

République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche
Scientifique

Université de Hassiba Benbouali de Chlef
Faculté des Sciences et sciences de l'ingénieur
Département de génie des procédés

Mémoire de Magister

Spécialité : Génie des procédés
Option : Environnement Et Energies Renouvelables

Présenté par :

M^{elle} BENMერიEM Fatiha

Thème:

CONTRIBUTION A L'ANALYSE DE LA
FAISABILITE ENERGETIQUE D'UNE INSTALLATION DE
PRODUCTION DE L'EAU CHAUDE SANITAIRE PAR VOIE
SOLAIRE

Soutenu le 06 / 06 / 2009 devant le jury composé de :

Président :	M^r L. LOUKARFI	Professeur, Université de Chlef
Examineurs :	M^{lle} S. KOUADRI MOSTEFAÏ	M.C.A, Université de Chlef
	M^r M. MERZOUK	M.C.A, Université de Blida
	M^r B. ABDI	M.C.A, Université de Chlef
Encadreur :	M^r M. DOUANI	M.C.B, Université de Chlef

Remerciements

Je tiens à exprimer toute ma profonde gratitude à Monsieur M. Douani pour m'avoir guidé et orienté durant la réalisation de ce modeste travail.

Je remercie Mr L. Loukerfi qui m'a fait l'honneur de présider le jury de soutenance et de m'avoir prêté aide et assistance, ainsi que Mr B. Abdi, Mr M. Merzouk et Melle S. kouadri Mostefai d'avoir pris de leurs précieux temps afin d'examiner ce travail et participer au jury.

Je remercie enfin tous ceux qui m'ont prêté main forte de près ou de loin dans la réalisation de ce travail.

Dédicaces

A 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.

SOMMAIRE

Liste des figures	
Liste des tableaux	
Nomenclature	
Introduction générale	1
Chapitre I : Problématique environnementale de l'utilisation des énergies fossiles	
Introduction.....	3
I.1 Le problème de croissance des besoins en énergie.....	3
I.2 Interactions énergie-environnement	5
I.2.1 L'effet de serre.....	5
I.2.2 Le changement climatique.....	6
I.3 Energies renouvelables « ultime recours ».....	7
I.4 Argumentation en faveur de l'utilisation de l'énergie solaire.....	8
I.5 Utilisation de l'énergie solaire à la production de l'eau chaude.....	9
I.6 Etude bibliographique.....	10
Chapitre II: Rayonnement solaire	
Introduction.....	13
II.1 Calcul de la position du soleil.....	13
II.1.1 Paramètres de position.....	13
II.1.1.2 Coordonnées locales (horizontales).....	13
II.1.1.3 Les coordonnées horaires.....	14
II.1.2 Paramètres de temps.....	16
II.1.2.1 Le temps solaire vrai.....	16
II.1.2.2 Temps solaire moyen.....	16
II.1.2.3 Le temps universel TU	16
II.2 Estimation pratique des flux direct, diffus et global.....	17
II.2.1 La constante solaire	17
II.2.2 Rayonnement direct	17
II.2.3 Flux diffus.....	18
II.2.4 Rayonnement global.....	19
II.3 Organigramme de calcul des flux solaires.....	19

Chapitre III : Typologie des systèmes solaires actifs de production d'eau chaude.

Introduction.....	21
III.1 Principes de base d'un système solaire actif.....	21
III.1.1 - Le sous-système de captage ou boucle primaire.....	21
III.1.2 - Le sous-système de stockage.....	22
III.2 Caractéristiques des principaux composants du circuit primaire.....	23
III.2.1 Capteurs solaires.....	23
III.2.2 Vase d'expansion.....	25
III.2.3 Echangeur de chaleur.....	26
III.3 - Schémas types de systèmes de production d'eau chaude.....	27
III.3.1 Chauffe-eau individuels.....	27
III.3.1.1 Chauffe-eau stockeur.....	27
III.3.1.2 Chauffe-eau fonctionnant par thermosiphon.....	28
III.3.1.3 Chauffe-eau à circulation forcée.....	28
III.3.2 Installations collectives.....	30
III.4 Principes de base du dimensionnement d'une installation de chauffage d'eau chaude.....	33
III.4.1 Calcul du volume de stockage.....	33
III.4.2 Calcul du nombre de capteurs.....	34
III.5 Etude de cas de Chlef.....	34

Chapitre IV : Analyse du fonctionnement d'un chauffe-eau solaire assisté d'un compresseur.

Introduction.....	35
IV.1 Description du système.....	35
IV.2 Principe d'une pompe à chaleur à compression	36
IV.3 Composants d'une pompe à chaleur	37
IV.3.1 Compresseur	37
IV.3.2 Condenseur.....	38
IV.3.3 Détendeur	38
IV.3.4 Evaporateur.....	38
IV.4 Principe de fonctionnement d'une PAC	38

IV.4.1 Cycle théorique d'une pompe à chaleur	40
IV.4.2 Cycle réel de la PAC.....	41
IV.5 Critères d'analyse de la performance d'une pompe à chaleur.....	42
Chapitre V : Modélisation mathématique des échanges thermiques dans les éléments de l'unité.	
Introduction.....	45
V.1 Modélisation du fonctionnement du système.....	45
V.1.1 Calcul du compresseur.....	47
V.1.2 Calcul du détendeur	48
V.1.3 Calcul du condenseur	48
V.1.3.1 Résistance globale de transfert de chaleur	49
V.1.3.2 Coefficient de transmission thermique interne aux tubes ...	50
V.1.3.3 Résistance au transfert thermique par conduction.....	51
V.1.3.4 Résistance au transfert thermique externe au tube	51
V.1.4 Calcul du capteur (évaporateur).....	52
V.1.4.1 Evaluation des pertes thermiques.....	53
V.1.4.2 Etude thermique de l'absorbeur.....	60
V.1.4.3 Calcul de l'énergie utile.....	61
V.1.4.4 Rendement du capteur	63
Chapitre VI : Simulation numérique du fonctionnement de l'installation.	
Introduction.....	64
VI.1 Concept du degré de liberté	64
VI.1.1 Application à l'analyse du capteur	64
VI.1.2 Application pour l'analyse du condenseur	66
VI.1.3 Application au compresseur	67
VI.1.4 Application au détendeur	68
VI.2 Simulation du fonctionnement de l'installation	71
VI.2.1 Algorithme de calcul.....	71
VI.2.2 Organigramme de calcul.....	72
VI.3 Résultats et discussions	75
VI.3.1 Influence des températures au condenseur et à l'évaporateur sur la performance de l'installation	75
VI.3.2 Influence des températures au condenseur et à l'évaporateur sur la	76

surface de captage.....	
VI.3.3 Influence de la température de condensation sur les dimensions du condenseur.....	77
VI.3.4 Influence du débit d'eau chaude à produire sur la surface de captage.....	78
VI.3.5 Influence du coefficient polytropique sur la performance de l'installation.....	79
VI.3.6 Influence de température à l'évaporateur et la densité du flux solaire sur les dimensions du capteur.....	80
VI.3.7 Variation du débit du fluide réfrigérant en fonction du débit d'eau chaude à produire	82
VI.3.8 Influence de la température ambiante sur le rendement du capteur.....	83
VI.3.9 Influence du débit d'eau chaude à produire sur les dimensions du condenseur.....	83
VI.3.10 Influence de la température à l'évaporateur et du débit d'eau sur la surface du capteur.....	85
VI.3.11 Influence de la température de l'eau froide (à l'entrée du condenseur) sur les dimensions de l'installation.....	86
VI.4 Dimensionnement de l'installation et validation du modèle.....	87
Conclusion générale	89
Références bibliographiques	
Annexe A	
Annexe B	

LISTE DES FIGURES

Figure I.1	Croissance de la population et de la demande d'énergie.	04
Figure I.2	Évolution de la fourniture d'énergie primaire.	05
Figure I.3	Évolution de la teneur en CO ₂ dans l'atmosphère.	06
Figure II.1	Définition des coordonnées terrestres d'un lieu donné.	13
Figure II.2	Coordonnées horizontales du soleil.	14
Figure II.3	Trajectoire de la Terre autour du Soleil.	15
Figure II.4	Coordonnées horaires (ou semi-locales) du soleil.	15
Figure II.5	Définition des angles pour une surface plane élémentaire éclairée par le soleil.	19
Figure II.6	Organigramme de calcul des flux solaires.	20
Figure III.1	Le circuit capteur et ses composants.	22
Figure III.2	Ballon de stockage avec un échangeur de chaleur.	22
Figure III.3	Différents types de capteurs plans.	23
Figure III.4	Vase d'expansion.	25
Figure III.5	Principe de fonctionnement du vase d'expansion	25
Figure III.6	Echangeur de chaleur en tube	26
Figure III.7	Echangeur de chaleur à faisceaux tubulaires	26
Figure III.8	Chauffe-eau « autostockeur ».	27
Figure III.9	Chauffe-eau thermosiphon monobloc	28
Figure III.10	Principe du chauffe-eau solaire à circulation directe	29
Figure III.11	Principe du chauffe-eau solaire échangeur	30
Figure III.12	Schéma de principe d'une installation de faibles importances.	31
Figure III.13	Schéma de principe d'une installation de production d'eau chaude sanitaire solaire avec un seul ballon.	31
Figure III.14	Schéma de principe d'une installation de production d'eau chaude sanitaire solaire avec deux ballons.	32
Figure III.15	Schéma de principe d'une installation de production d'eau chaude sanitaire solaire avec appoint à accumulation.	33

