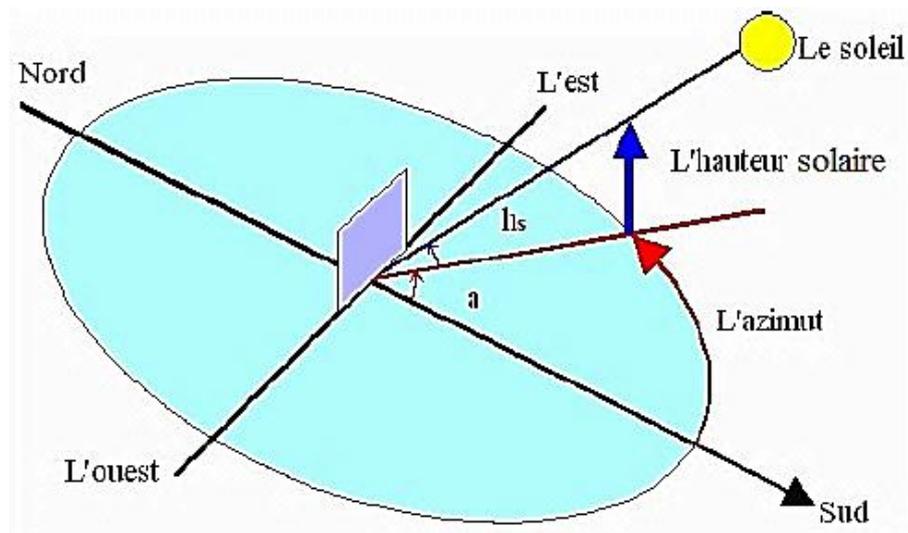


Figure I.8. Coordonnées horizontales du soleil.

I.3. MACHINES FRIGORIFIQUES SOLAIRE

Il existe des technologies où l'énergie thermo-solaire est utilisée dans un processus de réfrigération à la place de l'électricité, le principe de base dans un processus de réfrigération solaire est le phénomène de sorption : une substance gazeuse peut être déposée sur une liquide absorption ou sur un solide (adsorption).

Il est à distinguer entre les systèmes de sorption ouverts et fermés, les processus fermés comportent des refroidisseurs à absorption ou à adsorption, les champs d'application des systèmes fermés sont la production d'eau froide, qui est utilisée pour les stations de ventilation centralisée (déshumidification) ou dans la climatisation décentralisée, c'est –à-dire la climatisation résidentielle.

Le système frigorigère évaporatif et desiccant sont basés sur les cycles ouverts. Dans ce cas, l'air est directement conditionné c'est-à-dire refroidi et déshumidifié [13].

Types de sorption

Les systèmes frigorigères à sorption utilisent des propriétés couplées d'un sorbant et d'un sorbat (Fluide frigorigère), suivant la nature du sorbant liquide ou solide, la machine présente des variantes dont les principales sont les suivantes :

a) phénomène à adsorption

Définitions du phénomène d'adsorption

Fantana et Schelle ont découvert le phénomène d'adsorption en 1711[14].

Phénomène d'adsorption représenté par la figure I.9, est un phénomène physique de fixation de molécules sur la surface d'un solide. Ce phénomène est utilisé pour "récupérer" des molécules indésirables de fluide (liquides ou gazeuses) dispersées dans un solvant. La fixation provient de l'établissement, entre le solide et les molécules, de liaisons de Van Der Waals (liaisons de type électrostatique de faible intensité, avec des énergies d'interaction entre 5 et 40 kJ/mol)

On parle aussi d'adsorption physique, pour la différencier de l'adsorption chimique qui met en jeu des forces de plus grande intensité (du type liaison covalente), et qui modifie la structure moléculaire du soluté (contrairement à l'adsorption physique), ce qui rend en général le processus irréversible, l'adsorption est favorisée.

-Pour l'adsorbant, par une faible granulométrie (la taille des grains doit être proche de la taille moléculaire), donc une grande surface spécifique (la surface accessible aux solutés doit être maximale).

-Pour l'adsorbat, la masse moléculaire est élevée [15].

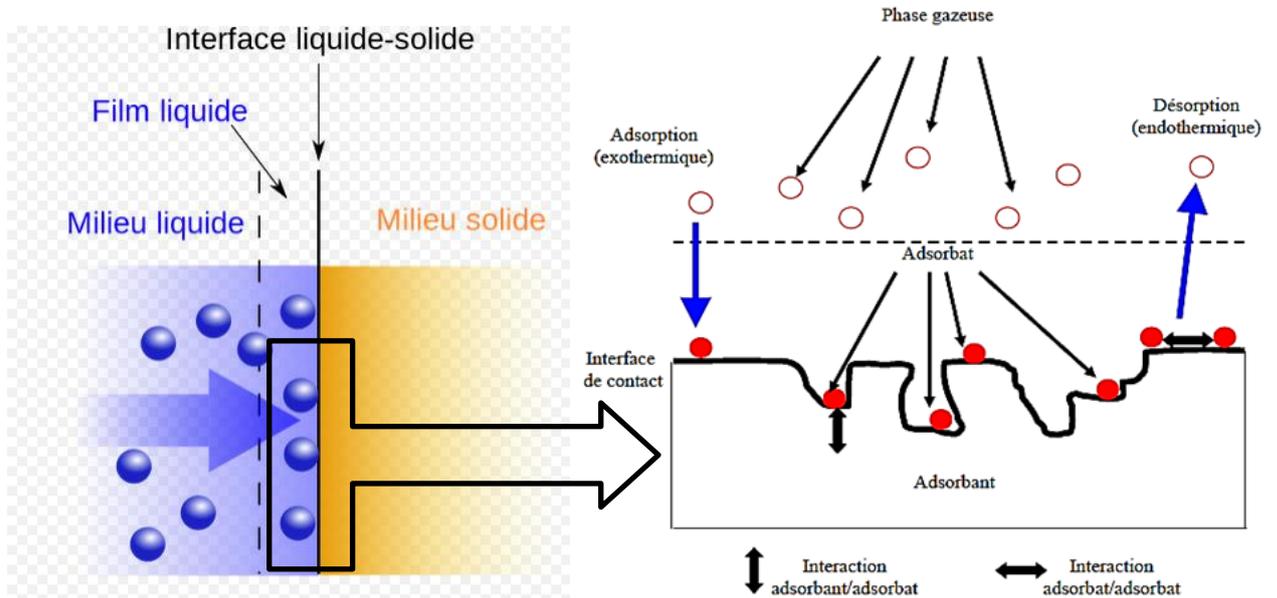


Figure I.9. Phénomène d'adsorption [16] [17].

Phénomène d'absorption

Définitions du phénomène d'absorption (Sorption chimique)

Le phénomène d'absorption représenté dans la figure (I.10) est le mélange d'un gaz dans un liquide, les deux fluides présentent une forte affinité, pour former une solution (Dieng et Wang, 2001), Ce processus est réversible.

Le procédé de production de froid par absorption liquide-gaz est un procédé où les deux phases de fonctionnement du dipôle sont séparées spatialement et non pas temporellement.

Le cycle de basse nécessite donc la mise en œuvre de deux dipôles fonctionnant simultanément [12].

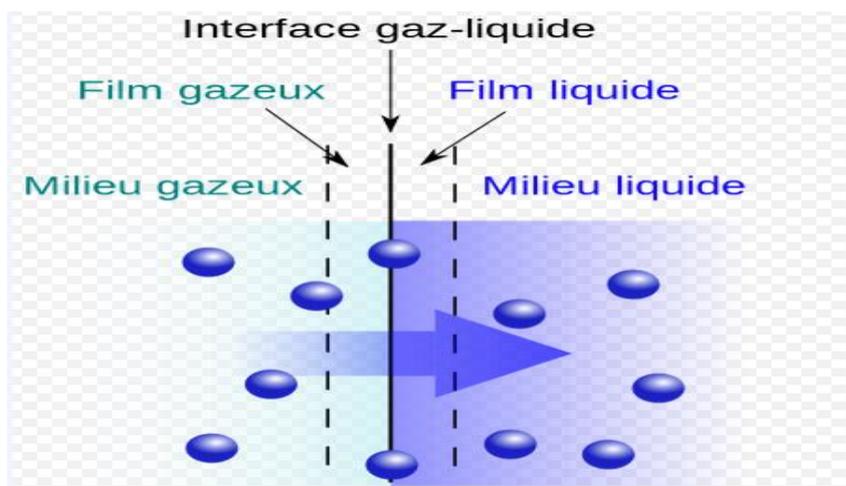


Figure I.10. Phénomène d'absorption [17].

I.4. DIFFERENT TYPE DE MACHINES FRIGORIFIQUES SOLAIRE

I.4.1. Description du machine frigorifique solaire à dessiccation

Les systèmes à dessiccation sont des systèmes ouverts utilisant l'eau, en contact direct avec l'air, comme réfrigérant.

Le cycle de rafraîchissement est une combinaison de rafraîchissement évaporatif avec une déshumidification par un matériau hygroscopique, qui peut être aussi bien liquide que solide.

Le terme « ouvert » signifie que le réfrigérant est évacué du système après qu'il ait produit son effet refroidissant, et qu'une nouvelle quantité de réfrigérant doit être injectée, le tout dans une boucle ouverte. Seule l'eau peut être utilisée comme réfrigérant puisqu'elle est en contact direct avec l'air ambiant.

La technologie la plus courante aujourd'hui utilise des roues à dessiccation rotatives, avec du silica-gel ou du chlorure de lithium comme matériau de sorption.

Les principaux composants du système sont présentés dans la figure (I.11)

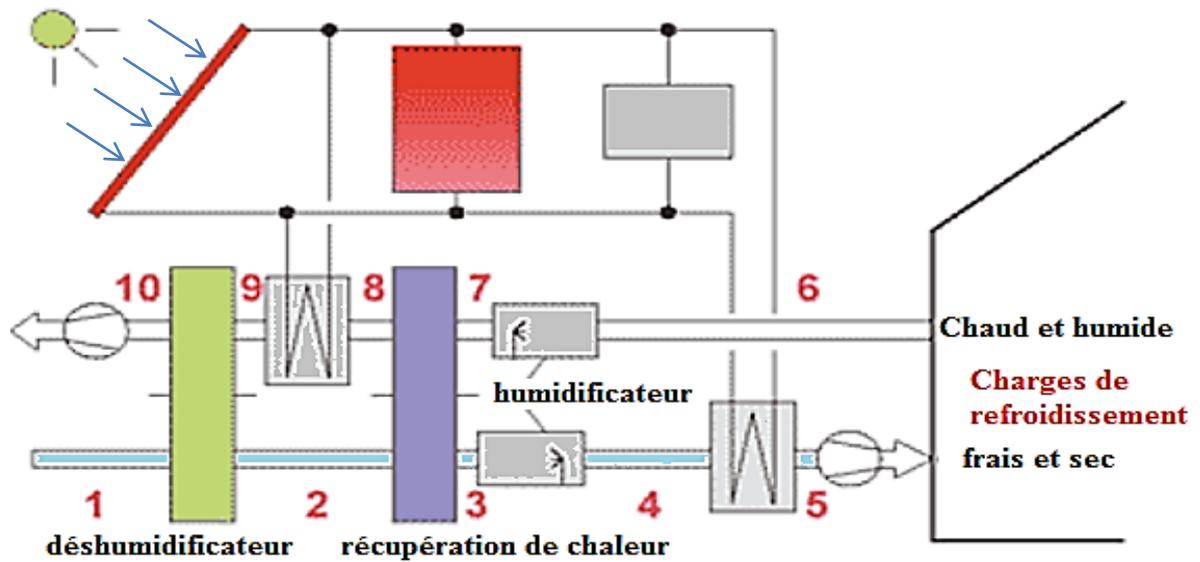


Figure I.11. Schéma de principe d'un système à dessiccation (dessicant cooling)

Le procédé de base permettant le conditionnement d'air suivant :

L'air entrant, chaud et humide, traverse une roue à dessiccation en rotation lente, et est donc déshumidifié (1-2).

L'air étant réchauffé par le phénomène d'adsorption, un premier refroidissement est obtenu au travers d'un échangeur thermique (roue métallique en nid d'abeilles, en rotation : (2-3).

L'air est ensuite humidifié, et donc refroidi, dans un humidificateur (3-4), permettant d'ajuster le niveau d'humidité et de température souhaité pour l'air neuf.

L'air repris dans la pièce est humidifié pratiquement jusqu'au point de saturation (6-7), pour bénéficier au maximum du potentiel de refroidissement dans l'échangeur thermique (7-8). Enfin, la roue à dessiccation doit être régénérée (9- 10), en utilisant de la chaleur à un niveau de température relativement faible (50 °à 75 °C), permettant ainsi de poursuivre le processus continu de déshumidification.

Système utilisant un matériau déshydratant solide dans une roue en rotation [18].

I.4.2. Description du machine frigorifique solaire à éjection

L'éjecteur est l'élément essentiel du système tri thermes à éjecto-compresseur est représenté par la figure (I.12).

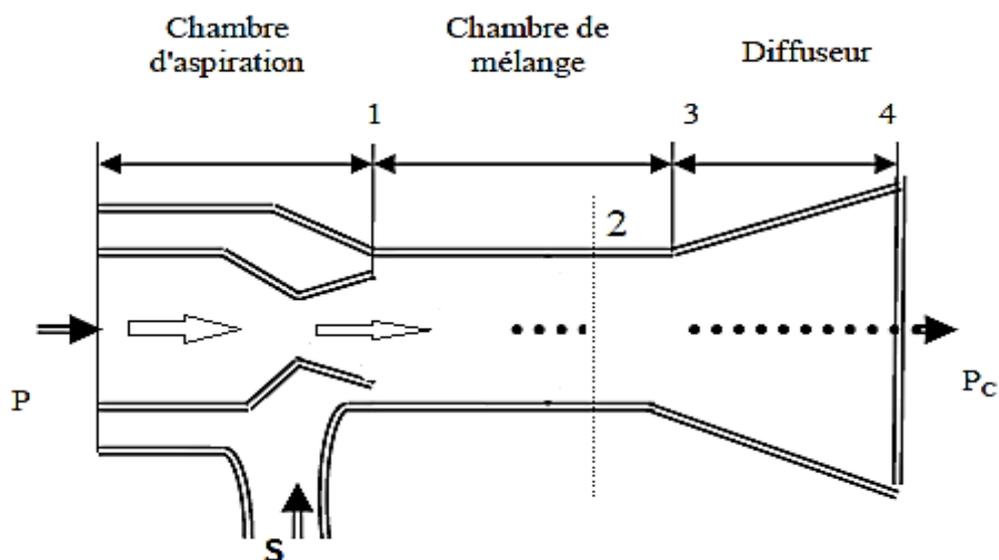


Figure I.12. Schéma représentatif de l'éjecteur

Il est composé d'une tuyère motrice et d'une tuyère secondaire en trois parties, partie convergente, chambre de mélange, partie divergente du diffuseur. L'éjecteur est l'élément où s'effectue le mélange des deux fluides (primaire et secondaire). C'est aussi un compresseur statique qui sert à augmenter la pression, donc, c'est un élément moteur de la machine dans laquelle le fluide moteur aspire le fluide de la boucle frigorigère. La partie active de l'éjecteur consiste en système de deux tuyères coaxiales liées par un collecteur d'aspiration. [19]

○ Analyse du fonctionnement de système à éjection

Le principe de fonctionnement est représenté par la figure (I.13), la vapeur générée dans le bouilleur à haute température et haute pression appelée fluide primaire ou moteur (P), se détend dans la tuyère primaire de l'éjecteur, à la sortie, le fluide primaire à grande vitesse entraîne le fluide secondaire (S) provenant de l'évaporateur. Ensuite, les flux primaires et secondaires se mélangent dans la chambre de mélange.

Une première augmentation de pression, due à la formation d'une onde de choc, a lieu dans la chambre de mélange suivie d'une seconde due à la compression dans le diffuseur.

À la sortie de ce dernier, le mélange se condense dans un condenseur.

Une partie du condensat passe dans l'évaporateur à travers un détendeur pour produire l'effet frigorigère tandis que le reste du liquide retourne au bouilleur par l'intermédiaire d'une pompe de circulation [20].

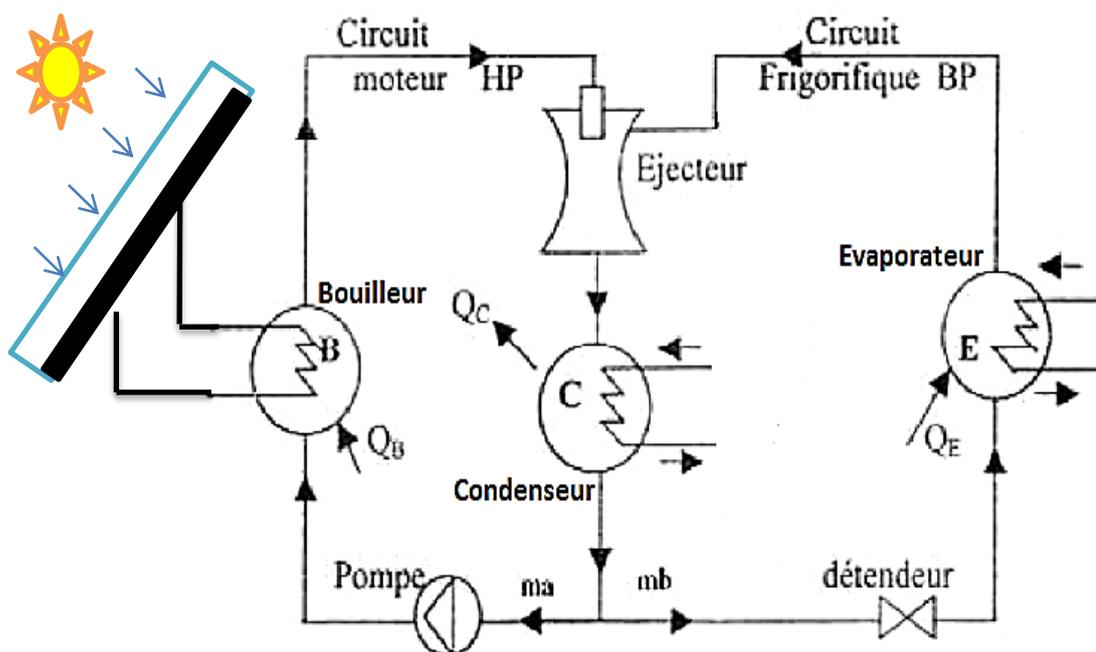


Figure I.13. Schéma simplifié d'une machine frigorifique à éjecto- compresseur

I.4.3. Description du machine frigorifique solaire à adsorption

Une machine frigorifique à adsorption utilise le phénomène d'adsorption physique entre le fluide frigorigène et un adsorbant solide, les molécules du fluide frigorigène viennent d'être fixées à la surface de l'adsorbant [21].

Les valeurs des coefficients de performance (COP) frigorifiques sont un peu plus faibles que celles des machines à absorption liquides, elle ne nécessite pas non plus de pompe à solution ce qui rend son fonctionnement plus silencieux [22].

Le cycle fonctionne par intermittence, car le froid est produit seulement durant la nuit.

Les réfrigérateurs tels que conçus dans nos développements comportent quatre éléments principaux représentés dans la figure (I.14) [23] :

- Capteur-adsorbant : partie contenant l'adsorbant qui est chauffé par le rayonnement solaire, avec pour effet la désorption de l'adsorbant.
- Condenseur : cet élément sert à condenser les vapeurs d'adsorbant désorbées dans le capteur-adsorbant.
- Enceinte frigorifique : cet élément est la partie utile du réfrigérateur, composée de l'enceinte isolée et de l'évaporateur contenant l'adsorbant sous forme liquide et solide.
- Vanne de détente : Organe permettant de séparer la partie haute pression de la partie basse pression.

○ **Fonctionnement du machine frigorifique solaire à adsorption**

Un premier compartiment contenant le solide adsorbant en équilibre thermodynamique avec le fluide réfrigérant reçoit l'apport calorifique de panneaux solaires thermiques.

1. L'adsorbant s'échauffe, ce qui provoque la désorption du réfrigérant et une élévation de pression, Lorsque la pression de vapeur du réfrigérant atteint la valeur correspondant à la pression du condenseur, le clapet C1 est ouvert et les vapeurs sont connectées au condenseur, dans le condenseur, les vapeurs du réfrigérant cèdent leur chaleur par refroidissement au contact de l'air ambiant.
2. Les condensas du réfrigérant sont détendus pour accéder à la zone basse pression de l'installation, le réfrigérant à l'état liquide est dirigé dans l'évaporateur où il se vaporise instantanément en prélevant les calories du local à refroidir.
3. L'adsorbant du deuxième compartiment est refroidi au contact d'un circuit d'eau et maintient la basse pression. Le clapet C'2 est ouvert afin de permettre l'adsorption des vapeurs stockées dans l'évaporateur. Un nouveau cycle peut alors recommencer.
4. la fonction désorbeur-adsorbeur de chaque compartiment est permutée à chaque cycle par ouverture et fermeture des clapets C1 C'2 et C'1 C2. [24].

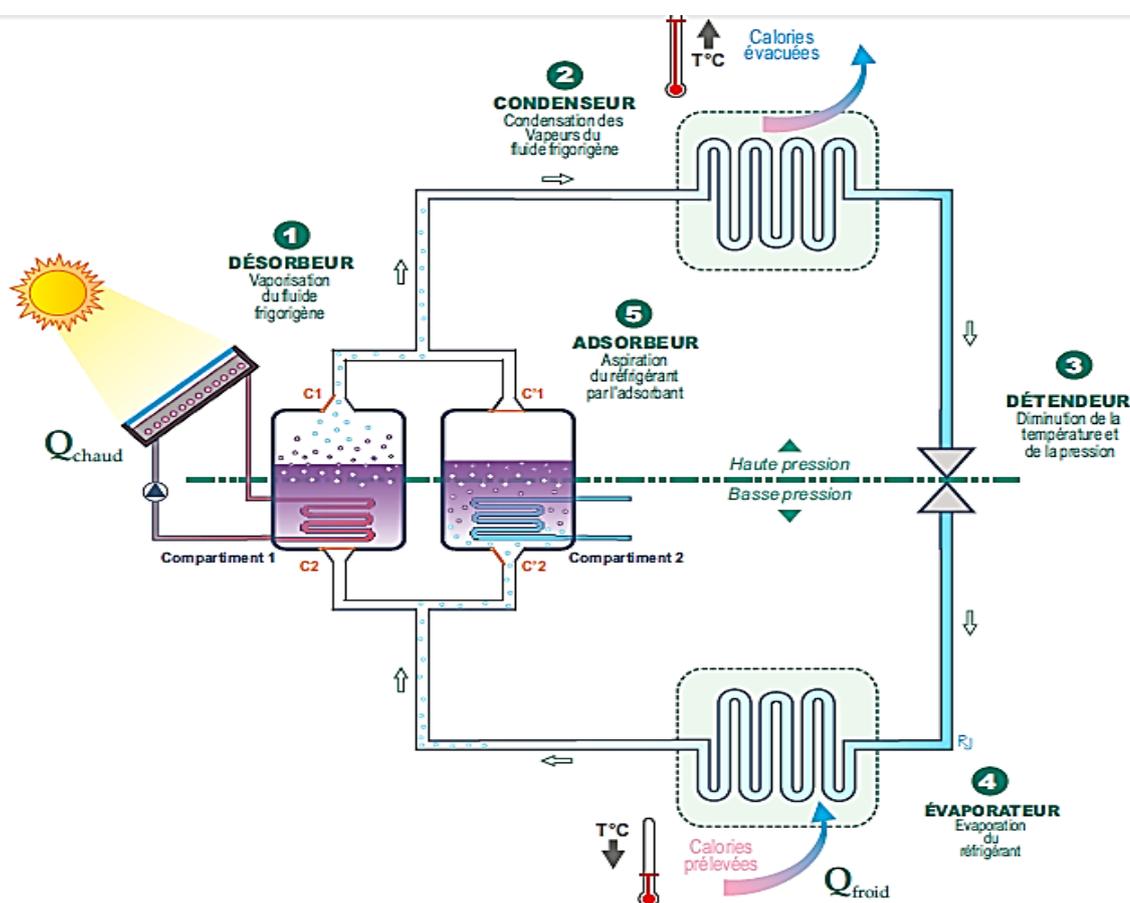


Figure I.14. Structure de la machine à adsorption solaire.

