

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية

République Algérienne Démocratique et Populaire

وزارة التعليم العالي والبحث العلمي

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

جامعة عمار تليجي بالأغواط

UNIVERSITE AMAR TELIDJI LAGHOUAT

كلية التكنولوجيا

FACULTE DE TECHNOLOGIE



MEMOIRE

Présenté pour obtenir le diplôme de master en Génie Mécanique

Option : Energétique

THEME

Etude d'une installation de Réfrigération par l'Exploitation de
l'Energie Solaire

Présenté par : **GACEMI Yassine** et **BEN TAYEB hadj lamouri**

Soutenu le 29 / 06 / 2022

Devant le jury composé de :

Mr. M. Aouissi

Pr

Rapporteur

Mr. A. Medjelled

Pr

Président

Mr. A. Bensenouci

M.C.A

Examineur

Dédicace

Merci mon dieu de m'avoir donné la capacité d'écrire et de réfléchir, la patience d'aller jusqu'au bout du rêve J'ai l'honneur de dédier ce modeste travail : A mes très chers parents.

Mon Père ce grand homme, toujours prêt à me tendre la main lorsqu'e j'en ai besoin, ce repère toujours présent pour guider mes pas, ce merveilleux père qui n'a jamais hésité à tout sacrifier pour ces enfants.

Maman, cette amie qui m'a donné la vie, qui est toujours prête à dire que tout ira bien, cette maman, qui partage avec nous les joies et les peines avec tout son cœur, aujourd'hui et du fond de mon cœur, je te dis 'MERCI'.

A mes chers frères

A mes adorables sœurs

*A mon cher ami et compagnon d'étude **LAMOURI***

A mes meilleurs amis



Dedicace

*Je dédie ce modeste travail:
À mes parents. Aucun hommage ne
pourrait être à la hauteur de l'amour dont ils
ne cessent de me combler. Que dieu leur
procure, bonne santé et longue vie.
À celui que j'aime beaucoup et qui m'a
soutenu tout au long de ce projet : ma
fiancée *Khadija*.
Et bien sûr à mes frères et ma sœur que
j'aime.
À mon binôme *Yacine* et mes amis.
Et à tous ceux qui ont contribué de près ou
de loin pour que ce projet soit possible, je
vous dis merci*

Hadj lamouri

Remerciements

En préambule, je souhaite rendre grâce à Dieu, le clément et le miséricordieux de m'avoir donné la force et la patience de mener à bien ce modeste travail.

Je tiens évidemment à débiter ces remerciements en témoignant de ma profonde reconnaissance envers Professeur **M. AOUISSI** maître de conférences à l'Université de LAGHOUAT pour m'avoir encadré et dirigé ce travail avec patience.

Nos remerciements s'adressent aux membres du Jury qui Nous font l'honneur de participer à la Soutenance.

Mes remerciements s'adressent aussi à tous les enseignants du département de Génie Mécanique de l'Université de LAGHOUAT.

Toutes les personnes qui nous ont permis de mener à bien Ce travail sont assurées de notre gratitude.

Résumé :

Le présent travail est une étude du système de refroidissement par absorption, utilisant le couple ammoniac/eau avec une pompe mécanique pour activer la circulation de la solution binaire. Dans ce cadre le logiciel de TRNSYS_16 fournit la possibilité pour simuler un réfrigérateur d'absorption actionné par l'eau chaude à partir d'un capteur solaire fonctionnant sous les données climatiques de ville de LAGHOUAT. Nos simulations ont été présentées pour différentes surfaces de capteur solaire ($S=6 \text{ m}^2$, 10 m^2 , et 14 m^2) et avec différents volumes de réservoir de stockage d'eau chaude ($V=0.35 \text{ m}^3$, 0.5 m^3 et 1 m^3). On constate qu'avec un réservoir de stockage d'eau chaude de $V=1 \text{ m}^3$ et une surface de capteur de $S=10 \text{ m}^2$ est suffisante pour maintenir la température dans une chambre froide au-dessous de 15°C toute l'année.

Mots clés : absorption, ammoniac/eau, capteur solaire, TRNSYS_16.

Abstract:

This work presents a Study of an absorption cooling system, using the couple ammoniac/water with a mechanical pump for active the circulation of the binary solution. In this study, TRNSYS_16 is used to simulate an absorption chiller operated by hot water from an evacuated tube solar collector operation under the data climatic of the town of LAGHOUAT. Our simulations were presented for various surfaces of collector ($S=6 \text{ m}^2$, 10 , and 14 m^2) and with different volumes from storage tank of hot water ($V=0.35 \text{ m}^3$, 0.5 m^3 and 1 m^3). It is found that, with a hot water storage tank $V=1 \text{ m}^3$ and a solar collector area of 10 m^2 is sufficient to maintain the temperature in a cold storage chamber below 15°C all the year.

Keywords: Absorption machine, ammoniac/water, solar collector, TRNSYS_16

ملخص:

يتمثل هذا العمل في القيام بدراسة نظام تبريد شمسي يعمل بالامتصاص وباستخدام الثنائية أمونيا/ماء، الغرض من هذا النظام هو تبريد غرفة تخزين الخضار والمحافظة على درجة حرارة اقل من 15 مئوية على مدار السنة، بعد القيام بعملية المحاكات تم بالفعل الحصول على درجة الحرارة المناسبة مقابل التركيب الامثل.

كلمات مفتاحية: التبريد بالامتصاص، مجمع شمسي، آلة تبريد، امونيا/ماء.

Nomenclature

Notations et symboles

Symbole	Unité	Définition
E	/	L'émittance
T	K	Température
Ac	m ²	Surface de capteur
Q	w	Flux de chaleur
V	m ³ .kg ⁻¹	Volume massique
W	KJ. S ⁻¹	Puissance mécanique
x	%	Titre de vapeur
x'	%	Fraction molaire ou massique liquide
X	%	Fraction molaire ou massique d'un corps dans un mélange
Y	%	Fraction molaire vapeur
Z	%	Fraction molaire globale
h	kJ. kg ⁻¹	Enthalpie massique
f	Pa ou bar	Fugacité
k	/	Coefficient polytropique
\dot{m}	kg . s ⁻¹	Débit-massique
S	kJ. k ⁻¹ . kg ⁻¹	Entropie massique

Liste des Indices

B	Relatif à l'ébullition
c	Relatif au point critique
e	Relatif à l'eau
l	Relatif à la phase liquide
p	Relatif à la solution pauvre
r	Relatif à la solution riche
s	Relatif à l'isentropique
v	Relatif à la phase vapeur

Sommaire

CHAPITRE I ENERGIE SOLAIRE

I.2. ENERGIE SOLAIRE	3
I.3. GISEMENT SOLAIRE	3
I.3.1. Aspect géométrique.....	3
I.4. ASPECT ÉNERGÉTIQUE	4
I.4.1. L'atmosphère terrestre.....	4
I.4.1.1. Composition.....	4
I.4.1.2. Les effets atmosphériques sur le rayonnement solaire	5
I.5. MOUVEMENT DE LA TERRE AUTOUR DU SOLEIL	6
I.6. SYSTÈME DE COORDONNÉ.....	6
I.6.1. Coordonnés terrestres	6
I.6.2 Les coordonnées horizontales	7
I.6.3. Les coordonnées horaires.....	7
I.7. TEMPS SOLAIRE	9
I.7.1. Temps solaire vrais	9
I.7.2. Le temps solaire moyen (TSM).....	9
I.7.3. Le temps civil.....	9
I.7.4. Le temps universel (TU)	10
I.7.5. Le temps légal (TL).....	10
I.8. CONSTANTE SOLAIRE.....	10
I.9. ESTIMATION DU RAYONNEMENT SOLAIRE	11
I.9.1. Le rayonnement direct, diffus et globale	11
I.9.1.1. Le rayonnement direct	11
I.9.1.2. Rayonnement diffus :.....	12
I.9.1.3. Rayonnement provenant de la réflexion :.....	12
I.10. EXPLOITATION DE L'ENERGIE SOLAIRE	13
I.10.1. Énergie solaire passive.....	13
I.10.2. Énergie solaire active.....	13
I.10.3. Rafraîchissement solaire	13
I.10.4. Chauffe-eau solaire.....	13
I.10.5. Plancher solaire.....	13
I.10.6. Conversion photovoltaïque	14
I.10. AVANTAGES ET INCONVENIENTS	14

CHAPITRE II PRODUCTION DU FROID PAR L'ENERGIE SOLAIRE

INTRODUCTION	15
II.1. LES CAPTEURS SOLAIRES PLANS (THERMIQUE)	15
II.1.1. Constituants d'un capteur solaire plan	15
II.1.2. Applications des capteurs solaires plans	16
II.1.3. Orientation et inclinaison d'un capteur plan	16
II.1.4. Différents modes de transfert dans un capteur plan	17
II.1.5. Modèle des capteurs solaires plans	18
II.2. CAPTEURS CYLINDRO-PARABOLIQUES	21
II. 3. CAPTEURS A LENTILLE DE FRESNEL	21
II.4. CAPTEUR SOLAIRES PARABOLE DE REVOLUTION	22
II.5. SYSTEME DE CENTRAL A TOUR (à Héliostat)	23
II.6. BALLON DE STOCKAGE D'EAU CHAUDE	24
II.7. PRODUCTION DU FROID	24
II.8. MACHINES FRIGORIFIQUES.....	26
II.8.1. Machines à énergie thermique	26
II.8.1.1. Machine à absorption.....	26
II.8.1.2. Principe de fonctionnement [24]	27
II.8.1.3. Machine frigorifique à absorption fonctionnant avec une solution de (H ₂ O/ LiBr)	28
II.8.1.4. Machine frigorifique à absorption fonctionnant avec une solution de (NH ₃ / H ₂ O)	28
II.8.1.5. Différentes machines à absorption.....	29
II.1.8.6. Fluides utilisés.....	30
II.1.8.7. Caractéristiques.....	31
II.1.8.8. Réfrigération solaire absorption	31
II.1.8.9. Avantages et inconvénients des machines à absorption	31
II.1.8.10. Diagramme d'Oldham	32
II.8.2. Machines à adsorption	32
II.8.2.1 Principe de fonctionnement	32
II.8.2.2. Avantages et inconvénients des machines à adsorption	34
II.9. DIAGRAMMES FRIGORIFIQUES	34
II.9.1. Diagramme enthalpique	34
Conclusion	35

CHAPITRE III MODELISATION DE SYSTEME

INTRODUCTION	36
III.1. MODELISATION D'UN CAPTEUR SOLAIRE	36
III.1.1.1. Puissance absorbée par le capteur	37
III.1.1.2. Déperditions thermiques du capteur.....	37
III.1.1.3. Puissance thermique utile récupérée par le fluide du caloporteur	38
III.2. RENDEMENT DU CAPTEUR SOLAIRE	38
III.2.1. Rendement global	38
III.2.2. Rendement interne (thermique	40
III.2.3. Rendement optique (radiatif)	40
III.3. PERTE GLOBALE D'ENERGIE.....	40
III.3.1. Coefficient de pertes thermiques vers l'avant du capteur.....	40
III.3.2. Coefficient des pertes thermiques vers l'arrière du capteur.....	40
III.3.3. Coefficient de pertes thermiques latérales.....	41
III.2. MODELISATION D'UNE MACHINE FRIGORIFIQUE.....	41
III.2.1. Positionnement du problème	41
III.2.2. Etude d'un cycle de réfrigération à absorption NH ₃ -H ₂ O.....	41

CHAPITRE IV L'ENVIRONNEMENT DE SIMULATION TRNSYS

Introduction.....	49
IV.1. TRNSYS Simulation Studio	50
IV.2. Vue sur le simulateur TRNSYS	51
IV.3. Les conditions de simulation	52
IV.4. Simulation de l'installation à absorption	53
IV.4.1. Représentation sous TRNSYS.....	53

CHAPITRE V RESULTATS ET DISCUSSIONS

Introduction.....	56
V.1. Coefficient de performance COP	56
V.1.1. Influence de la température d'évaporation et de condensation sur COP	56
V.1.2. Influence de la température du générateur.....	57
V.2. Influence de la surface de captation sur la température de sortie du capteur	60
V.3. Influence de la surface de capteur sur la température de sortie du bouilleur	61
V.4. Influence du volume de stockage.....	62

V.5. Performance de l'installation à absorption64

Conclusion générale66

LISTE DES FIGURES

Figure I.1 Composition de L'atmosphère	5
Figure I.2 Les effets atmosphériques sur le rayonnement solaire	5
Figure I. 3 Schématisation de mouvement de la Terre autour du Soleil	6
Figure I.4 Les coordonnées terrestres	7
figure I. 5 Les coordonnées horaires	9
Figure I.6 rayonnement globale	11
Figure II.1 Capteur solaire plan	16
figure II. 2 Capteur à air fixé à un mur (mur Trombe)	19
Figure II. 3 Capteur plan vitré	19
Figure II. 4 Capteurs sous vide	20
Figure II. 5 Capteur sous vide	21
Figure II. 6 capture cylindro-parabolique	21
Figure II.7 Capteurs à lentille de Fresnel	22
Figure II. 8 Parabole de révolution	22
Figure II. 9 Système de centrale à tour	23
Figure II. 10 Ballon de stockage	24
Figure II. 11 Diagramme énergétique d'une machine frigorifique	26
Figure II. 12 Groupe à absorption	27
Figure II. 13 Cycle à simple effet	29
Figure II. 14 Cycle à double effet	30
Figure II. 15 Diagramme frigorifique d'absorption	32
Figure II. 16 Machine frigorifique à adsorption	33
figure II. 17 Diagramme enthalpique	35
Figure III. 1 Schéma du cycle frigorifique à absorption simple.	36
Figure III. 2 Bilan thermique du capteur	37
Figure III. 3 Schéma d'un cycle à absorption	42
Figure III. 4 : Lentilles d'équilibre isobares à 2 et 20 bar	44
Figure III. 5 : Diagramme de Merkel NH₃-H₂O	44
Figure III. 6 Représentation dans le diagramme de Oldham NH₃-H₂O	48
Figure IV. 1 Interface du logiciel TRNSYS	50
Figure IV. 2: Espace de travail de TRNSYS	51
Figure IV. 3 Liens entrée-sortie entre modèles et fenêtre de paramètres de simulation	52

Figure IV. 4 variation de rayonnement mensuel de laghouat	53
Figure IV. 5 variation de la température mensuelle de LAGHOUAT	53
Figure IV. 6 La configuration de machine a absorption sous TRNSYS simulation Studio.	54
Figure V. 1 Influence de la température de condenseur sur le coefficient de performance de la machine frigorifique	56
Figure V. 2 Influence de la température d'évaporation sur le coefficient de performance de la machine frigorifique	57
Figure V. 3 Variation du COP en fonction de la température du générateur pour différents valeurs de T_c	58
Figure V. 4 Variation du COP en fonction de la température du générateur pour différentes valeur de T_a	58
Figure V. 5 Le coefficient de performance de la machine a absorption.	59
Figure V. 6. Températures de sorties du capteur par rapport a la surface de captage pendant une semaine du mois de janvier	60
Figure V. 7 Températures de sorties du capteur par rapport a la surface de captage pendant une semaine du mois de juillet	61
Figure V. 8 Températures de sorties du bouilleur par rapport a la surface du captage pendant une semaine du mois de janvier	62
Figure V. 9 Températures de sorties du bouilleur Par rapport a la surface du captage pendant une semaine du mois de juillet	62
Figure V. 10. Influence du volume de stockage (a) $0.35m^3$, (b) $0.5m^3$ et (c) $1m^3$ sur la température de la sortie de ballon de stockage pendant 7 jours	64
Figure V. 11. Températures des organes de l'installation pendant une année à la ville de LAGHOUAT	65

LISTE DES TABLEAUX

Tableau II. 1 Caractéristiques des installations à absorption. [11].....	31
Tableau II. 2 Caractéristiques des équipements à adsorption [11]......	34
Tableau III. 1 État des points du cycle à absorption	47
Tableau III. 2 Performances du cycle à absorption.....	47
Tableau. IV. 1 La description des différents éléments constitutifs de ce système	55

Introduction générale

Introduction générale

La grande partie de l'énergie consommée à l'industrie provient des combustibles fossiles (pétrole, gaz naturel, charbon, ...etc.) dont l'utilisation massive peut conduire à l'épuisement de ces réserves et menace réellement l'environnement. Cette menace s'est manifestée principalement à travers la pollution et le réchauffement global de la terre par effet de serre. En effet, la grande préoccupation du monde actuel est d'atténuer cette pollution en essayant d'adapter les sources d'énergie classiques à des critères très sévères.

La première crise pétrolière du début des années 1970 a totalement modifié le rapport des pays occidentaux avec l'énergie. L'énergie, abondante et bon marché, est devenue un bien rare et cher. Les efforts ont été concentrés, d'une part sur la baisse du coût de l'énergie, et d'autre part sur la réduction de la consommation énergétique. Ensuite les préoccupations environnementales, ainsi que la prise de conscience du caractère fini des énergies fossiles ont pris une part croissante dans la gestion énergétique mondiale. Le réchauffement climatique global, dû aux émissions de gaz à effet de serre, et plus particulièrement au CO₂ provenant de la combustion des énergies fossiles est un fait établi et étudié par la communauté scientifique. La raréfaction des ressources mondiales en énergie fossile, bien que la date de la fin du pétrole ne soit pas l'objet d'un consensus, est un phénomène qui va nécessairement favoriser la hausse du coût de l'énergie. Ces deux facteurs obligent à repenser l'utilisation et la production de l'énergie.

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

Un processus de production du froid signifie généralement une absorption de la chaleur, c'est-à-dire prélever de la chaleur sur un milieu à refroidir appelé source froide, et la transférer vers un milieu extérieur qui est réchauffé, appelé source chaude.

Objectif de l'étude

L'objectif principal du présent travail est la simulation d'un système de climatisation solaire à absorption. Cette installation de climatisation solaire à absorption a été simulée avec le logiciel TRNSYS _16, utilisant plusieurs modèles de logiciel, sous les données climatiques de ville de LAGHOUAT.

Organisation du mémoire :

Le premier chapitre à propos des notions essentielles sur le gisement solaire, à savoir les coordonnées terrestres et horaires, le temps de base, le mouvement de la terre autour du soleil et les différents types de rayonnements.

Le deuxième chapitre présente les modes de production du froid dans le monde comme nous le verrons, et ainsi les divers types de climatisations et capteurs solaires.

Le troisième chapitre est consacré à la modélisation mathématique du capteur solaire et de la machine frigorifique.

Le quatrième chapitre se consacre à la simulation de système, et des modèles d'installations solaires de réfrigération. Grâce à sa prise en charge des fichiers météo et la fourniture de toute données climatiques TRNSYS nous a permis une simulation de climat la ville de LAGHOUAT.

Le dernier chapitre présente les résultats et la discussions de notre étude. On termine notre travail par une conclusion.

CHAPITRE I

ENERGIE SOLAIRE

I.1. INTRODUCTION

L'homme a utilisé l'énergie solaire depuis l'antiquité, les Romains utiliser c'est énergie pour allumer la flamme des jeux olympiques, à l'aide de miroir parabolique primitif, Archimède pour bruler les navires Romains.

En 1747, le botaniste Buffon met au point une machine capable d'enflammer des planches en bois à 48 mètres.

En 1774, le chimiste Français crée un four solaire permettant d'atteindre une température de 1755°C.

En 1872 l'ingénieur suédois Charles Wilson construit un distillateur solaire de 5000m² pour produire 20 000 litres d'eau douce par jour et en 1878 une professeure crée une machine solaire à vapeur.

En 1913, Shuman a achevé la construction d'une centrale thermo solaire parabolique, et la première maison alimentée en électricité par des cellules photovoltaïques construite en 1973. Mais avec le contrechoc pétrolier de 1986, des nombreux projets furent arrêtés.

L'énergie solaire est aujourd'hui utilisée pour produire de l'électricité, ayant le chauffage des habitations ou le dessalement l'eau de mer.

Ce chapitre porte sur l'étude de l'énergie solaire et exploitation, ses avantages et inconvénients, ainsi que les rayonnements reçus au niveau de la terre.

I.2. ENERGIE SOLAIRE

L'énergie solaire est transmise par le soleil sous forme de lumière et de chaleur, étant l'énergie la plus distribuée dans le monde, il est possible de l'utiliser directement sous formes de lumières (fenêtres et portes).

Le Soleil produit de l'énergie grâce à des réactions de fusion nucléaire et l'envoyer dans l'espace sous forme de particules ou de rayonnements, c'est une énergie renouvelable.

Cette énergie permet d'obtenir de l'électricité à partir de panneaux photovoltaïques ou de centrales solaires thermiques, grâce à la lumière du soleil captée par des panneaux solaires.

I.3. GISEMENT SOLAIRE

I.3.1. Aspect géométrique

❖ Le soleil

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

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

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

❖ **La terre**

La terre a la forme d'un ellipsoïde de révolution aplati. Sa superficie est de 510101.103 Km², son volume est égal à 1083320.106 Km³, sa masse est 6.1021 tonnes et sa densité moyenne est de 5.52. La terre décrit autour du soleil une ellipse presque circulaire. Cet est situé dans un plan appelé écliptique. L'axe de rotation terrestre fait un angle de 23° 27' ce qu'on appelle déclinaison. L'intersection du plan de l'équateur avec le plan l'écliptique définit la ligne des équinoxes. L'intersection de cette ligne avec l'orbite terrestre, lors de l'équinoxe de printemps définit le point vernal celui-ci est pris comme origine pour le celui des angles définissant la position relative du soleil par rapport à la terre.

I.4. ASPECT ÉNERGÉTIQUE

I.4.1. L'atmosphère terrestre

I.4.1.1. Composition

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

❖ **La troposphère :**

La température décroît avec l'altitude (de la surface du globe à 8-15 km d'altitude), l'épaisseur de cette couche varie entre 13 et 16 km à l'équateur, mais entre 7 et 8 km aux pôles. Elle contient 80 à 90 % de la masse totale de l'air et la quasi-totalité de la vapeur d'eau. C'est la couche où se produisent les phénomènes météorologiques (nuages, pluies, etc.) et les mouvements atmosphériques horizontaux et verticaux (convection thermique, vents).

