



UNIVERSITE SAAD DAHLAB BLIDA 01
FACULTE DE TECHNOLOGIES
DEPARTEMENT DES ENERGIES RENOUVLABLES



Mémoire de MASTER

Option : Conversion Thermique.

Thème:

Simulations numériques d'un système solaire à absorption pour le rafraichissement
d'une habitation unifamiliale située à Adrar

Dirigé par :

Encadreur : Dr Missoum Mohammed

Co-Encadreur : Mer Kaci Karim

Présenté Par :

Ariallah Hamza

Remerciement

Avant tout, la louange et les prières soit à Allah toujours et jamais

*Ce travail est réalisé sous la direction de monsieur **Dr Missoum Mohammed**, Maitre de conférences à l'Université Tipaza et, Je tiens à le remercier pour l'énorme quantité d'informations que j'ai apprises de lui, son soutien, et ses continuels encouragements qui m'ont permis d'accomplir ce modeste travail.*

*Je remercie également monsieur **Kaci Karim** pour ses soins permanent, son aide et ses observations.*

*J'exprime mes remerciements et mon respect à Monsieur **Merzouk Mustapha**, Professeur à l'université Blida I qui a accepté de présider le jury de la soutenance pour juger mon travail, ainsi que Monsieur **Lafri Djamal** le chef de département de énergies renouvelables.*

*Une spéciale Merci pour monsieur **Aziz** pour ses exceptionnelles astuces et son soutien.*

Je remercie vivement les membres du jury pour leur considération du sujet et d'avoir accepté de présenter ce travail.

Je ne manque pas de remercier aussi Mes parentes pour tout ce qu'ils m'ont donné que je ne pouvais pas le rendre, Merci beaucoup.

Résumé :

Dans le présent travail, nous avons étudié un système de rafraîchissement solaire pour le refroidissement d'une habitation unifamiliale typique Algérienne sous les conditions climatiques de la région chaude d'Adrar. Le système est composé d'une machine à absorption alimentée par des capteurs thermiques par l'intermédiaire d'un réservoir de stockage. Le système a été dimensionné et simulé par le logiciel TRNSYS. En plus, une étude paramétrique a été menée afin de déterminer l'influence de la surface de captage et le volume de stockage sur les performances du système.

Les résultats de simulation montrent que le système solaire permet de réduire la consommation électrique requise pour le rafraîchissement de la maison étudiée par %66. Le reste (%34) est fourni par le système de rafraîchissement conventionnel.

Le bilan énergétique montre que la quantité d'énergie distribuée annuellement à l'habitation est de 2790 kWh, elle représente 0.44 de l'énergie produite par les capteurs thermiques et %90 de l'énergie électrique totale. Le COP de la machine à absorption obtenu est de 0.57.

L'étude paramétrique montre aussi que la surface du capteur thermique a une grande influence sur la performance énergétique du système notamment pour des surfaces allant de 2 à 6 m², tandis que l'impact du volume du réservoir est moins important.

***Mots clés :** système de refroidissement solaire, Machine à absorption, Logiciel TRNSYS, performance énergétique.*

Abstract:

In the present work, we studied a solar cooling system for cooling a typical Algerian single-family dwelling under the climatic conditions of the hot region (Adrar). The system is composed of an absorption machine coupled to thermal sensors via a storage tank. The system was dimensioned and simulated by the TRNSYS software. In addition, a parametric study was conducted to determine the influence of the capture surface and the storage volume on the performance of the system.

The simulation results showed that the solar system can reduce the electrical consumption required for cooling the house studied by %66. The rest (%34) is provided by the conventional cooling system.

The energy balance shows that the quantity of energy distributed annually to the dwelling is 2790 kWh, it represents 0.44 of the energy produced by the thermal collectors and %90 of the total electrical energy. The COP of the absorption machine obtained is 0.57.

The parametric study also shows that the surface of the thermal sensor has a great influence on the energy performance of the system, especially for surfaces ranging from 2 to 6 m², while the impact of the volume of the tank is less important.

Keys words: *Solar cooling system, Absorption chiller, TRNSYS software, Energy performance*

الملخص :

في هذا العمل ، درسنا نظام تبريد شمسي لتبريد مسكن جزائري نموذجي لأسرة واحدة في ظل الظروف المناخية لمنطقة أدرار الحارة. يتكون النظام من آلة امتصاص تغذيها أجهزة استشعار حرارية عبر خزان تخزين. تم تحديد أبعاد النظام ومحاكاته بواسطة برنامج TRNSYS. بالإضافة إلى ذلك ، تم إجراء دراسة بارامترية لتحديد تأثير سطح الالتقاط وحجم التخزين على أداء النظام. تظهر نتائج المحاكاة أن النظام الشمسي يمكن أن يقلل من استهلاك الكهرباء المطلوب لتبريد المنزل المدروس بنسبة 66%. يتم توفير الباقي (34 %) بواسطة نظام التحديث التقليدي. يوضح ميزان الطاقة أن كمية الطاقة الموزعة سنويًا على المسكن هي 2790 كيلو وات ساعة ، وهي تمثل 0.44 من الطاقة التي تنتجها المجمعات الحرارية و 90% من إجمالي الطاقة الكهربائية. تم الحصول على COP لآلة الامتصاص 0.57. كما أظهرت الدراسة البارامترية أن سطح المجمع الحراري له تأثير كبير على أداء الطاقة في النظام ، خاصة للأسطح التي تتراوح من 2 إلى 6 م² ، بينما تأثير حجم الخزان أقل أهمية.

Nomenclatures

<i>Grandeurs</i>	<i>Définitions</i>	<i>Unités</i>
<i>A</i>	<i>Surface</i>	<i>m²</i>
<i>I</i>	<i>Rayonnement solaire incident sur une surface inclinée</i>	<i>W/m²</i>
<i>Eff</i>	<i>Efficacité</i>	<i>-</i>
<i>COP</i>	<i>Coefficient de performance</i>	<i>-</i>
<i>Cp</i>	<i>Chaleur spécifique à pression constante</i>	<i>KJ/Kg k</i>
<i>FR</i>	<i>Facteur de conductance.</i>	<i>-</i>
<i>h</i>	<i>Enthalpie</i>	<i>KJ/Kg</i>
<i>E</i>	<i>Energie électrique</i>	<i>Watt</i>
<i>m</i>	<i>Debit massique</i>	<i>Kg/s</i>
<i>P</i>	<i>Puissance</i>	<i>Watt</i>
<i>Q̇</i>	<i>Puissance thermique</i>	<i>Watt</i>
<i>T</i>	<i>Température</i>	<i>°C</i>
<i>U</i>	<i>Coefficient des pertes thermiques global</i>	<i>W/m²K</i>

Indices

<i>Indices</i>	<i>Désignations</i>
<i>a</i>	<i>air</i>
<i>amb</i>	<i>ambient</i>
<i>e</i>	<i>entrée</i>
<i>s</i>	<i>sortie</i>
<i>g</i>	<i>global</i>
<i>sol</i>	<i>solaire</i>
<i>capt</i>	<i>capteur thermique</i>
<i>gen</i>	<i>générateur</i>
<i>cond</i>	<i>condenseur</i>
<i>abs</i>	<i>absorbeur</i>
<i>evap</i>	<i>évaporateur</i>
<i>ref</i>	<i>refroidissement</i>
<i>p</i>	<i>paroi</i>
<i>PV</i>	<i>Photovoltaïque</i>
<i>KTep</i>	<i>Kilo Ton équivalent au pétrole</i>
<i>GES</i>	<i>gaz à effet de serre</i>
<i>aux</i>	<i>Auxiliaire</i>
<i>surf</i>	<i>Surface</i>
<i>Sat</i>	<i>saturé</i>
<i>dist</i>	<i>Distribution</i>
<i>tot</i>	<i>Total</i>
<i>th</i>	<i>Thermique</i>
<i>elec</i>	<i>Électrique</i>
<i>ven</i>	<i>Ventilation</i>
<i>MAB</i>	<i>Machine à absorption</i>

Symboles grecques

<i>Symboles</i>	<i>Définition</i>
ρ	<i>Masse volumique du fluide</i>
η	<i>rendement</i>
ω	<i>Taux d'humidité</i>
$\tau\alpha$	<i>Le produit effectif</i>
ε_a	<i>Efficacité de transfert thermique de l'air;</i>

Sommaire

Sommaire	3
Liste des Tableaux	6
Introduction Générale	1
Chapitre 1 : Recherche Bibliographique	3
1.1. Introduction :	3
1.2. La consommation de l'énergie électrique	3
1.3. Technologies de rafraîchissement conventionnel	5
1.4. Technologies de refroidissement solaire	6
1.4.1. Systèmes entraînés par l'électricité solaire	7
1.4.2. Systèmes entraînés par l'énergie thermique solaire	8
1.5. Etat de L'art	10
Conclusion	13
Chapitre 2:Modélisation des différents composants d'un système de rafraichissement solaire	15
2.1. Introduction	15
2.2. Fonctionnement du système	15
2.3. Le bilan thermique de la maison	16
2.4. Modélisation des capteurs solaires	17
2.4.1. Principe de fonctionnement	18
2.4.2. Hypothèses	18
2.4.3. Modélisation du capteur thermique plan	19
2.7. Modélisation de la machine à absorption	22
2.7.1. Principe de fonctionnement	22
2.8. Modélisation de la tour de refroidissement	25
2.9. L'auxiliaire (l'appoint):	27
2.10. Bilan énergétique	28
2.11. Performances énergétiques du système solaire	29
2.11.1. Le coefficient de performance solaire	29
2.11.2. Coefficient de performance électrique	29
2.11.3. Coefficient de performance thermique	30

2.12. Conclusion	30
Chapitre 3: Simulation numérique du fonctionnement du système de rafraîchissement solaire sous TRNSYS.....	31
3.1. Introduction.....	31
3.2. Description du logiciel TRNSYS.....	31
3.3. Description du système solaire sous TRNSYS.....	31
3.3.1. <i>Données climatiques</i>	32
3.3.2. <i>Capteurs thermiques plans</i>	33
3.3.3. Réservoir de stockage stratifié	34
3.3.4. <i>Machine à absorption</i>	35
3.3.5. Pompes à vitesse simple	35
3.3.6. Contrôleur différentiel	36
3.3.7. Thermostat d'ambiance à 3 étages	36
3.3.8. Bâtiment multizone	36
3.4. Paramètres de simulation.....	39
3.5. Conclusion	40
Chapitre 4: Résultats et discussions	41
4.1. Introduction.....	41
4.2. Bilan énergétique de la maison étudiée	41
4.3. Performances du système solaire	43
4.3.1. Résultats journaliers	43
4.3.2. Résultats mensuel et annuel	46
4.4. Etude paramétrique.....	49
4.4.1. Influence de la surface du capteur	49
4.4.2. Influence du volume du ballon de stockage d'eau chaude	51
4.5. Conclusion	53
Conclusion Générale.....	54
Références.....	56

Liste des Figures

Figure 1-1: Production de l'électricité par rapport l'émission de CO2 dans le monde [3]	5
Figure 1-2 Machine à compression de vapeur	6
Figure 1-3 Système à compression de vapeur entraîné par PV	7
Figure 1-4 Système de refroidissement solaire	8
Figure 1-5 Machine à adsorption	9
Figure 1-6 Schéma de la machine à absorption à simple effet	10
Figure 2-1 Schéma du système solaire de rafraichissement étudié	15
Figure 2--2. Schéma d'un capteur plan	19
Figure 2--3. Ballon de stockage stratifié	21
Figure 2-4 Structure d'une machine frigorifique à absorption H2O/LiBr	24
Figure 2-5 Représentation de la tour de refroidissement	27
Figure 2-6 Les principales énergies produites et consommées par les différents composants du système solaire	29
Figure 3-1 Système solaire étudié sous TRNSYS	32
Figure 3-2 Rayonnement solaire à Adrar	33
Figure 3-3 Figure 3 3 Température ambiante mensuelle à Adrar	33
Figure 3-4 Vue en plan de la maison	37
Figure 3-5 Schéma de bâtiment multizone	38
Figure 3-6 Conception du projet sur TRNBuild	39
Figure 4-1 Bilan journalier de la maison étudiée	42
Figure 4-2 Bilan mensuel de la demande de rafraichissement	42
Figure 4-3 Evolution des températures journalières du système solaire	44
Figure 4-4 Evolution horaire journalière des températures d'entrée et de sortie	45
Figure 4-5 Evolution horaire journalière des puissances thermiques, rendement du capteur et COP solaire.	46
Figure 4-6 Puissances thermiques (Q_{capt} , Q_{dist} et Q_{aux}) et électriques (E_{tot}) mensuels	47
Figure 4-7 Répartition de consommation électrique totale	47
Figure 4-8 Variation mensuelle du rendement du capteur thermique et les coefficients de performance du système	48
Figure 4-9 Variation des performances du système en fonction de la surface de captage	50
Figure 4-10 Variation des COP et le Rendement de capteur en fonction du surface de captage	51
Figure 4-11 Influence du volume de stockage sur la consommation d'énergie.	52
Figure 4-12 Influence volume de stockage les performances du système	53

Liste des Tableaux

Tableau 3-1 Paramètre du capteur thermique [25].	34
Tableau 3-2 Paramètre du réservoir du stockage [29]	35
Tableau 3-3 Valeurs de U de différents éléments de l'enveloppe	37
Tableau 3-4 Paramètres de simulation	39
Tableau 4- 2 Bilan énergétique total de rafraichissement de la maison étudiée	49

Introduction Générale

Introduction Générale

Dès son apparition sur terre, l'homme a constaté que sa nourriture se conserve mieux en hiver qu'en été, et croit que si la température de l'hiver peut être obtenue artificiellement en été, sa nourriture peut être conservée dans les mêmes conditions que l'hiver.

Selon les données du Groupe d'experts intergouvernemental sur l'évolution du climat, la température moyenne de la surface de la Terre a augmenté d'environ 0,6°C depuis le début du siècle dernier. D'ici 2100, cette température pourrait augmenter de 1,4 à 4,5 °C. Il y a de plus en plus de signes de ce type de réchauffement climatique, qui se manifestent par la fonte des glaciers, l'élévation du niveau de la mer et des vagues de chaleur extrêmes en été, que l'on peut observer dans de nombreux endroits [1].

La prise de conscience mondiale des dangers qui menacent la planète a incité chercheurs et industriels à développer des méthodes raisonnables et efficaces d'utilisation des énergies renouvelables dans les processus industriels et urbains.

Le froid est devenu un domaine important dans nos vies car il est largement utilisé dans divers domaines. Le plus grand avantage des systèmes solaires de refroidissement est la coïncidence de la demande de rafraîchissement avec la disponibilité de l'énergie solaire en été. Dans ce contexte, la production de froid à partir d'une source renouvelable et non polluante est une solution attractive aux niveaux énergétique et économique.

L'Algérie est parmi les pays les plus ensoleillés dans le monde. Elle dispose un potentiel solaire important, notamment dans le sud où l'énergie reçue par un mètre carré est environ 2263 kWh/m²/an. Ainsi, l'utilisation des systèmes solaires dans la production du froid notamment dans le secteur de l'habitat peut être une solution prometteuse.

Partant de ces considérations, ce travail consiste à étudier et simuler un système solaire à absorption pour le rafraîchissement d'une habitation unifamiliale située en Algérie. Le but est d'évaluer le comportement de cette machine pendant la période de rafraîchissement.

Le présent document est constitué des parties suivantes :

Le premier chapitre dresse un état de l'art des différentes techniques de production de froid en rappelant les principes de fonctionnement. Les installations de rafraîchissement solaire existantes sont ensuite présentées. La modélisation des différents composants de l'installation de rafraîchissement solaire est abordée dans le deuxième chapitre. Le chapitre 3 propose la

Introduction Générale

description détaillée du système étudié et du bâtiment à l'étude sous le logiciel TRNSYS en vue de sa simulation dans le dernier chapitre. Le dernier chapitre est consacré à l'exécution de la simulation et la discussion des résultats et interprétations. Et nous clôturons notre travail par une conclusion générale.

Chapitre 1 : Recherche Bibliographique

1.1. Introduction :

De nos jours, l'augmentation de la demande de refroidissement intérieur améliore le confort thermique du corps humain à l'intérieur des bâtiments résidentiels et réduit la différence entre l'offre et la demande d'énergie grâce à l'utilisation de sources de chaleur de faible intensité (comme l'énergie solaire et la chaleur résiduelle industrielle), et réduit les émissions de dioxyde de carbone grâce à l'utilisation de systèmes de climatisation. La consommation d'énergie dans le domaine du bâtiment est réduite, et enfin la consommation d'énergie de pointe du processus de climatisation générée par le système de compression de vapeur traditionnel est réduite, en particulier pendant l'été, pour les bâtiments et les espaces à fortes charges potentielles. Toutes ces raisons ont fait du refroidissement solaire un système de climatisation innovant, prometteur, efficace et respectueux de l'environnement, en tant qu'alternative aux systèmes de climatisation conventionnels. Le secteur de la construction est considéré comme le principal contributeur à la consommation énergétique mondiale.

1.2. La consommation de l'énergie électrique

La demande croissante de réfrigération et de climatisation a entraîné une forte augmentation des pics de demande d'électricité dans de nombreux pays. Cette évolution s'accompagne d'une augmentation des coûts et de coupures de courant partielles en été, qui sont attribuées au grand nombre de systèmes de climatisation traditionnels qui dépendent de l'électricité pour fonctionner. La popularité des compresseurs de réfrigération est étroitement liée à l'augmentation des émissions de gaz à effet de serre, qu'il s'agisse de fuites directes de réfrigérants à haute capacité calorifique tels que les émissions indirectes associées.

Les émissions de GES liées à l'utilisation d'énergie pour le refroidissement des locaux dépendent principalement du mélange de combustibles dans la production d'électricité. Pour l'ensemble du monde, les combustibles fossiles représentaient 65% de la production totale d'électricité en 2016 (charbon pour 37%, gaz 24% et pétrole 4%), entraînant des émissions moyennes d'environ 505

Chapitre 1 : Recherche Bibliographique

grammes de dioxyde de carbone (CO₂) par kWh (gCO₂/kWh) de production (l'intensité carbone). (Figure1.1)

En Algérie, les derniers statistiques accordés par le Groupe Sonelgaz, la demande sur l'énergie électrique a fortement augmenté ces dernières années et le réseau d'interconnexion nord a augmenté de près de 5% par rapport à l'été 2018 [1].L'amélioration de la qualité de service et la forte croissance de la consommation d'électricité des ménages en Algérie, notamment la demande de climatisation, expliquaient cette augmentation de la demande, qui était particulièrement évidente lors de la période de chaleur intense en Algérie.

La capacité des infrastructures énergétiques nationales a été renforcée, ajoutant 1 500 MW de production d'électricité, 10 ouvrages de sous-stations et 42 ouvrages de lignes de transport, pas moins de 72 DP Gaz, et trois antennes d'infrastructure et quatre centrales électriques. 10 282 kilomètres de réseau de distribution d'électricité et 6 259,4 kilomètres de réseau de distribution de gaz naturel.