I.4.4. Machines solaire à absorption

I.4.4.1. Description des machines solaire à absorption

Ce sont les machines les plus répandues. La compression thermique est obtenue en utilisant un couple réfrigérant/liquide absorbant, et une source de chaleur (par l'énergie solaire) qui remplace la consommation électrique du compresseur mécanique.

La plupart des systèmes utilisent une pompe à solution, très faiblement consommation d'électricité.

Les machines à absorption comportent quatre éléments essentiels et des éléments intermédiaires et une source de production de chaleur suivante :

Les éléments essentiels dans la machine à absorption sont [25] :

- Désorbeur, qui a pour rôle de vaporiser le fluide caloporteur.
- Condenseur, qui a pour rôle de condenser le fluide caloporteur en état vapeur à l'état liquide.
- Détendeur, qui a pour rôle de diminuer la température et la pression du fluide.
- Évaporateur, qui sert à échanger de la chaleur entre l'air chaud et le fluide s'évaporant, en créant du froid.
- Pompe de solution, pour remonte la solution riche en fluide frigorigène vers la zone haute pression (désorbeur).
- Absorbeur, qui sert à absorber le réfrigérant et d'une pompe, qui sert ramener le couple réfrigérant/absorbant dans le désorbeur.

I.4.4.2. Principe fonctionnement d'une machine frigorifique à absorption solaire

Une machine frigorifique à absorption utilise la capacité d'un liquide à absorber, (réaction exothermique), et résorber, (réaction endothermique), une vapeur.

Ces réactions se produisent sous certaines conditions de température et de pression.

Le fluide de travail de cette machine est donc un mélange de deux composants: le plus volatil constituera le fluide frigorifique, l'autre le sorbant. Les couples les plus utilisés sont :

- Eau+Bromure de Lithium ($H_2O/LiBr$), où l'eau sert comme un liquide frigorifique.
- Ammoniac+Eau (NH_3/H_2O), où l'ammoniac sert comme un liquide frigorifique.

Une solution est dite concentrée quand elle contient peu de fluide frigorifique et donc majoritairement du sorbant. Lorsque la solution absorbe le fluide frigorifique, on dit qu'elle se dilue.

Au contraire lorsque le fluide frigorifique est rejeté, la solution se concentre.

Principe fonctionnement est représenté par la figure (I.15) :

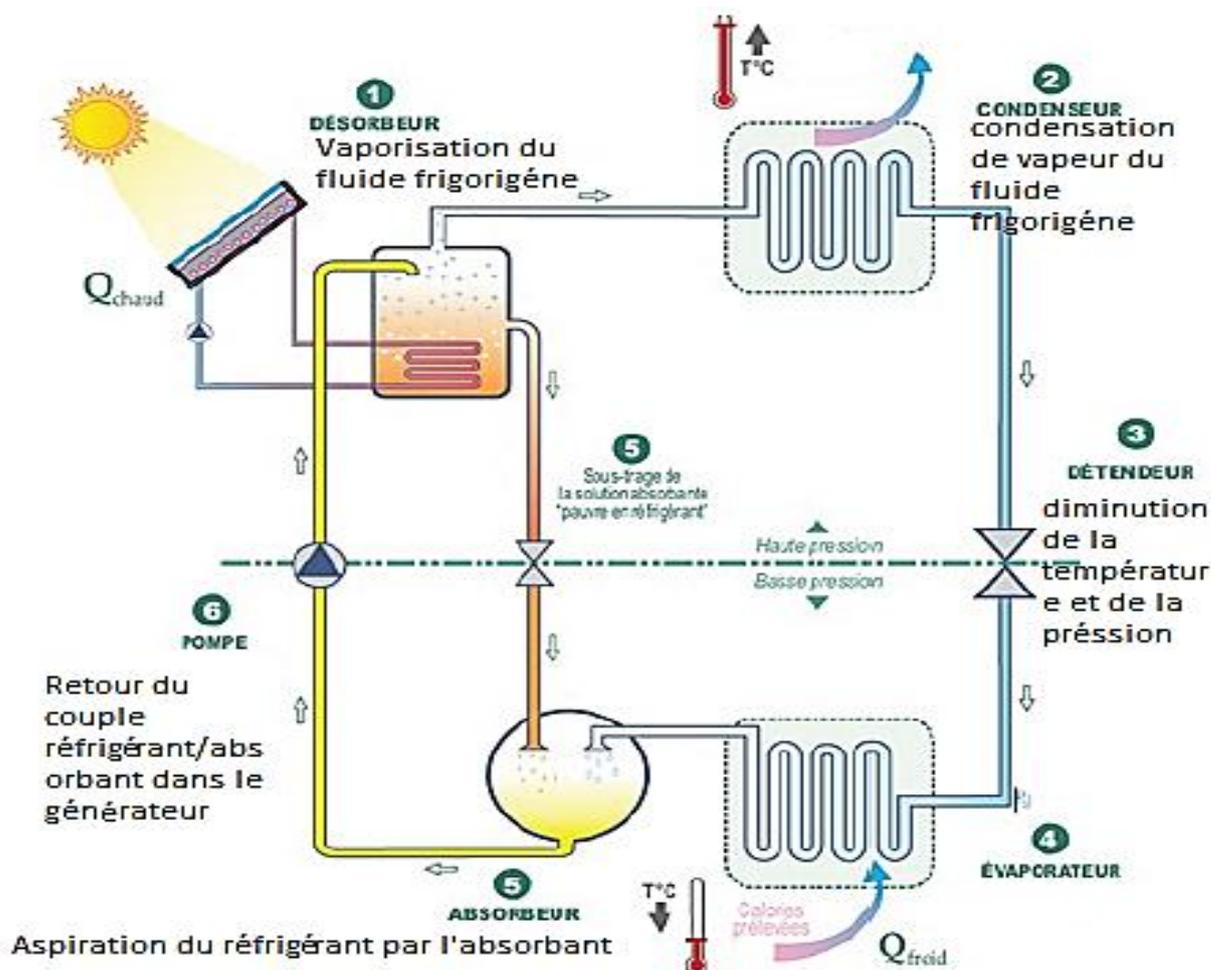


Figure I.15. Principe fonctionnement d'une machine frigorifique à absorption[26].

Cette machine est basée sur l'évaporation du réfrigérant dans l'évaporateur à très basse pression.

La vapeur (de réfrigérant) est alors « aspirée » dans l'absorbeur, contribuant à la dilution de la solution (réfrigérant/absorbant).

L'efficacité du processus d'absorption nécessite un refroidissement de la solution, Cette dernière est pompée en continu dans le générateur où elle est chauffée (chaleur motrice par le soleil).

La vapeur (de réfrigérant) ainsi générée est envoyée dans le condenseur, où elle se condense.

Réfrigérant liquide, après passage dans une vanne de détente, retourne ensuite à l'évaporateur.

Elles sont généralement alimentées par un réseau de chaleur, de la chaleur résiduelle ou une cogénération. La température de la source chaude (éclairage solaire) est généralement au-dessus de 80 °C pour des machines à simple effet, avec un COP entre 0,6 et 0,8 [27].

I.4.4.3. Description des organes du machine frigorifique solaire à absorption

- **Absorbeur**

La solution pauvre en réfrigérant provenant du générateur absorbe lors de sa chute de pression. Cette vapeur se liquéfie en cédant sa chaleur au circuit de refroidissement.

Permet de diminuer les puissances du générateur et de l'absorbeur en permettant un transfert d'énergie du mélange pauvre en réfrigérant provenant du générateur au mélange riche en réfrigérant provenant de l'absorbeur. Cette diminution de puissances permet une double économie : les surfaces d'échange sont réduites et les quantités d'énergie rejetée et fournie sont moindres. Cet échangeur de solution est caractérisé par une puissance qui est égale à la quantité de chaleur reçue par chaque fluide en un instant donné.

- **Générateur de vapeur**

Le liquide, riche en frigorigène, entre dans le générateur en, où il est partiellement vaporisé grâce à l'énergie apportée par le circuit d'eau chaude ; les deux phases résultantes sont une vapeur de réfrigérant et une solution concentrée de l'absorbant. Notons que les températures d'évaporation du réfrigérant et de l'absorbant sont très éloignées, c'est pourquoi il n'est pas nécessaire de rectifier le frigorigène généré. Contrairement au mélange (réfrigérant/absorbant).

La chaleur prélevée du circuit d'eau chaude, permet l'apport de chaleur sensible pour le réchauffage de la solution riche en réfrigérant jusqu'au début de l'évaporation de ce dernier; L'évaporation du frigorigène et l'élévation de température progressive du mélange restant; la séparation des deux composants du couple de solution: chaleur de dilution.

- **Condenseur**

La vapeur de réfrigérant générée au bouilleur se liquéfie sur le faisceau d'échange, la pression qui règne dans la calandre du condenseur correspond à l'équilibre liquide-vapeur du frigorigène. La condensation d'un corps pur se fait à température constante, avec un dégagement de chaleur latente. La chaleur sensible mise en jeu est nulle du fait que le refroidissement de la vapeur qui entre dans la calandre est négligé.

La puissance du condenseur s'exprime en plusieurs corrélations, tout dépend de la géométrie de surface d'échange.

- **Évaporateur**

L'énergie prélevée sur le circuit d'eau glacée du groupe à absorption, source froide de la machine, provoque un changement de phase du frigorigène liquide.

Le réfrigérant subit dans l'échangeur un changement de phase sans préchauffage sensible du frigorigène, ni surchauffe de la vapeur. La puissance de l'évaporateur s'exprime en fonction de surface d'échange de l'évaporateur.

- **Pompe**

Elle assure la circulation du mélange riche en réfrigérant du puits de Solution vers le générateur, Elle est dimensionnée de manière à permettre le passage de basse pression à haute pression, et à s'opposer aux pertes de charge dans le circuit.

- **Détendeur**

Le réfrigérant condensé s'écoule dans cet appareil où il subit une détente isenthalpique supposée parfaite [28].

I.4.4.4. Types des machines à absorption

- ❖ **Absorption humide**

Cette variante de machine utilise les propriétés de dissolution d'un frigorigène gazeux dans un solvant liquide, l'exemple le plus courant et le plus ancien est le couple NH₃/H₂O, ce couple est le mieux connu et le plus étudié, la réaction mise en jeu entre le sorbant et le sorbat est de nature chimique, la solution retenue la plupart du temps dans les systèmes à absorption humide, aboutie à un cycle continu.

- ❖ **Absorption sèche**

Le sorbant est alors un solide, mais la réaction de sorption est toujours de nature chimique, les couples absorbant/absorbat les plus utilisés en absorption sèche sont le H₂O/LiBr et le H₂O/LiCl, les systèmes à absorption sèche connaissent de ce fait quelques utilisations en réfrigération, plus particulièrement en climatisation, leur principal défaut provient d'une limitation de la température de la source utile (température d'évaporation).

En effet, pour des températures d'évaporation inférieures à 0°C, il y a un risque d'obstruction des circuits de La machine par cristallisation du sorbat [28].

I.5. CONCLUSION

Dans ce chapitre, nous présentons générale de l'énergie solaire et comment il a été capturé à l'aide de capteurs solaires thermiques par la connaissance des coordonnées céleste et horaire de la terre et coordonnées horizontales du soleil, et l'exploitation de cette énergie thermique dans le fonctionnement de certaines machines frigorifiques , tel que les machines frigorifiques à sorption et à éjection et à dessiccation.

Dans notre étude nous allons choisi celle machine frigorifique solaire à absorption, car il fonctionne par énergie propre et gratuite et économique et sans les émissions nocives sur l'environnement et l'homme, facile à utiliser et longue durée de vie et d'entretien moins cher.

CHAPITRE II : REVUE BIBLIOGRAPHIE SUR LES MACHINES FRIGORIFIQUES

II.1.INTRODUCTION

Depuis que l'homme a inventé la machine frigorifique à absorption travaille à l'amélioration sa performance à ce moment, que nous trouvons nombreuses recherches en termes d'étude et l'analyse des facteurs qui influent sur la performance, par une simulation de cette machine. Qui a conduit à des méthodes multi-études et les résultats.

Dans ce chapitre, on va présenter les principaux travaux rencontrés dans la littérature qui sont menés dans le même domaine et leurs résultats avec différentes méthodes de réalisation, pour nous assister dans déterminer le comportement des composants de cette machine et l'accès aux résultats accessibles et plus précis que le précédent.

II.2.ÉTUDE BIBLIOGRAPHIQUE

[S.A. AKAM] et al (1999), ont étudié expérimentalement une boucle frigorifique à absorption-diffusion utilisant le couple (Ammoniac+Eau) afin de déterminer ses performances et proposer d'éventuelles améliorations.

Les résultats expérimentaux sont obtenus à l'aide d'un banc d'essai sur lequel on a testé la machine en deux modes de chauffage, à savoir : l'énergie électrique et le gaz butane, les C.O.P. en modes de chauffage électrique et à gaz sont alors évalués et comparés et les performances du système dépendent des températures dans la générateur et l'évaporateur.

On constate que dans les deux modes de chauffage le fonctionnement de la machine ne pose aucun problème, avec toutefois des résultats meilleurs, C. O. P plus élevé, dans le cas du chauffage électrique par rapport au chauffage par gaz butane.

Sur les figure II.1 et II.2, on remarque que le C.O.P. est lié aux températures ambiantes et augmente lorsque celles-ci diminuent, car il y'a une bonne solubilité de l'ammoniac dans l'eau à basse température.

En parallèle, le C.O.P. croît avec la température du générateur. L'utilisation de ces systèmes frigorifiques, surtout à base de gaz reste la seule solution pour les régions isolées, où le réseau électrique est parfois absent [29].

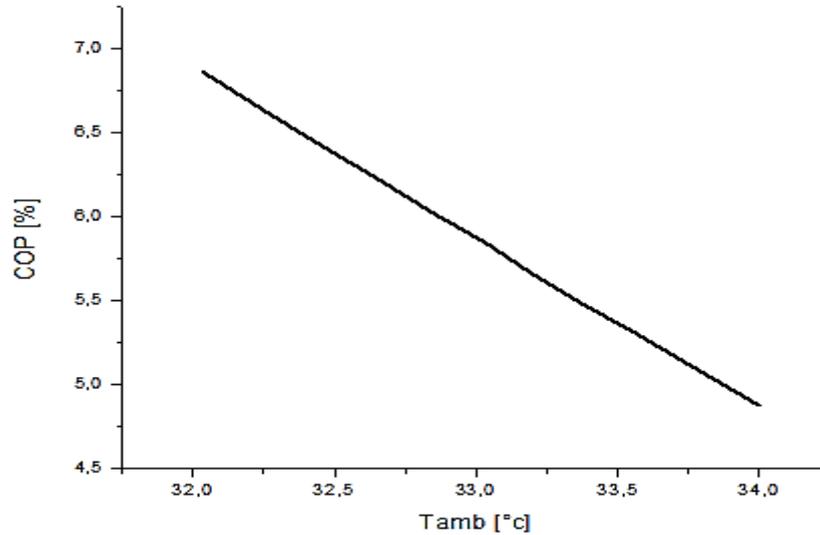


Figure II.1. Variation du coefficient de performance avec la température de la température ambiante (cas de l'électricité).

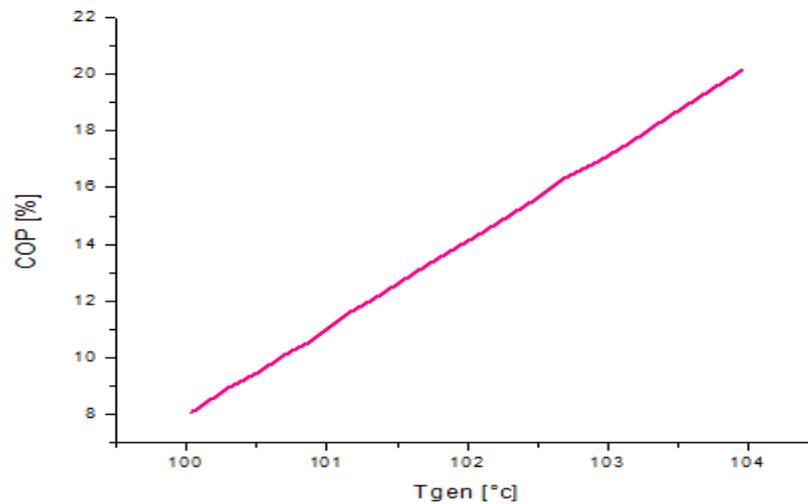


Figure II.2. Variation du coefficient de performance avec la température du générateur (cas du gaz)

[H.BEN ROMDHANE] et al (2005) ont étudié les performances des machines à absorption (simple effet et avec échangeur Interne et avec pré-refroidissement), utilisé la couple eau /ammoniaque (NH_3/eau), en passant par le cycle de simple effet, le cycle avec échangeur interne, solution riche-solution pauvre ainsi que le cycle à absorption avec échangeur liquide-vapeur, a commencé par différente formulation du coefficient de performance pour la simulation numérique.

Il conclut que l'étagement des cycles par tel ajout en amélioration de performance de système d'absorption, selon les résultats représentée dans les figures II.3 et II.4 et II.5 [30].

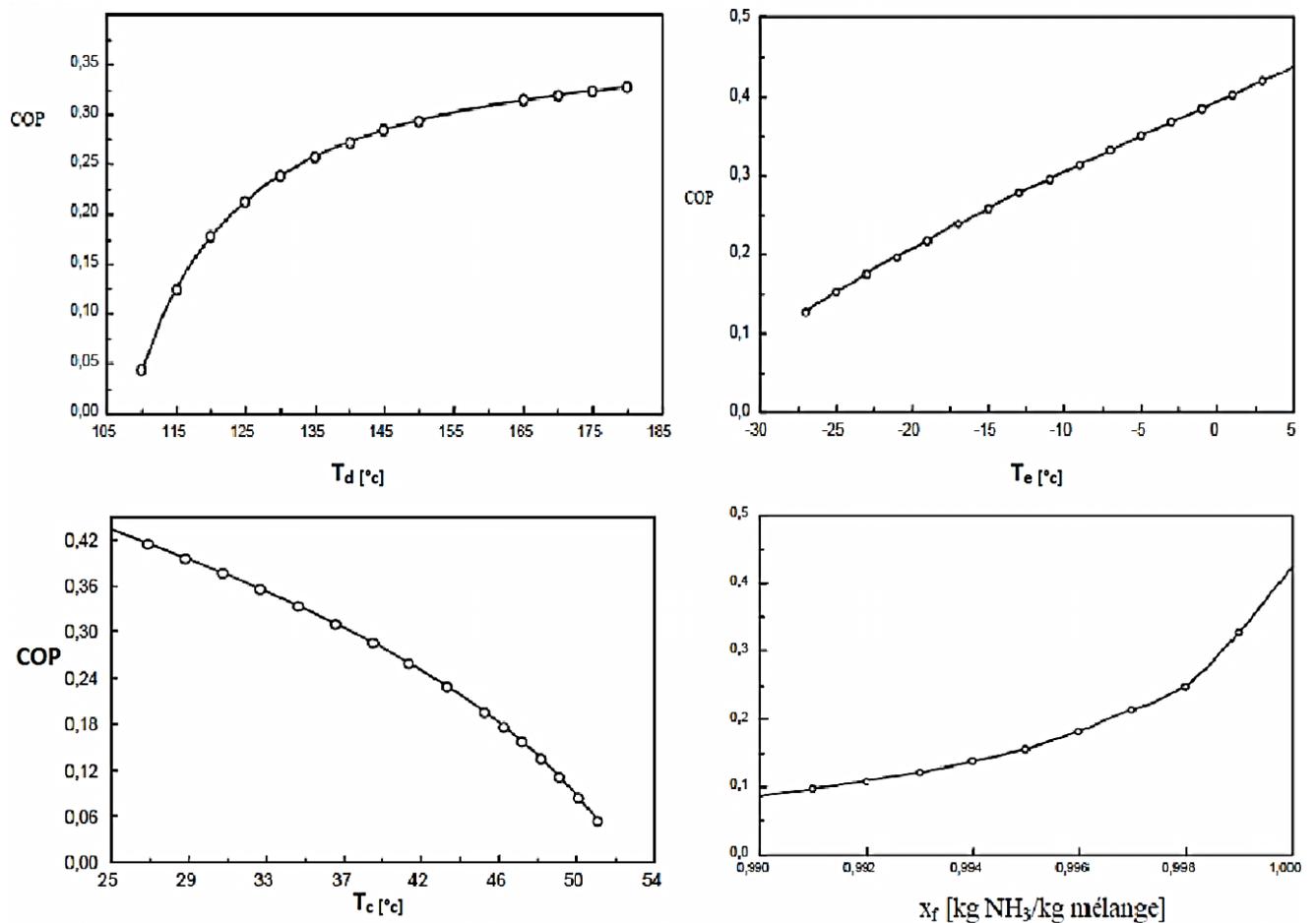


Figure II.3. Variation de COP en fonction de (T_d , T_e , T_c et X_f) cycle de simple effet.