❖ **La stratosphère**

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

❖ **La mésosphère**

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

❖ **La thermosphère**

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

❖ L'exosphère

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

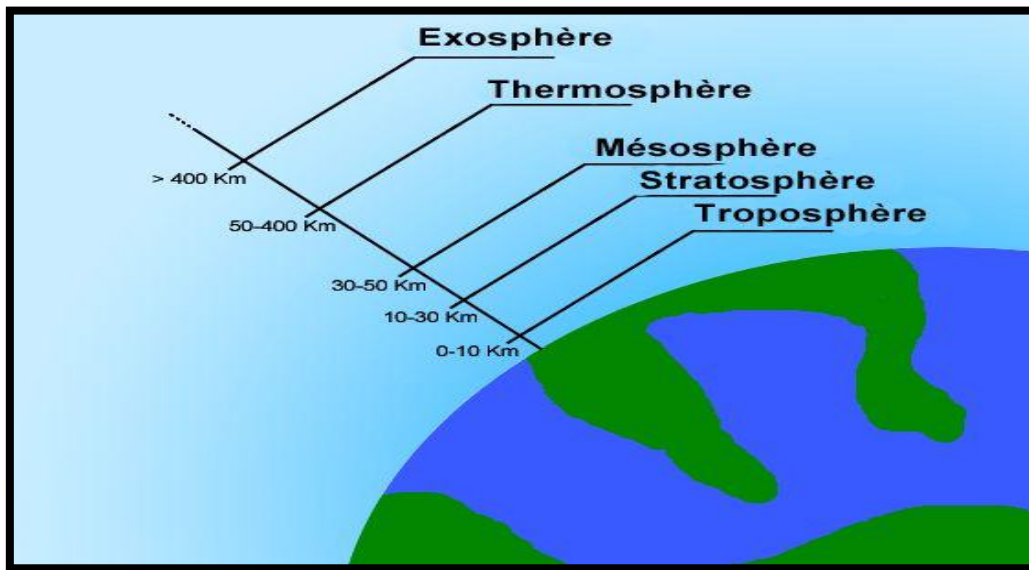


Figure I.1 Composition de L'atmosphère

I.4.1.2. Les effets atmosphériques sur le rayonnement solaire

Le rayonnement solaire, en traversant l'atmosphère comme la montre (la figure (I.1)) subit une diminution d'intensité par absorption, réflexion et diffusion. Ou il y a au moins 35% de rayonnement solaire intercepté par la terre et son atmosphère, sont réfléchis vers l'espace. Ce phénomène s'appelle l'ALBÉDO du corps (L'albédo de la surface définit le pourcentage de réflexion du rayonnement). Le rayonnement infrarouge émis par la terre du fait de sa température est en grande partie absorbé par l'atmosphère.

L'importance du rayonnement solaire reçu à la surface du sol dépend de la spécificité de chaque région (latitude du lieu, le relief –montagne, vallées, rivières... et la nature du sol peuvent qui influer directement la qualité du rayon incident.)

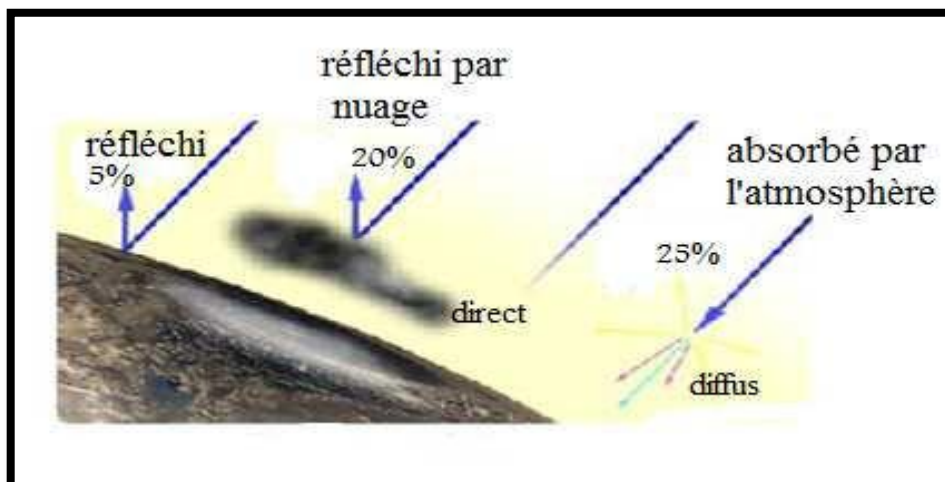


Figure I.2 Les effets atmosphériques sur le rayonnement solaire

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

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

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

I.5. MOUVEMENT DE LA TERRE AUTOUR DU SOLEIL

La trajectoire décrite par la terre autour du soleil est elliptique. Le mouvement de la terre sur sa trajectoire est uniforme, la terre se déplace à vitesse constante (une vitesse moyenne de 29.8 km/s soit 107280 km/h). Avec une durée du parcours est d'une année, le déplacement de la terre sur sa trajectoire circulaire est donc d'environ 1° par jour ($360^\circ / 365 \text{ jours}$). Le plan qui contient la trajectoire de la terre autour du soleil fait un angle de $23^\circ 27'$ avec le plan de l'équateur, on l'appelle l'écliptique. C'est dans ce plan qu'un objet placé entre le soleil et la terre peut produire des éclipses. Lors de son déplacement, l'axe des pôles de la terre reste parallèle à lui-même, le mouvement annuel de la terre autour du soleil s'apparente ainsi à un mouvement géométrique de translation s'effectue sur une trajectoire circulaire. [1]

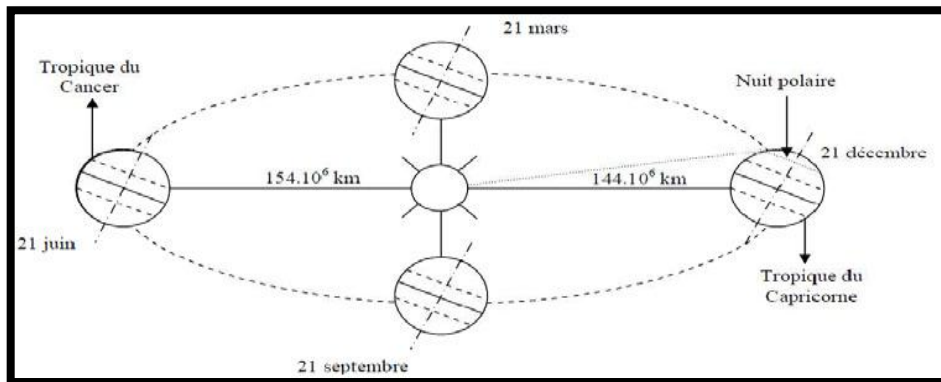


Figure I. 3 Schématisation de mouvement de la Terre autour du Soleil

Au solstice d'hiver (21 décembre) : les rayons solaires frappent la terre avec un angle de déclinaison de $-23^\circ 27'$, c'est la valeur minimum de la déclinaison.

- Aux équinoxes de printemps (21 mars) et d'automne (22 septembre) : le rayon solaire est dans le plan de l'équateur et la déclinaison vaut alors 0° , cette position traduit l'égalité des jours et des nuits.
- Au solstice d'été (23 juin) : la position de la terre est opposée à celle du 21 décembre et le soleil frappe l'hémisphère Nord avec l'angle maximum de déclinaison de $23^\circ 27'$.

I.6. SYSTÈME DE COORDONNÉ

I.6.1. Coordonnés terrestres

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

❖ **Longitude (L) :**

Est comptée positivement de 0 à +180° vers l'Est et négativement de 0 à -180° vers l'Ouest, à partir du méridien Greenwich.

❖ **Latitude (Φ) :**

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

❖ **L'altitude :**

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

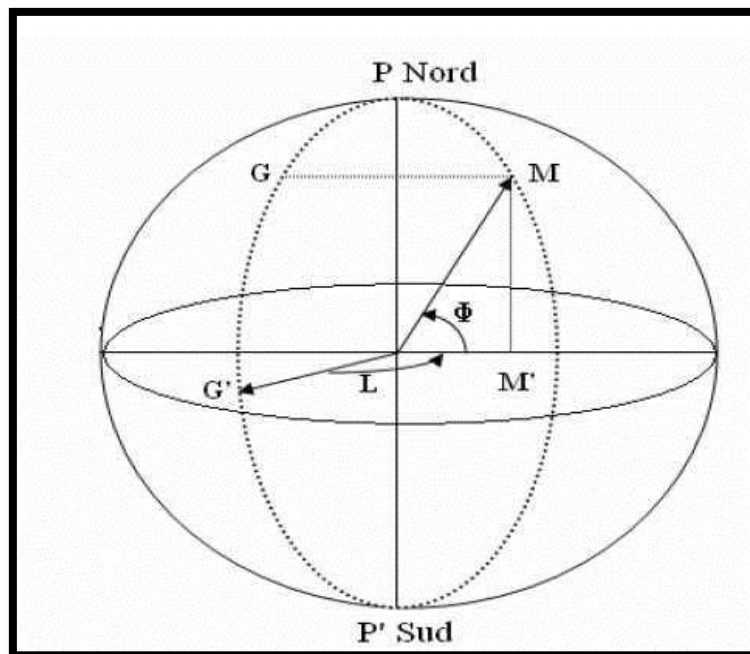


Figure I.4 Les coordonnées terrestres

I.6.2 Les coordonnées horizontales

La hauteur du soleil (h) :

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

L'azimut (a) :

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

I.6.3. Les coordonnées horaires

➤ **L'angle horaire (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°, une heure sidérale vaut donc 15° d'angle et $\omega=0^\circ$ (12h:00) au méridien de Greenwich.

L'angle horaire est lié au temps solaire vrai TSV

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

Où ω est exprimé en radians et TSV en heures.

➤ **L'angle horaire de coucher du soleil ω_C :**

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

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

δ : est la déclinaison solaire

Φ : la latitude du lieu

➤ **La 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°27' à -23°27' (Elle est nulle aux équinoxes de printemps et d'automne, maximale au solstice d'été ($\delta=+ 23^\circ 27'$) et minimale au solstice d'hiver ($\delta= -23^\circ 27'$)), et détermine l'inégalité des durées des jours. δ est donnée par la relation suivante :

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

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

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

I.7.4. Le temps universel (TU)

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

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

Où :

L est la longitude. Tel que :

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

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

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

I.7.5. Le temps légal (TL)

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

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

Où : ΔH : Est le décalage horaire entre le méridien de Greenwich et l'état considérée.

I.8. CONSTANTE SOLAIRE

La valeur du flux de rayonnement solaire reçu par une surface perpendiculaire aux rayons solaire placée a la limite supérieure de l'atmosphère terrestre. Soit à environ 80Km d'altitude, vari au cours de l'année avec la distance terre /soleil. Sa valeur moyenne est appelée la constante solaire. Cette valeur est environ à 1367W/m².

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

$$I_0 = \frac{86400 G_{sc}}{\pi} [1 + 0.0033 \cos(2\pi N/365)] (\cos\Phi \cos\delta \sin\Phi \omega_c + \omega_c \sin\Phi \sin\delta)$$

G_{sc} : est la constante solaire égale à 1367 W/m².

Le rapport entre le rayonnement au sol et le rayonnement extraterrestre est appelé coefficient des transmissions K_t (indice de clarté). La moyenne mensuelle de ce coefficient $\overline{K_t}$ est définie comme suit :

$$\overline{K_t} = \frac{\bar{I}}{\Gamma_o} \quad (I.10)$$

\bar{I} : est la moyenne mensuelle du rayonnement solaire quotidien sur une surface horizontale.

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

I.9. ESTIMATION DU RAYONNEMENT SOLAIRE

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

I.9.1. Le rayonnement direct, diffus et globale

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

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

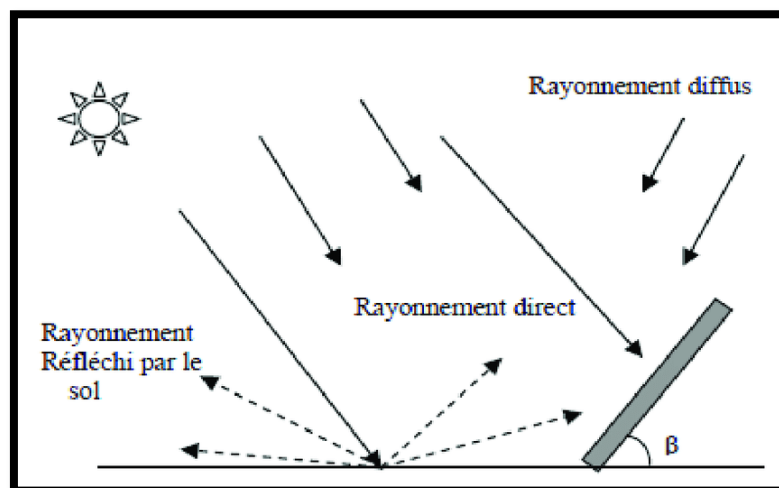


Figure I.6 rayonnement globale

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

I.9.1.1. Le rayonnement direct

Il s'agit de l'éclairement énergétique d'une surface réceptrice normale aux rayons solaires, par le seul rayonnement provenant directement du disque solaire. [3]

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

Connaissant le rayonnement direct sur une surface horizontale H_b , le rayonnement direct sur une surface inclinée H_{bi} est donné par la formule suivante [4] :

$$H_{bi} = R_b \cdot H_b \quad (I.11)$$

H_b : représente le rayonnement direct sur une surface inclinée.

R_b : représente le rapport du rayonnement direct journalier sur une surface inclinée à celui sur une surface horizontale. Il est donné par l'expression suivante [5] [4]

$$R_b = \frac{\cos \theta}{\cos \theta_z} \quad (I.12)$$

Avec :

θ_z : représente l'angle de zénith θ est l'angle d'incidence, il représente l'angle entre un rayon arrivant directement de la surface réceptrice. Pour une surface orientée vers le sud

$$\cos \theta_z = \sin \delta \sin \varphi + \cos \delta \cos \varphi \cos w$$

$$\cos \theta = \cos (\varphi - \beta) \cos \delta \cos w + \sin (\varphi - \beta) \sin \delta$$

I.9.1.2. Rayonnement diffus :

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

❖ **Le rayonnement diffus sur une surface inclinée**

En admettant que le rayonnement diffus est isotrope, c'est-à-dire uniformément réparti sur la voûte céleste. Sa valeur est donnée par :

$$H_{di} = F_d H_d \quad (I.13)$$

H_{di} : représente le rayonnement diffus sur une surface inclinée.

F_d : représente le facteur d'angle plan incliné-ciel, il est donné par [5]:

$$F_d = \frac{1}{2} (1 + \cos \beta) \quad (I.14)$$

I.9.1.3. Rayonnement provenant de la réflexion :

Le rayonnement diffusé par le sol, souvent très inférieur au rayonnement diffus du ciel, et il est donné par [5]:

$$H_r = \rho_s F_r H \quad (I.15)$$

H_r : représente le rayonnement solaire reçu par une surface inclinée provenant de la réflexion sur le sol.

ρ_s représente le coefficient de réflexion de la lumière diffuse du sol (aussi appelé albédo du sol). Sa valeur est fixée par 0.2 [5]

$F_r = 0$ si le ciel est clair

$F_r = \frac{1}{2} (1 + \cos \beta)$ si le ciel est couvert

Connaissant maintenant les trois composants du rayonnement solaire sur une surface inclinée H_{di} , H_{bi} et H_r . Donc, le rayonnement solaire global instantané sur une surface inclinée G est donné par :

$$G = H_{di} + H_{bi} + H_r \quad (I.16)$$

Avec :

G : rayonnement global instantané sur une surface inclinée.

I.10. EXPLOITATION DE L'ENERGIE SOLAIRE

L'énergie solaire fournie par le soleil est reçue par la terre, Aujourd'hui, nous captions l'énergie solaire pour chauffer les maisons et l'eau, et pour produire de l'électricité au moyen de trois différentes méthodes :

- L'énergie solaire passive,
- L'énergie solaire active,
- L'énergie photovoltaïque.

I.10.1. Énergie solaire passive

Energie abondante et non polluante, elle permet de chauffer ou refroidir les bâtiments. Elle utilise l'architecture des bâtiments, l'orientation des murs et fenêtres pour capter les rayons du soleil [6]

I.10.2. Énergie solaire active

Par le biais de capteurs solaires, elle permet de produire de l'électricité ou bien pour d'autres utilisations comme :

I.10.3. Réfrigération solaire

La technique la plus commune consiste à utiliser des capteurs solaires pour fournir de la chaleur qui est dirigée vers une machine à absorption. Cette machine dissocie, par ébullition, une solution d'eau et de bromure de Lithium. Après refroidissement, la recombinaison des deux composants produit du froid, par absorption de chaleur.

I.10.4. Chauffe-eau solaire

Dans cette méthode on a utilisé des capteurs vitrés ou non vitrés. Les capteurs comprennent une Surface absorbante noire qui absorbe le rayonnement solaire. L'énergie solaire réchauffe un fluide caloporteur qui circule dans les tubes sous le capteur.

I.10.5. Plancher solaire

Cette méthode utilise le même principe d'extraction de l'énergie thermique que le chauffe-eau. Le liquide caloporteur chauffé dans les capteurs solaires circule directement dans les tuyaux du plancher chauffant, sans échangeur intermédiaire, puis repart vers les capteurs. Le circuit se répète tant que l'ensoleillement est suffisant.

I.10.6. Conversion photovoltaïque

Il s'agit de l'électricité produite par la transformation du rayonnement solaire par des panneaux photovoltaïques. Ces panneaux qui sont associés en série et en parallèle permettent de produire de l'électricité à partir de l'énergie solaire [7].

I.10. AVANTAGES ET INCONVENIENTS

➤ Avantages

- L'énergie solaire est inépuisable et non polluante.
- L'énergie solaire est propre et ne dégage pas de gaz à effet de serre.
- L'utilisation de l'énergie solaire réduit indirectement les coûts de santé.
- Pour la production d'eau chaude sanitaire et pour le chauffage, les coûts d'installation ne sont pas très élevés [8].

➤ Inconvénients

- La production d'énergie solaire n'existe, que lorsqu'il y a le soleil, donc il faut prévoir des systèmes de stockage.
- Les cellules photovoltaïques sont chères à fabriquer donc La production d'électricité à partir du solaire est coûteuse.
- La taille des installations : il faut en effet de grandes superficies de panneaux solaires pour produire de l'énergie.
- La fabrication de certaines cellules solaires contient des déchets toxiques (cuivre et chrome) [8].

CHAPITRE II

PRODUCTION DE FROID PAR L'ENERGIE SOLAIRE

INTRODUCTION

Grâce au soleil, d'énormes quantités d'énergies atteignent la surface de la Terre après avoir parcouru une distance d'environ 150 millions de kilomètres. Avec une puissance moyenne d'environ 1.000 W/m², cette énergie solaire est 10.000 fois supérieure à la demande énergétique globale de la population et ce pour les 7 milliards d'années à venir.

L'énergie solaire est l'énergie que dégage le soleil sous forme de rayonnement, direct ou diffus. Sur terre l'énergie solaire est à l'origine du cycle de l'eau et du vent, le règne végétal dont dépend le règne animal, l'utilise également en la transformant en énergie chimique par la photosynthèse. Grâce aux diverses exécutions, elle peut être transformée en une autre forme d'énergie utile pour l'activité humaine, notamment en chaleur, en électricité ou en biomasse. Par extension, l'expression « énergie solaire » est souvent employée pour désigner l'électricité avec la conversion photovoltaïque ou l'énergie thermique obtenue à partir du rayonnement solaire. Nous traiterons dans le cadre de ce travail seulement la deuxième voie de conversion.

II.1. LES CAPTEURS SOLAIRES PLANS (THERMIQUE)

Le capteur solaire plan est tout système expose au rayonnement solaire afin de le capter et de le transformer en énergie thermique. Le schéma de principe d'un capteur solaire plan est donné sur (figure II.1).

II.1.1. Constituants d'un capteur solaire plan

Les capteurs plans sont constitués de quatre parties principales (Voir Figure II.1):

Partie 1

La vitre : c'est une couverture transparente constituée de verre ou de plastique permettant de protéger l'intérieur du capteur contre les effets de l'environnement et d'améliorer le rendement du système par effet de serre elle joue aussi un rôle important dans le bilan thermique en réduisant les pertes de chaleur :

- Recevoir le maximum du rayonnement incident
- Transmettre la plupart du rayonnement reçu.
- S'opposer a déperditions thermiques par convection et rayonnement [9].

Partie 2

La partie absorbante, absorbe la plus grande partie du rayonnement incident et le transmette la chaleur produite par cette absorption vers le fluide caloporteur. Cette surface considérée comme un corps noir est caractérisée le coefficient émissivité, l'émittance E d'une surface à la température T s'écrit :

$$E = \varepsilon \cdot \sigma \cdot T^4 \quad (\text{II.1})$$

σ : Constante de Stefan-Boltzmann ($\sigma = 5.67.10^{-8} \text{ w/m}^2\text{k}^4$)

On a deux coefficients pour déterminent les caractéristiques :

α : Coefficient d'absorption.

ε : Coefficient d'émission [9].

Partie 3

Le fluide caloporteur permet d'évacuer la chaleur emmagasinée par l'absorbeur et de la transmettre. Un bon fluide caloporteur doit prendre en compte les conditions suivantes :

- Être non-toxique et avoir un faible impact sur l'environnement.
- Grande capacité calorifique.
- Faible viscosité.
- Coefficient de transfert thermique élevé.
- Haute point de d'ébullition et bas point de congélation

Les fluides caloporteurs les plus utilisé sont : l'air et l'eau [10].

Partie 4

La partie isolante, limitant les pertes de transmission vers l'extérieur est primordiale pour optimiser les performances du capteur ; les isolants généralement utilisés sont la laine de verre et les mousses Polyuréthane. Leur épaisseur varie de 4 à 8 cm.

Un bon isolant doit avoir les qualités suivantes :

- Faible conductivité thermique.
- Chaleur massique basse.
- Résistance thermique dans l'intervalle des températures de service [9].

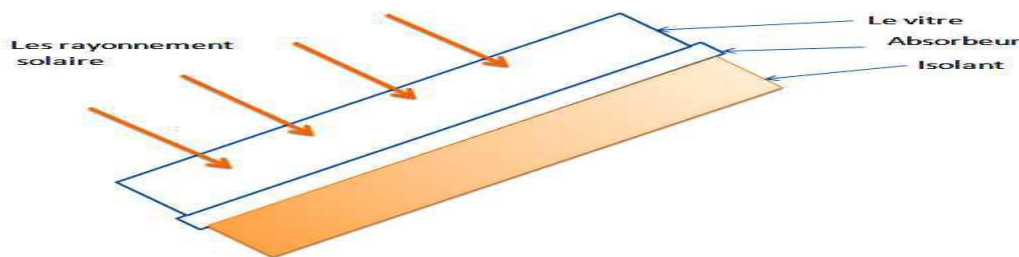


Figure II.1 Capteur solaire plan

II.1.2. Applications des capteurs solaires plans

- Chauffage et climatisation des habitations.
- Séchage des récoltes idéal dans le cas du thé, du café, des fruits, des fèves, du riz, des épices, du caoutchouc, du Cacao et du bois.

II.1.3. Orientation et inclinaison d'un capteur plan

➤ Orientation

A cause de la répartition intégrale de l'ensoleillement pendant toute la journée, il est nécessaire d'orienter le capteur de telle façon que l'énergie recueilli soit maximale.

➤ **Inclinaison**

Le problème de l'inclinaison est le plus délicat et nécessite une étude chiffrée ; ainsi nous constatons que la position verticale du capteur est meilleure pendant la période hivernale, alors que la position horizontale conduit à des meilleurs rendements pendant l'été, la solution idéale serait d'incliner différemment les capteurs suivant la période de l'année.