La consommation d'électricité étant étroitement liée à la hausse des températures. Depuis 2012, un changement fondamental de la structure de la demande a été enregistré en été, du fait que la consommation maximale journalière a basculé de la pointe soir (ou pointe lumière) vers la pointe matin (pointe jour) en raison de la quasi généralisation de l'utilisation de la climatisation [2].

La consommation électrique du secteur résidentiel a atteint 2139 KTep. Elle représente 43% de la consommation totale d'électricité, Il a atteint 9417 KTep en produits gazeux soit 60% de la consommation totale des produits gazeux. Il représente, de ce fait, le premier secteur grand consommateur d'énergie au niveau national soit 33% [3].

Chapitre 1 : Recherche Bibliographique

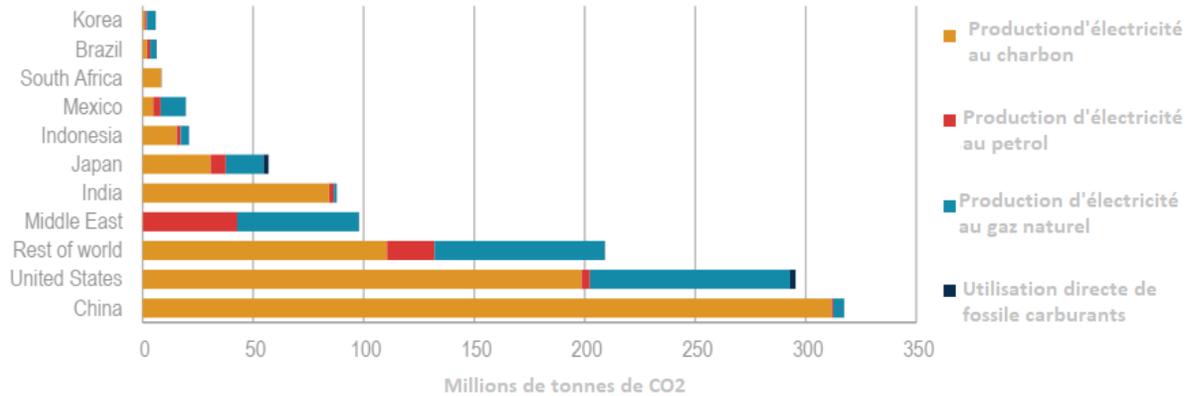


Figure 1-1: Production de l'électricité par rapport l'émission de CO2 dans le monde [3]

Le refroidissement des locaux a nécessité un total de 2000 TWh d'électricité en 2016, correspondant à des émissions de 1130 millions de tonnes (Mt) de CO2 sur la base de l'intensité carbone de la production d'électricité en période de demande de climatisation et en tenant compte des pertes de transport et de distribution[4].

La façon la plus simple de faire face à cette tendance est d'utiliser la même source d'énergie qui génère la demande pour refroidir la production, à savoir l'énergie solaire.

1.3. Technologies de rafraîchissement conventionnel

Il existe plusieurs façons de garder les bâtiments au frais. Le plus fondamental, qui existe depuis l'aube de l'humanité, est la manière passive qui consiste à l'utilisation d'ombrages, d'orientation solaire et d'autres conceptions de bâtiments pour garder l'intérieur frais.

Un autre moyen de refroidissement est la manière active. Ce dernier est basé sur des machines de refroidissement utilisant des sources d'énergies fossiles (Gas, électricité, pétrole).

Les systèmes de production de froid les plus dominants dans le marché sont les systèmes à compression de vapeur qui utilisent un réfrigérant en circulation pour absorber et éliminer la chaleur de l'espace à refroidir, puis la restituer à d'autres endroits. Le diagramme illustre un système de compression de vapeur à une seule étape typique (figure 1.2). Un système de compression de vapeur typique se compose de quatre composants :

- Compresseur
- Condenseur

Chapitre 1 : Recherche Bibliographique

- Régulateur
- Evaporator

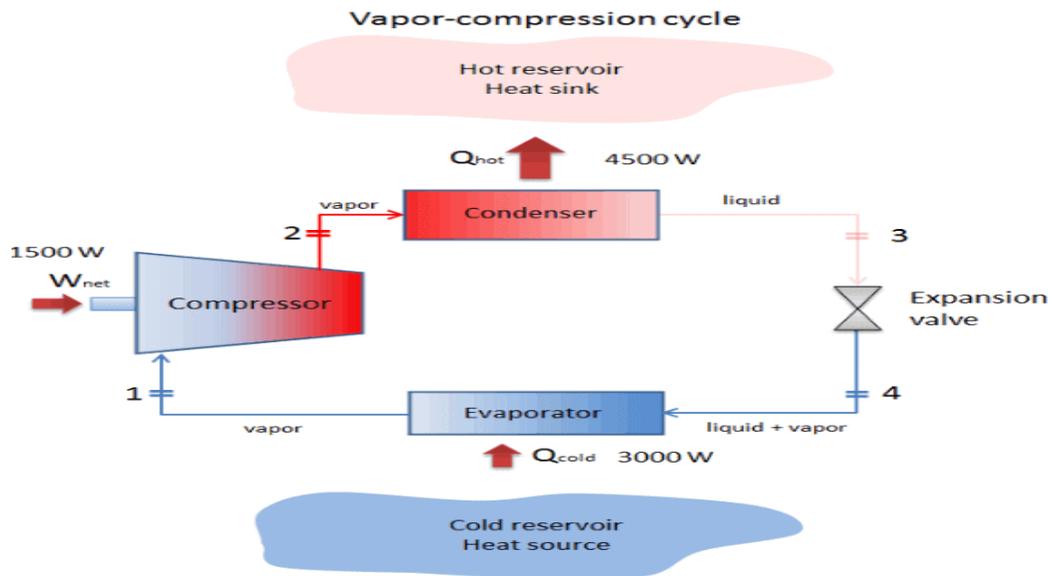


Figure 1-2 Machine à compression de vapeur

Dans un cycle de compression de vapeur idéal, le système qui exécute le cycle subit quatre processus : un processus isentropique (adiabatique réversible) et un processus d'étranglement alternant avec deux processus à pression égale [5].

Les climatiseurs eux-mêmes n'émettent des gaz à effet de serre (GES) qu'en cas de fuite ou d'élimination inappropriée des réfrigérants, bien que ces réfrigérants soient des GES extrêmement puissants qui contribuent au changement climatique. Mais la production d'électricité nécessaire pour alimenter ces climatiseurs peut entraîner des émissions importantes, sauf dans le cas des systèmes de refroidissement purement renouvelables.

1.4. Technologies de refroidissement solaire

La plupart des systèmes de rafraîchissement utilisent des systèmes mécaniques à compression et sont entraînés par l'énergie électrique.

Les machines de refroidissement solaire représentent une méthode alternative; car l'énergie thermique est la force d'entraînement.

Chapitre 1 : Recherche Bibliographique

On utilise le soleil dans ce système. Il s'agit d'une énergie gratuite qui permet d'éviter de consommer des énergies fossiles ou autres énergies. S'il s'agit d'un investissement élevé lors de l'installation, c'est une solution qui devient rentable après plusieurs années puisqu'elle fait baisser drastiquement la consommation énergétique d'un logement ou de toute autre infrastructure. De plus, le confort prodigué est indéniable. Selon l'énergie utilisée pour entraîner le système de refroidissement solaire, il peut être divisé en deux catégories : le système de rafraîchissement électrique solaire et le système de rafraîchissement thermique solaire [6].

1.4.1. Systèmes entraînés par l'électricité solaire

D'une manière générale, le système de réfrigération électrique solaire se compose de deux parties : des panneaux photovoltaïques et des dispositifs de réfrigération électrique. Les cellules photovoltaïques convertissent la lumière en énergie électrique grâce à l'effet photoélectrique. L'électricité produite par les panneaux solaires photovoltaïques est fournie à un système de compression de vapeur. Figure 1.3 présente un système à compression entraîné par des panneaux photovoltaïques. Les cellules photovoltaïques convertissent le rayonnement solaire incident en courant continu, qui entraîne le compresseur du vapeur. Comparé à d'autres systèmes de climatisation, le principal avantage de ce système est qu'il ne nécessite pas d'alimentation en carburant externe [7].

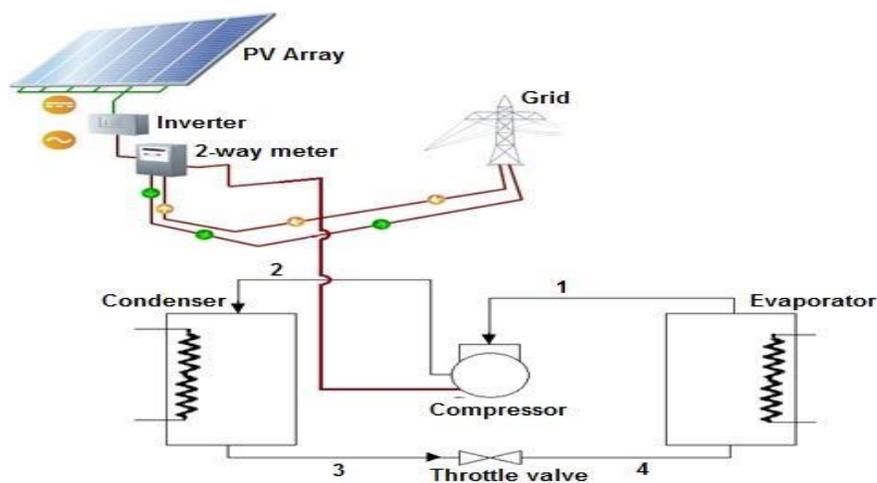


Figure 1-3 Système à compression de vapeur entraîné par PV

Chapitre 1 : Recherche Bibliographique

1.4.2. Systèmes entraînés par l'énergie thermique solaire

Un système de refroidissement solaire typique se compose d'un système solaire thermique commun composé de capteurs solaires thermiques, d'un réservoir de stockage, d'une unité de commande, de tuyaux et de pompes et d'une machine de refroidissement à entraînement thermique [8]. La plupart des capteurs utilisés dans les systèmes de refroidissement solaire sont des capteurs à haut rendement disponibles sur le marché aujourd'hui (souvent des capteurs plats à double vitrage ou des capteurs à tubes sous vide). Une disposition typique d'une installation de refroidissement solaire est illustrée à la figure 1 .5

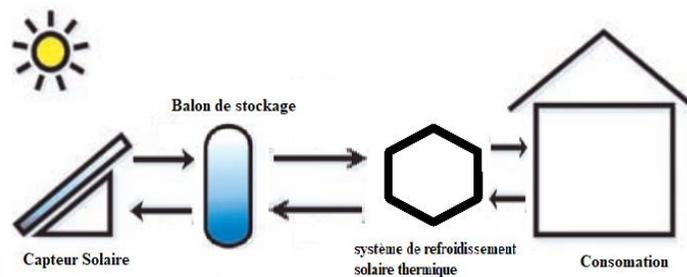


Figure 1-4 Système de refroidissement solaire

Les machines à sorption sont des refroidisseurs à entraînement thermique, qui fournissent de l'eau glacée ; qui est soit utilisé dans unités de traitement d'air pour fournir de l'air conditionné ou qui est distribué via un réseau d'eau glacée aux locaux désignés pour faire fonctionner des installations décentralisées. L'équipement disponible sur le marché pour ce but est de deux types:

- Refroidisseurs à adsorption
- Refroidisseurs à absorption.

1.4.2. 1.Machine à adsorption

Les systèmes disponibles sur le marché utilisent de l'eau comme réfrigérant et du gel de silice comme adsorbant. La machine comporte deux compartiments remplis d'adsorbant, un évaporateur et un condenseur. L'adsorbant du premier compartiment est régénéré par chauffage (eau chaude solaire), et la vapeur d'eau résultante est envoyée au condenseur où elle est condensée. L'eau

Chapitre 1 : Recherche Bibliographique

liquide est envoyée à l'évaporateur à basse pression à travers un détendeur, où elle s'évapore en phase de « production de froid ». L'adsorbant du compartiment 2 est maintenu à basse pression par absorber cette vapeur d'eau. Le compartiment doit être refroidi pour démarrer le processus d'adsorption. Lorsque la "production de froid" est réduite (l'adsorbant est saturé en vapeur d'eau), les fonctions des deux compartiments sont interverties par ouverture et fermeture soupape. Dans des conditions de fonctionnement typiques, à environ 80°C, les systèmes atteignent un COP d'environ 0,6, mais le fonctionnement est possible même à des températures de source de chaleur d'environ 60°C. La capacité des refroidisseurs varie de 50 à 500 kW de puissance frigorifique [9].

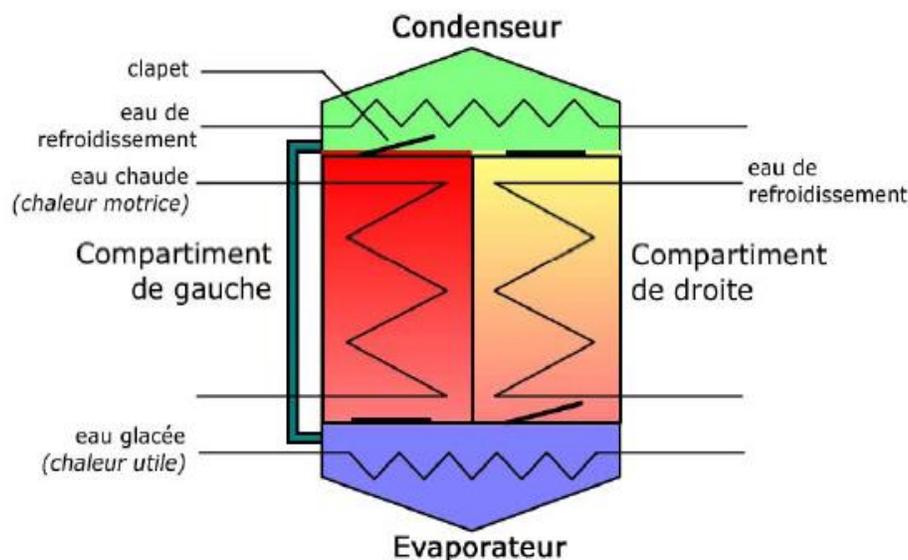


Figure 1-5 Machine à adsorption

1.4.2.2. Machine à absorption

Le cycle de réfrigération à absorption est l'une des plus anciennes technologies de réfrigération. Le principe de fonctionnement du cycle de réfrigération à absorption côté réfrigérant est le même que celui du cycle de réfrigération à compression de vapeur traditionnel. Le compresseur mécanique dans le cycle de réfrigération à compression de vapeur traditionnel est remplacé par le compresseur thermique dans le cycle de réfrigération à absorption. Le compresseur thermique est composé d'un absorbeur et d'un générateur.

Les principales configurations de refroidisseur à absorption sont [10];

- Le système d'absorption à simple effet

Chapitre 1 : Recherche Bibliographique

- Le système d'absorption à double effet
- Le système d'absorption à triple effet

Le système d'absorption à effet unique illustré à la (Figure 1.7) comporte deux circuits : le circuit de réfrigérant du générateur à l'absorbeur et le circuit de solution LiBr-eau de l'absorbeur au générateur à travers l'échangeur de chaleur. Parmi tous les types de refroidisseurs à absorption, le refroidisseur à absorption à effet simple a une configuration simple et moins de composants. Il peut être utilisé à la fois pour la climatisation et application de congélation. L'analyse dynamique d'une absorption LiBr-H₂O à effet unique refroidisseur a été étudiée par [11]. La masse thermique du condenseur a l'effet le plus élevé sur le COP et l'efficacité exergétique et les deux peuvent être améliorés lorsque les effets de toutes les masses thermiques sont étudiés simultanément [11]. Les températures de l'évaporateur se situent entre -30 °C et -20 °C avec des COP autour de 0,60 pouvant être obtenues à des températures de génération comprises entre 80 °C et 110 °C . Le simple effet ne peut pas fonctionner à une température de condensation élevée et nécessite des températures de génération relativement élevées.

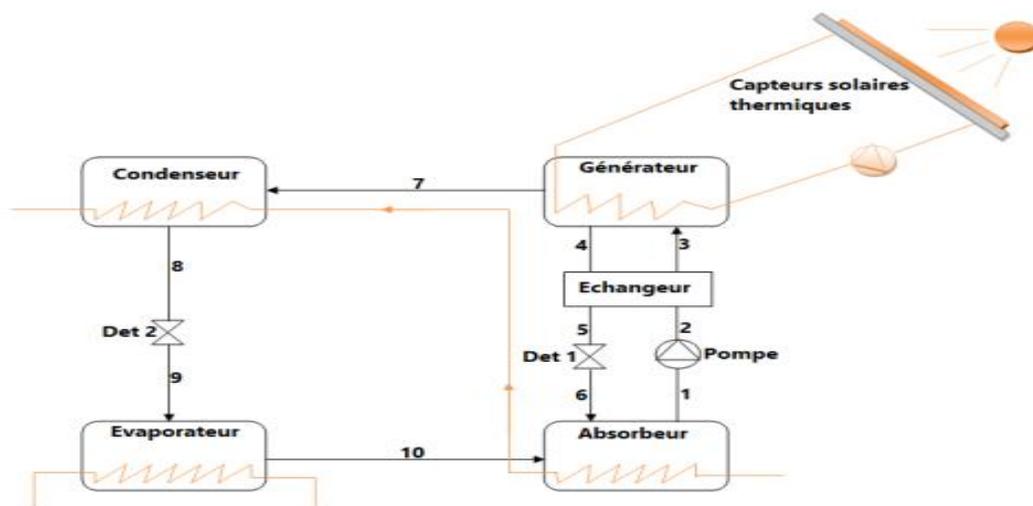


Figure 1-6 Schéma de la machine à absorption à simple effet

1.5. Etat de L'art

En 2012 S. Kherris et al, ont réalisé une modélisation mathématique d'un système frigorifique solaire à absorption-diffusion fonctionnant avec le couple ammoniac-eau et l'hydrogène comme

Chapitre 1 : Recherche Bibliographique

gaz inerte. Les résultats obtenus mettent en évidence l'influence des différents paramètres sur les performances de l'installation [12].

En 2013, Hami Khelifa et al. ont réalisé une simulation numérique sous Trnsys_16 d'une machine solaire à absorption utilisant le couple (NH₃ — H₂O) comme fluide de fonctionnement sous les données climatiques de la ville de Béchar (Algérie). Les résultats obtenus pour la zone de Béchar semblent être intéressants, ce qui permet de faire économiser beaucoup d'énergie [13].

