



REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE POPULAIRE
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE
SCIENTIFIQUE



UNIVERSITE SAAD DAHLAB DE BLIDA-1-
FACULTE DE TECHNOLOGIE
DEPARTEMENT DES ENERGIES RENOUVELABLES

Mémoire du Projet de Fin d'Etudes Pour l'obtention du Diplôme de Master 2

Option : Conversion thermique

Thème

**Étude paramétrique d'une pompe à chaleur assistée par
énergie solaire à expansion directe : Cas de Djelfa**

Réalisé par :

M^{lle} BOUHADDID Ouiza

Soutenu le 12/07/2023 devant le jury composé de :

Mme. F.FERRADJI	M.C	Président
Mme. N.KHELALFA	M.C	Examinatrice
Mme. S.CHAOUCHI	M.C	Examinatrice
Mr. M.MISSOUM	M.C	Promoteur
Mr. K.KACI	M.C	Co-promoteur

Année universitaire 2022/2023

ملخص:

يقدم العمل نظامًا يجمع بين مضخة حرارية ولاقط - مبخر شمسي يدور منه R134-a لإنتاج الماء الساخن المنزلي. قمنا باختبار الأنواع المناسبة من مكونات النظام، ونمذجة للنظام بناءً على الفرضيات المقترحة ثم محاكاة تحت MATLAB لتشغيله في ظل ظروف مختلفة من أجل تقييم تأثيرها على الأداء الحراري للنظام. تشير النتائج إلى إمكانات طاقة عالية، مع معامل الكفاءة بين 2 و 5.8 وعائد بين 0.6 و 1.9.

الكلمات المفتاحية: مضخة حرارية، لاقط - مبخر، نمذجة، محاكاة، معامل الكفاءة.

Résumé :

Le travail présente un système combinant une pompe à chaleur et un capteur-évaporateur solaire dont circule le fluide frigorigène R134-a destiné à la production de l'eau chaude sanitaire. Nous avons fait une sélection des types appropriés des composants du système, une modélisation du système à base des hypothèses proposées puis une simulation sous MATLAB de son fonctionnement sous diverses conditions afin d'évaluer leurs impact sur les performances thermiques du système. Les résultats indiquent un fort potentiel énergétique, avec un COP entre 2 et 5.8 et un rendement entre 0.6 et 1.9.

Mots clés: pompe à chaleur, capteur-évaporateur, modélisation, simulation, COP.

Abstract:

The work presents a system combining a heat pump and a solar collector-evaporator from which circulates the refrigerant R134-a intended for the production of domestic hot water. We made a selection of the appropriate types of system components, a modelling of the system based on the proposed assumptions and then a simulation under MATLAB of its operation under various conditions in order to assess their impact on the thermal performance of the system. The results indicate a high energy potential, with a COP between 2 and 5.8 and a yield between 0.6 and 1.9.

Keywords: heat pump, collector-evaporator, modeling, simulation, COP

Remerciements

Tout d'abord, je remercie Allah de m'avoir guidé vers le bon chemin de la lumière et du savoir.

Je tiens à exprimer mes vifs remerciements à mon encadrant Mr M.MISSOUM pour m'avoir guidé et orienté durant la réalisation de ce travail et pour son soutien, ses remarques, ses conseils considérables et ses critiques constructives.

Je remercie Mme F.FERRADJI qui m'a fait l'honneur de présider le jury de soutenance ainsi que Mme N.KHELALFA et Mme S.CHAOUCHI d'avoir pris de leurs précieux temps afin d'examiner ce travail et participer au jury.

Je remercie tous les enseignants qui m'ont encadré durant mon cursus universitaire en exception Mr M.MERZOUK, , Mr M.OUZZANE, Mr A.HAMID, Mr K.MEHALAINE et Mr K.KACI.

Je remercie tous ceux qui m'ont prêté main forte de près ou de loin dans la réalisation de ce travail et tous ceux qui ont sacrifié leur temps et leur vie pour la science et à tous ceux qui l'utilisent pour le bien-être de l'humanité.

Dédicace

Je dédie ce travail à :

- Mes chers parents Abdelkrim et Tassadit ; Tous les mots du monde ne sauraient exprimer l'immense amour que je leurs porte, ni la profonde gratitude que je leurs témoignes pour tous les sacrifices qu'ils n'ont jamais cessé de consentir pour mon instruction et mon bien-être. Leur présence à mes côtés a toujours été ma source de force pour affronter les différents obstacles. J'espère avoir répondu aux espoirs qu'ils ont fondé en moi, et que ce modeste travail soit l'exaucement de leurs vœux.

- Mon cher frère Mohamed Ali ma source de bonheur
- La mémoire de mes chères grand-mères Dhaouia et Zohra, que dieu vous accueille dans son vaste paradis.
- Mes amis de ma promotion, puisse Dieu les garder, éclairer leur route et les aider à réaliser leurs vœux les plus chers.
- Tous ceux qui, d'une manière ou d'une autre, m'ont toujours soutenue par leur respect et leur gentillesse.

SOMMAIRE

LISTES DES FIGURES	VI
LISTES DE TABLEAUX	VIII
NOMENCLATURE - SYMBOLES-ACRONYMES :	9
INTRODUCTION GENERALE.....	1
CHAPITRE I : ÉTUDE BIBLIOGRAPHIQUE	3
I.1 INTRODUCTION :.....	4
I.2 POMPE A CHALEUR CONVENTIONNELLE.....	4
I.2.1 <i>Principe de fonctionnement</i>	4
I.2.2 <i>Cycle de fonctionnement</i>	4
I.2.3 <i>Description du diagramme enthalpique</i>	6
I.3 FLUIDES FRIGORIGENES.....	9
I.3.1 <i>Différentes catégories du fluide frigorigène</i>	9
I.3.2 <i>Nomenclature des réfrigérants</i>	10
I.4 POMPE A CHALEUR ASSISTEE PAR ENERGIE SOLAIRE.....	11
I.4.1 <i>Pompe à chaleur à expansion indirecte</i> :.....	11
I.4.2 <i>Pompe à chaleur à expansion directe</i>	13
I.5 DESCRIPTION DES DIFFERENTS COMPOSANTS D'UNE POMPE A CHALEUR	15
I.5.1 <i>Un évaporateur</i> :	15
I.5.2 <i>Un compresseur</i> :.....	16
I.5.3 <i>Un condenseur</i> :.....	22
I.5.4 <i>Un détendeur [24]</i> :.....	24
I.6 CAPTEURS SOLAIRES THERMIQUES:	26
I.6.1 <i>Capteurs plans vitrés</i> :.....	26
I.7 COEFFICIENT DE PERFORMANCE (COP):	28
I.8 ÉTAT DE L'ART DES POMPES A CHALEUR ASSISTEES PAR ENERGIE SOLAIRE :	29
I.9 CONCLUSION :	32
CHAPITRE II : MODELISATION DES DIFFERENTS COMPOSANTS D'UNE PAC A	
EXPANSION DIRECTE	33
II.1 INTRODUCTION	34
II.2 PRESENTATION DU SYSTEME ETUDIE	34

II.2.1	<i>Description du système étudié</i>	34
II.2.2	<i>Hypothèses de fonctionnement du système</i>	35
II.2.3	<i>Modélisation mathématique du système étudié</i>	36
CHAPITRE III: RESULTATS DE LA SIMULATION ET ANALYSE DES PERFORMANCES DU SYSTEME		47
III.1	INTRODUCTION.....	48
III.2	ÉTUDE PARAMETRIQUE DES PERFORMANCES DU SYSTEME	48
III.2.1	<i>Données intégrées dans le programme sous logiciel MATLAB</i>	48
III.3	RESULTATS DE LA SIMULATION ET EVALUATION DES PERFORMANCES THERMIQUES DU SYSTEME ETUDIE	51
III.3.1	<i>Influence de l'éclairement solaire sur le rendement du capteur-évaporateur et du COP</i>	51
III.3.2	<i>Influence du temps de chauffage d'eau sur l'éclairement solaire</i>	52
III.3.3	<i>Influence de la température ambiante sur le rendement du capteur-évaporateur et du COP</i>	53
III.3.4	<i>Influence de l'indice polytropique sur le COP</i>	54
III.3.5	<i>Influence de la pression d'évaporation sur le débit massique du réfrigérant</i>	55
III.3.6	<i>Influence du temps de chauffage sur la température d'eau</i>	56
III.4	ETUDE DU CAS DE LA WILAYA DE DJELFA	57
III.4.1	<i>Données géographiques</i>	57
III.4.2	<i>Données météorologiques</i>	58
III.4.3	<i>Application sur la wilaya de Djelfa</i>	59
III.4.4	<i>Résultats de simulation et interprétation</i>	62
III.5	CONCLUSION	68
CONCLUSION GENERALE ET PERSPECTIVES		69
REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES		
ANNEXES		

LISTES DES FIGURES

Figure I. 1: Schéma de fonctionnement d'une pompe à chaleur [6].	5
Figure I. 2: Diagramme enthalpique d'une pompe à chaleur [7].	6
Figure I. 3: Pourcentage d'utilisation des réfrigérants dans les PAC à expansion directe [9].	10
Figure I. 4: Schéma d'une pompe à chaleur assistée par énergie solaire à expansion indirecte [11].	12
Figure I. 5: Schéma d'une pompe à chaleur assistée par énergie solaire à expansion directe [11].	13
Figure I. 6: Évaporateur à ailettes d'une PAC (piscines-spas).	16
Figure I. 7: Le turbocompresseur [18].	18
Figure I. 8: Compresseur à spirale (scroll) [20].	19
Figure I. 9: Compresseur à palettes [21].	19
Figure I. 10: Compresseurs à vis [20].	19
Figure I. 11: Configuration d'un compresseur à piston de type ouvert [20].	20
Figure I. 12: Configuration d'un compresseur hermétique (Tout-electromenager.fr).	20
Figure I. 13: Configuration d'un compresseur semi hermétique (LePanneauSolaire.net).	21
Figure I. 14: Choix du type de compresseur en fonction de la gamme de puissance mécanique [22].	21
Figure I. 15: Échangeurs internes [24].	23
Figure I. 16: Échangeur à plaques (AZwatt).	24
Figure I. 17: Échangeur serpentin coaxial à contre-courant (ABCCLIM).	24
Figure I. 18: Vanne de détente [24].	26
Figure I. 19: Capteur plan vitré [26].	27
Figure I. 20: Un capteur-évaporateur.	28
Figure II. 1 : Schéma étudié.	35

Figure II. 2: Schéma représentatif d'un système thermodynamique ouvert [24].	40
Figure II. 3: Flux de masse et d'énergie à travers un évaporateur [24].	41
Figure II. 4: Flux de masse et d'énergie à travers un condenseur [24].	44
Figure II. 5: Flux de masse et d'énergie à travers un organe de détente [24].	45
Figure III. 1 : Influence de l'éclairement solaire sur les performances du système.	52
Figure III. 2: Influence du temps de chauffage sur l'éclairement solaire	53
Figure III. 3: Influence de la température ambiante sur les performances du système.	54
Figure III. 4: Influence de l'indice polytropique sur le COP.	55
Figure III. 5: Influence de la pression d'évaporation sur le débit du réfrigérant.	56
Figure III. 6: Influence du temps de chauffage sur la température d'eau	57
Figure III. 7: Représentation du rayonnement mensuel à Djelfa.	58
Figure III. 8: Représentation des températures journalières à Djelfa.	59
Figure III. 9: Représentation des valeurs des données météorologiques à Djelfa.	60
Figure III. 10: Représentation des performances du système à Djelfa.	63
Figure III. 11: Représentation de l'énergie absorbée et produite à Djelfa.	64
Figure III. 12: Influence du temps de chauffage sur la température d'eau en été.	65
Figure III. 13: Influence du temps de chauffage sur la température d'eau en Printemps..	66
Figure III. 14: Influence du temps de chauffage sur la température d'eau en Automne...	67
Figure III. 15: Influence du temps de chauffage sur la température d'eau en Hiver.	68

LISTES DE TABLEAUX

Tableau III. 1: Caractéristiques des composants du système étudié.	49
Tableau III. 2: Données météorologiques mensuelles à Djelfa.....	61

NOMENCLATURE - SYMBOLES-ACRONYMES :

PAC : Pompe à chaleur.

ECS: Eau chaude sanitaire.

P : pression [Pa].

CFC: CHLOROFLUOROCARBONE

HCFC: HYDROCHLOROFLUOROCARBONE

HFC: HYDROFLUOROCARBONE

HC: HYDROCARBONE

CF: convertisseur de fréquence

Q cond: quantité de chaleur produite par le condenseur [W].

W com: puissance électrique consommée par le compresseur [W].

W aux: consommations auxiliaire [W].

PV : Photovoltaïque

TH : Thermique

COP: Coefficient de performance.

XD : expansion directe.

DXSAHP : Direct expansion solar assisted heat pump.

ΔT : Degré de surchauffe [°C].

Qu : puissance utile absorbée par le réfrigérant [W]

Qa: Éclairement solaire absorbé par le capteur-évaporateur [W]

Qp: Puissance thermique cédée à l'environnement [W].

Ac : surface du capteur-évaporateur [m^2].

α : absorptivité de la plaque absorbante .

F' : Efficacité de la plaque absorbante.

$I\beta$: Éclairement solaire incident au capteur-évaporateur [W/m^2].

UL : coefficient de perte de chaleur global du capteur-évaporateur [$W/m^2 K$] .

Ter: Température du réfrigérant à l'entrée du capteur-évaporateur [K].

Ta : température ambiante [K].

De : diamètre extérieur des tubes [m].

Di : diamètre intérieur des tubes [m].

Cb : résistance thermique [W/mK].

hi :coefficient de transfert de chaleur convectif [$W/m^2 K$].

ϵ : émissivité de la plaque en aluminium.

σ : constante de Stefan-Boltzmann [$W/m^2 K^4$].

Tp : température de la plaque absorbante [K].

k : conductibilité thermique [$W/m K$].

hr: coefficient de transfert de chaleur par rayonnement [W/m^2].

hcv: coefficient de transfert de chaleur par convection [$W/m^2 K$].

V : vitesse du vent [m/s].

e: entrée s: sortie

$\dot{m}gz$: Energie potentielle massique [J/kg].

g: accélération due à la gravité [m/s^2].

z: hauteur [m].

$\frac{1}{2} \dot{m} v^2$: Energie cinétique massique [J/kg].

v: vitesse [m/s].

$\dot{m}h$: puissance échangée par le fluide dans le système [W].

h: enthalpie massique [J/kg].

Qa : quantité de chaleur absorbée par le capteur [W].

\dot{m} : débit massique du réfrigérant [kg/s].

Qu : quantité de chaleur absorbée par le réfrigérant [W].

N : vitesse de rotation du compresseur [tr/min].

vs : volume spécifique du réfrigérant à l'entrée du compresseur [m³/kg].

Vd : volume de déplacement du compresseur [m³].

nv : rendement volumétrique du compresseur.

W comp : puissance du compresseur [W].

P asp : pression d'aspiration [Pa]

vs: volume spécifique du compresseur [m³/kg].

k: indice polytropique.

ncom:: rendement total du compresseur.

P ref : pression de refoulement du compresseur [Pa] .

nis:rendement isentropique du compresseur.

hs,is : enthalpie isentropique à la sortie du compresseur .

he: enthalpie à l'entrée du compresseur.

hs,poly: enthalpie isentropique à la sortie du compresseur.

M_w : la masse totale d'eau dans le réservoir d'eau [kg].

C_w : la capacité calorifique de l'eau à pression constante [J/kg.K].

T_w : la température de l'eau [K]

t : le temps de chauffage [s].

$T_{w, \text{ initiale}}$: température initiale de l'eau [K] .

T_r : température du réseau [K].

I : éclairement solaire [W/m^2].

INTRODUCTION GENERALE

L'énergie joue un rôle essentiel dans le fonctionnement de nos sociétés modernes, soutenant toutes les activités humaines. Cependant, la dépendance continue aux ressources énergétiques fossiles présente des défis considérables en termes d'impact environnemental et de durabilité. Face à ces enjeux, de nombreux pays se tournent vers les sources d'énergie renouvelables pour répondre à leurs besoins énergétiques, tout en réduisant les émissions de gaz à effet de serre et en préservant les ressources naturelles. Parmi les sources d'énergie renouvelables, l'énergie solaire qui est inépuisable et non polluante. Son utilisation a connu une croissance significative ces dernières années, couvrant divers domaines, y compris la production d'eau chaude à usage domestique. Son exploitation se fait par un système technique comme par exemple les pompes à chaleur

La pompe à chaleur conventionnelle aérothermique, largement utilisée pour le chauffage des bâtiments, présente des défis majeurs tels que des coûts énergétiques élevés et une réduction de ses performances en cas de variations importantes de la température extérieure. Face à ces problématiques, la pompe à chaleur solaire à expansion directe (DXSAHP) émerge comme une solution prometteuse qui combine les avantages de la pompe à chaleur conventionnelle avec l'utilisation de l'énergie solaire pour améliorer son efficacité et réduire sa dépendance à l'électricité.

L'objectif principal de cette étude est d'évaluer les performances de ce système à travers une modélisation et une simulation précise, nous chercherons à comprendre le comportement de ce système et à analyser son efficacité énergétique, son rendement et son impact environnemental. Ces informations nous permettront d'optimiser la conception et le fonctionnement de la pompe à chaleur en accord avec les objectifs de transition énergétique et de réduction des émissions de gaz à effet de serre, favorisant ainsi son adoption en tant que solution plus efficace et durable pour la production de l'eau chaude sanitaire à usage domestique. De plus, nous examinerons ses perspectives futures dans le domaine du chauffage.

Le présent travail est présenté en trois chapitres :

Le premier chapitre porte sur les généralités de la pompe à chaleur. Il comprend une revue de la littérature sur les principes de fonctionnement, les différents types de pompes à chaleur ainsi que ses composants ce qui nous permettra d'établir une base solide de connaissances sur le sujet et de comprendre les concepts clés liés à la pompe à chaleur assistée par énergie solaire à expansion directe ce qui nous aidera à sélectionner les bons composants du système pour la modélisation.

Le deuxième chapitre se concentre sur la modélisation des composants du système. Une analyse approfondie de chaque composant, tels que le capteur-évaporateur, le compresseur, le condenseur et le détendeur, sera réalisée. Des équations fondamentales et des modèles mathématiques seront présentés pour décrire le comportement thermodynamique de chaque composant ce qui permettra de prédire les performances du système dans diverses conditions d'exploitation.

Le troisième chapitre se concentre sur la simulation et l'évaluation des performances de la pompe à chaleur assistée par énergie solaire à expansion directe. Des simulations seront réalisées pour évaluer son fonctionnement dans des scénarios spécifiques. Les résultats obtenus seront analysés pour comprendre les avantages de ce système par rapport à la pompe à chaleur conventionnelle aérothermique, en utilisant des indicateurs de performance tels que le coefficient de performance et l'efficacité énergétique.

CHAPITRE I : Étude bibliographique

I.1 INTRODUCTION :

Une pompe à chaleur aérothermique conventionnelle est une installation pratique et à faible investissement initial. Cependant, ses performances sont fortement affectées par la température ambiante extérieure, ce qui limite son application. A mesure que la température ambiante extérieure diminue et que le besoin en chauffage du bâtiment augmente, des sources supplémentaires sont nécessaires pour compenser le déséquilibre entre l'offre et la demande d'énergie. Parmi ces sources, l'énergie solaire qui est une source d'énergie économique, propre et disponible et qui peut être facilement intégrée à une pompe à chaleur d'où naît l'idée d'une PAC assistée par énergie solaire.

I.2 Pompe à chaleur conventionnelle

I.2.1 Principe de fonctionnement

L'écoulement naturel de la chaleur s'effectue toujours d'un corps chaud vers un corps froid [1]. On peut définir également la pompe à chaleur comme un matériel permettant de réaliser l'écoulement de chaleur inverse du sens naturel, c'est-à-dire d'un milieu froid vers un milieu chaud [2]. Par conséquent, Une pompe à chaleur (PAC) est une machine thermodynamique destinée à assurer le chauffage d'un espace ou l'ECS (l'eau chaude sanitaire) en prélevant les calories dans un milieu naturel: l'air, l'eau ou le sol, pour les transférer vers un autre milieu [3]. Donc le rôle d'une pompe à chaleur est de transférer une quantité de chaleur d'un niveau bas de température à un niveau supérieur de température [4]. L'avantage principal des pompes à chaleur est qu'elles opèrent avec un rendement énergétique supérieur à 100% [5].

I.2.2 Cycle de fonctionnement

Dans la pompe à chaleur (PAC) le transfert de chaleur est effectué à l'aide d'un fluide frigorigène qui décrit un cycle fermé et étanche, la chaleur est prélevée par évaporation du réfrigérant, les vapeurs dégagées étant ensuite comprimées puis refroidies et condensées avant d'être réadmisées dans l'évaporateur, par l'intermédiaire d'un détendeur. Le fluide frigorigène circulant dans ce circuit fermé parcourt un cycle composé de quatre étapes comme le représente la figure ci-dessous, durant lesquelles il change d'état (liquide ou vapeur), de température et de pression.

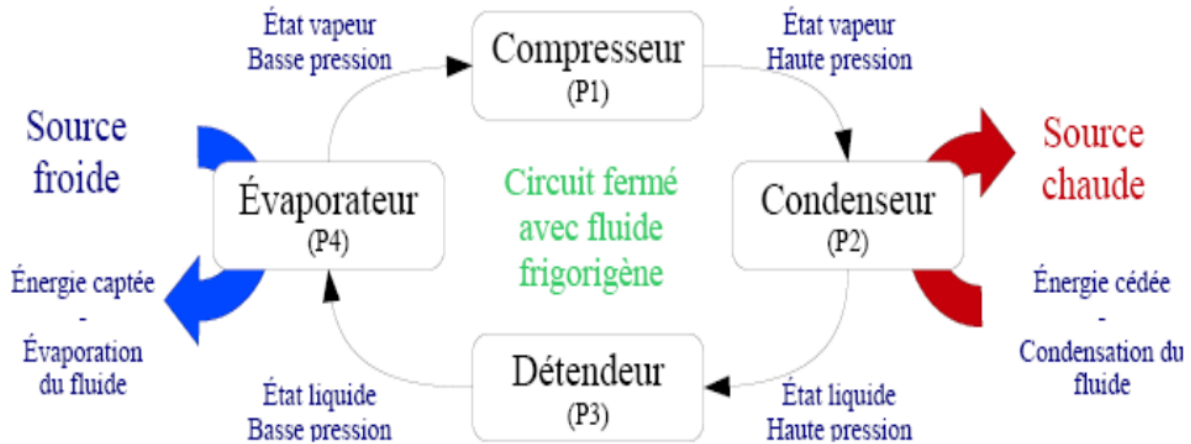


Figure I. 1: Schéma de fonctionnement d'une pompe à chaleur [6].