Comme les capteurs seront nécessairement fixes, on les inclinera sur l'horizontale d'un angle égal à la latitude du lieu [10].

II.1.4. Différents modes de transfert dans un capteur plan

Un capteur solaire thermique met en jeu trois modes de transfert thermique : la conduction, la convection, et le rayonnement.

➤ **Conduction**

Cette transmission de chaleur se fait dans une même pièce métallique quand les parties ont des températures différentes, la chaleur passant du point le plus chaud au point le plus froid. C'est un transfert de chaleur sans déplacement de matière. La propagation de la chaleur par conduction à l'intérieur d'un corps s'effectue selon deux mécanismes distincts : une transmission par les vibrations des atomes ou molécules et une transmission par les électrons libres.

Les pertes par conduction peuvent exister entre l'absorbeur et la vitre, lorsque ces derniers se trouvent sur une très faible distance, a qui est le cas au niveau de l'isolation de la partie arrière et latérale du capteur.

La loi fondamentale du rayonnement :

$$Q_{cd} = -\lambda \cdot S \cdot \frac{\partial T}{\partial x} \quad (\text{II.2})$$

Avec :

Q_{cd} : Flux de chaleur par conduction (W).

λ : Conductivité thermique (W/m²°C).

S : Aire de la section de passage du flux de chaleur (m²).

x : Variable d'espace dans la direction du flux (m) [11] [12] [13]

➤ **Convection**

Dans ce cas le transfert de chaleur s'effectue d'un fluide liquide ou gazeux à un corps solide (par exemple entre l'air et une paroi). Les particules se trouvent en mouvement entre elles. Ce mode de transfert se fait généralement entre la couverture et le milieu extérieur, l'absorbeur et le fluide caloporteur, fluide caloporteur et la couverture. Le coefficient de pertes thermiques augmente avec l'augmentation de l'émissivité de l'absorbeur.

$$Q_{cv} = h_C \cdot S \cdot (T_p - T) \quad (\text{II.3})$$

Avec :

Q_{cv} : Flux de chaleur par convection (W).

h_c : Surface de transmission de chaleur (m²).

T_p : Température de surface de solide (°C) [12] [10].

➤ Rayonnement

Le transfert de chaleur par rayonnement a lieu lorsque l'énergie sous forme d'ondes électromagnétiques est émise par une surface et absorbée par une autre. Cet échange peut avoir lieu lorsque les corps sont séparés par le vide ou par n'importe quel milieu intermédiaire suffisamment transparent pour les ondes électromagnétiques.

La loi fondamentale du rayonnement :

$$Q_R = \sigma \cdot \varepsilon \cdot S (T_p^4 - T_\infty^4) \quad (\text{II.4})$$

Avec :

Q_R : Densité de flux de chaleur émis par le corps.

ε : Emissivité thermique du matériau.

S : Aire de la surface (m²)

T_p : Température de la surface (K)

T_∞ : Température du milieu environnant la surface (K). [10] [12] [13].

II.1.5. Modèle des capteurs solaires plans

Capteurs solaires à air Le capteur solaire à air est constitué généralement d'une plaque noire exposée au soleil pour s'échauffer et deux plaques de verre (double vitrage), ce système étant recouvert d'un isolant qui limite les pertes de chaleur (Voir Figure I.4).

L'air circulant entre le verre et la plaque noire pour s'échauffer, a un rendement de l'ordre de 40 % à 50 %.

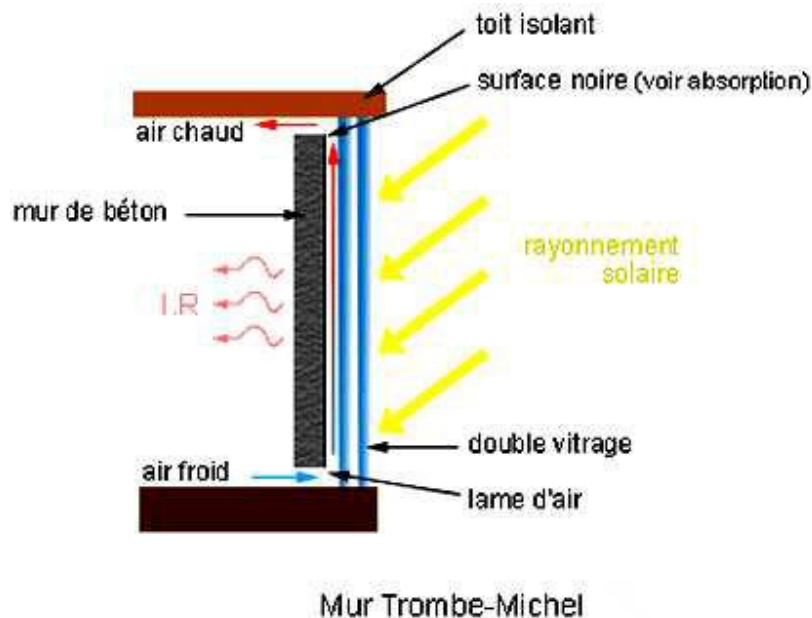


figure II. 2 Capteur à air fixé à un mur (mur Trombe)

Le mur Trombe-Michel est un système directement incorporé au mur d'une maison. Une des parties d'un mur extérieur est remplacé par un double vitrage derrière lequel est situé un mur de béton (le mur de béton se trouve donc dans la maison) [14].

➤ **Capteurs plans vitrés**

Le capteur vitré (Voir Figure II.3), est composé par un corps noir qui absorbe les rayonnements solaires, un fluide caloporteur, un isolant thermique, une couverture transparente et un cadre en Aluminium.

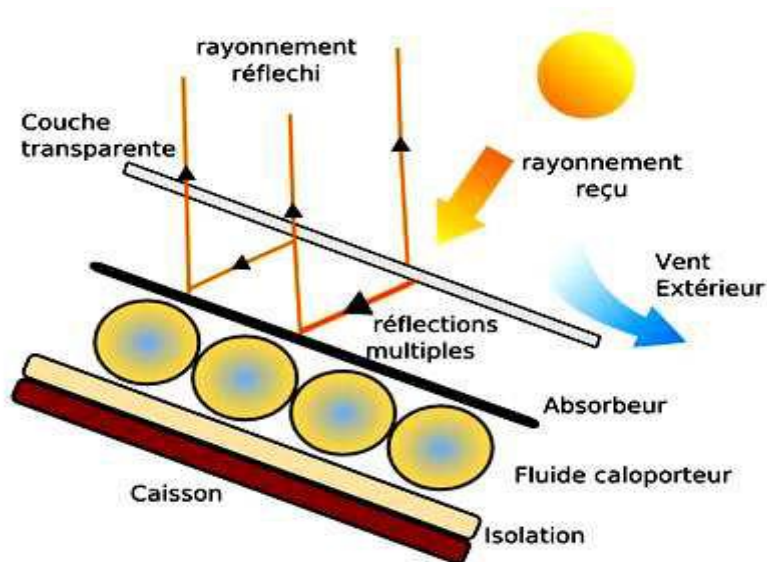


Figure II. 3 Capteur plan vitré

Le capteur absorbe le rayonnement solaire et le transforme en chaleur qui est transmise à un fluide caloporteur. La chaleur ainsi captée est ensuite transférée vers le réservoir de stockage. Ce type de capteur se présente sous forme de caissons de différentes dimensions. Une installation peut comprendre un capteur ou plusieurs centaines de mètres carrés de capteurs (installations collectives) [15].

Le capteur plan titré permet de produire du chauffage, de l'eau chaude sanitaire (ECS) pour la climatisation. Idéal pour les températures de 50-70 °C, au cœur de l'été sa température peut monter jusqu'à des températures dépassant les 100 °C. C'est le capteur le plus répandu et le mieux adapté pour répondre à ces besoins par le biais de l'énergie solaire

➤ Capteurs non vitrés

Le capteur non vitré est composé d'une série de tubes noirs en matière plastique accolés les uns aux autres, les tubes étant parcourus par de l'eau (fluide caloporteur). Pour chauffer l'eau d'une piscine (Voir Figure II.4).

Le rendement du capteur moquette est très bon pour produire des températures proches de la température de l'air ambiant (20 à 30 °C).

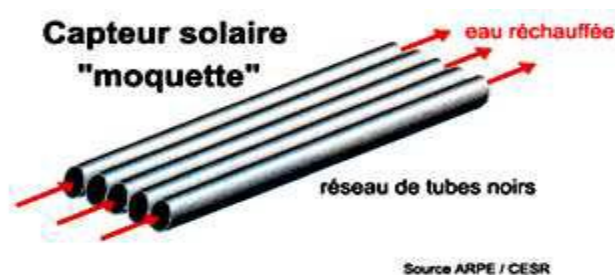
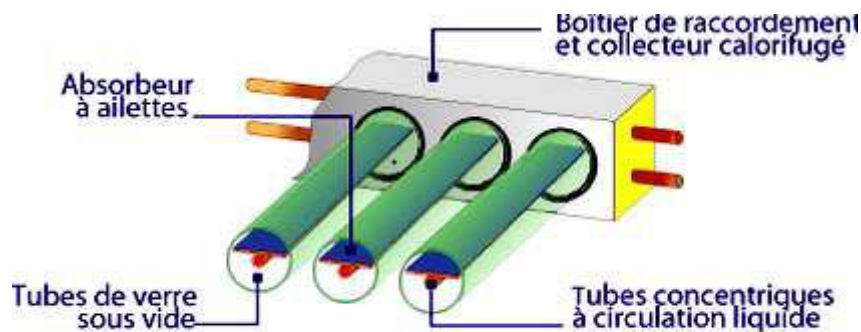


Figure II. 4 Capteurs sous vide [8]

➤ Capteurs sous vide

On s'intéresse aux capteurs sous vide (Voir Figure II.5) à circulation directe. Les tubes sous vide utilisent un mécanisme d'évaporation et de condensation du fluide pour l'échange de chaleur. Le fluide caloporteur chargé de récupérer la chaleur ne circule pas directement dans les tubes. Il est chauffé par un fluide secondaire qui s'évapore sous l'influence du rayonnement solaire, et se condense au contact de l'échangeur de chaleur [16].



Coupe transversale de capteurs sous vide

Figure II. 5 Capteur sous vide

Ces capteurs sont de même type que les capteurs plans, mais ils concernent les rayons de soleil sur les absorbeurs à l'aide de réflecteurs disposés en face. Ces capteurs sont très efficaces lorsque l'ensoleillement est très fort, mais ils perdent rapidement leur efficacité lors des ensoleillements moindres [16].

II.2. CAPTEURS CYLINDRO-PARABOLIQUES

Un capteur cylindro-parabolique (Voir Figure II.6) est constitué d'un cylindre de section parabolique recouvert intérieurement avec un matériel réfléchissant qui convertit la lumière sur un récepteur, le récepteur est un tube parabolique rempli avec un fluide qui transfère de la chaleur.

Collecteurs cylindro-paraboliques

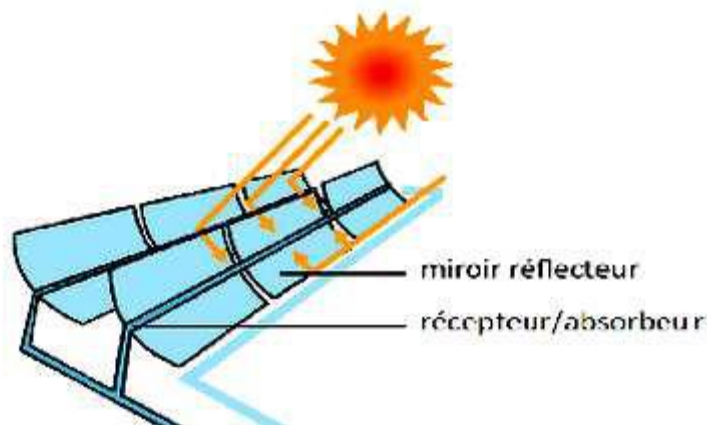


Figure II. 6 capture cylindro-parabolique [17]

Lorsque les rayons solaires frappent le capteur, ils se réfléchissent et se concentrent sur la tuyauterie 300 et 400 °C. Le fluide sur l'axe focal qui atteint des températures dont les valeurs se trouvent entre fluide à l'intérieur de la tuyauterie est alors pompé vers un dépôt de chaleur où il sera stocké. On utilisera plus tard cette chaleur pour actionner les turbines qui produiront l'énergie électrique [17].

II. 3. CAPTEURS A LENTILLE DE FRESNEL

Les collecteurs à miroirs de Fresnel offrent une solution alternative aux capteurs cylindro-paraboliques. Ce système utilise des miroirs plans disposés en lamelles parallèles qui s'inclinent de manière à suivre le soleil et à concentrer les rayons sur l'absorbeur tubulaire placé au-dessus (Voir Figure II.7). Le fluide caloporteur (eau, huile, vapeur) circulant dans l'absorbeur peut être chauffé jusqu'à 400-450°C [18].

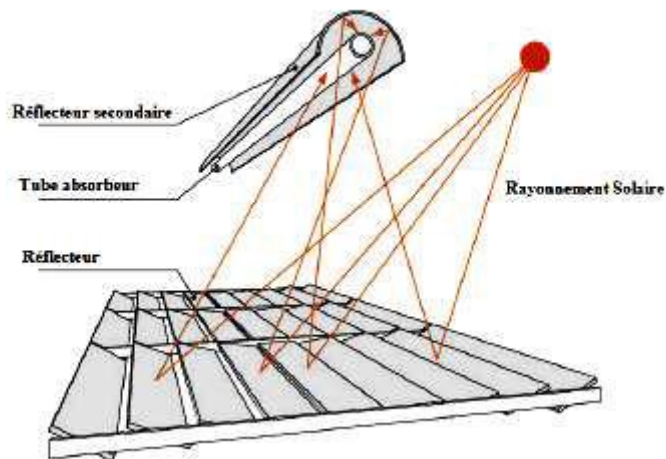


Figure II.7 Capteurs à lentille de Fresnel [18]

Le principe de ce capteur est le même principe que celui des capteurs cylindro-paraboliques, les miroirs plans remplacent les miroirs cylindriques (Voir Figure II.7).

II.4. CAPTEUR SOLAIRES PARABOLE DE REVOLUTION

Pour atteindre des températures élevées on utilise des capteurs parabole qui est constitué (Voir Figure II.8), d'un miroir réfléchissant les rayons du soleil et d'un moteur Stirling au foyer de la parabole, transformant la chaleur en mouvement qui fait tourner un alternateur qui produit de l'électricité.

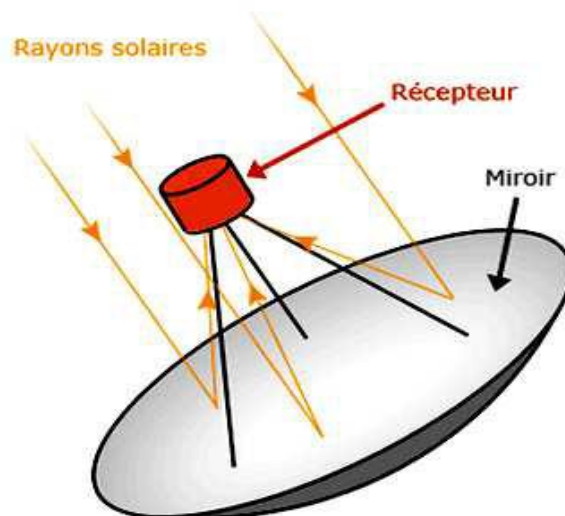


Figure II. 8 Parabole de révolution [19]

II.5. SYSTEME DE CENTRAL A TOUR (à Héliostat)

Un héliostat utilise un ensemble de pointeurs solaire à double axe qui dirige l'énergie du soleil vers un grand absorbeur situé dans une tour. Ces capteurs possèdent un ensemble de grands miroirs qui suit le mouvement du soleil. Les miroirs concentrent les rayons du soleil les sur le récepteur en haut de la grande tour. Un ordinateur garde les miroirs alignés afin que rayons du soleil, qui sont réfléchis, visent toujours le récepteur, où la température peut dépasser 1000 °C [20] [21]

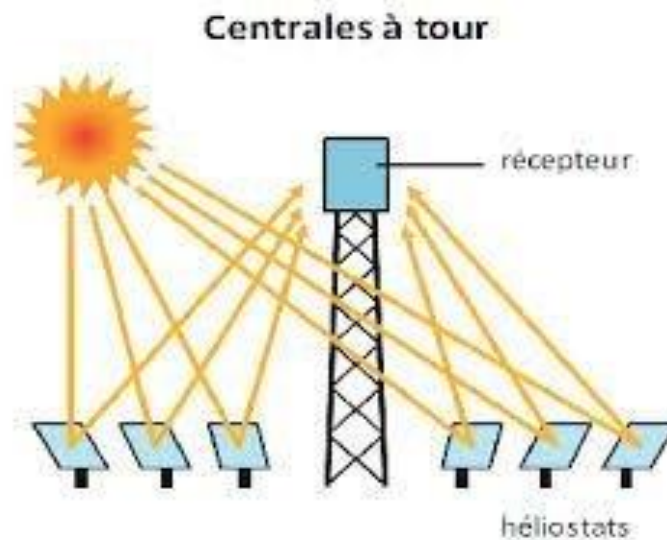


Figure II. 9 Système de centrale à tour

➤ Quelques Avantages De La Concentration

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

II.6. BALLON DE STOCKAGE D'EAU CHAUDE

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

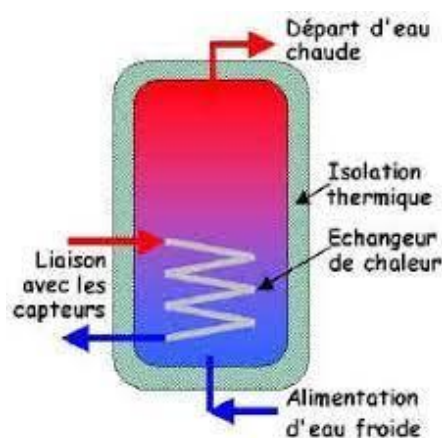


Figure II. 10 Ballon de stockage

II.7. PRODUCTION DU FROID

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

Un climatiseur traditionnel produit du froid en comprimant un fluide dit « frigorigène » ou « réfrigérant » qui a la capacité d'absorber de grosse quantité de chaleur (calories) lorsqu'il passe de sa phase liquide à sa phase gazeuse au niveau de l'évaporateur. Un climatiseur consomme par conséquent de l'électricité pour actionner

le compresseur et du fluide frigorigène. En effet, bien qu'il soit en circuit fermé, les fuites de fluide ne sont pas rares.

Les impacts sur la consommation d'électricité et l'environnement sont donc loin d'être négligeables sachant que les fluides frigorigènes sont des gaz à effet de serre dont le pouvoir de réchauffement est beaucoup plus élevé que celui du CO₂ : jusqu'à 2.000 fois et plus. Utiliser l'énergie solaire pour ces installations vise donc à limiter ces impacts. Dans le cas de la climatisation solaire, l'énergie calorifique délivrée par le système solaire est utilisée par des machines de production de froid ou de traitement d'air pour produire de l'énergie frigorifique permettant d'assurer le rafraîchissement des locaux. Selon l'Agence de l'environnement et de la maîtrise de l'énergie (ADEME), il faut parler plus précisément de « systèmes de conditionnement d'air des bâtiments assistés par le solaire ». Autrement dit, l'alimentation de l'installation repose sur un mix énergie solaire/énergie conventionnelle, la contribution solaire pouvant aller de quelques pourcents à 100 % théoriquement. « Lorsque l'installation fonctionne uniquement grâce à la ressource solaire, le système ne permet alors d'obtenir qu'une diminution de la température de l'air du local de quelques degrés par rapport à l'air extérieur : on parle alors de rafraîchissement. A l'inverse, une installation associant systèmes solaire et d'appoint permet de maintenir une ambiance thermique et hygrométrique constante dans les locaux, quelles que soient les conditions extérieures : on parle alors de climatisation », explique l'ADEME dans une note de synthèse. [22].

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

1. Utiliser le solaire photovoltaïque pour assurer les besoins électriques du climatiseur à compression (climatiseur traditionnel).
2. Utiliser de l'énergie solaire thermique et la convertir en énergie mécanique couplée avec un climatiseur à compression.
3. Utiliser l'énergie solaire thermique pour alimenter une machine à froid dite à sorption (absorption ou adsorption)
4. Utiliser l'énergie solaire thermique pour alimenter un système de conditionnement d'air par rafraîchissement évaporatif (DEC).

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

Parmi les quatre voies possibles, les deux dernières ont fait l'objet de nombreux travaux de recherche car elles sont les plus prometteuses. Aujourd'hui les technologies sont abouties. De nombreuses installations de démonstration ont été construites avant un développement à grande échelle.

II.8. MACHINES FRIGORIFIQUES

Une machine frigorifique (Voir Figure II.11), est une machine thermodynamique, disposant de deux sources de chaleur une source chaude et l'autre froide, qui crée un transfert de chaleur entre les deux sources.

Ces machines assurant la fraîcheur d'un local (source chaude) à partir d'une source de chaleur externe (source froide).

Le système reçoit un travail W de l'extérieur pour déplacer la chaleur de la source froide vers la source chaude [13].

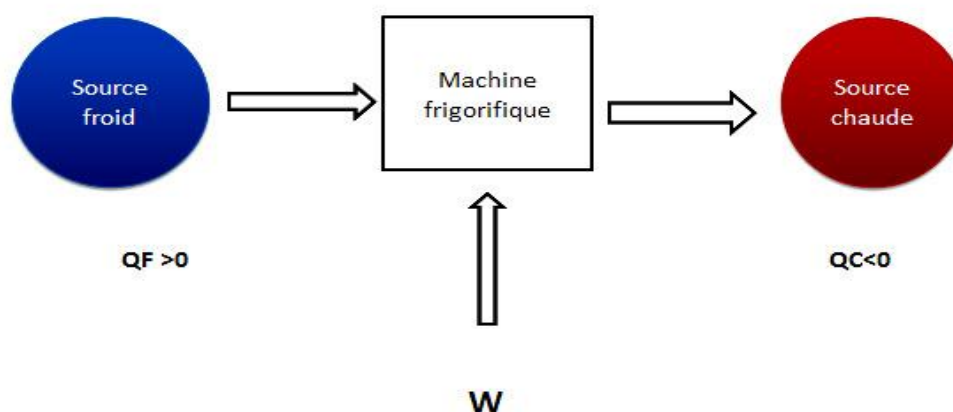


Figure II. 11 Diagramme énergétique d'une machine frigorifique

II.8.1. Machines à énergie thermique

Ces machines thermiques permettent de produire du froid (réfrigérateur), du chaud (pompe à chaleur) ou du travail (moteur thermique) : elles convertissent l'énergie thermique en énergie mécanique. Généralement les moteurs thermiques englobent toute machine thermique transformant de la chaleur en travail, quels que soient, leur mode de fonctionnement et la nature du fluide utilisé pour cette transformation [23]

Les machines thermiques qui contiennent un générateur consomment du travail pour prélever de la chaleur d'une source froide et la transférer vers une source chaude.