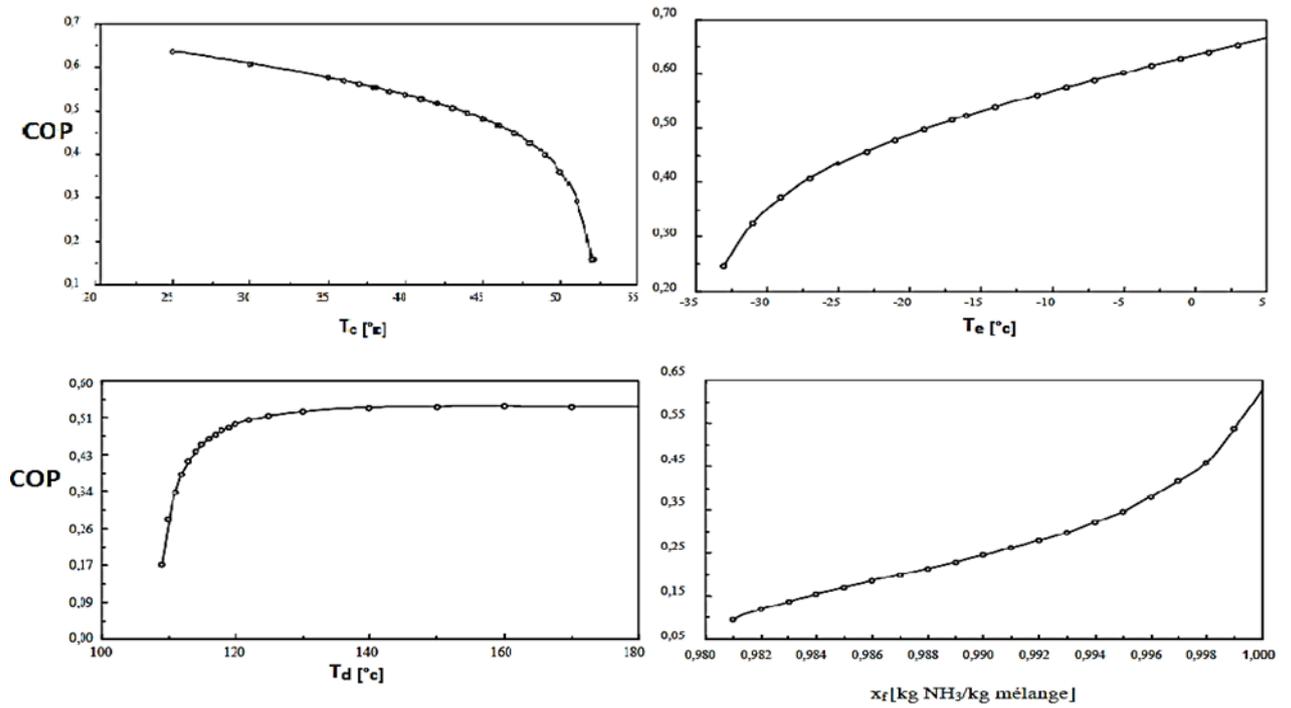


Figure II.4. Variation de COP en fonction de (T_d , T_e et x_f) cycle avec échangeur Interne.

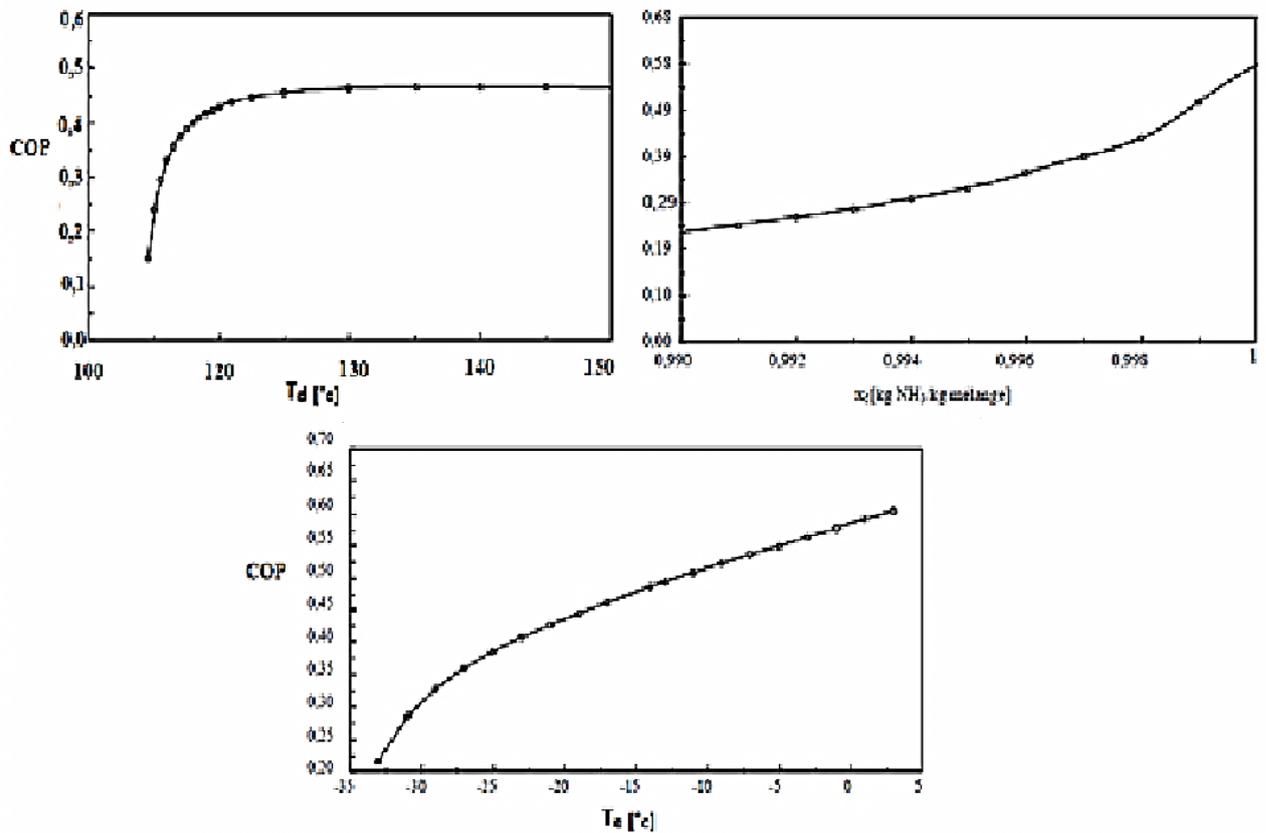


Figure II.5. Variation de COP en fonction de (T_d , T_e , T_c et x_f) cycle avec pré refroidissement.

[N.CHATAGNON] et al (2007) ont évalué les performances de différentes machines à absorption dans des conditions soit réelles, soient simulées de fonctionnement solaire. Une machine de marque ROTARTICA, modèle SOLAR 045v, a été testée, est effectuée en comparant les résultats de simulation du modèle et une partie des résultats expérimentaux,

D'après l'identification et comparaison entre les résultats expérimentaux obtenus et les données du fabricant est réalisée aux Figures II.6 Pour les niveaux des puissances (frigorigique $\dot{Q}_{\text{évap}}$, désorption $\dot{Q}_{\text{désor}}$, évacuées $\dot{Q}_{\text{abs/cond}}$, et le COP_{th} .

Il conclu que les résultats simulés très proches à résultats expérimentaux [31].

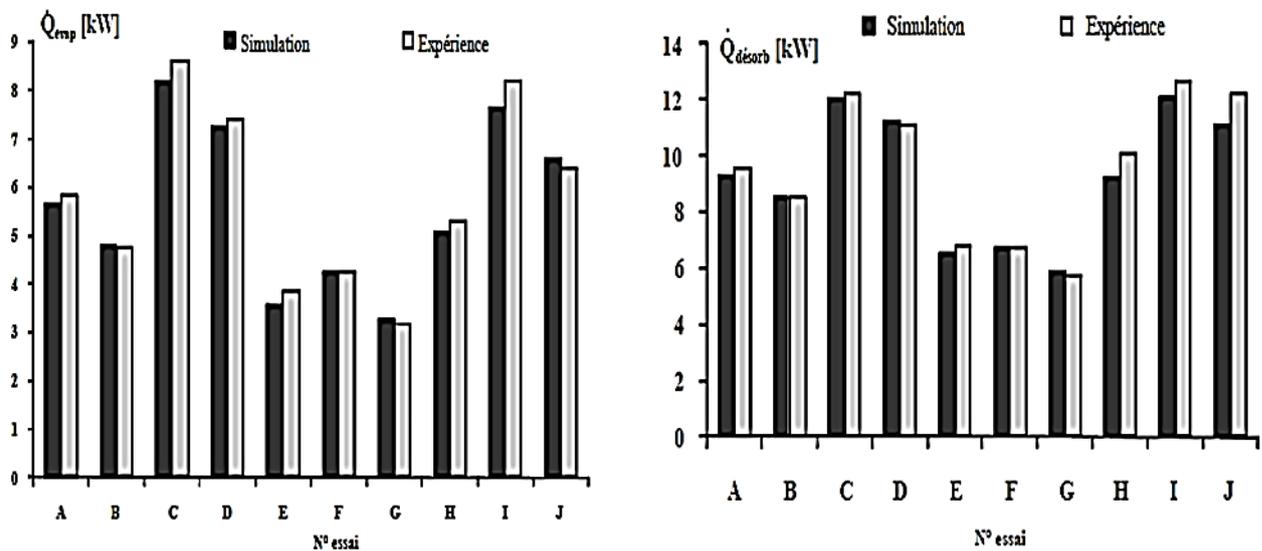


Figure II.6. Comparaison des puissances frigorigiques et désorptions simulées et expérimentales.

[S. KHERRIS] et al (2008) ont fait une étude de coefficient de performance (COP) par simulation d'un système de réfrigération à absorption (simple et deux étages), fonctionnant avec le couple binaire $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$, par programme SARM (Simulation of Absorption Réfrigération Machine), il compare les résultats avec logiciel ABSIM (Modular Simulation of Absorption Systems), concernant les performances des cycles à absorption. Pour les deux cas, les résultats obtenus sont satisfaisants.

On conclut de la figure II.7 que le programme 'SARM', simule les processus thermodynamiques qui ont lieu dans le cadre des installations frigorifiques à absorption fonctionnant avec le couple NH₃-H₂O, avec satisfaction [32].

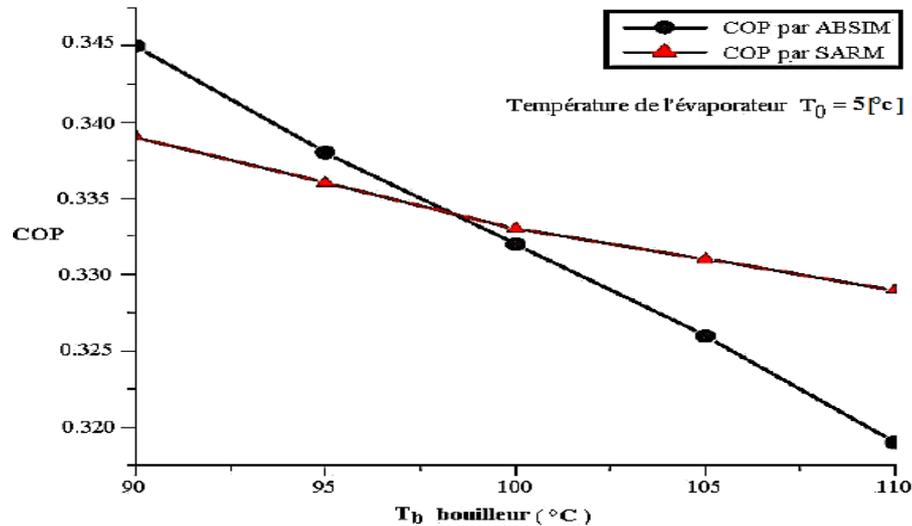


Figure II.7. Comparaison des résultats obtenus par ABSIM et SARM du COP en fonction de T_b .

[S.ZID] et al (2010) ont fait une étude expérimentale pour caractériser le processus de production de froid à l'aide d'une machine à absorption dans une unité industrielle de production de détergent.

A l'aide du programme en FORTRAN, il a analysé l'effet des températures sur les performances et les charges thermiques du système.

Ce programme permet de tracer différentes courbes caractéristique de la machine frigorifique étudié en fonction des températures influentes.

Il a conclu que l'augmentation de température de condenseur (T_c) fait augmenter la valeur de l'enthalpie à la sortie de détendeur et diminue la valeur de taux de circulation (FR) et par conséquent la diminution du coefficient de performance (COP), L'élévation de (T_g) fait augmenter le (COP) mais seulement pour des températures de (T_g) inférieure à 90°C .

L'augmentation de température de l'évaporateur (T_e) fait élever l'enthalpie (h) à la sortie de l'évaporateur. On peut constater que la valeur du (COP) augmente avec l'accroissement de la température d'évaporation, comme de montre les Figure II.8 et II.9 [33].

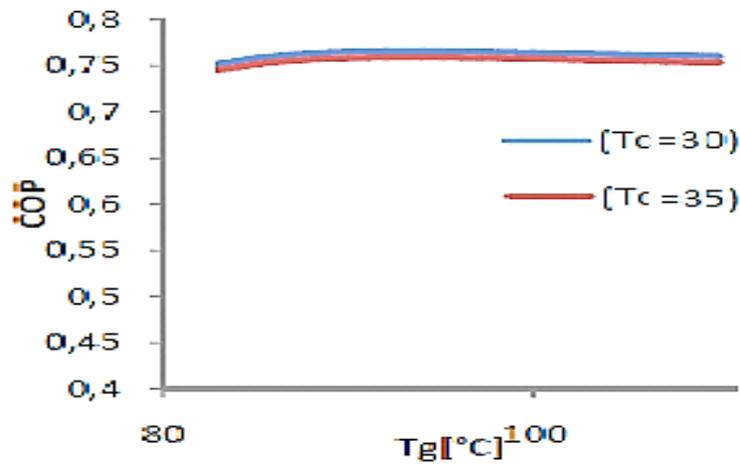


Figure II.8. Évolution du (COP) en fonction de (T_g).

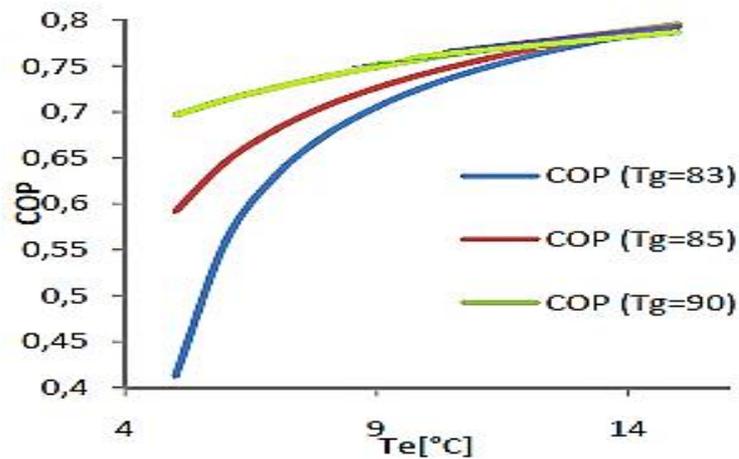


Figure II.9. Evolution du (COP) en fonction de (T_e).

[R. TOUAIBI] et al (2012) ont fait une étude l'effet des différentes températures (T_g , T_c et T_e) sur le coefficient de performance de Carnot du cycle du système de réfrigération par absorption à simple effet avec et sans échangeur récupérateur, on utilisant le couple Eau – Bromure de lithium en gardant les températures des sources externes constantes, et l'influence de l'efficacité et de l'échangeur récupérateur, les résultats sont représentés par les figures II.10

On conclut que le coefficient de performance croît avec l'augmentation de la température du générateur et de l'évaporateur et diminue avec l'augmentation de la température du condenseur et de l'absorbeur.

L'efficacité exergetique augmente significativement avec l'augmentation de la température du générateur et de l'évaporateur et démunie avec l'augmentation de la température du condenseur, l'augmentation de l'efficacité de l'échangeur récupérateur fait augmenter significativement le coefficient de performance et le rendement exergetique [34].

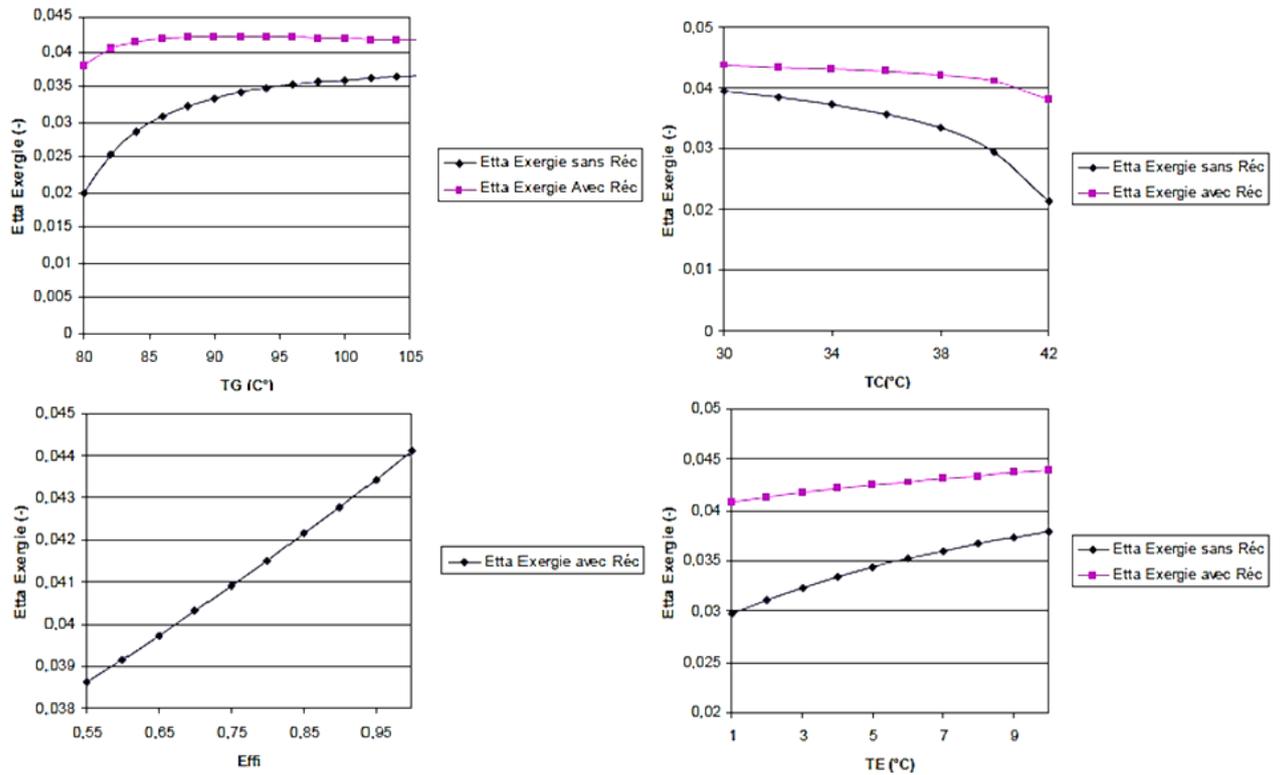


Figure II.10. Variation du coefficient de performance en fonction de la température du (T_G , T_C et T_E , efficacité de l'échangeur récupérateur $Effi$).

[M. OLIVIER] et al (2012) il est modélise de machine à absorption utilisées dans une installation de rafraîchissement solaire couplées à un bâtiment pour optimiser le coefficient de performance par déterminer les régimes de températures optimisés pour produire différents niveaux de puissances frigorifiques.

Il conclut par constate la figure II.11 que les valeurs simulées suivent relativement bien les mesures même lors de la phase de démarrage, les erreurs maximales (en valeurs absolues) commises sur les températures de sorties sont de 2,3°C pour le générateur et 0,7°C pour les deux autres composants. Ces erreurs maximales apparaissent lors de la phase de démarrage et sont tout à fait acceptables avec toutefois une valeur légèrement plus élevée au générateur. Les erreurs maximales commises sur l'évaluation des puissances thermiques sont de 4,9 kW (soit 15 % en valeur relative) pour le générateur, 7,7 kW (soit 15 %) pour le circuit de

refroidissement et 3,1 kW (soit 17 %) pour l'évaporateur. Ces valeurs sont encore une fois très raisonnables et assez proches de l'incertitude de mesure [35].

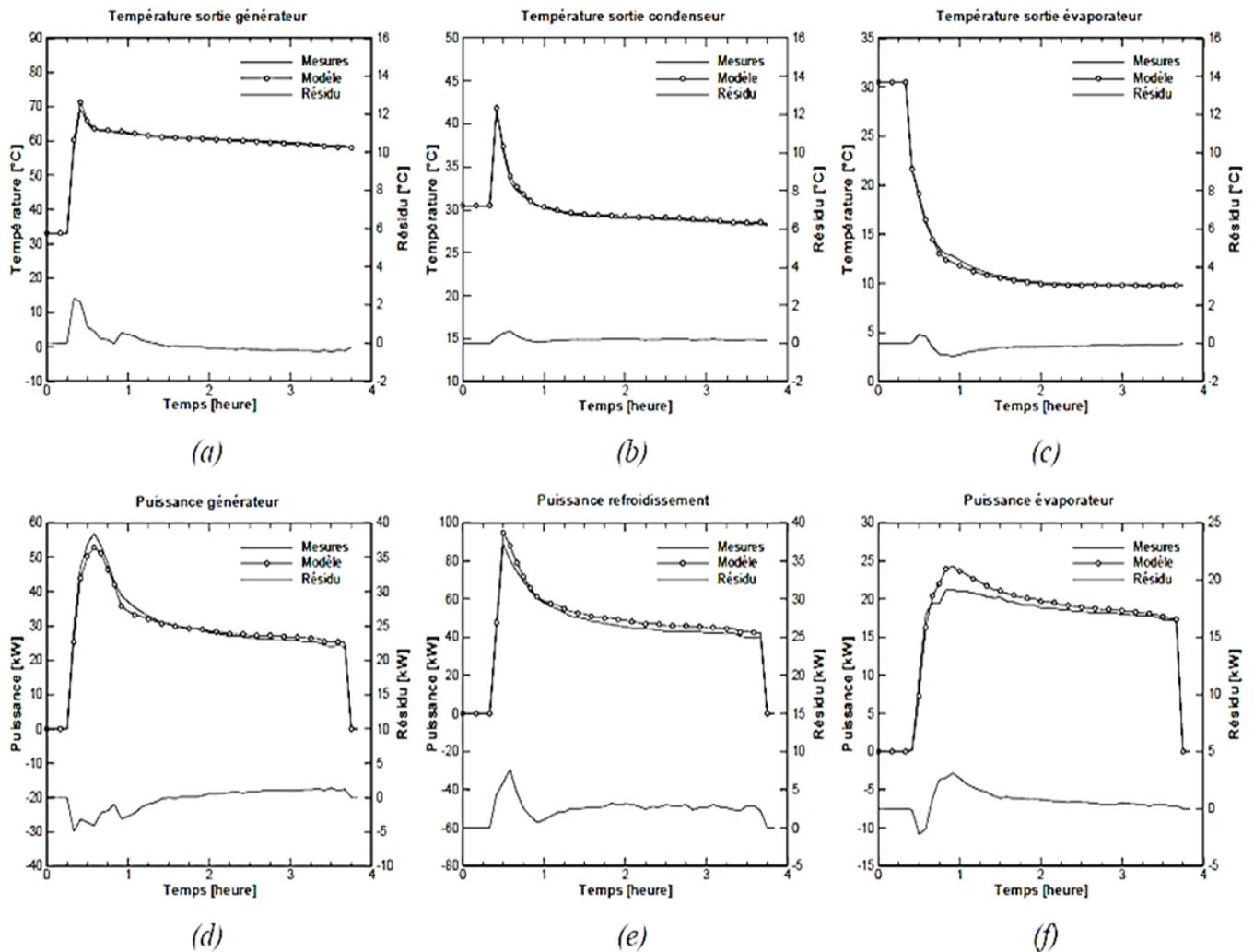


Figure II.11. Comparaison entre les températures de sortie (a, b, c) et les puissances (d, e, f) simulées et mesurées aux bornes du générateur (a, d), du circuit de refroidissement (b, e) et de l'évaporateur (c, f) pour la journée étudiée.