Depuis la figure ci-dessus, Le cycle de fonctionnement d'une pompe à chaleur commence par l'évaporation du fluide frigorigène à basse pression (P4) et à basse température à l'intérieur de l'évaporateur en absorbant de la chaleur sensible de l'environnement augmentant ainsi sa température et sa pression.

Le gaz chaud et pressurisé est ensuite acheminé vers le compresseur, où sa pression est encore augmentée (P1). Cette augmentation de pression entraîne une augmentation de la température du gaz, en raison de la compression adiabatique, qui est la conversion de l'énergie mécanique fournie par le compresseur en énergie thermique. Le gaz chaud est alors dirigé vers le condenseur, où il libère la chaleur latente qu'il a absorbée lors de l'évaporation à l'évaporateur.

Le fluide frigorigène se refroidit, se condense et redevient un liquide à haute pression (P2).

Le liquide haute pression est ensuite dirigé vers le détendeur, où il est décomprimé et revient à une pression (P3) et une température basse, prêt à recommencer le cycle en retournant dans l'évaporateur pour capter de l'énergie thermique (soleil, air, sol).

I.2.3 Description du diagramme enthalpique

Le diagramme enthalpique aussi appelé diagramme de Mollier est une notion importante dans la compréhension du cycle frigorifique. Il s'agit d'un graphique spécifique à chaque fluide exprimant son niveau de saturation pression-température sous forme de cloche.

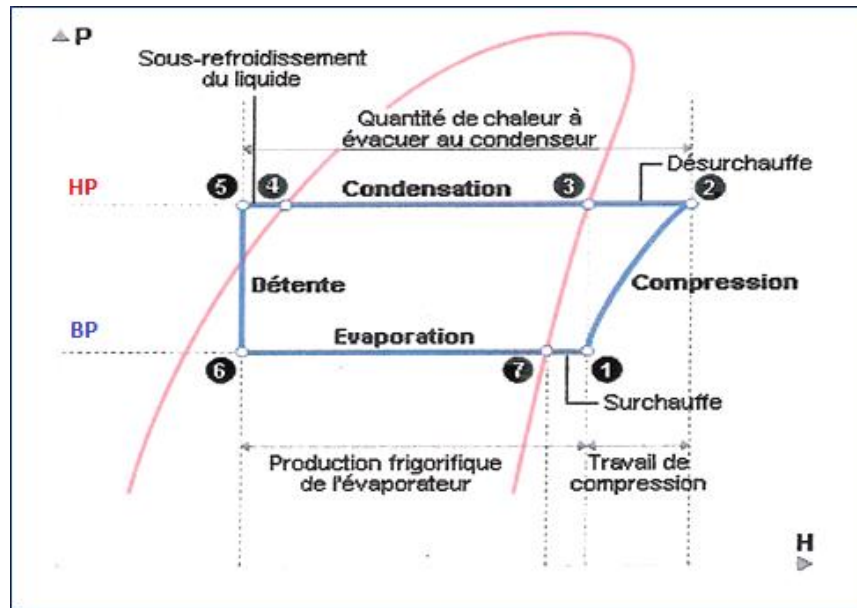


Figure I. 2: Diagramme enthalpique d'une pompe à chaleur [7].

Il comporte quatre étapes: l'évaporation, la compression, la condensation et la détente

I.2.3.1 La compression (1-2)

La compression du fluide frigorigène se produit dans le compresseur. Celui-ci est un élément du système chargé d'amener le fluide de la basse pression à la haute pression.

Pendant cette étape, l'enthalpie du fluide augmente considérablement en raison du travail fourni par le compresseur.

Dans le diagramme enthalpique, cela est représenté par une ligne diagonale presque verticale indiquant l'augmentation de la pression et de la température du fluide.

I.2.3.2 La condensation (3-4)

La condensation du fluide frigorigène se produit dans un condenseur, où il libère la chaleur qu'il a absorbée lors de l'évaporation en relâchant toutes ses calories pour repasser à l'état liquide en se condensant. On dit que le milieu dans lequel le condenseur est installé est la source chaude du cycle. Sur le diagramme enthalpique, cela correspond à une ligne horizontale indiquant que la pression du fluide reste constante tandis que sa température diminue. Pendant cette transformation, l'enthalpie du fluide diminue car il cède de la chaleur au milieu extérieur.

I.2.3.3 Le sous-refroidissement (4-5)

Le sous-refroidissement se produit lorsque le fluide frigorigène est refroidi à une température inférieure à sa température de condensation à pression constante, avant d'entrer dans le détendeur afin d'assurer son passage total à l'état liquide. Cela peut se faire en utilisant un échangeur de chaleur supplémentaire pour extraire de la chaleur du fluide. Sur le diagramme enthalpique, le sous-refroidissement est représenté par la différence entre la température réelle du fluide et la température de saturation correspondante à sa pression, il est généralement de 4 à 7°C [7].

I.2.3.4 La détente (5-6)

Au niveau de la détente, le fluide frigorigène déchargé de ses calories est ramené de haute pression à basse pression. Cette diminution de pression est nécessaire afin d'amener le fluide dans des conditions où il pourra à nouveau capter de la chaleur de manière optimale.

Le détendeur est également un dispositif de régulation de débit dans l'installation. Il est pour cela relié de manière physique ou électronique à la sortie de l'évaporateur où il mesure la température du fluide. Il modulera ensuite le débit en fonction de cette dernière.

Dans le diagramme enthalpique, la détente est représentée par une ligne diagonale descendante indiquant la diminution de la pression et de la température du fluide. Pendant cette étape, l'enthalpie du fluide diminue davantage en raison de la réduction de pression.

I.2.3.5 L'évaporation (6-7)

Elle est mise en œuvre grâce à un échangeur de chaleur appelé évaporateur. On dit qu'il se situe au niveau de la source froide. Le fluide frigorigène y capte la chaleur de l'ambiance afin de passer de l'état liquide à l'état gazeux. Sur le diagramme enthalpique, cela correspond à une ligne diagonale ascendante. Durant cette transformation l'enthalpie du fluide augmente, mais la pression reste relativement constante.

I.2.3.6 La surchauffe (7-1)

La surchauffe représente la quantité de chaleur supplémentaire que le fluide frigorigène peut absorber après avoir atteint son point de saturation dans le condenseur. Cela signifie que le fluide est chauffé à une température supérieure à sa température de condensation à pression constante. Sur le diagramme enthalpique, la surchauffe est représentée par la différence entre la température réelle du fluide et la température de saturation correspondante à sa pression.

On provoque la surchauffe en sortie d'évaporateur pour s'assurer que tout le fluide soit passé à l'état gazeux. On évite ainsi les coups de liquide et on assure le bon fonctionnement de l'installation. Il faut également maintenir une surchauffe raisonnable afin de pouvoir convenablement dessurchauffer les gaz après la compression. Une surchauffe trop élevée a une incidence sur le taux de compression du fluide et donc sur l'efficacité du compresseur, elle est généralement de 5 à 8°C [7].

La surchauffe est contrôlée par le détendeur. Si elle augmente, le détendeur laisse passer davantage de fluide ce qui augmente le débit. Si le débit augmente, la surchauffe diminuera. Si par contre la surchauffe diminue, le détendeur réduit le débit de l'installation. Un débit plus faible permet d'augmenter la surchauffe et donc de la rééquilibrer.

La surchauffe permet d'assurer que tout le liquide frigorigène s'évapore complètement dans l'évaporateur, évitant ainsi la présence de liquide non évaporé qui pourrait endommager le compresseur. De plus, la surchauffe contribue à stabiliser le processus de régulation de la température dans le système, en minimisant les variations de température à la sortie du condenseur.

I.3 Fluides frigorigènes

Un fluide frigorigène également appelé réfrigérant est une substance pure ou un mélange de substances qui peut se trouver à l'état liquide, gazeux ou les deux en fonction de sa température et de sa pression, il permet d'assurer le transfert de chaleur entre la source chaude et la source froide. Une caractéristique importante des fluides frigorigènes est leur capacité à s'évaporer à des températures relativement basses sous une pression atmosphérique normale.

I.3.1 Différentes catégories du fluide frigorigène

Après le remplacement des CFC (CHLOROFLUOROCARBONE), puis des HCFC (HYDROCHLOROFLUOROCARBONE) qui ont un potentiel d'appauvrissement de la couche d'ozone par les HFC (HYDROFLUOROCARBONE), ces derniers pourraient bien être remplacés par d'autres fluides frigorigènes dits "naturels" comme les HC (HYDROCARBONE), le CO₂ ou encore l'ammoniac. Ces derniers possèdent toutefois des propriétés particulières qui, pour le moment, freinent leur développement :

- Les hydrocarbures sont inflammables
- L'ammoniac est toxique
- Le CO₂ doit être comprimé à une pression très élevée.
- De nos jours, seuls les HFC sont habilités: ce sont les substituts des CFC et HCFC.

Les hydrofluorocarbones (HFC):

sont une classe de fluides frigorigènes largement utilisés dans les systèmes de climatisation, de réfrigération et de pompe à chaleur. Ils sont composés d'atomes d'hydrogène, de fluor et de carbone, ils ne contiennent pas du chlore ce qui les rend non toxiques pour les humains. Cela les rend sûrs à manipuler et à utiliser dans les applications domestiques et commerciales et ils ne détruisent pas la couche d'ozone mais ont un impact plus ou moins important sur l'effet de serre. Les restrictions concernant cette famille de gaz sont pour le moment limitées. Parmi les HFC on peut citer : (R14, R23, R125, R134a, R152a, R227, R404A, R407C, R410A, R413A, R417A, R507, R508B....) [3].

L'eau peut être utilisée comme fluide frigorigène mais ses propriétés physiques ne sont pas toujours satisfaisantes en particulier son point de fusion (273.16 K sous 1 atm) [8].

Les réfrigérants les plus utilisés dans la pompe à chaleur assistée par énergie solaire à expansion directe sont: R134a, R22, R12 et R410A [9].

Le R134a est le meilleur réfrigérant utilisé dans le système de pompe à chaleur à cause de sa faible température d'ébullition, sa résistance à des températures élevées sans se décomposer ou se dégrader rapidement ce qui garantit une performance constante et fiable du système, sa compatibilité avec les matériaux couramment utilisés tels que les métaux, les polymères et les joints d'étanchéité. Il n'endommage pas les composants ce qui prolonge la durée de vie du système et réduit les risques de fuites, sa faible toxicité pour les êtres humains ce qui le rend sûr à manipuler et à utiliser dans les applications domestiques et commerciales.

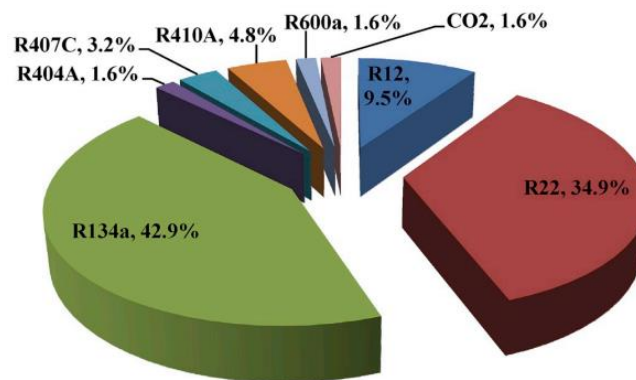


Figure I. 3: Pourcentage d'utilisation des réfrigérants dans les PAC à expansion directe [9].

I.3.2 Nomenclature des réfrigérants

Pour caractériser un fluide frigorigène on utilise une notation du type RXYZ où R veut dire réfrigérant, X, Y, Z sont les chiffres caractéristiques de la composition et en fonction de cette notation, on peut donner la classification suivante des principaux fluides frigorigènes [10].

RXYZ :

X : nombre d'atomes de carbone-1 ($X=(nC-1)$), si $x=0$ ($nC=1$)- non indiqué).

Y : nombre d'atomes d'hydrogène+1 ($Y=(nH+1)$).

Z : nombre d'atomes de fluor ($Z=(nF)$).

Le nombre d'atomes de chlore ($nCl)=(2*nC+2)-(nH+nF)$.

Les indices a, b, c, d, e./différencient les isomères de position des dérivés du propane. La première lettre caractérise les groupements d'atomes sur le carbone central.

Il est adopté la convention suivante : a pour -CCI;- , b pour -CCIF-, c pour -CF;- , d pour -CCIH-, e pour -CFH- et/pour -CIL-. La seconde lettre caractérise la symétrie du composé [8].

I.4 Pompe à chaleur assistée par énergie solaire

Un système de pompe à chaleur assisté par énergie solaire fonctionne en utilisant l'énergie solaire pour préchauffer le fluide frigorigène avant qu'il n'entre dans le compresseur de la pompe à chaleur. Ce processus de préchauffage réduit la quantité d'énergie requise par le compresseur pour élever la température du fluide frigorigène au niveau souhaité, rendant ainsi le système plus économe en énergie. Le système de pompe à chaleur assistée par l'énergie solaire peut être classé en deux types : pompe à chaleur à expansion indirecte et pompe à chaleur à expansion directe

I.4.1. Pompe à chaleur à expansion indirecte :

Dans ce type, le capteur solaire et l'évaporateur sont séparés. Le système est généralement composé d'un capteur solaire, d'un évaporateur, d'un compresseur, d'un condenseur et d'une soupape d'expansion. Le collecteur solaire absorbe l'énergie solaire et la transfère à un fluide de transfert de chaleur, qui est ensuite utilisé pour chauffer le fluide frigorigène dans l'évaporateur. L'évaporateur vaporise ensuite le fluide frigorigène, qui est comprimé par le compresseur et passe à travers le condenseur. Dans le condenseur, le fluide frigorigène libère de la chaleur et se condense de nouveau en liquide. La soupape d'expansion réduit ensuite la pression du fluide frigorigène, ce qui lui permet de s'évaporer à nouveau et d'absorber de la chaleur du collecteur solaire.

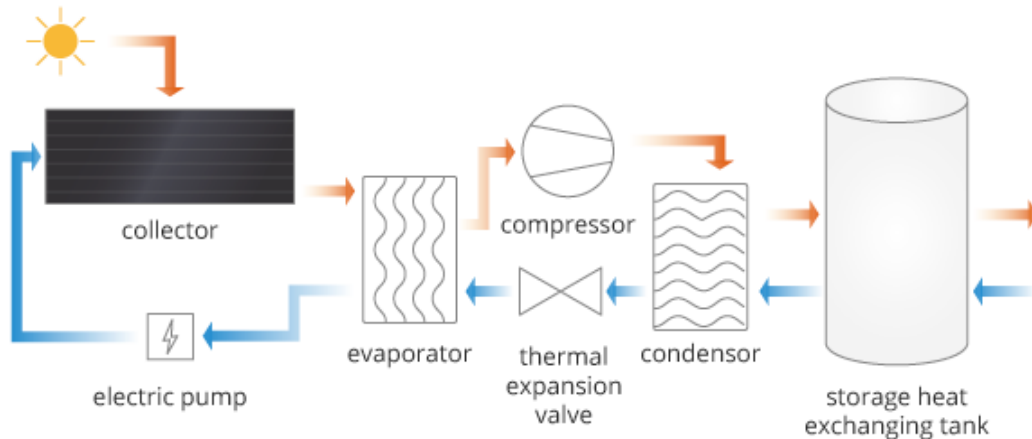


Figure I. 4: Schéma d'une pompe à chaleur assistée par énergie solaire à expansion indirecte [11].

I.4.1.1. Avantages [12]:

- Utilisation d'une source d'énergie renouvelable et gratuite : l'énergie solaire
- Haute efficacité énergétique grâce à la combinaison de la pompe à chaleur et des capteurs solaires
- Faible impact environnemental, réduction des émissions de gaz à effet de serre
- Possibilité d'utiliser des fluides frigorigènes naturels, tels que l'eau et l'ammoniac qui ont un impact environnemental plus faible que les gaz fluorés utilisés dans les pompes à chaleur classiques

I.4.1.1 Inconvénients

- Coûts d'installation plus élevés que ceux d'une pompe à chaleur classique
- Performance limitée en cas de faible ensoleillement ou d'absence du soleil
- Les fluides frigorigènes utilisés peuvent être corrosifs ou toxiques ce qui nécessite des précautions particulières lors de l'installation et de la maintenance
- Nécessite une expertise spécifique pour la conception et l'installation du système

I.4.2. Pompe à chaleur à expansion directe

L'idée de la PAC solaire à expansion directe a été proposée pour la première fois par Sporn et Ambroise en 1955 et d'autres études ont commencé depuis la fin des années 1970 après la crise pétrolière [13].

Le capteur solaire et l'évaporateur sont combinés dans un seul composant appelé capteur-évaporateur qui capte l'énergie solaire et de l'air simultanément pour chauffer directement le fluide frigorigène.

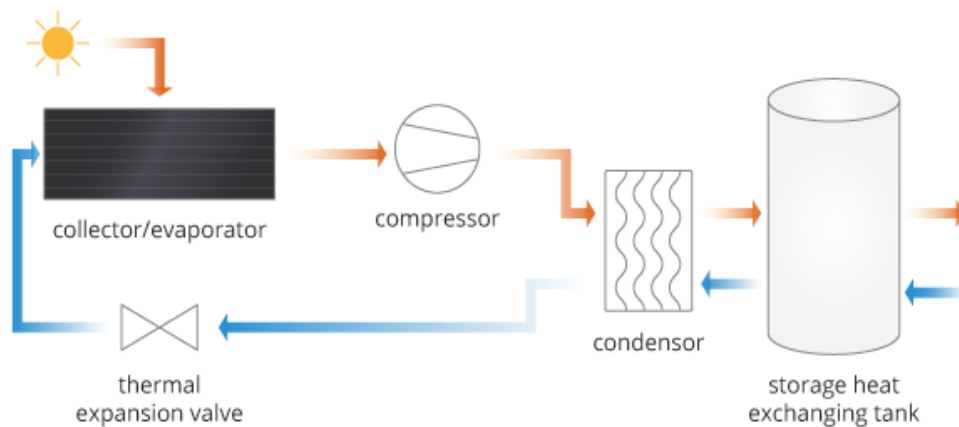


Figure I. 5: Schéma d'une pompe à chaleur assistée par énergie solaire à expansion directe [11].

I.4.1.2 Avantages [14]:

- L'utilisation directe du réfrigérant comme fluide de travail dans le capteur-évaporateur élimine les problèmes de corrosion et de gel qui se produisent souvent dans les capteurs solaires conventionnels avec de l'eau comme fluide caloporteur
- Le capteur-évaporateur fonctionne à une température inférieure à la température ambiante ce qui limite les pertes thermiques et il est plus simple et moins cher car il ne nécessite pas de vitrage ou de couverture pour réduire les pertes de chaleur.

- Le capteur-évaporateur non vitré et sans isolation à l'arrière permet d'obtenir la chaleur sensible de l'air ambiant et même la chaleur latente de la vapeur d'eau en cas de condensation de l'humidité dans l'air.
- Le réfrigérant a l'avantage de s'évaporer à des basses températures ce qui permet d'éliminer le vitrage et l'isolation pour augmenter la température.
- Dans une condition de nuit couverte, l'existence de la couverture nuageuse améliore la température équivalente du ciel efficacement et ainsi réduire la perte de chaleur radiative du collecteur/évaporateur et lui permet d'absorber l'énergie ambiante.
- Le réfrigérant s'évapore directement dans le capteur-évaporateur sans passer par un échangeur de chaleur ce qui permet une meilleure efficacité énergétique et une conception plus simple et moins coûteuse.
- Le capteur-évaporateur non vitré et non isolé permet de capter la chaleur de l'air ambiant par convection la nuit et surtout lorsque le ciel est nuageux
- La conception simple de ce système réduit les coûts d'installation, de maintenance et de réparation ce qui le rend plus abordable pour les consommateurs.
- Il permet d'avoir deux sources de chaleur, la chaleur du soleil ainsi que la chaleur de l'air ambiant grâce à la combinaison du capteur solaire avec l'évaporateur

I.4.2.2. Inconvénients:

- Les performances du système peuvent être affectées par des conditions météorologiques extrêmes telles que des températures très basses ou très élevées ou des vents forts.
- Le système dépend de l'ensoleillement pour fonctionner efficacement. Les performances du système peuvent être affectées par la couverture nuageuse, les ombres ou les obstacles qui bloquent le rayonnement solaire
- Les capteurs-évaporateurs non vitrés et non isolés peuvent être plus susceptibles d'être endommagés par les intempéries, tels que la grêle ou les fortes pluies. Cela peut nécessiter des réparations coûteuses.

- Dans une condition de nuit claire, la température équivalente du ciel est faible ce qui entraîne une grande perte de chaleur du collecteur/évaporateur et mauvaise performance du système.

I.5 Description des différents composants d'une pompe à chaleur

Comporte quatre éléments essentiels : Un évaporateur, un compresseur, un condenseur ainsi qu'un détendeur

I.5.1 Un évaporateur :

Un échangeur de chaleur, dans lequel le mélange liquide-vapeur issu du détendeur se vaporise totalement en absorbant la chaleur de la source froide (air, eau, sol, soleil...etc) par ébullition à température correspondant à la tension de vapeur saturant du fluide. Cette pression étant maintenue constante pendant toute l'ébullition [15].

Donc c'est l'intermédiaire entre la source froide et le fluide frigorigène, il permet de transférer la chaleur de l'environnement au fluide frigorigène afin de le vaporiser et ainsi autoriser la pompe à chaleur à fournir du chauffage.