Figure IV.1	Représentation schématique d'une installation solaire de production d'ECS équipée d'un système à compression de vapeur.	35
Figure IV .2	Cycle de Rankine inversé (Réfrigération ou PAC).	37
Figure IV.3	Choix du type de compresseur en fonction de la gamme de puissance mécanique	37
Figure IV.4	Principe de base fonctionnement d'une pompe à chaleur à compression.	39
Figure IV.5	Cycle de réfrigérant dans une PAC.	40
Figure IV .6	Cycle réel d'une pompe à chaleur à compression.	41
Figure IV.7	Définition du coefficient de performance pour une pompe à chaleur.	43
Figure V.1	Représentation du cycle du fluide réfrigérant dans le diagramme T-S.	45
Figure V.2	Illustration de circulation des courants interagissant avec l'installation.	46
Figure V.3	Condensation en film dans un tube horizontal.	50
Figure V.4	Coupe d'un capteur plan vitré.	52
Figure V.5	Schématisation des flux radiatifs et convectifs dans un capteur plan vitré.	54
Figure V.6	Analogie thermoélectrique d'un capteur solaire plan.	55
Figure V.7	Schéma du capteur plan étudié.	59
Figure V.8	Schéma d'une coupe de l'absorbeur.	59
Figure VI. 1	Schéma simplifié d'un capteur (Evaporateur).	65
Figure VI.2	Schéma simplifié d'un condenseur.	66
Figure VI.3	Schéma simplifié d'un compresseur.	67
Figure VI.4	Schéma standard d'un détendeur.	68
Figure VI.5	Organigramme de calculs d'une installation solaire de production de l'eau chaude sanitaire équipée par un système de compression de vapeur.	74
Figure VI.6	Influence de la température au condenseur et à	

	l'évaporateur sur la performance de l'installation.	75
Figure VI.7	Influence des températures au condenseur et à l'évaporateur sur la surface de captage.	76
Figure VI.8	Influence de la température de condensation sur les dimensions du condenseur.	77
Figure VI.9	Influence de la température à l'évaporateur sur les dimensions du condenseur.	78
Figure VI.10	Influence du débit d'eau chaude à produire sur la surface de captage.	79
Figure VI.11	Influence du coefficient polytropique sur la performance de l'installation.	80
Figure VI.12	Influence de la température à l'évaporateur sur les dimensions du capteur.	81
Figure VI.13	Influence de la densité du flux solaire sur la surface du capteur.	81
Figure VI.14	Variation du débit du fluide réfrigérant en fonction de la quantité d'eau à chauffer.	82
Figure VI.15	Influence de la température ambiante sur le rendement du capteur.	83
Figure VI.16	Influence du débit d'eau chaude produite sur les dimensions du condenseur.	84
Figure VI.17	Influence de la température à l'évaporateur et le débit d'eau sur la surface du capteur.	85
Figure VI.18	Influence de la température de l'eau froide (à l'entrée du condenseur) sur la surface de captage.	86
Figure VI.19	Influence de la température de l'eau froide (à l'entrée du condenseur) sur les dimensions du condenseur.	87

LISTE DES TABLEAUX

Tableau I.1	Potentiel solaire en Algérie.	09
Tableau II.1	Valeurs de coefficients de trouble en fonction de la clarté du ciel.	18
Tableau IV.1	Identification des éléments du système chauffe-eau solaire couplé à un système à compression de vapeur.	36
Tableau V.1	Hypothèses du modèle	46
Tableau VI.1	Tableau récapitulatif du calcul de degrés de liberté du capteur intégré et des éléments de la pompe à chaleur.	70

Nomenclature

Symboles	Désignations	Unités
A	coefficient de trouble	
a	azimut du soleil	°
A_c	surface de captage	m ²
alb	albédo du sol	
B	coefficient de trouble	
Be	besoins journaliers en eau chaude	l/j
COP	coefficient de performance de l'installation	
d	diamètre de tube	m
g	l'accélération de la pesanteur	m/s ²
h	hauteur du soleil	[°]
H	enthalpie	J / kg
h_c	coefficient de transfert de chaleur par condensation	w/m ² k
h_e	coefficient d'échange thermique par convection	w/m ² k
h_G	coefficient global d'échange de chaleur dans le réservoir	w/m ² k
i	angle d'inclinaison	°
I_{df}	rayonnement diffusé par le ciel arrivant sur une surface inclinée	W/m ²
I_{dt}	rayonnement direct reçu par une surface inclinée	W/m ²
I_g	rayonnement global capté par une surface inclinée	W/m ²
I_h	rayonnement direct reçu par une surface horizontale	W/m ²
I_{rs}	rayonnement réfléchi par le sol vers une surface inclinée	W/m ²
I_{sc}	constante solaire	°
Jn	numéro du jour de l'année	
L	longitude du lieu	°
L_v	la chaleur latente de vaporisation	j/Kg
m_R	débit du fluide frigorigène	kg/s
m_e	débit d'eau chaude à produire	kg/s
n	le coefficient polytropique du compresseur	
N_c	nombre de capteurs	
N_D	nombre de degré de liberté	
N_E	nombre d'équations indépendantes	
Nu	le nombre de Nusselt.	

N_v	nombre des variables	
P	Pression	Pa
Pr	le nombre de Prandtl	
Q_c	le flux de chaleur au condenseur	W
Q_{év}	le flux de chaleur échangée à l'évaporateur	W
Ra	le nombre de Rayleigh	
Re	le nombre de Reynolds	
Rs	ratio de stockage	l/m²
S	entropie	J / kg.K
Sc	la surface d'échange du condenseur	m²
T	température	°C
T_a	température du milieu ambiant	°C
TL	temps légal	W/m²
Tr	temps de réserve	j
TSM	temps solaire moyen	h
TSV	temps solaire vrai	h
TU	temps universel	h
Vs	volume de stockage	m³
Z	le coefficient de compressibilité du fluide réfrigérant	
δ	déclinaison du soleil	°
η	rendement	
λ	conductivité thermique	W/m.K
μ	coefficient de Joule- Thomson	
φ	latitude du lieu	°
ψ	angle d'incidence	°
ω	l'angle horaire	°
(τα)_{eff}	le produit effectif transmissivité-absorptivité	

Indices

ab	absorbé
ail	ailette
ar	arrière
av	avant
c	condenseur

cap	capteur
e	entrée
ev	évaporateur
ext	extérieur
i	isolant
int	intérieur
lat	latérale
liq	liquide
mat	matériau
p	perdu
R	réfrigérant
s	sortie
u	utile
vap	vapeur

ملخص

إن ه ذه الدراسة تتمحور حول طرح نموذج رياضي متعلق بتشغيل جهاز مكون من سخان مائي شمسي كلاسيكي موصول بألة ضاغطة. مبدأ تشغيل هذه المنظومة يشبه إلى حد كبير نظام تشغيل المضخة الحرارية، حيث أنه تم تعويض اللاقط الشمسي ذي النوع السطحي بجهاز تبخير من جهة، و قمنا باختيار السائل R134-a كناقل حراري اعتمادا على خصائصه من جهة أخرى. لدراسة شروط تشغيل المنظومة، أعدنا نموذجا رياضيا يسمح لنا بحساب مختلف العوامل الترموفيزيائية و الهندسية على مستوى مختلف أجزائها. و لتقييم مردودية المنظومة، استخدمنا مفهوم معامل الكفاءة (COP)، و قد أبرزت النتائج أن مساحة اللاقط تراوحت بين 2 و 7 م² و قيم معامل COP أخذت فيما بين 2 و 5، حيث تعتبر تلك القيم ممتازة من الناحية الطاقوية. آخذين بعين الاعتبار التغيرات الجوية على طول السنة و كذا درسنا تأثير مختلف المتغيرات العملية $T_c, T_{ev}, m_R, m_e, I_g$.

الكلمات المفتاح: مضخة حرارية، لاقط شمسي، نموذجي، محاكاة، معامل الكفاءة.

Résumé

Ce travail présente la modélisation d'un système composé d'un chauffe-eau solaire assisté d'un compresseur. Le fonctionnement de l'installation s'apparente à une pompe à chaleur où l'évaporateur est substitué par un capteur solaire. Sur la base des critères de choix du fluide réfrigérant, nous avons été conduits à sélectionner le R134-a.

Pour l'analyse de fonctionnement de l'installation, nous avons développé un modèle qui nous a permis d'accéder au calcul des différentes grandeurs thermophysiques et géométriques en tout point de l'installation.

L'étude de la performance a été abordée par l'introduction du concept du COP. La simulation du fonctionnement montre que la surface du capteur et le COP atteignent des valeurs intéressantes ($2\text{m}^2 < A_c < 7\text{m}^2$) et ($2 < \text{COP} < 5$) pour des variations météorologiques s'étalant sur la longueur de toute l'année. L'influence de T_c, T_{ev}, m_R, m_e et I_g a été également analysée.

Mots clés : Pompe à chaleur, capteur solaire, simulation, modélisation, COP.

Abstract

This work presents the modeling of a solar traditional domestic hot water assisted by compressor. Its operating conditions are the same the heat pump functioning where the evaporator is substituted by solar collector. On the basis of selection criteria of refrigerant, we have selected the R134-a.

For the installation analysis, we developed a model which gave access to calculation of various thermophysical properties and geometrical sizing in any point of the installation.

The study of system performance was obtained by the introduction of the COP concept. The simulation of installation functioning shows that the surface of the collector and the COP reach interesting values, e.g $2\text{m}^2 < A_c < 7\text{m}^2$ and $2 < \text{COP} < 5$ for weather variations over all year. The influence of $T_c, T_{ev}, M_r, m_e, I_g$ was also analyzed.

yeK words : Heat pump, solar collector, simulation, modeling, COP.

Les ressources d'énergie fossile sont limitées. Les analyses les plus optimistes montrent que les ressources de pétrole et de gaz naturel seront pratiquement épuisées dans les 40 années à venir en raison d'une demande mondiale croissante. De plus, l'utilisation massive de combustibles fossiles cause de graves dommages à notre environnement et provoque des changements climatiques de grande envergure dont les retombées sont ressenties à l'échelle planétaire.

Le rapport du club de Rome de 1972, intitulé « les limites de la croissance » et la première crise pétrolière ont attiré l'attention du monde entier sur ces problèmes et sur les solutions qui auraient pu être apportées [20]. Ces événements déclenchèrent le développement des technologies reposant sur les énergies renouvelables telles que l'énergie solaire. Cette énergie est l'une des plus facilement exploitable. Elle est en outre inépuisable. Ses applications sont nombreuses et variées à savoir le chauffage des habitations, des serres, la distillation de l'eau, le four solaire ainsi que la production de l'eau chaude sanitaire. L'Algérie, pays en voie de développement, se trouve de plus en plus confronté à de multiples contraintes liées directement à l'environnement et à l'utilisation de l'énergie. D'un autre côté, l'approvisionnement en cette énergie bien que disponible reste difficile et coûteux pour certaines régions du pays.

La pompe à chaleur assistée par l'énergie solaire (solar-assisted heat pumps "SAHP"), se présente par le couplage de celle-ci à un capteur solaire.

L'alternative est la configuration, connue sous le nom "**Direct expansion- solar assisted heat pump (DX-SAHP)**", qui se présente en gardant l'essentiel d'une PAC où le capteur solaire se substitue à l'évaporateur.

Dans ce cadre, notre objectif consiste à étudier la faisabilité énergétique de ce système pour la production de l'eau chaude sanitaire. Pour ce faire, nous développons dans le premier chapitre les différents problèmes connexes liés à l'utilisation des énergies fossiles.