[M. BENRAMDANE] et al (2013) ont étudié comparative des différentes installations à réfrigérations solaire à absorption, pour amélioration du coefficient de performance et réduire le coût de l'installation car on peut utiliser uniquement des panneaux solaires plans.

Il conclut que l'augmentation du débit de la solution riche par augmentation le nombre des bouilleurs est proportionnel avec l'amélioration de coefficient de performance COP.

À partir de la Figure II.12 le COP augmente avec l'augmentation de débit de la solution riche en NH₃ au niveau de bouilleur n°1 qui est en relation direct avec la chaleur reçue par le panneau solaire.

On constate de figure II.13 que variation du débit au niveau du bouilleur n°3 est inversement proportionnelle avec le COP, qui montre la particularité de cette modification dans le coté cout de la machine [36].

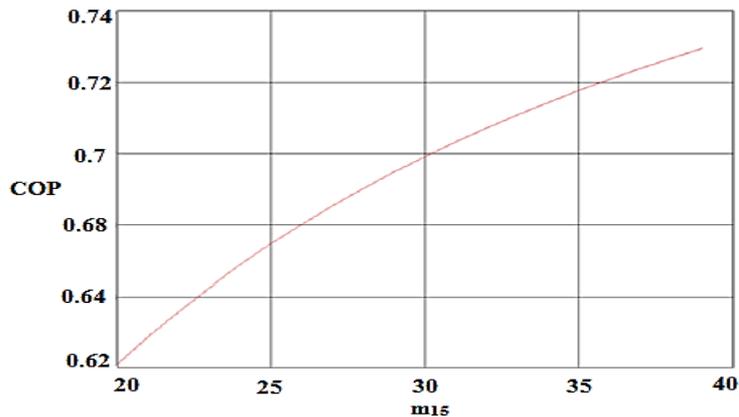


Figure II.12. Courbe de COP en fonction de débit de la solution riche sortant du bouilleur n°1.

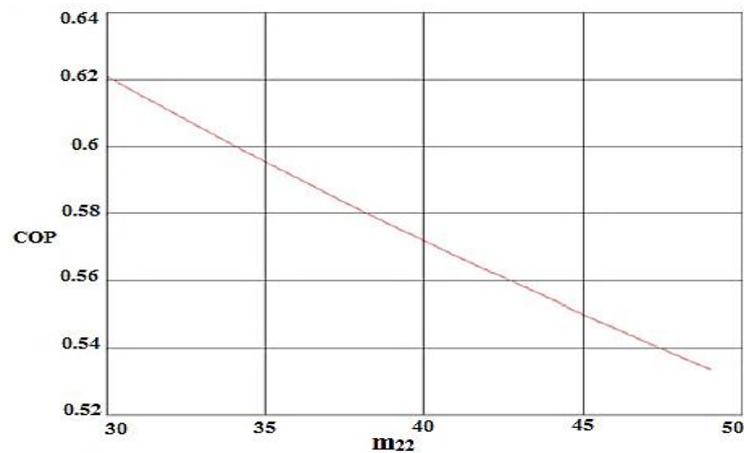


Figure II.13. Courbe de COP en fonction de débit de mélange entrant au bouilleur n°3.

[J. DARDOUCH] et al (2013) Ils ont étudié d'une machine frigorifique solaire a absorption (eau –ammoniac) site de rabat, nous avons réalisé un programme par langage Fortran de simulation de la machine, basé sur les lois de conservation de la masse et de l'énergie appliquées au niveau de chaque élément de la machine et sur les conditions réelles de

fonctionnement de la machine, Ils comparant ces résultats de la simulation des deux machines frigorifiques à absorption, avec et sans colonne de distillation.

On constate d'après la courbe de figure II.14 que l'utilisation d'une colonne de distillation permet de réduire la surface des capteurs de 30 %.

Selon la figure II.15 Nous notons que la machine avec colonne de distillation permet une amélioration du COPs de 20% à 57% en fonction de Ts.

Les résultats obtenus de la figure II.16 et II.17 montrent que le fonctionnement de la machine dépend énormément de la température ambiante et l'irradiation globale qui subit des extrêmes variations selon la saison de l'année [37].

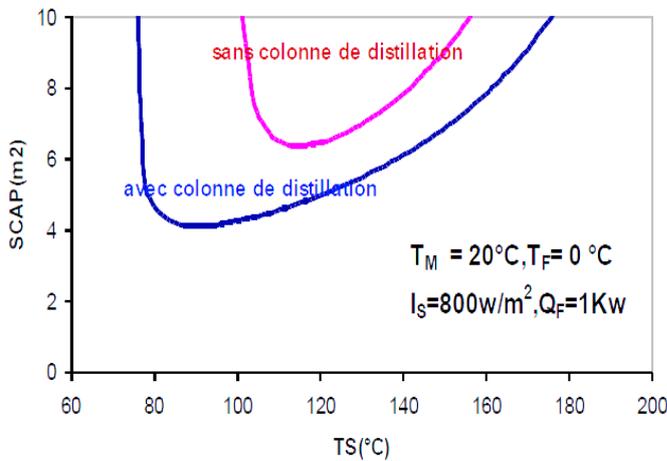


Figure II.15. Evolution du Cops en fonction de Ts.

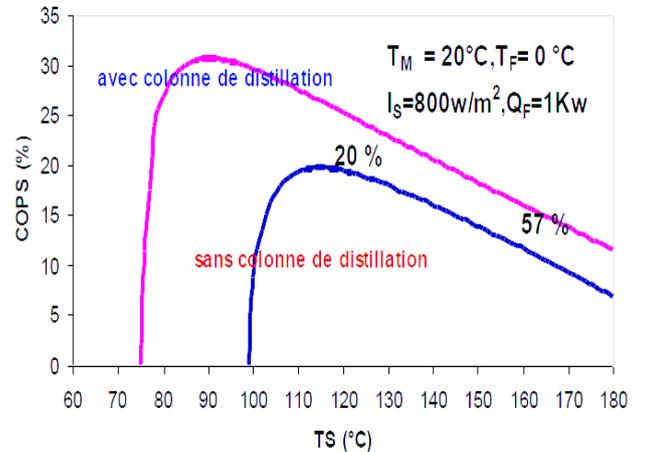


Figure II.14. Evolution de la Scap en fonction de Ts.

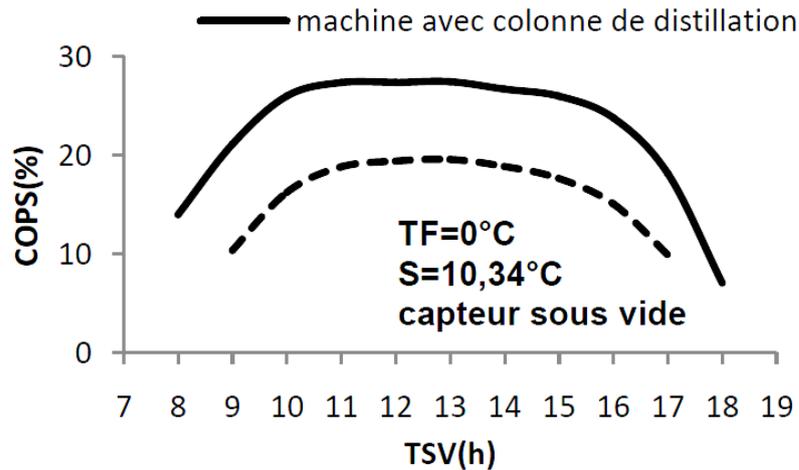


Figure II.16. Evolution du COPs pour les deux machines avec et sans colonne de distillation en fonction du TSV.

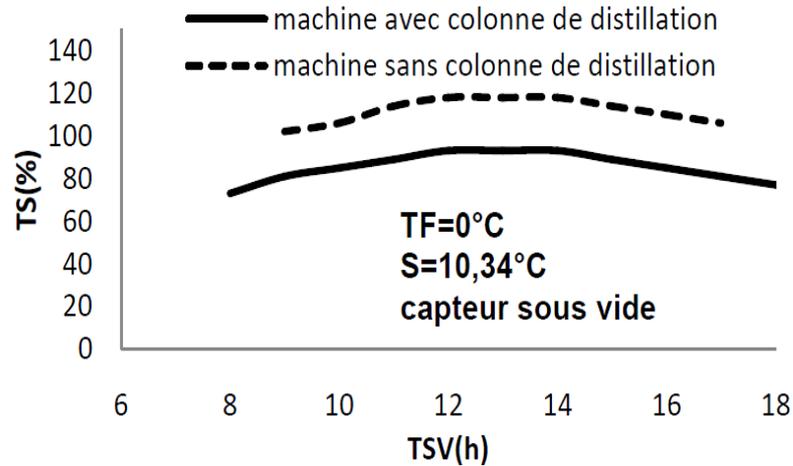


Figure II.17. Evolution de TS pour les deux machines avec et sans colonne de distillation en fonction du TSV.

II.3.CONCLUSION

Dans cette chapitre, on conclut que le principe de la machine de travail frigorifique à absorption utilisée dans de nombreux domaines, en particulier dans le domaine du refroidissement, de la diversité de l'utilisation de fluide frigorigène est en constant développement et de recherche pour les fluides meilleurs et non nocifs, ce qui est ce que nous trouvons dans la plupart des œuvres que nous avons présenté, et comme on sait que la majorité des effets sur le rendement et les performances de la variation de la température et du débit des fluide de refroidissement et les sources de chaleur et certains d'entre eux travailler sur l'amélioration du coefficient de performance en doublant la générateur dans la machine, en changeant le fluide de refroidissement et les derniers échangeurs de chaleur de plus, externe ou interne, ce qui a conduit à la différence dans le coefficient de performance du travail à l'autre, les bénéficiaires de ces actions dans notre étude.

**CHAPITRE III : MODELISATION THERMIQUE D'UNMACHINES
FRIGORIFIQUESOLAIREA ABSORPTION**

III.1. INTRODUCTION

Dans ce chapitre nous avons modélisé thermiquement du capteur solaire à air et analyse thermodynamique du machine frigorifique à absorption fonctionnant avec le couple (H₂O-LiBr), et décrit les divers équations pour le calcul des propriétés thermodynamiques, ont présenté la méthode de nodale et de Runge Kutta pour résolution cette équations.

III.2. DESCRIPTION DE PROBLEME

Le principe de notre travail, est de savoirprévision de divers comportement thermique de la machine frigorifique solaire à absorption pour atteindre de meilleures performances, et comment exploiter l'énergie solaire, par utilisation de capteur solaire à air en génération de puissance thermique nécessaire pour bon fonctionnement de cette machine.

III.3. MODELISATION THERMIQUE DU CAPTEUR SOLAIRE

III.3.1. Hypothèses simplificatrices

Pour simplifier l'étude des transferts de chaleurs dans le capteur solaire à air, on utilise la méthode d'analyse dite méthode globale, d'où on suppose que :

- Les caractéristiques des matériaux sont constantes et indépendantes des conditions météorologiques.
- La température de la vitre et de l'absorbeur et du ciel est considérée uniforme.
- La construction du capteur uniforme.
- Régime instationnaire.
- La vitesse d'écoulement et la distribution de la température sont unidimensionnelles.

III.4. MODELISATION DE LA MACHINE FRIGORIFIQUE A ABSORPTION

III.4.1. Hypothèses simplificatrices sur la machine frigorifique à absorption

Pour l'application des principes de la thermodynamique sur un cycle réel, on utilise les conditions et les hypothèses suivantes [38].

- Le système fonctionne en régime dynamique instationnaire.
- Les températures dans les échangeurs (générateur, condenseur, évaporateur et absorbeur) sont supposées uniformes sur tout le volume considéré.
- La solution riche en fluide frigorigène à la sortie de l'absorbeur est un liquide saturé à la température et la concentration dans l'absorbeur.
- la solution pauvre en fluide frigorigène quittant le générateur est à une concentration liée par une relation d'équilibre à la pression et à la température du générateur.
- Le fluide frigorigène sortant du condenseur est pris comme étant liquide saturé à la température et la pression correspondante.
- Le frigorigène, à la sortie de l'évaporateur, est à l'état de vapeur saturée à la température et à la basse pression de l'évaporateur.
- Les détente sont supposées isenthalpiques.
- Les pertes de charge sont négligeables au niveau de tous les organes de la machine frigorifique solaire à absorption.
- Les variations de l'énergie cinétique et de l'énergie potentielle sont négligeables au niveau de tous les organes de la machine frigorifique solaire à absorption.
- Au niveau de la pompe est la transformation isentropique (sans pertes thermiques).

La machine à absorption comporte trois échangeurs de chaleur, et leurs descriptions sont essentielles pour savoir exactement l'évolution des températures :

On suppose qu'ils fonctionnent au mode co-courant et qu'il n'y a pas de pertes thermiques, c'est-à-dire que la surface de séparation est la seule surface d'échange et que la quantité de chaleur perdue par le fluide chaud et intégralement gagnée par le fluide froid.

1. Le condenseur dont le but est d'assurer la transformation d'eau vapeur à liquide, par transfert de chaleur de vapeur d'eau pur au milieu ambiant.
2. L'évaporateur dont le rôle est d'assurer la transformation d'eau liquide à vapeur, le transfert de chaleur du milieu à refroidir à l'eau.
3. Le troisième c'est l'absorbeur, qui est isentropique.

Dans ce chapitre on effectue une analyse thermodynamique d'une machine à absorption à simple effet, utilisant le couple (H₂O/LiBr) l'eau comme fluide de fonctionnement ; cette machine est similaire à celle représenté dans la figure (III.1).

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

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

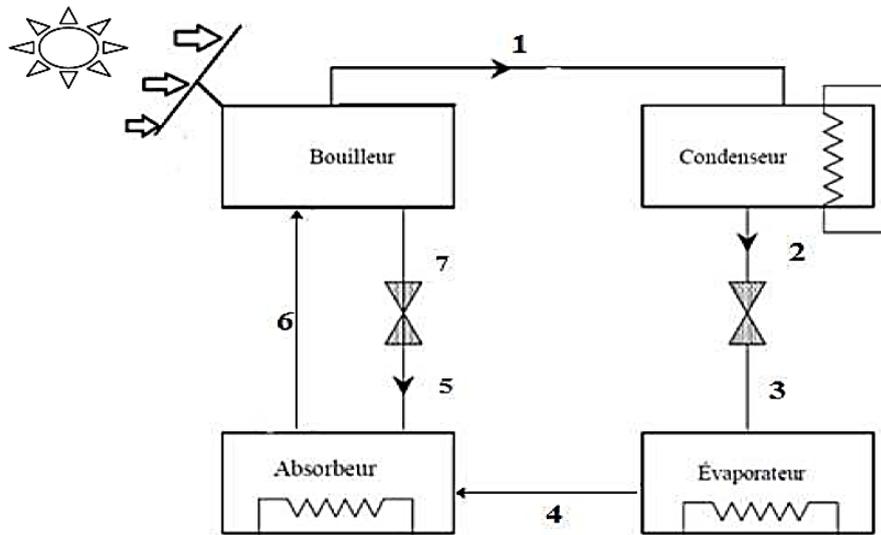


Figure III.1. Machine frigorifique solaire à absorption à simple effet [39]

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

Coefficient de performance frigorifique de la machine à absorption solaire

Le coefficient de performance (COP) est défini par le rapport de la quantité de chaleur absorbée par l'évaporateur sur la quantité de chaleur fournie au générateur plus le travail de la pompe de solution [40].

$$\text{COP} = \frac{Q_e}{Q_g} \tag{III.1}$$

D'où :

Q_e : quantité de chaleur absorbée par l'évaporateur

Q_g : la quantité de chaleur absorbée par l'évaporateur

Coefficient de performance solaire (globale) de la machine à absorption solaire avec le capteur solaire à air

$$COP_s = COP \cdot \eta_{cs} \tag{III.2}$$

III.5. MODELISATION DE L'ECLAIREMENT SOLAIRE

III.5.1. L'éclairement solaire global

Le rayonnement solaire incident I_t dépend de plusieurs grandeurs astronomiques fixant le lieu et la position par rapport au soleil. On propose de calculer les flux solaires global, direct et diffus, incident sur un plan horizontal et à tout instant.

Le rayonnement solaire direct est donné comme suit :

$$I_D = I \cdot \sin(hs) \tag{III.3}$$

I : est le rayonnement solaire directe parallèle au rayon solaire donné par la formule [4]

$$I = I_0 \cdot a \cdot \exp\left(\frac{-b}{\sin(hs)}\right) \tag{III.4}$$

a Et b : les coefficients de trouble atmosphériques, sont données dans le tableau suivant.

Tableau3. 1 : Coefficients de trouble atmosphérique [41].

Coefficients de Trouble	Conditions normales	Ciel pur	Zone industrielle
A	0,88	0,87	0,91
b	0,26	0,17	0,43

Pour notre étude nous avons choisi les valeurs correspondantes au ciel pur.

hS : Hauteur du soleil donné comme suit [42] :

$$\sin(hs) = \cos(\phi) \cdot \cos(\omega) \cdot \cos(\delta) + \sin(\phi) \cdot \sin(\delta) \tag{III.5}$$

ϕ : Latitude du lieu en degré :

ω : Angle horaire en degré ($\omega = 0$ au niveau solaire vraie, $\omega < 0$ le matin et $\omega > 0$ l'après midi)

$$\omega = (TSV - 12).15 \quad (III.6)$$

δ : Déclinaison du Soleil en degré

$$\delta = 23,25 \cdot \sin\left(\frac{360}{365}\right) \cdot (284 + n) \quad (III.7)$$

n : Nombre de Jours à partir du premier Janvier.

Le rayonnement solaire diffus du ciel est donné par l'expression suivante [41] :

$$I_{dc} = I_0 \cdot \sin(hs) \cdot (0,271 - 0,2939 \cdot a \cdot \exp\left(\frac{-b}{\sin(hs)}\right)) \quad (III.8)$$

Avec, I_0 qui est le rayonnement extraterrestre, donné par la formule suivante [43] :

$$I_0 = 1367 \cdot (1 + 0,034 \cdot \cos(0,986 \cdot n - 2)) \quad (III.9)$$

L'expression du rayonnement solaire reçu par une surface (A) d'orientation quelconque, α par rapport au sud et d'inclinaison β par rapport à l'horizontale fait intervenir les facteurs de correction suivants [45]:

$$R_b = \frac{\cos \theta}{\sin(hs)} \quad (III.10)$$

$$R_c = \frac{1 + \cos \beta}{\sin(hs)} \quad (III.11)$$

$$R_s = \frac{1 - \cos \beta}{2} \quad (III.12)$$

L'expression du rayonnement diffus du sol est donnée comme suit [41] :

$$I_{ds} = (I_d + I \cdot \sin(hs)) \cdot alb \cdot R_s \quad (III.13)$$

alb : Albédo du sol.

L'angle d'incidence est donné par l'expression suivante [45] :

$$\cos \theta = \sin(hs) \cdot \cos \beta + \cos(hs) \cdot \sin \beta \cdot \cos(\alpha_s - \alpha) \quad (III.14)$$

α_s : Angle azimutal du Soleil en degré.

α : Angle azimutal du capteur, en degré.

Le rayonnement global incident sur une surface inclinée s'écrit comme suit [44] :

$$I_t = I_D \cdot R_b + I_{dc} \cdot R_c + I_{ds} \quad (III.15)$$

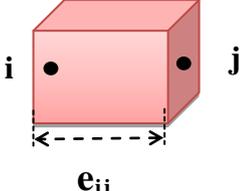
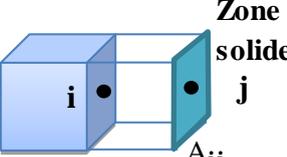
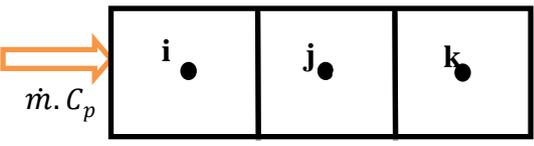
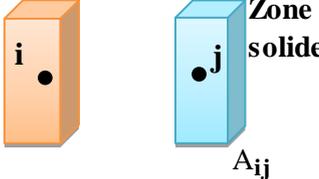
III.3.2. Description de méthode de résolution

Analyse par méthode de nodale

La modélisation est basée sur l'utilisation la méthode nodale [46,47]. La démarche consiste à découper le système en un certain nombre de volumes élémentaires supposés isothermes.

Les échanges de flux entre les nœuds des systèmes discrets s'effectuent à travers des composants représentés par des connexions thermiques : conductance thermique, sources de chaleur et température imposée.

Tableau (III.1) : expression des conductances et des flux de chaleur avec schéma.

Expression des conductances et des flux	Schemas
conduction $G_{ij} = \frac{\lambda_{ij} \cdot A_{ij}}{e_{ij}}$ $\Phi = G_{ij} \cdot (T_i - T_j)$	
Convection $G_{ij} = h_{ij} \cdot A_{ij}$ $\Phi = G_{ij} \cdot (T_i - T_j)$	
Écoulement fluidique $G_{ij} = \dot{m} \cdot C_p$ $\Phi = G_{ij} \cdot (T_i - T_j)$	
Rayonnement $G_{ij} = h_{ij} \cdot A_{ij}$ $\Phi = G_{ij} \cdot (T_i - T_j)$	

Avec :

G_{ij} : La conductance thermique.