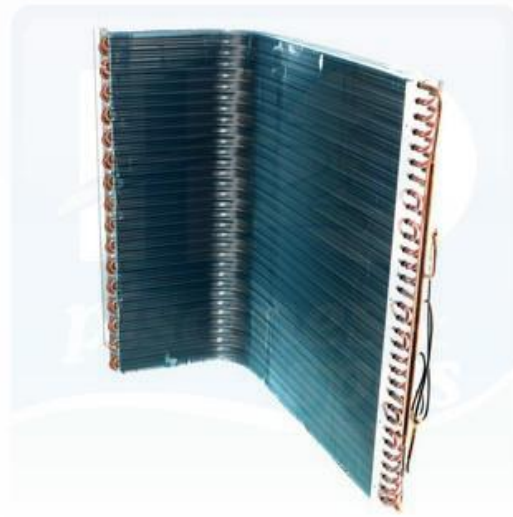


Figure I. 6: Évaporateur à ailettes d'une PAC (piscines-spas).

I.5.2 Un compresseur:

Le compresseur est un composant mécanique essentiel qui augmente la pression d'un fluide compressible à l'aide d'un moteur d'entraînement, qu'il soit électrique ou thermique. Il joue un rôle crucial dans les systèmes de réfrigération en assurant la circulation du fluide réfrigérant à travers les circuits de la machine. En effet, il aspire les vapeurs à basse pression provenant de l'évaporateur, les comprime et les refoule ensuite vers le condenseur [16].

I.5.2.1 Classification des compresseurs:

Les compresseurs se répartissent en deux grandes catégories selon leur procédé de réalisation de la compression [16].

- Les compresseurs centrifuges.
- Les compresseurs volumétriques.

A. Les compresseurs centrifuges:

Appelés aussi turbocompresseurs, utilisés dans des applications spécifiques, notamment pour les systèmes de climatisation de grande puissance, tels que les groupes frigorifiques utilisés dans le génie climatique.

Le turbocompresseur est un dispositif composé de deux parties une turbine et un compresseur, d'où la turbine est entraînée à partir d'une source d'énergie telle que l'énergie électrique du moteur à partir du réseau électrique ou les énergies renouvelables comme les panneaux solaires, l'énergie thermique comme l'énergie solaire thermique, l'énergie géothermique ou la récupération de chaleur provenant de processus industriels ou bien l'énergie mécanique telle que l'énergie cinétique d'un fluide en mouvement ou l'énergie mécanique provenant d'une autre machine ou d'un processus mécanique afin de tourner par sa conversion de l'énergie cinétique en énergie mécanique grâce à sa force centrifuge et faire tourner le compresseur pour comprimer le fluide frigorigène en augmentant sa pression et ainsi sa température.

Il sont utilisés à partir d'une puissance de chauffage d'environ 320 kW, atteignent une température de départ maximale de 48°C (à pleine charge) et présentent des rendements très élevés en charge partielle (10% à 70%). Associé à une aube directrice d'entrée en aspiration, le turbocompresseur ou appelé 'Turbocor' sur le marché s'adapte parfaitement aux différents états de charge. Il possède un faible courant de démarrage, électronique de commande entièrement intégrée avec convertisseur de fréquence intégré (CF), faible poids, faible puissance acoustique, pas de pièces d'usure mécanique et par conséquent une sécurité de fonctionnement supérieure grâce au nombre réduit d'éléments mobiles [17].



Figure I. 7: Le turbocompresseur [18].

B. Les compresseurs volumétriques:

Ce sont des machines dans lesquelles la compression des vapeurs est obtenue par le déplacement d'un élément mobile, qui engendre une augmentation de la pression par la réduction de la chambre de compression, ce type de compresseur est le plus utilisé dans les installations frigorifiques. Il existe deux familles principales de compresseurs volumétriques [19] :

- ✓ Les compresseurs rotatifs qui englobent les compresseurs à palettes, spirales (scroll), à vis....
- ✓ Les compresseurs alternatifs qui englobent tous les compresseurs à piston.



Figure I. 8: Compresseur à spirale (scroll) [20].

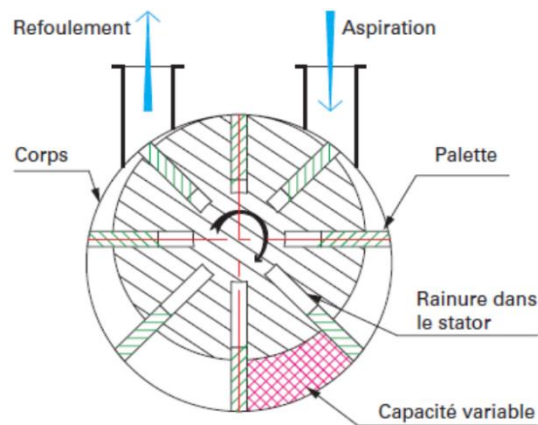


Figure I. 9: Compresseur à palettes [21].

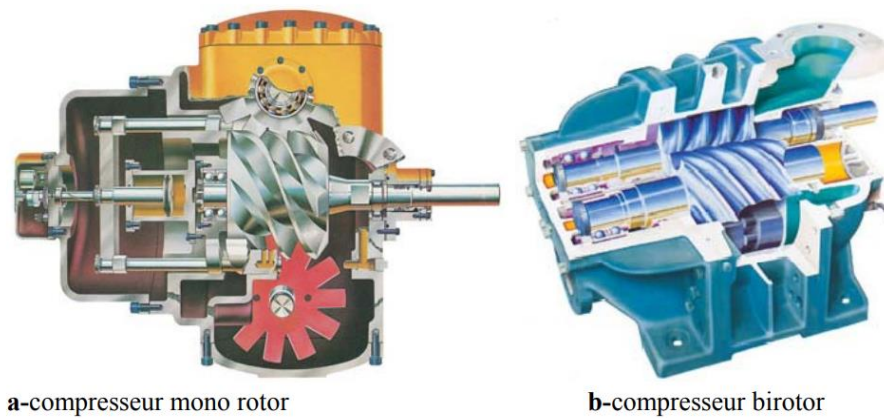


Figure I. 10: Compresseurs à vis [20].

Les compresseurs alternatifs à piston:

Le compresseur alternatif à piston utilise un piston pour comprimer un fluide en réduisant le volume de la chambre de compression. Il fonctionne grâce à un mouvement alternatif du piston

généralisé par un moteur d'entraînement tel qu'un moteur électrique ou thermique, qui aspire le fluide dans la chambre de compression, le comprime et le refoule vers la sortie.

On distingue trois types: Les compresseurs ouverts, hermétiques et semi hermétiques



Figure I. 11: Configuration d'un compresseur à piston de type ouvert [20].

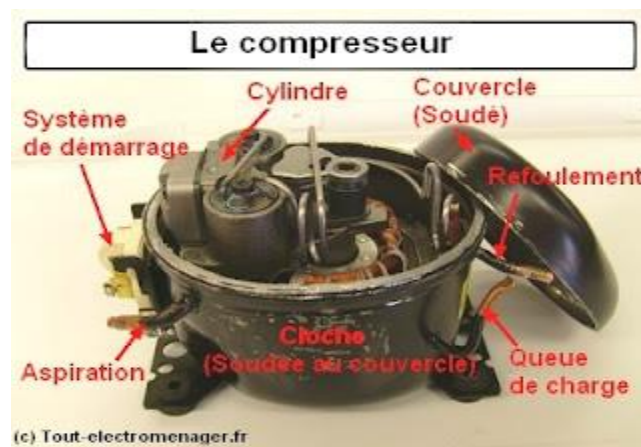


Figure I. 12: Configuration d'un compresseur hermétique (Tout-electromenager.fr).

✓ **Les compresseurs semi hermétiques à piston:**



Figure I. 13: Configuration d'un compresseur semi hermétique (LePanneauSolaire.net).

Le choix d'un compresseur se fait selon la gamme de puissance nécessaire comme indiquée sur la figure ci-dessous:

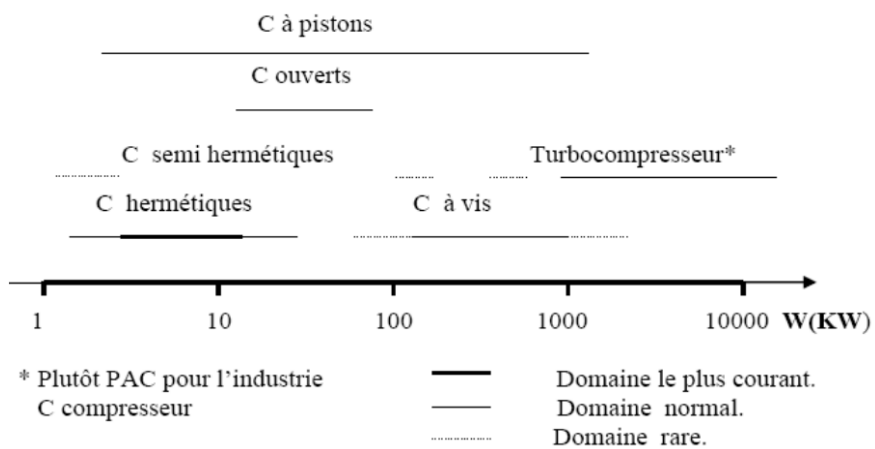


Figure I. 14: Choix du type de compresseur en fonction de la gamme de puissance mécanique [22].

I.5.2.2 Types des compressions:

✓ **Compression isotherme:**

La compression isotherme est un processus thermodynamique au cours duquel la température d'un système reste constante pendant la compression. Cela signifie que la chaleur est échangée avec l'environnement afin de maintenir la température constante pendant que le volume du système diminue.

✓ Compression polytropique:

La compression polytropique est souvent utilisée pour modéliser des processus réels, où les conditions de la compression ne correspondent pas exactement à un processus isotherme ou adiabatique. En ajustant la valeur de l'indice polytropique n , il est possible de représenter de manière plus précise les variations de pression et de volume dans ces situations.

✓ Compression isentropique:

Également appelée compression adiabatique réversible, adiabatique veut dire que le fluide est comprimé de manière à ce qu'aucune chaleur ne soit échangée avec l'extérieur ce qui permet de conserver l'énergie thermique à l'intérieur du système. De plus, le processus réversible signifie qu'il n'y a pas de pertes d'énergie internes causées par des forces de frottement qui peuvent être causées par la viscosité et la turbulence dans le fluide dues à l'interaction entre ses molécules [23].

I.5.3 Un condenseur:

C'est un échangeur de chaleur qui permet la conversion du fluide frigorigène à haute pression et haute température en un liquide à température plus basse, il est responsable de la désurchauffe, la liquéfaction et le sous-refroidissement du gaz frigorigène provenant du compresseur tout en cédant de la chaleur à un milieu extérieur tel que l'air ou l'eau afin de chauffer des espaces ou pour produire de l'eau chaude sanitaire.

On distingue deux types de condenseurs: les condenseurs à immersion et les condenseurs à air ou à eau externes.

I.5.3.1 Condenseurs à immersion:

L'échangeur de chaleur est immergé à l'intérieur du ballon de stockage d'eau généralement des tuyauteries en forme de serpentín lisse ou munis d'ailettes. Il est monté dans la partie inférieure du ballon de stockage afin d'améliorer la stratification du ballon.

Cette configuration permet de récupérer la chaleur du fluide frigorigène et la transférer directement à l'eau du ballon ce qui offre une intégration compacte du système de pompe à chaleur et une utilisation plus efficace de l'énergie thermique.

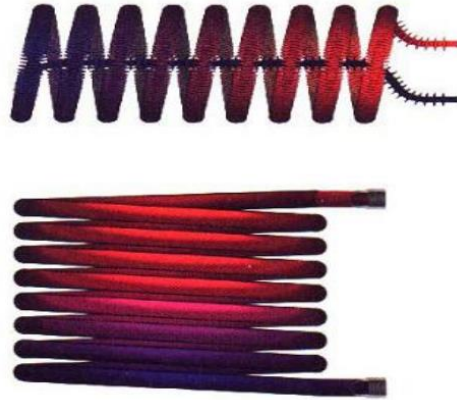


Figure I. 15: Échangeurs internes [24].

I.5.3.2 Condenseurs à air ou à eau externes:

L'échangeur de chaleur est installé à l'extérieur du ballon de stockage d'eau. L'eau ou l'air font refroidir le fluide frigorigène pour prennent sa chaleur afin de passer par le ballon pour chauffer l'eau contenant dedans.

Cette configuration peut être utilisée dans des situations où l'immersion n'est pas possible ou souhaitée et offre une flexibilité supplémentaire en termes de taille, de conception et d'installation du système de pompe à chaleur. Cependant, cela nécessite souvent un espace extérieur dédié et peut nécessiter une isolation et une protection adéquates pour assurer son bon fonctionnement, en particulier dans des conditions climatiques défavorables.

Les échangeurs externes sont dans la plupart des cas des échangeurs à plaques ou serpentin coaxial à contre-courant.

➤ **Échangeurs à plaques:**

Ce sont des dispositifs composés de plaques fermées qui créent des passages pour les fluides. Les plaques sont assemblées de manière à permettre la circulation des fluides entre elles. Les fluides sont distribués entre les plaques par des joints, de sorte que chaque fluide circule entre deux

espaces inter-plaques successifs. Cela permet aux fluides d'échanger de la chaleur à travers les plaques. L'avantage majeur de ce type d'échangeur est sa compacité, car il offre une grande surface d'échange dans un volume limité. Cela est particulièrement avantageux lorsque des puissances élevées sont impliquées, Ce type est principalement utilisé dans les pompes à chaleur jusqu'à env. 200 kW [17].

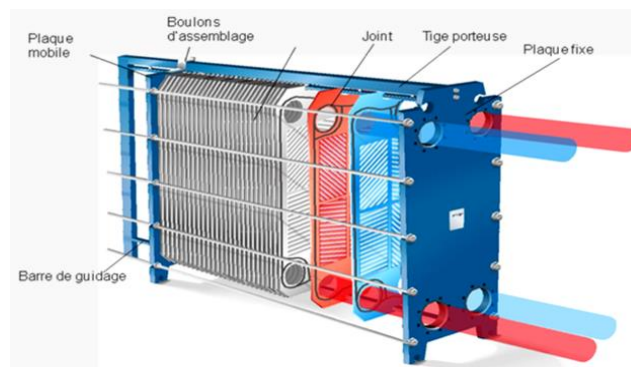


Figure I. 16: Échangeur à plaques (AZwatt).

➤ **Échangeurs serpentin coaxial à contre-courant :**

Sont composés de deux tubes disposés en forme de serpentin et alignés l'un à l'intérieur de l'autre. Dans ce type d'échangeur le fluide chaud circule à l'intérieur du tube central, tandis que le fluide froid circule à contre-courant à l'extérieur, dans l'espace annulaire entre les deux tubes. Cette disposition permet un échange de chaleur efficace car les fluides sont en contact direct à tout moment, maximisant ainsi le transfert de chaleur.

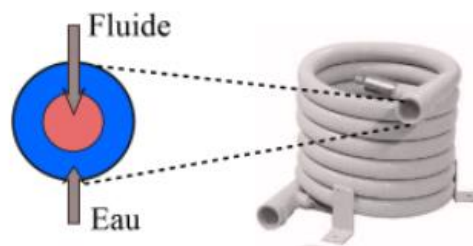


Figure I. 17: Échangeur serpentin coaxial à contre-courant (ABCCLIM).

I.5.4 Un détendeur [24]:

La différence de pression entre le condenseur et l'évaporateur dans le circuit de la pompe à chaleur nécessite l'utilisation d'un dispositif appelé "détendeur". Son rôle est de réduire la

pression du fluide frigorigène provenant du condenseur en utilisant un mécanisme d'étranglement. En conséquence, la température du fluide diminue et une partie du frigorigène se vaporise partiellement dans le détendeur. Le détendeur régule ensuite le débit de fluide frigorigène vers l'évaporateur. Ce processus de détente se produit sans échange de chaleur ou de travail avec l'environnement extérieur.

Un mauvais contrôle de la quantité de fluide frigorigène admise dans l'évaporateur, entraîne les conséquences suivantes:

- ✧ Trop peu de fluide frigorigène : il est immédiatement évaporé et il continue à se réchauffer. C'est l'effet de surchauffe. L'efficacité de l'évaporateur diminue.
- ✧ Trop de fluide injecté : l'excès de fluide n'est pas évaporé par manque de chaleur disponible. Une partie du fluide reste liquide et est aspirée par le compresseur. Celui-ci peut alors être sérieusement endommagé (coup de liquide).

Le détendeur thermostatique est le dispositif le plus couramment utilisé dans les pompes à chaleur. Il fonctionne de manière automatique et est composé d'un corps de vanne. Ce dernier régule le débit du fluide réfrigérant afin de maintenir une surchauffe constante des gaz provenant de l'évaporateur. Le corps de vanne est équipé d'un orifice fixe et d'un pointeau mobile. La position du pointeau est contrôlée par un ensemble comprenant une membrane, un train thermostatique et un ressort. La pression interne de cet ensemble varie en fonction de la température mesurée par la sonde. Ainsi, si la charge thermique de l'évaporateur augmente, la sonde détecte une hausse de température. Elle agit sur la membrane, ce qui entraîne l'ouverture du pointeau pour augmenter le débit de réfrigérant jusqu'à atteindre la surchauffe souhaitée. Le détendeur permet de maintenir une pression d'évaporation d'un côté du soufflet et une pression de saturation correspondant à la température du bulbe de l'autre côté du soufflet.

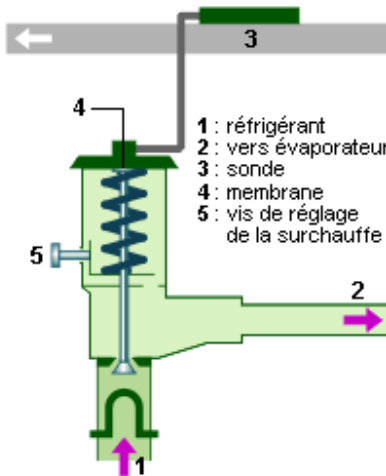


Figure I. 18: Vanne de détente [24].

I.6 Capteurs solaires thermiques:

Le capteur solaire vise à convertir le rayonnement solaire en énergie thermique et à la transférer au fluide caloporteur. Il existe divers types de capteurs solaires conçus pour chauffer des liquides. Le choix du système dépend de la température souhaitée pour l'eau chaude et des conditions climatiques pendant la période d'utilisation du système. Parmi les technologies les plus couramment utilisées, on trouve les capteurs plans, les capteurs à tubes sous vide et les capteurs à concentration [25]. Les capteurs solaires plans sont bien adaptés pour les applications de chauffage de l'eau domestique où les températures de fonctionnement sont généralement inférieures à 80°C. Ils sont efficaces même en cas de faible ensoleillement et peuvent produire de l'eau chaude à des températures adaptées aux besoins quotidiens.

L'avantage de ces capteurs se manifeste dans leur simple installation qui nécessite peu d'entretien, leur résistance, leur faible coût et le fait qu'ils absorbent le rayonnement global (direct et diffus) ce qui élimine la nécessité de leur orientation en permanence vers le soleil [25]. Ils existent deux types de capteurs plans: vitrés et non vitrés [9]

I.6.1 Capteurs plans vitrés:

Les capteurs solaires à vitrage offrent des améliorations de performance en permettant des températures plus élevées. Ils sont dotés d'une isolation thermique à l'arrière de l'absorbeur avec

un revêtement sélectif métallique qui permet d'absorber le maximum de rayonnement solaire en émettant très peu d'infrarouge et d'un vitrage simple ou double du côté exposé au soleil qui permet de créer un effet de serre en laissant entrer le rayonnement solaire et en empêchant les rayonnements infrarouges de s'échapper. Cela réduit les pertes de chaleur et permet au capteur solaire de produire des températures plus élevées, même par temps froid. Le fluide thermique circule à travers des tubes en contact avec l'absorbeur, soit en série formant un serpentin, soit reliés à un tube collecteur. Cette configuration permet d'absorber efficacement l'énergie solaire et de transférer la chaleur au fluide thermique assurant des performances optimales pour les capteurs solaires à vitrage.

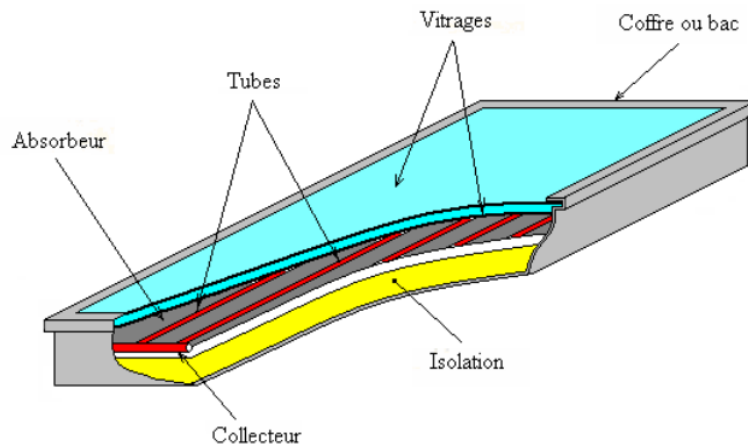


Figure I. 19: Capteur plan vitré [26].

I.6.2. Capteurs plans non vitrés:

Ils se composent uniquement d'un absorbeur, ni vitrage ce qui permet au fluide d'absorber l'énergie de l'air ambiant, ni isolation à l'arrière ce qui lui permettent d'être les capteurs les moins coûteux et les plus simples à fabriquer et à installer. L'absorbeur est une plaque métallique bonne conductrice de chaleur comme le cuivre ou l'aluminium, il est utilisé comme capteur aérosolaire des pompes à chaleur destinées à la production d'eau chaude sanitaire. Parmi ses avantages: il capte l'énergie solaire et l'énergie de l'air ambiant simultanément, il permet d'éliminer l'évaporateur de la pompe à chaleur ce qui conduit le capteur solaire à capter la chaleur et évaporer le fluide en lui faisant de l'emboutissage en créant des creux et des reliefs dans la plaque métallique formant ainsi les canaux pour le passage du fluide ce qui minimise les

coûts d'installation ainsi que la complexité due aux composants et aux tuyaux du système., il permet l'absorption directe du rayonnement solaire par l'utilisation directe du fluide frigorigène dans le capteur qui a pour avantage d'avoir des températures de fonctionnements basses donc ça nécessite pas le vitrage pour faire chauffer davantage le fluide et le fait que ce dernier s'échauffe avec des faibles températures il est préférable d'éliminer l'isolation pour ne pas empêcher la chaleur excédentaire de sortir et provoquer ainsi la surchauffe du capteur ce qui permet le transfert de chaleur de l'intérieur vers l'extérieur et donc les pertes thermiques vers l'environnement.



a [27]

b [28]

Figure I. 20: Un capteur-évaporateur.