Parmi ces machines, on distingue deux types :

1. Machines frigorifiques pour la production du froid
2. Pompes à chaleur

II.8.1.1. Machine à absorption

Les systèmes à absorption utilisent l'eau comme absorbant et NH_3 comme frigorigène, permettent de refroidir NH_3 environ à 5°C , la source de chaleur doit être minimale de $60 - 80^\circ\text{C}$

II.8.1.2. Principe de fonctionnement [24]

Dans sa version simple, la machine à absorption est constituée d'un évaporateur, un condenseur, un absorbeur, un générateur et une pompe de solution. Dans un système à compression, le froid est produit dans l'évaporateur où le fluide frigorigène s'évapore et la chaleur est rejetée dans le condenseur où le frigorigène se condense.

L'énergie qui permet d'élever la température et la pression du fluide frigorigène est fournie par l'énergie mécanique produite par le compresseur.

Dans un système à absorption, la compression de la vapeur du frigorigène est réalisée par l'absorbeur en combinaison avec une pompe de solution et le générateur, au lieu d'un compresseur mécanique de vapeur.

La vapeur générée par l'évaporateur est absorbée dans un liquide (l'absorbant) qui se trouve dans l'absorbeur.

L'absorbant qui a absorbé la vapeur du frigorigène est pompé vers le générateur où le réfrigérant est relâché sous forme de vapeur qui est dégagée à son tour puis condensée dans le condenseur.

L'absorbant concentré ou régénéré est alors reconduit jusqu'à l'absorbeur pour absorber de nouveau la vapeur du frigorigène. La vapeur est fournie au générateur à haute température et rejetée de l'absorbeur à basse température.

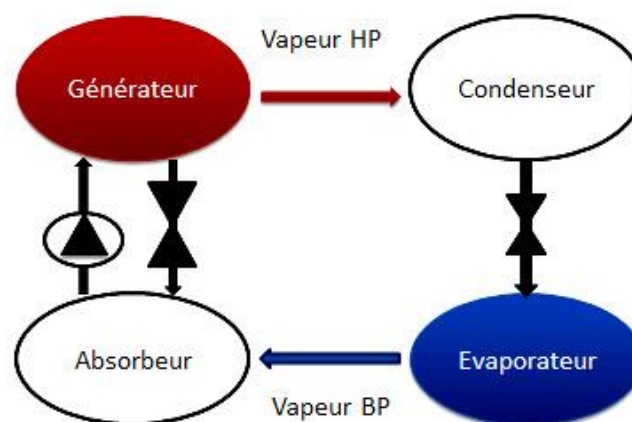


Figure II. 12 Groupe à absorption

Ces machines utilisent comme fluide de travail un mélange binaire, dont l'un des composants est beaucoup plus volatil que l'autre, et constitue le fluide frigorigène.

Deux couples sont principalement utilisés :

- Eau/Bromure de lithium (H₂O/LiBr).
- Ammoniac/Eau (NH₃/H₂O).

II.8.1.3. Machine frigorifique à absorption fonctionnant avec une solution de (H₂O/ LiBr)

L'eau (fluide frigorifique) est l'absorbant, le bromure de Lithium (LiBr) pur est un sel solide qui mélangé avec suffisamment d'eau, donne une solution liquide homogène. Dans ce système LiBr n'étant pas volatile, le bouilleur il ne contiendra que la vapeur d'eau. Ce système est limite l'évaporation à des valeurs relativement élevées ($T > 0^{\circ}\text{C}$) puisque l'eau se solidifie à ($T < 0^{\circ}\text{C}$).

La machine frigorifique à absorption (H₂O/LiBr) est utilisée principalement dans la climatisation [7].

➤ **Avantages du cycle (H₂O /LiBr)**

- Cette combinaison est très utilisée pour l'application solaire.
- Elle entraîne des coefficients de performance élevés aux températures de Fonctionnement du système solaire.
- Elles nécessitent des pressions de fonctionnement plus basse, et de puissance de pompage plus faible.

➤ **Inconvénients de cycle (H₂O/LiBr)**

- Machines (H₂O/LiBr) ne permettent pas d'atteindre des températures négatives et trouvent leurs applications essentiellement pour la climatisation.
- Lorsque la température augmente, la solubilité du sel (LiBr) dans l'eau diminue, ce qui peut provoquer sa cristallisation.
- Température de désorption est assez élevée : pour cela on a besoin des capteurs solaires de type sous vide qui coutent très cher [7].

II.8.1.4. Machine frigorifique à absorption fonctionnant avec une solution de (NH₃/ H₂O)

NH₃ (Ammoniac) (le fluide frigorigène) l'absorbant et H₂O le frigorigène. Le frigorigène issu de l'évaporateur est absorbé par une solution faiblement chargée en frigorigène provenant du générateur, puis la solution enrichie est envoyée vers un générateur.

Le mélange est chauffé par une source de chaleur, le réfrigérant évaporé à haute pression est retourné au condenseur, la solution résultante pauvre en frigorigène, revient vers l'absorbeur [7].

➤ **Avantages de cycle (NH₃/H₂O)**

- Machines (NH₃/H₂O) pouvant atteindre des températures négatives et trouvent leurs applications essentiellement pour la réfrigération et la climatisation.
- Puissance frigorifique produite au niveau d'évaporateur très importante.
- L'utilisation de ce type de machine est multiple dans la climatisation des locaux, la réfrigération industrielle.

➤ **Inconvénients de cycle (NH₃/H₂O)**

- Le prix de cette installation élevée.
- Avec L'ammoniac, (le fluide frigorigène), les niveaux de pression restent analogues à ceux rencontrés dans les machines (jusqu'a - 40°C environ). Actuellement plusieurs installations fonctionnent à - 20°C [7]

II.8.1.5. Différentes machines à absorption

➤ **Machines à simple effet**

Le système à absorption à simple effet (Voir Figure II.13) est le plus utilisé à cause de sa simplicité, dans cette machine la température de la source de chaleur doit être de l'ordre de 100 à 120°C et une pression maximale de 9 bars, illustrant aussi le principe d'une machine fonctionnant avec le couple H₂O/LiBr.

Dans le cas où on utilise un absorbant volatil comme H₂O dans le couple NH₃/H₂O, l'installation aura besoin d'une colonne de rectification qui a pour rôle de purifier le réfrigérant avant de l'introduire dans le condenseur.

Un échangeur thermique est utilisé entre le générateur et l'absorbeur en utilisant la chaleur dégagée d'où le nom « Echangeur de solution ». Son intérêt est d'augmenter le COP (Coefficient par la solution pauvre de Performance) [25] [26].

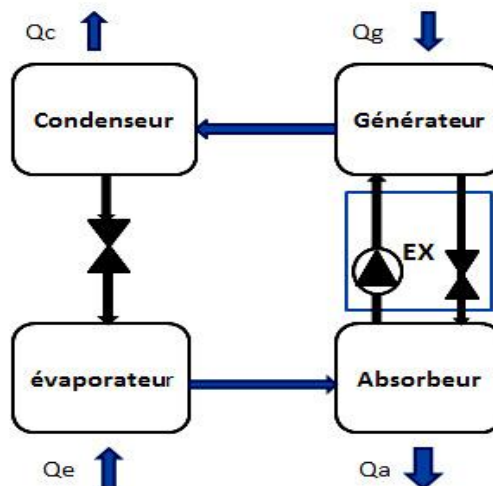


Figure II. 13 Cycle à simple effet

➤ **Machine à double effet**

Dans ce type de machines, la température de la source de chaleur est comprise entre 150 et 185°C et la pression de la vapeur doit être située entre 10 et 11 bars.

La figure (II.14), montre un tel système fonctionnant avec H₂O/LiBr, la vapeur de réfrigérant absorbé par l'absorbeur est pompé vers le générateur à premier; effet la haute pression chauffé par une source extérieure , produite est utilisée comme source d'énergie pour le générateur à second effet ; cette vapeur est condensée à haute pression dans le générateur à second effet; dans ce système on a deux états d'échangeurs de solution ,le COP du système devrait être deux fois celui du système à simple effet [25] [27].

Ce système fonctionne sur trois niveaux de pression :

- Pression générateur (1)
- Pression générateur (2)
- Pression d'évaporateur

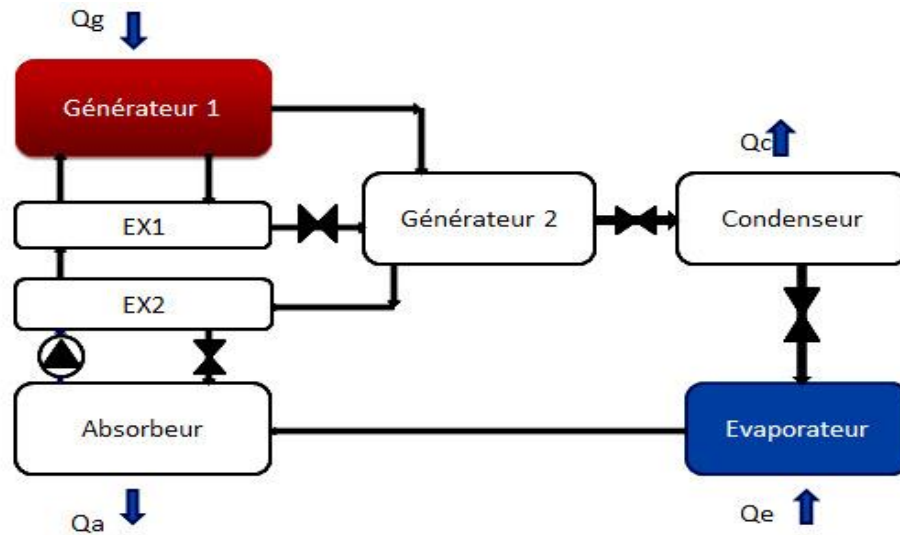


Figure II. 14 Cycle à double effet

II.1.8.6. Fluides utilisés

La performance d'une machine à absorption dépend des propriétés chimiques et thermodynamiques des fluides utilisés. L'exigence fondamentale que doivent avoir les mélanges (absorbant/réfrigérant) est une bonne miscibilité dans la plage des températures de fonctionnement du cycle.

Les mélanges doivent également être stables chimiquement, non toxiques, et non explosifs. Le réfrigérant doit avoir une chaleur latente de vaporisation élevée ainsi qu'une haute concentration dans pour maintenir un taux de circulation entre le générateur et l'absorbeur le plus bas possible.

L'absorbant Propriétés thermo physiques favorables : conductivité thermique élevée, faible densité et basse viscosité pour augmenter le transfert et réduire la pression de fonctionnement.

Le réfrigérant et l'absorbant doivent être non - corrosifs, inoffensifs pour l'environnement et à prix abordable.

Une bonne miscibilité à l'équilibre dans les conditions de fonctionnement de l'absorbeur ainsi qu'une pression de vapeur assez basse.

Température de congélation de l'absorbante inférieure à la température la plus basse du cycle. Sans effet sur la santé des personnes [28].

II.1.8.7. Caractéristiques

	Absorption simple effet	Absorption double effet
Source chaude	Eau chaude 70/80°C	Eau surchauffée 150°C
COP	0,6 – 0,7	1,1 – 1,2
Gamme de puissance (MW)	0,1 – 5,8	0,1 – 5,3
Surface (m ² /KW)	0,1 – 0,03	0,1 – 0,03
Poids (Kg/KW)	8,5 – 22	8,5 - 22

Tableau II. 1 Caractéristiques des installations à absorption [28].

II.1.8.8. Réfrigération solaire absorption

Ces machines de type à absorption représentent aujourd'hui la majorité des installations de refroidissement solaires. L'énergie du soleil collectée grâce à des capteurs solaires thermiques (sous vide ou plan) est ensuite stockée dans un ballon (Le ballon de stockage tampon évite l'arrêt de la machine pendant le passage des nuages) ; elles permettent de produire de l'eau à une température comprise entre 75 et 95°C, qui injectée dans le générateur de la machine qui grâce au réfrigérant se libère sous forme de vapeur. Les niveaux du froid produit varient entre 5 et 12°C [27].

II.1.8.9. Avantages et inconvénients des machines à absorption

➤ Avantages

- Pas de moteur, donc aucun bruit et pas de vibration.
- Consommation électrique un peu inférieure par rapport à un frigo à compression à volume équivalent.
- Refroidisseurs à absorption peuvent être alimentés séparément par de multiples sources de chaleur : eau chaude, vapeur, gaz méthane/combustible direct.
- Grande fiabilité du système.
- Intérêt d'avoir de l'eau comme fluide frigorigène : pas de toxicité.

➤ Inconvénients

- Cout de fabrication un peu plus élevé.
- Fonctionnement correct jusqu'à + 32 °C ambiant.
- Nécessite une bonne ventilation arrière du fait de la production de chaleur en cas d'encastrement.
- Besoin d'être installé parfaitement à l'horizontale [29]

L'adsorbant qui se trouve dans l'adsorbeur adsorbe la vapeur qui sort de l'évaporateur à basse pression et basse température (20-30°C); on chauffe l'adsorbeur, la pression est augmenté avec la température (50-80°C).

La vapeur qui se trouve dans l'adsorbeur circule vers le condenseur se condense, et le condensat est stocké dans le réservoir.

Le chauffage continu jusqu'à ce que l'adsorbeur soit en équilibre avec la température de la source chaude ; à ce moment le refroidissement de l'adsorbeur commence et sa pression diminue. Le condensat stocké se détend et entre dans l'évaporateur où se fait l'évaporation. La figure II.16, montre le principe de fonctionnement d'une machine à adsorption [30].

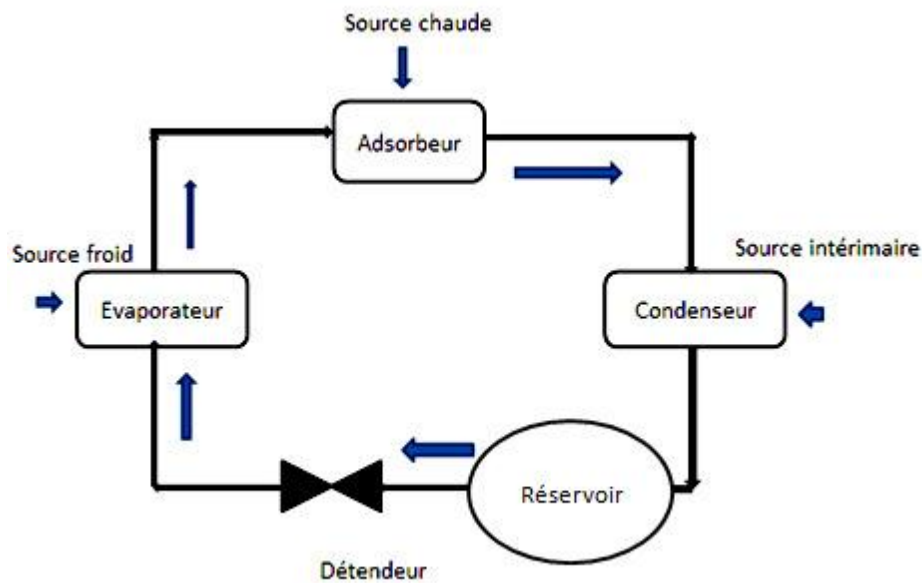


Figure II. 16 Machine frigorifique à adsorption [30]

Caractéristiques

Les caractéristiques de ces équipements (Voir tableau II.2 ci-dessous) sont les suivantes :

	Adsorption
Source chaude	Eau chaude 55/70°C
COP	0,55 – 0,65
Gamme de puissance (KW)	50 – 430
Surface (m2/KW)	Taille élevée
Poids (Kg/KW)	Poids élevé

Tableau II. 2 Caractéristiques des équipements à adsorption [28]

II.8.2.2. Avantages et inconvénients des machines à adsorption

➤ **Avantages**

- Robustesse.
- Absence de compression mécanique, donc pas de vibrations et de bruits.
- Des coûts de fonctionnement et d'entretien très réduits.
- Durée de vie de ces machines peut être longue, si l'on s'est prémuni contre la décomposition du frigorigène et contre les phénomènes de corrosion.
- Aucun danger de cristallisation, et donc, pas de contrainte sur la température intermédiaire de refroidissement.
- Il n'y a pas de pompe à solution ; les consommations électriques sont donc particulièrement réduites.

➤ **Inconvénients**

- Taille et poids élevés (mais il existe cependant un potentiel important d'amélioration au niveau des échangeurs dans les compartiments d'adsorption, et donc de réduction de poids et de volume pour les futures générations de machines à adsorption).
- Coefficient de performance thermique de ces machines est limité ($<0,5$) Donc ce coefficient est plus faible que ceux des systèmes à compression et à absorption [9].

II.9. DIAGRAMMES FRIGORIFIQUES

II.9.1. Diagramme enthalpique

Le diagramme enthalpique, (Voir Figure II.17) utilisé pour tracer le cycle frigorifique de la machine, est utilisé pour faire les calculs et dimensionner les éléments de la machine frigorifique, et permet de suivre l'évolution de la pression, de la température, de l'enthalpie, de l'entropie, du volume massique, du mélange liquide - vapeur d'un fluide frigorigène dans un système frigorifique.

Il existe un diagramme enthalpie pour chaque fluide frigorigène ; sur le diagramme enthalpique, on peut suivre les différents changements d'état du fluide [31]

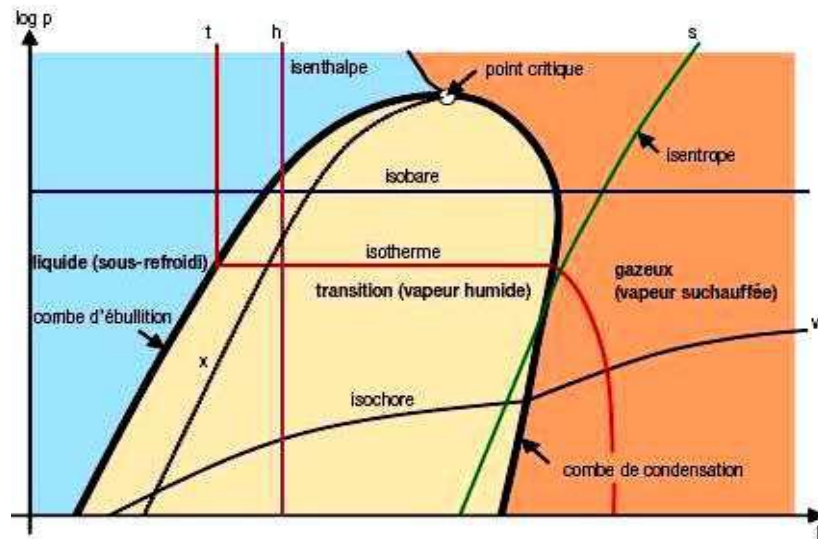


Figure II. 17 Diagramme enthalpique [31]

Ce diagramme est divisé en trois parties :

- Zone de liquide sous-refroidi.
- Zone de mélange liquide + vapeur.
- Zone de vapeur surchauffée.

Le diagramme donne d'autres renseignements sur le fluide.

- Isobare : La pression au sein du fluide est constante et uniforme.
- Isotherme : ligne au niveau de laquelle la température est constante.
- Isotitre : Correspond au rapport de la masse de vapeur sur la masse totale du fluide.
- Isochore : Ligne où le volume ne change pas même au cours d'une transformation.

Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons réalisé une petite introduction sur les différents modes de captation solaire. Les collecteurs solaires représentent une source de production de chaleur motrice pour les machines à absorption. Les types et les performances

aussi on a fait une étude bibliographique qui portant sur les différentes machines frigorifiques pour la production du froid par voie solaire, en général, et sur les systèmes à absorption un peu particuliers, on conclut que les machines à absorption sont meilleures que les machines à adsorption parce que leur taille et leur poids sont moins élevés leur coefficient de performance de l'ordre de (0,6-0,8) étant meilleur par rapport au coefficient de performance des machines à adsorption de l'ordre de (0,55 - 0,65).

CHAPITRE III

MODELISATION DE SYSTEME

INTRODUCTION

La filière de production de froid solaire par machine à absorption est constituée de l'ensemble suivant :

- Système de collecte de l'énergie solaire.
- Machine frigorigène à absorption.

La machine frigorigène consomme une énergie thermique qui est fournie par le système capteur solaire.

Dans le chapitre précédent de ce travail on a étudié les capteurs solaires et les machines frigorifiques. Ensuite on a effectué une modélisation sur le rendement d'un capteur solaire et le coefficient de performance d'une machine solaire à absorption.

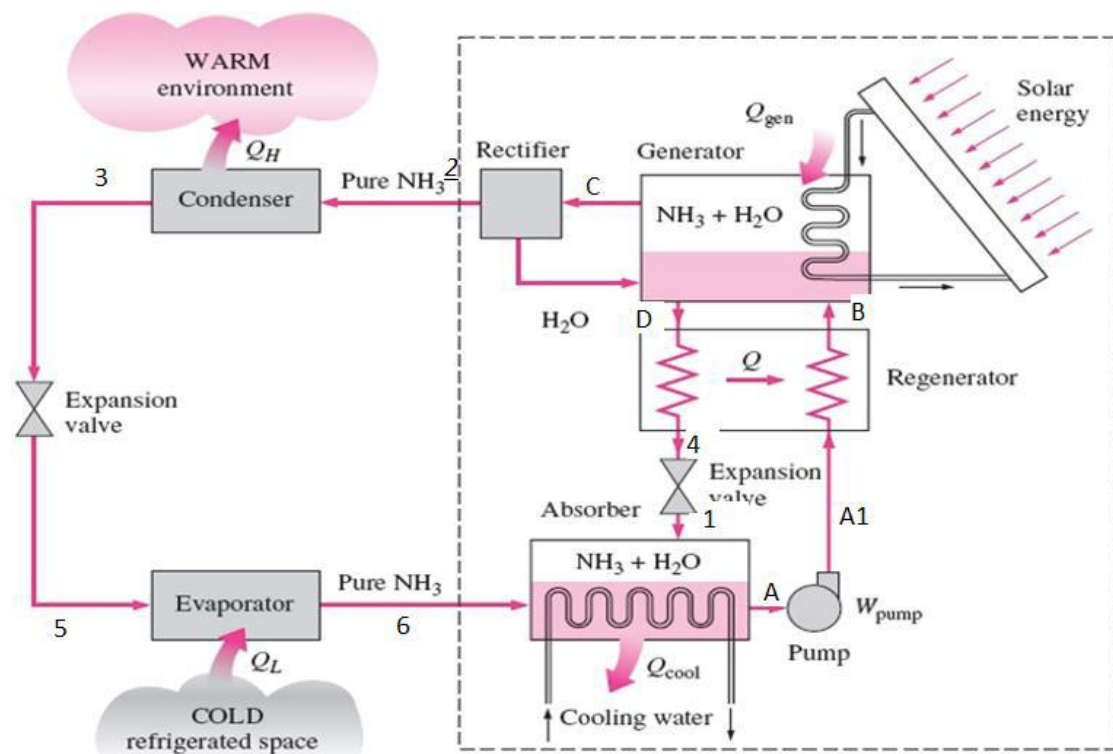


Figure III. 1 Schéma du cycle frigorifique à absorption simple.