En 2015, O. Ketfi et M. Merzouk et al. ont présenté une analyse thermodynamique d'un système de réfrigération à absorption à un étage utilisant de l'eau-lithium paire de bromure. Les résultats de la simulation ont montré que le COP du cycle augmente avec l'augmentation des températures du générateur et de l'évaporateur, tandis qu'il diminue avec l'augmentation des températures du condenseur et de l'absorbeur [14].

En 2017 Omar Ketfi et al. ont réalisé une étude de faisabilité et ont évalué la performance des systèmes de refroidissement à absorption eau–LiBr à faible capacité fonctionnant dans différentes zones climatiques algériennes. Les résultats ont montré que le refroidisseur à absorption à simple effet pouvait fonctionner avec un COP supérieur à 0,6 à une température de l'air ambiant allant de 30 ° C à 40 ° C pour produire de l'eau glacée à 7 ° C. Le refroidisseur à absorption à double effet peut atteindre un COP plus élevé supérieur à 1,0 pour une plage de température de l'air ambiant de 30 à 40 ° C pour produire de l'eau glacée à 7 ° C [15].

En 2016, EG Papoutsit et al. ont examiné la performance de trois systèmes de refroidissement solaire différents, à savoir : 1) un système solaire électrique 2) un système solaire thermique et 3) un système de refroidissement solaire hybride. La meilleure performance est réalisée par le système solaire électrique avec un coefficient de performance maximal de 0.47 [8].

En 2016, Ahmed Hamza H. Ali et al. a présenté l'évaluation des performances d'un système de refroidissement par absorption solaire thermique, installé dans une zone chaude, aride et poussiéreuse en Haute-Égypte, Les résultats de performance du système montrent que l'efficacité quotidienne du capteur solaire au cours de la période rapportée varie d'environ 50% à 78%. Alors que le COP moyen du refroidisseur variait de 0,4 à 0,64 [9].

Chapitre 1 : Recherche Bibliographique

En 2016Y. Argouaz a étudié les performances énergétiques d'un système de refroidissement solaire utilisant la technologie d'absorption. La fraction solaire et le coefficient de performance du système de refroidissement solaire ont été évalués pour diverses conditions climatiques du Maroc. Il a constaté que le système fonctionnant à Errachidia affiche la meilleure fraction solaire annuelle moyenne (de 30 %) avec un COP (de 0,33) en raison des capacités solaires élevées de cette région. Les valeurs de fraction solaire dans d'autres régions variaient entre 19 % et 23 %. De plus, le coefficient des valeurs de performance montre dans les mêmes régions une variation significative de 0,12 à 0,33 tout au long de l'année. Une étude paramétrique détaillée a également été réalisée pour mettre en évidence l'effet des paramètres de fonctionnement et de conception sur les performances du climatiseur solaire [16].

En 2018, JavadAsadi et al. ont présenté une combinaison d'analyse thermo-économique et d'optimisation multi-objectifs d'un système de refroidissement à absorption solaire à simple-effet ammoniac-eau de 10 kW. Les résultats ont montré que le système de refroidissement avec des capteurs à tubes sous vides présente la meilleure solution économique avec un coût total de 7.2 k€ et une surface de captage de 24 m². Ils ont trouvé aussi que le système avec un capteur parabolique possède la plus haute efficacité exégétique solaire de 0.046 [17].

EN 2018 Khan et al. Ont réalisé une analyse de performance basée sur une simulation d'un système de refroidissement à absorption à effet simple assisté par énergie solaire pour deux configurations de système sous TRNSYS. L'analyse est réalisée pour répondre à une demande de pointe de refroidissement de 298 kW pour un bâtiment éducatif situé à Islamabad [18].

EN 2018 AnnamariaBuonomano et al. Ont présenté des analyses expérimentales et numériques d'un nouveau système de refroidissement solaire à haute température basé sur des capteurs solaires thermiques sous vide à plaques planes innovants (SC). Il s'agit du premier système de refroidissement solaire, comprenant un refroidisseur à absorption à double effet, qui est basé sur des capteurs solaires thermiques non concentrés. Les résultats ont montré que la performance énergétique évaluée du système de refroidissement solaire prototype avec de nouveaux capteurs est meilleure que celle du système de référence. En particulier, la différence entre le nouveau système de refroidissement solaire et le système de refroidissement solaire de référence devient de plus en plus significative, si l'on considère les effets de la poussière et de la défocalisation liés au

Chapitre 1 : Recherche Bibliographique

mécanisme de suivi des capteurs à concentration dans des environnements difficiles. Enfin, du point de vue économique, les résultats ont montré que le nouveau prototype était capable d'atteindre une bonne rentabilité [19].

En 2020 Matteo Bilardo a exploré la capacité d'un système de refroidissement solaire pour répondre à la demande énergétique estivale d'un immeuble multifamilial situé dans la région méditerranéenne. La conception optimale du système a réduit la demande de l'énergie primaire non-renouvelable par 48%, augmentant par conséquent le taux d'énergie renouvelable par plus 83%. Les résultats révèlent le potentiel du refroidissement solaire d'atteindre le but de maison à zéro énergie nette [20].

EN 2020, A, F Altuna a modélisé un système de refroidissement solaire à absorption à l'aide du logiciel TRNSYS. Les performances du système ont été étudiées dans les conditions météorologiques de Mugla, Trabzon, Izmir, Konya, Canakkale et Istanbul. Les résultats ont montré qu'en termes d'analyse financière, Izmir est la ville la plus appropriée pour les applications de systèmes de refroidissement par absorption solaire avec une période de récupération de 10,7 ans [21].

Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté la technologie de la climatisation solaire. Le principe est d'utiliser le refroidissement solaire pour limiter la consommation électrique des climatiseurs traditionnels et éviter les impacts négatifs sur l'environnement. Cette section nous permet de passer en revue les travaux qui ont été faits sur la machine à absorption et les installations de refroidissement solaire.

Parmi elles, trois technologies sont disponibles dans le commerce, à savoir l'absorption, l'adsorption et le refroidissement par dessiccation. Des études comparatives dans la littérature montrent que la technologie de refroidissement solaire peut économiser l'énergie primaire et réduire les émissions de CO₂.

L'objectif de cette recherche est la première technologie de climatisation solaire, l'absorption en boucle fermée. Après avoir fourni le contexte de la recherche, nous nous limitons maintenant à cette technologie. Dans le chapitre suivant, nous tenterons de décrire les modèles dynamiques qui

Chapitre 1 : Recherche Bibliographique

seront développés pour les différents composants du système de refroidissement solaire à absorption.

Chapitre 2: Modélisation des différents composants d'un système de rafraîchissement solaire

2.1. Introduction

Après avoir présenté dans le premier chapitre un état de l'art sur les différents systèmes solaire de rafraîchissement. Dans ce chapitre nous allons s'intéresser à la modélisation et au dimensionnement d'une installation de rafraîchissement par absorption.

2.2. Fonctionnement du système

Le système que nous allons étudier dans ce travail est un système de rafraîchissement solaire à absorption à effet simple, conçu pour le refroidissement d'une maison typiquement algérienne. Il est composé d'un champ de capteurs solaires plans, deux ballons de stockage (eau chaude et eau froide) et une machine à absorption, en plus des pompes de circulation, un système de régulation et un système de rafraîchissement auxiliaire. Le schéma du système de rafraîchissement solaire est présenté en Figure 2.1.

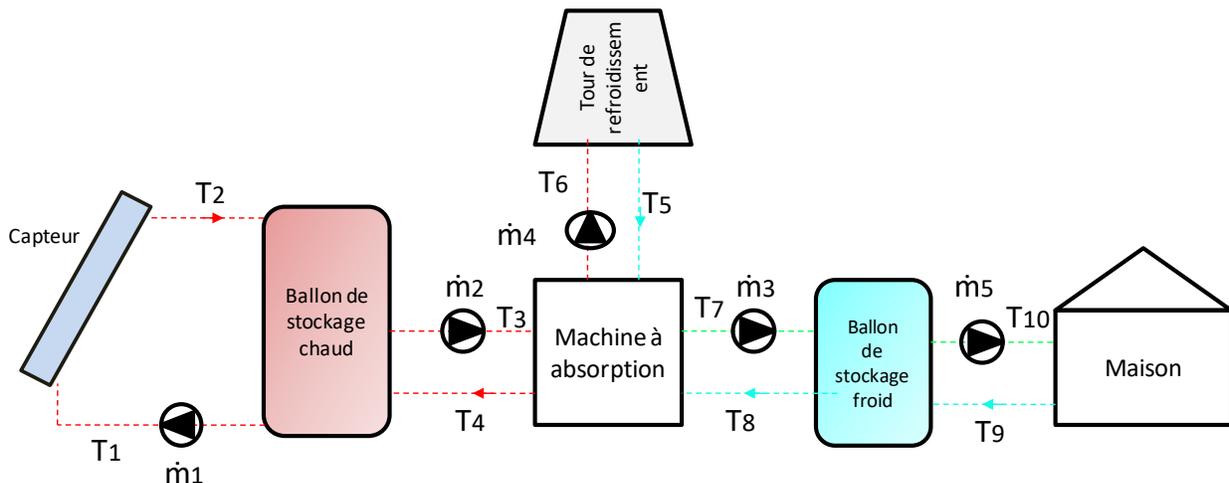


Figure 2-1 Schéma du système solaire de rafraîchissement étudié

Chapitre 2 Modélisation du système

Les capteurs solaires transforment le rayonnement solaire incident en chaleur. Un ballon de stockage d'eau chaude est placé entre les capteurs et l'entrée de la machine à absorption dans le but d'assurer le bon fonctionnement de l'installation lors de l'intermittence ou l'absence du rayonnement solaire. Chauffée dans les capteurs, l'eau chaude est transportée vers le réservoir de stockage où il fournit de la chaleur à l'eau à l'intérieur et retourne plus froid aux capteurs solaires. Un contrôleur différentiel est utilisé pour contrôler la pompe dans la boucle du champ de capteurs solaires. La pompe du circuit solaire démarre lorsque la température de l'eau à la sortie du capteur solaire est supérieure à celle du haut du ballon d'eau chaude et que la différence entre les deux températures, est supérieure à 5°C. Cela permet d'éviter que l'eau chaude du ballon de stockage ne vienne pas réchauffer le circuit solaire en cas d'absence du rayonnement solaire.

Le générateur de la machine à absorption donc est alimenté par l'eau chaude et produit l'eau froide. Cette dernière est stockée dans le ballon de stockage d'eau froide avant d'être distribuée dans la maison à rafraîchir à travers un plancher chauffant. Un système de rafraîchissement auxiliaire est utilisé pour ajuster la température du fluide à la sortie du ballon de stockage froid.

Enfin, la chaleur dégagée au niveau de l'absorbeur et le condenseur de la machine à absorption est évacuée à l'aide d'une tour de refroidissement.

La pompe P_{gen} alimentant le générateur de la machine à absorption ne démarre que lorsque les deux conditions suivantes sont satisfaites :

- La température en haut du ballon d'eau chaude excède 80°C qui est la température minimale nécessaire pour le fonctionnement du générateur
- La température du ballon d'eau froide est supérieure à 15°C.

Enfin, la pompe de distribution P_{dist} qui sert à pomper l'eau froide à travers la maison démarre quand la température intérieure excède la température de consigne de refroidissement (24°C) et que la température d'eau froide est inférieure à 17°C. La pompe P_{ref} qui sert à évacuer la chaleur vers la tour de refroidissement démarre en dès que la machine à absorption est activée.

2.3. Le bilan thermique de la maison

Le bilan thermique de la maison peut être prédit avec précision en se basant sur la modélisation dynamique des différents flux échangés au niveau d'un volume. [22]

Chapitre 2 Modélisation du système

$$\dot{Q} = \dot{Q}_{surf} + \dot{Q}_{inf} + \dot{Q}_{vent} + \dot{Q}_{gain} + \dot{Q}_{cplg} \quad (2.1)$$

Où

Q_{surf} – Flux de chaleur convectif de toute la surface intérieure

$$Q_{surf} = h_c \rho_a c_a (T_{surf,i} - T_{int}) \quad (2.2)$$

Q_{inf} – Gain d'infiltration du flux d'air extérieur

$$Q_{inf} = \dot{m}_{inf} \rho_a c_a (T_{amb} - T_{int}) \quad (2.3)$$

Q_{vent} – Les gains de ventilation provenant du système HVAC

$$Q_{vent} = \dot{m}_{vent} \rho_a c_a (T_{vent,i} - T_{int}) \quad (2.4)$$

Q_{gain} – Gains internes de convection (occupation, éclairage et appareils électroménagers)

$$Q_{gain} = h_c \rho_a c_a (T_{surf} - T_{int}) \quad (2.5)$$

Q_{cplg} – Les gains résultant d'un flux d'air convectif de la zone ou de la condition aux limites

$$Q_{cplg} = \dot{m} \rho_a c_a (T_{zone,i} - T_{surf}) \quad (2.6)$$

2.4. Modélisation des capteurs solaires

2.4.1. Principe de fonctionnement

Le capteur solaire thermique est un appareil qui capte le rayonnement solaire incident puis le transforme en chaleur par l'intermédiaire d'un fluide caloporteur (eau, air...). Ces appareils sont principalement utilisés pour le chauffage solaire actif et permettent le chauffage d'un fluide caloporteur qui assure le transport de l'énergie récupérée vers le stockage ou l'utilisation. Cette technologie permet d'obtenir des températures allant de 30°C pour le simple vitrage jusqu'à 90°C pour le double vitrage.

Ces collecteurs sont simplement des boîtes métalliques qui ont une sorte de vitrage transparent comme couvercle au-dessus d'une plaque absorbante de couleur sombre. Les côtés et le fond du collecteur sont généralement recouverts d'un isolant pour minimiser les pertes de chaleur vers d'autres parties du collecteur. Le rayonnement solaire traverse le vitrage transparent et frappe la plaque absorbante. Cette plaque se réchauffe, transférant la chaleur à l'eau qui est maintenu entre le vitrage et la plaque absorbante. Parfois, ces plaques absorbantes sont peintes avec des revêtements spéciaux conçus pour absorber et retenir la chaleur mieux que la peinture noire traditionnelle. Ces plaques sont généralement faites de métal qui est un bon conducteur - généralement du cuivre ou de l'aluminium.

2.4.2. Hypothèses

Les Hypothèses utilisées sont comme suit:

- L'écoulement est unidirectionnel
- Les caractéristiques des matériaux sont constantes dans les plages de température d'utilisation et indépendantes des conditions météorologiques.
- L'effet d'ombre est négligé.
- Le couvert est net de toutes saletés.
- La construction du capteur est uniforme et homogène.
- Le capteur est exempt de tous défauts de fabrication.
- Tous les capteurs sont identiques (même surface de captation et même débit).
- Les pertes thermiques à travers les conduites sont négligeables.
- L'écoulement est quasi-stationnaire.

2.4.3. Modélisation du capteur thermique plan

L'estimation de l'énergie thermique produite par le champ des capteurs solaires est une étape déterminante dans la modélisation d'un système de rafraîchissement solaire. En effet, la qualité de la source chaude a un grand impact sur les performances de la machine à absorption. Dans notre cas d'étude, la technologie du capteur plan double vitrage a été choisie pour alimenter la machine à absorption. La Figure 2.2 présente le schéma de principe d'un capteur plan. La technologie du capteur plan est utilisée généralement pour la production d'eau chaude sanitaire, mais aussi pour chauffer les bâtiments.

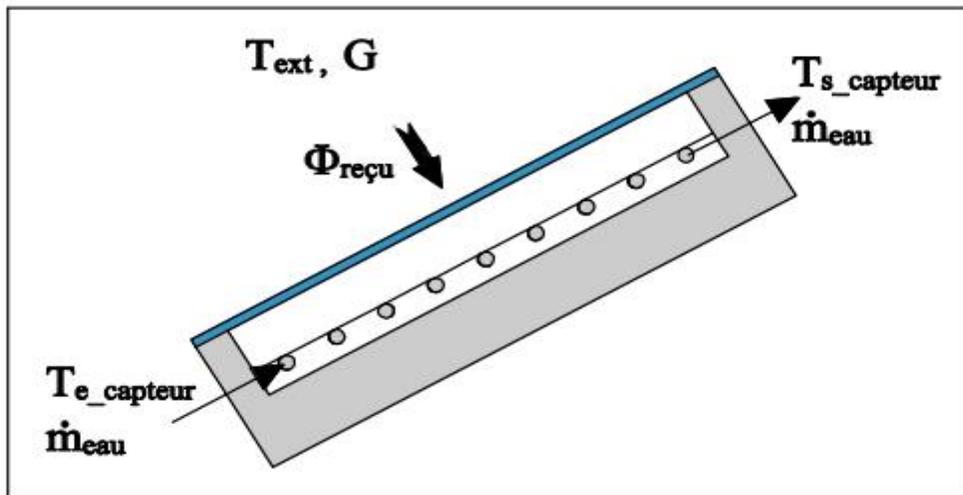


Figure 2-2. Schéma d'un capteur plan

A l'état stationnaire, l'énergie utile, Q_{capt} collectée par le capteur thermique peut être liée au rayonnement solaire incident, G et d'autres pertes thermiques et optiques par la formule suivante :[18]

$$Q_{capt} = A_{capt} \cdot F_R \cdot [G(\tau\alpha) - U_g(T_{capt,e} - T_{amb})] \quad (2.7)$$

Q_{capt} : Puissance utile du capteur (W).

Chapitre 2 Modélisation du système

A_{capt} : Surface de capteur (m²).

U_g : Coefficient de transfert de chaleur global (W/m² K).

$T_{capt,e}$: Température d'entrée de fluide caloporteur (K).

T_{amb} : Température ambiante (K).

τ : Transmittivité du couvercle du vitrage.

α : Absorptivité de la surface plate du récepteur.

G : Le rayonnement global incident sur le plan incliné de capteur (W/m²).

FR : Facteur de conductance thermique.

Le rendement thermique du capteur, qui est le rapport entre l'énergie utile produite et le rayonnement solaire incident sur le plan du capteur, peut être exprimé par l'équation suivante [18] :

$$\eta_{capt} = \frac{Q_u}{A_{capt} \cdot G} = \frac{\dot{m}_{capt} \cdot cp (T_{capt,s} - T_{capt,e})}{A_{capt} \cdot G} \quad (2.8)$$

\dot{m}_{capt} : Débit massique du capteur (kg/h)

$T_{capt,e}$: Température de sortie du fluide caloporteur (K).

La température de sortie est donnée par l'équation:

$$T_{capt,s} = T_{capt,e} + \frac{\eta \cdot A_{capt} \cdot G}{\dot{m}_{capt} \cdot cp} \quad (2.9)$$

En combinant les équations (7) et (9), on obtient:

$$T_{capt,s} = T_{capt,e} + \frac{A_{capt} \cdot FR \cdot [G(\tau\alpha) - U_g(T_{capt,e} - T_a)]}{\dot{m}_{capt} \cdot cp} \quad (2.10)$$

Cette dernière équation permet de déterminer la surface du champ des capteurs A_c requise pour atteindre la température de sortie désirée.