A_{ij} : Surface d'échange thermique.

Φ_{ij} : Le flux de chaleur.

λ_{ij} : Conductivité thermique des substances.

h_{ij} : Coefficient d'échange thermique.

e_{ij} : Épaisseur de la substance.

T_i et T_j : Les températures dans les nœuds i et j .

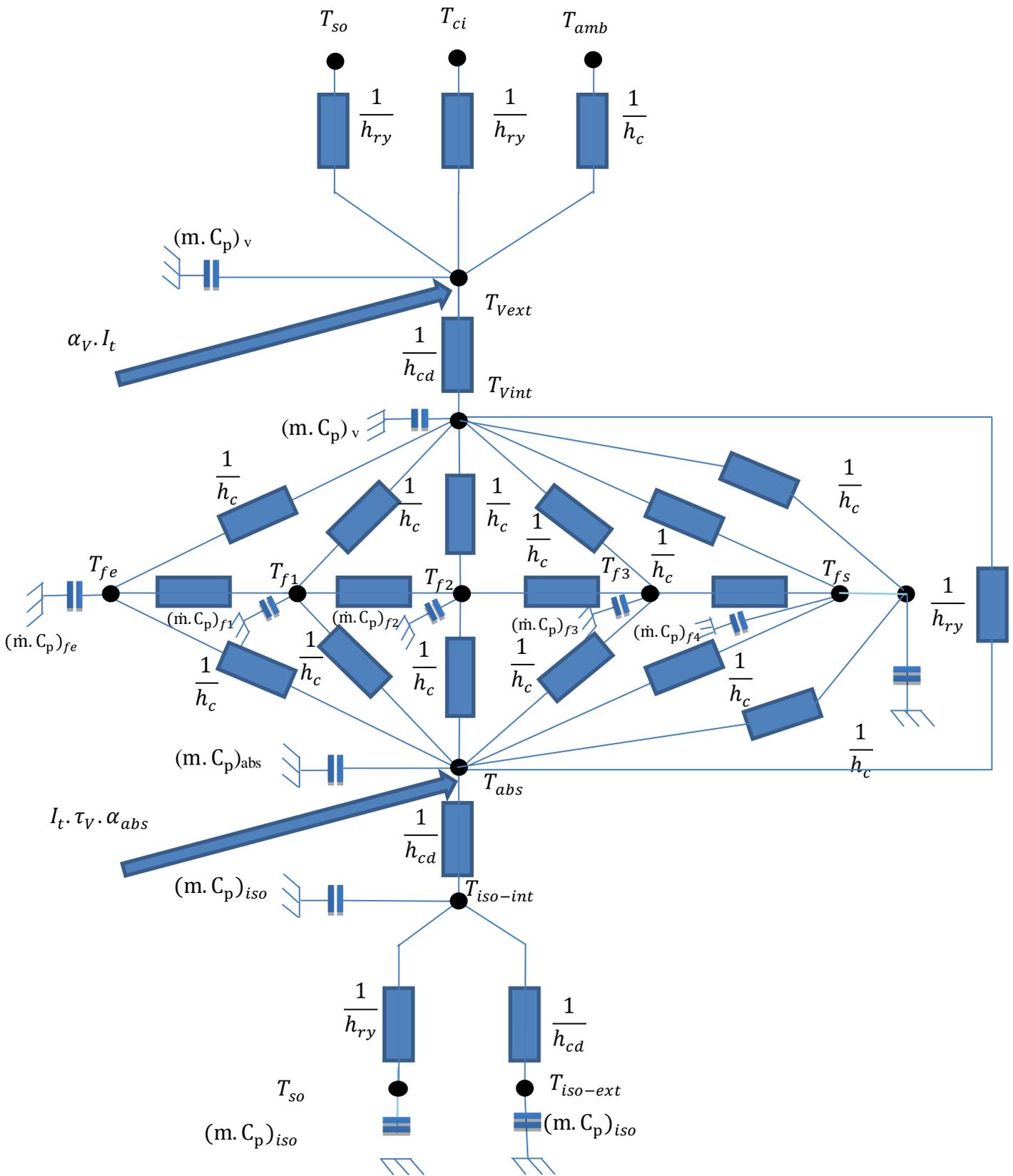


Figure III.2. Schéma thermoélectrique de capteur solaire à air.

III.3.3. Différents Equations de fonctionnement du capteur solaire à air

Les équations de bilan thermique des divers composants du capteur solaire à air (vitre, fluide caloporteur, absorbeur, isolant) sont :

Au niveau de la vitre

❖ Vitre externe

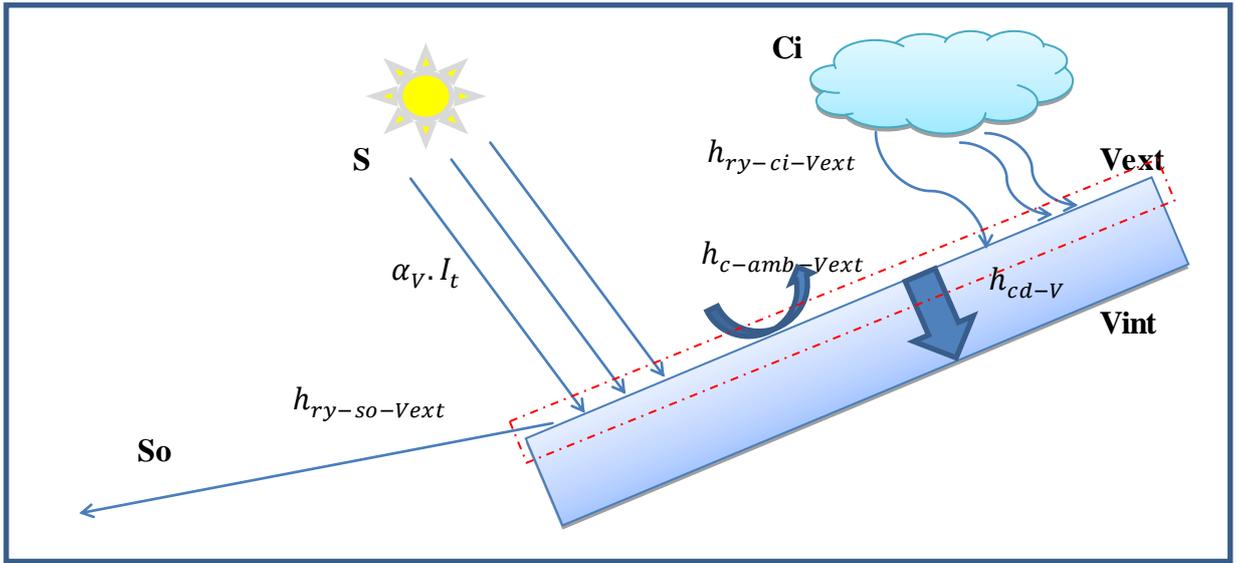


Figure III.3. L'échange de chaleur avec la coté extérieur de la vitre.

$$\left(m.C_p \cdot \frac{dT}{dt} \right)_{Vext} = \alpha_v \cdot I_t \cdot A_v + h_{ry-ci-vext} \cdot A_v \cdot (T_{ci} - T_{Vext}) + h_{ry-so-vext} \cdot A_v \cdot (T_{so} - T_{Vext}) + h_{c-amb-vext} \cdot A_v \cdot (T_{amb} - T_{Vext}) + h_{cd-v} \cdot A_v \cdot (T_{Vint} - T_{Vext}) \tag{III.16}$$

❖ Vitre interne

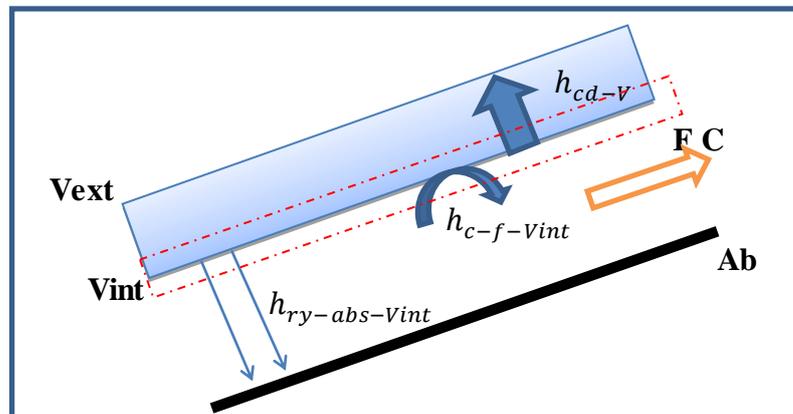


Figure III.4. L'échange de chaleur avec la coté intérieur de la vitre.

$$\left(\dot{m} \cdot C_p \cdot \frac{dT}{dt} \right)_{Vint} = h_{ry-abs-Vint} \cdot A_v \cdot (T_{abs} - T_{Vint}) + h_{c-f-Vint} \cdot A_v \cdot (T_f - T_{Vint}) + h_{cd-v} \cdot A_v \cdot (T_{Vext} - T_{Vint}) \quad (III.17)$$

Au niveau de fluide caloporteur

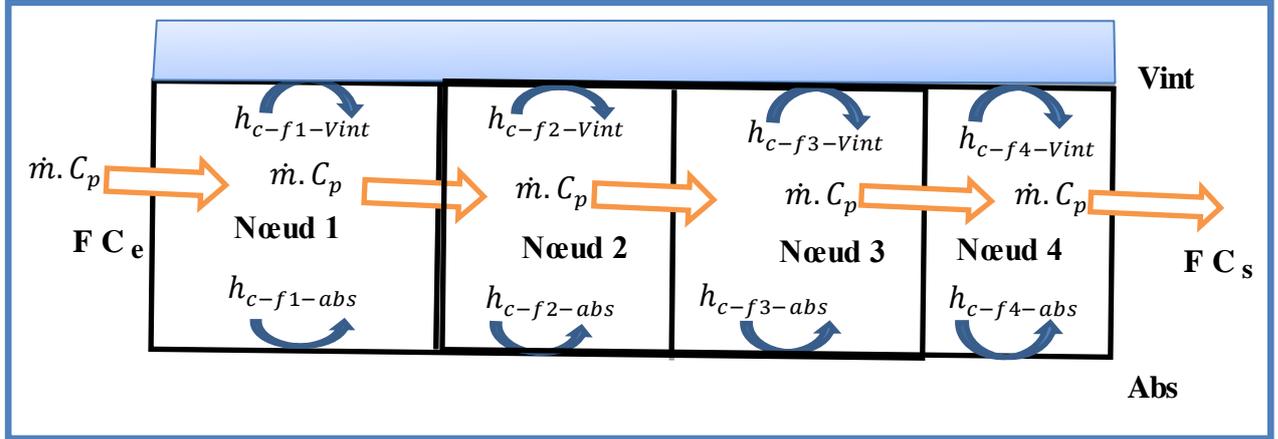


Figure III.5. Figure L'échange de chaleur avec le fluide caloporteur.

❖ **Fluide pour le nœud 1**

$$\left(\dot{m} \cdot C_p \cdot \frac{dT}{dt} \right)_{fl} = h_{c-fl-Vint} \cdot \left(\frac{A_v}{4} \right) \cdot (T_{Vint} - T_{fl}) + h_{c-fl-abs} \cdot \left(\frac{A_v}{4} \right) \cdot (T_{abs} - T_{fl}) + \dot{m} \cdot C_p \cdot (T_{fe} - T_{fl}) \quad (III.18)$$

❖ **Fluide pour le nœud 2**

$$\left(\dot{m} \cdot C_p \cdot \frac{dT}{dt} \right)_{f2} = h_{c-f2-Vint} \cdot \left(\frac{A_v}{4} \right) \cdot (T_{Vint} - T_{f2}) + h_{c-f2-abs} \cdot \left(\frac{A_v}{4} \right) \cdot (T_{abs} - T_{f2}) + \dot{m} \cdot C_p \cdot (T_{fl} - T_{f2}) \quad (III.19)$$

❖ **Fluide pour le nœud 3**

$$\left(\dot{m} \cdot C_p \cdot \frac{dT}{dt} \right)_{f3} = h_{c-f3-Vint} \cdot \left(\frac{A_v}{4} \right) \cdot (T_{Vint} - T_{f3}) + h_{c-f3-abs} \cdot \left(\frac{A_v}{4} \right) \cdot (T_{abs} - T_{f3}) + \dot{m} \cdot C_p \cdot (T_{f2} - T_{f3}) \quad (III.20)$$

❖ **Fluide pour le nœud 3**

$$\left(\dot{m} \cdot C_p \cdot \frac{dT}{dt} \right)_{f4} = h_{c-f4-vint} \cdot \left(\frac{A_v}{4} \right) \cdot (T_{vint} - T_{f4}) + h_{c-f4-abs} \cdot \left(\frac{A_v}{4} \right) \cdot (T_{abs} - T_{f4}) + \dot{m} \cdot C_p \cdot (T_{f3} - T_{f4}) \quad (III.21)$$

❖ **Fluide sortie**

$$\left(\dot{m} \cdot C_p \cdot \frac{dT}{dt} \right)_{fs} = h_{c-fs-vint} \cdot \left(\frac{A_v}{4} \right) \cdot (T_{fs} - T_{vint}) + h_{c-fs-abs} \cdot \left(\frac{A_v}{4} \right) \cdot (T_{abs} - T_{fs}) + \dot{m} \cdot C_p \cdot (T_{f4} - T_{fs}) \quad (III.22)$$

Au niveau absorbeur

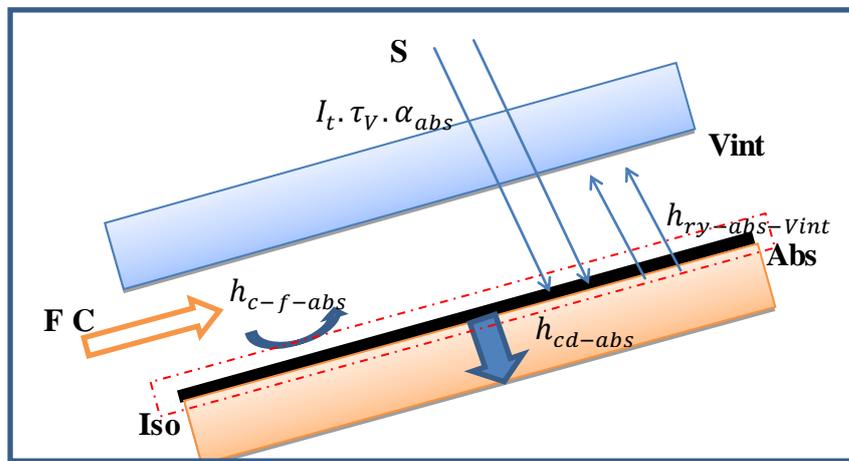


Figure III.6. L'échange de chaleur avec l'absorbeur.

$$\left(m \cdot c_p \cdot \frac{dT}{dt} \right)_{abs} = h_{ry-abs-vint} \cdot A_{abs} \cdot (T_{vint} - T_{abs}) + h_{c-f-abs} \cdot A_{abs} \cdot (T_f - T_{abs}) + h_{cd-abs} \cdot A_{abs} \cdot (T_{iso} - T_{abs}) + I_t \cdot \tau_v \cdot \alpha_{abs} \quad (III.23)$$

Au niveau isolant

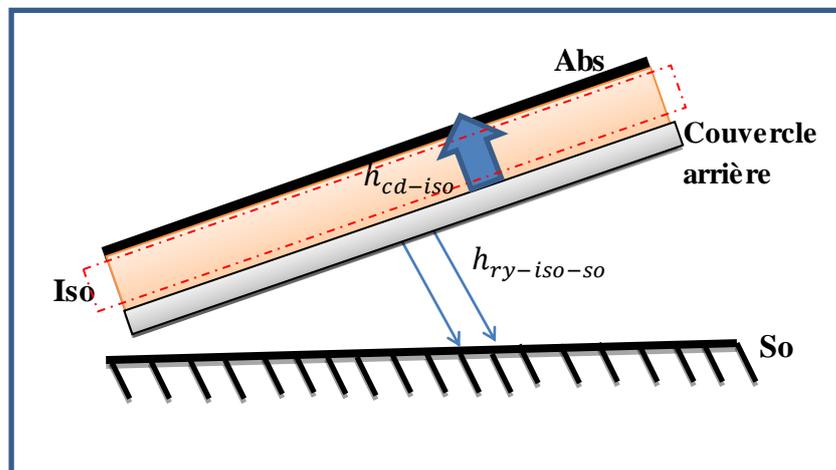


Figure III.7. L'échange de chaleur avec l'isolant.

$$\left(m \cdot C_p \cdot \frac{dT}{dt} \right)_{iso} = h_{ry-iso-so} \cdot A_{iso} \cdot (T_{so} - T_{iso}) + h_{cd-iso} \cdot A_{iso} \cdot (T_{iso-ext} - T_{iso-int}) + h_{cd-abs} \cdot A_{iso} \cdot (T_{abs} - T_{iso-ext}) \quad (III.24)$$

III.3.4. Rendements d'un capteur solaire

La performance thermique d'un capteur plan est de déterminer son rendement instantané, est défini comme étant le rapport de la puissance thermique utile récupérée par le fluide caloporteur (P_u) et la puissance solaire arrivant sur le plan incliné du capteur.

Selon, la norme C.E.C stipule que l'étude la plus significative des performances thermiques d'un capteur plan est de déterminer son rendement instantané donné par la relation suivante [48] :

$$\eta = \frac{P_u}{I_t \cdot A_c} = \frac{\dot{m} \cdot C_p \cdot (T_{fs} - T_{fe})}{I_t \cdot A_c} \quad (III.25)$$

Avec :

P_u : La puissance utile récupérée par le fluide caloporteur en [W].

η : Rendement instantané du capteur plan.

τ_v : Coefficient de transmission de la vitre.

\dot{m} : Débit massique [kg/s].

α : Coefficient d'absorption.

I_t : L'éclairement solaire total [W/m^2].

A : Surface en [m^2].

m : Masse [kg].

C_p : Capacité calorifique [$J/(kg \cdot ^\circ C)$].

h_c : Coefficient d'échange convectif, [$W/(m^2 \cdot ^\circ C)$].

h_{cd} : Coefficient d'échange conductif, [$W/(m^2 \cdot ^\circ C)$].

h_{ry} : Coefficient d'échange radiatif [$W/(m^2 \cdot ^\circ C)$]

T : Température [$^\circ C$].

III.6. MODELISATION DES COEFFICIENTS DE TRASFERT DE CHALEURE

III.4.1. Transfert thermique par convection

❖ Entre l'ambiante et le vitre externe

Effet du vent : utilise la relation de Hottel et Woertz Pour déterminer le coefficient de convection, Coefficient d'échange convectif, entre l'ambiante et le vitre externeon :

$$h_{c-amb-vext} = 5,67 + 3,86.V_{vent} \quad (III.26)$$

V_{vent} : est la vitesse du vent exprimée en [m/s],

La vitesse V_{ext} du vent est prise égale à $2 m.s^{-1}$. Dans tous nos calculs. C'est une valeur moyenne observée sur le site de Ghardaïa. Latitude 32.38° , longitude 3.81° , albédo 0.34, altitude 450m) pour le mois de juin.

Pour déterminer les coefficients d'échanges thermiques convectifs, dans le cas des conduites rectangulaires, on utilise les corrélations de Sieder-Tate et Hausen. Elles dépendent du régime d'écoulement, caractérisé par la valeur du nombre de Reynolds.

Introduisons le nombre adimensionnel de Graetz, défini par [49] :

Coefficient d'échange thermique convectif.

$$h_{cv} = \frac{Nu.\lambda_f}{Dh} \quad (III.27)$$

Nombre de Graetz

$$Gz = Re.Pr.\frac{Dh}{L} \quad (III.28)$$

Avec :

Nombre Reynolds

$$Re = \frac{\rho_v.V_f.Dh}{\mu_f} \quad (III.29)$$

Nombre Prandtl

$$Pr = \frac{\mu_f.Cp_f}{\lambda_f} \quad (III.30)$$

Dh : Diamètre hydraulique est donné par la formule

$$Dh = \frac{4.A_{pass}}{Pm} \quad (III.31)$$

A_{pass} : Section de passage en [m²].

Pm : Périmètre mouillé en [m].

Régime laminaire : $Re < 2100$

Si $Gz < 100$

$$Nu = 3,66 + \frac{0,085.Gz}{1 + 0,047.Gz^{2/3}} \quad (III.32)$$

Si $Gz > 100$

$$Nu = 1,86.Gz^{1/3} + 0,87.(1 + 0,015.Gz^{1/3}) \quad (III.33)$$

Régime transitoire : $2100 < Re < 10000$

$$Nu = 0,116.(Re^{2/3} - 125).Pr^{1/3} . \left(1 + \left(\frac{Dh}{L}\right)^{2/3}\right) \quad (III.34)$$

Régime turbulent : $Re > 10000$

$$Nu = 0,027.Re^{0,8} . Pr^{0,33} \quad (III.35)$$

Toutes ces corrélations font intervenir par l'intermédiaire de nombres adimensionnels (Nu, Re, Pr, Gz), les propriétés physiques de l'air, qui doivent être calculées en tenant compte de la température de l'air à l'entrée du capteur solaire [49].

III.4.2. Les coefficients d'échange par rayonnement

❖ Entre la face extérieure de la vitre du capteur et le ciel

$$h_{ry-ci-vert} = \sigma . \epsilon_v . \left(\frac{1 - \cos \beta}{2}\right) . (T_{ci} + T_{vert}) . (T_{ci}^2 + T_{vert}^2) \quad (III.36)$$

La température de la voûte céleste est donnée par la formule de Swinbank [50] :

$$T_{ci} = 0,0552.T_{amb}^{1,5} \quad (III.37)$$

T_{amb} : Température de l'ambiante en [°C].