III.1. MODELISATION D'UN CAPTEUR SOLAIRE

Le rôle d'un capteur solaire thermique est de transformer le rayonnement solaire qu'il reçoit en énergie calorifique utilisable le plus souvent par l'intermédiaire d'un fluide caloporteur (eau, air, ...)

III.1.1. Bilan thermique du capteur



Figure III. 2 Bilan thermique du capteur

Le bilan thermique global s'écrit :

$$P = P_u + P_p \quad (\text{III.1})$$

Avec :

P : Puissance thermique absorbée par l'absorbeur (Watt).

P_p : Puissance thermique perdue vers l'extérieur (Watt).

P_u : Puissance thermique utile récupérée par le fluide caloporteur (Watt).

III.1.1.1. Puissance absorbée par le capteur

Elle représente l'énergie reçue par l'absorbeur.

$$P = E_g \alpha_{ps} \tau_{cs} A_c \quad (\text{III.2})$$

A_c : Surface du capteur (m^2).

α_{ps} : Coefficient d'absorption de la paroi absorbante par rapport au rayonnement solaire.

τ_{cs} : Coefficient de transmission de la couverture transparente par rapport au rayonnement solaire.

E_g : Eclairement (densité de flux) solaire incident sur le capteur (W/m^2).

III.1.1.2. Déperditions thermiques du capteur

D'une façon générale on peut exprimer les trois modes de transfert de chaleur conduction, convection et rayonnement par un coefficient global U , ce qui nous permet une représentation plus simple de la relation du flux perdu :

$$P_p = A_c U (T_p - T_a) \quad (\text{III.3})$$

U : Coefficient global de pertes du capteur ($\text{W}/\text{m}^2\text{°C}$).

T_p : Température moyenne de la paroi absorbante (K).

T_a : Température de l'air extérieur (K).

La température moyenne T_p peut en première approximation être calculée par :

$$T_p = \frac{3T_s + T_e}{4} + \Delta T \quad (\text{III.4})$$

ΔT : Différence de température entre le fluide et la paroi absorbante (K)

II.1.1.3. Puissance thermique utile récupérée par le fluide du caloporteur

La quantité d'énergie utile à l'échauffement du fluide caloporteur, extraite de la chaleur récupérée par un capteur solaire peut être exprimée par:

$$P_u = q_v \cdot C_p (T_s - T_e) \quad (\text{III.5})$$

q_v : Débit massique (kg/s).

T_s : Température du fluide caloporteur à la sortie de l'absorbeur. (K)

T_e : Température du fluide caloporteur à l'entrée de l'absorbeur (K).

En introduisant le coefficient de pertes totales vers la face avant du collecteur (pertes entre l'absorbeur et l'air ambiant), le gain d'énergie utile fourni par le collecteur peut être exprimé par :

$$P_u = A_c \cdot F_R \cdot [E_g \cdot (\tau_v \alpha_{\text{abs}}) - U(T_e - T_a)] \quad (\text{III.6})$$

F_R : Facteur caractérisant les pertes thermiques du capteur.

U : Coefficient global de perte de chaleur du capteur (W/m² °C).

T_a : Température ambiante (K).

α_{abs} : Coefficient d'absorptivité de l'absorbeur.

III.2. RENDEMENT DU CAPTEUR SOLAIRE

Le rendement du capteur solaire, est défini comme étant le rapport entre la quantité d'énergie utile récupérée et le rayonnement global incident [22]

La modélisation de notre capteur solaire est basée sur la méthode du rendement. L'équation du rendement [III.7] est donnée par le constructeur et dépend des températures d'entrée et de sortie du capteur, et des conditions climatiques [32]

III.2.1. Rendement global

$$\eta = \frac{P_u}{A_c \cdot E_g} \quad (\text{III.7})$$

Le rendement instantané du capteur est égal à la puissance instantanée collectée divisée par la puissance solaire reçue à la surface du capteur :

$$\eta = \frac{\dot{m} C_p (T_s - T_e)}{A_c \cdot E_g} \quad (\text{III.8})$$

A partir des équations (III.7) et (III.6), on obtient :

$$\eta = F_R \cdot (\tau_v \alpha_{abs}) - F_R U \frac{(T_e - T_a)}{E_g} \quad (\text{III.6})$$

Les termes $F_R (\tau_v \alpha_{abs})$, $F_R U$ sont deux quantités. Représentant respectivement le taux d'énergie absorbée et le taux d'énergie perdue.

Pour calculer le rendement d'un capteur solaire, nous utiliserons la formule suivante :

$$\eta = B - U \frac{T_m - T_e}{E_g} \quad (\text{III.10})$$

B : Facteur optique du capteur

U : Coefficient de déperditions du capteur [W/m².K]

T_m : Température moyenne du capteur [°C]

T_e : Température extérieure [°C]

E_g : Irradiation solaire [W/m²]

- **Facteur optique B**

Ce facteur (sans dimension) est le produit du coefficient d'absorption de l'absorbeur par le coefficient de transmission du vitrage. Il varie entre 0,5 et 0,8 suivant la nature du capteur (par rapport à la surface hors capteur). Il correspond aussi au rendement maximum du capteur. [33]

- **Coefficient U [W/m².K]**

Ce coefficient est représentatif des pertes thermiques du capteur. Il dépend essentiellement du niveau d'isolation du capteur et de la nature de l'absorbeur. Il varie fortement en fonction du type de capteur :

Capteur non vitré : 20 à 25 [W/m².K]

Capteur vitré : 5 à 8 [W/m².K]

Capteur sous vide : 1 à 2 [W/m².K] [33]

III.2.2. Rendement interne (thermique)

$$\eta_I = \frac{Pu}{P} \quad (\text{III.11})$$

III.2.3. Rendement optique (radiatif)

$$\eta_o = \frac{P}{Eg.A_c} \quad (\text{III.12})$$

III.3. PERTE GLOBALE D'ENERGIE

Les pertes thermiques sont dues à la différence de température entre l'absorbeur et le milieu ambiant. Elles se manifestent selon les trois modes de transfert de chaleur. Elles se divisent en trois catégories : les pertes vers l'avant, les pertes vers l'arrière et les pertes latérales.

III.3.1. Coefficient de pertes thermiques vers l'avant du capteur

Le coefficient des pertes thermiques global vers l'avant du capteur sera donné par la relation suivante :

$$U_{av} = \frac{1}{\frac{1}{h_{rvc} + h_{cvam}} + \frac{1}{h_{cabv} + h_{rabv}}} \quad (\text{III.12})$$

Avec :

h_{rvc} : Coefficient d'échange par rayonnement entre la vitre et le ciel (W/m^2K)

h_{cvam} : Coefficient d'échange par convection entre la vitre et l'air ambiant. (W/m^2K)

h_{cabv} : Coefficient d'échange thermique par convection entre la vitre et l'absorbeur (W/m^2K)

h_{rabv} : Coefficient d'échange par rayonnement entre l'absorbeur et la vitre (W/m^2K)

III.3.2. Coefficient des pertes thermiques vers l'arrière du capteur

Ce coefficient est moins important que celui d'avant, vu que le capteur est très bien isolé à l'arrière

$$U_{arr} = \frac{K_{isol}}{e_{isol}} \quad (\text{III.14})$$

K_{isol} : Coefficient de conductivité thermique de l'isolant (W/m.K).

e_{isol} : Epaisseur de l'isolant (m).

III.3.3. Coefficient de pertes thermiques latérales

La valeur de ce coefficient est inférieure à celle du coefficient de pertes arrière, vue que la surface latérale du capteur est peu importante [33].

$$U_{lat} = \frac{K_{isol}}{e_{isol}} + \frac{A_{lat}}{Ac} \quad (III.15)$$

A_{lat} : Surface latérale du capteur (m²)

Le coefficient de pertes thermiques global vers l'extérieur est la somme des trois coefficients.

$$U = U_{av} + U_{arr} + U_{lat} \quad (III.16)$$

III.2. MODELISATION D'UNE MACHINE FRIGORIFIQUE

III.2.1. Positionnement du problème

La modélisation est basée sur les lois de la conservation de chaleur et de masse au niveau de chaque élément, auxquelles on ajoute les équations d'équilibre de mélange NH₃-H₂O, l'enthalpie en tout point du cycle de la machine.

Le principe de fonctionnement de cette configuration de climatisation solaire est relativement similaire à un système à compression classique. En effet, le procédé fait appel à un condenseur et un évaporateur.

Il y a également une zone de haute pression et de basse pression. La différence vient du fait que la compression n'est pas mécanique, mais résulte du phénomène d'absorption/désorption.

III.2.2. Etude d'un cycle de réfrigération à absorption NH₃-H₂O

Un cycle de machine à absorption à ammoniac comporte huit éléments principaux (Figure III.3) :

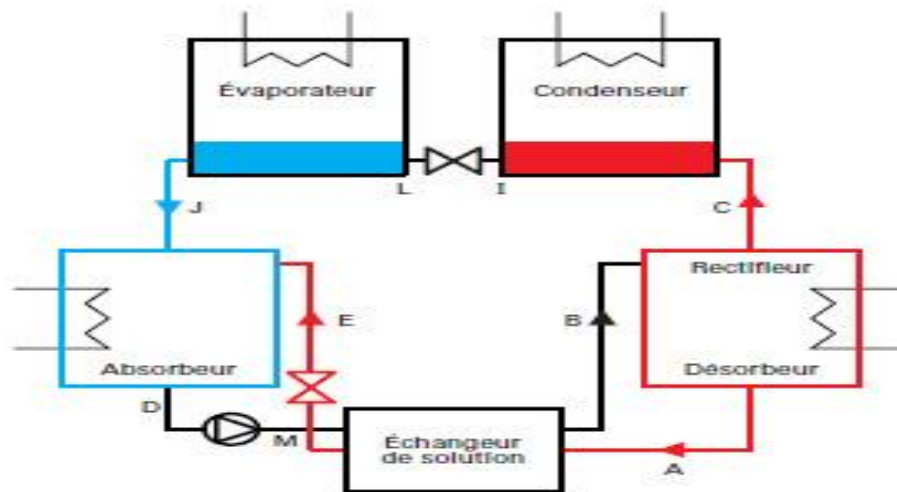


Figure III. 3 Schéma d'un cycle à absorption

- ❖ Un désorbeur-rectifieur, qui reçoit de la source chaude un flux de chaleur, et dans lequel entre la solution riche à haute pression, préchauffée dans l'échangeur de solution (B). Il en sort d'une part la vapeur de réfrigérant (NH₃) presque pure (C), et d'autre part la solution appauvrie (A).
- ❖ Le condenseur, dont sort la vapeur condensée et éventuellement sous-refroidie (I), la chaleur extraite étant rejetée à l'environnement.
- ❖ Un détendeur de réfrigérant, qui réduit la pression du réfrigérant, qui en sort à l'état diphasique à basse température (L) .
- ❖ Un évaporateur dans lequel le réfrigérant à basses pression et température est vaporisé et éventuellement légèrement surchauffé(J), en prélevant à la source froide le flux de chaleur utile (effet frigorifique) .
- ❖ Un absorbeur, dans lequel entrent le réfrigérant vaporisé et la solution pauvre préchauffée dans l'échangeur de solution, et du quel sort la solution riche (D), la chaleur extraite étant rejetée à l'environnement.
- ❖ Un échangeur de solution, qui permet d'effectuer une régénération interne entre la solution riche et la solution pauvre.
- ❖ Une pompe est nécessaire pour pressuriser la solution riche avant son entrée dans l'échangeur.
- ❖ Un détendeur en sortie d'échangeur ramène la solution pauvre à la pression de l'absorbeur.

On notera que le condenseur, le détendeur de réfrigérant et l'évaporateur fonctionnent de la même manière que dans un cycle frigorifique à compression de vapeur. Nous analysons ci-dessous un tel cycle en le représentant à la fois dans les lentilles d'équilibre isobares et dans le diagramme de Merkel, puis nous le représenterons dans le diagramme d'Oldham. Les valeurs numériques permettant de construire ces diagrammes ont été calculés par un progiciel. Le lecteur intéressé par une étude très détaillée de ces cycles pourra se référer aux articles [20].

Il y trouvera notamment des explications précises sur la manière de calculer une rectification.

Dans le désorbeur, qui reçoit un apport de chaleur, la solution riche est partiellement vaporisée (B-C) à 120 C° , et partiellement appauvrie et chauffée (B-A) jusqu'à 140 C° . B-C est un segment horizontal sur la lentille d'équilibre isobare de la (figure III.2), et sur le diagramme de Merkel de la (figure III.3) un segment oblique qui se construit aisément grâce aux courbes auxiliaires. B-A suit dans les deux cas l'isobare saturée. La détermination du point A suppose que l'on se donne une hypothèse sur le fonctionnement du désorbeur : soit la température T_A , soit la fraction massique en liquide de solution pauvre x_p , soit la chaleur fournie. On notera que l'appauvrissement de la solution n'est rendu possible que par un arrangement particulier de l'appareil, par exemple à contre-courant, si non $T_A = T_C$. Il importe d'expliquer que le désorbeur est isotherme, tout en présentant sur le diagramme de Merkel des points A, B et C positionnés comme dans notre exemple, ce qui est impossible physiquement.

- $A:T = 140\text{C}^\circ, P = 20\text{ bar}, = 0.28$ Liquide pauvre sortie désorbeur contre-courant.
- $B:T = 120\text{C}^\circ, P = 20\text{ bar}, = 0.37$ Début vaporisation liquide riche.
- $C:T = 120\text{C}^\circ, P = 20\text{ bar}, = 0.93$ Vapeur issue du liquide riche.

La vapeur sortant en C du désorbeur est ensuite rectifiée, c'est-à-dire légèrement refroidie (ici à 97C°), car son titre est insuffisant en réfrigérant. Cette opération permet d'obtenir en G de la vapeur presque pure ($y = 0,995$).

La détermination du point G (sur la courbe de rosée) suppose que l'on se donne sa température ou son titre en vapeur. Il sort aussi du rectifieur une très petite quantité de liquide (H) qui généralement retombe dans l'absorbeur où elle est mélangée avec le liquide pauvre. Le point H se déduit simplement de G sur les deux diagrammes : il est sur la courbe de bulle à la température et à la pression de G.

- $G:T = 97\text{C}^\circ, = 20\text{ bar}, = 0.995$ vapeur sortie rectifieur .
- $H:T = 97\text{C}^\circ, = 20\text{ bar}, = 0.47$ liquide sortie rectifieur .
- $F:T = 97\text{C}^\circ, = 20\text{ bar}, = 0.93$ état moyen rectifieur.

La vapeur de réfrigérant est dirigée vers le condenseur, dont elle sort en I, à la haute pression et à 54C° . Elle est alors détendue isenthalpiquement (point I dans le diagramme de Merkel et la lentille d'équilibre isobare, point L dans la lentille).

Le point est dans la zone diphasique à la basse pression. Le réfrigérant est ensuite vaporisé dans l'évaporateur jusqu'au point J. Pour déterminer les points I et L, on fait généralement l'hypothèse que le réfrigérant est pur, et on utilise le diagramme (h, P) ou (T, s) de l'ammoniac.

- I : $T = 54\text{C}^\circ, P = 20\text{ bar}, y = 0,995$ liquide condensé sortie condenseur ;
- L : $T = -15\text{C}^\circ, P = 2\text{ bar}, z = 0,995$ diphasique sortie détendeur, entrée évaporateur.

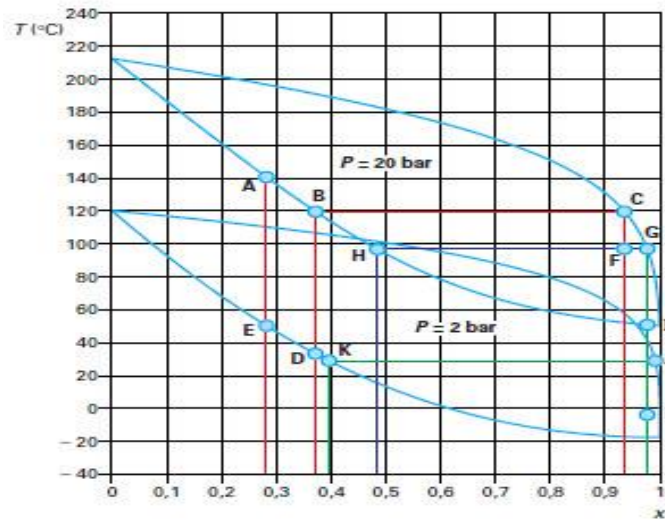


Figure III. 4 : Lentilles d'équilibre isobares à 2 et 20 bar [34]

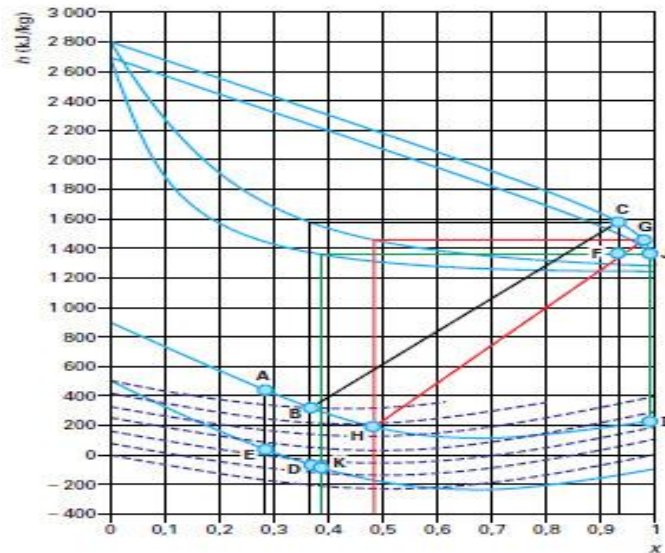


Figure III. 5 : Diagramme de Merkel NH3-H2O [34]

La solution pauvre réchauffe la solution riche dans un échangeur régénérateur liquide-liquide. Les fractions massiques x_r et x_p des deux solutions étant constantes, ces deux évolutions correspondent sensiblement aux segments verticaux (A-E) et (D-B) dans les deux types de diagrammes que nous considérons. On remarque sur le diagramme de Merkel que les enthalpies massiques mises en jeu sont comparables, et les niveaux de température compatibles. Comme les débits des deux solutions sont peu différents, l'échange de chaleur peut se faire. En toute rigueur, les points E et B ne sont pas exactement situés sur les courbes de bulle correspondant à leur pression : leur état exact dépend des caractéristiques de l'échangeur de solution. Pour la simplicité de l'analyse, nous ne tiendrons pas compte de cet écart dans ce qui suit.

- D : $T = 30^\circ\text{C}$, $P = 2 \text{ bar}$, $Z = 0,37$ liquide riche en sortie absorbeur.
- E : $T = 55^\circ\text{C}$, $P = 2 \text{ bar}$, $Z = 0,28$ liquide pauvre en sortie échangeur de solution.

Dans l'absorbeur, la vapeur (supposée pure) issue de J est condensée en K, puis mélangée au liquide pauvre pour donner la solution riche qui sort en D, l'opération

nécessitant une extraction de chaleur. La détermination du point D suppose que l'on se donne une hypothèse complémentaire sur le fonctionnement de l'absorbeur : soit la valeur du titre de la solution riche, soit sa température, soit la chaleur extraite.

Comme indiqué précédemment, le point B se déduit de D, connaissant sa pression et x_r .

- J : $T = 45^\circ\text{C}$, $P = 2 \text{ bar}$, $y = 0,995$ vapeur sortie évaporateur.
- K : $T = 45^\circ\text{C}$, $P = 2 \text{ bar}$, $x = 0,395$ vapeur condensée dans l'absorbeur.

Pour être précis, il faudrait représenter le point M en sortie de la pompe de solution riche. Toutefois, comme la compression à l'état liquide est quasiment isotherme, et met en jeu un travail faible, M serait quasiment confondu avec D, étant bien entendu qu'il n'est pas à l'équilibre liquide-vapeur, mais à l'état liquide sous-refroidi.

- M : $T = 30^\circ\text{C}$, $P = 20 \text{ bar}$, $Z = 0,37$ sortie pompe de solution riche.

Appelant \dot{m} le débit de réfrigérant.

\dot{m}_p le débit de la solution pauvre.

\dot{m}_r le débit de la solution riche, le bilan matière (débit masse total et débit-masse du réfrigérant) du désorbeur donne :

$$\dot{m}_r = \dot{m} + \dot{m}_p \quad (\text{III.17})$$

$$\dot{m}_r X_r = \dot{m} + \dot{m}_p X_p \quad (\text{III.18})$$

Ce système d'équation permet d'exprimer \dot{m}_r et \dot{m}_p en fonction de \dot{m} , X_p et X_r

$$\dot{m}_r = \dot{m} \frac{1 - X_p}{X_r - X_p} \quad (\text{III.19})$$

$$\dot{m}_p = \dot{m} \frac{1 - X_r}{X_r - X_p} \quad (\text{III.20})$$

$$\dot{m} = 1, \dot{m}_p = 8, \dot{m}_r = 7.$$

Les puissances thermiques mises en jeu dans les transformations sont les suivantes (dans le cadre des hypothèses simplificatrices que leurs courbes de bulle respectives) :

Bilan du Condenseur :

$$Q_{cond} = \dot{m} (h_l - h_g) = 1(232 - 1440) = -1208 \text{ KW} \quad (\text{III.21})$$

Bilan d'Evaporateur :

$$Q_{evap} = \dot{m} (h_j - h_l) = 1(1375 - 232) = 1143 \text{ KW} \quad (\text{III.22})$$

Bilan de Désorbeur :

$$Q_{des} = \dot{m}h_C + \dot{m}_p h_A - \dot{m}_r h_B = 1*1575 + 8*450 - 7*325 = 2900 \text{ KW} \quad (\text{III.23})$$

Bilan d'Absorbeur :

$$Q_{abs} = -\dot{m}h_J - \dot{m}_p h_E + \dot{m}_r h_D = -1*1375 - 8*50 + 7*(-65) = -2230 \text{ KW} \quad (\text{III.24})$$

Bilan de l'échangeur de solution riche :

$$Q_{sol} = \dot{m}_r(h_B - h_D) = 7(325 - (-65)) = 2730 \text{ KW} \quad (\text{III.25})$$

Bilan de l'échangeur de solution pauvre :

$$Q_{sol} = \dot{m}_p(h_A - h_E) = 8(450 - 50) = 3200 \text{ KW} \quad (\text{III.26})$$

La puissance mécanique de la pompe de solution riche :

$$W_p = \dot{m}_r(h_M - h_D) \neq 0 \quad (\text{III.27})$$

Que l'on peut estimer égal à $V\Delta P$.