2.5. Modélisation du ballon de stockage

Le ballon de stockage est modélisé en prenant en compte le phénomène de stratification. Cette dernière est importante dans le sens qu'elle améliore la performance de la boucle solaire qui est

Chapitre 2 Modélisation du système

fortement influencée par le niveau la température du fluide caloporteur sortant du ballon (la partie basse) et entrant dans les capteurs solaires. Plus la différence de température entre le haut et le bas du ballon est importante, plus la performance du capteur thermique est élevée. En plus, la performance de la machine à absorption est liée à la source chaude (température sortant du haut du ballon de stockage).

Le phénomène de stratification consiste à décomposer le ballon de n segments de volumes identiques [24].

Premier nœud:

$$\rho_1 V_1 C p_{eau} \frac{dT_1}{dt} = \dot{m}_1 C p_{eau} (T_{i1} - T_1) - \dot{m}_2 C p_{eau} (T_2 - T_1) - U_1 A_1 (T_1 - T_{amb}) \quad (2.11)$$

Nœud intermédiaire:

$$\rho_i V_i C p_{eau} \frac{dT_i}{dt} = \dot{m}_1 C p_{eau} (T_{i-1} - T_i) - \dot{m}_2 C p_{eau} (T_{i+1} - T_i) - U_i A_i (T_i - T_{amb}) \quad (2.12)$$

Dernier nœud:

$$\rho_n V_n C p_{eau} \frac{dT_n}{dt} = \dot{m}_1 C p_{eau} (T_{n-1} - T_n) - \dot{m}_2 C p_{eau} (T_{i2} - T_n) - U_n A_n (T_n - T_{amb}) \quad (2.13)$$

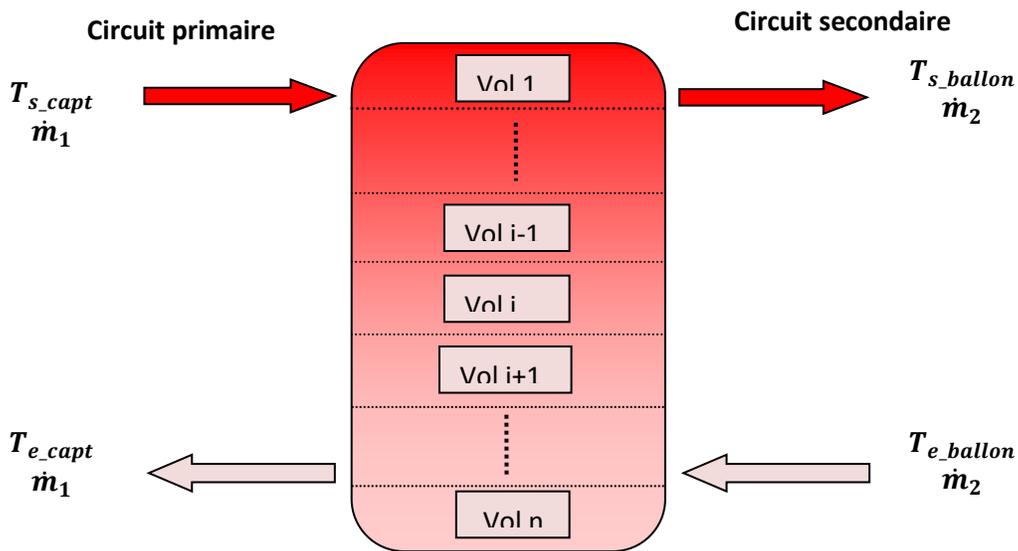


Figure 2-3. Ballon de stockage stratifié

Chapitre 2 Modélisation du système

Avec :

$(UA)_i$: est le coefficient de perte globale du segment i.

T_i : est la température du volume i.

2.6. Modélisation des pompes de circulation

Le débit massique du fluide pour la pompe (P_{dist}) dépend de la charge maximale de refroidissement et en considérant une différence de température de 5°C (ΔT) entre les fluides qui entre et sort du plancher.

$$\dot{m}_{P_{dist}} = \frac{P_{charge,max}}{c_p \cdot \Delta T} \quad (3.2)$$

Le débit massique du fluide pour P_{capt} est lié à la surface du capteur: ($\varphi=50 \text{ kg/h/m}^2$)

$$\dot{m}_{P_{capt}} = \varphi \cdot A_{capt} \quad (3.3)$$

Le débit massique du fluide pour P_{gen} est lié au coefficient de performance nominal de la machine à absorption.

$$\dot{m}_{P_{gen}} = \frac{\dot{m}_{dist}}{COP_{ACH}} \quad (3.4)$$

De la même manière, le de P_{ref} est déterminé:

$$\dot{m}_{ref} = \dot{m}_{P_{dist}} \left(1 + \frac{1}{COP_{MAB}} \right) \quad (3.5)$$

2.7. Modélisation de la machine à absorption

2.7.1. Principe de fonctionnement

Similaire à une machine à compression de vapeur, la machine à absorption est composée d'un condenseur, d'un détendeur et d'un évaporateur.

Chapitre 2 Modélisation du système

Les machines frigorifiques fonctionnent grâce à la faculté de certains liquides d'absorber et de désorber une vapeur. De plus, la solubilité de cette vapeur dans le liquide est fonction des paramètres pression/température. Le fluide de travail est donc un mélange binaire, dont l'un des composants est beaucoup plus volatil que l'autre et constitue le fluide frigorigène. Dans le domaine du rafraîchissement des bâtiments, le couple le plus utilisé est l'Eau Bromure de Lithium ($H_2O/LiBr$) où l'eau est le fluide frigorigène [25].

La Figure 2-4 représente les différents composants et le principe de fonctionnement d'une machine à absorption simple effet fonctionnant avec le couple $H_2O/LiBr$.

Les machines à absorption sont des machines à trois sources de chaleur (tri thermes) qui fonctionnent grâce à trois niveaux de températures :

$$T_b = T_{evap}(\text{évaporateur}) < T_m(\text{environnement}) = T_{cond}(\text{condenseur}) =$$

$$T_{abs}(\text{absorbeur}) < T_{gen} = T_h(\text{générateur ou désorbeur}).$$

Elles produisent donc le froid à partir d'un apport de chaleur Q_{gen} à la température T_h et sans échange de travail avec l'extérieur.

Les deux températures T_b et T_m imposent respectivement deux niveaux de pression:

P_h : la Haute Pression au niveau du condenseur et du générateur,

P_b : la Basse Pression au niveau de l'évaporateur et de l'absorbeur.

Le déroulement d'un cycle est clarifié comme suit:

Le générateur ou désorbeur: la solution riche en eau (3), qui constitue ici notre fluide frigorigène, reçoit la quantité de chaleur Q_{gen} à une température T_h . Cela provoque la vaporisation d'une partie du fluide frigorigène dissous dans la solution : c'est le phénomène de désorption. En sortie de générateur, il y a séparation ; d'un côté on obtient de la vapeur d'eau (5), de l'autre une solution pauvre en eau (3).

Le condenseur : c'est la température T_m du fluide caloporteur alimentant le condenseur qui fixe la température de condensation et donc la pression au sein du couple générateur/condenseur. Pour qu'il y ait condensation du fluide frigorigène, cela implique le rejet de la chaleur de condensation Q_{cond} à la température T_m .

L'évaporateur: à la sortie du condenseur (6), le fluide frigorigène subit un laminage (7) au travers d'un détendeur, puis s'évapore en prenant la chaleur Q_{evap} au fluide à refroidir. La température d'évaporation ainsi que la pression de l'ensemble évaporateur/absorbeur est fixée par la température de la source froide, T_b .

Chapitre 2 Modélisation du système

L'absorbeur : la vapeur issue de l'évaporateur (8) y rencontre la solution pauvre en fluide frigorigène en provenance du générateur (4). Celle-ci se dissout dans la solution, provoquant ainsi l'enrichissement (en fluide frigorigène) de la solution : c'est le phénomène d'absorption.

La chaleur Q_{abs} émanant de cette transformation exothermique est évacuée par un fluide caloporteur à la température T_m . En sortie d'absorbeur (1), on a donc une solution enrichie en fluide frigorigène. Le rôle de l'absorbeur est prépondérant, ses performances d'absorption conditionnant l'efficacité de la machine à absorption.

Signalons que, dans cet exemple, le refroidissement de l'absorbeur et du condenseur est réalisé en série.

La pompe est chargée de transporter la solution pauvre en fluide frigorigène de l'absorbeur vers le générateur. De plus, la présence de deux détendeurs pour créer une différence de pression entre d'un côté l'ensemble générateur/condenseur (représentant la haute pression) et de l'autre le couple évaporateur/absorbeur (représentant la basse pression).

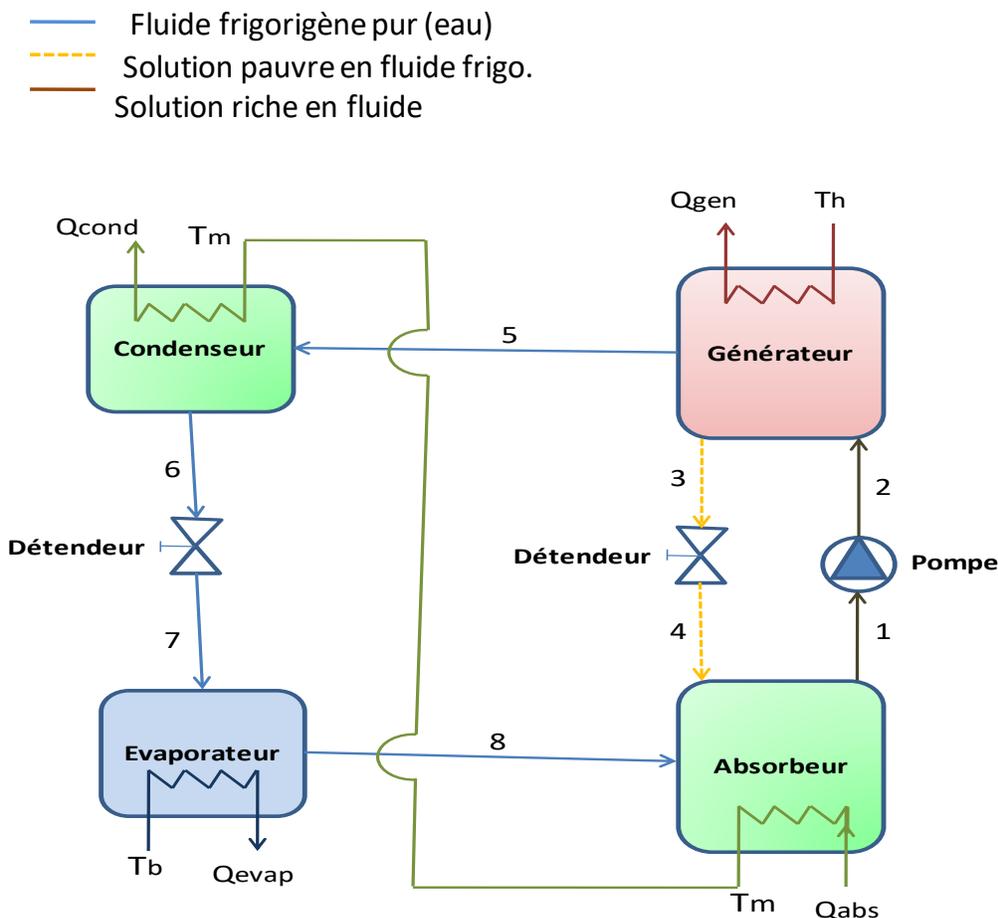


Figure 2-4 Structure d'une machine frigorifique à absorption H2O/LiBr

Chapitre 2 Modélisation du système

L'énergie thermique qui doit être soustraite de l'eau réfrigérée pour l'amener de sa température d'entrée à la température de consigne. C'est l'énergie produite au niveau de l'évaporateur de la machine à absorption et entrante dans le ballon d'eau froide. Elle est donnée par la formule suivante:

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{eau} c p_{eau} (T_{eau,e} - T_{eau,consigne}) \quad (2.14)$$

$T_{eau,consigne}$ est l'eau réfrigéré à la température de consigne (°C); \dot{m}_{eau} est le débit massique de l'eau réfrigéré (kg/hr).

L'énergie thermique fournie au générateur de la machine à absorption par l'eau chaude est définie par a formule suivante:

$$\dot{Q}_{gen} = \frac{\dot{Q}_{evap}}{COP_{MAB}} \quad (2.15)$$

L'énergie thermique rejetée par la tour de refroidissement est donnés par:

$$\dot{Q}_{ref} = \dot{Q}_{evap} + \dot{Q}_{gen} + \dot{Q}_{aux} \quad (2.16)$$

Q_{aux} est la somme d'énergies consommées par les différents composants du system comme les pompes et les contrôleurs.

Le coefficient of performance (COP) est définit comme suit:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{evap}}{E_{tot} + \dot{Q}_{gen}} \quad (2.17)$$

2.8. Modélisation de la tour de refroidissement

Le tour de refroidissement permet de refroidir l'eau circulant dans l'absorbeur puis dans le condenseur de la machine à absorption. La figure représente une tour de refroidissement ouverte à contre-courant [25].

La quantité de chaleur rejetée par la tour de refroidissement est donnée par:

$$\dot{Q}_{ref} = \varepsilon_a \dot{m}_a (h_{sat,eau,e} - h_{a,e}) \quad (2.18)$$

L'efficacité du transfert thermique est donnée par:

Chapitre 2 Modélisation du système

$$\varepsilon_a = \frac{h_{a-s} - h_{a-e}}{h_{sat,eau,e} - h_{a-e}} \quad (2.19)$$

La température de sortie de l'eau peut être calculée par la relation suivante :

$$T_{eau-s} = \frac{\dot{m}_{eau-e} C_{peau} T_{eau-e} - Q_{ref}}{\dot{m}_{eau-s} C_{peau}} \quad (2.20)$$

Le débit d'eau à la sortie est donné par la relation suivante :

$$\dot{m}_{eau-s} = \dot{m}_{eau-e} - \dot{m}_a (\omega_{a-s} - \omega_{a-e}) \quad (2.21)$$

Avec:

ε_a : Efficacité de transfert thermique de l'air;

\dot{m}_{a-e} et \dot{m}_{a-s} : Débit massique de l'air sec à l'entrée et la sortie, respectivement (kg/hr);

T_{eau-e} et T_{eau-s} : Température de l'eau entrant et sortant de la tour (°C), respectivement;

C_{peau} : Chaleur massique de l'eau,

\dot{m}_{eau-e} et \dot{m}_{eau-s} : Débit massique de l'eau à l'entrée et la sortie de la tour, respectivement;

$h_{a,e}$ et $h_{a,s}$: Enthalpie de l'air entrant et sortant dans la tour, respectivement;

$h_{sat,eau,e}$: Enthalpie de l'air à l'état saturé à la température de l'eau qui entre dans la tour;

ω_{a-e} et ω_{a-s} : Taux d'humidité de l'air à l'entrée et la sortie de la tour, respectivement.

Chapitre 2 Modélisation du système

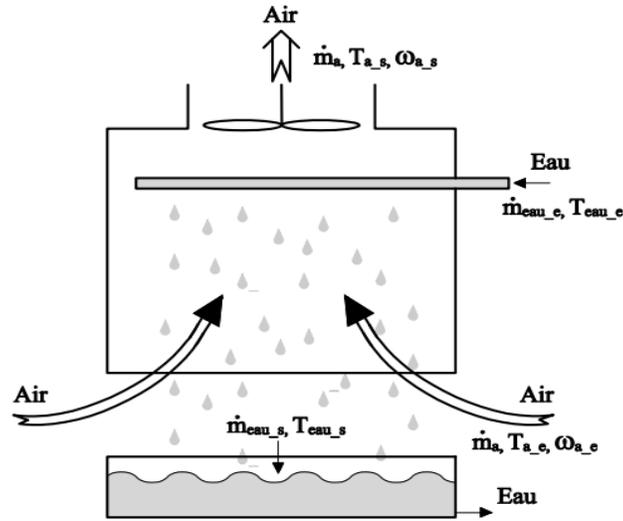


Figure 2-5 Représentation de la tour de refroidissement

2.9. L'auxiliaire (l'appoint):

C'est l'énergie fournie à l'eau par l'appoint pour atteindre la température de consigne [26].

$$Q_{aux} = \frac{\dot{m}.c.p.(T_{consigne}-T_e)+UA(\bar{T}-T_{amb})}{\eta_{appoint}} \quad (2.22)$$

Avec: $\bar{T} = \frac{T_{consigne}+T_e}{2}$

$\eta_{appoint}$ est l'efficacité de l'appoint [0,1], $T_{consigne}$ est la température de consigne du thermostat interne de l'appoint (°C); T_e est la température d'entrée de l'eau (°C); UA est le coefficient de perte global entre l'appoint et l'environnement (kj/hr).

2.10. Bilan énergétique

Les différentes énergies (thermiques et électriques) produites et consommées mise en jeu dans le système solaire sont représentées par la figure.

Les définitions des énergies thermiques (Q) consommées et produites (en kWh) sont les suivantes :

Q_{sol} : Energie solaire thermique totale incidente dans le plan des capteurs

Q_{capt} : Energie captée par le champ de capteurs et entrante dans le ballon d'eau chaude,

Q_{gen} : Energie fournie au générateur de la machine à absorption,

Q_{ref} : Energie rejetée par la tour de refroidissement,

Q_{evap} : Energie produite à l'évaporateur de la machine à absorption et entrante dans le ballon d'eau froide,

Q_{dist} : Energie distribuée dans le bâtiment.

Les définitions des énergies électriques (E_p) consommées (en kWh) sont les suivantes :

E_{p_capt} : Energie consommée par la pompe du circuit solaire,

E_{p_gen} : Energie consommée par la pompe du circuit générateur,

E_{p_ref} : Energie consommée par la pompe du circuit refroidissement,

E_{p_evap} : Energie consommée par la pompe du circuit évaporateur,

E_{p_dist} : Energie consommée par la pompe du circuit distribution,

E_{abs} : Energie consommée par la machine à absorption,

E_{ven_tour} : Energie consommée par le ventilateur de la tour de refroidissement,

E_t : Energie électrique consommée totale.