❖ Entre la face intérieure de la vitre et l'absorbeur [50]

$$h_{ry-abs-vint} = \left(\frac{\sigma \cdot (T_{abs} + T_{vint}) \cdot (T_{abs}^2 + T_{vint}^2)}{\frac{1}{\epsilon_v} + \frac{1}{\epsilon_{abs}} - 1} \right) \quad (III.38)$$

❖ Entre la vitre externe et le sol

$$h_{ry-so-vext} = \sigma \cdot \epsilon_v \cdot \left(\frac{1 + \cos \beta}{2} \right) \cdot (T_{so} + T_{vext}) \cdot (T_{so}^2 + T_{vext}^2) \quad (III.39)$$

❖ Entre l'isolant et le sol

$$h_{ry-iso-so} = \sigma \cdot \epsilon_{iso} \cdot \left(\frac{1 + \cos(\pi - \beta)}{2} \right) \cdot (T_{iso} + T_{so}) \cdot (T_{iso}^2 + T_{so}^2) \quad (III.40)$$

III.4.3. Les coefficients de transfert de chaleur par conduction [51]

❖ Coefficient d'échange conductif, de la vitre

$$h_{cd-v} = \frac{\lambda_v}{e_v} \quad (III.41)$$

❖ Coefficient d'échange conductif de l'isolant

$$h_{cd-iso} = \frac{\lambda_{iso}}{e_{iso}} \quad (III.42)$$

III.7. ANALYSE THERMODYNAMIQUE DU MACHINE FRIGORIFIQUE SOLAIRE A ABSORPTION

Bilant énergétique

A partir de 1^{er} principe de la thermodynamique

▪ Au niveau le désorbeur

$$Q_b = \dot{m}_1 \cdot h_1 + \dot{m}_r \cdot h_5 + \dot{m}_p \cdot h_6 \quad (IV.43)$$

h_1 : L'enthalpie à la sorte de bouiller var le condenseur

h_5 : L'enthalpie à la sorte de bouiller

h_6 : L'enthalpie à l'entrée de bouiller

$$T_b = 90 \quad [^{\circ}\text{C}]$$

$$\dot{m}_1 + \dot{m}_r - \dot{m}_p = 0 \quad (\text{IV.44})$$

$$\dot{m}_p = \dot{m}_1 \cdot (h_1 - h_6 - (h_5 - h_6) \cdot X_p) / (X_p - X_r) \quad (\text{IV.45})$$

$$\dot{m}_r = \dot{m}_p - \dot{m}_1 \quad (\text{IV.46})$$

\dot{m}_1 : débite massique de la vapeur d'eau $[Kg/s]$

\dot{m}_p : débite massique de la solution pauvre $[Kg/s]$

\dot{m}_r : Débite massique de la solution riche $[Kg/s]$

Au niveau d'absorbeur : transformation isobare

$$Q_{abso} = \dot{m}_1 \cdot (h_4 - h_5 - (h_5 - h_6) \cdot X_r) / (X_p - X_r) \quad (\text{IV.47})$$

h_6 : L'enthalpie à la sorte de L'absorbeur

h_5 : L'enthalpie à l'entrée de L'absorbeur

-La température de sorte :

$$T_a - T_{abso} = (4 \text{ à } 6) \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (\text{IV.48})$$

-La température de l'entre :

$$T_{abso} = T_a - (4 \text{ à } 8) \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (\text{IV.49})$$

$$T_{abso} = 36 \quad [^{\circ}\text{C}]$$

-Calcul du débit d'eau :

$$\dot{m}_1 = Q_{abo} / (C_p \cdot (T_{absoe} - T_{absos})) \quad (\text{IV.50})$$

❖ **Au niveau condenseur : transformation isobare**

$$Q_{cond} = \dot{m}_1 \cdot (h_1 - h_2) \quad (\text{IV.51})$$

\dot{m}_1 : le débit de vapeur d'eau

h_1 : L'enthalpie massique à l'entrée du condenseur

h_2 : L'enthalpie massique à la sortie du condenseur

-La température de sorte :

$$T_{conds} = T_{conds} - (3 \text{ à } 6) \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (\text{IV.52})$$

-La température de l'entre :

$$T_{conds} - T_{conde} = (4 \text{ à } 8) \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (\text{IV.53})$$

T_{conds} : Température de sorte de condenseur [°C]

T_{conde} : Température d'entre de condenseur [°C]

T_{cond} : Température de condensation de la vapeur d'eau [°C]

$$T_{conds} = 40 - 4 = 36 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (\text{IV.54})$$

$$T_{conde} = 36 - 5 = 31 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (\text{IV.55})$$

-la température moyenne :

$$T_{mc} = (T_{cs} + T_{ce}) / 2 \quad (\text{IV.56})$$

$$T_m = 33.5 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (\text{IV.56})$$

$$T_{Cond} = 40 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (\text{IV.56})$$

T_{Cond} : la température de condenseur

-Calcul du débit d'eau :

$$\dot{m}_1 = Q_c / (C_p \cdot (T_{conde} - T_{conds})) \quad (\text{IV.57})$$

❖ **Au niveau évaporateur** : Transformation isobare

$$Q_{ev} = \dot{m}_1 \cdot (h_4 - h_3) \quad (\text{IV.58})$$

h_4 : L'enthalpie à la sorte de l'évaporateur

h_3 : L'enthalpie à l'entrée de l'évaporateur

La température de sorte :

$$T_{evs} = T_{ev} + (2 \text{ à } 4) \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (\text{IV.59})$$

La température de l'entre :

$$T_{eve} = T_{ev} - (3 \text{ à } 6) \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (\text{IV.60})$$

T_{evs} : Température de sorte de l'évaporateur

T_{eve} : Température d'entre de l'évaporateur

$$T_{ev} = 10 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (\text{IV.60})$$

T_{ev} : Température d'évaporateur [°C]

❖ **Au niveau des détendeurs** : transformation isenthalpiques

Le réfrigérant condensé s'écoule dans cet appareil où il subit une détente isenthalpique supposée parfaite. Cette hypothèse donne :

$$h_2 = h_3$$

h_3 : L'enthalpie à la sortie de détendeur

h_2 : L'enthalpie à l'entrée de détendeur

X_p : Concentration de l'eau dans la solution pauvre, en [%]

X_r : Concentration de l'eau dans la solution riche, en [%]

H_i : l'enthalpie , en [J/Kg]

$\dot{\Phi}_i$: la puissance thermique , en [w]

Avec i : b, abso, év, cond

\dot{W} : travail de la pompe, en [w]

\dot{m}_r : débit massique de solution diluée , en [Kg/s]

\dot{m}_1 : débit massique de frégorigene, en [Kg/s]

\dot{m}_p : débit massique de concentrée , en [Kg/s]

h_j : l'enthalpie de l'entrée , en [J/Kg]

Avec j : 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7.

III.8. RESOLUTION NUMERIQUE DES EQUATIONS

La résolution des équations, nécessite la connaissance des différents paramètres et des coefficients intervenants, à cet effet et pour des raisons de clarté de la rédaction nous donnons brièvement la méthode de Runge-Kutta 4. de leur détermination et leur expression.

III.7.1. Méthode de Runge Kutta

Les méthodes de Runge-Kutta sont des méthodes numériques d'approximation de la résolution des équations différentielles. Elles ont été ainsi nommées en l'honneur des mathématiciens Carl Runge et Martin Wilhem Kutta qui élaborèrent cette méthode en 1901.

La méthode de Runge-Kutta d'ordre 4 (RK4) est très couramment utilisée pour la résolution des équations différentielles ordinaires (EDO), et très stable pour les fonctions courantes de la physique [52].

La méthode de RK4 est dérivée de la méthode d'Euler.

La méthode de Runge-Kutta d'ordre 4 définit par deux suites, h étant le pas de discrétisation en x :

- Une première suite qui permet de définir les valeurs de X

$$\text{Terme initial : } X_0 \tag{III.61}$$

$$\text{Relation de récurrence } X_{i+1} = X_{i+h} \tag{III.62}$$

Une deuxième qui permet d'évaluer les valeurs de Y

$$\text{Terme initial : } Y_0 \tag{III.63}$$

$$\text{Relation de récurrence : } Y_{i+1} = Y_i + 1/6(K_1 + 2K_2 + 2K_3 + K_4) \tag{III.64}$$

Dans notre cas appliqué à un system de 4 équations différentielles

$$\left\{ \begin{array}{l} T_v^{i+1} = T_v^i + \frac{1}{6}(K_{1v} + 2K_{2v} + 2K_{3v} + K_{4v}) \\ T_p^{i+1} = T_p^i + \frac{1}{6}(K_{1p} + 2K_{2p} + 2K_{3p} + K_{4p}) \\ T_{f1}^{i+1} = T_{f1}^i + \frac{1}{6}(K_{1f1} + 2K_{2f1} + 2K_{3f1} + K_{4f1}) \\ T_{f2}^{i+1} = T_{f2}^i + \frac{1}{6}(K_{1f2} + 2K_{2f2} + 2K_{3f2} + K_{4f2}) \\ T_{f3}^{i+1} = T_{f3}^i + \frac{1}{6}(K_{1f3} + 2K_{2f3} + 2K_{3f3} + K_{4f3}) \\ T_{f4}^{i+1} = T_{f4}^i + \frac{1}{6}(K_{1f4} + 2K_{2f4} + 2K_{3f4} + K_{4f4}) \\ T_{is}^{i+1} = T_{is}^i + \frac{1}{6}(K_{1is} + 2K_{2is} + 2K_{3is} + K_{4is}) \end{array} \right. \tag{III.65}$$

Avec les k définit comme suit :

$$\left\{ \begin{array}{l} K_{1v} = \Delta t \cdot f_v(t, T_v^t) \\ K_{2v} = \Delta t \cdot f_v(t + \frac{\Delta t}{2}, T_v^t + \frac{K_{1v}}{2}) \\ K_{3v} = \Delta t \cdot f_v(t + \frac{\Delta t}{2}, T_v^t + \frac{K_{2v}}{2}) \\ K_{4v} = \Delta t \cdot f_v(t + \Delta t, T_v^t + K_{3v}) \end{array} \right. \tag{III.66}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} K_{1f1} = \Delta t \cdot f_{f1}(t_i, T_{f1}^i) \\ K_{2f1} = \Delta t \cdot f_{f1}(t_i + \frac{\Delta t}{2}, T_{f1}^i + \frac{K_{1f1}}{2}) \\ K_{3f1} = \Delta t \cdot f_{f1}(t_i + \frac{\Delta t}{2}, T_{f1}^i + \frac{K_{2f1}}{2}) \\ K_{4f1} = \Delta t \cdot f_{f1}(t_i + \Delta t, T_{f1}^i + K_{3f1}) \end{array} \right. \quad (III.67)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} K_{1f2} = \Delta t \cdot f_{f2}(t_i, T_{f2}^i) \\ K_{2f2} = \Delta t \cdot f_{f2}(t_i + \frac{\Delta t}{2}, T_{f2}^i + \frac{K_{1f2}}{2}) \\ K_{3f2} = \Delta t \cdot f_{f2}(t_i + \frac{\Delta t}{2}, T_{f2}^i + \frac{K_{2f2}}{2}) \\ K_{4f2} = \Delta t \cdot f_{f2}(t_i + \Delta t, T_{f2}^i + K_{3f2}) \end{array} \right. \quad (III.68)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} K_{1f3} = \Delta t \cdot f_{f3}(t_i, T_{f3}^i) \\ K_{2f3} = \Delta t \cdot f_{f3}(t_i + \frac{\Delta t}{2}, T_{f3}^i + \frac{K_{1f3}}{2}) \\ K_{3f3} = \Delta t \cdot f_{f3}(t_i + \frac{\Delta t}{2}, T_{f3}^i + \frac{K_{2f3}}{2}) \\ K_{4f3} = \Delta t \cdot f_{f3}(t_i + \Delta t, T_{f3}^i + K_{3f3}) \end{array} \right. \quad (III.69)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} K_{1f4} = \Delta t \cdot f_{f4}(t_i, T_{f4}^i) \\ K_{2f4} = \Delta t \cdot f_{f4}(t_i + \frac{\Delta t}{2}, T_{f4}^i + \frac{K_{1f4}}{2}) \\ K_{3f4} = \Delta t \cdot f_{f4}(t_i + \frac{\Delta t}{2}, T_{f4}^i + \frac{K_{2f4}}{2}) \\ K_{4f4} = \Delta t \cdot f_{f4}(t_i + \Delta t, T_{f4}^i + K_{3f4}) \end{array} \right. \quad (III.70)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} K_{1p} = \Delta t \cdot f_p(t_i, T_p^i) \\ K_{2p} = \Delta t \cdot f_p(t_i + \frac{\Delta t}{2}, T_p^i + \frac{K_{1p}}{2}) \\ K_{3p} = \Delta t \cdot f_p(t_i + \frac{\Delta t}{2}, T_p^i + \frac{K_{2p}}{2}) \\ K_{4p} = \Delta t \cdot f_p(t_i + \Delta t, T_p^i + K_{3p}) \end{array} \right. \quad (III.71)$$

$$\begin{cases} K_{1is} = \Delta t \cdot f_{is}(t_t, T_{is}^t) \\ K_{2is} = \Delta t \cdot f_{is}(t_t + \frac{\Delta t}{2}, T_{is}^t + \frac{K_{1is}}{2}) \\ K_{3is} = \Delta t \cdot f_{is}(t_t + \frac{\Delta t}{2}, T_{is}^t + \frac{K_{2is}}{2}) \\ K_{4is} = \Delta t \cdot f_{is}(t_t + \Delta t, T_{is}^t + K_{3is}) \end{cases} \quad (III.72)$$

Avec les fonctions f sont défini comme suit :

$$\begin{cases} \frac{\partial T_v}{\partial t} = f_v(t, T_v, T_p) \\ \frac{\partial T_p}{\partial t} = f_p(t, T_v, T_p, T_f) \\ \frac{\partial T_f}{\partial t} = f_f(t, T_p, T_f, T_{ff}, T_{fi}) \\ \frac{\partial T_{is}}{\partial t} = f_{is}(t, T_{is}, T_{ff}, T_{fi}) \end{cases} \quad (III.73)$$

III.9. CONCLUSION

Dans ce chapitre, nous avons premièrement déterminé la position du soleil par rapport à la terre puis modélisé le capteur solaire et la machine frigorifique à absorption, nous avons développé hypothèses contribué à faciliter l'étude de la chaleur à travers l'étude de l'échange de chaleur dans les divers composants de la machine appliquant les lois de la thermodynamique et des lois spéciales capteur solaire. Puis extrait tous les équations usagers, à résoudre ces équations par méthode Runge Kutta ,très couramment utilisée pour la résolution des équations différentielles ordinaires, et très stable pour les fonctions courantes de la physique, par le principe d'approximation des solutions des équations différentielles et méthode Nodal, Qui nous montrent la relation entre le flux de chaleur et la conductance , cela est en préparation pour la prochaine partie des résultats obtenus dans cette partie.

CHAPITRE IV : INTERPRETATION ET DISCUSSION DES RESULTATS

IV.1. INTRODUCTION

Dans ce chapitre, nous allons donner quelques résultats concernant les différents composants de notre machine.

Le site que nous avons choisi pour faire cette simulation est la ville de **GHARDAÏA**, dont les caractéristiques géographiques sont : latitude 32.38° , longitude 3.81° , albédo 0.34, altitude 450m [53].

IV.2. VALIDATION THERMIQUE

IV.2.1. Influence de température de bouilleur avec ($T_{ev}=10^\circ\text{C}$, $T_{cond}=40^\circ\text{C}$, $T_{abs}=36^\circ\text{C}$) sur le coefficient de performance de la machine frigorifique a absorption calculé et de simulation

Pour faire la validation de notre étude, on va comparer les résultats trouvés par celui de [B. ILYAS et T. ABDESSAMED] [54].

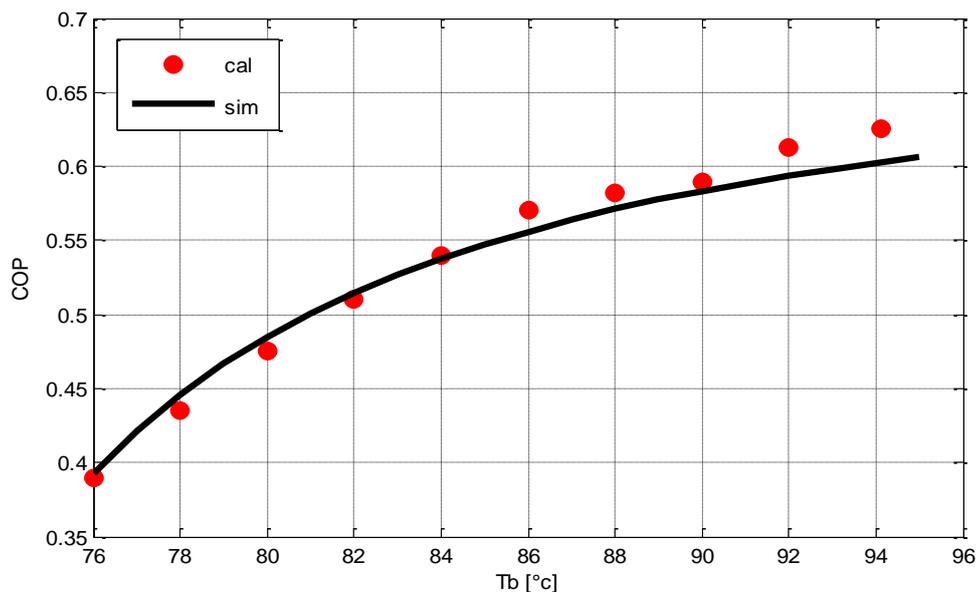


Figure IV.1. Evolution de COP calculé et de simulation en fonction de température de bouilleur avec ($T_{ev}=10^\circ\text{C}$, $T_{cond}=40^\circ\text{C}$ et $T_{abs}=36^\circ\text{C}$).

D'après cette figure IV.1 on remarque que l'accroissement de la température de bouilleur conduit à l'augmentation de coefficient de performance, ainsi on remarque que notre résultat est bon accord avec celui trouvé par de [B. ILYAS et T. ABDESSAMED] [54].

IV.3. ETUDE DE L'EFFET DES PARAMETRES SUR LE RENDEMENT THERMIQUE DU CAPTEUR SOLAIRE PLAN A AIR EN REGIME INSTATIONNAIRE

IV.3.1. Courbes de l'éclairement solaire

IV.3.1.1. Évolution temporelle des éclairements solaires (global, diffus, directe)

Les résultats expriment les variations par rapport au temps légal pour la journée 21 Juin 2015.

De la figure IV.2 , On remarque que les courbes de variation temporelle de l'éclairement solaire globale , direct et diffus, Qu'elles varient au cours de la journée choisie, sont nulle avant lever de soleil , après coucher de soleil, et atteint le maximum à midi (13h00), elles sont augmente à partir de 6 h00min atteignent la valeur maximal de 1050 [W/m^2] pour l'écoulement global et chute après cette valeur à la valeur nulle à 17 h00.

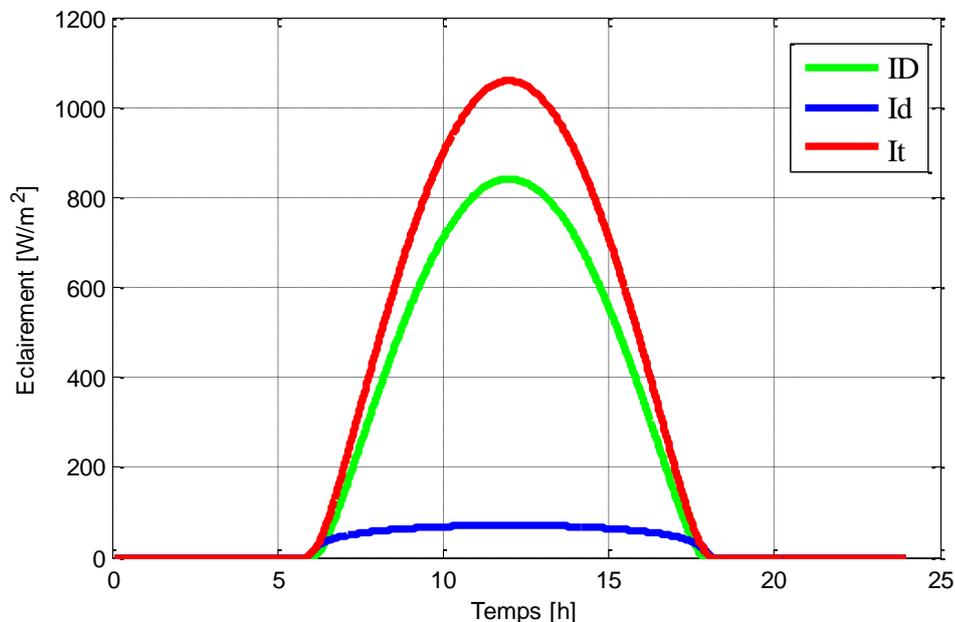


Figure IV.2. Variation temporelle des éclairements solaires (global, diffus, directe)

IV.3.1.2. Variation temporelle des températures de l'ambiance et du ciel

Cette figure IV.3 nous donne l'évolution des températures de l'ambiance et de ciel en fonction du temps, la maniere de cette courbes c'est la même allure pour les deux températures, elle sont augmentée avec le passage du temps jusqu'à ce qu'elles atteignent les valeurs maximales où l'éclairement solaire est le plus important, de 29 [°c] pour la température de ciel et 44 [°c] pour la température de l'ambiance à l'heure de 14 h00, et la température du ciel varie en fonction de celle de l'ambiance, tout comme l'éclairement global.