I.7 Coefficient de performance (COP):

L'efficacité énergétique de la PAC est caractérisée par un coefficient de performance (COP) qui est le rapport entre la quantité de chaleur produite par le condenseur et la puissance électrique consommée par le compresseur incluant les consommations auxiliaires : ventilateur, pompe, veille.

$$COP = \frac{Q_{cond}}{W_{com} + W_{aux}} \quad (I. 1)$$

Parmi les facteurs qui influent sur le COP d'une PAC solaire à expansion directe : la température ambiante, l'irradiation solaire, la vitesse du vent, la surface du capteur-évaporateur, le dimensionnement et le réglage du système ainsi que la consommation électrique auxiliaire.

I.8 État de l'art des pompes à chaleur assistées par énergie solaire :

D'abord, les différents travaux récents sur la PAC à assistance solaire effectués en Algérie sont présentés :

- **F. Benmeriem, (2009):**

A modélisé un système de chauffe-eau solaire assisté d'un compresseur. Le fonctionnement de l'installation s'apparente à une PAC où l'évaporateur est substitué par un capteur solaire vitré, les résultats ont montré que le COP varie entre 2 et 5 [25].

- **SAMET Samir, (2012):**

A étudié théoriquement un chauffe-eau à PAC couplé à un capteur aérosolaire afin de le comparer avec un système de PAC classique, les résultats ont montré que le COP et le rendement du capteur-évaporateur sont plus élevés que ceux d'une PAC classique et vaux 8 et 63.6% respectivement [24].

- **KASSIM Mouna,(2015):**

A fait une étude numérique d'un système de PAC associée à un champ de capteurs solaires pour le chauffage d'un centre commercial à Boufarik, les résultats ont montré que le COP passe du simple au double [3].

Les différents travaux récents sur la PAC à assistance solaire effectués mondialement:

- **D. Zhang et al, (2014):**

Ont étudié l'effet de la charge du réfrigérant et les paramètres structurels tel que la surface du capteur solaire, son épaisseur, la longueur du tuyau de condenseur et son diamètre sur les performances thermiques d'une PAC solaire. Les résultats ont indiqué que les performances optimales du système sont: la charge du réfrigérant entre 1.65-1.75kg, la surface du capteur 6m², la longueur du tuyau de condenseur 70m et le diamètre interne du condenseur 9mm [29].

- **Xiaolin Sun et al, (2015):**

Ont effectué une étude comparative entre une PAC solaire à XD et une pompe à chaleur aérothermique, Les performances des deux systèmes ont été étudiées expérimentalement et numériquement. Dans des conditions diurnes, le système d'une PAC utilisant l'énergie solaire est plus performant que celui d'une PAC aérothermique à cause de l'existence d'une deuxième source de chaleur qui est le soleil. Tandis que dans des conditions nocturnes lors d'un ciel clair, le contraire est observé à cause des pertes radiatives vers un ciel clair [30].

- **Weian Ji et al, (2019):**

Ont fait une étude expérimentale d'une PAC à XD avec un évaporateur à tube à ailettes et la comparer avec une PAC à XD avec un évaporateur à plaque nue, les résultats ont montré que l'augmentation de la température ambiante, l'irradiation solaire et la vitesse du vent améliorent les performances du système tandis que le givrage diminue considérablement les performances et le COP diminue de 1,72 à 1,54 lorsque l'humidité relative passe de 50 % à 90 % [31].

- **Willian M. Duarte et al, (2019):**

Ont comparé entre quelques réfrigérants intégrés dans les pompes à chaleurs solaires à expansion directe en terme de performances thermiques et impact environnemental, Le R134a est la référence et les réfrigérants à faible réchauffement climatique sont le R290, le R600a, le R744 et le R1234yf, les résultats ont montré que le R290 a un meilleur COP pour un éclairage solaire entre 300 W/m² et 700 W/m² et une température ambiante entre 10°C et 35°C tandis que pour un éclairage solaire inférieur à 50 W/m² le R134a a un meilleur COP que le R290 [32].

- **Tiago de Freitas Paulino et al, (2018):**

Ont fait une étude d'une PAC solaire à expansion directe utilisant le CO₂ comme réfrigérant pour analyser la réponse de l'évaporateur aux variations soudaines du rayonnement solaire, Les résultats ont affirmé qu'une petite variation du rayonnement solaire entraîne une variation importante de la surchauffe d'évaporateur or un détendeur électronique serait mieux adapté pour répondre aux besoins d'intervention rapide sur le débit massique de CO₂ à l'entrée de l'évaporateur [33].

- **Thiago et al, (2021):**

Ont étudié une PAC à XD avec des tubes capillaires comme détendeur en utilisant le CO₂ comme réfrigérant. Les résultats ont montré que lors d'un éclairage solaire proche de 1000 W/m², la pression et la température de CO₂ augmentent ce qui provoque une surchauffe d'évaporateur qui peut détruire le compresseur. Pour éviter ce problème, il est préférable d'utiliser deux tubes capillaires pour mieux abaisser la pression du CO₂ tandis qu'un éclairage solaire jusqu'à 570 W/m² l'utilisation d'un tube capillaire est suffisante [34].

- **Xiangqiang Kong et al, (2020):**

Ont fait un modèle quasi-dynamique d'une PAC à XD pour le chauffage de l'eau afin de connaître l'influence des différents modes de régulation de la vitesse du compresseur sur les performances du système. Les résultats ont montré qu'avec une vitesse du compresseur de 2900 tr/min, le COP dépasse 4.6, tandis que lorsque la vitesse du compresseur diminue de 2910 à 2650 tr/min le COP augmente de 7.5% [35].

- **Nina Shao et al, (2020):**

Ont fait une étude expérimentale d'un système de PAC à XD associée à un module photovoltaïque-thermique sur le toit d'un bâtiment pour connaître ses performances, les résultats ont montré que ce système permet de valoriser la perte de chaleur évacuée par les cellules solaires et protéger le capteur contre la surchauffe, alimenter le compresseur en électricité du panneau en limitant la pollution atmosphérique, utiliser l'électricité excédentaire en été pour d'autres équipements électriques, limiter l'espace d'occupation des modules PV/TH par leur emplacement sur le toit, le COP moyen était de 5.9 avec une valeur maximale de 8.9 [36].

- **Xiangqiang Kong et al, (2022):**

Ont développé un modèle mathématique d'une PAC solaire à expansion directe pour le chauffage au sol radiant afin de connaître l'influence de la charge du réfrigérant et de la surface de condenseur sur l'efficacité du cycle. Les résultats ont montré que le COP augmente avec l'augmentation de la charge du réfrigérant et la surface du condenseur. Pour un COP maximal, la température de sous-refroidissement optimale est de 6-9°C avec un éclairage solaire de 300-600 W/m², une température ambiante de 2-8°C, une température de l'eau de 35-50°C, une surface du condenseur de 0.553-1.393 m² et une charge du réfrigérant de 0.47 kg [37].

- **Kutbay Sezen, Afsin Gungor, (2023):**

Ont fait une étude comparative entre les systèmes de PAC à assistance solaire pour le chauffage résidentiel selon leurs modes de fonctionnement, leurs structures, leurs performances, leurs complexités et leurs coûts. Les résultats ont indiqué que les systèmes à détente directe sont préférables pour un éclairement solaire inférieur à 400 W/m² en raison de leur utilisation de l'énergie solaire et l'air simultanément comme source de chaleur mais pour un rayonnement solaire d'environ 500 W/m² la température de l'évaporateur du capteur solaire nu dépasse la température ambiante ce qui provoque les pertes thermiques, les capteurs solaires des PAC à expansion directe retardent le givrage même avec un éclairement de 100 W/m² et sont moins complexes et moins coûteuses que les celles à expansion indirecte [38].

I.9 Conclusion :

Dans ce chapitre nous avons fait une étude bibliographique sur les différents types des systèmes de pompes à chaleur assistées par l'énergie solaire ainsi que leurs fonctionnements, les différentes technologies des composants mises en œuvre.

Ce travail nous a permis de clarifier les objectifs à atteindre dans notre travail qui consiste à simuler les performances énergétiques d'une PAC assistée par énergie solaire à expansion directe fonctionnant au fluide frigorigène R134a.

CHAPITRE II : Modélisation des différents composants d'une PAC à expansion directe

II.1 Introduction

Après avoir introduit le principe de fonctionnement d'une pompe à chaleur solaire à expansion directe et discuté ses critères de performance standard, notre objectif dans cette partie est de modéliser un système bi-énergétique (solaire et atmosphérique) destiné à la production d'eau chaude sanitaire. Ce système est composé d'une thermopompe dont le capteur-évaporateur tire principalement son énergie du rayonnement solaire et de l'air ambiant. Les modèles mathématiques présentés ont la particularité de permettre la simulation du système étudié sous MATLAB ce qui nous permet de comprendre l'influence sur les performances.

II.2 Présentation du système étudié

II.2.1 Description du système étudié

Le système étudié comprend quatre éléments essentiels : un capteur-évaporateur de type roll-bond non vitré et non isolé à l'arrière, un condenseur sous forme de serpentin immergé dans un ballon de stockage d'eau chaude, une valve d'expansion thermostatique et un compresseur à piston hermétique, voir Figure **II.1**. Le système est équipé d'un sous-système de contrôle qui a le rôle de régler la quantité du réfrigérant à la sortie du capteur-évaporateur en ajustant le débit du réfrigérant au niveau de la valve d'expansion. Lorsque la température du réfrigérant à la sortie du capteur est élevée (supérieure à la température du surchauffe), cela indique un excès de chaleur. Dans ce cas, le débit du réfrigérant est augmenté pour récupérer cette chaleur excédentaire. Contrairement, lorsque le réfrigérant à la sortie du capteur est une combinaison de vapeur et de liquide, le débit est diminué permettant au réfrigérant de devenir de la vapeur surchauffée. Cette configuration protège le compresseur contre la corrosion en évitant la présence de liquide. Le fluide frigorigène utilisé dans ce système est le R134a, considéré comme le plus performant.

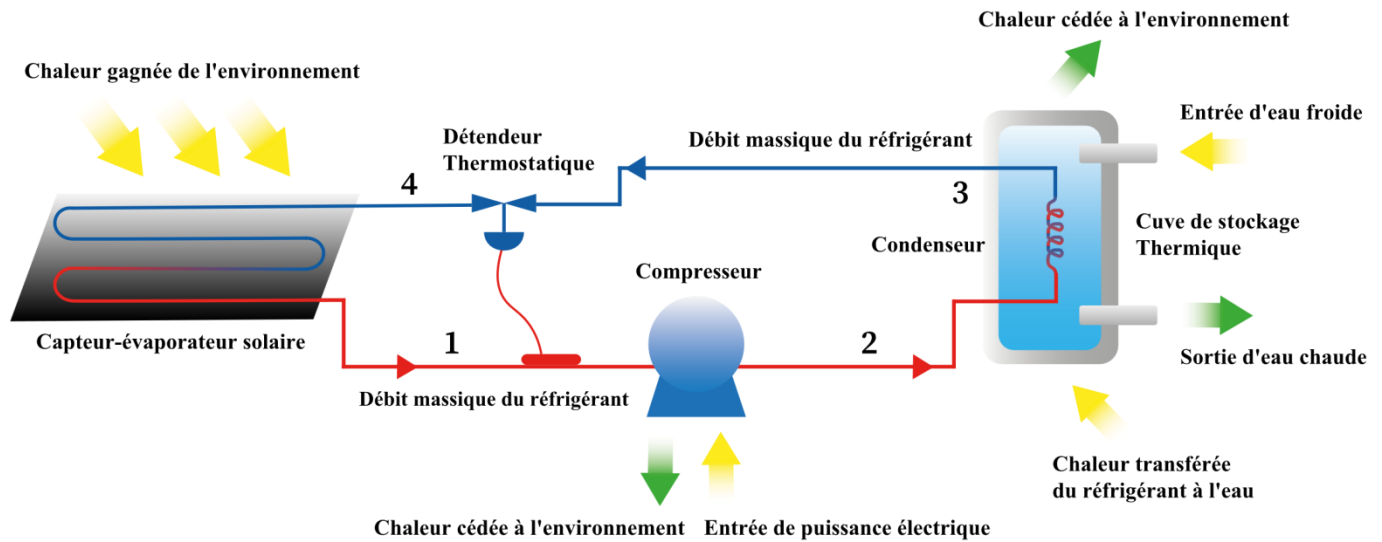


Figure II. 1 : Schéma étudié.

II.2.2 Hypothèses de fonctionnement du système

Les modèles mathématiques développés dans ce travail pour prédire les performances du système sont basés sur les hypothèses suivantes :

- Régime permanent dans le système étudié
- Les pertes de chaleur entre le capteur et le réfrigérant sont négligeables.
- Pertes de charges dans les conduites sont négligeables.
- La compression de la vapeur de fluide frigorigène est supposée suivre un processus polytropique.
- Le phénomène de l'expansion dans la valve de détente est considéré isenthalpique
- Processus d'évaporation et de condensation est supposé isobare.
- La stratification de la température dans le ballon d'eau chaude est ignorée (température de la cuve uniforme).
- Surchauffe de fluide frigorigène à la sortie de l'évaporateur $5^{\circ}\text{C} \leq \Delta T \leq 13^{\circ}\text{C}$
- Le sous refroidissement du fluide frigorigène à la sortie du condenseur est négligé (le fluide frigorigène est considéré comme saturé à la sortie du condenseur).
- L'échange thermique entre le réfrigérant et l'eau à travers le condenseur est supposé parfait.
- Les pertes thermiques dans la cuve de stockage sont négligeables.

- Les propriétés thermo-physiques des conduites de système sont uniformes dans chaque section de tube.

II.2.3 Modélisation mathématique du système étudié

Sur la base des hypothèses ci-dessus, les équations gouvernantes décrivant les performances thermiques des divers composants du système proposé ont été formulés et résolus par une méthode d'itération numérique prenant en compte les interactions entre les différents composants du système.

II.2.3.1 Capteur-évaporateur

Un bilan d'énergie sur un volume de contrôle représenté par les limites du capteur permet d'écrire :

$$\frac{\delta E}{\delta t} + Qu = Qa - Qp \quad (\text{II. 1})$$

En régime permanent, l'équation devient [26] :

$$Qu = Qa - Qp \quad (\text{II. 2})$$

Où :

Qu : La puissance utile récupérée par le fluide frigorigène.

Qa : Éclairement solaire absorbé par le capteur-évaporateur.

Qp : Puissance thermique cédée à l'environnement à cause des pertes thermiques.

La puissance utile récupérée par le fluide frigorigène peut être évalué comme suit [39] :

$$Qu = AcF'[\alpha I\beta - UL (Ter - Ta)] \quad (\text{II. 3})$$

où Ac : La surface du capteur-évaporateur solaire.

F' : L'efficacité de la plaque absorbante.

α : L'absorptivité thermique de la surface du capteur qui représente sa capacité à absorber l'éclairement solaire incident.

$I\beta$: L'éclairement solaire incident au capteur-évaporateur solaire

UL : le coefficient de perte de chaleur global du capteur-évaporateur.

T_{er} : la température d'entrée du réfrigérant dans le capteur-évaporateur solaire.

T_a : la température ambiante

Dans un capteur solaire thermique le facteur d'efficacité F' est donné par [40] :

$$F' = \frac{\frac{1}{UL}}{w \left[\frac{1}{UL[De + F(w - De)]} + \frac{1}{Cb} + \frac{1}{\pi Di hi} \right]} \quad (\text{II. 4})$$

où Cb est la résistance thermique due à la liaison entre les tubes et la plaque absorbante [$W/m K$], hi est le coefficient de transfert de chaleur entre le fluide et l'intérieur du tube [$W/m^2 K$], De est le diamètre extérieur des tubes [m] et Di est le diamètre intérieur des tubes [m].

Par la supposition que la résistance thermique due à la liaison entre le tube et la plaque absorbante peut être négligée, l'efficacité de la plaque absorbante F' proposée par Duffie et Beckman [40] est donné par

$$F' = \frac{\frac{1}{UL}}{w \left[\frac{1}{UL[De + F(w - De)]} + \frac{1}{\pi Di hi} \right]} \quad (\text{II. 5})$$

L'efficacité des ailettes peut être évaluée par [44]:

$$F = \frac{\tanh \left[\frac{w - De}{2 \sqrt{\frac{UL}{k\delta}}} \right]}{\frac{w - De}{2 \sqrt{\frac{UL}{k\delta}}}} \quad (\text{II. 6})$$

Ou k et δ sont respectivement la conductibilité thermique et l'épaisseur de la plaque collectrice.

Le transfert de chaleur par rayonnement est complexe lorsque de nombreuses surfaces à différentes températures sont impliquées ; cependant, dans la limite qu'une seule surface à température T_p interagit avec l'environnement à la température T_a alors le transfert de chaleur par rayonnement de la surface peut être calculé selon :

$$Q_r = A_c \sigma \varepsilon (T_p^4 - T_c^4) \quad (\text{II. 7})$$

Ou : ε : L'émissivité de la plaque en aluminium, σ : la constante de Stefan-Boltzmann qui vaut $5,67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \text{ K}^4$, T_p et T_a sont respectivement la température de la plaque absorbante et la température de ciel

On a trois pertes du capteur-évaporateur : les pertes latérales, arrières et avant, on néglige les pertes latérales le fait que l'épaisseur du capteur est très petite et on laisse que les pertes avant qui sont dues au transfert de chaleur par convection vers l'air ambiant à cause de l'effet du vent et par rayonnement vers le ciel de la surface supérieure du capteur-évaporateur

Le coefficient des pertes de chaleur est déterminé par :

$$UL = \frac{1}{\sum R_{th}} = \frac{1}{\frac{1}{hr} + \frac{1}{hcv}} \quad (\text{II. 8})$$

Ou hr : coefficient de transfert de chaleur par rayonnement vers le ciel de la surface supérieure du capteur-évaporateur, hcv : coefficient de transfert de chaleur par convection vers l'air ambiant

Pour le calcul de hr :

On a l'énergie du capteur perdue avec le ciel est calculé comme suit :

$$Q_r = \frac{\Delta T}{\sum R_{th}} = \frac{(T_p - T_a)}{\frac{1}{hr}} \quad (\text{II. 9})$$

$$hr = \frac{Qr}{(Tp - Ta)} = \frac{\sigma \varepsilon (Tp^4 - Tc^4)}{(Tp - Ta)} \quad (\text{II. 10})$$

La linéarisation faite par Beckman consiste à convertir la forme d'une puissance supérieure à 1 (degré 4) à une forme de premier degré, elle est exprimée par [40]:

$$hr = \frac{\sigma \varepsilon (Tp^2 + Tc^2)(Tp - Tc)(Tp + Tc)}{Tp - Ta} \quad (\text{II. 11})$$

La température équivalente du ciel est calculée par [28]:

$$Tc = 0.0552 \times Ta^{1.5} \quad (\text{II. 12})$$

En considérant que le capteur roll-bond est presque un capteur plan, le coefficient de transfert de chaleur par convection peut être calculé par [40] Watmuff et al. (1977) :

$$hcv = 2.8 + 3V \quad [W/m^2 K] \quad (\text{II. 13})$$

Avec : V :la vitesse du vent [m/s]

L'énergie utile dans le capteur-évaporateur Q_u peut également être exprimée en termes du changement d'enthalpie du réfrigérant à partir de l'entrée à la sortie du capteur-évaporateur :

Dans le cadre du premier principe appliqué à un système ouvert, nous examinons une partie spécifique de la machine frigorifique à travers laquelle circule un débit massique \dot{m} de fluide frigorigène. Cette partie est délimitée par des parois et comporte une section d'entrée notée 'e' et une section de sortie notée 's'.

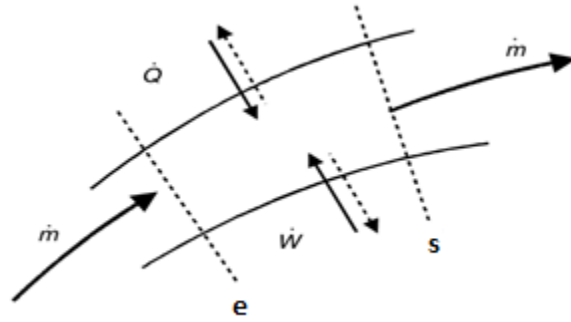


Figure II. 2: Schéma représentatif d'un système thermodynamique ouvert [24].

Entre e et s, le fluide frigorigène peut échanger avec l'extérieur une puissance thermique Q et une puissance mécanique W . Le premier principe de la thermodynamique appliqué à ce système ouvert s'écrit [24]:

$$\frac{dET}{dt} = Q + W + \sum_{e,s} \dot{m}_{e,s} \left(h + \frac{1}{2} V^2 + gz \right)_{e,s} \quad (\text{II. 14})$$

ET : Energie totale (J).

$\frac{1}{2} \dot{m} V^2$: Energie cinétique massique (J/Kg)

$\dot{m}gz$: Energie potentielle massique (J/Kg).