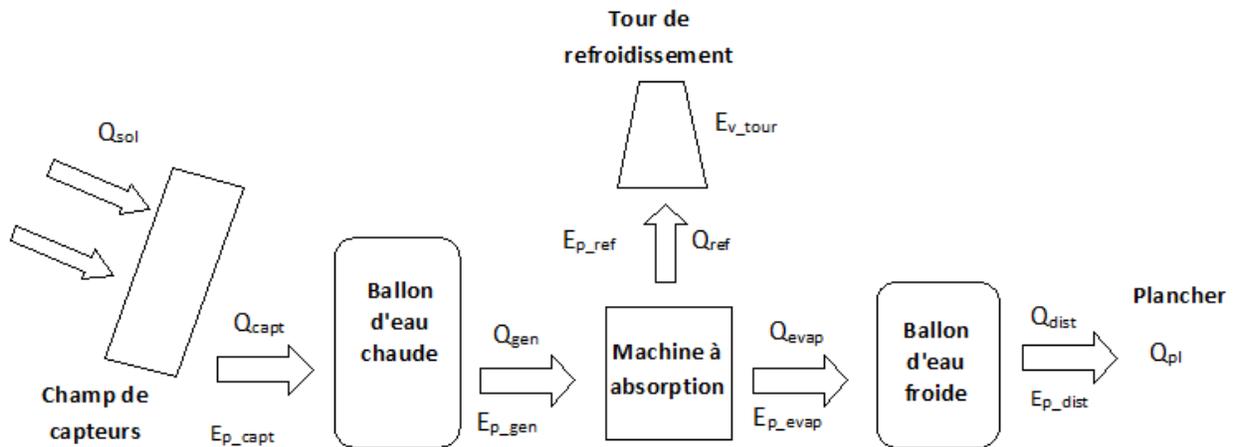


Figure 2-6. Les principales énergies produites et consommées par les différents composants du système solaire

2.11. Performances énergétiques du système solaire

2.11.1. Le coefficient de performance solaire

Le coefficient de performance solaire net moyen est défini comme étant le rapport entre l'énergie frigorifique distribuée dans le bâtiment (Q_{dist}) et l'énergie solaire incidente dans le plan des capteurs (Q_{capt}) :

$$COP_{sol} = \frac{Q_{dist}}{Q_{capt}} \quad (2.28)$$

2.11.2. Coefficient de performance électrique

Le coefficient de performance électrique global (COP_{elec}) est le rapport entre l'énergie frigorifique distribuée dans le bâtiment (Q_{dist}) et la consommation électrique totale de l'installation (Q_{elec}) :

$$COP_{elec} = \frac{Q_{dist}}{E_{elec}} \quad (2.29)$$

Chapitre 2 Modélisation du système

2.11.3. Coefficient de performance thermique

Le Coefficient de performance thermique de la machine à absorption rapport entre l'énergie frigorifique produite à l'évaporateur (Q_{evap}) et l'énergie motrice fournie au générateur de la machine (Q_{gen}) :

$$COP_{th} = \frac{Q_{evap}}{Q_{gen}} \quad (2.30)$$

2.12. Conclusion

Dans ce chapitre, une modélisation mathématique détaillée des principaux éléments qui composent notre système solaire a été effectuée. Ces éléments incluent le capteur thermique solaire, le réservoir de stockage, la machine à absorption...etc. Aussi, la modélisation du bâtiment, sur lequel notre système est appliqué, a été présentée. Enfin, nous avons défini le bilan énergétique et les différents indicateurs de performances qui nous permettent d'évaluer la performance énergétique de notre système solaire.

Chapitre 3: Simulation numérique du fonctionnement du système de rafraîchissement solaire sous TRNSYS

3.1. Introduction

La simulation dynamique des bâtiments et des systèmes permet de prédire leurs comportements énergétiques en fonction des changements apportés sur la stratégie de contrôle des équipements, le type de matériaux utilisés pour les parois, l'architecture et la source d'énergie entre autres éléments. Dans ce chapitre, on présente les différentes caractéristiques du bâtiment étudié. Sa modélisation a été réalisée avec le logiciel TRNSYS 16 et son module TRNBUILD [2].

3.2. Description du logiciel TRNSYS

Il existe aujourd'hui un grand nombre de logiciels de simulation concernant la simulation thermique des bâtiments. Ce sont des outils puissants pour étudier les performances thermiques du bâtiment et ses systèmes énergétiques et de prédire le confort thermique de ses occupants. Parmi les logiciels les plus appropriés dans le domaine du bâtiment, l'environnement de simulation TRNSYS. **TRNSYS** (TRaNsientSYstem Simulation) est un environnement de simulation dédié au calcul des performances thermiques des bâtiments multizones et de leurs équipements, ainsi que des systèmes thermiques en général.

3.3. Description du système solaire sous TRNSYS

Les performances du système de rafraîchissement considéré dans cette étude sont simulées sous TRNSYS. Cet outil permet de calculer les profils de températures, des débits massiques et énergies des principales composantes du système durant toute la période de rafraîchissement. Le modèle global du système proposé inclut plusieurs sous-modèles qui sont liés entre eux pour former le modèle globale de simulation comme présente la Figure 3.1. Particulièrement, les sous-modèles sont le champ de capteurs, les ballons de stockage d'eau (chaude et froide), la machine à absorption, des pompes de circulation et les accessoires comme les mixeurs et les diverteurs. Ces derniers sont choisis de la bibliothèque du logiciel. En plus, un système de contrôle composé de modèles spécifiques a été développé pour gérer le fonctionnement du système et pour le calcul des performances du système.

Chapitre 3: Simulation numérique du fonctionnement du système

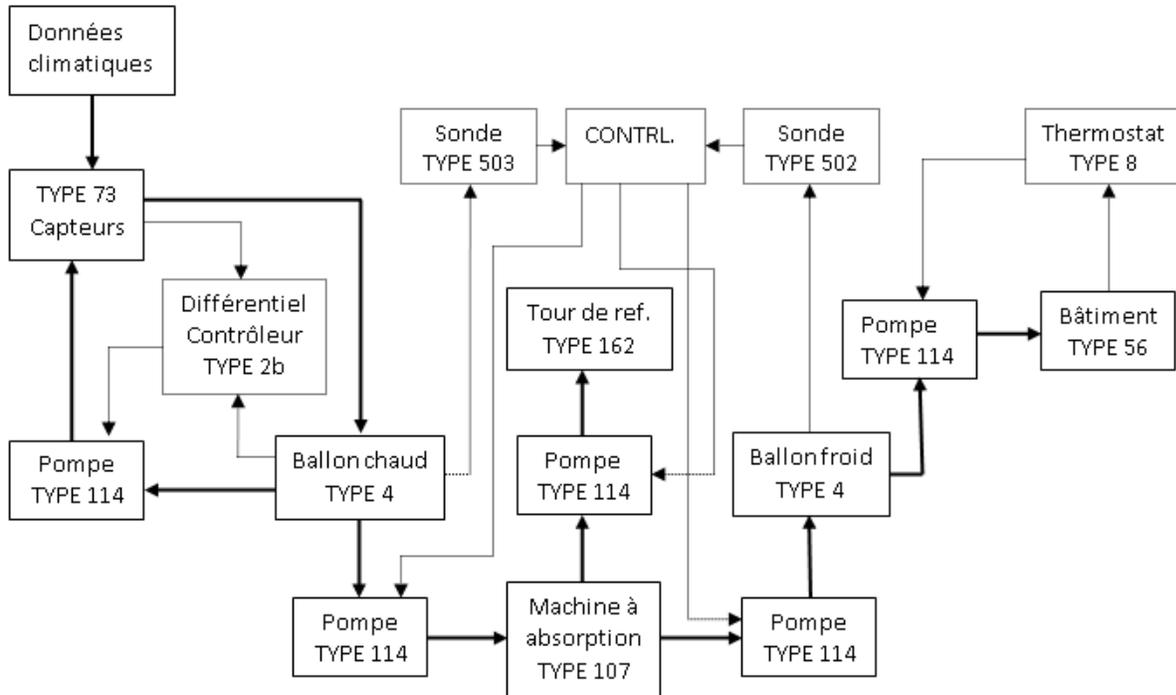


Figure 3-1 Système solaire étudié sous TRNSYS

En ce qui suit, la description des différents modèles précédemment cités est présentée.

3.3.1. Données climatiques

Les données météorologiques de la ville d'Adrar sont générées par Météo-norm et modélisées par TYPE 109 [27].

Adrar est doté d'un climat désertique. Il n'y a pratiquement aucune précipitation toute l'année à Adrar. La température moyenne annuelle à Adrar est de 25.9 °C (figure 3-3). La période la plus lumineuse de l'année dure 4-5 mois, avec un rayonnement solaire incident en ondes courtes par mètre carré supérieur à 7,1 kWh (figure 3-2).

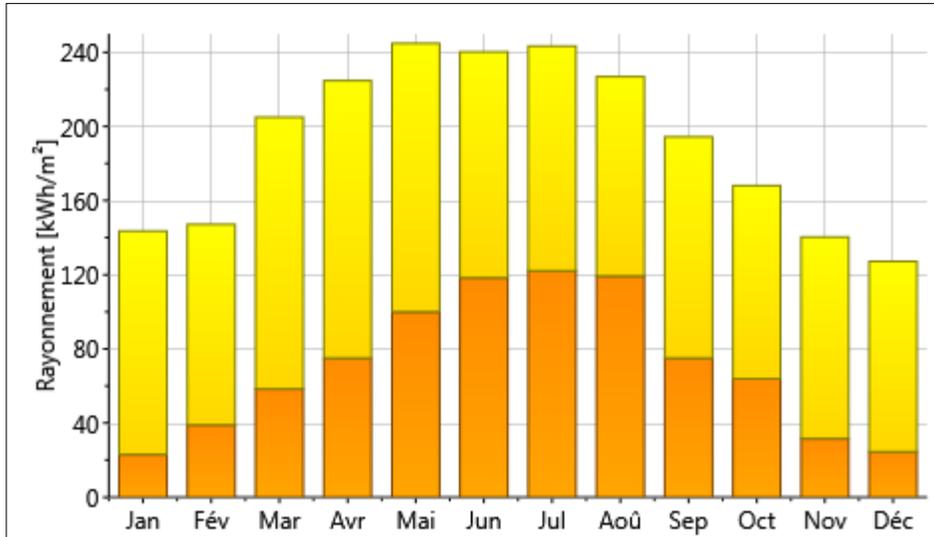


Figure 3-2 Rayonnement solaire à Adrar

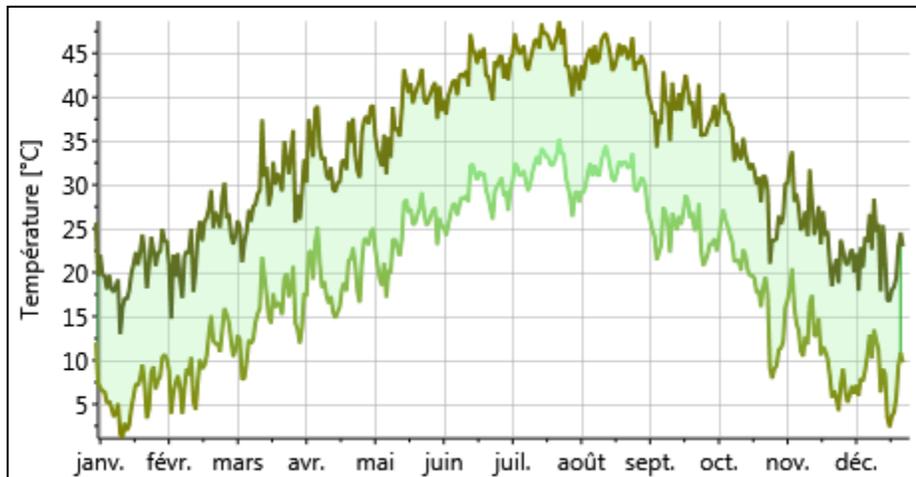


Figure 3-3 Figure 3 3Température ambiante mensuelle à Adrar

3.3.2. Capteurs thermiques plans

Modèle TRNSYS : Type 73[25]. Ce composant modélise les performances thermiques d'un capteur plan théorique. Le réseau de collecteurs total peut être constitué de collecteurs connectés en série et en parallèle. Les performances thermiques de l'ensemble du réseau de capteurs sont déterminées par le nombre de modules en série et les caractéristiques de chaque module. Ce modèle

Chapitre 3: Simulation numérique du fonctionnement du système

permet les analyses théoriques d'une plaque plane. Le modèle est en régime permanent. Le Tableau 3.1 présente les paramètres du capteur thermique utilisé dans la simulation.

Tableau 3-1 Paramètre du capteur thermique [25].

Paramètre	Valeur	Unité
Surface brute totale	20	[m ²]
Inclinaison	28	[°]
Chaleur spécifique	4.19	KJ/kg. K
Coefficient de pertes thermiques de capteur	3	KJ/h*m ² *K
Rendement optique du capteur	0.7	-

La surface de captage peut être estimée par la formule suivante:

$$A_{capt} = \frac{P_{MAB}}{COP_{capt}} \frac{1}{\eta_{capt}} \quad (3.1)$$

En considérant une machine à absorption de 10 KW et en utilisant l'équation (3.1), la surface nécessaire est approximativement 20m² de capteur plan.

3.3.3. Réservoir de stockage stratifié

Modèle TRNSYS : Type 4[25] Les performances thermiques d'un réservoir de stockage d'énergie sensible rempli de fluide, soumis à une stratification thermique. Cette instance de type 4 modélise un réservoir stratifié ayant des positions d'entrée variables de sorte que le fluide entrant puisse être ajouté au réservoir à une température aussi proche que possible de sa propre température. Le réservoir de stockage d'eau froide est modélisé comme un réservoir entièrement mélangé et aucun effet de stratification n'est possible. Le Tableau 3.2 présente les paramètres du réservoir de stockage utilisé dans la simulation.

Le taux recommandé entre la surface du capteur et le volume de stockage peut être estimé par l'équation suivante : [28]

$$0.05m \leq V_{réservoir} \leq 0.18m \quad (3.2)$$

Chapitre 3: Simulation numérique du fonctionnement du système

Pour une surface de 20m² de capteur plan et en considérant un volume de 50L/m², on obtient un volume de stockage de 1m³.

Tableau 3-2 Paramètre du réservoir du stockage [29]

Paramètre	Valeur	Unité
Type	stratifié	-
Volume/surface du capteur	50	L/ m ²
Nombre de nœuds	5	
Hauteur	2	m
Coefficient de perte thermique	0.694	W.m ² /K
Densité du fluide	1000	kg/m ³
Chaleur spécifique	4.19	kJ/kg. K

3.3.4. Machine à absorption

Modèle TRNSYS : Type 107[25]. Le Type107 utilise une approche de recherche de données de catalogue normalisée pour modéliser un refroidisseur à absorption à eau chaude à effet unique. Ce type est basé sur un fichier de données extérieur définissant la capacité de la machine et les coefficients de performance pour les différentes conditions d'opération. Le fichier de données est généré en se basant sur d'un côté, les profils de températures d'entrée de l'eau chaude, froide et réfrigérée et d'autre côté sur les débits massiques de l'eau. A cet effet, une machine de 10 KW est choisie dans cette étude avec un coefficient de performance de 0.53.

3.3.5. Pompes à vitesse simple

Modèle TRNSYS : Type 114. Le Type 114 modélise une pompe à vitesse unique (constante) capable de maintenir un débit massique de sortie de fluide constant. Les équations de calcul des débits de chaque pompe du système sont [30] :

-

3.3.6. Contrôleur différentiel

Modèle TRNSYS : Type 2. Le régulateur différentiel tout ou rien génère une fonction de régulation qui peut avoir la valeur 1 ou 0. La valeur du signal de régulation est choisie en fonction de la différence entre les températures haute et basse T_h et T_l , par rapport à deux écarts de température de bande morte $DT1$ et $DT2$.

3.3.7. Thermostat d'ambiance à 3 étages

Modèle TRNSYS : Type 8. Un thermostat d'ambiance à trois étages est modélisé pour produire trois fonctions de contrôle marche/arrêt qui peuvent être utilisées pour contrôler un système doté d'une source de chaleur solaire, d'un chauffage auxiliaire et d'un système de refroidissement. Le contrôleur commande le refroidissement à des températures ambiantes élevées, le chauffage du premier étage (source solaire) à des températures ambiantes plus basses et le chauffage du deuxième étage (source auxiliaire) à des températures ambiantes encore plus basses.

3.3.8. Bâtiment multizone

La maison étudiée dans ce projet est une maison individuelle située à Adrar le sud de l'Algérie Sa superficie totale est de 80 m^2 elle est composée de deux chambres et un séjour. Dans notre cas, l'enveloppe de la maison (murs extérieurs, plancher et plafond) est isolée. En plus, les fenêtres sont en double vitrage dont la surface est de 8 m^2 . On suppose que l'orientation de maison est Nord-Sud pour capter mieux le rayonnement solaire en été, d'une part et améliorer la ventilation naturelle en été. Les propriétés thermo-physiques de l'enveloppe et des fenêtres sont présentées dans le Tableau 3.1.

Chapitre 3: Simulation numérique du fonctionnement du système

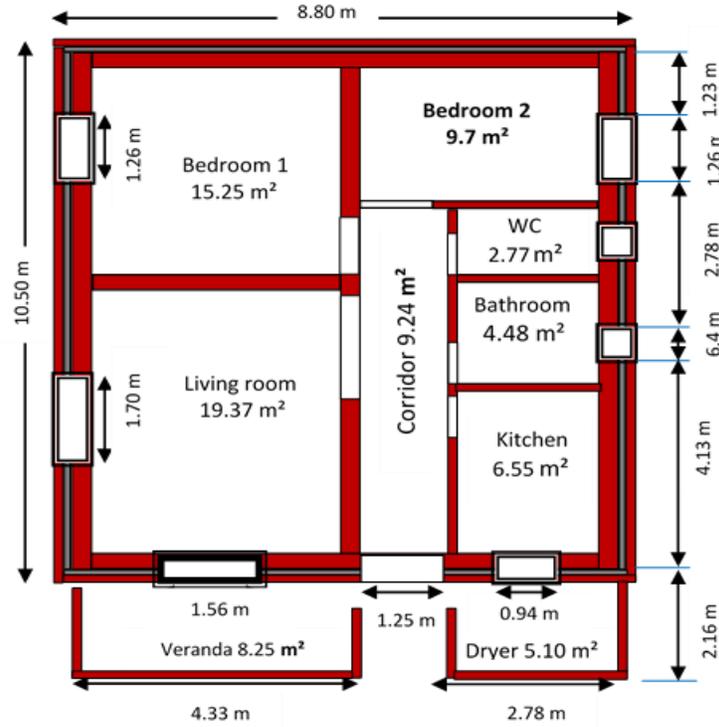


Figure 3-4 Vue en plan de la maison

Tableau 3-3 Valeurs de U de différents éléments de l'enveloppe

Couches	Composition	Epaisseur (m)	Valeur de U (W/m ² .K)
Mur	Brique creuse	0.12	0.33
	Polystyrène	0.09	
	Brique creuse	0.10	
Plancher	Polystyrène	0.06	0.36
	Béton	0.06	
	Ciment	0.05	
Plafond	Béton	0.03	0.23
	Polystyrène	0.16	
	Hourdis	0.20	
	Ciment	0.05	
Fenêtre	Double vitrage	-	1.10

Chapitre 3: Simulation numérique du fonctionnement du système

Le Modèle TRNSYS utilisé est Type 56[24]. Ce composant modélise le comportement thermique d'un bâtiment considéré comme une seule zone thermique. La description du bâtiment est lue par ce composant à partir d'un ensemble de fichiers externes. Les fichiers peuvent être générés sur la base des informations fournies par l'utilisateur en exécutant le programme de préprocesseur appelé TRNBuild. Cette instance de Type56 génère son propre ensemble de fichiers de sortie récapitulatifs mensuels et horaires.