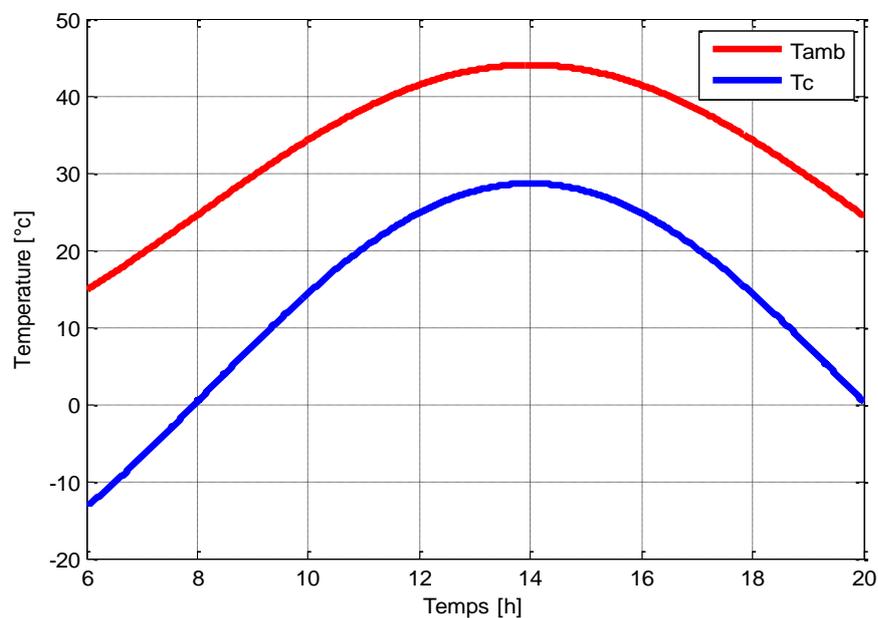


Figure IV.3. Variation temporelle des températures de l'ambiance et du ciel

IV.3.1.3. Evolution temporelle du rendement instantané du capteur

Dans la figure IV.4 donnant la variation de rendement en fonction de temps pour ($I_t = 1000 [W/m^2]$ et $\dot{m} = 0.1 [Kg/s]$, $T_{amb} = 25 [°C]$), le rendement augmente graduellement aux premières heures de la journée pour atteindre des valeurs maximales de 0,48, Cela est dû à l'augmentation de la puissance utile ce qui ont conduit à croitre de rendement thermique, ceci s'explique par la relation qui existe entre l'énergie utile récupérée par le fluide caloporteur et le rayonnement solaire global

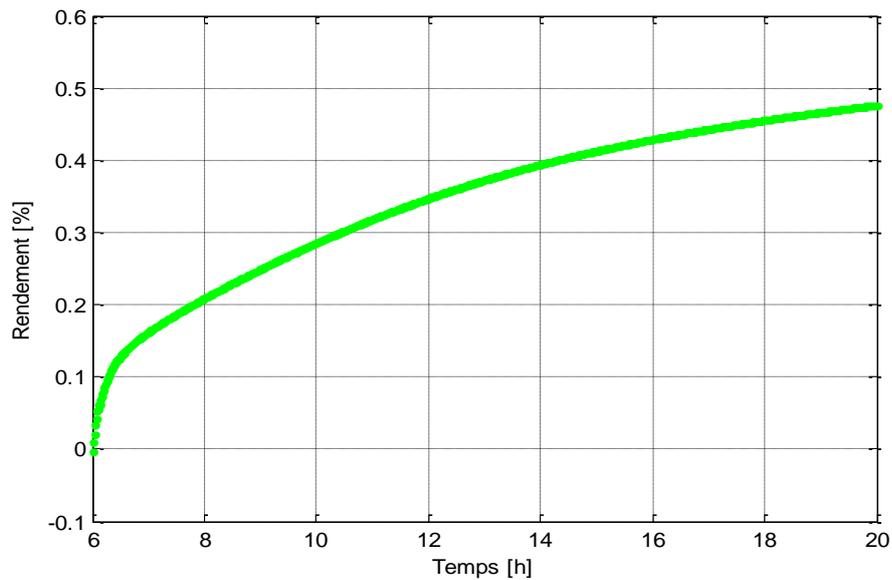


Figure IV.4. Evolution temporelle du rendement instantané du capteur

IV.3.1.4. Evolution temporelle des températures des différents éléments du capteur.

La figure IV.5 représente l'évolution des températures de (l'absorbeur, le fluide sortie, l'isolant et la vitre) en fonction du temps, la température la plus élevée est celle de l'absorbeur ensuite du fluide sortie puis de la vitre et la température inférieure est celle de l'isolant, ces températures augmentent avec le passage du temps qui commencent à augmenter au moment de 6 h00 jusqu'à la valeur maximale de 13 h00, et après elles vont abaisser des valeurs faibles au moment 18 h00, car la puissance absorbée par l'absorbeur est importante du fait de son coefficient d'absorption élevé, contrairement à la couverture transparente qui présente une puissance absorbée très faible, ceci est dû à ses propriétés optiques, son faible coefficient d'absorption et son coefficient de transmission élevé.

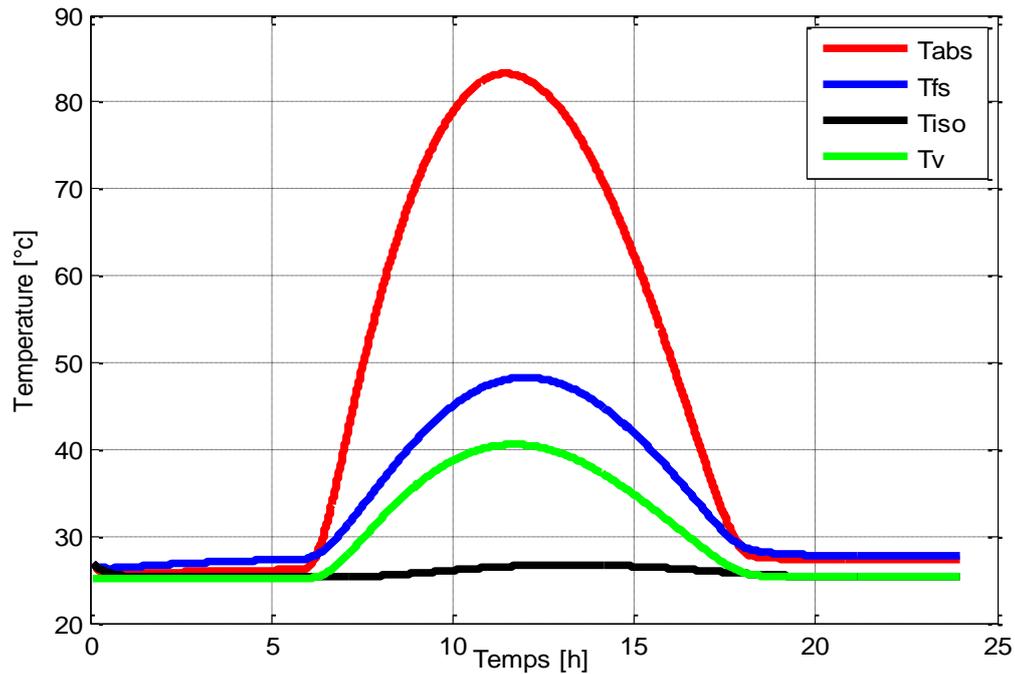


Figure IV.5. Evolution temporelle des températures des différents éléments du capteur.

IV.3.1.5. Variation de puissance utile en fonction de temps.

Cette courbe traduit la variation de puissance utile du capteur solaire en fonction du temps, qui proportionnelle directement avec le temps atteint la valeur maximum à 13h00, puis chute à la valeur faible, cela est dû au l'éclairement solaire pendant la journée choisie.

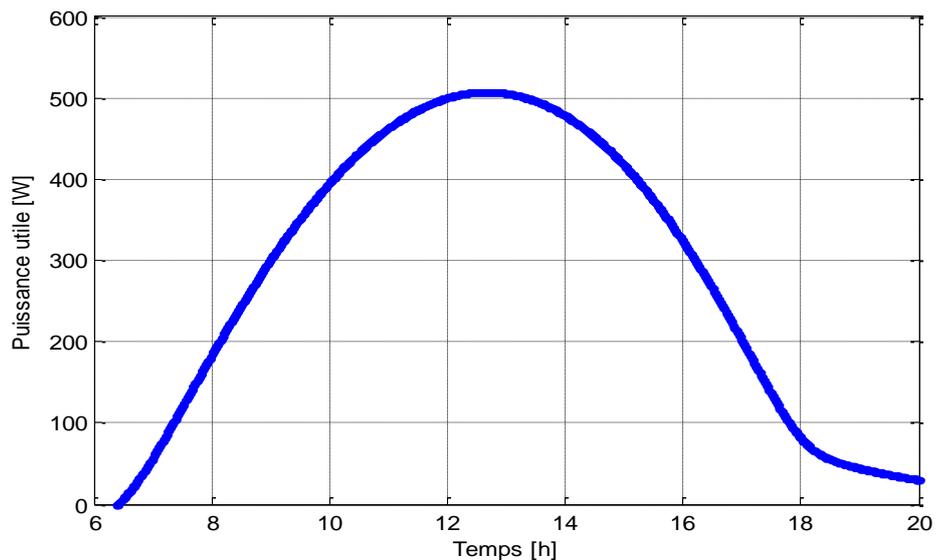


Figure IV.6. Variation de puissance utile en fonction de temps.

IV.3.1.6. Evolution des températures de divers éléments du capteur solaire en fonction de débit massique.

La figure IV.7 nous donne les courbes d'évolution des températures de (l'absorbeur, le fluide sorti, l'isolant et la vitre) en fonction du débit massique, nous constatons que la variation de température de divers éléments du capteur solaire est inversement proportionnelle avec le débit massique qui entraîne la diminution des températures de l'absorbeur, du fluide sortie, l'isolant et la vitre, le supérieur effet de l'augmentation du débit massique est sur la température de l'absorbeur et l'inférieur effet est sur la température de l'isolant, en raison de débit massique du fluide caloporteur qui conduit à l'augmentation de la chaleur absorbée à partir de l'absorbeur et de la vitre.

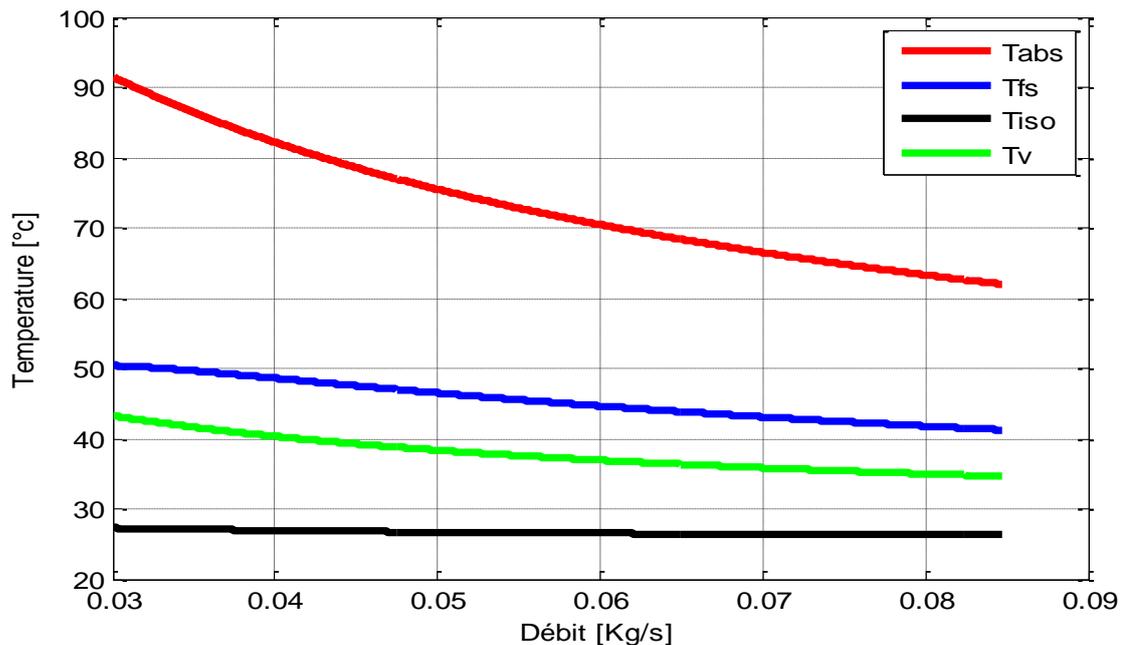


Figure IV.7. Evolution des températures de divers éléments du capteur solaire en fonction de débit massique.

IV.4. L'INFLUENCE DES TEMPERATURES SUR LES PERFORMANCES DE LA MACHINE

IV.4.1. Effet de température de bouilleur pour $T_{ev}=10\text{ °C}$ et $T_{abso}=36\text{ °C}$ et $T_{cond}=40\text{ °C}$ sur coefficient de performance de la machine frigorifique a absorption

La figure (IV.8) représente la variation de coefficient de performance de la machine frigorifique en fonction de la température de bouilleur pour la valeur de température d'évaporation 10 [°C] , cette allure de la courbe indique que le COP varie d'une façon proportionnelle direct avec la température du bouilleur.

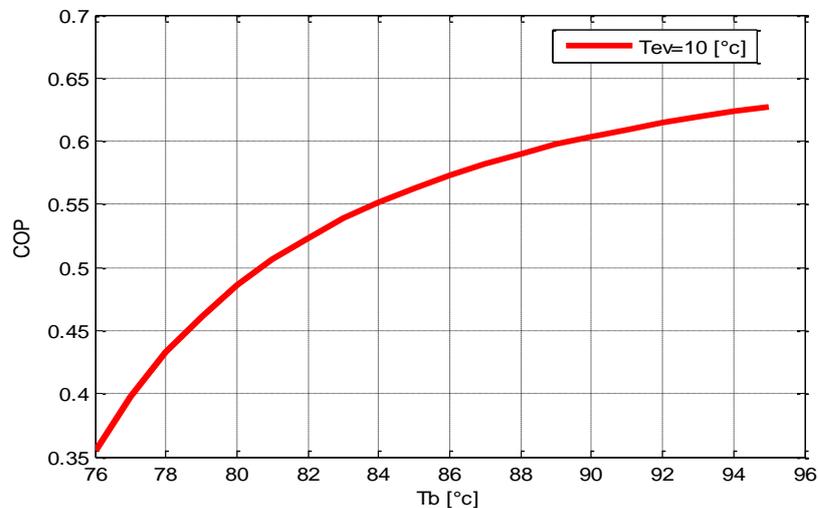


Figure IV.8. Variation de COP en fonction de température de bouilleur pour $T_{ev}=10\text{ °C}$ et $T_{abso}=36\text{ °C}$ et $T_{cond}=40\text{ °C}$.

IV.4.2. Influence de température de bouilleur pour $T_{ev}=9\text{ °C}$ et $T_{abso}=36\text{ °C}$ et $T_{cond}=40\text{ °C}$ sur le coefficient de performance solaire de la machine frigorifique a absorption

La figure (IV.9) montre que le coefficient de performance solaire augmente avec l'augmentation de la température du bouilleur, Pour des températures du l'évaporateur $T_{ev}=9\text{ °C}$ et du condenseur $T_{cond}=40\text{ °C}$ et de l'absorbeur $T_{abso}=36\text{ °C}$ constantes, à cause de la proportionnalité existante entre le coefficient de performance solaire et le coefficient de performance frigorifique.

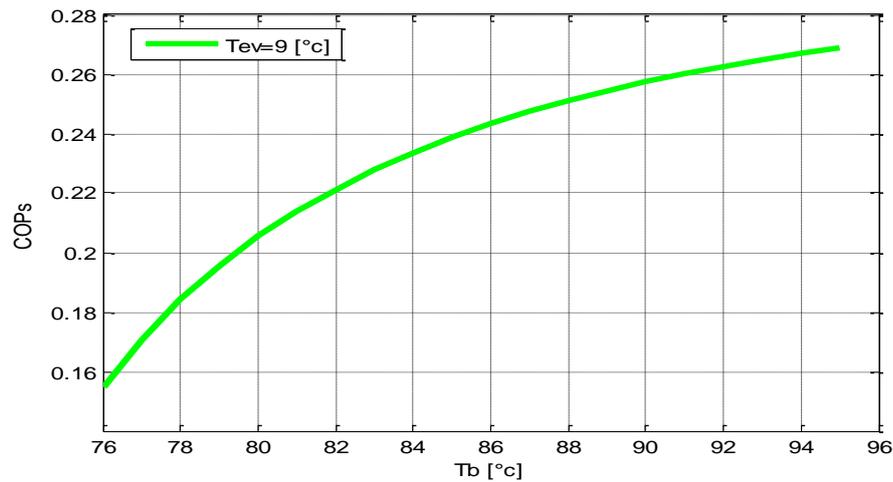


Figure IV.9. Evaluation de COPS en fonction de température de bouilleur pour $T_{ev}=9\text{ }^{\circ}\text{C}$ et $T_{abs}=36\text{ }^{\circ}\text{C}$ et $T_{cond}=40\text{ }^{\circ}\text{C}$.

IV.4.3. Effet de température de bouilleur pour $T_{ev}=10\text{ }^{\circ}\text{C}$ et $T_{abs}=36\text{ }^{\circ}\text{C}$ et $T_{cond}=40\text{ }^{\circ}\text{C}$ a la puissance de condensation

Dans cette figure (IV.10) représentant la variation de puissance de condensation en fonction de température de bouilleur pour $T_{ev}=10\text{ }^{\circ}\text{C}$ et $T_{abs}=36\text{ }^{\circ}\text{C}$ et $T_{cond}=40\text{ }^{\circ}\text{C}$, nous constatons que l'augmentation de température du bouilleur provoque une diminution de la puissance de condensation pour la température d'évaporation, de condensation et de l'absorption constantes, car le condenseur évacue la chaleur conduit à la diminution de la puissance de condensation.

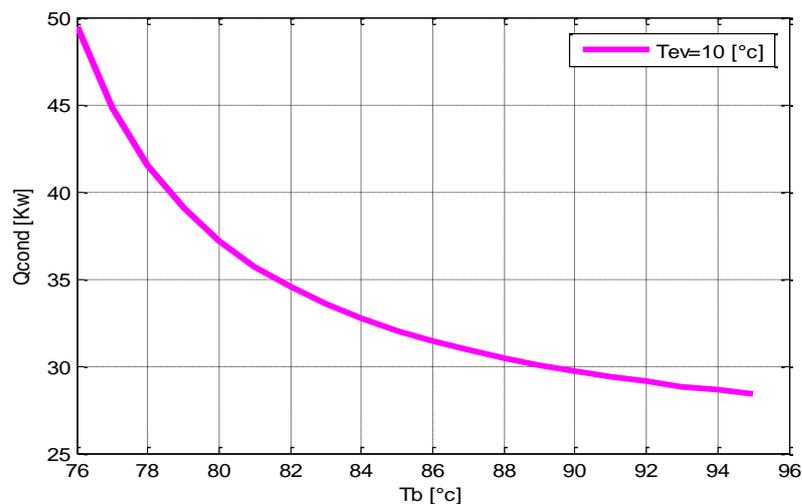


Figure IV.10.Évaluation de puissance de condensation en fonction de température de bouilleur pour $T_{ev}=10\text{ }^{\circ}\text{C}$ et $T_{abs}=36\text{ }^{\circ}\text{C}$ et $T_{cond}=40\text{ }^{\circ}\text{C}$.

IV.4.4. Influence de température de bouilleur pour les températures de l'évaporateur (10 [°c] et 6 [°c]) et $T_{abs}=36^{\circ}c$ et $T_{cond}=40^{\circ}c$ sur la puissance de condensation

La figure (IV.11) traduit l'influence de températures de bouilleur pour les différentes températures de l'évaporateur (10 [°c] et 6 [°c]), $T_{abs}=36^{\circ}c$ et $T_{cond}=40^{\circ}c$ sur la puissance de condensation.

On remarque que l'allure de la puissance de condensation est inversement proportionnelle avec l'augmentation de température de bouilleur, et la réduction de la température de l'évaporation conduit à l'augmentation de la puissance de condensation, puisque la chaleur prélevée par l'évaporateur provoque l'accroissement de valeur de la puissance de condenseur.

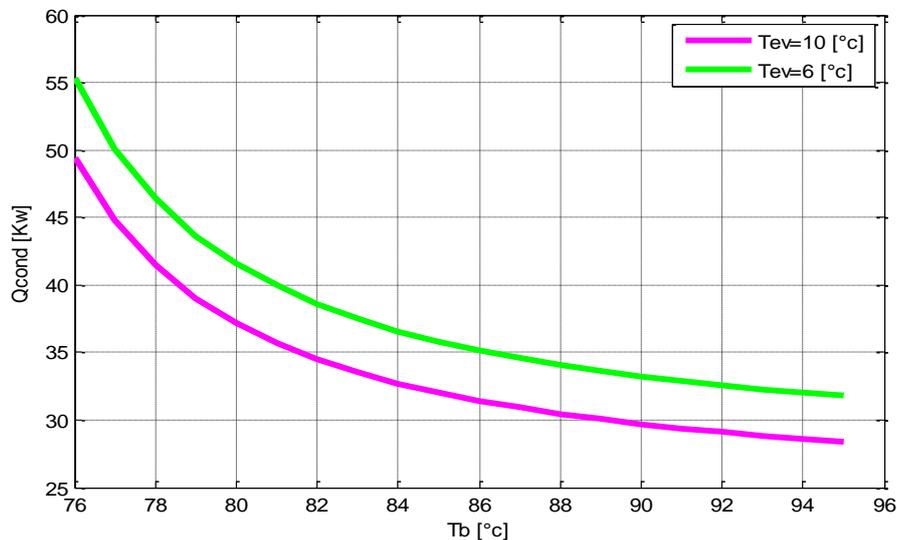


Figure IV.11.Évaluation de puissance de condensation en fonction de température de bouilleur pour les températures de l'évaporateur (10 [°c] et 6 [°c]) et $T_{abs}=36^{\circ}c$ et $T_{cond}=40^{\circ}c$.

IV.4.5. Influence de température de bouilleur pour la puissance frigorifique $Q_f=10$ [°c] et avec $T_{ev}=10$ °c et $T_{abs}=36^{\circ}c$ et $T_{cond}=40^{\circ}c$ sur le coefficient de performance de la machine frigorifique a absorption

La figure (IV.12) représente la variation de COP en fonction de température de bouilleur pour la puissance frigorifique $Q_f=21$ [Kw] avec $T_{ev}=10$ °c, $T_{abs}=36^{\circ}c$ et $T_{cond}=40^{\circ}c$, l'augmentation de coefficient de performance est proportionnellement direct avec l'accroissement de température de bouilleur.

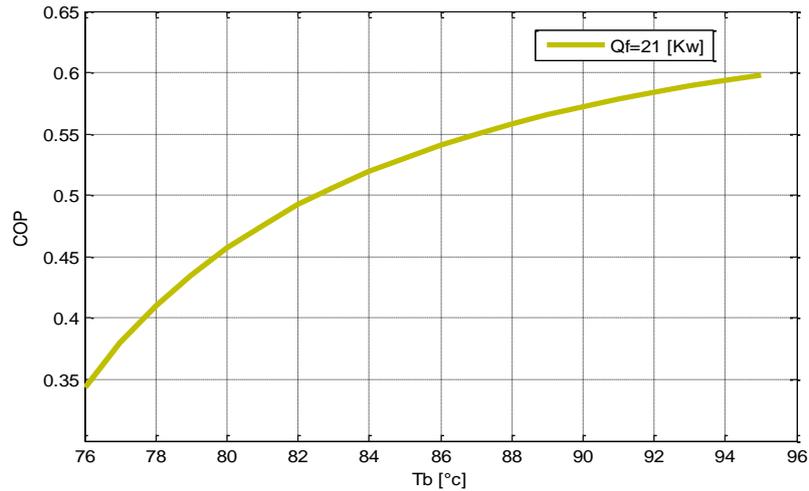


Figure IV.12.Évaluation de COP en fonction de température de bouilleur pour la puissance frigorifique $Q_f=10$ [°C] et avec $T_{ev}=10$ °c et $T_{abs}=36$ °c et $T_{cond}=40$ °c.

IV.4.6. Effet de température du bouilleur pour différents valeurs des températures de l'évaporateur avec ($T_{cond}=40$ °c et $T_{abs}=36$ °c et $\eta_{cs} = 0.45$) sur le coefficient de performance solaire de la machine frigorifique a absorption

La figure (IV.13) nous donne la variation de COPS en fonction de température du bouilleur pour différents valeurs des températures de l'évaporateur avec ($T_{cond}=40$ °c et $T_{abs}=36$ °c et pour $\eta_{cs} = 0.45$). On remarque que l'augmentation de température de bouilleur et d'évaporation entraine à l'accroissement de COPS, et ceci revient à l'augmentation de la température de bouilleur qui fait à élever l'enthalpie h_4 à la la sortie de l'évaporateur.