Le second chapitre est consacré à l'illustration des méthodes d'estimation du rayonnement solaire et l'influence des grandeurs météorologiques. Le troisième chapitre, quant à lui, sera consacré à la description générale des installations solaires communes et leur dimensionnement.

Tandis que le quatrième chapitre met le point sur le fonctionnement et l'analyse de la performance du système **DX-SAHP** servant à chauffer l'eau sanitaire par l'introduction du concept du coefficient de performance. Logiquement, le cinquième chapitre sera axé sur la

modélisation du fonctionnement de l'unité sur la base des équations de bilans de conservation de matière et d'énergie rédigées en régime stationnaire.

Naturellement, compte tenu de la complexité du problème, il sera mis en évidence l'intérêt du recours à la notion de degré de liberté pour spécifier les variables opératoires extérieurement contrôlables dans le sixième chapitre. Sur la base de ces résultats et des paramètres retenus, on analysera l'influence des différentes variables opératoires aussi bien sur la performance de l'installation que sur le rendement du capteur avec la proposition de la méthode de dimensionnement appropriée du condenseur et du capteur. L'ensemble du travail sera couronné par une conclusion reflétant l'opportunité de l'utilisation de la voie solaire dans la production de l'eau sanitaire, comme alternative assez prometteuse dans l'avenir pour la contribution à la protection de l'environnement.

Chapitre I:
Problématique
environnementale de l'utilisation
des énergies fossiles

Introduction

La « crise » de l'énergie que l'on vit depuis quelques années, a pour raisons principales le renchérissement et la limitation des ressources en énergies fossiles. Si la première raison est de nature économique, la seconde est plus fondamentale dans la mesure où, même si les hommes pouvaient résoudre leurs problèmes sans chocs, les réserves seront épuisées dans les quelques décades à venir. Cependant, le problème des ressources n'est pas le seul problème lié à l'énergie; le nucléaire peut facilement prendre la relève des combustibles chimiques, mis à part les problèmes de sécurité. Il restera cependant le problème de réchauffement climatique par les importantes quantités de chaleur qu'on y rejette continuellement. En effet, la finalité de toute forme de transformation de l'énergie revient toujours à rejeter de la chaleur dans le milieu ambiant. On conçoit donc qu'il y ait une limite supérieure qu'il ne faut pas dépasser si l'on veut éviter un réchauffement catastrophique du globe.

I.1 Les problèmes de croissance de la demande et de besoins en énergie

Le taux de croissance de la demande en énergie a deux origines :

- La première est liée à l'augmentation de la population mondiale ;
- La seconde est dépendante de l'accroissement du niveau de vie des pays émergents qui ont besoin de plus d'énergie pour assurer leurs développements économiques. Le schéma de la figure I.1 illustre les données du problème.

En 2006, la consommation totale d'énergie primaire a progressé de 2,4 % par rapport à 2005. D'ici 2030, l'Agence Internationale de l'Environnement (AIE) prévoit, dans son scénario de référence, une croissance annuelle moyenne de 1,6 %, représentant une augmentation de la demande de plus de 50 % par rapport au besoin actuel. Plus des deux tiers de cet accroissement proviendront des pays émergents et en voie de développement. Entre le début et la fin du vingtième siècle, la consommation d'énergie mondiale a été multipliée par un facteur voisin de dix. Cela représente une croissance mondiale de 2,3 %/an en moyenne [01].

Actuellement, le taux de croissance se maintient entre 2 et 2,5 %. Cette croissance de la demande est liée, en tout premier lieu, à la forte poussée démographique. La population du globe, qui était à peine supérieure à 2 milliards d'habitants il y a 50 ans, et de l'ordre de 4 milliards d'habitants il y a 30 ans, s'élève actuellement à 6,5 milliards d'habitants et

devrait atteindre 8,2 milliards en 2030 puis 9,1 milliards d'habitants en 2050, malgré un ralentissement prévu du taux de natalité.

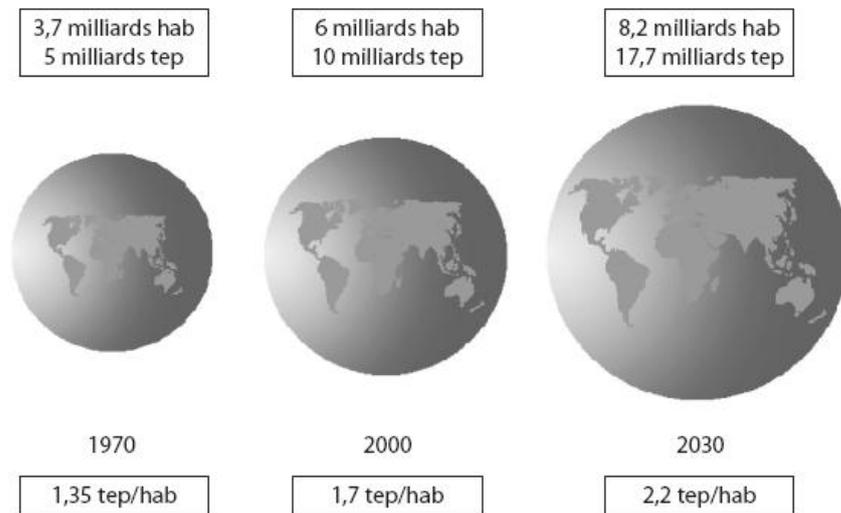


Figure I.1 : *Croissance de la population et de la demande d'énergie (Source : AIE).*

L'augmentation du niveau de vie entraîne aussi une hausse de la consommation. La consommation moyenne d'énergie de chaque habitant devrait croître en passant de 1,7 tonnes équivalent pétrole (tep) par habitant en l'an 2000 à 2,2 tep par habitant en 2030, comme le montre le schéma de la figure I.1, basé sur le scénario de référence de l'AIE. C'est la combinaison de ces deux facteurs, augmentation de la population et progression du niveau de vie, qui entraîne la croissance régulière de la demande énergétique. La demande d'énergie primaire passerait ainsi de 10 milliards de tep en 2000 à 17,7 milliards de tep en 2030 dans le scénario de référence [01].

La croissance continue de la demande engendre des interrogations sur la disponibilité de l'énergie à long terme, en quantités suffisantes pour éviter une crise majeure, sachant que l'essentiel de l'offre provient de ressources, par définition, limitées. La fourniture d'énergie repose aujourd'hui essentiellement sur les combustibles fossiles qui représentent un peu plus de 80 % de l'énergie primaire consommée dans le monde.

Cette part se maintiendra à ce niveau jusqu'en 2030 selon le scénario de référence de l'AIE (figure I.2). Certes, les ressources en énergies fossiles ne seront pas épuisées à court terme. Les réserves prouvées de pétrole représentent environ 40 ans de consommation au rythme actuel, celles du gaz naturel 64 ans et celles du charbon près de 150 ans [01].

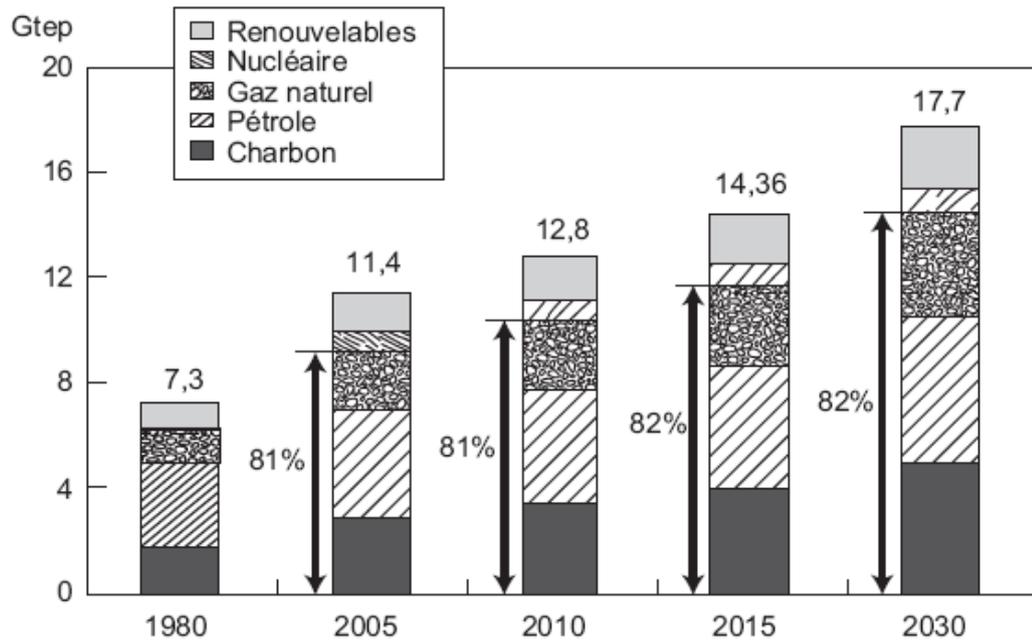


Figure I.2 : *Évolution de la fourniture d'énergie primaire*

(Source : AIE)

I.2 Interactions énergie-environnement

La raréfaction progressive des hydrocarbures n'est pas le seul problème. L'utilisation des combustibles fossiles libère du gaz carbonique, ce qui augmente l'effet de serre naturel. Ceci peut conduire à des modifications du climat pour avoir de graves conséquences pour la planète.

I.2.1 L'effet de serre

La surface de la terre, chauffée par le soleil, émet de l'énergie sous forme de rayonnement infrarouge. Une part importante de celle-ci est absorbée par les molécules de certains gaz de l'atmosphère qui rayonnent elles-mêmes vers le sol en accroissant ainsi la température de la biosphère. Ces gaz constituent une sorte de couverture qui permet au sol de se maintenir à une température plus élevée. Ce phénomène est appelé effet de serre par analogie avec celui produit par le verre d'une serre [03].

Les changements climatiques de ces dernières années ont renforcé la conviction de la plupart des scientifiques que l'élévation de la température moyenne observée est effectivement corrélée aux activités humaines et en particulier à l'augmentation de la teneur en CO₂ dans l'atmosphère, qui est passée de 270 ppm vers 1850 à 380 ppm en 2005. L'évolution de la teneur en CO₂ dans l'atmosphère est représentée sur la figure I.3 [01].