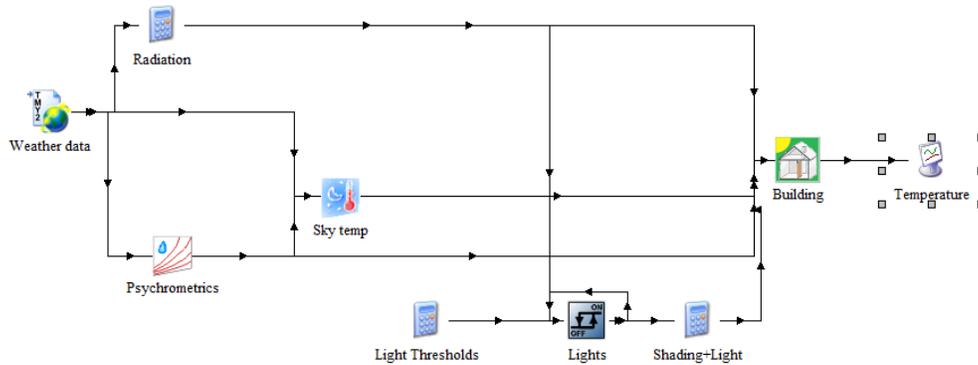


Figure 3-5 Schéma de bâtiment multizone

Le **TYPE 56** est relié à 4 composants pour tenir compte des conditions climatiques dans lesquelles la maison a été modélisée :

- **TYPE 109**: Un fichier météo issu de la base de données Métronome incluse dans les bibliothèques de TRNSYS. Il fournit des informations sur les températures ambiantes, la radiation solaire, le taux d'humidité, la pression sur une année type pour plusieurs villes à travers le monde. Dans notre cas, nous avons utilisé le fichier météo d'Adrar.

TYPE 33e: Une table psychrométrique qui permet de déterminer la température de rosée extérieure.

- **TYPE 69b** : Permet de déterminer la température effective du ciel nécessaire pour évaluer les pertes de l'enveloppe du bâtiment vers le ciel, sous forme de radiation;

- **TYPE 77** : Un composant qui modélise la distribution verticale de la température du sol.

Ces quatre composants associés au TYPE 56 permettent au final de modéliser avec précision les conditions extérieures auxquelles le système de chauffage et de climatisation doit remédier pour répondre aux besoins de confort des habitants. Ainsi, une fois la simulation

Chapitre 3: Simulation numérique du fonctionnement du système

effectuée pour une période annuelle, le TYPE 56 fournit un fichier Charges_Totales.txt qui correspond au profil de charges du bâtiment, selon les informations contenues dans le fichierMaison.bui

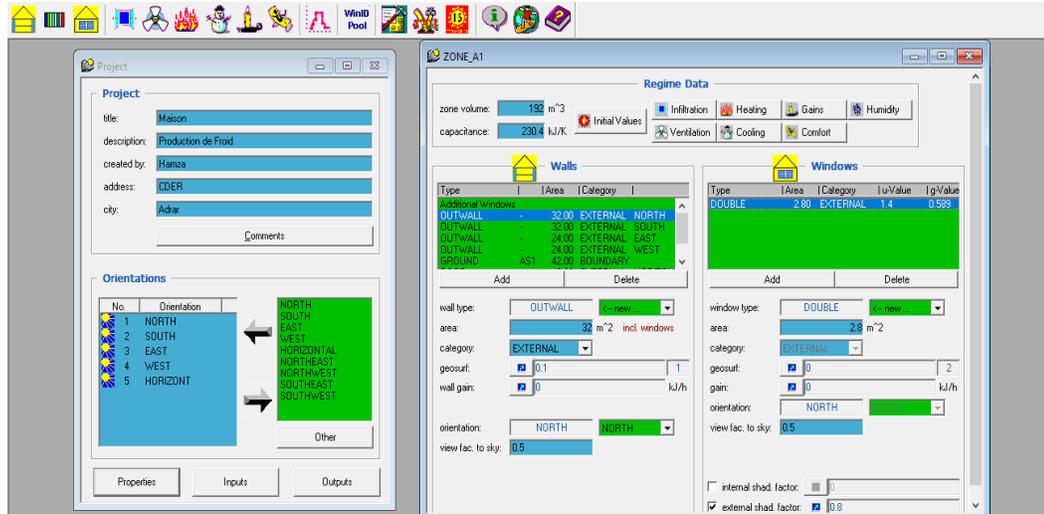


Figure 3-6 Conception du projet sur TRNBuild

3.4. Paramètres de simulation

Les différents paramètres utilisés dans l'estimation de la demande de rafraîchissement de la maison étudiée sont présentés dans le **Tableau 3-4**. Ces paramètres sont détaillés ci-dessous:

- Les gains internes sont les charges thermiques (sensible et latente) dégagées par les occupants, l'éclairage et les appareils électroménagers (télévision, réfrigérateur, ordinateur, ...etc.). Ces gains contribuent à l'amélioration du confort thermique en hiver mais ils augmentent la charge de rafraîchissement en été. Ils contiennent généralement une part radiative et une part convective.
- Le débit de renouvellement d'air est défini par le nombre de volume d'air de la zone échangé avec le milieu extérieur chaque heure (Vol/h). Ce dernier constant ou variable (scénario).
- Pour calculer la demande énergétique de refroidissement, une température de consigne doit être définie par l'utilisateur. C'est la température à laquelle la température interne doit être inférieure et les occupants se sentent le confort.
- Les données du régime requises, telles que le volume (m^3) et la capacité (KJ/K) de l'air dans la zone thermique, la température initiale ($^{\circ}C$) et l'humidité relative initiale (%) de l'air de la zone.

Tableau 3-4 Paramètres de simulation

Chapitre 3: Simulation numérique du fonctionnement du système

Paramètre	Valeur	Unité
Température initiale	20	°C
L'humidité relative	25	%
Volume	192	m ³
Capacité	230.4	kJ/K
Gain thermique par personne	115 (75 sensible et 40 latente)	W
Gain thermique par l'éclairage	15	W/m ²
Gain thermique par appareils	30	W/m ²
Température de consigne	25	°C
Infiltration d'air	0.6	Vol/h

3.5. Conclusion

Dans ce chapitre, la simulation dynamique d'un système de rafraîchissement solaire en utilisant le logiciel TRNSYS a été présentée. D'abord, nous avons construit le modèle global de simulation de notre système solaire en choisissant pour chaque composant, un TYPE approprié sélectionné à partir de la bibliothèque TRNSYS. Ensuite, une étude détaillée de chaque composant a été effectuée. Dans ce cas, nous avons déterminé pour chaque composant les paramètres de simulation, les entrées et les sorties. La simulation dynamique nous permet d'évaluer la performance énergétique de la machine à absorption et les paramètres qui influent sur les performances du système solaire.

Chapitre 4: Résultats et discussions

4.1. Introduction

Dans le précédent chapitre, on a présenté les différents modèles utilisés dans la simulation globale d'un système refroidissement solaire à absorption. Le logiciel TRNSYS 16.0 nous permet de connecter ces différents modèles, et de résoudre les différentes équations pour chaque pas de temps. Dans ce chapitre nous avons présenté les résultats de la simulation dynamique. Le système de refroidissement doit produire l'eau froide pour rafraîchir une maison individuelle typique sous les conditions climatiques de la région d'Adrar (Algérie).

4.2. Bilan énergétique de la maison étudiée

Avant de discuter les performances du système solaire, il est important de présenter le comportement énergétique de la maison étudiée. La **Figure 4.1** présente la demande de rafraîchissement et les gains (interne, solaire et infiltration) de la maison étudiée durant une journée typique. On peut remarquer que la demande d'énergie est influencée par les différents gains d'énergie, notamment le gain par infiltration. Elle est faible au début du jour, puis elle commence à augmenter avec le lever du soleil jusqu'à atteindre une valeur maximale à la fin du jour. Le gain solaire à travers les fenêtres est absent durant la nuit et atteints le maximum au milieu du jour. Le gain par infiltration à travers l'enveloppe de la maison est influencé par la masse thermique de l'enveloppe. Le déphasage entre les gains solaire et la demande d'énergie est dû à la masse thermique de l'enveloppe de la maison. Les gains internes (personnes, appareils, ...) sont relativement constants, ils sont importants en jour car l'activité des personnes sont prises en considérations.

Chapitre 4: Résultats et discussions

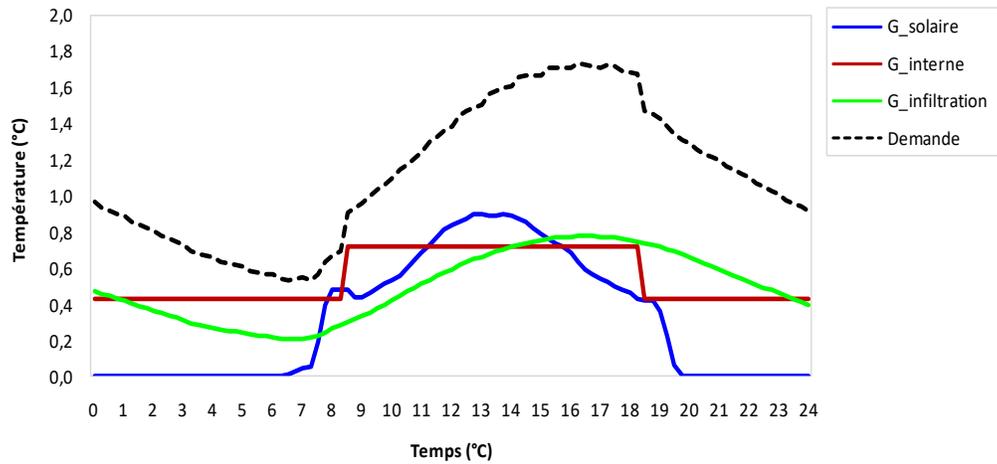


Figure 4-1 Bilan journalier de la maison étudiée

Sur la **Figure 4.2**, qui représente la répartition mensuelle de la demande d'énergie nécessaire pour rafraîchir la maison, on peut remarquer que la demande est maximale en mois de Juillet et Août. Donc, plus le mois est chaud, plus la demande est importante.

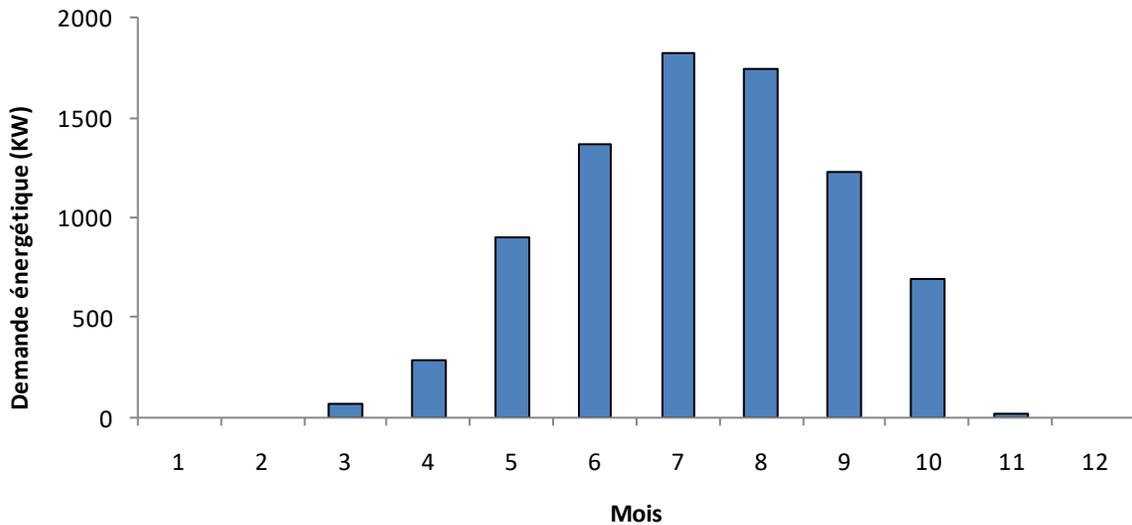


Figure 4-2 Bilan mensuel de la demande de rafraîchissement

La demande énergétique de rafraîchissement annuelle est importante 5380 KWh. Cette dernière est influencée principalement par la température extérieure élevée de la région.

4.3. Performances du système solaire

Dans le but de comprendre le fonctionnement de notre système solaire, les performances énergétiques de ce dernier sont analysées en termes de résultats journaliers, mensuels et totaux. Comme nous avons indiqué auparavant, le choix de la capacité de la machine à absorption est basé sur la demande de rafraîchissement maximale de la maison. Donc, une machine à absorption de 10 kW a été choisie. Concernant la surface des capteurs thermiques, elle a été choisie d'une part, de manière à fournir la quantité de chaleur requise pour le bon fonctionnement de la machine à absorption, et d'autre part, pour satisfaire la demande d'énergie totale de la maison durant toute la période de rafraîchissement. Comme indiqué dans le chapitre précédent, une surface de 20 m² a été sélectionnée, avec un volume de stockage de 600L.

4.3.1. Résultats journaliers

Les résultats de simulation journaliers du système solaire sont présentés en analysant les évolutions des températures et des puissances des principaux composants du système durant une journée type.

La **Figure 4.3** montre les évolutions des températures des principaux composants durant la journée type. Durant les premières heures du matin, la production de l'énergie thermique par les capteurs thermiques est absente et donc la température dans le ballon d'eau chaude est au-dessous de la température de consigne (85°C) à cause des pertes thermiques vers l'extérieur durant la nuit et l'absence de l'apport solaire. Aussi la température dans le ballon d'eau froide est au-dessus de la température de consigne (15°C). A 7h, avec le lever du soleil et la présence du rayonnement solaire, la pompe solaire est activée et l'eau chaude commence à circuler dans le circuit solaire. Donc, la température à la sortie du capteur thermique augmente grâce aux gains thermiques. Après certain temps, lorsque l'énergie thermique produite par les capteurs est suffisante, la température dans le ballon d'eau chaude commence à augmenter et atteint la température de consigne (80°C). En même temps, l'eau chaude est pompée vers la machine à absorption pour produire l'eau froide. Par conséquent, la température dans le ballon d'eau froide diminue. Selon les besoins, la pompe de distribution est activée pour garder la température intérieure de la maison au-dessous de 25°C. On remarque aussi que toutes les températures varient presque de la même allure que la température ambiante ce qui prouve le degré de son influence.

Chapitre 4: Résultats et discussions

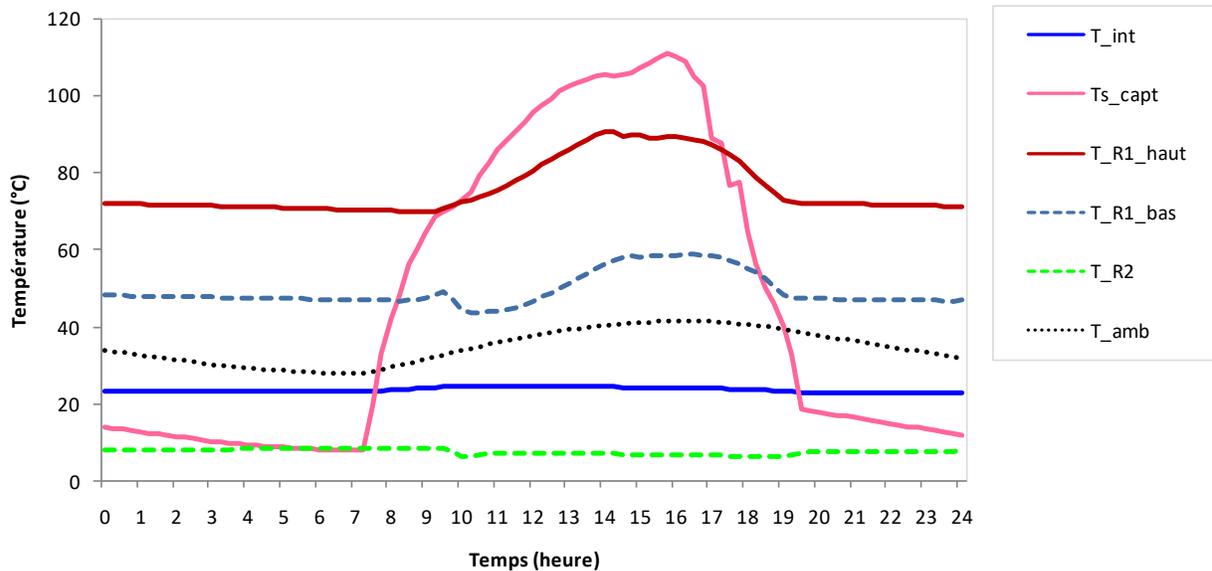


Figure 4-3 Evolution des températures journalières du système solaire

Les évolutions des températures des trois principaux composants de la machine à absorption sont présentées sur la **Figure 4-4**. En observant cette figure, on remarque que les évolutions des températures d'entrée des trois sources sont différentes (trois niveaux de températures). L'eau chaude fournie au générateur (T_{e_gen}) à la température de plus 80°C. Cette dernière correspond à la température de fonctionnement de MAB. Elle cède son énergie thermique au fluide frigorigène et retourne au ballon de stockage d'eau chaude à une température inférieure (T_{s_gen}) à celle d'entrée. La température du générateur (T_{e_gen}) (la source chaude) suit sensiblement le comportement du rayonnement solaire. Ensuite, la température de l'évaporateur (T_{e_evap}) (la température basse) revient du plancher à une température supérieure à 15°C et sort à une température basse (moins de 10°C), ce qui correspond à la température de consigne de MAB. Enfin, la chaleur dégagée au niveau du condenseur est dissipée par le tour de refroidissement à une température moyenne. L'eau chaude entre au tour de refroidissement à une température d'environ 25°C et sort à une température inférieure à celle de l'entrée. Les profils de températures montrés par cette figure justifient le bon fonctionnement de la MAB.