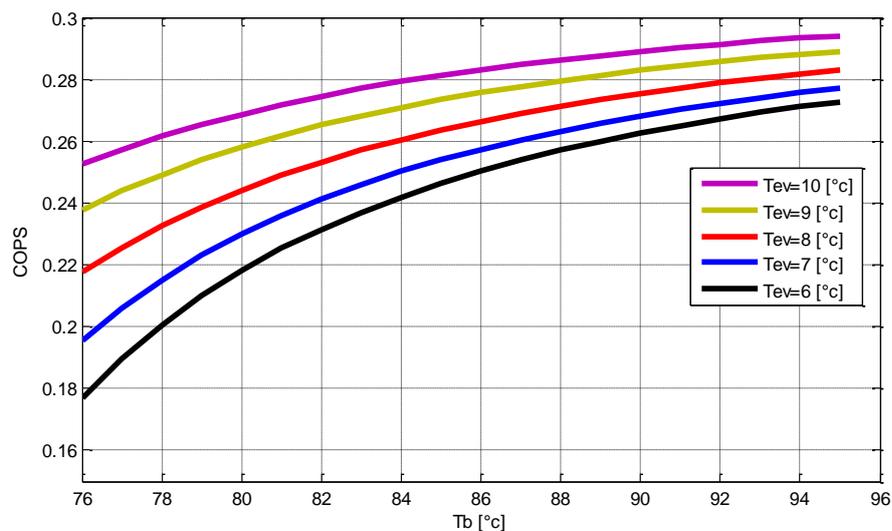


Figure IV.13.Variation du COP solaire en fonction de température du bouilleur pour différents valeurs des températures de l'évaporateur avec ($T_{cond}=40$ °c et $T_{abs}=36$ °c et $\eta_{cs} = 0.45$).

IV.4.7. Évaluation du coefficient de performance en fonction de température du bouilleur pour différents valeurs des températures de l'évaporateur avec ($T_{cond}=40^{\circ}C$ et $T_{abs}=36^{\circ}C$).

D'après cette figure (IV.14) on remarque que l'augmentation de température de bouilleur entraîne à l'augmentation de la température de l'évaporateur, elles conduisent à l'accroissement de coefficient de performance, puisque l'élévation de la température de l'évaporateur fait à augmenter la température de bouilleur d'où l'augmentation de COP.

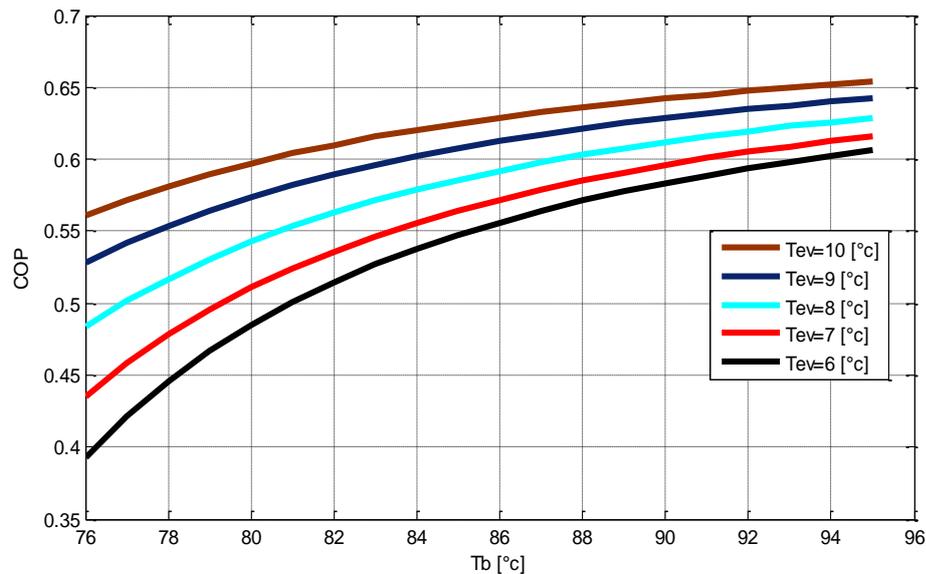


Figure IV.14. Évaluation du coefficient de performance en fonction de température du bouilleur pour différents Valeurs des températures de l'évaporateur avec ($T_{cond}=40^{\circ}C$ et $T_{abs}=36^{\circ}C$).

IV.5. CONCLUSION

L'objet de la présente étude nécessite la connaissance d'un nombre important de paramètres, ayant une influence directe sur son fonctionnement. Tous ces paramètres jouent un rôle important dans la simulation de la machine frigorifique solaire.

Les résultats obtenus mettent en évidence l'influence des différents paramètres sur la performance des divers dispositifs de la machine frigorifique solaire. Il apparaît clairement que le coefficient de performance n'est pas un critère suffisant à lui seul pour le choix optimal de la machine, mais il existe d'autres paramètres essentiels ayant une grande influence sur la performance de la machine, tels que :

- La température du condenseur
- La température de l'absorbeur
- La température de l'évaporateur

CONCLUSION GENERALE

Ce travail a été consacré à l'étude d'une machine frigorifique solaire à absorption utilisant comme le couple de fonctionnement le (H₂O/LiBr), la performance de la machine (COP) et les quantités de chaleurs dégagés ou absorbés par ce système (Q_{abso}, Q_{cond}, Q_b, Q_{ev}) ont été étudiées.

A l'aide des équations des propriétés thermodynamique du couple (H₂O/LiBr), un programme en MATLAB a été réalisé afin d'analyser l'effet des températures (T_{ev}, T_b, T_{abso}, T_{cond}) et sur les performances et les quantités de chaleur du système.

Après la comparaison des paramètres initiales de la machine et celles existantes, on a constaté que le coefficient de performance (COP) est un paramètre important pour évaluer la performance du système.

L'influence des températures de (T_{ev}, T_b, T_{abso}, T_{cond}) sur la performance de la machine et sur les quantités de chaleurs est proportionnelle avec la variation des températures entrant et sortant.

Les températures de l'évaporateur (T_{ev}) et celle du générateur (T_b) ont le plus d'influence sur le système, ils ont également subi le plus de modification.

D'autres types des machines à absorption peuvent donner des résultats meilleurs que ceux donnés par la machine à simple effet, l'utilisation d'autres couples peuvent aussi ouvrir des horizons pour l'utilisation des systèmes à absorption.

Comme perspective on propose d'intégrer un système de stockage.

BIBLIOGRAPHIE

- [1] A. M. AMINE, Etude numérique d'un capteur solaire plan à air Influence de la forme de la rugosité, mémoire de magister, UNIV-TLEMCEN ,2012.
- [2] J. BERNARD, Energie solaire calcul et optimisation Berneoud, France, 2004.
- [3] N.KADEM, Etude du rendement optique du capteur d'une chauffe eau solaire, Bechar, 2000.
- [4] N. RABIHA, Rendement d'un capteur solaire à simple vitrage et à double vitrage étude et comparaison, thèse, UNIVERSITE de Constantine ,2004.
- [5] A. MOHAMMED, Etude numérique d'un capteur solaire plan à air Influence de la forme de la rugosité, MEMOIRE, UNIVERSITE TLEMCEN, 1977.
- [6]ANALYSE DES PERTES THERMIQUES,
<http://dspace.univtlemcen.dz/bitstream/112/6837/1/.pdf>,2012.
- [7] S. OUALID, ETUDE ET ANALYSE DE L'INFLUENCE DE L'ECART DE TEMPERATURE (ABSORBEUR VITRE) SUR L'EFFICACITE D'UN CAPTEUR SOLAIRE, mémoire, UNIVERSITE MENTOURI CONSTANTINE, 2007.
- [8]T. VITTE, Chapitre 1 : Généralités et état de l'art à propos de la climatisation solaire, Thèse, INSTITUT NATIONAL DES SCIENCES APPLIQUEES DE LYON, 2007.
- [9] Q .SYLVAIN, Les Centrales Solaires à Concentration, article, UNIVERSITE DE LIEGE FACULTE ,2007 .
- [10]TOUR SOLAIRE THERMODYNAMIQUE CENTRALE A CONCENTRATION,
Site : <http://www.ecosources.info/dossiers/>
- [11] M. CAPDERROU, Atlas solaire de l'Algérie, Tome 1, Vol. 1 et 2 ; OPU, 1987.
- [12] S. BOUGHALI, étude et optimisation du séchage solaire des produits agro-alimentaires dans les zones arides et désertiques, Thèse de doctorat, UNIVERSITE HADJ LAKHDAR BATNA, 2010.
- [13] B. ABDELKADER, Contribution à l'amélioration des performances des installations à réfrigération solaire à absorption, mémoire de Master, UNIVERSITE ABOUBAKR BELKAID TLEMCEN, 2012.
- [14] M. A. DJEBIRET, Etude de faisabilité d'un climatiseur solaire adapté à la région de Biskra, Mémoire de Magister, UNIVERSITE BISKRA, 2012.
- [15] ADSORPTION SIMPLE, site : http://www.emse.fr/~brodhag/TRAITEME/fich8_1.htm

BIBLIOGRAPHIE

- [16] M. HEMATI, Notes de cours 'Chapitre 1', INTRODUCTION A L'ADSORPTION INDUSTRIELLE.
- [17] SORPTION, site : <http://fr.wikipedia.org/wiki/sorption>
- [18] C. WASSILA, photo-thermique, thèse de doctorat, UNIVERSITE MENTOURI CONSTANTINE, 2008.
- [19] Z. DERGHOUT, investigation du cycle de réfrigération à éjecto-compression et ses applications dans le froid, le chaud et l'énergie, mémoire, UNIVERSITE MENTOURI CONSTANTINE, 2007.
- [20] L. BOUMARAF, comportement d'un éjecteur dans des conditions de fonctionnement nominal et non nominal, document, UNIVERSITE D'ANNABA, 2005.
- [21] Y. FAN, Renewable and Sustainable Energy Reviews, Université de Nantes ,2007.
- [22] machine frigorifique à adsorption, site : <http://www.xpair.com/dictionnaire/definition/>
- [23] LE FROID SOLAIRE OU LA CLIMATISATION REFRIGERATION PAR ADSORPTION, articles, site : <http://www.econologie.com/>
- [24] CLIMATISATION SOLAIRE, CENTRE D'ETUDES TECHNIQUES DE L'EQUIPEMENT, LYON ,2007.
Site : www.cete-lyon.equipement.gouv.fr
- [25] PHOTOVOLTAÏQUE EN TUNISIE, Formation en photovoltaïque,
Site : <http://photovoltaique-tunisie.blogspot.com>, archive, 2012/12/01.
- [26] W. B. KHADA, Introduction des principales techniques de climatisation solaire dans l'Algérie, CENTRE DE DEVELOPPEMENT ENERGIE RENOUVELABLE, 2013.
- [27] LES TECHNIQUES DE FROID SOLAIRE,
Site : <http://raee.org/climatisationsolaire/fr/techniques.php>.
- [28] L. ABDELGHANI, nouveaux mélange frigorigène pour les pompes chaleur, UNIVERSITE MENTOURI CONSTANTINE, mémoire, 2008.
- [29] S.A. AKAM et al, Expérimentation d'une Boucle à Absorption NH₃-H₂O, Revue Energie. Renouvelable, p 17-22,1999.
- [30] H. ROMDHANE, et al, étude et amélioration des performances des machines à absorption, 12^{èmes} Journées Internationales de Thermique, Tunis, p 37-40,2005.
- [31] N. CHATAGNON et al, Analyse énergétique statique d'une machine à absorption solaire, Article, UNIVERSITE DE PAU ET DES PAYS DE L'ADOUR, 2007.
- [32] S. KHERRIS, et al. Simulation of Absorption Réfrigération Machine, Revue des Energies Renouvelables, Vol. 11 N°4 p 587 – 594, 2008.

BIBLIOGRAPHIE

- [33]S. zid, et al. Evaluation expérimentale de la performance d'une installation frigorifique à absorption (LiBr/H₂O) d'une unité de production des détergents, thèse, UNIVERSITE MENTOURI CONSTANTINE, 2010.
- [34]R. TOUAIBI et al, Etude paramétrique d'un système de réfrigération par absorption à simple effet utilisant le couple Eau – Bromure de lithium, PROTECTION DE L'ENVIRONNEMENT COFRET'12, Sozopol, Bulgarie, 2012.
- [35] M. OLIVIER et al, Modélisation dynamique, simulation et éléments de validation expérimentale d'une machine à absorption, utilisée dans une installation de rafraîchissement solaire, UNIVERSITE DE LA REUNION, FRANCE ,2012 .
- [36]M. BENRAMDANE et al .Etude comparative des différentes installations à réfrigérations solaire à absorption, 16^{èmes} Journées Internationales de Thermique (JITH 2013) Maroc, 2013.
- [37]J. DARDOUCH et al, étude d'une machine frigorifique solaire à absorption (eau-ammoniac) site de rabat, ENERGIE SOLAIRE ET D'ENVIRONNEMENT, MAROC, 2013.
- [38] WARME PUMPEN. VALKANVERLAG. GLASER, Bases thermodynamiques des pompes à chaleur à absorption, H 1987.
- [39] CLIMATISATION SOLAIRE, site :
<http://www.raee.org/climatisationsolaire/fr/techniques.php>
- [40] C. Med. LAMINE, simulation et étude comparée de cycle a absorption (LiBr/H₂O) à usage de froide. Cas de l'unité de production de détergent Henkel, mémoire magister, UNIVERSITE MENTOURI CONSTANTINE, 2010.
- [41] P. CHOUARD, H. MICHEL, M.F. SIMON, Bilan Thermique d'une Maison Solaire, Méthode de Calcul Rapide, EDITIONS EYROLLES, p 192, 1979.
- [42] C.T. KIRANOUDIS , Z.B.MAROULIS, D .MARINOS KOURIS, Drying kinetics of anion and green pepper, DRYING TECHNOLOGY, pp 995-1011, 1992.
- [43] M. CAPDERROU, Atlas Solaire de l'Algérie, OFFICE DES PUBLICATIONS UNIVERSITAIRES, Tome3, Volume2, 1966.
- [44] C. PERRIN et C. VAUGE, Le Gisement Solaire – Evaluation de la Ressource Energétique, EDITION LAVOISIER, Tec et Doc, Paris, 1982.
- [45] J.A. DUFFIE et W.A. BECKMAN, Solar Engineering of Thermal Processes, 2nd EDITION, New York, 1991.
- [46] J.B .SAULNIER, La modélisation thermique et applications aux transferts couplés et au contrôle actif, thèse, UNIVERSITE DE POITIERS, 1980.

BIBLIOGRAPHIE

- [47] J.B.SAULNIER, A .ALEXANDRE, La modélisation thermique par la méthode nodale, REV. GEN. THERM, Fr, 280, 363-372 ,1985.
- [48] A. GUEDIRA, A. BENALLOU, Procédure de qualification des capteurs plans sous ensoleillement naturel au Maroc ; Revue des Energies Renouvelables, JITH, P. 79-81, 2001.
- [49] M. DAGUENET, Les Séchoirs Solaires, Théories et Pratique, UNESCO, 1985.
- [50] A. BONDIL ET J. HRABOVSKY, Isolation thermique, tome 1, édition Eyrolles.
- [51] K.S. ONG, Thermal Performance of Solar Air Heaters, Mathematical Model and Solution Procedure, SOLAR ENERGY, Vol. 55, N°2, pp. 93 - 109, 1995.
- [52] B. ZITANI, Etude et Modélisation du Comportement en Régime Transitoire d'un Capteur Solaire Plan, thèse, UNIVERSITE BADJI MOKHTAR-ANNABA, 2007.
- [53] S. BENKACIALI, Etude Expérimentale du Coefficient de Trouble Atmosphérique sur le Site de Ghardaïa, REVUE DES ENERGIES RENOUVELABLES, Vol. 12, N°4, pp. 649 – 654, 2009.
- [54] B. ILYAS et T. ABDESSAMED, étude d'un système de climatisation couple à l'énergie solaire, mémoire d'ingénieur d'état, UNIVERSITE KASDI MERBEH DE OUARGLA, 2011.
- [55] S. FOLLIN, Approche de Dubinin pour la caractérisation de charbons actifs et évaluation des performances des cycles frigorifiques à adsorption. Application à la production de froid par le couple charbon actif/dioxyde de carbone, université de Perpignan, thèse de Doctorat, 1996.
- [56] J.CASTAING, aspect thermodynamique et technico-économiques des systèmes à absorption liquide, INSTITUT FRANÇAIS DU FROID INDUSTRIEL, 2001.
- Site : <http://jc.castaing.free.fr/>
- [57] N. CHALAL, étude d'un séchoir solaire fonctionnant en mode direct et indirect, mémoire de magister, UNIVERSITE MENTOURI – CONSTANTINE, 2007.

ANNEXE

A. Les caractéristiques de BrLi [55] :

-L'enthalpie d'une solution de bromure de lithium de concentration (X) à la température (t) :

$$h_{(x,t)} = 1744.X^2 - 1911.X + 285 + C_p(X).(T - 25) \quad [\text{Kj/Kg.}^\circ\text{C}] \quad (\text{IV.74})$$

- La chaleur massique de la solution a pour relation :

$$C_p(X) = (2,01.X^2 - 5,15.X + 4,23) \quad [\text{Kj/Kg.}^\circ\text{C}] \quad (\text{IV.75})$$

-La conservation de la débite de LiBr :

$$\dot{m}_1 + \dot{m}_r = \dot{m}_p \quad (\text{IV.76})$$

-La conservation de l'énergie :

$$\dot{m}_r.X_r - \dot{m}_p.X_p = 0 \quad (\text{IV.77})$$

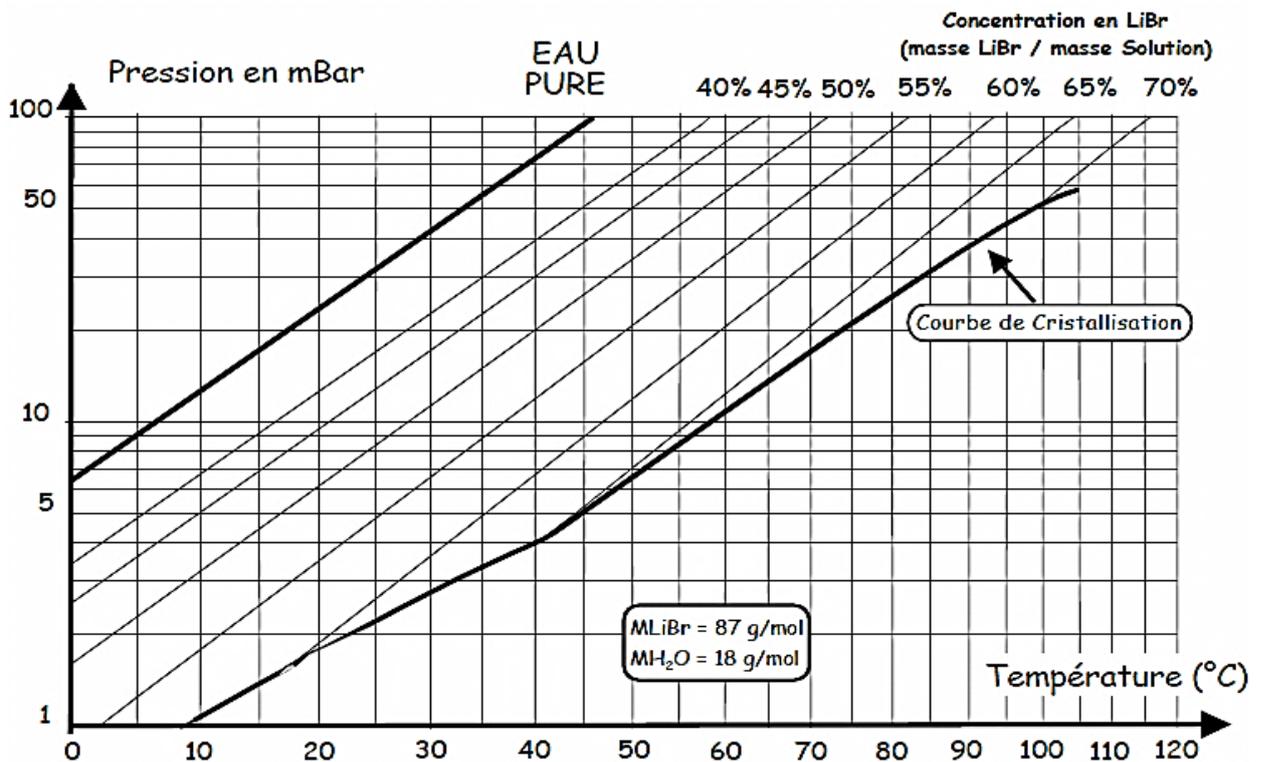
$$h_1 = h_{vs}(T_1 - T_2) = 1,925.T_1 - 0,125.T_2 + 2365 \quad (\text{IV.78})$$

Le débit massique de la solution :

$$\dot{m}_p = \dot{m}_1 / (X_r - X_p) \quad (\text{IV.79})$$

$$\dot{m}_r = \dot{m}_p - \dot{m}_1 \quad (\text{IV.80})$$

B. Représentation des points caractéristiques du cycle à absorption sur un diagramme d'Oldham du couple H₂O/LiBr [56]



ANNEXE

C. Valeurs des caractéristiques physiques de certains corps [57]

CAPTEUR : (Vitre en verre ordinaire),

$$\rho_v = 2700 \quad [Kg / m^3]$$

$$C_{pv} = 840 \quad [j / Kg \text{ k}]$$

$$\lambda_v = 0,78 \quad [w / m ^\circ C -1]$$

$$\text{épaisseur} = 3.10^{-3} m$$

$$\varepsilon_v = 0,9$$

ABSORBEUR : (Aluminium peint en noir)

$$\rho_n = 2740 \quad [Kg / m^3]$$

$$C_{pn} = 896 \quad [j / Kg \text{ k}]$$

$$\lambda_n = 205 \quad [w / m ^\circ C]$$

$$\text{épaisseur} = 0,5.10^{-3} m$$

$$\varepsilon_n = 0,96$$

ISOLANT : (Polystyrène)

$$\text{épaisseur} = 6.10^{-2} m$$

$$\rho_{is} = 16 \quad [Kg / m^3]$$

$$C_{pis} = 1670 \quad [j / Kg \text{ k}]$$

$$\lambda_{is} = 0,042 \quad [w / m \text{ k}]$$

$$\varepsilon_{is} = 0,1$$