L'énergie reçue par le fluide frigorigène au niveau de l'évaporateur peut être exprimé par l'équation :

$$\frac{dET}{dt} = Q_{ev} + W + \sum_{4,1} \dot{m}_{e,s} \left(h + \frac{1}{2} V^2 + gz \right)_{4,1} \quad (\text{II. 15})$$

En supposant que les variations d'énergie cinétique et d'énergie potentielle sont négligeables par rapport aux variations d'enthalpie, et en considérant qu'il n'y a pas d'échange d'énergie mécanique au niveau de l'évaporateur, le bilan d'énergie en régime permanent peut être exprimé de manière simplifiée :

$$0 = Q_{ev} + \dot{m}r (h_4 - h_1) \quad (\text{II. 16})$$

Où :

$$Q_{ev} = m_r (h_1 - h_4) \quad (\text{II. 17})$$

Et m_r : le débit massique du réfrigérant [kg/s], h_e et h_s sont les enthalpies à l'entrée et la sortie du capteur-évaporateur solaire [$kJ/kg.K$]

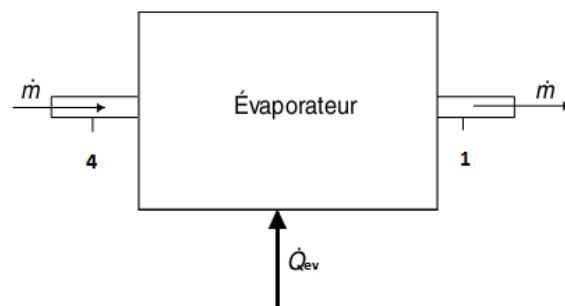


Figure II. 3: Flux de masse et d'énergie à travers un évaporateur [24].

$$Q_u = Q_r \quad (\text{II. 18})$$

où Q_u est la quantité de chaleur absorbée par le capteur-évaporateur, Q_r est la quantité de chaleur absorbée par le réfrigérant

II.2.3.2 Le compresseur

En tenant compte des critères cités dans le premier chapitre, le compresseur le mieux approprié dans le cas de notre système est le compresseur à piston hermétique.

Pour le compresseur fonctionnant à vitesse constante. Le débit massique du réfrigérant est donné par [41]:

$$m_r = \frac{N n v V d}{60 v_s} \quad (\text{II. 19})$$

où N : la vitesse de rotation du compresseur (tr/min)

v_s : le volume spécifique du réfrigérant à l'entrée du compresseur (m^3/Kg)

V_d : Le volume de déplacement du compresseur (m^3).

n_v : le rendement volumétrique du compresseur

En supposant que la compression est polytropique ce qui signifie que le réfrigérant est comprimé de manière non-adiabatique, c'est-à-dire qu'il y a un échange de chaleur avec l'extérieur et que le processus est irréversible. Dans ce cas, les interactions entre les molécules du réfrigérant sont prises en compte, ce qui entraîne une augmentation de l'enthalpie ce qui est dans le cas réel.

Le coefficient k est l'indice polytropique qui représente l'effet de la température sur l'évolution de la pression. Plus la valeur de k est grande, plus l'augmentation de température du gaz est grande, et plus grande est son effet sur l'évolution de la pression mais aussi plus grande sera l'énergie nécessaire pour réduire le volume du gaz.

La perte de charge à l'entrée et à la sortie du compresseur est négligeable donc la consommation électrique du compresseur qui est le produit du débit de réfrigérant et le travail mécanique peut être déterminée par l'équation suivante [42]:

$$W_{com} = m_r \frac{P_{asp} V_{asp}}{n_{com}} \frac{k}{k-1} \left[\left(\frac{P_{ref}}{P_{asp}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (\text{II. 20})$$

où :

P_{asp}, P_{ref} : la pression d'aspiration et la pression de refoulement du compresseur respectivement (bar).

n_{com} : le rendement total du compresseur qui représente la dégradation d'énergie dans les recyclages, les frottements visqueux du réfrigérant. Cette énergie dégradée est convertie en chaleur supplémentaire apportée au réfrigérant.

On calcule l'enthalpie pour la compression polytropique par la loi du rendement isentropique du compresseur :

$$n_{is} = \frac{h_{s,is} - h_e}{h_{s,poly} - h_e} \quad (\text{II. 21})$$

Où : $h_{s,is}$: l'enthalpie isentropique à la sortie du compresseur

h_e : l'enthalpie à l'entrée du compresseur

$h_{s,poly}$: L'enthalpie isentropique à la sortie du compresseur

II.2.3.3 Le condenseur

Le condenseur est composé d'un tube de cuivre serpentin qui est immergé dans le ballon d'eau chaude. Compte tenu de la non stratification de l'eau dans le ballon de stockage ce qui signifie que l'eau à l'intérieur de la cuve est uniformément chauffée de sorte qu'il n'y a pas de différences significatives de température à différents niveaux de profondeur afin d'assurer une distribution uniforme de la chaleur. L'énergie cédée à l'eau dans le réservoir peut être calculée comme suit [41]:

$$Q_w = M_w C_w \frac{dT_w}{dt} \quad (\text{II. 22})$$

où M_w : la masse totale d'eau dans le réservoir d'eau.

C_w : la capacité calorifique de l'eau à pression constante.

T_w : la température de l'eau.

t : le temps de chauffage.

On trouve de la même façon que pour l'évaporateur :

$$\frac{dET}{dt} = Q_{cond} + W + \sum_{2,3} m_{r,e,s} \left(h + \frac{1}{2} V^2 + gz \right)_{2,3} \quad (\text{II. 23})$$

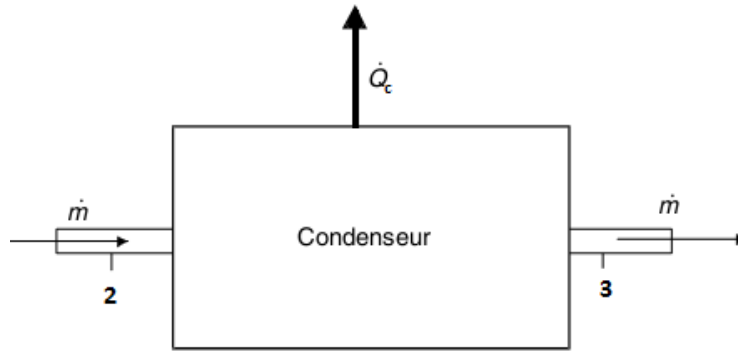


Figure II. 4: Flux de masse et d'énergie à travers un condenseur [24].

Avec la supposition que l'échange thermique entre le réfrigérant et l'eau est parfait ce qui veut dire que l'énergie cédée par le réfrigérant à travers le condenseur est équivalente à celle absorbée par l'eau :

$$Q_{cond} = Q_w \quad (\text{II. 24})$$

Donc la quantité de chaleur du réfrigérant dans le condenseur :

$$Q_{cond} = \dot{m}_r (h_3 - h_2) = M_w C_w \frac{dT_w}{dt} \quad (\text{II. 25})$$

En appliquant la méthode des différences finies, on obtient la température d'eau en fonction du temps :

$$T_w = \frac{\dot{m}_r}{M_w C_w} (h_3 - h_2)t + T_{w,initiale} \quad (\text{II. 26})$$

II.2.3.4 Le détendeur thermostatique

La détente est considérée isenthalpique

En régime permanent, lors de la détente du fluide frigorigène, on suppose qu'il n'y a pas d'échange de chaleur ($Q = 0$) et que le travail fourni est négligeable ($W = 0$). De plus, les variations d'énergie potentielle et cinétique sont également négligeables. Par conséquent, le premier principe de la thermodynamique s'écrit simplement comme suit :

$$0 = mr (h3 - h4) \quad (\text{II. 27})$$

Donc :

$$h3 = h4 \quad (\text{II. 28})$$

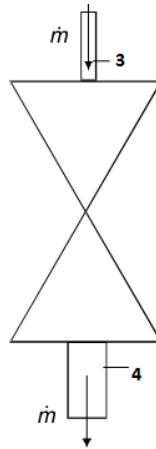
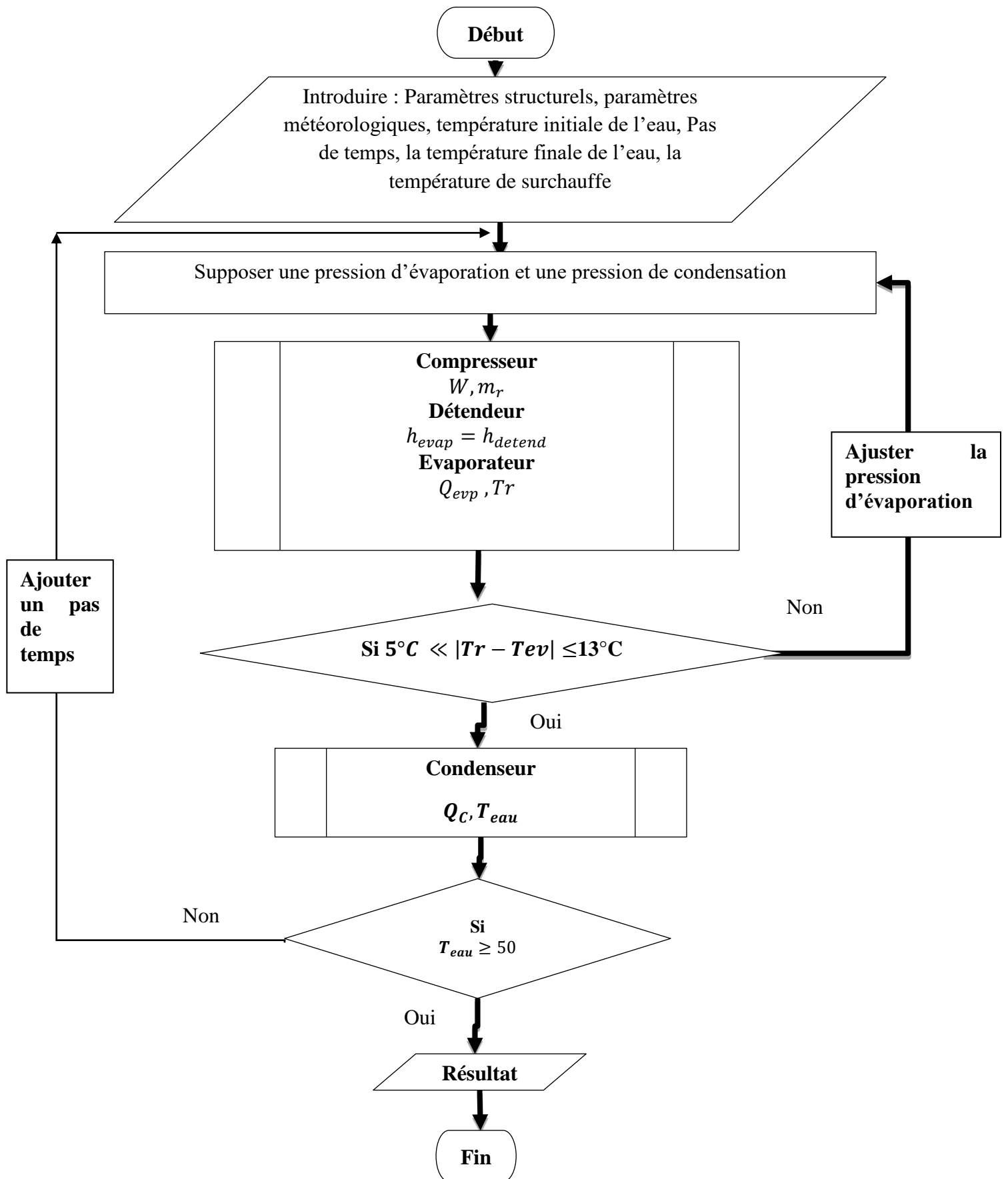


Figure II. 5: Flux de masse et d'énergie à travers un organe de détente [24].

II.2.3.5 Organigramme de calcul

Afin de déterminer les performances du système, la simulation est développée sous MATLAB sur la base d'un organigramme présenté ci-dessous :



Chapitre III: Résultats de la simulation et analyse des performances du système

III.1 Introduction

Ce chapitre se consacre sur la simulation numérique sous logiciel MATLAB du comportement d'un système de pompe à chaleur assistée par énergie solaire à expansion directe dans différentes configurations à base des modèles mathématiques développés précédemment pour étudier l'influence des différentes structures paramétriques tels que les caractéristiques géométriques, les propriétés des matériaux, les flux de chaleur, les débits de fluide frigorigène, ainsi que les variations de température et de pression et des conditions météorologiques telle que la température ambiante et l'éclairement solaire sur les performances du système en vue d'améliorer l'efficacité énergétique du système et sa durabilité, tout en exploitant au mieux l'énergie solaire et atmosphérique disponible.

III.2 Étude paramétrique des performances du système

Nous avons maintenu la température ambiante constant en effectuant des variations de l'éclairement solaire afin d'évaluer son impact sur les performances du système. De même, nous avons fixé l'éclairement solaire et fait varier la température ambiante pour étudier son influence sur les performances. Nous avons également réalisé des variations des paramètres structurels tels que l'indice polytropique pour comprendre son impact sur les performances du système.

III.2.1 Données intégrées dans le programme sous logiciel MATLAB

III.2.1.1 Conditions météorologiques

- Température de l'eau à chauffer $T_r = 20^\circ C$
- Vitesse du vent $V = 3.1 \text{ m/s}$

III.2.1.2 Spécifications techniques et caractéristiques des composants du système [43 44]

Tableau III. 1: Caractéristiques des composants du système étudié.

Nom	Type	Caractéristique
Capteur-évaporateur Roll-bond	non-vitré et non-isolé de plaque absorbante en aluminium anodisé	<ul style="list-style-type: none"> -surface du capteur 4.2 m^2 -Absorptivité de la plaque $\alpha_p = 0.9$ -Émissivité de la plaque $\epsilon_p = 0.1$ -Conductibilité thermique de l'aluminium $k=236 \text{ W/m K}$ -Épaisseur du capteur-évaporateur 1.5 mm -Diametre interne des tubes 7.7 mm -Diametre externe des tubes 9.5 mm -Distance entre les tubes 40 mm
Compresseur	A piston hermétique	<ul style="list-style-type: none"> -Vitesse de rotation $N=2830 \text{ rpm}$ -Volume de déplacement $V_d=13.4 \text{ cm}^3/\text{rev}$ -Rendement volumétrique $n_v=0.91$ -Indice polytropique de R134a $k=1.106$ -Rendement total $n_{com}=0.75$
Condenseur	Serpentin en cuivre immergé dans le ballon d'eau chaude	<ul style="list-style-type: none"> -Volume de l'eau dans le ballon $v=500l$ -Température de l'eau à l'entrée du ballon $T_{wi}=20^\circ\text{C}$ -Température de l'eau à la sortie du ballon $T_{wo}=50^\circ\text{C}$

		<ul style="list-style-type: none"> -Pression de condensation $P_{cond}=10$ bar -Température de condensation $T_{cond}=40^{\circ}\text{C}$ -Longueur du condenseur $L=60$ m -Diametre interne du tube condenseur 7.7 mm -Diametre externe du tube condenseur 9.5 mm -Épaisseur du tube condenseur 4 mm -Capacité calorifique de l'eau $C_{pw}=4187$ J/kg K -Conductibilité thermique du cuivre $k=398$ W/m K -Isolation par du polyuréthane d'épaisseur de 50 mm 	
Détendeur	thermostatique		

III.2.1.3 Propriétés thermodynamiques de R134a

Les propriétés thermodynamiques du réfrigérant R134a telle que les pressions et les températures d'évaporation et de condensation, les masses volumiques, les volumes spécifiques, les enthalpies, les chaleurs spécifiques, les conductibilités thermiques et les viscosités sont relevées à partir du logiciel REFPROP qui est un logiciel de référence développé par le National Institute of Standards and Technology (NIST) des États-Unis pour obtenir des données précises sur les propriétés thermodynamiques et de transport des fluides frigorigènes. Il utilise des modèles mathématiques avancés et des bases de données thermodynamiques pour calculer les propriétés des fluides dans des conditions spécifiques. Il offre une large gamme de propriétés thermodynamiques

et de transport, avec une interface conviviale et une compatibilité multiplate-forme.

Les propriétés thermodynamiques relevées par REFPROP sont ensuite intégrées dans Excel. Cette intégration permet de connecter Excel avec MATLAB, afin que MATLAB puisse lire ces propriétés directement à partir d'Excel.

Ainsi, grâce à cette combinaison de logiciels, il est possible d'accéder aux propriétés thermodynamiques du réfrigérant R134a de manière précise et d'utiliser ces données dans des analyses et des calculs réalisés avec MATLAB.

III.3 Résultats de la simulation et évaluation des performances thermiques du système étudié

III.3.1 Influence de l'éclairement solaire sur le rendement du capteur-évaporateur et du COP

La figure illustre les variations du rendement du capteur-évaporateur et du COP en fonction de l'éclairement solaire. On constate que le rendement est inversement proportionnel à l'éclairement solaire et qu'il est supérieur à 1 ($\eta=1.9$) lorsque l'éclairement est minimal ($I=100 \text{ W/m}^2$). Cela s'explique par le fait que le capteur-évaporateur capte à la fois l'énergie solaire et l'énergie atmosphérique. Cependant, lorsque l'éclairement augmente, le capteur commence à surchauffer et sa température devient plus élevée que la température ambiante. Par conséquent, il ne peut plus capter l'énergie de l'air ambiant et se limite à l'énergie solaire. Cela explique la diminution du rendement avec l'augmentation de l'éclairement solaire.

À partir de cette interprétation, on conclut que le rendement du capteur est optimal lorsque l'éclairement solaire est minimal. Cela suggère qu'une faible intensité de lumière solaire, combinée à l'énergie atmosphérique, permet d'obtenir un meilleur rendement énergétique. En revanche, lorsque l'éclairement solaire augmente, le rendement diminue en raison de la surchauffe du capteur et de sa dépendance principale à l'énergie solaire plutôt qu'à l'énergie de l'air ambiant. Cette observation souligne l'importance de concevoir des systèmes de capteurs-évaporateurs capables de réguler efficacement la température et de maximiser l'utilisation de l'énergie ambiante tout en minimisant les effets néfastes de la surchauffe.

L'augmentation de l'éclairement solaire a un impact positif sur le COP. En effet, lorsque l'éclairement solaire augmente, le réfrigérant absorbe davantage de chaleur, ce qui augmente la

température à l'entrée du compresseur ce qui permet de réduire la consommation électrique du compresseur ce qui réduit la dépendance aux sources d'énergie fossiles polluantes. En conséquence, une plus grande quantité de chaleur est transférée à l'eau à travers le condenseur, ce qui se traduit par une amélioration du COP.

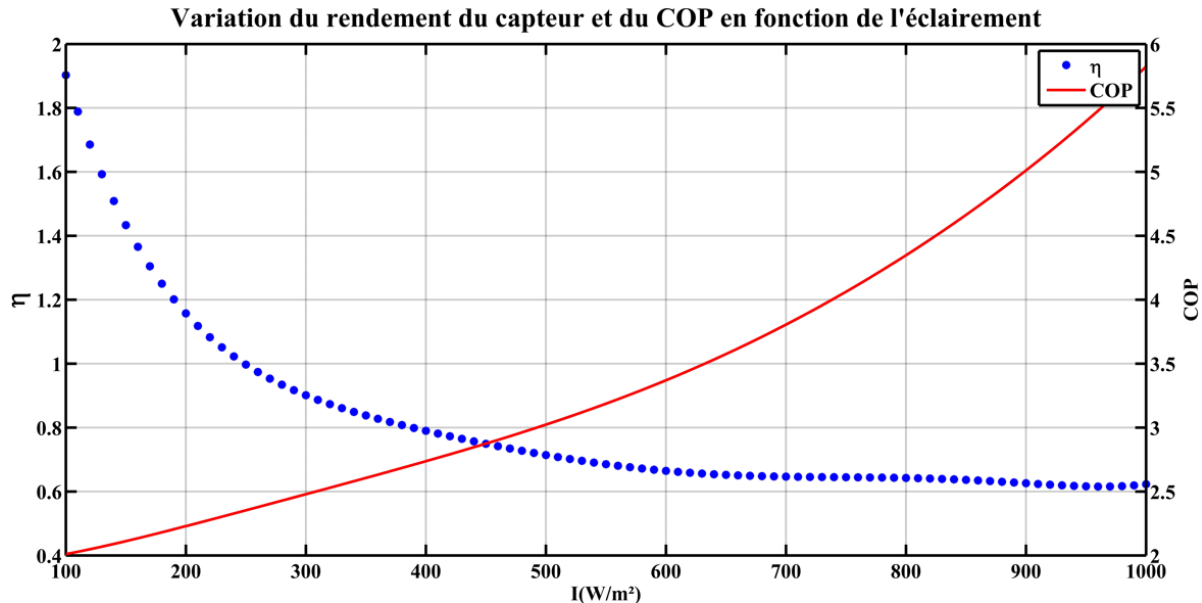


Figure III. 1 : Influence de l'éclairement solaire sur les performances du système.

III.3.2 Influence du temps de chauffage d'eau sur l'éclairement solaire

Le graphe prouve que le temps de chauffage est inversement proportionnel à l'éclairement solaire.

Avec un éclairement solaire limité, la quantité d'énergie solaire captée par le réfrigérant est également réduite, ce qui rallonge le temps nécessaire pour atteindre la température d'eau souhaitée dans la cuve de stockage.

En revanche, lorsque l'éclairement solaire est élevé, le temps de chauffage de l'eau est réduit. Avec une quantité abondante de lumière solaire, le capteur capte davantage d'énergie solaire, ce qui permet de chauffer l'eau plus rapidement.