Le COP est défini comme le rapport de la puissance utile Q_{evap} à la puissance payante ($Q_{des} + W$).

Cette manière de faire comporte l'hypothèse implicite que l'échangeur de solution est équilibré, ce qui n'est pas tout à fait vérifié comme le montrent les tableaux 1 et 2, valables pour un cycle sans sous-refroidissement en sortie de condenseur. En négligeant la puissance W , il vient :

$$COP = \frac{Q_e}{Q_{des} + W_p} \quad (\text{III.28})$$

$$COP = \frac{\dot{m}(h_J - h_I)}{\dot{m}h_C + \dot{m}_p h_A - \dot{m}_r h_B} = \frac{1(1375 - 232)}{1*1575 + 8*450 - 7*325} = 0,394$$

$$COP = \frac{\dot{m}(h_J - h_I)}{h_C \frac{1-X_p}{X_r - X_p} - h_A - \frac{1-X_r}{X_r - X_p} h_B} = 0,394 \quad (\text{III.29})$$

	T (c°)	P (bar)	z	X	y	H (kJ/kg)	ṁ (kg/s)
A	140	20		0,28		450	8
B	120	20		0,37		325	7
C	120	20			0,93	1575	7
D	30	2	0,37			-65	7
E	55	2		0,28		50	8
F	97	20	0,93			1330	
G	97	20	0,995			1440	1
H	97	20				200	
I	54	20			0,995	232	1
J	45	2			0,995	1375	1
K	45	2		0,395		-60	1
L	15	2	0,995			232	1
M	45	20				-60	7

Tableau III. 1 État des points du cycle à absorption

Condenseur	-1208
Evaporateur	1143
Désorbeur	2900
Absorbeur	-2230
Echangeur de solution riche	2730
Echangeur de solution pauvre	3200
Travail pompe	5 (estimation)
COP	0,394

Tableau III. 2 Performances du cycle à absorption

Toutefois, la température la plus basse dans l'absorbeur étant égale à 30 C° , on peut sans difficulté utiliser la source froide pour sous-refroidir à cette température le réfrigérant liquide, ce qui baisse l'enthalpie des points I et L, et donc le titre en vapeur après détente.

L'enthalpie mise en jeu dans l'évaporateur augmente, et le COP augmente légèrement (d'environ 10 %, passant de 0,4 à 0,44).

Il est possible de représenter dans le diagramme d'Oldham les points de ce cycle à l'équilibre liquide-vapeur (figure II.4). On appelle cycle des solutions cette représentation. Il a la forme caractéristique d'un losange que nous avons évoquée plus haut. On note que les analyses que permet ce type de diagramme sont beaucoup plus sommaires que celles que procure le diagramme de Merkel : les seules informations dont on dispose sont les pressions, les températures et les fractions massiques de la solution.

Le cycle à absorption que nous venons de présenter fonctionne selon un cycle dit à simple effet, conduisant à des performances relativement limitées. Si l'on dispose d'une source de chaleur à température suffisamment élevée, on peut utiliser des cycles plus performants, dits à effet multiple ou en cascade. Le lecteur intéressé pourra se référer à la littérature spécialisée.

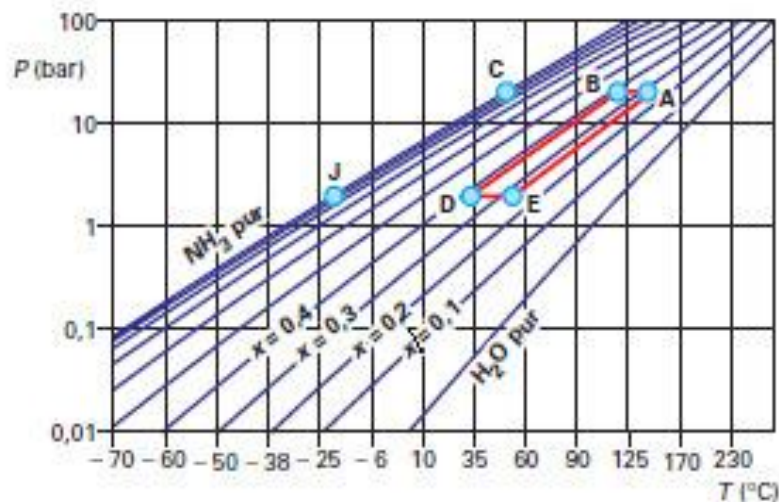


Figure III. 6 Représentation dans le diagramme de Oldham NH₃-H₂O

CHAPITRE IV :

L'ENVIRONNEMENT DE

SIMULATION TRNSYS

Introduction

Dans ce chapitre, une simulation dynamique d'un système de rafraîchissement solaire à absorption sera réalisée à l'aide de logiciel **TRNSYS**. Le logiciel de simulation **TRNSYS** est un environnement complet et extensible, dédié à la simulation dynamique des systèmes.

TRNSYS (**TraN**sient **S**ystem **S**imulation program) est un environnement de simulation des systèmes énergétiques qui fut initialement développé par l'université du Wisconsin pour pouvoir faire des simulations des composants relatifs à l'utilisation de l'énergie solaire thermique et photovoltaïque, les systèmes HVAC, la géothermie, l'énergie éolienne, les stratégies de régulation ... mais aussi la modélisation détaillée des bâtiments et leur couplage avec différents systèmes énergétiques.

Le logiciel est basé sur les modèles de type « boîte noire » écrits en fortran ou en C++ qu'on désigne par « type » dans **TRNSYS** et qui font partie des éléments de la bibliothèque de **TRNSYS** mais peuvent aussi être créés et paramétrés par l'utilisateur et classés dans la bibliothèque à l'instar de la bibliothèque payante « TESS » qu'on peut ajouter à la bibliothèque de **TRNSYS** et dont les éléments ont été créés et regroupés sous forme de Plugin. Les modèles « types » sont couplés entre eux par les interconnexions entre les entrées et les sorties sur chaque modèle, les entrées peuvent être soit les sorties d'un autre équipement soit imposées par l'utilisateur, les sorties peuvent soit faire l'objet d'entrées à un autre modèle, ou bien être exploitées autrement (affichage sous forme de graphe, intégration pour quantifier une grandeur le long d'une durée de temps donnée, utilisation dans des équations mathématiques...). Outre les entrées et sorties il existe un paramètre « paramètre » qui caractérise chaque équipement en général il représente les constantes du modèle de l'équipement par exemple pour un capteur solaire : l'inclinaison, l'orientation, la surface, les constantes...

Une autre caractéristique de **TRNSYS** c'est qu'il utilise dans la simulation des fichiers météo « weather », ces fichiers contiennent des données horaires annuelles de plusieurs paramètres (températures, humidités, rayonnements solaires, vitesse du vent, pression ...) en d'autres termes quand on fait des simulations on ne se contente pas de simuler des systèmes énergétiques mais aussi les tester dans différents climats.

En **TRNSYS**, le pas temporel est l'unité de temps « heure » s'il y'a modification par l'utilisateur vers un pas inférieur le calcul se fait alors par interpolation entre une heure et une autre, si l'on veut lancer la simulation sur une période donnée, on doit connaître les heures correspondantes, par exemple pour lancer une simulation au 1 mars de 00h00 à 24h00 on choisit les heures correspondant aux jours en commençant du premier janvier donc de l'heure 14h16 à l'heure 14h40, ce qui nous donne sur une période de 1 an c'est-à-dire 365 jours 8760 heures.

Pour le bâtiment on utilise un autre environnement dérivé qui s'appelle **TRNBUILD** dans lequel on peut concevoir des bâtiments en détail (dimensions, orientations, matériaux de construction...) pour pouvoir les utiliser sous **TRNSYS**. Plus de détails seront présentés ultérieurement sous forme d'annexe.

❖ Avantages

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

IV.1. TRNSYS Simulation Studio

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

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

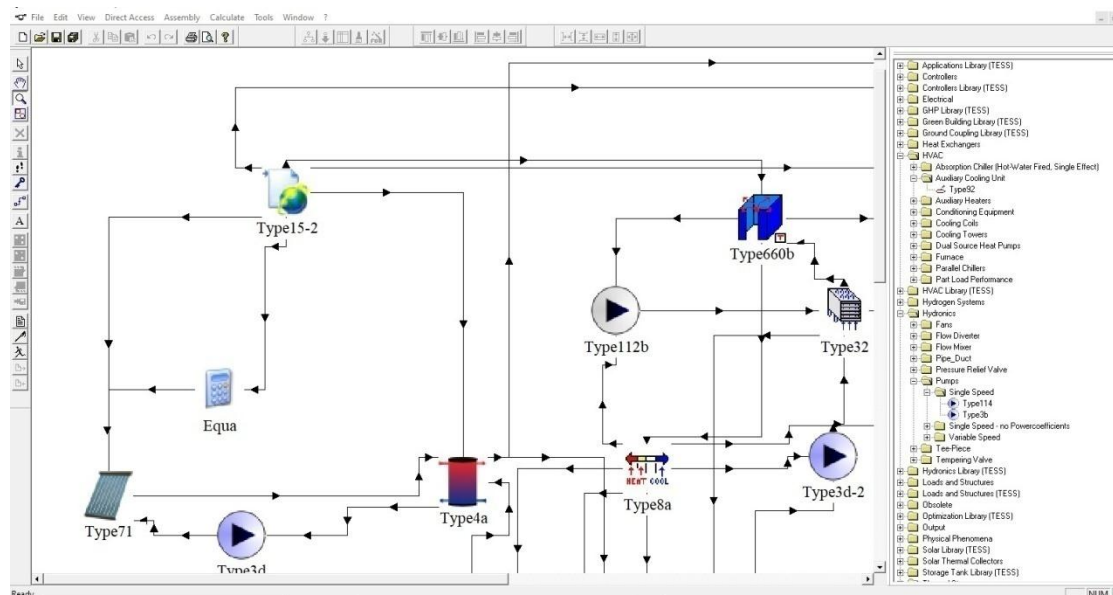


Figure IV. 1 Interface du logiciel TRNSYS

IV.2. Vue sur le simulateur TRNSYS

Le simulateur TRNSYS s'appuie sur le principe de la simulation dynamique c'est-à dire qu'il tient compte de la variation du temps, son environnement est composé d'un espace de travail, les barres d'outils et de la bibliothèque des modèles sous forme d'icônes placées dans des fichiers dans l'onglet Library l'insertion des modèles dans l'espace de travail se fait par glissement avec le curseur.

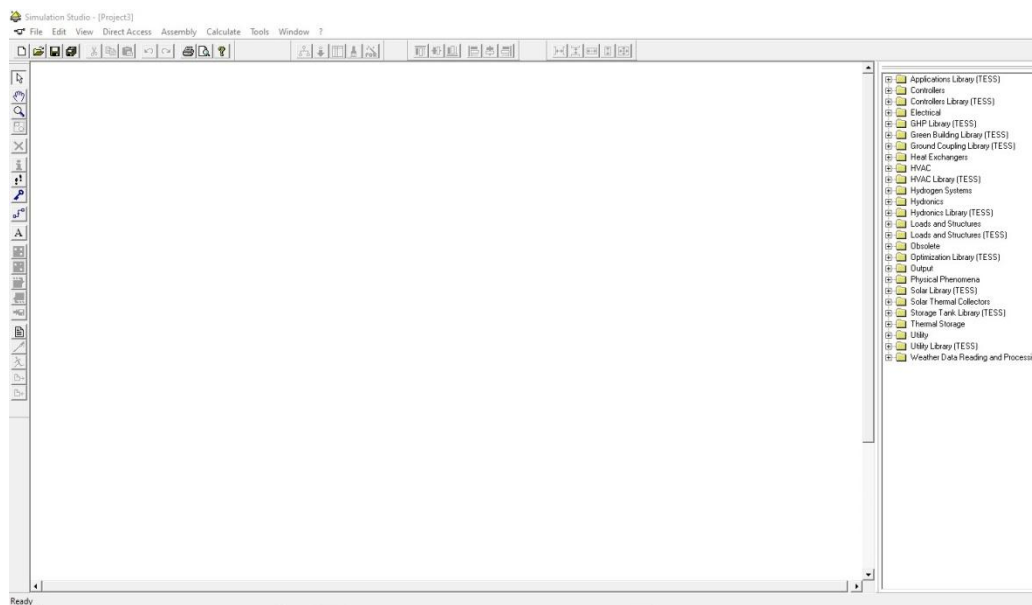


Figure IV. 2: Espace de travail de TRNSYS

Une fois l'icône du modèle appelé «type » est inséré on peut modifier ses paramètres par exemple la puissance d'une machine, les coefficients de déperditions dans un capteur..., les modèles sont liés entre eux par des flèches, si on fait un double clic de la souris on pourrait gérer les entrées sorties, il existe des outils de sortie finaux tels que l'afficheur de graphe, ou l'intégrateur et l'imprimante qui exporte les données dans un fichier externe, mais aussi des entrées qui lisent leurs données sur un fichier telles que les fichier météo, pour gérer les paramètres de simulations tels que le début et la fin de simulation ainsi que le pas horaire on clic sur l'icône « control cards », on peut également insérer des icones « équation » pour traiter des données par exemple additionner des débits, calculer un rendement...

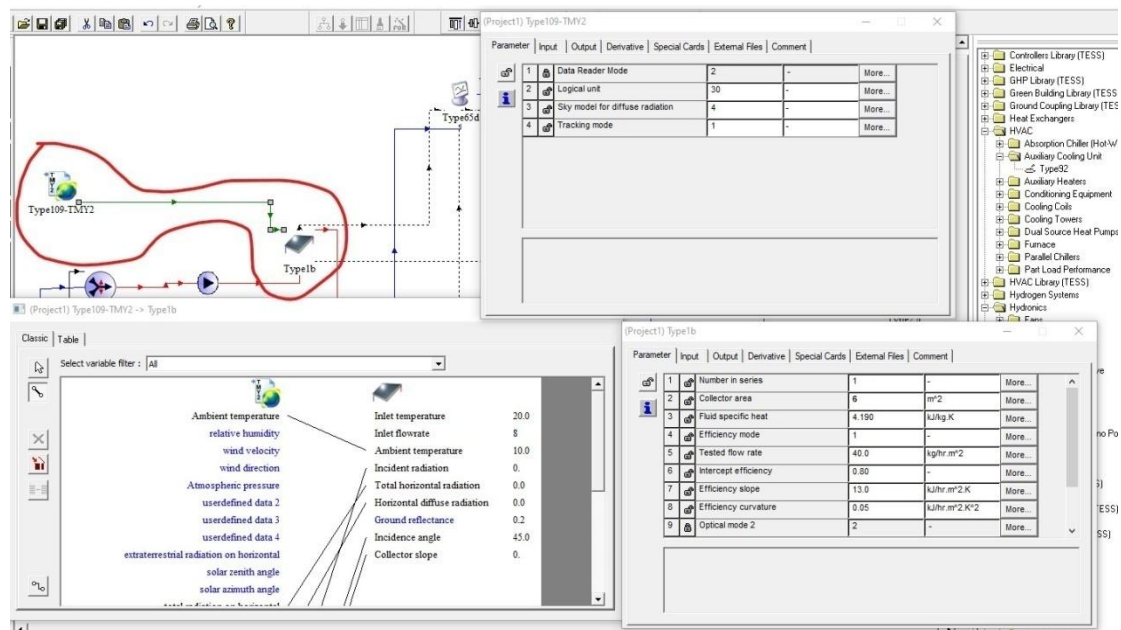


Figure IV. 3 Liens entrée-sortie entre modèles et fenêtre de paramètres de simulation

Sur la figure IV. 3 on peut voir un fichier un collecteur qui tire ses entrées d'un fichier météo et qui ensuite affiche sa température de sortie ainsi que le débit sur un afficheur de graphe.

TRNSYS contient tant d'autres fonctionnalités mais nécessite une bonne compréhension afin de pouvoir l'exploiter correctement et savoir surtout gérer les erreurs qui surviennent à chaque fois, méthodiquement il est recommandé de se référer au manuel d'utilisation contenu dans la documentation qui accompagne le logiciel.

IV.3. Les conditions de simulation

Cette simulation a été réalisée en fonction des conditions climatiques et géographiques de la ville de Laghouat.

Longitude	Latitude	Altitude	Température Max	Albédo
2,9 E	33,8 N	765 m	39 °C	0,20

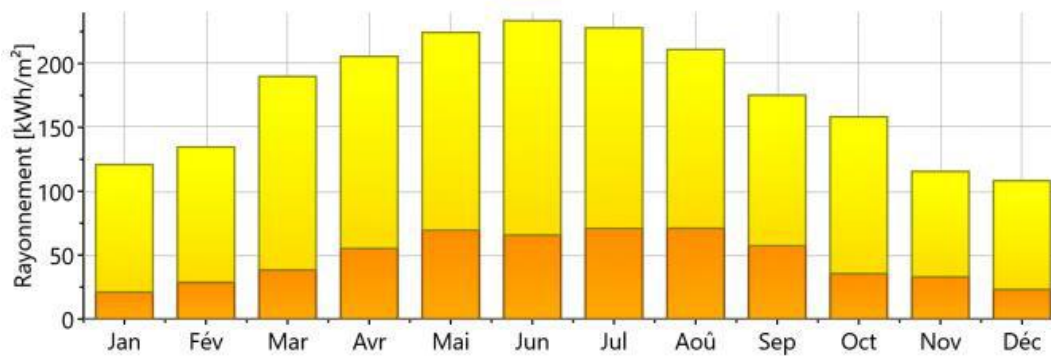


Figure IV. 4 variation de rayonnement mensuel de Laghouat

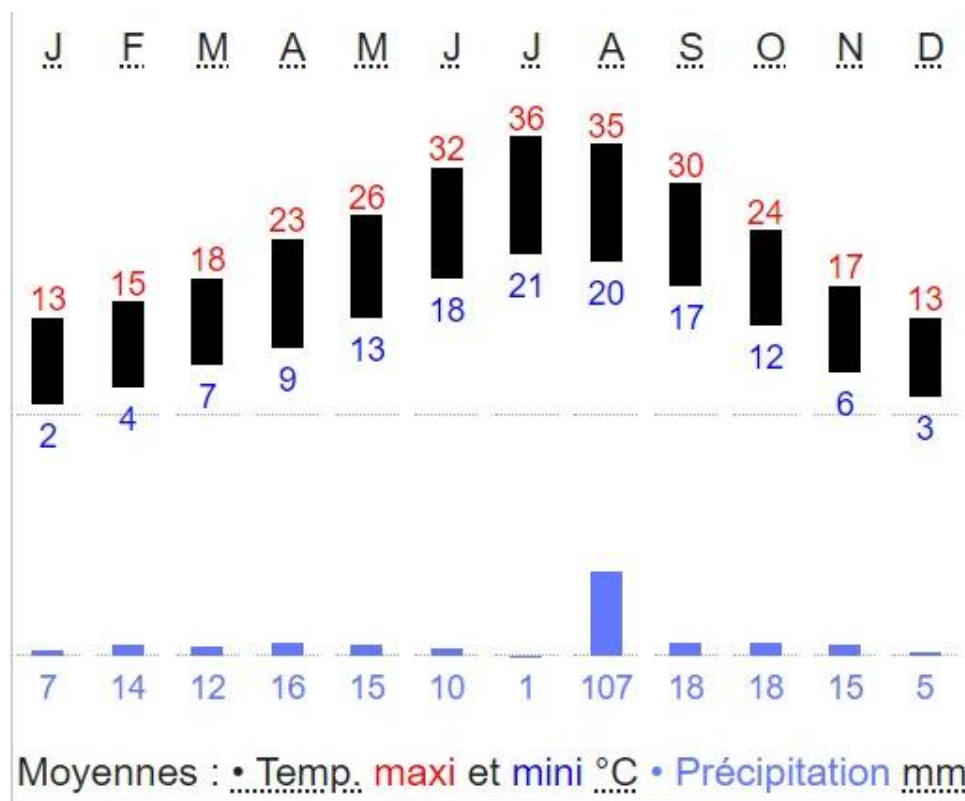


Figure IV. 5 variation de la température mensuelle de LAGHOUAT

IV.4. Simulation de l'installation à absorption

IV.4.1. Représentation sous TRNSYS

Dans ce travail nous prévoyons une simulation numérique par TRNSYS_16 d'une machine solaire à absorption utilisant le couple (NH₃/H₂O) comme fluide de fonctionnement sous les données climatique de la ville de LAGHOUAT. Cette installation est constituée de 6,10, 14m² de captage. Un modèle de simulation dynamique détaillée de l'installation solaire et les organes de la machine a été développé pour différentes conditions de fonctionnement et comparées avec les données de mesure afin de prédire les performances du système.

La figure IV.7 représente la modélisation de la machine frigorifique à absorption alimentée par l'énergie solaire, pour la réalisation en utilise les types

suivantes: 1)- fichier météo de la région de LAGHOUAT, 2)- deux types du deviseur, 3)- trois types du mélangeur, 4)- deux types du pompe, 5)-capteur, 6)-ballon de stockage, 7)- bouilleur, 8)- condenseur, 9)- évaporateur, 10)- absorbeur, 11)- échangeur de chaleur, 12)-ploter les résultats, 13)-débitmètre.

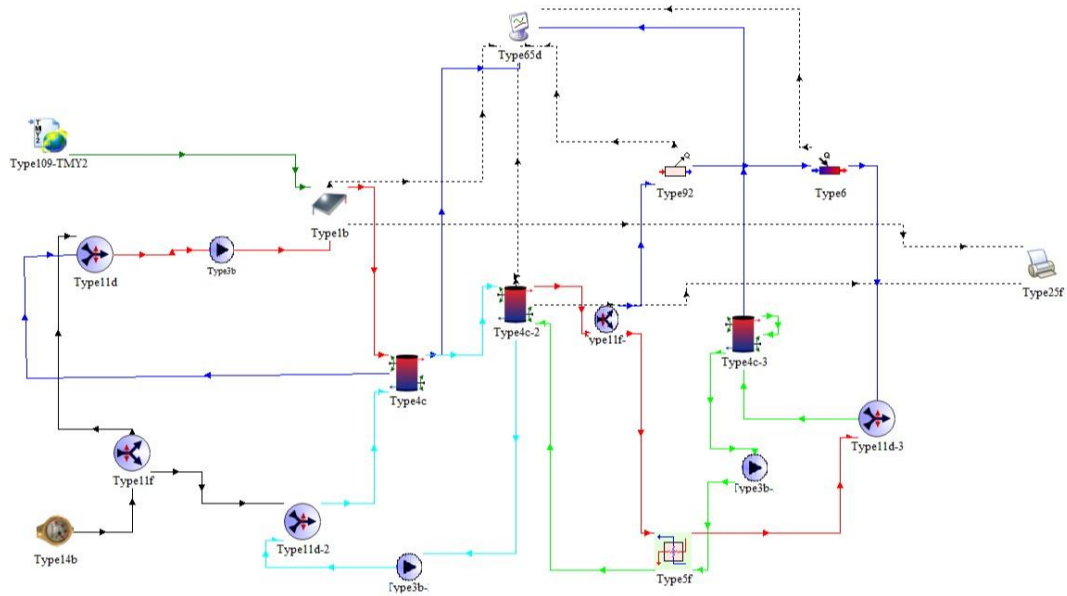




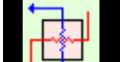



Figure IV. 6 La configuration de machine a absorption sous TRNSYS simulation Studio.