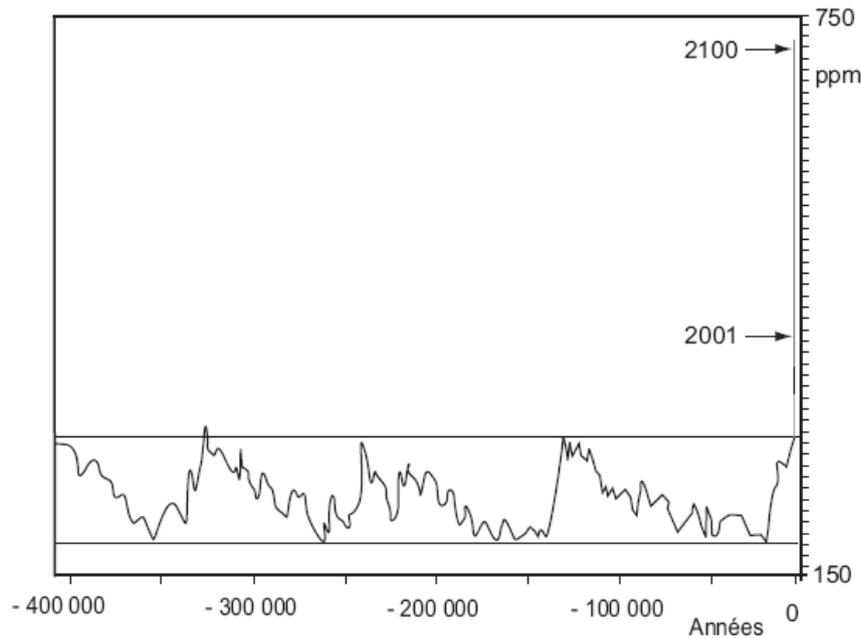


Figure I.3 : *Évolution de la teneur en CO₂ dans l'atmosphère*
(Sources : Rapports du GIEC)

Il existe deux grandes familles de molécules à effet de serre qui absorbent le rayonnement infrarouge. La vapeur d'eau, le CO₂, le CH₄, le NO_x et les composés fluorés (hydrocarbures, éthers...) sont des molécules qui, sans aucune transformation physico-chimique, engendrent un accroissement de l'effet de serre. Ce sont des gaz à effet de serre (G.E.S.) directs. D'autres sont dits indirects car ils favorisent l'apparition d'ozone, qui contribue également à l'augmentation de l'effet de serre. À ce titre, le monoxyde de carbone (CO), les composés organiques volatils autres que le méthane (COVNM), et les oxydes d'azote (NO_x) sont également des GES indirects. À côté de ces deux familles, les aérosols ont, selon leurs origines, un rôle ambivalent : tantôt renforçant l'effet de serre en capturant une partie des infrarouges terrestres tantôt le diminuant en interceptant le rayonnement solaire [04].

I.2.2 Le changement climatique

Il y a plus d'un siècle que des scientifiques ont pensé que les émissions de gaz à effet de serre pourraient perturber le climat. Cependant, l'importance du problème n'a été reconnue par les organisations internationales que vers 1980, et c'est en 1988 qu'a été créé le Groupe d'Experts Intergouvernemental sur l'évolution du climat (GIEC/IPCC en anglais).

Le changement climatique des dernières décennies se caractérise, par :

- Une augmentation des températures de l'air affectant les huit premiers kilomètres de la basse atmosphère ;
- Une diminution de la fréquence des froids extrêmes et une augmentation des vagues de chaleur ;
- Une influence directe de la diminution de la couche d'ozone de la stratosphère ;
- Une amplification du phénomène El Niño, responsable d'un renforcement des pluies et des sécheresses dans diverses régions des tropiques ;
- Une réduction de l'extension de la couverture neigeuse et de la durée de gel des lacs et des rivières ;
- Le recul des glaciers de montagne ;
- Une réduction de l'étendue de la glace de mer (banquise) au printemps et en été dans l'hémisphère Nord;
- Une élévation du niveau de la mer de 10 à 20 cm au cours du XX^{ème} siècle ;
- Une augmentation des précipitations pendant tout le vingtième siècle dans les hautes et moyennes latitudes de l'hémisphère nord. Les précipitations semblent inchangées sur les continents de l'hémisphère sud [05].

Ainsi, la raréfaction progressive du pétrole et du gaz et leurs impacts sur le climat demandent la recherche de sérieuses alternatives pour répondre à la demande d'énergie si nécessaire au développement économique mondial.

I.3 Energies renouvelables « ultime recours »

Face aux risques importants qui ont été mentionnés concernant les approvisionnements énergétiques et le changement climatique, il est impératif de s'orienter vers des solutions plus durables, ne présentant pas les inconvénients des énergies fossiles, en termes d'épuisement des ressources ou d'émissions de gaz à effet de serre. L'objectif est, en conséquence, de réduire le plus rapidement possible la part des énergies fossiles dans l'offre mondiale d'énergie primaire, tout en assurant la satisfaction des besoins vitaux de la population mondiale. Il est donc nécessaire de se tourner vers des ressources d'énergie alternatives dont nous citons l'exemple de l'énergie solaire et de l'énergie éolienne. Ces énergies proviennent :

- _ du rayonnement du soleil (pour la plus grande partie) ;
- _ de la terre elle-même (pour une très faible partie) ;

_ de l'interaction simultanée qu'exercent le soleil et la lune sur les océans terrestres à travers le mécanisme des marées ;

Il existe différents systèmes d'exploitation de ces ressources qui permettent d'utiliser l'énergie produite sous formes électrique, thermique et/ou mécanique.

L'énergie hydraulique est liée aux pluies et au ruissellement des eaux de surface. **L'énergie éolienne** trouve son origine dans les différences de température qui existent entre les tropiques, les pôles et les zones ensoleillées (jour) ou plongées dans l'obscurité (nuit). L'énergie solaire est aussi à l'origine du mécanisme de la photosynthèse, elle-même à l'origine du cycle du carbone et la production de la **biomasse [02]**.

Toutefois, ces alternatives ne constituent aujourd'hui qu'une fraction encore faible de la fourniture totale d'énergie primaire dans le monde, inférieure à 20 %. Par ailleurs, cette part ne croît que très progressivement. Les alternatives posent en effet des problèmes en termes de maturation technologique et de rentabilité économique.

I.4 Argumentation en faveur de l'utilisation de l'énergie solaire

Certes, l'emploi d'un système solaire ne peut certainement se substituer aux combustibles traditionnels, pétrole, gaz, charbon. Chaque installation solaire épargne à notre environnement par an environ:

- 0.80 à 1.60 kg d'oxydes de soufre.
- 0.60 à 1.20 kg d'oxydes d'azote.
- 800 à 1600 kg de dioxyde de carbone

Ils sont la cause de plusieurs maladies pulmonaires touchant particulièrement les enfants à bas âge et les vieilles personnes **[06]**.

Par conséquent, l'Algérie et de par sa situation géographique spécifique, dispose d'un gisement solaire des plus élevés au monde. La durée d'insolation sur la quasi totalité du territoire national dépasse les 2000 heures annuellement et peut atteindre les 3900 heures (hauts plateaux et Sahara). L'énergie reçue quotidiennement sur une surface horizontale de 1m² est de l'ordre de 5 kWh sur la majeure partie du territoire national, soit près de 1700 kWh/m²/an au Nord et 2263 kWh/m²/an au Sud du pays **[web02]**.

Tableau I.1 : Potentiel solaire en Algérie

Régions	Région côtière	Hauts Plateaux	Sahara
Superficie (%)	4	10	86
Durée moyenne d'ensoleillement (Heures/an)	2650	3000	3500
Energie moyenne reçue (Kwh/m²/an)	1700	1900	2650

I.5 Utilisation de l'énergie solaire à basse température

L'exploitation de l'énergie solaire peut se faire de manière thermique, ou photovoltaïque. Par voie solaire thermique, 30 à 70 % de cette énergie peuvent être transformés en chaleur. Par voie photovoltaïque, 5 à 25 % peuvent être transformés en électricité.

L'énergie solaire thermique s'utilise principalement au travers d'une gamme d'applications allant de 30°C à 150°C et nécessite des capteurs plans de plus en plus sophistiqués.

Les applications évidentes de l'énergie solaire à basse température se trouvent principalement dans l'habitat où les dépenses énergétiques de chauffage et de production de l'eau sanitaire constituent une partie non négligeable des besoins énergétiques globaux d'un pays.

Il suffit, par exemple, d'une surface peinte en noir pour chauffer une piscine à 30-35°C. Pour monter à 50-60°C, une surface vitrée est placée devant le capteur afin de créer un effet de serre. Pour atteindre 70-90°C ou améliorer les rendements, la peinture noire est remplacée par des absorbants sélectifs limitant les réémissions infrarouges, tels que l'oxyde de chrome. Pour monter au-delà de 100°C, des capteurs sous vide sont utilisés. Ils sont généralement constitués de séries de cylindres en verre, parfois utilisant ceux des tubes de néon, avec des capteurs en cuivre à l'intérieur. Ces capteurs sous vide sont indispensables pour alimenter les climatisations solaires à absorption [02].

I.6 Etude bibliographique

Pour pouvoir mettre en oeuvre les solutions appropriées à grande échelle dans les années à venir, un important effort de créativité et d'innovation va être nécessaire à tous les niveaux. Il est impératif, dès à présent, de mettre en oeuvre toutes les solutions disponibles en imaginant, simultanément, celles de demain.

De nouveaux systèmes de production, de transformation et d'utilisation de l'énergie doivent être étudiés, de façon à consommer moins d'énergie et émettre moins de CO₂. L'amélioration des rendements et le recours accru aux énergies renouvelables vont nécessiter le développement de nouveaux systèmes de stockage de l'énergie ainsi que de nouveaux vecteurs énergétiques. Tout ceci va demander un effort important de recherches et d'innovations.

Les pompes à chaleur sont des dispositifs utilisés principalement pour le chauffage et la climatisation. Elles ont été récemment développées pour le chauffage de l'eau domestique en pompant de la chaleur à partir d'une source de basse température (généralement de l'air extérieur pour les applications de chauffage) à une source maintenue à une température élevée. Le travail de compression exigé diminue lorsque la différence de température entre les deux sources est réduite ; Or, un écart de température plus important exige la fourniture d'un travail mécanique plus conséquent ce qui altère la performance de la pompe. De ce fait, pour améliorer sa performance, le couplage à une autre source telle que le soleil s'avère intéressant.

Les pompes à chaleur assistées de l'énergie solaire (solar-assisted heat pumps "SAHP") se présentent technologiquement par leur couplage à un capteur solaire dont la température est relativement supérieure à la température ambiante. L'apport de cette énergie permet d'évaporer le réfrigérant dans l'évaporateur de la pompe à chaleur. Dans cette configuration, le capteur solaire et l'évaporateur de la pompe à chaleur sont des unités séparées mais couplées par un échangeur de chaleur.