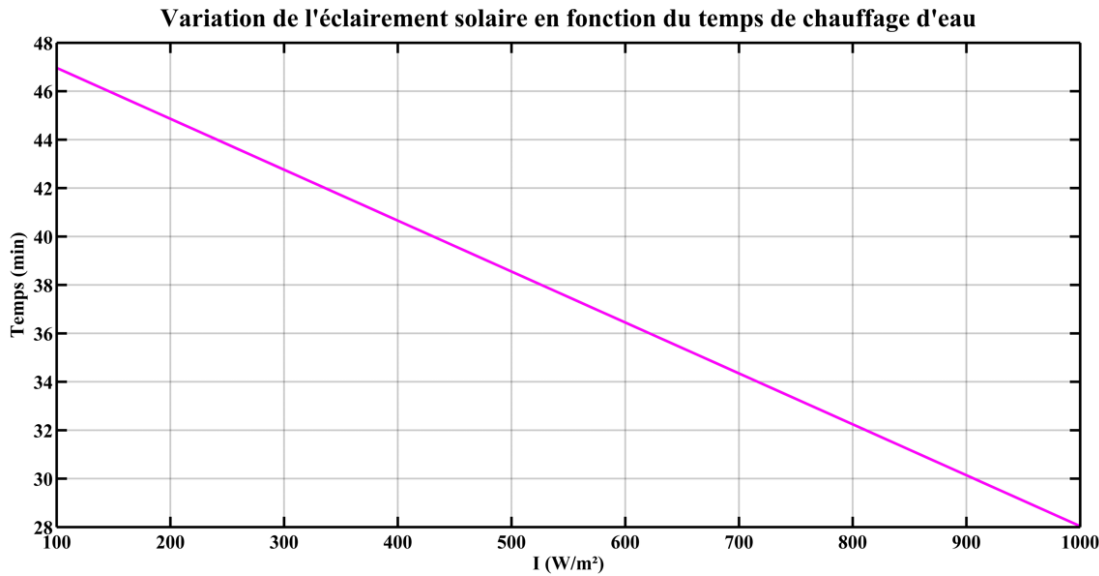


Figure III. 2: Influence du temps de chauffage sur l'éclairement solaire

III.3.3 Influence de la température ambiante sur le rendement du capteur-évaporateur et du COP

La figure représente les variations du rendement du capteur-évaporateur et du COP en fonction de la température ambiante, en fixant une valeur d'éclairement solaire très faible à $I=220 \text{ W/m}^2$ on peut évaluer les performances du système dans les conditions les plus défavorables. On observe que le rendement et le COP augmentent à mesure que la température ambiante augmente. Par exemple, à une température ambiante de 0°C , le rendement est de 0,6 avec un COP de 1,7 ce qui indique que même avec un ensoleillement faible et une température ambiante très basse, le système peut fonctionner. De plus, à mesure que la température ambiante augmente, le système présente de meilleures performances ce qui signifie que le système peut fonctionner uniquement avec l'énergie ambiante, même en l'absence de soleil, tant que la température ambiante est supérieure à la température d'évaporation du réfrigérant.

On note également que l'augmentation du rendement du capteur-évaporateur avec l'augmentation de la température ambiante est due au fait que le capteur absorbe principalement l'énergie atmosphérique, tandis que l'apport énergétique solaire est presque négligeable ce qui évite toute surchauffe du capteur-évaporateur.

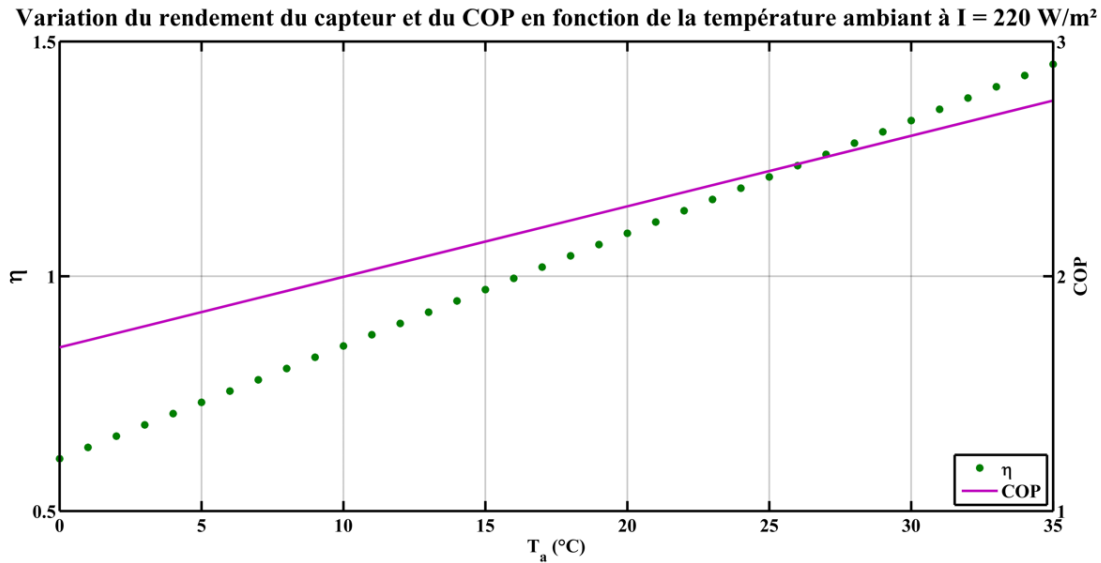


Figure III. 3: Influence de la température ambiante sur les performances du système.

III.3.4 Influence de l'indice polytropique sur le COP

Le graphe représente la variation du COP en fonction de l'indice polytropique pour les trois éclairagements pris: en hiver (250 W/m^2), aux équinoxes (450 W/m^2) et en été (850 W/m^2).

On note qu'en été, le système donne une meilleure performance (COP=4.6) qu'en hiver (COP=2.4) et aux équinoxes (COP=2.9) à cause de son ensoleillement élevé.

On peut également observer que le COP diminue avec l'augmentation de l'indice polytropique. Dans une compression isotherme, où $k=1$, la température du réfrigérant reste constante grâce à un échange de chaleur optimal avec le milieu extérieur ce qui maintient l'enthalpie du fluide constante. Par conséquent, la quantité de chaleur cédée à l'eau pendant la condensation reste constante ce qui traduit par un COP minimal.

Cependant. Dans le cas d'une compression polytropique, où k se situe entre les valeurs de l'isotherme et de l'adiabatique, la température du réfrigérant augmente ce qui entraîne une augmentation de l'enthalpie. Cela conduit à une augmentation de l'énergie cédée à l'eau pendant la condensation.

En revanche, dans une compression isentropique (réversible et adiabatique), où $k=1.4$, la température du réfrigérant augmente davantage le fait qu'il y a pas d'échange de chaleur avec

l'extérieur et pas de perte d'énergie de manière. Cela signifie que l'enthalpie du fluide est plus grande que dans le cas polytropique. Par conséquent, la quantité de chaleur cédée à l'eau va augmenter, ce qui entraîne une diminution du COP.

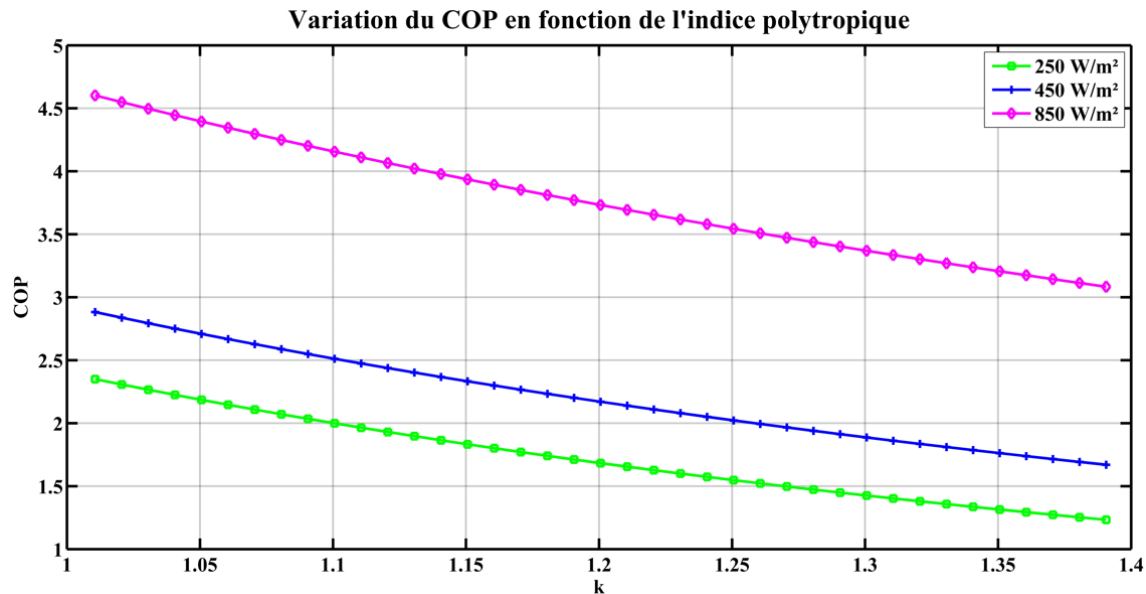


Figure III. 4: Influence de l'indice polytropique sur le COP.

III.3.5 Influence de la pression d'évaporation sur le débit massique du réfrigérant

La figure met en évidence une relation proportionnelle entre la pression d'évaporation et le débit massique du réfrigérant. Lorsque la pression d'évaporation du réfrigérant augmente, la température augmente également. Cela réduit la différence entre la température d'évaporation et la température ambiante ce qui réduit la quantité de chaleur absorbée par le réfrigérant. Par conséquent, la température du réfrigérant à l'entrée du compresseur est plus basse, ce qui augmente la consommation électrique du compresseur pour augmenter davantage la pression et la température du réfrigérant ce qui entraîne plus de réduction du volume occupé par le réfrigérant, ce qui conduit à une augmentation de sa densité. Cette augmentation de densité signifie qu'un plus grand nombre de molécules de réfrigérant est présent dans un volume donné, ce qui se traduit par un débit massique plus élevé.

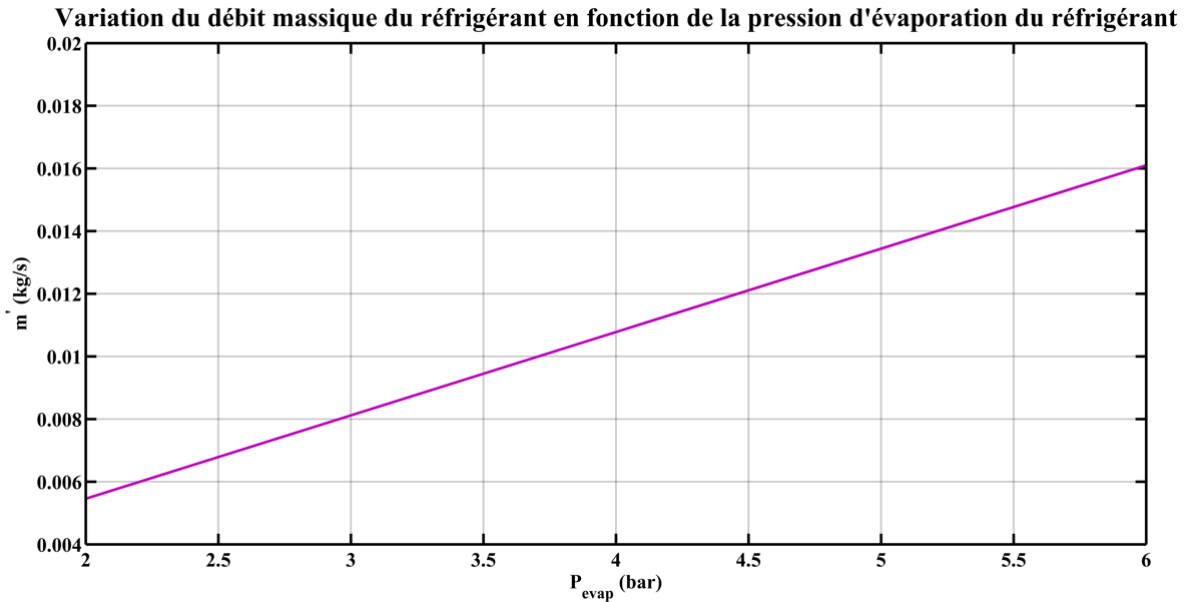


Figure III. 5: Influence de la pression d'évaporation sur le débit du réfrigérant.

III.3.6 Influence du temps de chauffage sur la température d'eau

Le graphe représente la variation du temps de chauffage en fonction de la température d'eau dans la cuve de stockage avec trois niveaux d'éclairement solaire : faible, moyen et élevé.

On remarque qu'avec les trois niveaux d'éclairagements solaires, la température désirée d'eau a été atteinte mais avec un temps de chauffage différent.

Avec un éclairement faible ($I=250 \text{ W/m}^2$), la quantité d'énergie solaire captée est insuffisante pour réchauffer rapidement l'eau (40 minutes), Avec un éclairement moyen ($I=450 \text{ W/m}^2$), le temps de chauffage est plus réduit à l'éclairement faible (36 minutes) et lors d'un éclairement solaire élevé ($I=850 \text{ W/m}^2$), le temps de chauffage est considérablement réduit (29 minutes) ce qui veut dire que le temps de chauffage diminue avec l'augmentation de l'éclairement solaire.

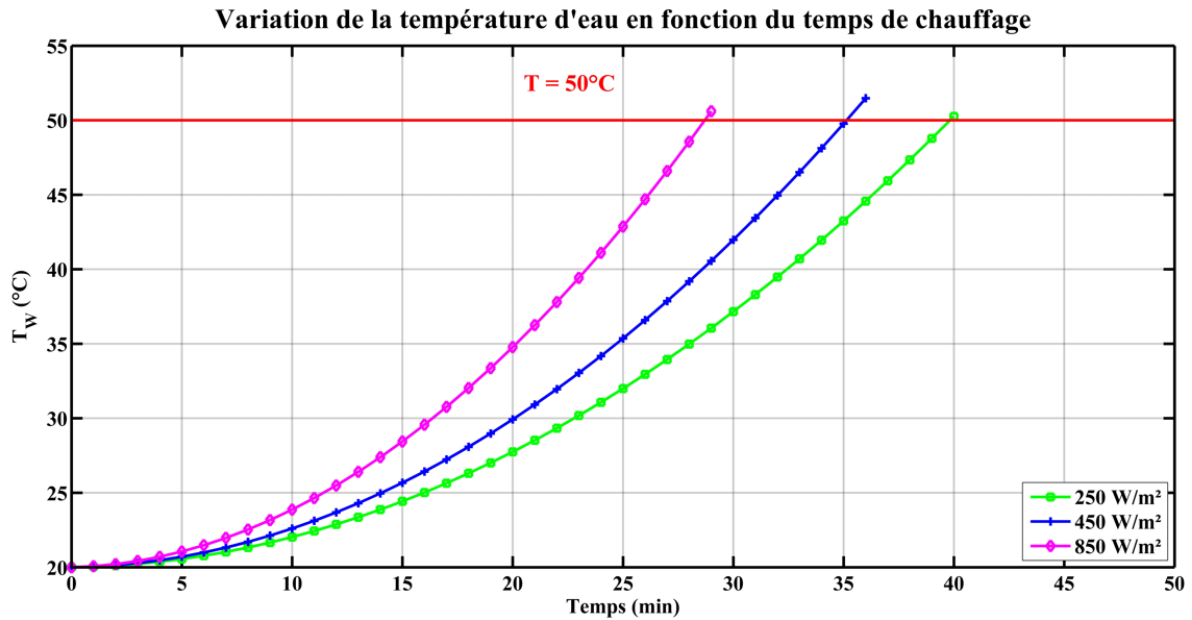


Figure III. 6: Influence du temps de chauffage sur la température d'eau.

III.4 Etude du cas de la Wilaya de DJELFA

Pour obtenir de meilleures performances et une efficacité énergétique plus élevée, il est recommandé d'installer une PAC destinée à la production d'ECS dans les régions algériennes où les températures hivernales sont plus basses. Ces régions comprennent notamment les wilayas des hauts plateaux telle que Djelfa. En choisissant cette wilaya, nous pourrions maximiser l'efficacité de notre PAC en exploitant les températures plus froides pour le chauffage de l'eau.

III.4.1 Données géographiques

Lieu : Djelfa

Latitude (φ) : 34.67° N

Longitude (L) : 3.25° E

Altitude (z) : 1080 m

III.4.2 Données météorologiques

Les données climatiques mensuelles à Djelfa en 2020 sont relevées à partir du Logiciel Meteororm qui sont répertoriées comme suit :

III.4.2.1 Variation mensuelle du rayonnement solaire à Djelfa

L'histogramme met en évidence la variation mensuelle du rayonnement solaire dans la wilaya de Djelfa, avec des mois d'été qui atteignent des niveaux plus élevés spécifiquement en mois de juillet avec une valeur de 225 Wh/m^2 et en hiver présentant des niveaux plus faibles, en particulier le mois de décembre qui enregistre le niveau le plus bas avec une valeur d'environ $87,5 \text{ Wh/m}^2$ ce qui souligne la nécessité d'utiliser un système de DXSAHP afin de répondre aux besoins de confort thermique et de chauffage de l'eau pour un usage domestique

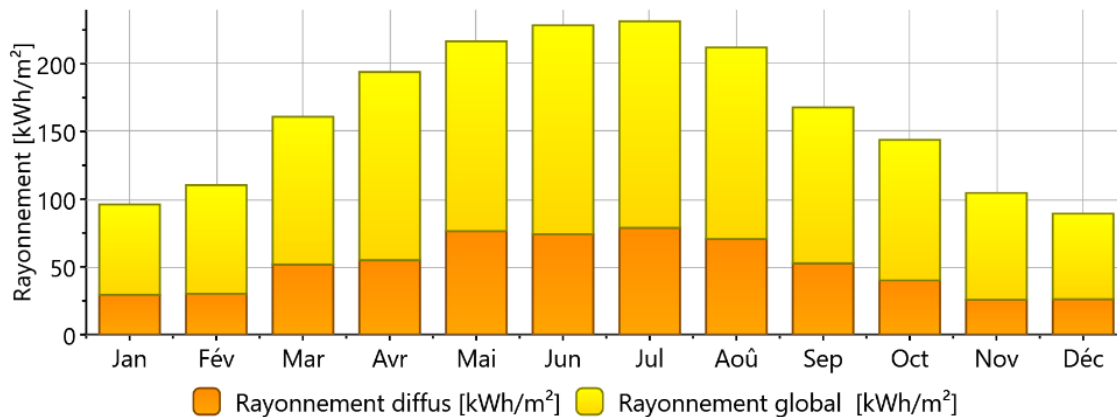


Figure III. 7: Représentation du rayonnement mensuel à Djelfa.

Variation mensuelle de la température ambiante à Djelfa

La figure montre une variation journalière des températures dans la wilaya de Djelfa. Les températures sont plus élevées pendant les mois d'été, avec un pic en juillet atteignant en moyenne 38°C , tandis qu'elles chutent considérablement pendant les mois d'hiver avec une moyenne de -5°C en janvier et février. Cette baisse significative de la température hivernale a un impact sur le besoin en chauffage de l'eau sanitaire. La wilaya de Djelfa, étant confrontée à des températures ambiantes très basses en hiver, nécessite donc une attention en matière de chauffage de l'eau. De plus, on observe une corrélation entre le rayonnement solaire et la température

ambiante ce qui indique qu'il existe une relation proportionnelle entre le rayonnement solaire reçu dans la région et la température ambiante. Ainsi, plus le rayonnement solaire est élevé, plus la température ambiante augmente.

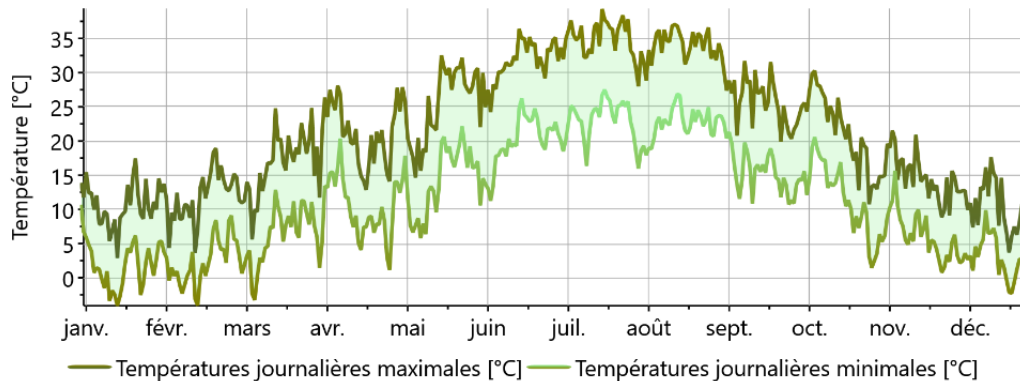


Figure III. 8: Représentation des températures journalières à Djelfa.

III.4.3 Application sur la wilaya de Djelfa

Etude des performances énergétiques de la PAC pour la consommation de 160 l/j d'eau chaude sanitaire à 50°C pour une maison de quatre personnes :

On a considéré que l'eau est transportée dans les maisons à travers des tuyauteries qui sont exposées à la température ambiante ce qui signifie que la température de l'eau est généralement proche de la température du réseau. Pendant les mois d'été, la température de l'eau peut être inférieure d'environ 1°C par rapport à la température ambiante, tandis que pendant les mois d'hiver, elle peut être supérieure d'environ 1°C. Cela est dû au fait que les tuyauteries sont exposées à l'environnement extérieur et peuvent subir des variations de température en fonction des conditions météorologiques.

Le capteur-évaporateur solaire est incliné presque à la latitude de lieu ($\beta = 35^\circ$) pour capter le maximum de rayonnement solaire et orienté plein sud ($\gamma = 0$)

Les valeurs des données météorologiques sont tirées de METEONORM :

Mois	H_Gh	H_Dh	H_Gk	H_Dk	H_Bn	Ta
	[kWh/m ²]	[kWh/m ²]	[kWh/m ²]	[kWh/m ²]	[kWh/m ²]	[°C]
Janvier	97	30	161	41	160	5.9
Février	111	30	163	39	165	7.0
Mars	161	53	199	63	183	10.9
Avril	195	54	206	59	217	14.7
Mai	217	75	204	77	206	19.4
Juin	229	74	204	74	215	25.3
Juillet	231	75	212	76	215	29.4
Août	212	69	214	74	204	28.1
Septembre	168	54	193	62	182	22.6
Octobre	144	39	197	49	194	17.6
Novembre	105	29	168	39	168	10.4
Décembre	89	28	155	38	155	6.9
Année	1958	611	2278	690	2264	16.5

H_Gh: Irradiation du rayonnement global horizontal
 H_Dh: Irradiation du rayonnement diffus horizontal
 H_Gk: Irradiation du rayonnement global, plan incl.
 H_Dk: Irradiation du rayonnement diffus, plan incl.
 H_Bn: Irradiation du rayonnement direct normal
 Ta: Température de l'air

Figure III. 9: Représentation des valeurs des données météorologiques à Djelfa.