 Type109-TMY2	Permettant de simuler les conditions météorologiques d'une ville définie et l'irradiation résultante sur les capteurs en fonction de leurs orientations et Leurs inclinaisons
 Type11d	C'est un mélangeur d'écoulement
 Type65d	Cet élément permet de sortir sous forme de courbe ou de tableau Excel les différents résultats de la simulation
 Type14b	Tirage d'eau (La source)
 TYPE5f	Échangeur de chaleur (contre-courant)
 Type25f	Traceur en line

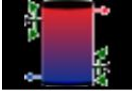

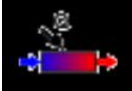



 Type4c	Réservoir de stockage stratifié
 Type1b	Capteur plan de surface
 Type6	Évaporateur
 Type3b	Pompe avec une seule vitesse
 Type92	Condenseur
 Type92	Diviseur

Tableau. IV. 1 La description des différents éléments constitutifs de ce système

Chapitre V : Résultats et discussions

Introduction

La simulation de système absorption solaires a donné des résultats qu'on va discuter dans ce dernier chapitre. La présentation des résultats est faite en deux manières, l'une est hebdomadaire consiste à présenter des résultats pour la première semaine du mois de janvier et de Juillet.

Une partie des résultats de TRNSYS sont traités et représentés graphiquement et l'autre partie sont exportés dans des fichiers Origine où ils sont traités et représentés graphiquement.

Le deuxième est saisonnier, elle présente les résultats pour la saison entière de climatisation pour la ville de LAGHOUAT.

V.1. Coefficient de performance COP

V.1.1. Influence de la température d'évaporation et de condensation sur COP

La température au niveau de l'évaporateur et du générateur et de l'absorbeur sont constantes ($T_e=5^\circ\text{C}$, $T_a=30^\circ\text{C}$ et $T_g=90^\circ\text{C}$) et on a fait varier les températures condenseur.

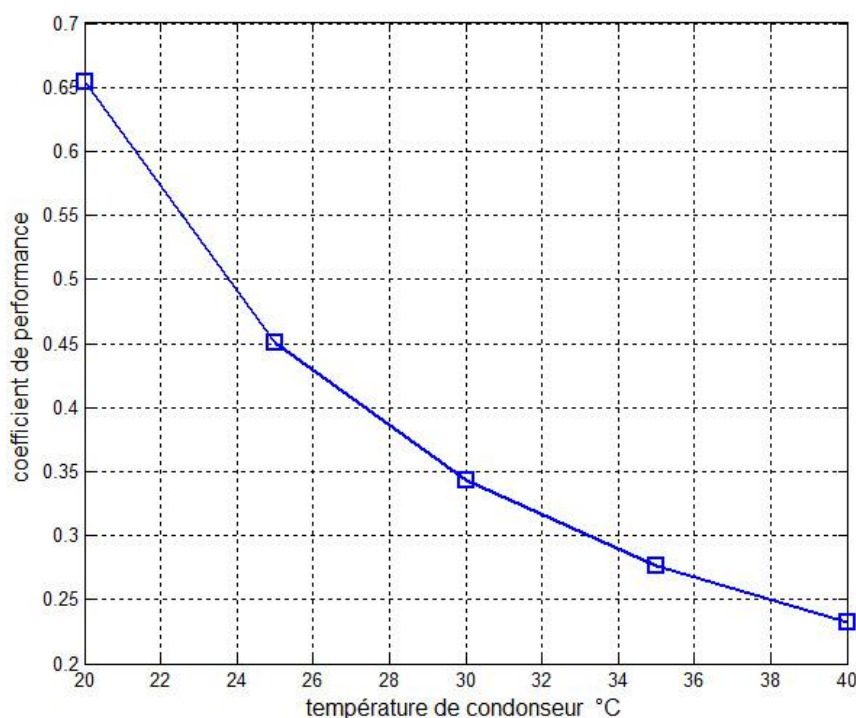


Figure V. 1 Influence de la température de condenseur sur le coefficient de performance de la machine frigorifique

La température au niveau du condenseur et du générateur sont constantes ($T_c=30^\circ\text{C}$ et $T_g=90^\circ\text{C}$) et on a fait varier les températures de l'absorbeur et de l'évaporateur.

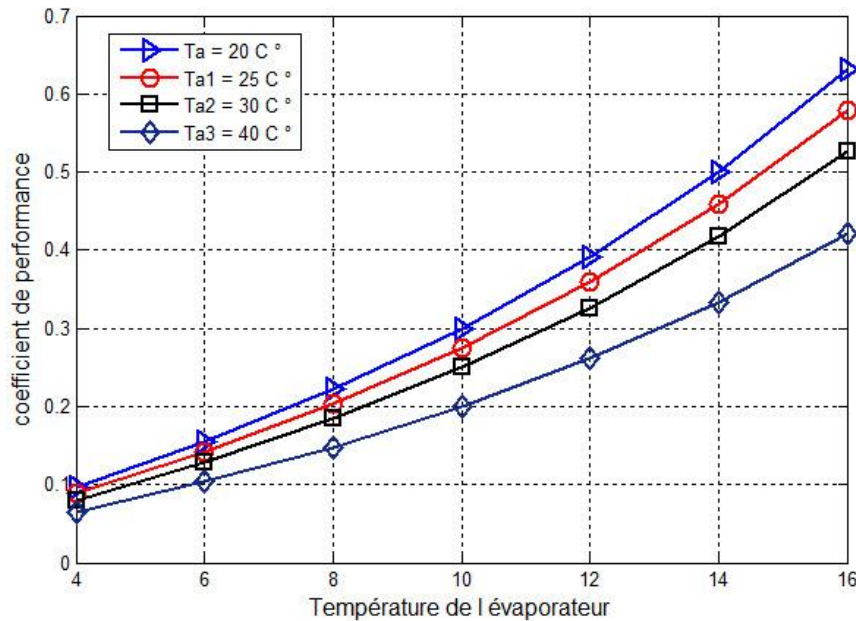


Figure V. 2 Influence de la température d'évaporation sur le coefficient de performance de la machine frigorifique

On remarque une forte augmentation du COP avec l'augmentation de la température d'évaporation (Figure V.2) et une forte diminution du COP avec l'augmentation de la température de condensation (Figure V.1). Selon les résultats obtenus on peut dire qu'une augmentation de 2°C de la température d'évaporation signifie une augmentation de 7.5% du COP de la machine frigorifique et qu'une augmentation de 5°C de la température de condensation entraîne une diminution de 4% du COP de la machine frigorifique. Les températures d'évaporation et de condensation jouent le rôle majeur dans la variation du coefficient de performance de la machine frigorifique.

Mais on remarque sur la figure (V.2) que pour une température de l'évaporateur fixe on a une diminution de COP de (0.05) avec l'augmentation de la température d'absorption de 5°C.

La température au niveau du condenseur et l'absorbeur sont constantes ($T_c=30\text{C}^\circ$ $T_a=25\text{C}^\circ$) et on a fait varier les températures du l'évaporateur et du générateur.

V.1.2. Influence de la température du générateur

Dans cet exemple, on prend une machine à absorption à simple effet. La température au niveau de l'absorbeur et du condenseur sont constantes ($T_a = 25\text{C}^\circ$; $T_c = 30\text{C}^\circ$) et on a fait varier les températures du générateur et de l'évaporateur.

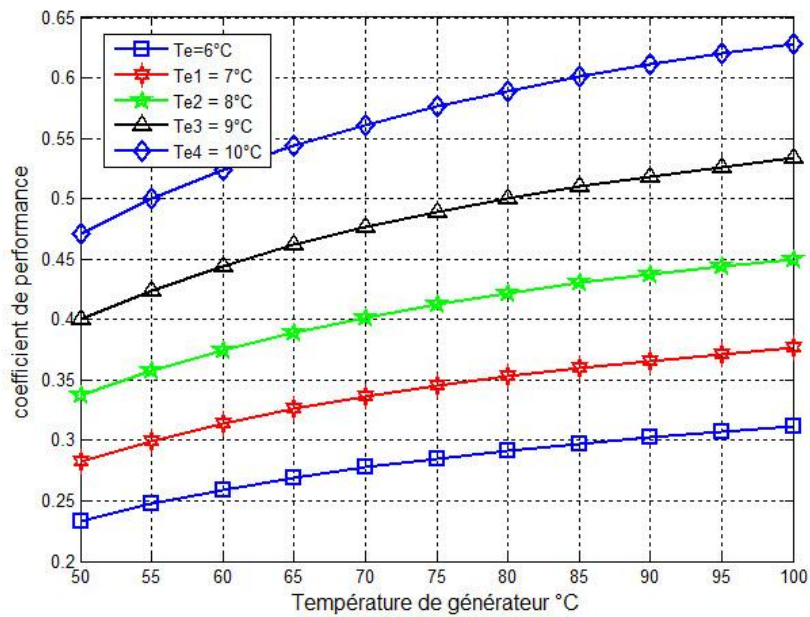


Figure V. 3 Variation du COP en fonction de la température du générateur pour différents valeurs de T_e

La température au niveau de l'évaporateur et du condenseur sont constantes ($T_e = 5^\circ\text{C}$, et $T_c = 30^\circ\text{C}$) et on a fait varier les températures du générateur et de l'absorbeur .

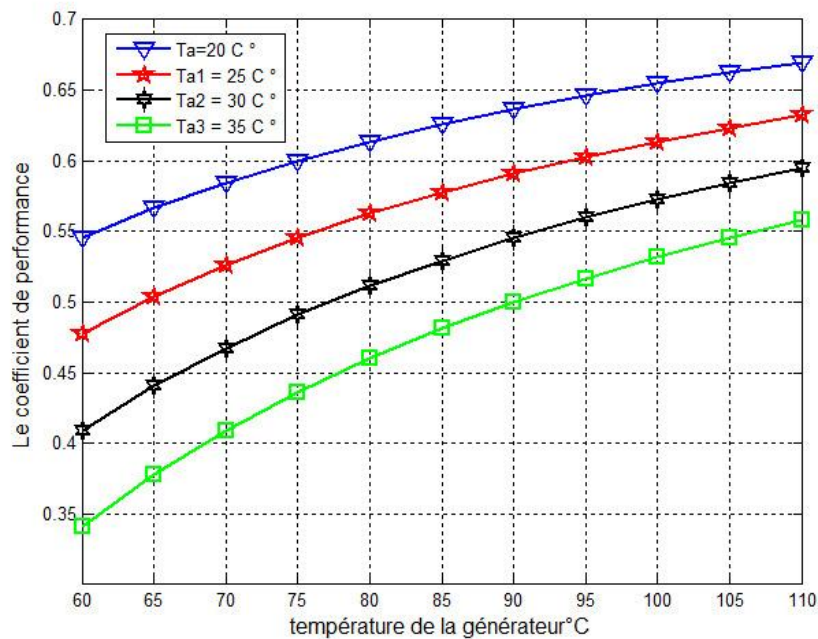


Figure V. 4 Variation du COP en fonction de la température du générateur pour différentes valeurs de T_a

Dans cet exemple La température au niveau de l'absorbeur et du condenseur sont constantes ($T_a = 25^\circ\text{C}$, et $T_c = 30^\circ\text{C}$) et on a fait varier les températures du générateur et de l'évaporateur.

La figure (V.3), montre la variation du coefficient de performance en fonction de la température du générateur T_g , pour des températures d'évaporation différente et une température de condenseur constante ($T_c = 30^\circ\text{C}$) et la figure (V.4) montre la variation du coefficient de performance en fonction de la température du générateur

Tg, pour des températures d'absorption différentes et une température d'évaporateur constante.

Le coefficient de performance augmente avec l'augmentation de la température de générateur ; quelle que soit la température de l'absorption et l'évaporateur, on remarque que cette augmentation est plus importante avec l'augmentation température de générateur et en même temps l'augmentation de la température de l'évaporateur, les températures de l'absorption étant basses.

On est obligé d'augmenter la température du générateur pour avoir un rendement important de la machine frigorifique à absorption.

Après avoir lancée la simulation, nous avons pris les valeurs suivantes.

$$\dot{m}=1\text{kg/s}, \quad \dot{m}_p=8\text{kg/s}, \quad \dot{m}_r=7\text{kg/s}.$$

$$h_j=1375\text{KJ/Kg}, \quad h_l=232\text{KJ/kg}, \quad h_c=232\text{KJ/kg}, \quad h_A=232\text{kJ/Kg}, \quad h_B=232\text{KJ/Kg}$$

Le calcul du COP donne :

$$\text{COP} = 0,394$$

Le coefficient de performance COP de la machine à absorption est représenté dans la figure (V.5). Il est de 0,394 avec un régime permanent représentant le fonctionnement normal de la machine durant 1344 heures

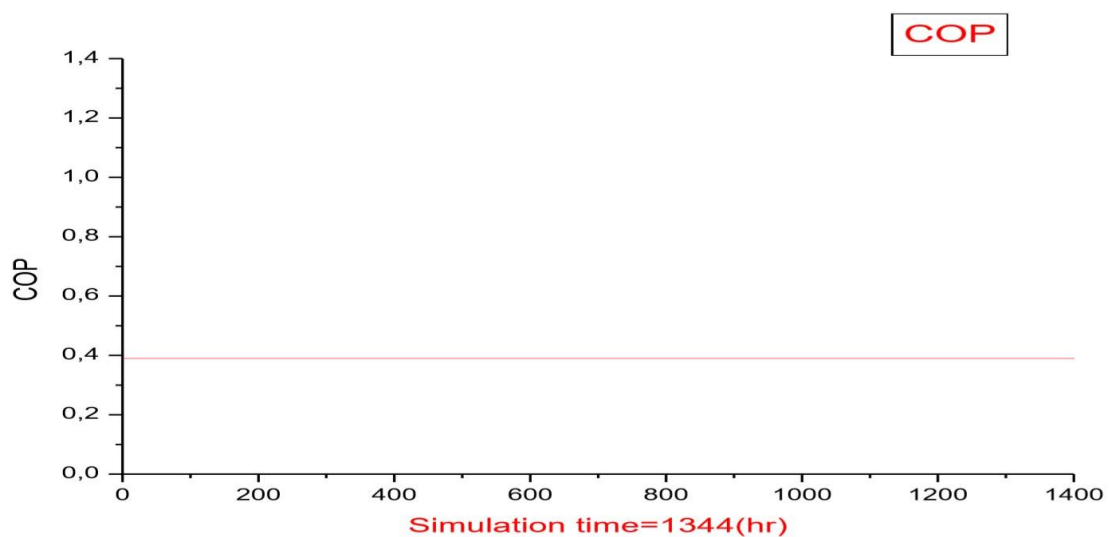


Figure V. 5 Le coefficient de performance de la machine a absorption.

V.2. Influence de la surface de captation sur la température de sortie du capteur

Pour voir l'influence de la surface du captage sur les températures de sortie du capteur et la température des bouilleurs. Nous avons varié la surface de captage de 6m^2 , 10m^2 et 14m^2 . On constate qu'au fur et à mesure on augmente la surface de captage, les températures augmentent car le fluide caloporteur a assez de temps pour changer la chaleur absorbée. En variant la surface de captage, les températures de sortie de capteur oscillent entre ($65\text{ }^\circ\text{C}$ à $110\text{ }^\circ\text{C}$) pendant la première semaine du mois de janvier (Fig. V.6), et oscillent entre ($80\text{ }^\circ\text{C}$ à $120\text{ }^\circ\text{C}$) pendant la première semaine du mois de juillet (Fig.V.7).

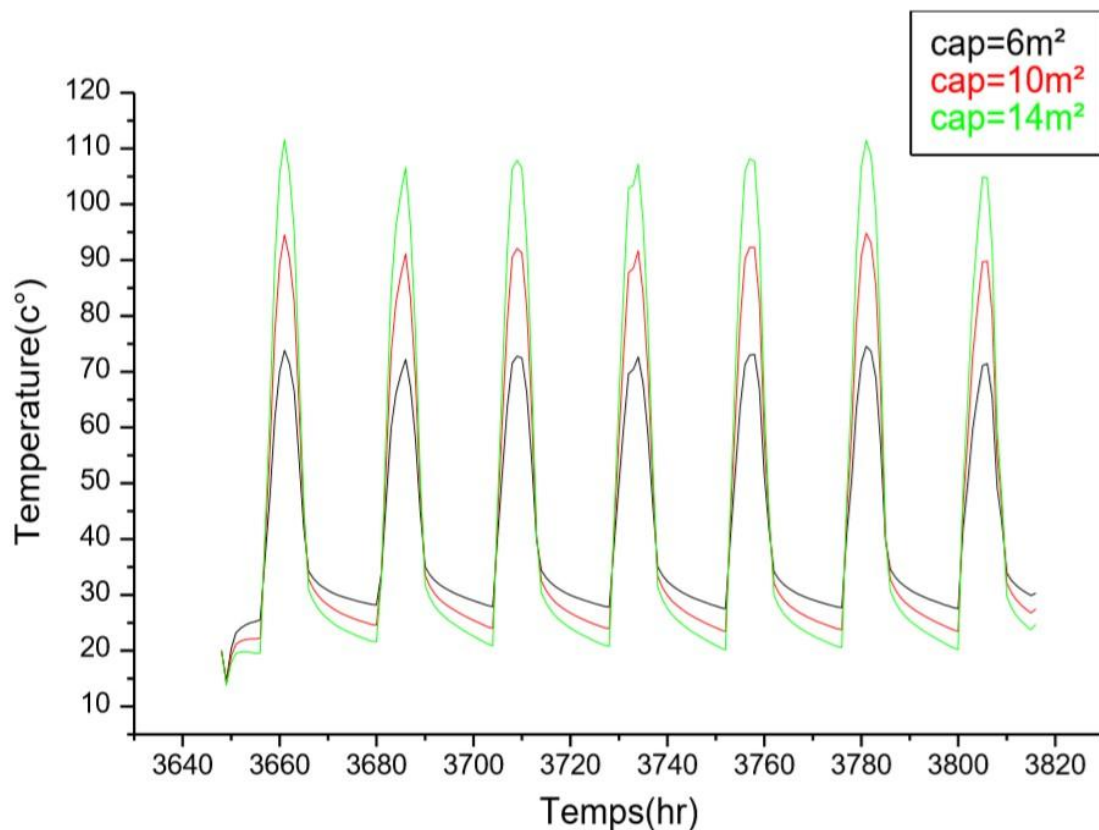


Figure V. 6. Températures de sorties du capteur par rapport à la surface de captage pendant une semaine du mois de janvier

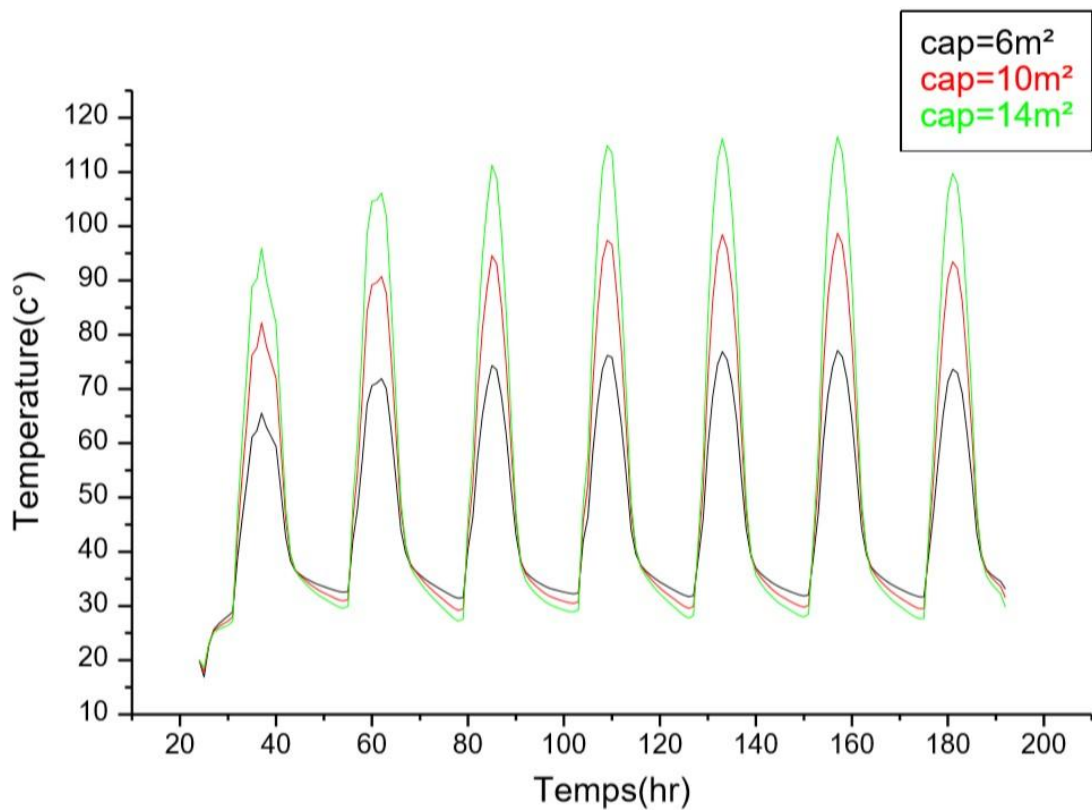


Figure V. 7 Températures de sorties du capteur par rapport a la surface de captage pendant une semaine du mois de juillet

V.3.Influence de la surface de capteur sur la température de sortie du bouilleur

Presque les mêmes remarques de la section précédente, car nous avons varié la surface de captage de 6m²,10m² et 14m² et la température de bouilleur augmente et oscillent entre (65 °C à 110 °C) pendant la première semaine du mois de janvier (Fig. V.8), et oscillent entre (80 °C à 120 °C) pendant la première semaine du mois de juillet pour le même cite (Fig. V.9).