Une configuration alternative, connue sous le nom "**Direct expansion- solar assisted heat pump (DX-SAHP)**", où le capteur solaire joue le rôle de l'évaporateur de la pompe à chaleur, réduisant aussi bien le nombre de composants que les processus thermodynamiques inefficaces de l'installation [07].

Le SAHP a été étudié par de nombreux chercheurs (**Sporn et Ambrose, Chaturvedi et Shen, O'Dell et al, Hino, Chaturvedi et al, Ito et al**). Un SAHP se compose de cycle de réfrigération de Rankine couplé à un capteur solaire qui agit en tant qu'évaporateur. Le réfrigérant absorbe l'énergie solaire reçue par le capteur [08].

En fonction de la conception et du fonctionnement d'un SAHP, la chaleur peut être dissipée vers le milieu ambiant à partir du capteur si la température ambiante est inférieure à celle du capteur. Compte tenu des caractéristiques appropriées du cycle de réfrigération de Rankine et des conditions spécifiques du fonctionnement du capteur, la chaleur peut être absorbée et non rejetée vers le milieu ambiant.

Dans cette condition, le réfrigérant circule à l'intérieur de l'évaporateur pour absorber l'énergie du rayonnement solaire et de l'énergie présente dans le milieu ambiant. Il a été prouvé théoriquement et expérimentalement qu'un coefficient (COP) élevé d'un SAHP est obtenu. La performance d'un SAHP varie avec la fluctuation de l'intensité du rayonnement solaire et les conditions ambiantes (vitesse et direction du vent, température, humidité, etc.) [08].

Chaturvedi et al. ont effectué une analyse théorique du fonctionnement d'un SAHP en fonction des grandeurs instantanées, variables dans le temps. Ils ont montré que la température d'évaporation dans le SAHP, T_{ev} , dépend de l'intensité du rayonnement solaire I et de la température ambiante T_a . Si la température à l'évaporateur, T_{ev} est supérieure à T_a , alors la chaleur se dissipera du capteur vers l'air ambiant. Dans le cas contraire, un résultat inverse est obtenu [09].

D'autres recherches menées par **Chaturvedi et al.** ont montré que l'utilisation d'un capteur plan sans vitrage et d'un compresseur à fréquence variable dans un SAHP donne une performance optimale pour une température d'évaporation maintenue entre 5 et 10° C au dessus de la température ambiante [10].

Par ailleurs, **Ito et al.** ont également conçu un SAHP avec un capteur sans vitrage qui fonctionne à $T_{ev} > T_a$. Cependant, **Huang and Chyng**, ont basé leurs études sur l'analyse d'un système ISAHP qui fonctionne à $T_{ev} < T_a$ [11, 12].

F.B. Gorozabel Chata et al. ont analysé le **Dx-SAHP** en expérimentant sur une gamme de plusieurs réfrigérants tels que le R12, R22 et le R134a en utilisant deux types de capteur dont l'un est sans vitrage, alors que l'autre est équipé d'un seul vitrage. Les valeurs de COP obtenues sont dans l'ordre décroissant suivant : $(COP)_{R12} < (COP)_{R22} < (COP)_{R134}$ [13].

Une installation expérimentale intégrée, formée d'un chauffe-eau solaire et d'une pompe à chaleur (**DX-SAHP-WH**) est présentée et analysée par **Y.W. Lia,b, R.Z et al** [14]. Ce système de **DX-SAHP-WH** se compose principalement d'un capteur solaire de 4.20 m² de surface utilisant le R-22 comme fluide réfrigérant. Le compresseur est de type hermétique avec une puissance de 0.75 kilowatt. Le réservoir d'eau d'une capacité de 150

litres est muni d'une valve thermostatique de détente. Le serpentin, assurant l'échange thermique, est constitué d'un enroulement en cuivre immergé, de longueur égale à 60 m. La recherche expérimentale, sous le climat typique d'une saison de printemps à Changhaï, a prouvé que le COP du système de **DX-SAHP-WH** peut atteindre 6.61 quand la température moyenne de l'eau est chauffée de 13,4° C à 50,5 °C en 94 minutes avec une température ambiante moyenne de 20,6°C et une intensité solaire moyenne 955 W/m². Le COP du système **DX-SAHP-WH** est de 3,11 dans des conditions de nuit pluvieuse dont la température ambiante moyenne est 17°C.

A travers cette présentation succincte de l'intérêt du solaire qui est une énergie disponible, non polluante, inépuisable, relativement facile à transformer, il y a lieu de noter que le coût des installations demeure assez élevé. Le recours à l'énergie solaire devrait être à l'avenir un atout très intéressant pour répondre aux objectifs fixés en matière de préservation de l'environnement des gaz à effet de serre. Dans ce cadre, l'objectif de ce travail est d'étudier la faisabilité énergétique d'une installation de production de l'eau chaude sanitaire par voie solaire.

Chapitre III:

Typologie des systèmes solaires de production d'eau chaude

Introduction

Compte tenu de la complexité des interactions soleil-terre durant l'année et de l'influence de variables météorologiques, nous nous présentons quelques méthodes pour le calcul du flux solaire instantané reçu par une paroi plane en tout point du globe terrestre ainsi que durant toute l'année. Ce calcul met en jeu les mouvements relatifs de la terre et du soleil et par conséquent nous introduisons quelques notions élémentaires de calculs astronomiques.

II.1 Calcul de la position du soleil

II.1.1 Paramètres de position:

Tout point de la sphère terrestre peut être repéré par deux coordonnées, appelées coordonnées terrestres, à savoir: sa latitude Φ (positive dans l'hémisphère nord, négative dans l'hémisphère sud) et sa longitude L (positive à l'ouest, négative à l'est). Le méridien origine, servant à la mesure de la longitude, est celui de Greenwich.

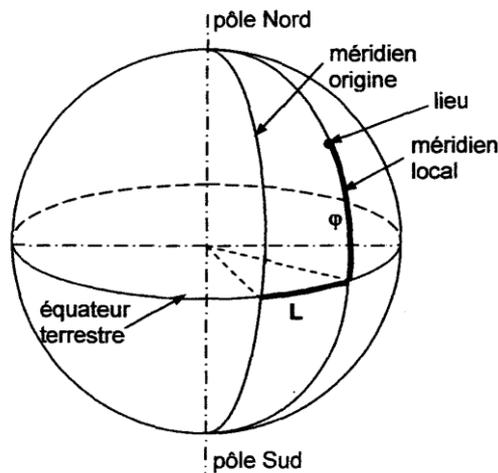


Figure II.1 Définition des coordonnées terrestres d'un lieu donné.

On peut, à partir des lois régissant les mouvements apparents du soleil par rapport à un observateur terrestre, calculer les coordonnées relatives du soleil par rapport à tout point de la terre et à tout instant.

II.1.1.1 Coordonnées locales (horizontales)

La position du soleil dans l'espace peut être repérée par ses coordonnées horizontales, définies sur la sphère céleste (fig. II.2) à savoir:

• **Sa hauteur angulaire h** qui est l'angle que fait la direction du soleil avec le plan horizontal (c'est-à-dire tangent au sol),

$$\sin h = \sin \varphi \sin \delta + \cos \varphi \cos \delta \cos \omega \quad (\text{II.1})$$

où δ est la déclinaison, ω est l'angle horaire.

• **Son azimut a** correspondant à l'angle que fait le plan du méridien local avec le plan vertical passant par le soleil. L'azimut est compté négativement vers l'est, positivement vers l'ouest.

$$\sin a = \frac{\cos \delta \sin h}{\cos h} \quad (\text{II.2})$$

Remarquons que ces coordonnées dépendent du lieu d'observation et que pour cela elles sont appelées aussi coordonnées locales. Des calculs solaires effectués en un lieu donné avec ces coordonnées ne pourront donc pas être transposables directement en un autre lieu.

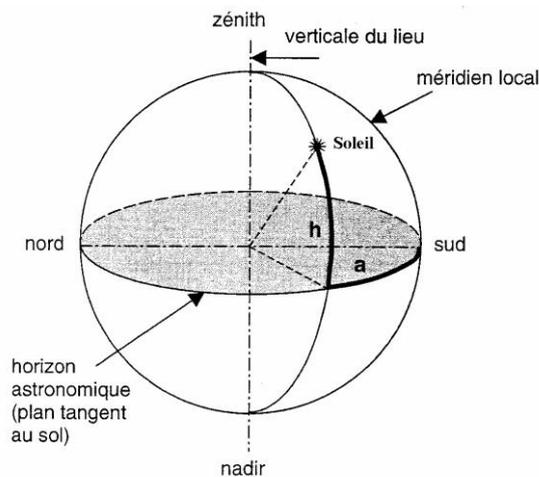


Figure II.2 Coordonnées horizontales du soleil.

II.1.1.2 Les coordonnées horaires

A partir de la déclinaison δ et de l'angle horaire ω , on définit les coordonnées horaires.

La déclinaison :

L'angle que fait le plan de l'équateur terrestre avec la direction Terre-Soleil est appelé la déclinaison. Cet angle varie tout au long de l'année de façon symétrique de $-23^{\circ}26'$ à $+23^{\circ}26'$ figure II.3 [17]. La valeur de la déclinaison peut être obtenue avec une bonne précision par la formule suivante :

$$\delta = 23,45 \sin\left(\frac{360}{365}(J_n - 81)\right) \quad (\text{III.3})$$

avec J_n : numéro du jour de l'année (1^{er} janvier \equiv 1).

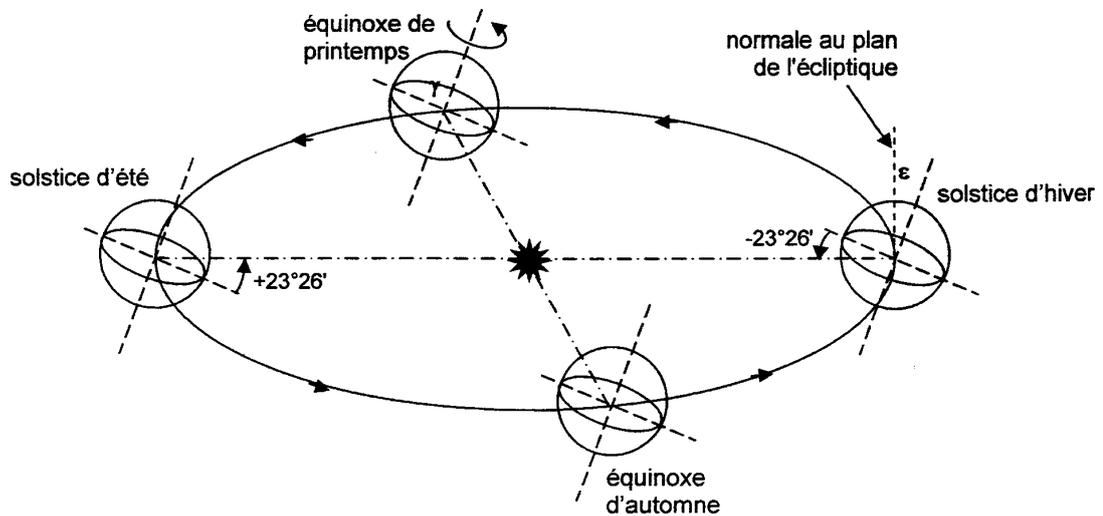


Figure II.3 : Trajectoire de la Terre autour du Soleil.