On sait que l'irradiation solaire globale mensuelle sur le plan incliné du capteur est une puissance ou bien éclairement solaire multiplié fois le temps :

$$H_{Gk} = I \cdot t \rightarrow I\beta = \frac{H_{Gk}}{t} = \frac{H_{Gk}}{\text{durée d'ensoleillement} \times \text{nombre du jour de chaque mois}} \quad (\text{III. 1})$$

On prend la moyenne de la durée d'ensoleillement de chaque mois qui est 12h

Donc :

$$I\beta = \frac{H_{Gk}}{12 \times \text{nombre du jour de chaque mois}} \quad (\text{III. 2})$$

Comme pour le calcul de l'éclairement solaire en mois de janvier :

$$I\beta = \frac{161 \times 1000}{12 \times 31} = 432.79 \text{ W/m}^2 \quad (\text{III. 3})$$

Tableau III. 2: Données météorologiques mensuelles à Djelfa.

	T_réseau	T_amb (°C)	Iβ (W/m ²)
Janvier	6.9	5.9	432.79
Février	8	7	485.11
Mars	9.9	10.9	534.94
Avril	13.7	14.7	572.22
Mai	18.4	19.4	548.38
Juin	24.3	25.3	566.66
Juillet	28.4	29.4	569.89
Aout	27.1	28.1	594.44
Septembre	21.6	22.6	518.81
Octobre	18.6	17.6	547.22
Novembre	11.4	10.4	451.61
Décembre	7.9	6.9	430.55

III.4.3.1 L'effet puisage

L'effet de puisage d'eau dans la cuve de stockage fait référence à la diminution du volume d'eau disponible dans la cuve lorsqu'elle est utilisée pour différents besoins domestiques, tels que la douche, le lavage des mains, le remplissage de la baignoire, etc.

On a d'après le premier principe de la thermodynamique :

$$\Delta U = Q - W \quad (\text{III. 4})$$

Où ΔU :la variation de l'énergie interne du système, Q :la chaleur échangée et W : le travail réalisé sur le système ou par le système.

Puisque y a pas de travail dans la cuve de stockage donc :

La quantité de chaleur d'eau finale égale à la différence entre la quantité d'eau disponible dans la cuve apres le puisage et la quantité d'eau admise qui vient du réseau

$$\Delta U = Q_w = m_r (h_s - h_e) - m_w C_{pw} (T_w - T_r) \quad (\text{III. 5})$$

On a le débit volumique de l'eau consommé chaque jour :

$$Q_v = 160 \text{ l/j} = \frac{160}{1000 * 24 * 3600} \text{ m}^3/\text{s} \quad (\text{III. 6})$$

Et on sait que le débit massique : $m_w = \rho * Q_v = 1000 * \frac{160}{1000*24*3600} \rightarrow m_w = 0.002 \text{ kg/s}$

Avec : ρ : la masse volumique de l'eau qui vaut 1000 kg/m^3

C_{pw} : capacité calorifique d'eau qui est 4186 kg/kJ.K

T_w, T_r : Respectivement les températures d'eau dans la cuve et la température d'eau qui vient du réseau

III.4.4 Résultats de simulation et interprétation

III.4.4.1 Influence de la température ambiante et de l'éclairement de Djelfa sur les performances du système

L'histogramme représente les variations mensuelles du COP et du rendement du capteur-évaporateur du système dans la région de Djelfa en fonction des mois de l'année.

On observe qu'au cours des mois d'été, tels que juillet et août, le COP et le rendement atteignent leurs valeurs maximales 3.8 et 0.8 respectivement. Cela est principalement dû à la disponibilité élevée de l'énergie solaire et atmosphérique ce qui permet au système de capter davantage de chaleur pour le processus de chauffage.

On remarque aussi que malgré les températures basses et l'ensoleillement faible en mois d'hiver tel que janvier, le système donne une valeur optimale du rendement du capteur ($\eta=0.6$) ce qui veut dire que malgré le faible ensoleillement, le capteur peut toujours absorber de l'énergie atmosphérique puisque sa température est inférieure à la température ambiante car la température d'ébullition de R134a est très basse tandis que le COP=2.3 est très faible à cause de la forte consommation électrique du compresseur pour augmenter davantage la température du fluide afin de satisfaire le besoin en chauffage.

Ainsi, le système présente une adaptabilité aux conditions climatiques de la région de Djelfa, avec des performances optimales pendant les mois d'été et des performances acceptables même pendant les mois d'hiver les plus froids.

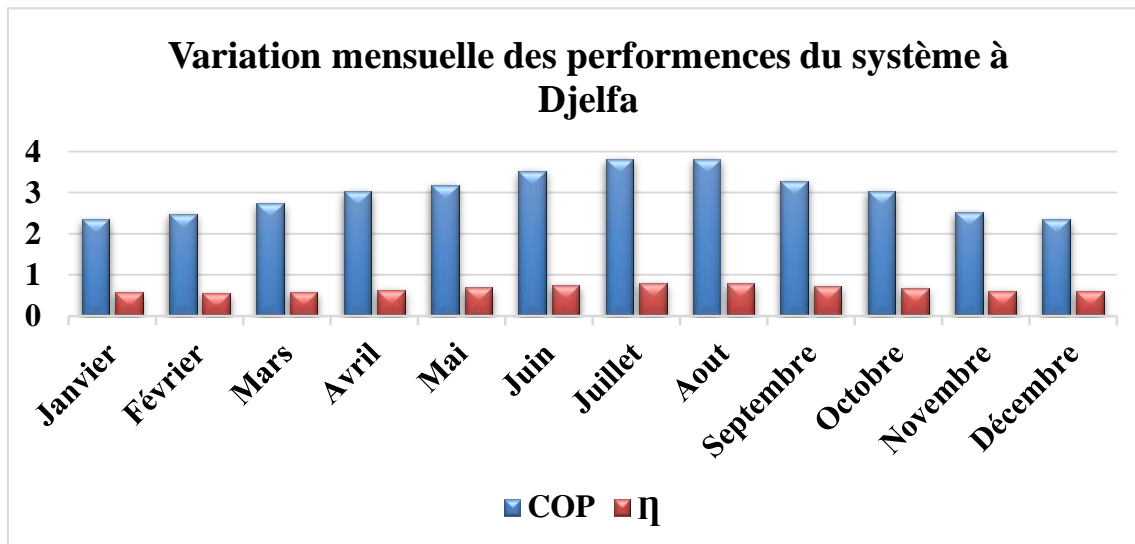


Figure III. 10: Représentation des performances du système à Djelfa.

III.4.4.2 Influence de la température ambiante et de l'éclairement de Djelfa sur les quantités de chaleurs absorbées et produite par le système

On note pendant les mois d'été une augmentation significative de la quantité de chaleur absorbée par le capteur-évaporateur et par conséquent une augmentation de la quantité de chaleur cédée à l'eau. Cela est dû à l'ensoleillement intense et à des températures ambiantes élevées pendant cette période.

On remarque aussi que pendant les mois les plus froides tel que janvier le système absorbe de l'énergie thermique d'environ 785.62 kWh et produit de l'ECS d'environ 957.65 kWh ce qui prouve que le système peut être fonctionnel même avec les conditions les plus défavorables de l'année

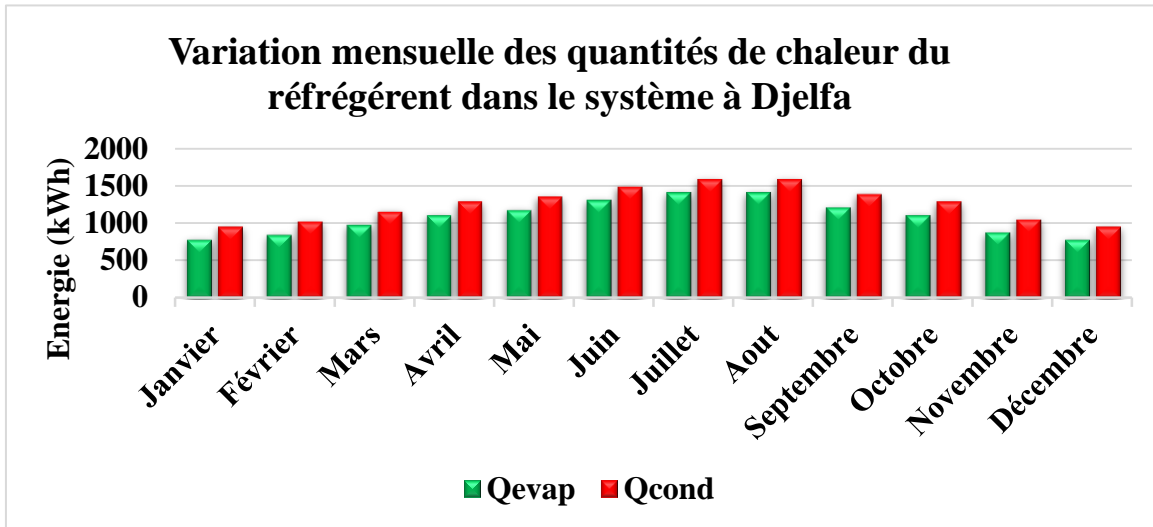


Figure III. 11: Représentation de l'énergie absorbée et produite à Djelfa.

III.4.4.3 Influence du temps de chauffage sur la température d'eau en été

On observe que le temps de chauffage d'eau diminue avec l'augmentation de la température ambiante.

L'analyse des trois mois estivaux révèle que la température d'eau souhaitée de 50°C a été atteinte, mais les temps de chauffage varient. En juillet, le mois le plus chaud, l'eau atteint rapidement la température désirée en minutes, tandis qu'en août, cela prend 28 minutes, et en juin, cela prend un peu plus de temps, soit 30 minutes.

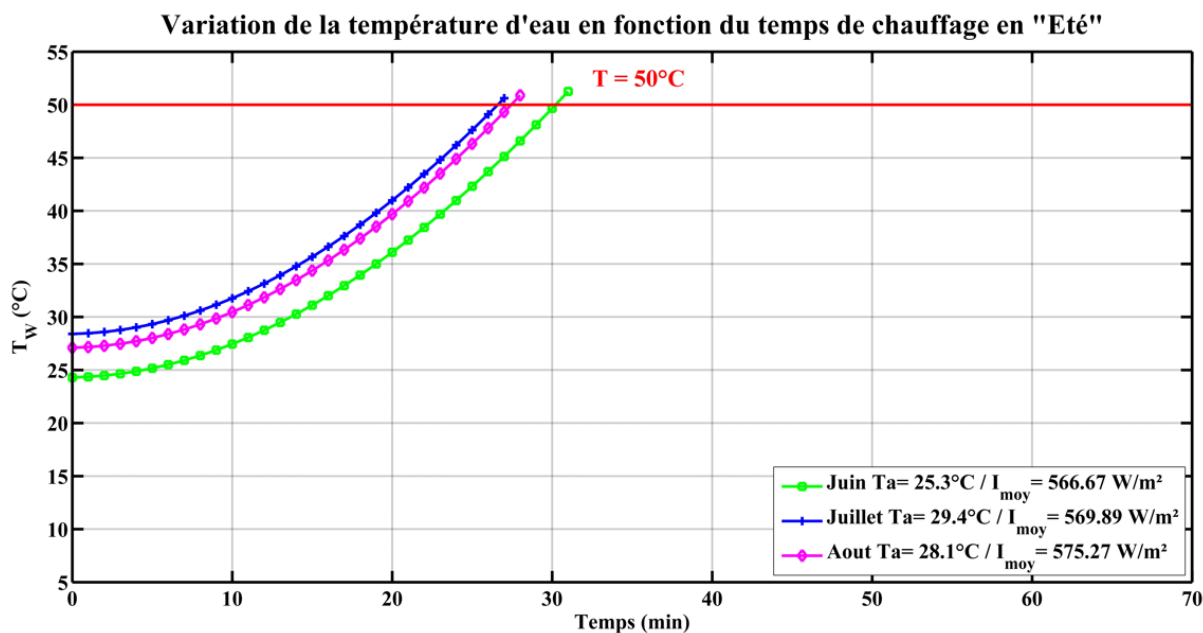


Figure III. 12: Influence du temps de chauffage sur la température d'eau en été.

III.4.4.4 Influence du temps de chauffage sur la température d'eau en printemps

On observe que pendant les mois du printemps, le système peut satisfaire le besoin en chauffage avec un temps de 44 minutes en Mars, 40 minutes en Avril et 36 minutes en Mai

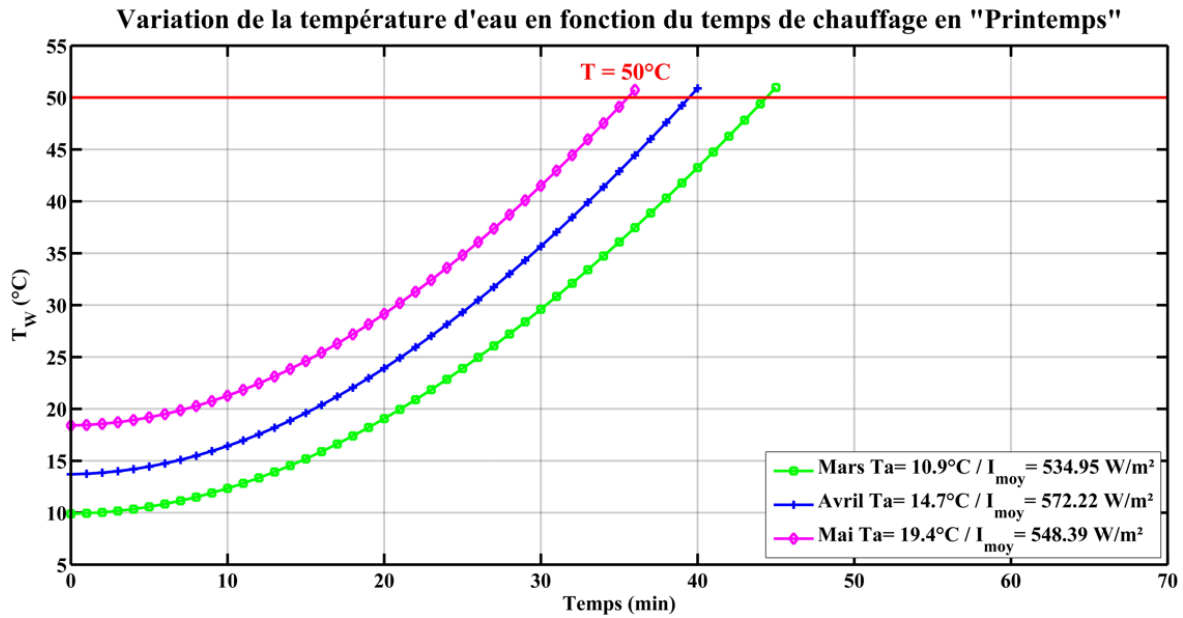


Figure III. 13: Influence du temps de chauffage sur la température d'eau en Printemps.

III.4.4.5 Influence du temps de chauffage sur la température d'eau en Automne

On remarque que durant les mois d'Automne, le système de chauffage parvient à répondre aux besoins en matière de chauffage avec des temps de chauffage respectifs de 46 minutes en Novembre, 37 minutes en Octobre et 32 minutes en Septembre ce qui signifie que le mois de Septembre est le plus performant en mois d'Automne.

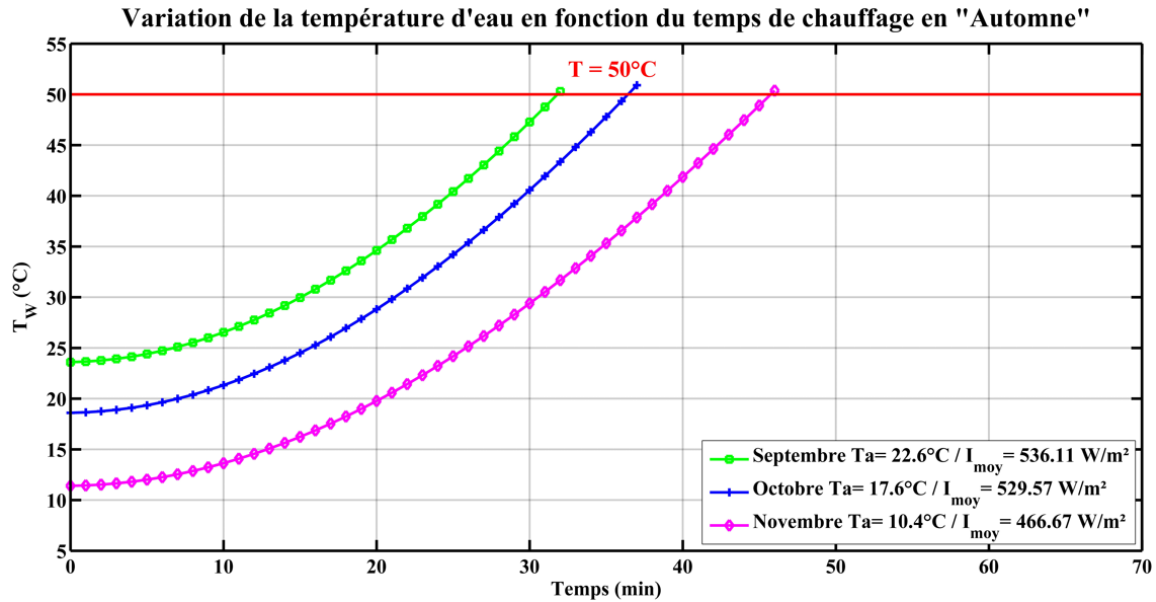


Figure III. 14: Influence du temps de chauffage sur la température d'eau en Automne.

III.4.4.6 Influence du temps de chauffage sur la température d'eau en Hiver

Durant la saison hivernale, le système de chauffage se révèle efficace en répondant aux besoins de chauffage avec des temps de chauffage respectifs de 52 minutes en Janvier, 51 minutes en Décembre et 49 minutes en Février. Il est intéressant de noter que le mois de Février affiche les meilleures performances en matière de chauffage durant cette période.

On peut déduire que le système peut couvrir les besoins en production d'ECS pendant la saison d'hiver mais avec un temps de chauffage plus long que les autres saisons

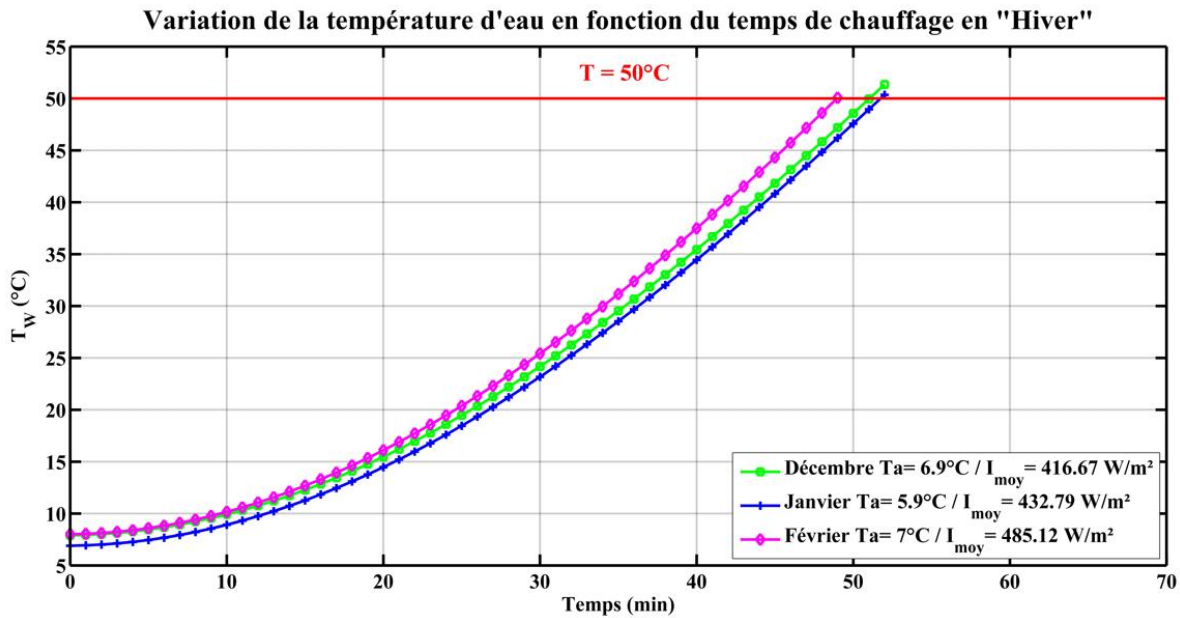


Figure III. 15: Influence du temps de chauffage sur la température d'eau en Hiver.

III.5 Conclusion

L'étude paramétrique réalisée sous MATLAB a démontré que les performances du système sont influencées par la température ambiante, la température de l'eau à chauffer et l'éclairement solaire. Le COP varie de 2 à 5.9, tandis que le rendement du capteur-évaporateur varie de 0.6 à 1.9. Par ailleurs, l'étude spécifique à la wilaya de Djelfa a révélé que le système peut fonctionner même dans les conditions les plus défavorables. Le COP mensuel varie de 1.9 à 2.7, tandis que le rendement varie de 0.7 à 1.1. Ces résultats mettent en évidence l'adoption prometteuse de ce type d'installation dans le contexte actuel axé sur les économies d'énergie et la durabilité du développement.

CONCLUSION GENERALE ET PERSPECTIVES

Le chauffage de l'eau à usage domestique est l'une des applications les plus économiques et courantes de l'énergie solaire. Parmi les différentes techniques développées dans ce domaine, les pompes à chaleur à capteur aérosolaire se distinguent. Le mémoire présenté porte sur l'étude paramétrique générale d'un chauffe-eau thermodynamique utilisant une pompe à chaleur à capteur aérosolaire ainsi qu'une étude spécifique dans le contexte des conditions météorologiques de Djelfa.

La modélisation des différents composants d'un tel système est essentielle pour réaliser une étude théorique approfondie et permettre sa simulation. La première simulation a été effectuée en variant les conditions météorologiques et les paramètres structurels afin d'évaluer leur impact sur les performances du système. Les résultats ont démontré que le coefficient de performance (COP) varie entre 2 et 5,8, avec un rendement du capteur-évaporateur compris entre 0,6 et 1,9. Cela indique que le système est capable de répondre aux besoins de chauffage, même dans des conditions de faible ensoleillement et de basses températures ambiantes.

La deuxième simulation a été réalisée spécifiquement pour l'étude de la wilaya de Djelfa, où les températures hivernales sont très basses et l'ensoleillement est faible. Les résultats ont montré que le COP varie mensuellement entre 2,3 et 3,8, avec un rendement du capteur de 0,5 à 0,6. Ces résultats démontrent la fonctionnalité du système même dans des conditions de températures basses et de faible ensoleillement, grâce à l'absorption du capteur de la source solaire et atmosphérique.