Chapitre 4: Résultats et discussions

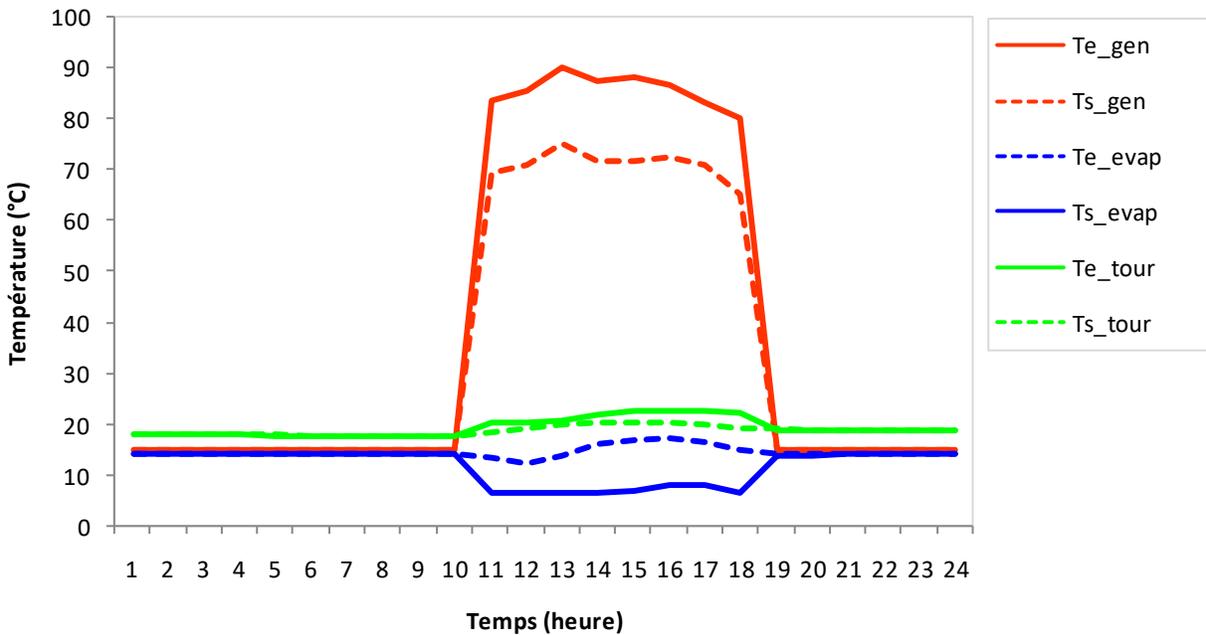


Figure 4-4 Evolution horaire journalière des températures d'entrée et de sortie

Le comportement du système solaire peut être aussi mieux interprété en termes d'énergies (**Figure 4.5**). A 7h du matin, la puissance solaire (Q_{sol}) commence à augmenter jusqu'à atteindre un maximum au milieu du jour. A 8:30h, les capteurs thermiques commencent à produire l'énergie thermique (Q_{capt}) jusqu'à 16:30h. Lorsque la température intérieure de la maison est supérieure à 24°C, l'énergie frigorifique (Q_{dist}) est fournie à la maison entre 10a.m. à 20 p.m. pour rafraîchir la maison. La **Figure 4.5** présente aussi le rendement des capteurs thermiques et COP solaire. On remarque que le rendement des capteurs est proportionnel à l'énergie produite par les capteurs. La valeur maximale dépasse 0.3 au milieu du jour. Le COP solaire (COP_{sol}) est le rapport entre l'énergie frigorifique fournie à la maison et l'énergie utile du capteur. Ce dernier disproportionnel à au rayonnement solaire. Plus le rayonnement est important, plus le COP_{sol} diminue. Par conséquent, la valeur maximale est atteinte à la fin du jour. Le COP électrique est le rapport entre l'énergie frigorifique distribuée et la consommation électrique totale du système. Ce dernier est maximale au début du jour car la consommation électrique est faible (uniquement la pompe du circuit solaire fonctionnement). Puis, lorsque la MAB et les autres pompes sont activées, le COP_{elec} commence à diminuer.

Chapitre 4: Résultats et discussions

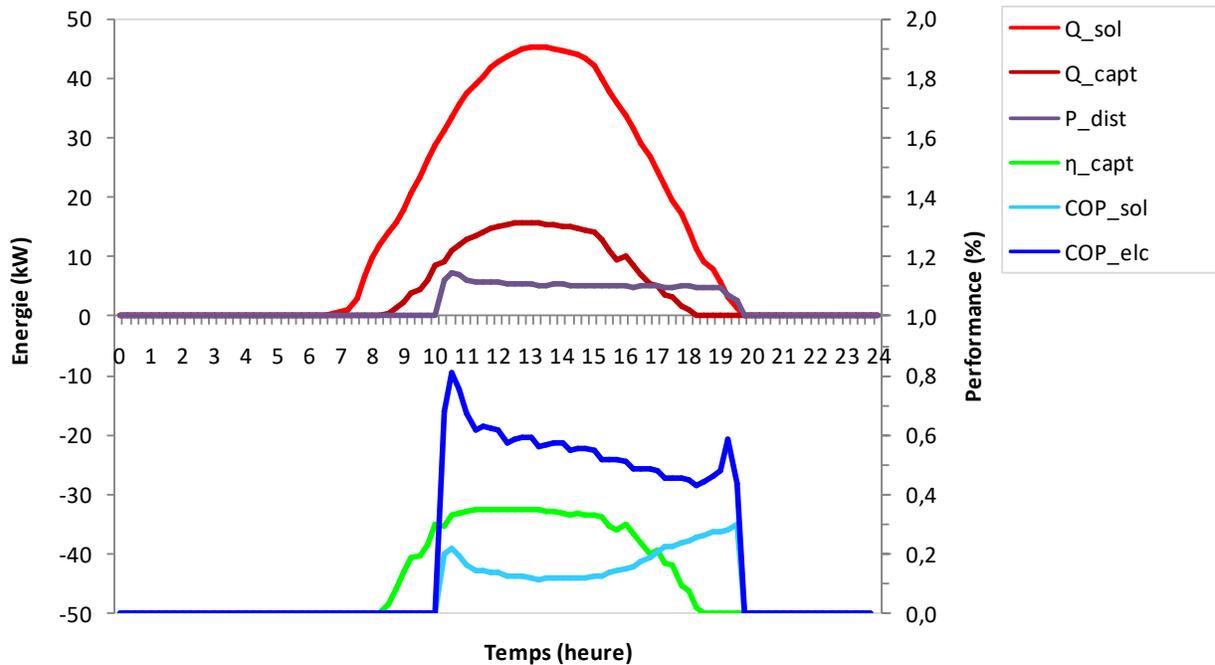


Figure 4-5 Evolution horaire journalière des puissances thermiques, rendement du capteur et COP solaire.

4.3.2. Résultats mensuel et annuel

La **Figure 4.6** présente la puissance solaire incidente (Q_{sol}), la quantité de chaleur produite par le capteur thermique (Q_{capt}), la quantité de chaleur fournie pour le rafraîchissement de la maison et l'énergie électrique total consommée par les différents composants du système solaire (E_{total}). On remarque que d'une part, la quantité d'énergie mensuelle produite par le capteur thermique est proportionnelle à la quantité d'énergie incidente sur les plans des capteurs. D'autre part, la quantité d'énergie frigorifique nécessaire pour le rafraîchissement de la maison coïncide avec la disponibilité de l'énergie solaire. On remarque que toutes les énergies varie de la même manière, elles prennent une forme d'une cloche, plus le rayonnement solaire augmente pour les énergies augmente ce qui justifie le choix le choix ce type de machine pour de tels site

Chapitre 4: Résultats et discussions

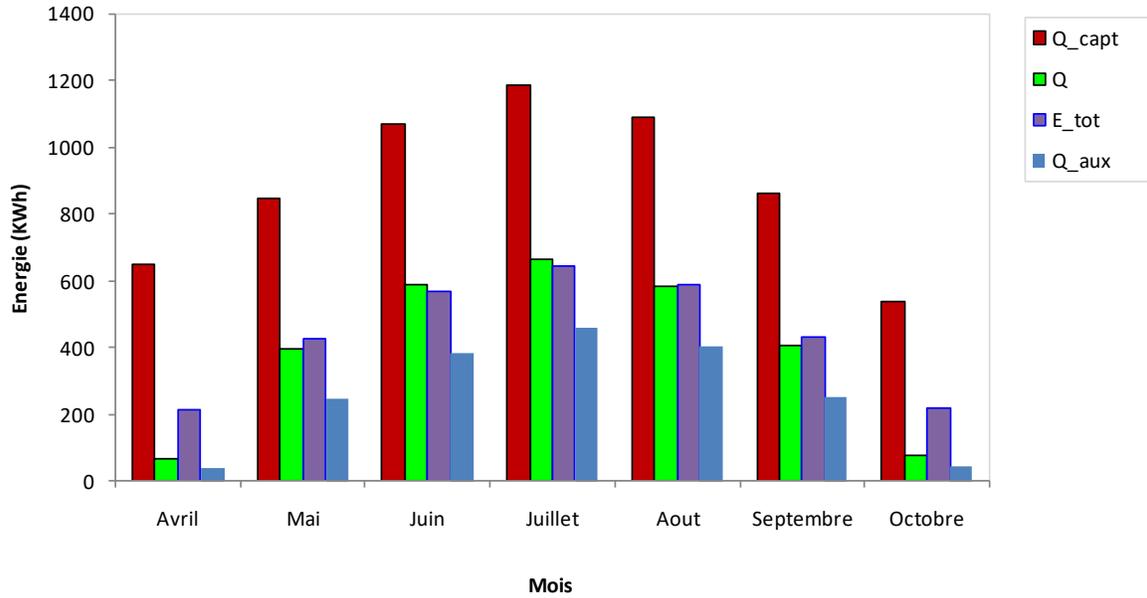


Figure 4-6 Puissances thermiques (Q_{capt} , Q_{dist} et Q_{aux}) et électriques (E_{tot}) mensuels

La **Figure 4.7** représente les énergies électriques consommées par les différentes pompes du système ainsi que l'énergie électrique nécessaire pour le fonctionnement de la machine à absorption ($E_{ev-tour}$). On remarque le ventilateur du tour de refroidissement consomme le plus d'énergie électrique suivie par la pompe du circuit de refroidissement (Ep_{ref})

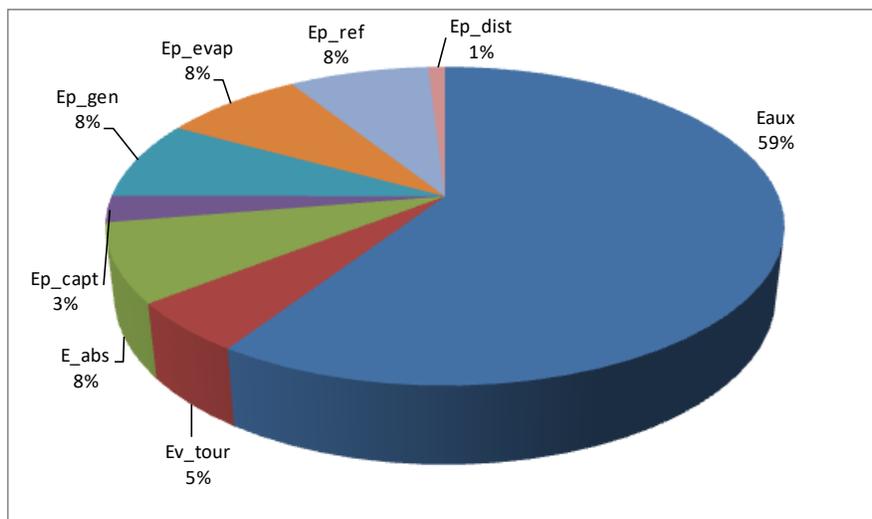


Figure 4-7 Répartition de consommation électrique totale

Chapitre 4: Résultats et discussions

. La figure 4.8 présente l'évolution mensuelle des différents COP du système et le rendement du capteur. On peut observer que le COP électrique et le COP solaire varient fortement en fonction des mois de la période de rafraîchissement. Plus le mois est chaud, plus ces derniers sont importants. Les valeurs maximales sont enregistrées en mois de Juillet avec un COP solaire de 0.51 et un COP électrique qui dépasse 1. On remarque une faible variation concernant le rendement du capteur thermique ceci est dû à l'effet négatif de la température ambiante sur son rendement. Une faible augmentation est observée durant les mois les plus chauds. Une légère augmentation est observée pour le COP de la machine à absorption durant les mois les plus chauds. Contrairement au COP_{mab} , le COP thermique diminue durant les mois chauds.

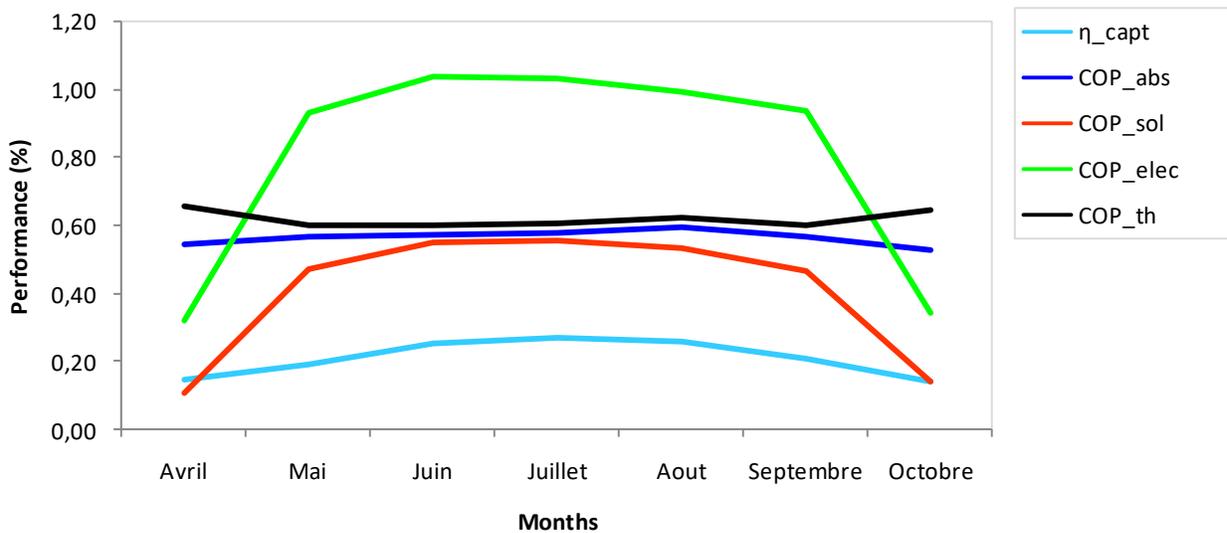


Figure 4-8 Variation mensuelle du rendement du capteur thermique et les coefficients de performance du système

Le bilan énergétique total du système de rafraîchissement étudié est présenté dans le **Tableau 4.2**. On remarque que la région d'Adrar jouit d'un potentiel solaire important, la puissance solaire totale incidente sur le plan de capteur est de 29800 kWh. La production thermique du capteur, la quantité d'énergie frigorifique fournie à la maison pour le maintenir à la température de consigne et la quantité d'énergie électrique consommée par l'installation sont: 6260kwh, 2790kwh et 3100kwh, respectivement. Le COP de la machine à absorption est important, 0.57. La quantité d'énergie

Chapitre 4: Résultats et discussions

distribuée à la maison représente (COPsol) 44% du rayonnement solaire total incident aux plans des capteurs thermiques, tandis que COPElec représente 90% de l'énergie nécessaire pour refroidir la maison. La demande en énergie électrique nécessaire pour le rafraîchissement de la maison est réduite par 66%. Le reste est fourni par le système auxiliaire (1830 kWh). Elle représente 34% de la demande électrique total de la maison.

Tableau 4- 1 Bilan énergétique total de rafraîchissement de la maison étudiée

Q_sol (kWh)	Q_capt(kWh)	Q_dist (kWh)	Q_gen (kWh)	Q_évap (kWh)	Q_ref (kWh)	E_total (kWh)
29800	6260	2790	4150	2530	13900	3100
E_aux (kWh)	η_{capt}	COP_sol	COP_th	COP_elec	COP_abs	
1830	0,21	0,44	0,61	0,90	0,57	

4.4. Etude paramétrique

4.4.1. Influence de la surface du capteur

Pour étudier l'influence de la surface du capteur thermique sur les performances du système solaire étudié, différentes surfaces sont considérées, allant de 2 m² jusqu'à 26 m². Le volume du ballon de stockage d'eau chaude. Dans la Figure 4.9 on remarque que la variation de la surface du capteur solaire a une importante influence sur les performances du système solaire. L'énergie utile du capteur (Q_{capt}) augmente proportionnellement avec la surface du captage. La variation de la surface de 2 m² à 8 m², augmente considérablement l'énergie frigorifique distribuée dans le bâtiment (Q_{dist}). Et par conséquent, l'énergie auxiliaire (Q_{aux}) et l'énergie électrique consommée par l'installation (E_t) diminue fortement dans cet intervalle. Après une surface de 8m², l'énergie produite par le champ des capteurs est toujours importante alors que l'énergie distribuée augmente graduellement jusqu'à ce qu'elle devienne presque constante car la demande est satisfaite. Le contraire est observé pour l'énergie auxiliaire, elle diminue lentement après 8m² puis elle se stabilise.

Chapitre 4: Résultats et discussions

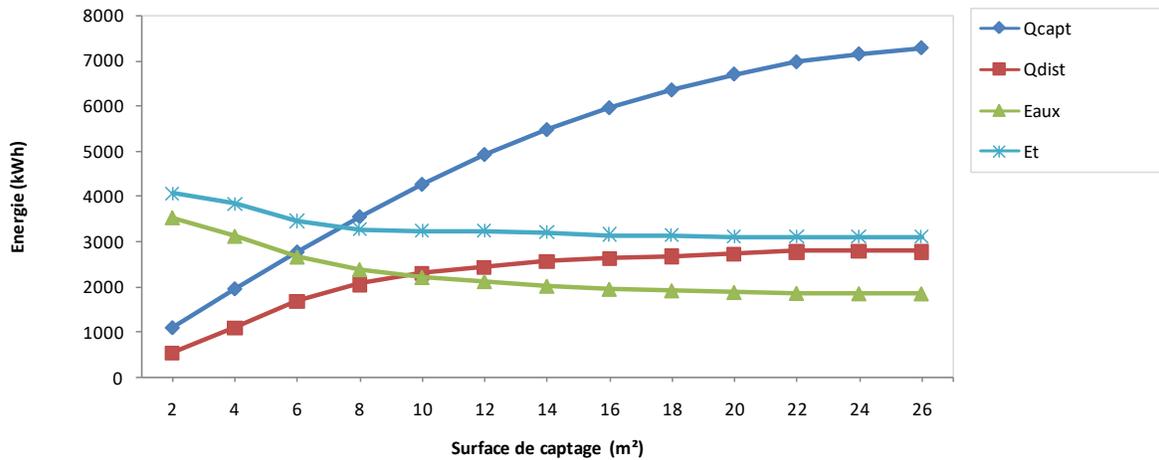


Figure 4-9 Variation des performances du système en fonction de la surface de captage

Dans la **Figure 4.10** est présentées les évolutions des différents indicateurs de performance en fonction de la surface de champ de capteur. On remarque une faible diminution du rendement de capteur (η_{capt}) pour une surface allant 2 à 26 m² à cause de l'augmentation des pertes thermique avec l'extérieur surtout quand il y a un écart considérable de température avec l'ambient. Le COP solaire est influencé fortement par la surface de capteur, elle augmente de 2 à 6 m². Cela peut être expliqué par l'importance de la demande de rafraîchissement par rapport à la quantité d'énergie produite par le champ de capteurs pour un champ de capteur inférieur à 6m². Puis le COPsol diminue comme l'énergie produite. Qcapt augmente avec l'augmentation de la surface de captage alors que Qdist reste constante. Le COP électrique augmente rapidement quand la surface augmente de 2 à 10m², puis l'augmentation devient graduelle de 10 à 26m². Cette augmentation est due à l'augmentation du temps de fonctionnement de la MAB et des pompes de circulation. Plus la quantité d'énergie fournie à la MAB est importante, plus le temps de fonctionnement augmente. Le COP thermique augmente rapidement de 2 à 4m², puis il diminue car la quantité de chaleur reçue par le générateur augmente avec l'augmentation de la quantité de chaleur produite par le capteur, puis cette dernière devienne presque constante. Autrement dit, une surface de captage de 4m² est suffisante pour fournir l'eau chaude à 80°C à la MAB.