L'angle horaire ω est l'angle que fait le plan contenant le cercle horaire de l'astre (soleil) avec le plan contenant le méridien céleste. Il est compté sur l'équateur, positivement à l'ouest, négativement à l'est.

La figure III.4 représente ces deux coordonnées qui sont aussi appelées coordonnées semi locales puisque l'angle horaire ω dépend du lieu d'observation, contrairement à la déclinaison δ .

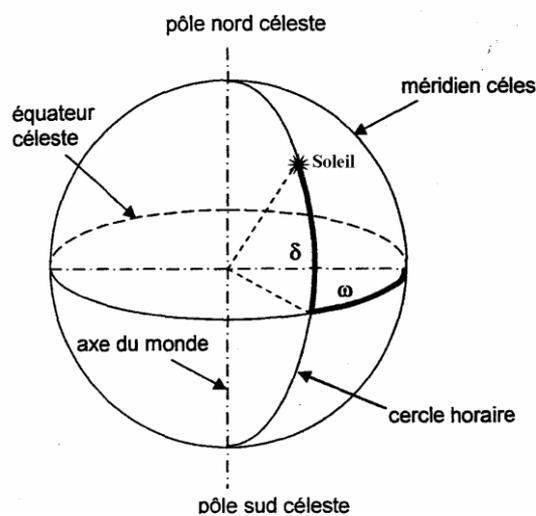


Figure II.4 : Coordonnées horaires (ou semi-locales) du soleil.

II.1.2 Paramètres de temps

II.1.2.1 Le temps solaire vrai

La position du soleil dans le ciel nous renseigne sur le temps solaire vrai (TSV ou Solar Time - ST- en anglais). C'est le temps donné par les cadrans solaires. Il existe une relation simple entre l'heure solaire TSV et l'angle horaire ω :

$$\omega = (\text{TSV} - 12) \times 15 \quad (\text{II.4})$$

avec TSV en heures et ω en degrés. Cette formule provient du fait que le soleil semble tourner dans le plan de l'équateur avec une vitesse angulaire de 15° par heure. De plus, le choix arbitraire de prendre l'angle horaire nul quand le soleil est dans le plan du méridien local ce qui correspond au midi solaire.

On doit noter que, conformément à la première loi de Kepler, la trajectoire de la Terre autour du soleil est elliptique. Durant ce mouvement, le rayon vecteur Soleil-Terre balaie des aires égales dans des temps égaux (deuxième loi de Kepler). Il y a lieu de mentionner que l'axe de rotation de la Terre est incliné par rapport au plan de l'écliptique ce qui conduit à des variations de la durée du jour solaire vrai lequel varie selon les différentes saisons de l'année. Par conséquent, la correction est faite par l'introduction de la notion de temps solaire moyen (TSM)[17].

II.1.2.2 Temps solaire moyen

Le temps solaire moyen (TSM) varie de ± 16 mn par rapport au TSV.

On a:

$$\text{TSM} = \text{TSV} - \text{ET} \quad (\text{II.5})$$

où le terme correctif ET est appelé équation du temps. Cette quantité peut être calculée par la formule suivante:

$$\text{ET}(mn) = -0,0002 + 0,4197 \cos(\gamma) - 7,3509 \sin(\gamma) - 3,2265 \cos(2\gamma) - 9,3912 \sin(2\gamma) - 0,0903 \cos(3\gamma) - 0,3361 \sin(3\gamma) \quad (\text{II.6})$$

dans laquelle γ (en degrés) vaut: $\gamma = 360 \frac{Jn}{366}$

II.1.2.3 Le temps universel (TU)

Le temps universel TU est égal au temps solaire moyen du méridien origine (méridien de Greenwich). On a donc:

$$TU = TSM + \frac{L}{15} \quad (\text{II.7})$$

avec L la longitude, exprimée en degrés et les temps en heures. L'heure que nous lisons aux horloges publiques est le temps légal (T.L). Il est égal au temps universel affecté des corrections de fuseau C_1 (>0 à l'est de Greenwich, <0 à l'ouest) ainsi que d'une correction de saison C_2 s'il y a lieu.

$$TL = TU + C_1 + C_2 \quad (\text{II.8})$$

II.2 Estimation pratique des flux direct, diffus et global:

II.2.1 La constante solaire :

La constante solaire représente l'énergie reçue par une surface extraterrestre. Elle est prise égale à 1367 W/m^2 . Cependant, on peut introduire un facteur correctif pour tenir compte de la variation de la distance terre-soleil en utilisant la formule suivante [18].

$$f = 1 + 0.034 \cos[(360 / 365)(jn - 5)] \quad (\text{II.9})$$

Philippe Couards et Henri Michel [19] ont proposé d'évaluer, à partir des considérations précédentes, l'éclairement solaire sur une surface inclinée.

II.2.2 Rayonnement direct :

C'est la densité de flux transmis par rayonnement issu directement du soleil sans aucun intermédiaire. Il est donné par [19] :

$$I_{dt} = I \cos(\psi) = I_h \frac{\cos(\psi)}{\cos(h)} = I_h R_b \quad (\text{II.10})$$

avec ψ l'angle d'incidence du rayon solaire sur la paroi. Pour une paroi orientée vers le sud, ψ est donné par l'expression suivante :

$$\cos(\psi) = \sin(\varphi - i) \sin(\delta) + \cos(\varphi - i) \cos(\delta) \cos(\omega) \quad (\text{II.11})$$

où i est l'angle d'inclinaison du capteur, I_h , le rayonnement direct reçu par une surface horizontale et I , l'intensité de rayonnement direct perpendiculaire aux rayons solaires, donnée par [19] :

$$I = I_{sc} * f * A * \exp\left(\frac{-B}{\sin(h)}\right) \quad (\text{II.12})$$

I_{sc} est la constante solaire et R_b le facteur d'inclinaison qui permet de passer du rayonnement direct sur une surface horizontale à une surface inclinée. Les coefficients A et B , dits coefficients de trouble, sont introduits pour prendre en compte de tous les

phénomènes observés. Leurs valeurs dépendent de la clarté du ciel aux jours et des lieux considérés. Les recommandations de Ch. Perrine [19] relatives à ces coefficients correspondent aux valeurs données par le tableau suivant:

Tableau II.1 : Valeurs de coefficients de trouble en fonction de la clarté du ciel.

ed stneiciffeoC elbuort	Ciel très clair	Conditions normales	Zone industrielle
A	0,87	0,88	0,91
B	0,17	0,26	0,43

II.2.3 Flux diffus

Pour un capteur incliné d'un angle i par rapport à l'horizontale, le rayonnement diffus reçu est constitué de :

- Partie émise par la voûte céleste
- Partie due au flux solaire total réfléchi par le sol.

Le rayonnement diffus reçu par une surface horizontale est donné par la relation suivante [19] :

$$I_d = I_{sc} f \sin(h) \left[0.271 - 0.2939A \exp\left(\frac{-B}{\sin(h)}\right) \right] \quad (\text{II.13})$$

Le rayonnement diffusé par le ciel arrivant sur une surface inclinée s'écrit :

$$I_{df} = I_d R_c \quad (\text{II.14})$$

$$R_c = \frac{1 + \cos(i)}{2} \quad (\text{II.15})$$

R_c est le rapport entre le rayonnement diffus reçu par une surface inclinée à celui reçu par une surface horizontale. Le rayonnement réfléchi par le sol vers une surface inclinée est :

$$I_{rs} = (I_d + I \sin(h)) \text{alb} R_s \quad (\text{II.16})$$

$$R_s = \frac{1 - \cos(i)}{2} \quad (\text{II.17})$$

R_s est le rapport entre le rayonnement réfléchi reçu par une surface inclinée à celui reçu par une surface horizontale et alb est la fraction de la lumière reçue que diffuse le sol, dit albédo du sol.

II.2.4 Rayonnement global

Le rayonnement global capté par une surface inclinée s'écrit donc :

$$I_g = I_{dt} + I_{rs} + I_{df} \quad (\text{II.18})$$

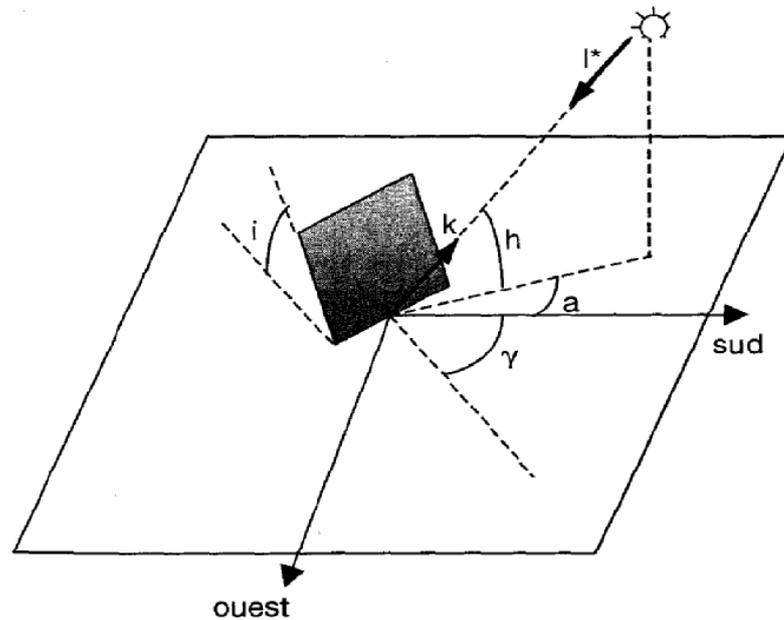


Figure II.5 : Définition des angles pour une surface plane élémentaire éclairée par le soleil.

II.2.5 Organigramme de calcul de flux solaires

Les différentes étapes de calcul des flux solaires sont illustrées par l'organigramme faisant l'objet de la figure II.6.