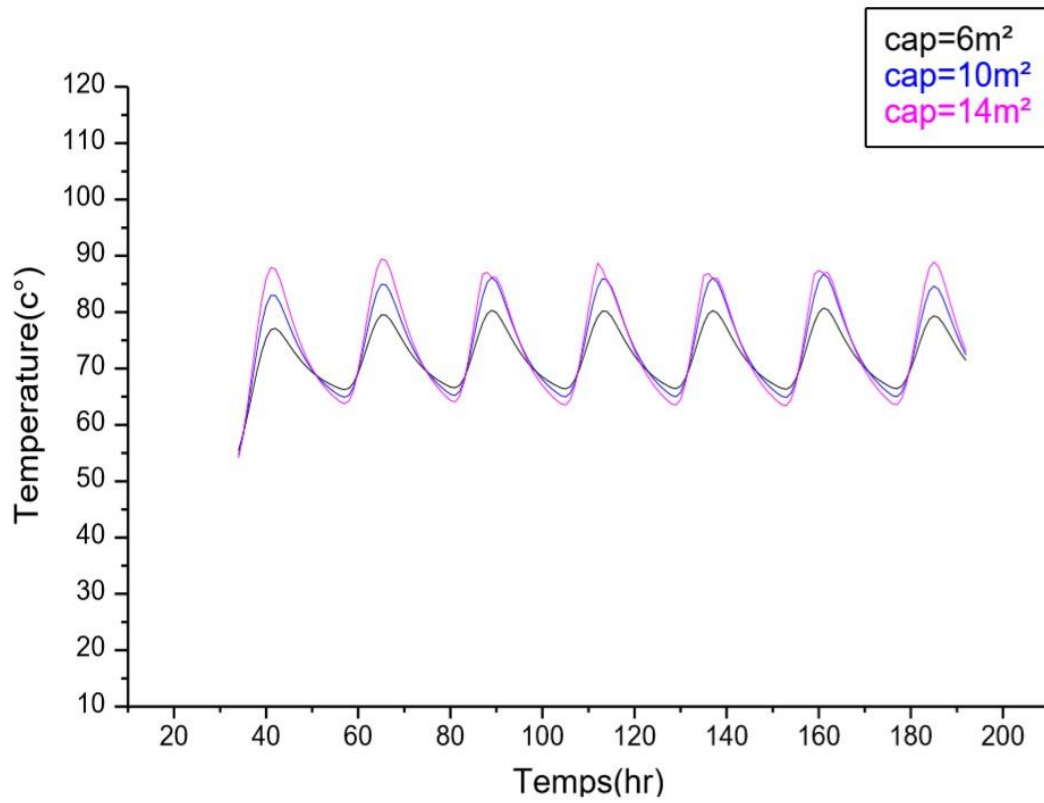


Figure V. 8 Températures de sorties du bouilleur par rapport a la surface du captage pendant une semaine du mois de janvier

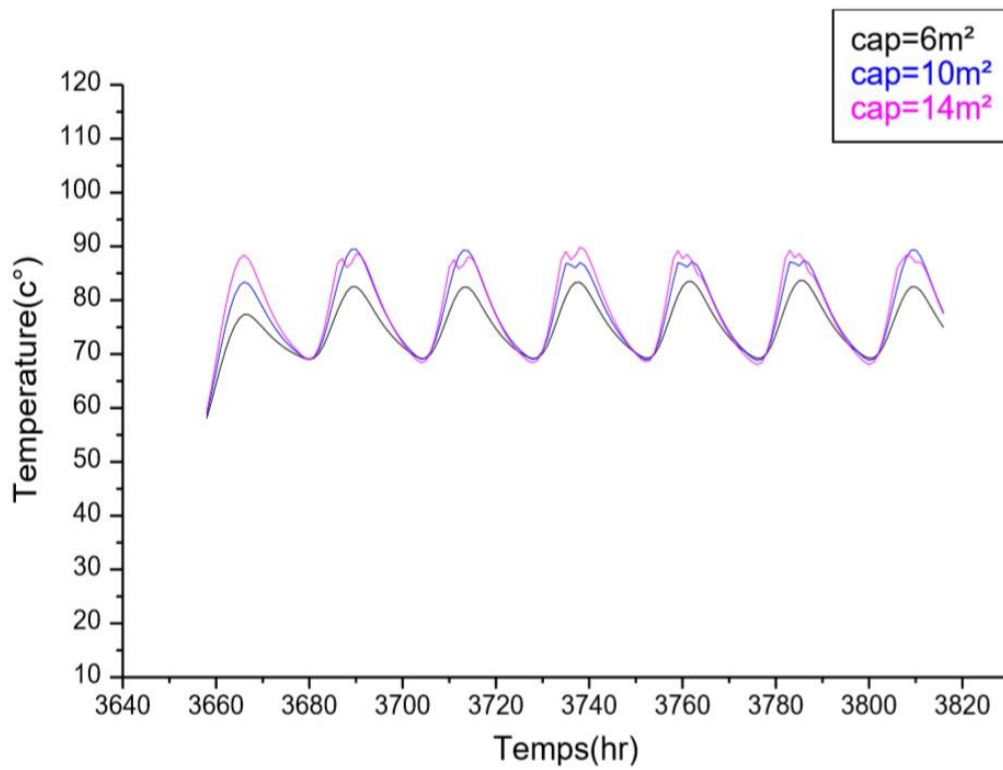
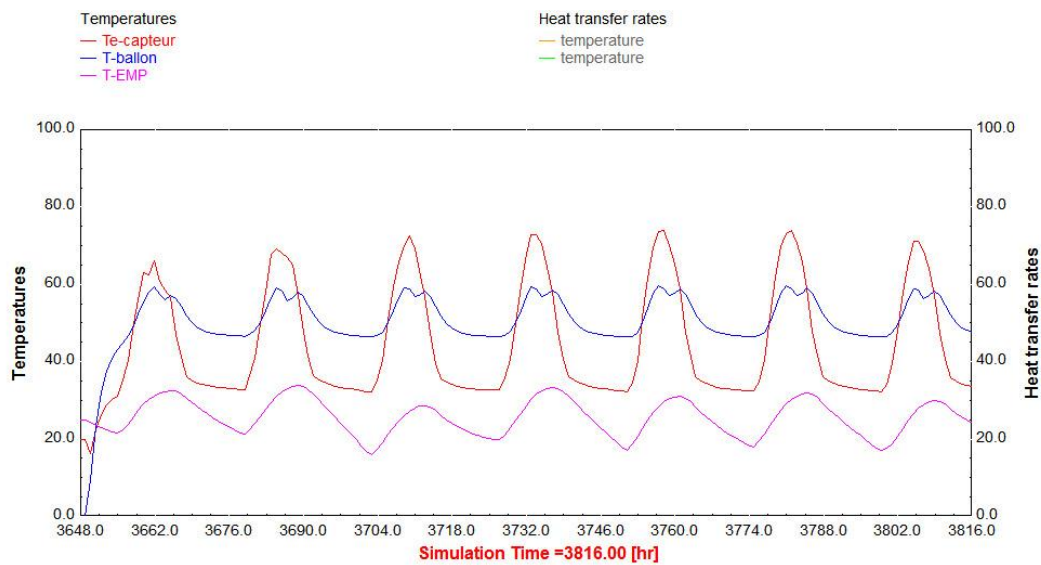


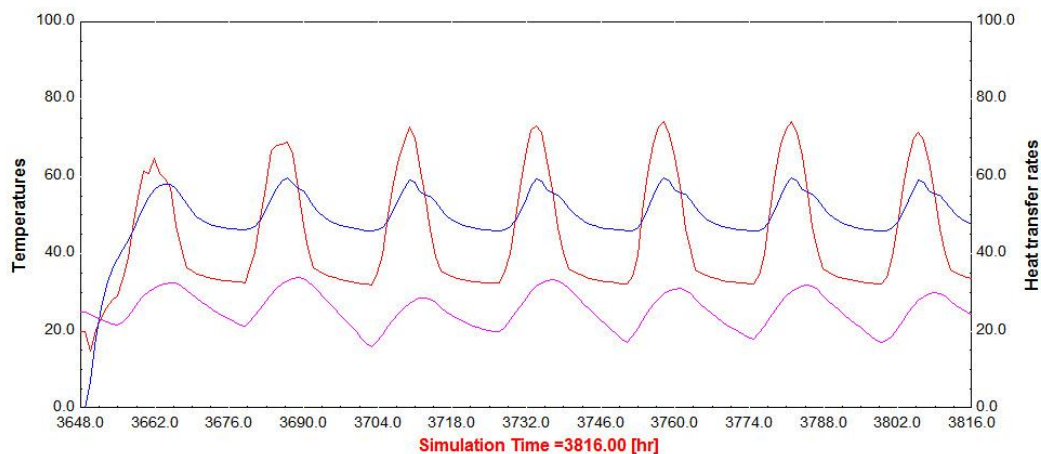
Figure V. 9 Températures de sorties du bouilleur Par rapport a la surface du captage pendant une semaine du mois de juillet

V.4.Influence du volume de stockage

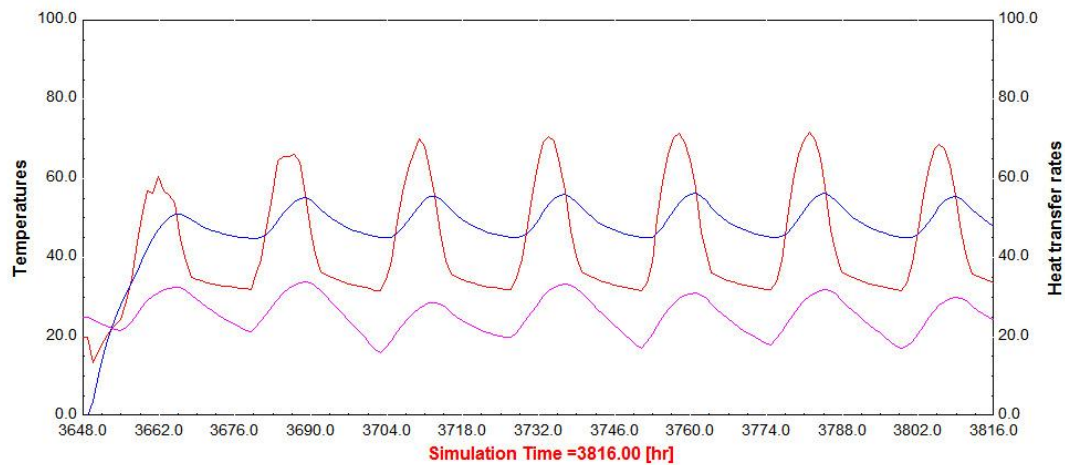
Pour voir l'influence du volume de ballon de stockage sur les températures de sortie du capteur et les températures à la sortie du ballon de stockage. Nous avons varié le volume des stockages de ($V=0.35 \text{ m}^3, 0.5 \text{ m}^3, 1 \text{ m}^3$). On observe sur la figure (V.10) l'influence du volume de stockage (a) 0.35 m^3 , (b) 0.5 m^3 et (c) 0.35 m^3 sur la température de la sortie de ballon de stockage pour une surface de captage de (6 m^2) pendant 7 jours, on constate qu'au fur et à mesure en augmentant le volume de stockage, les températures diminuent car le fluide caloporteur à assez pas de temps pour changer la chaleur dégagée par l'échangeur du ballon de stockage.



(a)



(b)



(c)

Figure V. 10. Influence du volume de stockage (a)0.35m³, (b) 0.5m³ et (c)1m³ sur la température de la sortie de ballon de stockage pendant 7 jours

V.5. Performance de l'installation à absorption

Pour voir les performances de cette installation nous avons représenté sur la figure (V.10) la simulation de la machine pendant une année, les résultats sont : la température de sortie du capteur (outlet « 30 ;96°C »), la température de sortie du ballon de stockage (T-stockage « 60°C ;80°C»), la température de sortie du bouilleur (T-bouilleur « 80 ;96°C »), la température de sortie du condenseur (T-condenseur=40°C) et la température de sortie de l'évaporateur (T-évaporateur =15°C) en fonction de temps sur une surface inclinée (32°), la températures de sortie du capteur est plus dominante par rapport à la température de sortie du ballon de stockage (T-stockage) et de bouilleur.

On constate qu'avec un réservoir de stockage d'eau chaude de V=1 m³ et une surface de capteur de S=10 m² est suffisante pour maintenir la température d'une chambre froide au-dessous de 15°C pendant Toute l'année.

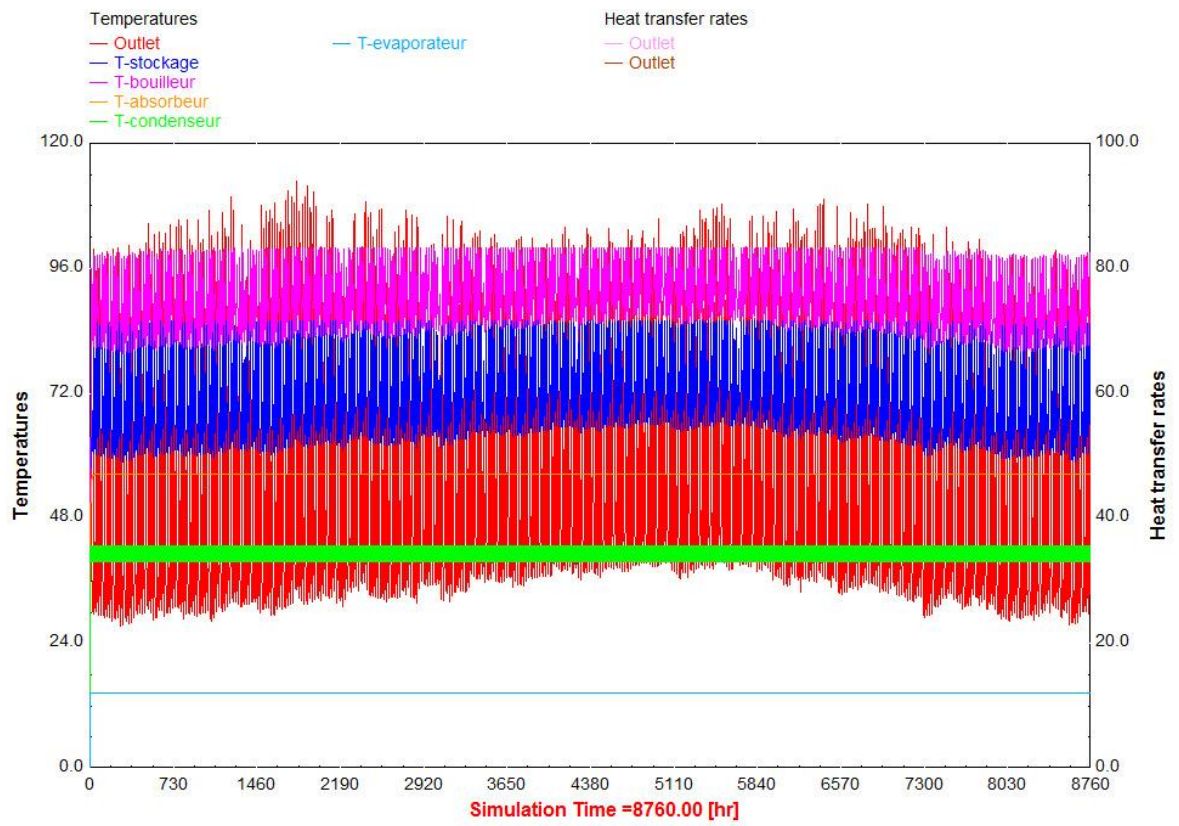


Figure V. 11. Températures des organes de l'installation pendant une année à la ville de LAGHOUAT

Conclusion générale

Conclusion générale

Dans ce projet de fin d'étude nous avons essayé de faire la simulation des organes de la machine frigorifique à absorption, utilisant le couple $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$. Le logiciel de TRNSYS_16a été utilisé pour simuler un réfrigérateur d'absorption actionné par l'eau chaude à partir d'un capteur solaire fonctionnement sous les données climatique de ville de LAGHOUAT Nos simulations ont été présentées pour différentes surfaces de capteur solaire ($S=6 \text{ m}^2$, 10 , et 14 m^2) et avec différentes volumes de réservoir de stockage d'eau chaude ($V=0.35 \text{ m}^3$, 0.5 m^3 et 1 m^3). La machine frigorifique à absorption est installée sur une chambre froide au-dessous de 15°C pour conserver la fraîcheur des légumes.

Après analyse de l'influence des différentes températures de fonctionnement sur les performances de la machine à absorption, nous avons tiré les conclusions suivantes :

- Les températures de l'évaporateur (T_e) et celle du générateur (T_g) ont le plus d'influence sur le système.
- Plus la température du générateur est élevée, plus le coefficient de performance de l'installation frigorifique augmente.
- Plus la température de l'évaporateur est élevée plus le coefficient de performance de l'installation frigorifique diminue.

En variant la surface de captage, les températures du capteur et du bouilleur oscillent entre (80°C à 96°C), donc le rendement évacué de capteur solaire est suffisant pour rencontrer l'absorption d'énergie thermique exigée par le système pendant la saison de refroidissement.

L'augmentation du volume de réservoir stratifié d'eau chaude entraîne une diminution de la température de sortie du ballon de stockage, qui nous a menés à une augmentation de la surface de capteur pour assurer les besoins de refroidissement.

On constate qu'avec un réservoir de stockage d'eau chaude de $V=1 \text{ m}^3$ et une surface de capteur de $S=10 \text{ m}^2$ est suffisante pour maintenir la température d'une chambre froide au-dessous de 15°C pendant Toute l'année.

Références

Références

- [1] I. s. Tecnisun, «la société Tecnisun,» [En ligne]. Available: <http://www.tecnisun.com>.
- [3] L.M. Ayompe, A. Duffy, M. Mc Keever, M. Conlon, S.J. McCormack, L.M. Ayompe, A. Duffy, M. Mc Keever, M. Conlon, S.J. McCormack, Comparative field performance study of flat plate and heat pipe evacuated tube collectors (ETCs) for domestic water heating systems in a temperate climate, *Energy* 36, 2011, pp. 3370-3378.
- [4] A.A.SFEIR, G.GUARRACINO., ingénierie des systemes solaires,application à l'habitat,technique et documentation, 1981.
- [5] J.M.chassériaux , Conversion thermique du rayonnement solaire, Paris: bordas, 1984.
- [6] M. H. BELKACEMI, *Modélisation et Etude Expérimentation d'un Capteur Solaire non Vitré et Perforé Mémoire de Master en Energétique et Matériaux, Université Abou Bekr Belkaid de Tlemcen*, 2011.
- [7] Imad HADJ et Abdelkader BENSIDHOUM, *Contribution à l'amélioration des performances des installations à réfrigération solaire à absorption », Mémoire de Master en Génie Thermique*, 2012.
- [8] A. SI CHAIB, *Etude numérique d'une chaîne énergétique solaire avec capteur solaire plan à air et stockage thermique pour une maison solaire, Thèse de Magister en Génie Mécanique, Université Abou Bekr Belkaid de Tlemcen*, 2013.
- [9] D. ABABSA, *Optimisation Du Rendement D'un Capteur Solaire Par Minimisation Des Pertes Convectives , Thèse de Magister en Physique Energétique, Université El-hadj Lakhdar de Batna*, 2010.
- [10] M. BOUHEDIBA, *Simulation thermique d'une maison solaire pour la Production d'eau chaude sanitaire (ECS), Mémoire de Master en Génie Mécanique, Université Hassiba Benbouali de Chlef*, 2012.
- [11] Ilyas BELAHBIB et Abdessamed TIHAMI, *Etude d'un système de climatisation couple à l'énergie solaire, Mémoire d'Ingénieur d'Etat en Génie Mécanique Energétique, Université Kasdi Merbah de Ouargla*, 2011.
- [12] S. SAADI, *Effet des paramètres opérationnels sur les performances d'un capteur solaire plan , Thèse de Magister en Physique des Energies Renouvelables, Université Mentouri de Constantine*, 2010.
- [13] A. KHELIF, *Modélisation d'une Machine Frigorifique à Compression mécanique de Vapeur Mémoire de Master en Génie mécanique, Université Kasdi Merbah de Ouargla*, 2014.

- [16] O. MARC, *Etude expérimentale, modélisation et optimisation d'un procédé de rafraîchissement solaire à absorption couple au bâtiment*, Thèse de Doctorat en Mécanique Energétique, Université de la Réunion, 2010.
- [18] Guillaume ANIES, *Modélisation, simulation dynamique, validation expérimentale et optimisation énergétique d'une unité de rafraîchissement solaire par absorption*, Thèse de Doctorat en Energétique, Université de Pau et des Pays de l'Adour, 2011.
- [20] Paul De Neyers, *Energie solaire thermique*, Guide des Energies Renouvelables, 2003.
- [21] Alain Ferriere et Gilles Flamant, *Captation, Transformation et conversion de l'énergie solaire technologie à concentration*, Solaire thermique, 2002.
- [23] W. LARKECHE, *Modélisation d'une machine frigorifique à absorption application des équilibres de phases*, Thèse de Doctorat en Génie des procédés, Université Mentouri de Constantine, 2012.
- [24] Y.F. Ding, F.C. Sun, C.X. Zhang, *Experimental research on jet injector used in slag pneumatic conveying*, China Powder Science and Technology, 2014.
- [25] Abdelghani LAKROUNE, *Nouveaux mélange frigorigènes pour les pompes à chaleur*, Thèse de Magister en Génie Climatique, Université Mentouri de Constantine, 2008.
- [26] DARDOUCH, M. CHARIA, A. BERNATCHOU, et S. MALAINE, *Etude d'une machine frigorifique solaire à absorption (eau-ammoniac) site de Rabat*, 16èmes Journées Internationales de Thermique (JITH 2013), Maroc, Marrakech, 2013.
- [27] POIZE Noémie, Rhônalpénergie – Environnement, *Introduction à la climatisation solaire*, CNFPT, 2007.
- [28] Mohamed AMZIANE, *Etude comparative entre les systèmes de climatisation classiques et solaires application à la climatisation d'un immeuble*, Thèse de Magister en Energies Renouvelables, Université Abou Bekr Belkaid de Tlemcen, 2013.
- [29] DERDARI Mohamed, DOU Brahim, DRIHEM Omar, *Etude d'un cycle à éjecto-compression*, Mémoire d'Ingénieur d'Etat en Génie Mécanique, Université de Kasdi Merbah de Ouargla, 2011.
- [30] Wassila CHEKIROU, *Etude et analyse d'une machine frigorifique solaire à adsorption*, Thèse de Doctorat en Energétique, Université Mentouri de Constantine, 2008.
- [32] M. BELARIBI, F. BENYAROU et B. BENYOUCEF, *Etude et conception assistée par ordinateur d'un système de Réfrigération par voie solaire*, 10èmes Journées Internationales de Thermique (JITH 2001), Tunisie, Sousse, 2001, pp. 25-30.
- [34] R. GICQUEL, *« Diagrammes thermodynamiques, mélanges utilisés en réfrigération » Techniques de l'Ingénieur, traité Génie énergétique*, 2002.

Liens internet

[2] <http://www.Viessmann.fr>.

[14] <http://www.fondation-lamap.org/fr>.

[15] <http://www.codev.pays-despaillons.fr>.

[17] <http://www.sitiosolar.com/fr/annuaire-entreprises-energies-renouvelables-france>.

[19] http://www.eleves.ens.fr/home/.../Elie_Gouzien_TPE.pdf.

[31] [http://pedagogique.fr/pluginfile.1/Ressource
%20Le%20diagramme%20enthalpique.pdf](http://pedagogique.fr/pluginfile.1/Ressource%20Le%20diagramme%20enthalpique.pdf).

[33] : [www.lyc-emperi.ac-aix-marseille.fr/solaire/DR-NRJ%](http://www.lyc-emperi.ac-aix-marseille.fr/solaire/DR-NRJ%20).