Chapitre 4: Résultats et discussions

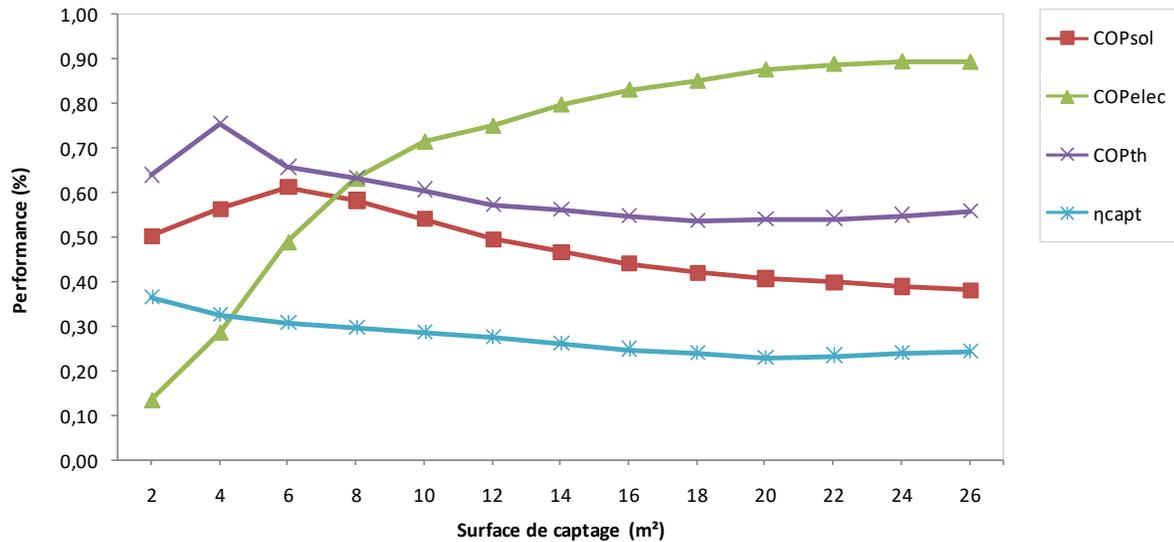


Figure 4-10 Variation des COP et le Rendement de capteur en fonction du surface de captage

4.4.2. Influence du volume du ballon de stockage d'eau chaude

Pour étudier l'influence du volume du ballon d'eau chaude sur les performances du système solaire étudié, différents volumes sont considérés, allant de 10 L/m² (0.2 m³) jusqu'à 100 L/m² (2 m³). La surface de captage (20 m²) et le débit (10 L/m²) sont maintenus constants. On remarque dans les figures (4.11) et (4.12) que la variation du volume du ballon d'eau chaude a une faible influence sur les performances du système solaire. On remarque l'augmentation du volume de stockage augmente légèrement la production Q_{capt} , ce qui augmente par conséquent l'énergie distribuée Q_{dist} et diminue l'énergie auxiliaire. L'énergie électrique E_t reste presque constante avec l'augmentation du volume.

Chapitre 4: Résultats et discussions

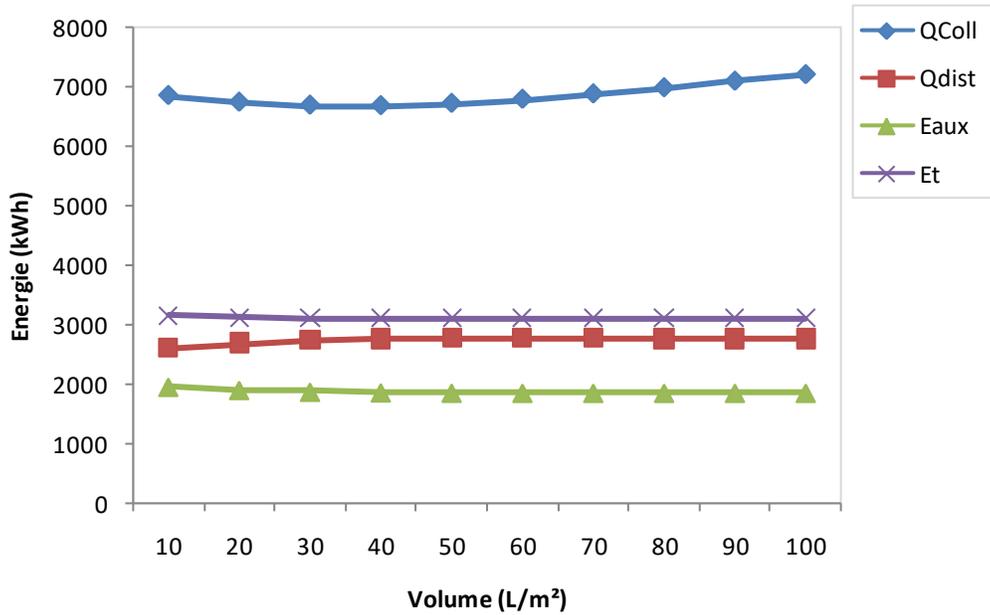


Figure 4-11 Influence du volume de stockage sur la consommation d'énergie.

D'après la Figure 4-12, l'augmentation de l'énergie Q_{capt} avec le volume de 10 à 30 L/m² améliore Q_{dist} , donc le COPElec et le COPsol s'améliorent. Le COPth augmente légèrement à partir d'un volume de 20L/m² jusqu'à 100L/m². Enfin, l'augmentation du volume n'a presque pas d'impact sur le rendement du capteur.

Chapitre 4: Résultats et discussions

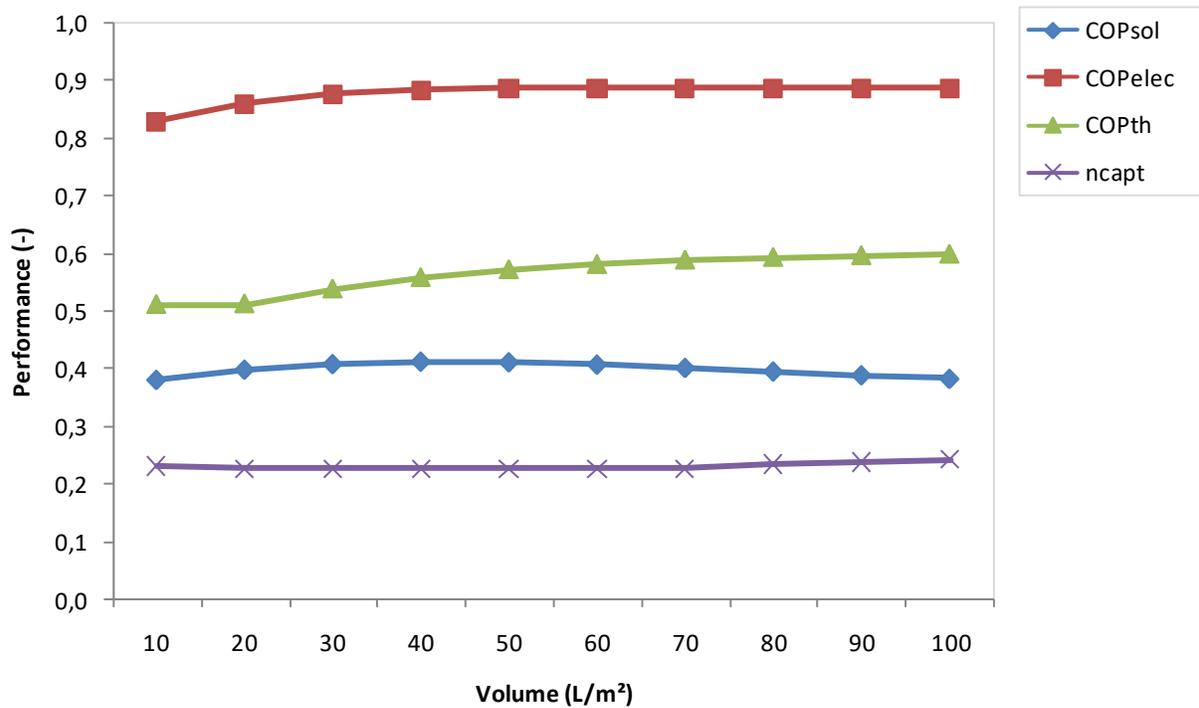


Figure 4-12 Influence volume de stockage les performances du système

4.5. Conclusion

Dans ce chapitre, les résultats de simulation du système solaire modélisé dans les précédents chapitres sont présentés et discutés. Les résultats sont présentés sous forme des courbes et de tableaux sur différentes périodes, journalières, mensuelles et totales. Les résultats journaliers a pour but d'interpréter les évolutions des températures aux bornes des différents composants, notamment la machine à absorption qui est au cœur de notre étude. Ensuite, les résultats mensuels et globaux consistent à établir le bilan énergétique du système étudié couplé à la maison étudiée. Enfin, une étude paramétrique a été effectuée pour déterminer les paramètres qui influent sur les performances du système.

Les résultats de simulation montrent que le système solaire étudié est capable de fournir une grande part de l'énergie nécessaire pour rafraîchir la maison étudiée. Cet objectif est atteint grâce à l'utilisation d'un réservoir de stockage d'eau froide, en plus d'un réservoir d'eau chaude.

Conclusion Générale

Conclusion Générale

Un système de rafraîchissement intégrant une machine à absorption alimentée par des capteurs thermiques plans est étudié dans ce travail. Le système est désigné pour rafraîchir une habitation unifamiliale typique Algérienne sous les conditions climatiques de la région chaude (Adrar). Pour le choix du système, un modèle et simulation sur l'environnement TRNSYS nous a permis de dimensionner et optimiser une meilleure intégration du système solaire.

Les résultats de simulation fournis dans ce travail montrent que le système de rafraîchissement solaire étudié est capable d'alimenter l'habitation considérée, avec une grande part, en énergie frigorifique régulièrement durant toute la période de rafraîchissement, ce qui réduit au maximum le recours au système d'appoint. Cet objectif est réalisé grâce à l'utilisation de deux réservoirs de stockage (chaude et froide). Le réservoir d'eau chaude permet à la machine à absorption de travailler dans des conditions stables (température d'entrée de la source chaude) et de fonctionner lors de l'intermittence de l'énergie solaire. Tandis que le réservoir d'eau froide sert à stocker l'eau froide lorsque la production de l'énergie frigorifique est disponible et la demande est absente. Ce qui permet d'alimenter régulièrement l'habitation en eau froide.

Le bilan énergétique montre que la région d'Adrar dispose un potentiel solaire annuel important de 29800 kWh. La quantité d'énergie thermique annuelle produite par le champ de capteur est de 6260 kWh avec un rendement thermique de 0.21. La quantité d'énergie distribuée annuellement à l'habitation est de 2790 kWh, avec une COP solaire de 0.44. L'énergie électrique annuelle consommée par les pompes, la MAB et le tour de refroidissement est de 3100 kW, donnant un COP électrique très important de 0.90. Le COP de la machine à absorption est de 0.57. La quantité d'énergie de rafraîchissement requise pour la maison est réduite par 66%, alors que le reste est fourni par le système de refroidissement auxiliaire. Elle représente 34% de la demande.

L'étude paramétrique montre que la surface du capteur thermique a une grande influence sur la performance énergétique du système notamment pour des surfaces allant de 2 à 6 m², tandis que l'impact du volume du réservoir est faible.

En dépit de sa haute performance énergétique, le système étudié nécessite beaucoup d'énergie électrique pour son fonctionnement. La consommation annuelle en énergie électrique totale des

Conclusion Générale

différents composants est de 3100 kWh. Ce problème peut être résolu par l'utilisation des panneaux solaires pour la production d'énergie électrique.

Ce travail nous a permis surtout de montrer que de tels systèmes sont très intéressants et encourageants surtout dans plusieurs sites du sud Algérien, où le potentiel solaire est très important.

Perspectives :

- Production de l'énergie électrique renouvelable à travers l'intégration des panneaux solaires dans le système solaire.
- Effectuer une étude économique pour évaluer la viabilité du système.
- Effectuer une étude environnementale pour déterminer la quantité de gaz à effet de serre évitée par l'utilisation du système solaire.

Références

- [1] Réchauffement planétaire. <https://climat.be/changements-climatiques/changements-observees/rechauffement-planetaire>
- [2] APS, «Algerie Press Service,» Algerie Press Service, 7 July 2019. [En ligne]. Available: <https://www.aps.dz/economie/91544-ete-2019-forte-croissance-de-la-demande-en-energie-electrique>.
- [3] APRUE (Agence Nationale pour la Promotion et la Rationalisation de l'Utilisation de l'Energie), Consommation énergétique final de l'Algérie, chiffre clés 2019.
- [4] I. E. Agency, «futur of cooling,» *International Energy Agency*, pp. 23-32, 2018.
- [5] M.Zubair, et al, «Design and rating of an integrated mechanical-subcooling vapor-compression refrigeration system,» chez *Energy Conversion and Management*, www.sciencedirect.com, 2000, pp. 1201-1222.
- [6] A. Allouhi ,et al,. Solar driven cooling systems: An updated review, Elsevier Ltd, 2014.
- [7] S.B. Riffat, Guoquan Qiu, «Comparative investigation of thermoelectric air-conditioners versus vapour compression and absorption air-conditioners,» chez *Applied Thermal Engineering*, Elsevier Ltd., 2004, pp. 1981-1993.
- [8] E.G. Papoutsisa, et el, «Numerical simulation and parametric study of different types of solar cooling systems under Mediterranean climatic conditions,» *Energy and Buildings*, 2016.
- [9] A. H. H. Ali, «Performance assessment and gained operational experiences of a residential scale solar thermal driven adsorption cooling system installed in hot arid area,» *Energy and Buildings*, vol. 138, p. 271–279, 2017.
- [10] Ali Shirazi, et al, «A systematic parametric study and feasibility assessment of solar-assisted single-effect, double-effect, and triple-effect absorption chillers for heating and cooling applications,» *Energy Conversion and Management*, n° 1114, pp. 258-277, 2016.
- [11] A. Iranmanesh, et al, «Dynamic simulation of a single-effect LiBr–H₂O absorption refrigeration cycle considering the effects of thermal masses,» *Energy and Buildings*, n° 160, pp. 47-59, 2012.

- [12] K. Sahraoui, «EXERGETIC ANALYSIS OF A SOLAR ABSORPTION HEAT TRANSFORMER,» Kherris Sahraoui, 2012.
- [13] Hami Khelifa, et al., Modélisation Des Performances Energétiques D'une Machine Frigorifique à absorption solaire sous Trnsys_16., *11^{eme} seminaire international sur la physique energetique*, 2013.
- [14] Omar Ketfi, et al, «Performance of a Single Effect Solar Absorption Cooling System (LiBr-H₂O),» *Energy Procedia*, n° 174, p. 130-138, 2015.
- [15] Omar Ketfi, et al, «Feasibility study and performance evaluation of low capacity water–LiBr absorption cooling systems functioning in different Algerian climate zones,» *International journal of refrigeration*, n° 182, p. 36-50, 2017.
- [16] Y. Agrouaz et al., Energy and parametric analysis of solar absorption cooling systems in various Moroccan climates. *Case Stud. Therm. Eng.* 9, 28–39.
<http://dx.doi.org/10.1016/j.csite.2016>.
- [17] J. Asadi et al. Thermo-economic analysis and multi-objective optimization of absorption cooling system driven by various solar collectors. *Energy Conversion and Management* 173 (2018) 715–727.
- [18] M. S. A. Khan et al. Configuration based modeling and performance analysis of single effect solar absorption cooling system in TRNSYS. *Energy Conversion and Management* 157 (2018) 351–363.
- [19] A. Buonomano, F. Calise, A. Palombo, Solar heating and cooling systems by absorption and adsorption chillers driven by stationary and concentrating photovoltaic/thermal solar collectors: Modelling and simulation., *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 82 (2018) 1874–1908. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2017.10.059>
- [20] M. Bilardo, M. Ferrara and E. Fabrizio. Performance assessment and optimization of a solar cooling system to satisfy renewable energy ratio (RER) requirements in multi-family buildings. *Renewable Energy* 155 (2020) 990-1008.
- [21] *Renewable Energy* 152 (2020) 75-93. A.F. Altun, M. Kilic. Economic feasibility analysis with the parametric dynamic simulation of a single effect solar absorption cooling system for various climatic regions in Turkey.
- [22] TRNSYS, User's Manual. A Transient System Simulation Program. Version 16, Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin-Madison, Madison, WI, 2006.

- [23] John A. Duffie, William A. Beckman, Solar Engineering of Thermal Processes, John Wiley & Sons, Inc, 2013.
- [24] R. M. Lazzarin, «SOLAR COOLING: PV OR THERMAL? A THERMODYNAMIC AND ECONOMICAL ANALYSIS,» *International Journal of Refrigeration*, 2013.
- [25] Mathematical Reference Volume 5. A Transient System Simulation Program. Version 16, Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin-Madison, Madison, WI, 2006.
- [26] F. Calise, High temperature solar heating and cooling systems for different Mediterranean climates: Dynamic simulation and economic assessment, *Applied Thermal Engineering* 32 (2012) 108-124.
- [27] METEOTEST, Software METEONORM 6, 2012. <https://meteotest.ch/>.
- [28] S. Bahria, M. Amirat, A. Hamidat, M. El-Ganaoui, M. El-A. Slimani, Parametric study of solar heating and cooling systems in different climates of Algeria : A comparison between conventional and high-energy- performance buildings, *Energy* 113 (2016) 521-535. <http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2016.07.022>
- [29] M. Missoum et al. Impact of a grid-connected PV system application in a bioclimatic house toward the zero energy status in the north of Algeria. *Energy and Buildings* 128 (2016) 370–383.
- [30] F. Calise et al., Thermoeconomic optimization of Solar Heating and Cooling systems, *Energy Conversion and Management* 52 (2011) 1562–1573.