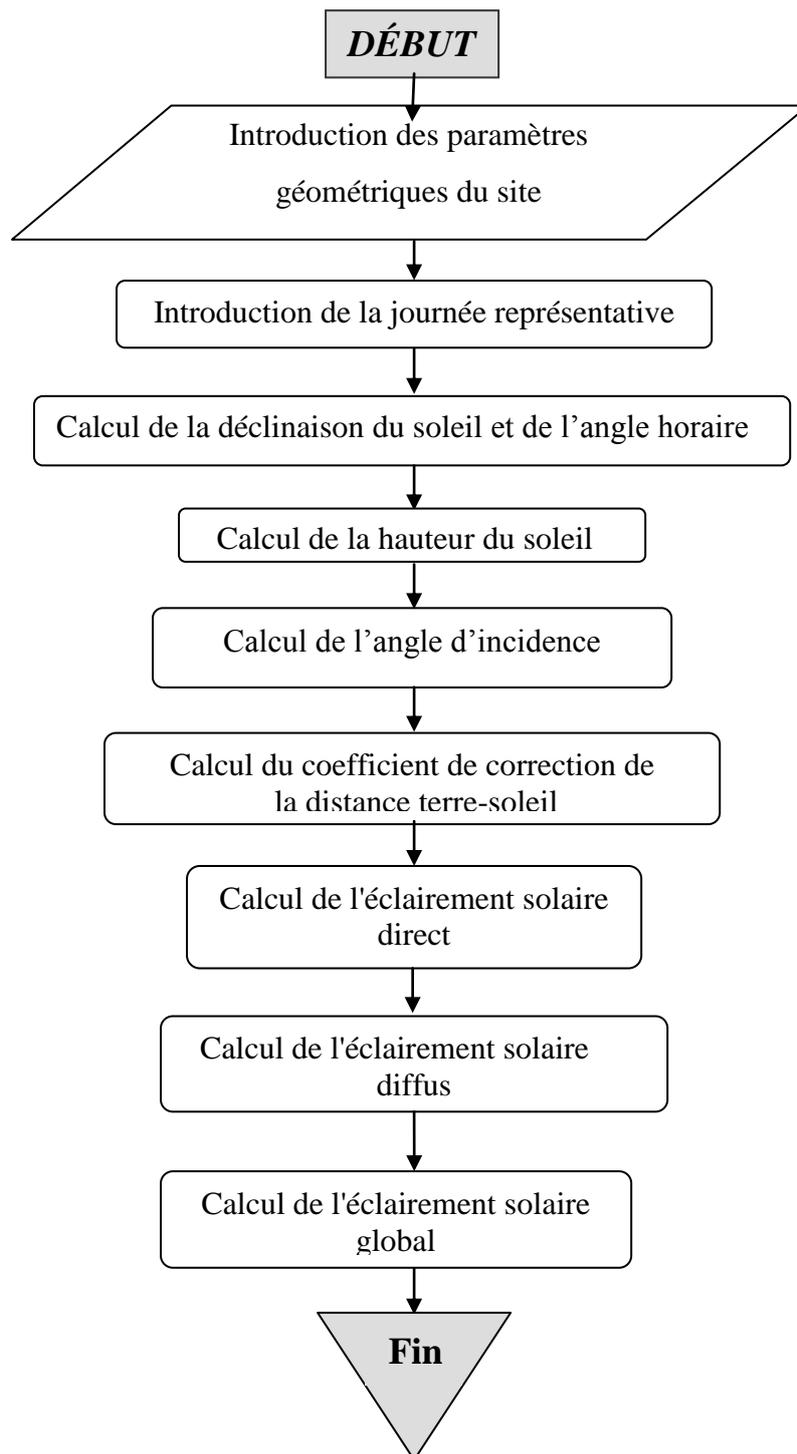


Figure II.6: Organigramme de calcul des flux solaires

Chapitre III:

Typologie des systèmes solaires de production d'eau chaude

Introduction

La fonction de base d'une installation de production d'eau chaude sanitaire est d'élever la température d'une certaine quantité d'eau à une température désirée. Pour répondre à cette fonction, un système solaire composé de différents éléments pourrait remplir cette fonction. Dans ce chapitre, après l'introduction des principes de base d'un système solaire actif et sur la base de la présentation des différents schémas possibles du système, tant en individuel qu'en collectif, ainsi que la caractérisation des principaux composants du système solaire, l'élaboration d'une approche permettant le dimensionnement d'un système solaire s'impose.

III.1 Principes de base d'un système solaire

Quelle que soit leur application, les systèmes de conversion thermique de l'énergie solaire doivent assurer certaines fonctions de base:

- Conversion du rayonnement électromagnétique du soleil en chaleur;
- Transfert de la chaleur vers le système de stockage;
- Stockage de la chaleur, nécessaire à cause du déphasage entre les apports solaires et les besoins lesquels sont périodiques;
- Distribution.

Pour répondre aux fonctions citées ci-dessus, un système solaire actif est composé d'éléments dont les différentes combinaisons et les différents types forment un ensemble de schémas possibles de systèmes. Dans cette variété de schémas, on distingue toujours deux sous-systèmes qui assurent les fonctions citées ci-dessus.

III.1.1. Le sous-système de captage ou boucle primaire

La boucle primaire est le sous-système qui assure la conversion thermique du rayonnement solaire et le transfert de cette énergie vers le stockage ou vers le réseau de distribution. Elle est composée d'un ensemble de capteurs solaires qui constituent l'élément principal et à travers lesquels circule un fluide caloporteur. Elle comporte également les composants suivants (figure III.1) [20] :

- Les tuyauteries entre les capteurs et le ballon de stockage;
- L'isolation des tuyaux;
- Les purgeurs;
- Les équipements de sécurité (soupapes de sécurité, vase d'expansion);

- L'échangeur de chaleur;
- Le fluide caloporteur dans les capteurs et les tubes;
- Les pompes et les vannes.

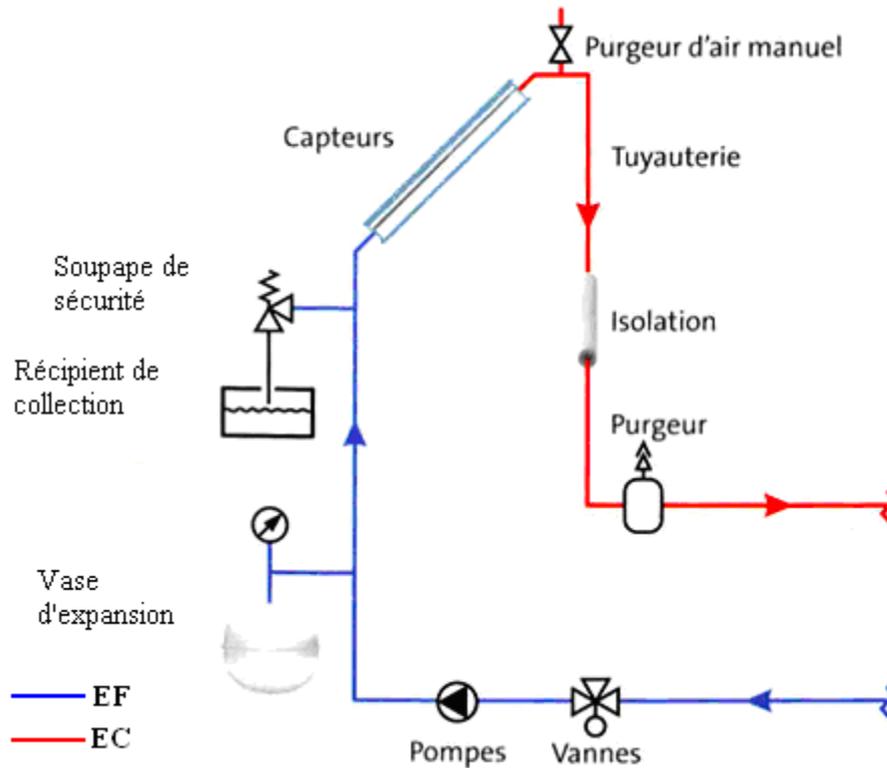


Figure III.1 : Le circuit capteur et ses composants.

III.1.2 Le sous-système de stockage

Il s'agit le plus souvent de stockage de la chaleur sensible. On utilise pour cela des ballons d'eau isolés.



Figure III.2 : Ballon de stockage avec un échangeur de chaleur.

Le dimensionnement du stockage se fait en fonction de la consommation journalière; Pour les systèmes individuels, on a tendance à prendre une capacité de stockage égale à la consommation quotidienne. Pour les installations de taille plus importante, c'est la répartition des puisages qui déterminera la capacité de stockage.

III.2 Caractéristiques des principaux composants du circuit primaire

III.2.1 Capteurs solaires

Tous les capteurs visent la conversion du rayonnement solaire en chaleur avec un rendement élevé et à fournir cette chaleur aux consommateurs aussi efficacement que possible. Les divers types de capteurs (figure III.3) diffèrent considérablement en qualité, en rendements, en conception et en coûts. Les capteurs solaires plans (CP) reposent sur la technologie la plus simple. Ils sont constitués d'une surface réceptrice noire qui absorbe le rayonnement solaire incident de la bande spectrale ($0.3 < \lambda < 3\mu\text{m}$), direct et diffus.

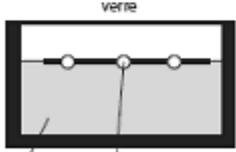
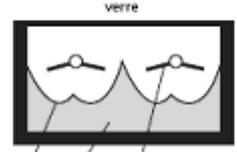
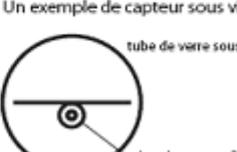
Capteur plan	Capteur plan à concentrateur parabolique	Capteur sous vide
CP	CPC	CSV
		
<p>verre</p>  <p>isolation absorbeur avec tubes à circulation de liquide</p>	<p>verre</p>  <p>réflecteur isolation absorbeur avec tubes à circulation de liquide</p>	<p>Un exemple de capteur sous vide</p>  <p>tube de verre sous vide absorbeur avec 2 tubes concentriques (entrant et sortant)</p>

Figure III.3 : Différents types de capteurs plans.

Au dessus de l'absorbeur, un simple ou double vitrage limite les pertes thermiques convectives avec l'air ambiant, ainsi que les pertes radiatives grâce à l'effet de serre qui repose sur la propriété du verre pratiquement opaque dans l'infrarouge. Une isolation sur la

face arrière du capteur limite les pertes thermiques vers le milieu environnant par convection.