Ces simulations mettent en évidence la faisabilité et la fonctionnalité du système étudié, tant dans des conditions générales que dans des conditions spécifiques à la wilaya de Djelfa. Les performances du système, telles que le COP et le rendement du capteur, offrent des perspectives intéressantes pour son utilisation dans le chauffage, même dans des conditions climatiques défavorables.

Plusieurs solutions peuvent être envisagées pour améliorer la pompe à chaleur assistée par énergie solaire à expansion directe (DXSAHP). Tout d'abord, une optimisation du design des

composants tels que l'évaporateur, le compresseur, le condenseur et le détendeur peut améliorer la performance globale du système en utilisant des matériaux plus efficaces, en optimisant les dimensions et les formes des composants, et en améliorant les échanges de chaleur. De plus, l'intégration de technologies de stockage d'énergie, comme des batteries ou des réservoirs thermiques, permettrait une meilleure gestion de l'énergie solaire captée pendant les périodes de faible demande, améliorant ainsi l'efficacité globale du système.

Enfin, il est essentiel de sensibiliser et d'éduquer sur les avantages et les fonctionnalités de la DXSAHP afin de promouvoir son adoption à grande échelle. À mesure que la prise de conscience de l'importance des énergies renouvelables et de l'efficacité énergétique grandit, la demande pour des solutions comme la DXSAHP devrait augmenter.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIES

- [1] M Boulkamh, Contribution à l'étude, la simulation et l'analyse des pompes a chaleur assistées par l'énergie solaire, mémoire de magister, université Mentouri Constantine, (2008).
- [2] B Jourdon, A Ndiaye, la pompe à chaleur théorie simplifiée constitution classification et application. Lycée Paul LANGEVIN de MARTIGUES (Bouches du Rhône).
- [3] M Kassim. Etude du couplage d'un champ de capteurs solaires plans à une pompe à chaleur pour le chauffage d'un centre commercial. Mémoire de master. Université blida 1 Saad Dahleb. (2015).
- [4] D K Edwards. Capteur solaire. Editions SCM Paris (1977).
- [5] N Lemire. Etude sur les systèmes de pompes à chaleur géothermiques. École Polytechnique de Montréal; 1999.
- [6] H Bouaicha. Chauffage par pompe à chaleur assistée par panneaux solaire. Mémoire de master. Université Saad Dahleb de blida. (2017).
- [7] EF4. Cycle frigorifique détaillé. EF4. <https://www.ef4.be/fr/pompes-a-chaleur/technique-generalites/cycle.html>
- [8] M Amziane. étude comparative entre les systèmes de climatisation classiques et solaires application a la climatisation d'un immeuble, mémoire de magister, université Abou Bekr belkaid-tlemcen-, (2014).
- [9] GH Shi, L Aye, D Li, XJ Du. Recent advances in direct expansion solar assisted heat pump systems: A review. Renewable and Sustainable Energy Reviews. 2019 Jul 1;109:349-66.
- [10] K Hamdouche, Modélisation des propriétés thermodynamiques Des fluides frigorigènes, mémoire de magister, UNIVERSITE MENTOURIE DE CONSTANTINE, (2017).

- [11] E Walker. (2021). What are solar-assisted heat pumps, and how do you compare them?. energysage. <https://news.energysage.com/what-are-solar-assisted-heat-pumps-and-how-do-you-compare-them/>
- [12] J Zhou, C Zeng, Z Wang, W Lyu, Y Tang, D Wu, W Ji, Y Yuan. Indirect expansion solar assisted heat pump system: A review. Sustainable Energy Technologies and Assessments. 2022 Oct 1;53:102409.
- [13] P Sporn, ER Ambrose. The heat pump and solar energy. In Proceedings of the world symposium on applied solar energy 1955 Nov 1 (pp. 1-5).
- [14] M Mohanraj, Y Belyayev, S Jayaraj, A Kaltayev. Research and developments on solar assisted compression heat pump systems—A comprehensive review (Part A: Modeling and modifications). Renewable and sustainable energy reviews. 2018 Mar 1;83:90-123.
- [15] PJ Rapin, P Jacquard. Installations frigorifiques, Tome 2. PYC Edition Livres. 7ème Edition. 1996.
- [16] PJ Rapin, P Jacquard. Technologie des installations frigorifiques. 8 éditions. Dunod. Paris. 2004.
- [17] Ralf Dott et al, Pompes à chaleur Planification I Optimisation I Fonctionnement I Entretien, Office fédéral de l'énergie, Service Formation et perfectionnement, (2008).
- [18] Fiches-auto.fr (2023). Fonctionnement d'un turbo. https://www.fiches-auto.fr/articles-auto/fonctionnement-d-une-auto/s-728-fonctionnement-du-turbo.php#haut_menu_2018
- [19] W Maake, HJ Eckert, JL Cauchepin. Le Pohlmann: manuel technique du froid Tome 1. (2eme édition), octobre 1993.
- [20] G Vrinat. Machines frigorifiques industrielles: Compresseurs. Techniques de l'ingénieur. Génie énergétique. 2009(BE9741).
- [21] S Hamdadou. *Caractérisation du compresseur et de l'évaporateur d'une machine frigorifique fonctionnant au CO2*. Mémoire de master. Université Mouloud Mammeri Tizi-Ouzou. 2012.
- [22] Techniques de l'Ingénieur- Génie énergétique, B2 440.
- [23] B Besson. Suralimentation par compresseur volumétrique. Ed. Techniques Ingénieur; 1992.

- [24] S Samet. *Chauffage-eau thermodynamique à capteur aérosolaire*. Mémoire de master. Université Mouloud Mammeri Tizi-Ouzou. 2012.
- [25] F BENMERIEM. *Contribution à l'analyse de la faisabilité énergétique d'une installation de production de l'eau chaude sanitaire par voie solaire*. Mémoire de magister, université de Hassiba ben Bouali de Chlef, (2009).
- [26] M Merzouk. *Conversion Thermodynamique Solaire Potentiel, Théorie, Systèmes et Performances*. Support de cours Master 2. Université Saad Dahleb de blida, (2013).
- [27] J Facão, MJ Carvalho. New test methodologies to analyse direct expansion solar assisted heat pumps for domestic hot water. *Solar Energy*. 2014 Feb 1;100:66-75.
- [28] A Moreno-Rodríguez, A González-Gil, M Izquierdo, N Garcia-Hernando. Theoretical model and experimental validation of a direct-expansion solar assisted heat pump for domestic hot water applications. *Energy*. 2012 Sep 1;45(1):704-15.
- [29] D Zhang, QB Wu, JP Li, XQ Kong. Effects of refrigerant charge and structural parameters on the performance of a direct-expansion solar-assisted heat pump system. *Applied Thermal Engineering*. 2014 Dec 5;73(1):522-8.
- [30] X Sun, Y Dai, V Novakovic, J Wu, R Wang. Performance comparison of direct expansion solar-assisted heat pump and conventional air source heat pump for domestic hot water. *Energy Procedia*. 2015 May 1;70:394-401.
- [31] W Ji, J Cai, J Ji, W Huang. Experimental study of a direct expansion solar-assisted heat pump (DX-SAHP) with finned-tube evaporator and comparison with conventional DX-SAHP. *Energy and Buildings*. 2020 Jan 15;207:109632.
- [32] WM Duarte, TF Paulino, JJ Pabon, S Sawalha, L Machado. Refrigerants selection for a direct expansion solar assisted heat pump for domestic hot water. *Solar Energy*. 2019 May 15;184:527-38.
- [33] T de Freitas Paulino, RN de Oliveira, AA Maia, B Palm, L Machado. Modeling and experimental analysis of the solar radiation in a CO₂ direct-expansion solar-assisted heat pump. *Applied Thermal Engineering*. 2019 Feb 5;148:160-72.
- [34] TT Rocha, CH de Paula, AA Maia, T de Freitas Paulino, RN de Oliveira. Experimental assessment of a CO₂ direct-expansion solar-assisted heat pump operating with capillary tubes and air-solar heat source. *Solar Energy*. 2021 Apr 1;218:413-24.

- [35] X Kong, B Wang, Y Shang, J Li, Y Li. Influence of different regulation modes of compressor speed on the performance of direct-expansion solar-assisted heat pump water heater. *Applied Thermal Engineering*. 2020 Mar 25;169:115007.
- [36] N Shao, L Ma, J Zhang. Experimental investigation on the performance of direct-expansion roof-PV/T heat pump system. *Energy*. 2020 Mar 15;195:116959.
- [37] X Kong, X Yan, Z Yue, P Zhang, Y Li. Influence of refrigerant charge and condenser area on direct-expansion solar-assisted heat pump system for radiant floor heating. *Solar Energy*. 2022 Nov 15;247:499-509.
- [38] K Sezen, A Gungor. Comparison of solar assisted heat pump systems for heating residences: A review. *Solar Energy*. 2023 Jan 1;249:424-45.
- [39] Y.H. Kuang et al, Study on a direct-expansion solar-assisted heat pump water heating system, *Int. J. Energy Res*. 2003; 27:531–548.
- [40] Kong, X., Zhang, D., Li, Y., Yang, Q.,. Thermal performance analysis of a direct expansion solar-assisted heat pump water heater. *Energy*. 2011; 36: 6830–6838.
- [41] Kong, X., Li, Y., Lin, L., Yang, Y., . Modeling evaluation of a direct-expansion solar assisted heat pump water heater using R410A. *Int. J. Refrig*. 2017; 76: 136–146.
- [42] S.K. Chaturvedi , V.D. Gagrani b , T.M. Abdel-Salam,Solar-assisted heat pump – A sustainable system for low-temperature water heating applications,*Energy Conversion and Management* 77 (2014) 550–557.
- [43] Yan Cao et all, Thermal performance, parametric analysis, and multi-objective optimization of a direct-expansion solar-assisted heat pump water heater using NSGA-II and decision makings, *Applied Thermal Engineering* 181 (2020) 115892.

ANNEXES

Propriétés thermodynamiques de R134a à l'entrée du capteur-évaporateur:

T_evap (°C)	P_evap(bar)	rau	Vs	H	E	Cp	Cond	Visco
-57	0,1	0,57212	1,7479	363,61	1,8491	0,68905	6,7808	8,6435
-47	0,2	1,0987	0,91013	370,14	1,8227	0,71401	7,586	9,0249
-40	0,3	1,6049	0,62311	374,77	1,8103	0,73159	8,1508	9,29
-35	0,4	2,1025	0,47563	378,07	1,8013	0,74492	8,5556	9,4774
-31	0,5	2,5934	0,38559	380,71	1,7945	0,75603	8,8803	9,6262
-27	0,6	3,0706	0,32567	383,4	1,791	0,76639	9,2049	9,7762
-24	0,7	3,5499	0,2817	385,38	1,7867	0,77508	9,4496	9,8871
-21	0,8	4,0197	0,24878	387,39	1,7842	0,78331	9,6942	9,9987
-19	0,9	4,5001	0,22222	388,64	1,7799	0,79026	9,859	10,071
-17	1	4,9751	0,201	389,92	1,7766	0,79695	10,024	10,143
-15	1,1	5,4447	0,18366	391,21	1,7742	0,80338	10,189	10,216
-13	1,2	5,9088	0,16924	392,52	1,7724	0,80956	10,353	10,29
-11	1,3	6,3674	0,15705	393,85	1,7713	0,81551	10,518	10,364
-9	1,4	6,8203	0,14662	395,2	1,7706	0,82123	10,683	10,438
-7	1,5	7,2675	0,1376	396,56	1,7704	0,82674	10,848	10,513
-6	1,6	7,7442	0,12913	397,11	1,7675	0,83163	10,933	10,548

-4	1,7	8,182	0,12222	398,5	1,768	0,83678	11,098	10,623
-3	1,8	8,6534	0,11556	399,07	1,7657	0,84142	11,183	10,658
-2	1,9	9,1233	0,10961	399,64	1,7636	0,84599	11,269	10,694
0	2	9,5475	0,10474	401,07	1,7649	0,85065	11,433	10,77
1	2,1	10,012	0,099882	401,66	1,7633	0,85499	11,519	10,806
2	2,2	10,474	0,09547	402,25	1,7619	0,85924	11,604	10,842
3	2,3	10,935	0,091447	402,85	1,7607	0,86342	11,69	10,878
4	2,4	11,394	0,087762	403,45	1,7597	0,86753	11,776	10,915
5	2,5	11,852	0,084377	404,07	1,7588	0,87155	11,861	10,951
6	2,6	12,307	0,081255	404,68	1,758	0,87549	11,947	10,988
7	2,7	12,76	0,078368	405,3	1,7574	0,87935	12,032	11,025
8	2,8	13,212	0,075691	405,93	1,7569	0,88314	12,118	11,062
9	2,9	13,661	0,073201	406,56	1,7565	0,88685	12,204	11,1
10	3	14,108	0,070881	407,2	1,7562	0,89048	12,29	11,137
11	3,1	14,553	0,068713	407,85	1,756	0,89404	12,375	11,175
12	3,2	14,996	0,066683	408,49	1,7559	0,89752	12,461	11,213
13	3,3	15,437	0,064779	409,15	1,7559	0,90093	12,547	11,251
14	3,4	15,876	0,062989	409,81	1,756	0,90428	12,633	11,29
15	3,5	16,312	0,061304	410,47	1,7561	0,90755	12,718	11,328
15	3,6	16,828	0,059425	410,23	1,7532	0,9114	12,726	11,325
16	3,7	17,262	0,057931	410,9	1,7535	0,91456	12,812	11,364

17	3,8	17,693	0,056518	411,58	1,7538	0,91765	12,898	11,403
18	3,9	18,123	0,055179	412,26	1,7543	0,92068	12,983	11,442
19	4	18,55	0,05391	412,95	1,7547	0,92365	13,069	11,481
20	4,1	19,492	0,051303	413,4	1,7527	0,93028	13,163	11,518
21	4,2	19,914	0,050216	414,1	1,7534	0,93307	13,249	11,558
21	4,3	20,435	0,048936	413,87	1,7509	0,93684	13,258	11,555
22	4,4	20,854	0,047953	414,57	1,7516	0,93952	13,343	11,595
23	4,5	21,27	0,047015	415,28	1,7524	0,94215	13,429	11,635
23	4,6	21,794	0,045885	415,05	1,7501	0,9459	13,438	11,633
24	4,7	22,207	0,045031	415,76	1,7509	0,94842	13,524	11,673
25	4,8	22,617	0,044214	416,48	1,7519	0,95089	13,609	11,714
25	4,9	22,617	0,044214	416,48	1,7519	0,95089	13,619	11,712
26	5	22,909	0,043652	418,16	1,756	0,95216	13,772	11,753
27	5,1	23,955	0,041745	417,71	1,7517	0,95929	13,79	11,794
27	5,2	24,483	0,040845	417,49	1,7495	0,96298	13,799	11,792
28	5,3	24,884	0,040187	418,22	1,7506	0,96519	13,885	11,833
28	5,4	25,414	0,039348	418	1,7486	0,9689	13,895	11,832
29	5,5	25,812	0,038742	418,74	1,7497	0,97101	13,98	11,873
29	5,6	25,812	0,038742	418,74	1,7497	0,97101	13,98	11,873
30	5,6	26,206	0,038159	419,49	1,7509	0,97307	14,066	11,915
30	5,7	26,738	0,037399	419,27	1,749	0,97674	14,076	11,913

31	5,8	27,129	0,03686	420,02	1,7502	0,9787	14,161	11,955
31	5,9	27,664	0,036148	419,8	1,7483	0,98238	14,172	11,954
31	6	27,664	0,036148	419,8	1,7483	0,98238	14,172	11,954
35	6,1	28,051	0,035649	420,56	1,7496	0,98424	14,257	11,996
36	6,2	28,435	0,035167	421,32	1,7509	0,98607	14,342	12,038
36	6,3	28,971	0,034517	421,1	1,7491	0,98969	14,353	12,037
37	6,4	29,351	0,03407	421,87	1,7505	0,99142	14,438	12,08
37	6,5	29,889	0,033457	421,65	1,7487	0,99505	14,449	12,079

Propriétés thermodynamiques de R134a à l'entrée du condenseur:

T_cond(°C)	P_cond(bar)	rau	Vs	H	E	Cp	Cond	Visco
82,76	10	38,929	0,025688	465,11	1,8491	1,0386	18,424	14,173
73,84	10	40,508	0,024686	455,84	1,8227	1,0403	17,753	13,805
69,73	10	41,301	0,024213	451,56	1,8103	1,0426	17,447	13,634
66,79	10	41,898	0,023867	448,49	1,8013	1,045	17,231	13,511
81,36	10	39,165	0,025533	463,66	1,7945	1,0386	18,318	14,115
63,46	10	42,607	0,02347	445,01	1,791	1,0487	16,988	13,371
62,09	10	42,911	0,023304	443,57	1,7867	1,0505	16,888	13,314
61,29	10	43,09	0,023207	442,73	1,7842	1,0517	16,831	13,28
59,93	10	43,402	0,02304	441,29	1,7799	1,0539	16,733	13,222

58,89	10	43,645	0,022912	440,2	1,7766	1,0557	16,659	13,178
58,13	10	43,824	0,022819	439,4	1,7742	1,0572	16,605	13,146
57,57	10	43,959	0,022748	438,81	1,7724	1,0583	16,565	13,122
57,23	10	44,042	0,022706	438,44	1,7713	1,059	16,541	13,108
57,01	10	44,095	0,022678	438,21	1,7706	1,0595	16,525	13,098
56,95	10	44,11	0,02267	438,15	1,7704	1,0596	16,521	13,096
56,05	10	44,332	0,022557	437,19	1,7675	1,0616	16,457	13,057
56,2	10	44,294	0,022577	437,35	1,768	1,0612	16,468	13,064
55,49	10	44,471	0,022487	436,6	1,7657	1,0629	16,418	13,034
54,84	10	44,634	0,022404	435,91	1,7636	1,0645	16,373	13,006
55,24	10	44,533	0,022455	436,34	1,7649	1,0635	16,401	13,023
54,75	10	44,658	0,022393	435,81	1,7633	1,0647	16,366	13,002
54,32	10	44,767	0,022338	435,35	1,7619	1,0658	16,336	12,984
53,95	10	44,862	0,022291	434,96	1,7607	1,0668	16,311	12,968
53,64	10	44,941	0,022251	434,63	1,7597	1,0677	16,289	12,955
53,37	10	45,013	0,022216	434,34	1,7588	1,0684	16,27	12,943
53,12	10	45,077	0,022184	434,08	1,758	1,0691	16,254	12,933
52,94	10	45,125	0,022161	433,88	1,7574	1,0697	16,241	12,925
52,79	10	45,165	0,022141	433,72	1,7569	1,0701	16,23	12,918
52,67	10	45,197	0,022125	433,59	1,7565	1,0705	16,222	12,913
52,58	10	45,221	0,022114	433,49	1,7562	1,0707	16,216	12,909

52,52	10	45,237	0,022106	433,43	1,756	1,0709	16,211	12,907
52,48	10	45,245	0,022102	433,39	1,7559	1,071	16,209	12,905
52,48	10	45,245	0,022102	433,39	1,7559	1,071	16,209	12,905
52,52	10	45,237	0,022106	433,43	1,756	1,0709	16,211	12,907
52,55	10	45,229	0,02211	433,46	1,7561	1,0708	16,214	12,908
51,67	10	45,464	0,021995	432,52	1,7532	1,0736	16,153	12,87
51,76	10	45,44	0,022007	432,61	1,7535	1,0733	16,159	12,874
51,85	10	45,415	0,022019	432,71	1,7538	1,073	16,166	12,878
52	10	45,375	0,022039	432,87	1,7543	1,0725	16,176	12,884
52,06	10	45,358	0,022047	432,94	1,7547	1,0723	16,18	12,887
51,52	10	45,505	0,021976	432,35	1,7527	1,0741	16,143	12,864
51,73	10	45,448	0,022003	432,58	1,7534	1,0734	16,157	12,873
50,97	10	45,653	0,021905	431,77	1,7509	1,0759	16,106	12,84
51,18	10	45,595	0,021932	432	1,7516	1,0751	16,12	12,849
51,42	10	45,53	0,021964	432,26	1,7524	1,0743	16,137	12,86
50,73	10	45,719	0,021873	431,51	1,7501	1,0767	16,089	12,83
50,97	10	45,653	0,021905	431,77	1,7509	1,0759	16,106	12,84
51,27	10	45,57	0,021944	432,09	1,7519	1,0748	16,126	12,853
50,58	10	45,76	0,021853	431,35	1,7496	1,0772	16,079	12,823
50,88	10	45,677	0,021893	431,67	1,7506	1,0762	16,1	12,836
51,21	10	45,587	0,021936	432,03	1,7517	1,075	16,122	12,851

50,55	10	45,768	0,021849	431,32	1,7495	1,0773	16,077	12,822
50,88	10	45,677	0,021893	431,67	1,7506	1,0762	16,1	12,836
50,28	10	45,843	0,021814	431,03	1,7486	1,0783	16,059	12,81
50,61	10	45,752	0,021857	431,38	1,7497	1,0771	16,081	12,825
50,61	10	45,752	0,021857	431,38	1,7497	1,0771	16,081	12,825
50,97	10	45,653	0,021905	431,77	1,7509	1,0759	16,106	12,84
50,4	10	45,81	0,021829	431,16	1,749	1,0778	16,067	12,816
50,76	10	45,71	0,021877	431,54	1,7502	1,0766	16,091	12,831
50,19	10	45,868	0,021802	430,93	1,7483	1,0786	16,053	12,807
50,19	10	45,868	0,021802	430,93	1,7483	1,0786	16,053	12,807
50,58	10	45,76	0,021853	431,35	1,7496	1,0772	16,079	12,823
50,97	10	45,653	0,021905	431,77	1,7509	1,0759	16,106	12,84
50,49	10	33,983	0,029426	502,45	1,9491	1,0565	21,177	15,609
50,85	10	45,686	0,021889	431,64	1,7505	1,0763	16,098	12,835
50,31	10	45,835	0,021818	431,06	1,7487	1,0782	16,061	12,812