A partir de cette conception de base, on trouve un grand nombre de systèmes plus ou moins performants liés à la qualité de l'absorbeur. Dans le cas d'un capteur plan, le meilleur absorbeur n'est pas un corps noir, mais plutôt une surface sélective fortement absorbante dans le visible et faiblement émissive dans l'infrarouge.

Enfin, pour récupérer la chaleur et la véhiculer, on rencontre différents types de fluides caloporteurs, parmi lesquels les plus courants sont l'air et l'eau. L'avantage de ces capteurs réside dans leur simplicité, leur faible coût et le fait qu'ils absorbent le rayonnement global (direct et diffus). Ils ne nécessitent donc pas d'être orientés en permanence vers le soleil. Par contre, ils sont limités en niveaux de températures. La température maximale du fluide avoisine les 100 °C.

La technologie du capteur plan à eau est de loin la plus largement utilisée dans des applications de Chauffe-eau Solaire Individuel (CESI). Dans les cas usuels, le rendement maximum du capteur η_{capt} (rapport de l'énergie extraite par le fluide caloporteur sur l'énergie solaire globale incidente) se situe entre 60 et 80 % et décroît quasi linéairement avec la température du fluide [21].

Le capteur sous vide (CSV) est la version la plus performante du capteur plan en raison du soin particulier apporté à l'absorbeur et surtout grâce à la diminution des pertes thermiques. En effet, l'absorbeur est placé à l'intérieur d'une ampoule de verre ou de pyrex dans laquelle un vide poussé est réalisé (vide de l'ordre 10^{-3} Pa). Dans ces conditions de vide, la plupart des pertes thermiques par convection et conduction sont réduites à leur strict minimum. Les pertes radiatives sont, comme dans la version de base, limitées grâce à l'effet de serre de l'enveloppe de verre. Dans certains cas, une faible concentration solaire est réalisée par l'intermédiaire d'un CPC (Concentrateur Parabolique Composé) ou grâce à un dépôt argenté sur une partie intérieure de l'enveloppe.

L'intérêt de ce type de capteur repose sur les performances obtenues. Les températures maximales atteintes sont voisines de 250 °C. Le rendement du capteur, η_{capt} , est au maximum voisin de 80 % et décroît en fonction de la température du fluide. Sa décroissance est cependant beaucoup plus faible que pour un capteur plan, notamment avec de bonnes conditions d'ensoleillement. L'inconvénient majeur est lié à la technologie "évoluée" de ces systèmes qui est très coûteuse. Toutefois, il apparaît depuis ces dernières années sur le marché des capteurs sous vides fabriqués en grande série en Chine, avec des prix de vente plus attractifs [21].

III.2.2 Vase d'expansion

La fonction d'un vase d'expansion est de compenser des fluctuations volumétriques des liquides du circuit capteur, dues à la dilatation thermique. Il empêche également l'échappement du fluide caloporteur par les soupapes de sécurité et agit comme tampon, d'où le liquide peut s'écouler de nouveau dans la boucle quand le fluide caloporteur se refroidit [20]. Le modèle standard d'un vase d'expansion est présenté sur la figure III.4.

Le vase d'expansion est muni d'une membrane contenant un gaz (souvent un gaz inerte comme l'azote) figure III.5. Ce gaz est comprimé sitôt que le fluide chauffé, se dilate et augmente de volume [06]. Sans vase d'expansion, la perte fréquente de fluide par les soupapes de sécurité (pendant les périodes « chaudes » et à haute pression) rendrait nécessaires des remplissages périodiques.



Figure III.4 : Vase d'expansion



Figure III.5 : Principe de fonctionnement du vase d'expansion [06].

Elle provoquerait une aspiration d'air par les purgeurs (quand le système se refroidit à nouveau). La présence d'un « coussin d'air » dans le circuit capteur provoque l'arrêt du système. C'est pourquoi toute installation solaire a besoin d'équipements de sécurité fiables, qui assurent un fonctionnement sans heurts dans toutes les conditions [20].

III.2.3 Echangeur de chaleur

Les échangeurs de chaleur sont utilisés pour transférer de la chaleur entre différents courants mis en contact thermique. Dans la plupart des installations solaires thermiques à usage domestique, on utilise des ballons de stockage équipés d'échangeurs de chaleur internes. Ces échangeurs sont généralement en cuivre (tubes lisses ou cannelés), en acier inoxydable ou en acier à revêtement anti-corrosion figure III.6. Le fluide caloporteur circule dans les tubes de façon forcée ; le fluide externe circule naturellement sous l'effet de la gravité [20].

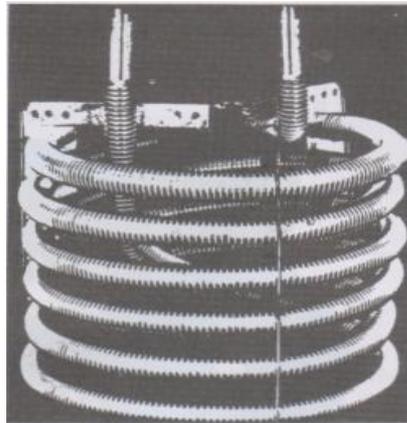


Figure III.6 : *Echangeur de chaleur en tube* [06]

Dans les échangeurs de chaleur externes, les deux fluides caloporteurs passent à contre courant et par circulation forcée sur les surfaces métalliques qui les séparent. Les deux types les plus courants sont : les échangeurs de chaleur à faisceaux tubulaires (figure III.7) et les échangeurs de chaleur à plaques [20]. On utilise ces derniers particulièrement dans les installations solaires de grandes tailles. Ils sont, cependant, plus chers que ceux en tubes simples [06].

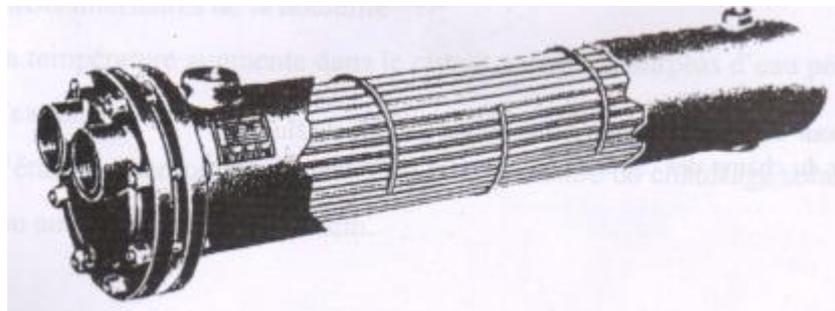


Figure III.7 *Echangeur de chaleur à faisceaux tubulaires* [06]

III.3 Schémas de systèmes de production d'eau chaude

Nous présentons à travers ce paragraphe quelques schémas types d'installations solaires actives de production d'eau chaude sanitaire (en individuel et en collectif).

III.3.1 Chauffe-eau individuels

Il existe différentes catégories de chauffe-eau solaires individuels qui dépendent essentiellement des conditions climatiques des régions dans lesquelles ils sont utilisés.

III. 3.1.1 Chauffe-eau stockeur

Le principe du chauffe-eau stockeur (ou autostockeur) est très ancien. Il est constitué d'un réservoir disposé dans un coffre isolant et protégé par une couverture transparente (figure III.8) [22].

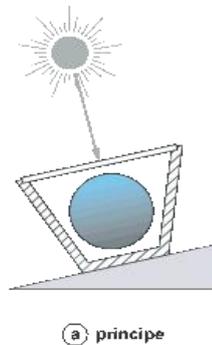


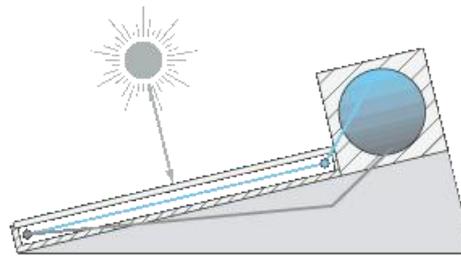
Figure III.8 : Chauffe-eau « autostockeur », Web03.

Pendant la période d'ensoleillement, la température du ballon, recouvert d'un revêtement absorbant noir, s'élève. Pour éviter que celle-ci ne diminue pas pendant la nuit, le revêtement est généralement du type « sélectif ». Avant que ces revêtements n'existent, il était courant de rencontrer des chauffe-eau munis d'un double vitrage ou d'un volet isolant qui était disposé sur le capteur, hors période d'ensoleillement.

Ce type de chauffe-eau (figure III.8) est bien adapté aux régions où le risque de gel n'existe pas et où la température ambiante nocturne est très élevée. C'est, en particulier, le cas des régions tropicales.

III. 3.1.2 Chauffe-eau fonctionnant par thermosiphon

Le chauffe-eau solaire est constitué d'un capteur solaire et d'un ballon situé au-dessus de celui-ci (figure III.9) [22].



a) principe



b) vue générale

Figure III.9 : Chauffe-eau thermosiphon monobloc, Web03

Sous l'effet du rayonnement solaire, l'eau contenue dans le capteur s'échauffe et sa masse volumique diminue. Elle s'élève dans le circuit pour être remplacée par de l'eau plus froide (par convection naturelle) en provenance du ballon. C'est l'effet thermosiphon.

III. 3.1.3 Chauffe-eau à circulation forcée

Cette catégorie regroupe les chauffe-eau solaires qui font appel à un circulateur pour transférer l'énergie depuis le capteur solaire vers le ballon de stockage. Contrairement aux

chauffe-eau fonctionnant par thermosiphon, la disposition relative du ballon et du capteur est totalement libre. Deux types de systèmes sont utilisés :

- systèmes directs ;
- systèmes à échangeur ;

Systemes directs

C'est un dispositif qui est utilisable dans les régions où il n'existe pas de risque de gel ou dont l'usage est saisonnier (maison de vacances, camping estival...).

Dans ce cas (figure III.10), les parties extérieures de l'installation devront être impérativement vidangées pendant les périodes hivernales. Il est à noter que la température à l'intérieur des capteurs peut être inférieure de quelques degrés à la température extérieure.

Sous l'effet du rayonnement solaire, la sonde de température, située dans le capteur, enregistre une température supérieure à celle du réservoir de stockage. La régulation commande la mise en route du circulateur [22].

Lorsque la température du capteur devient équivalente à celle du réservoir, le régulateur commande l'arrêt de la pompe. Le cycle se répète ainsi. Pour éviter que la température dans le ballon de stockage dépasse la température de consigne, il existe parfois un système de sécurité qui arrête le fonctionnement de la pompe.

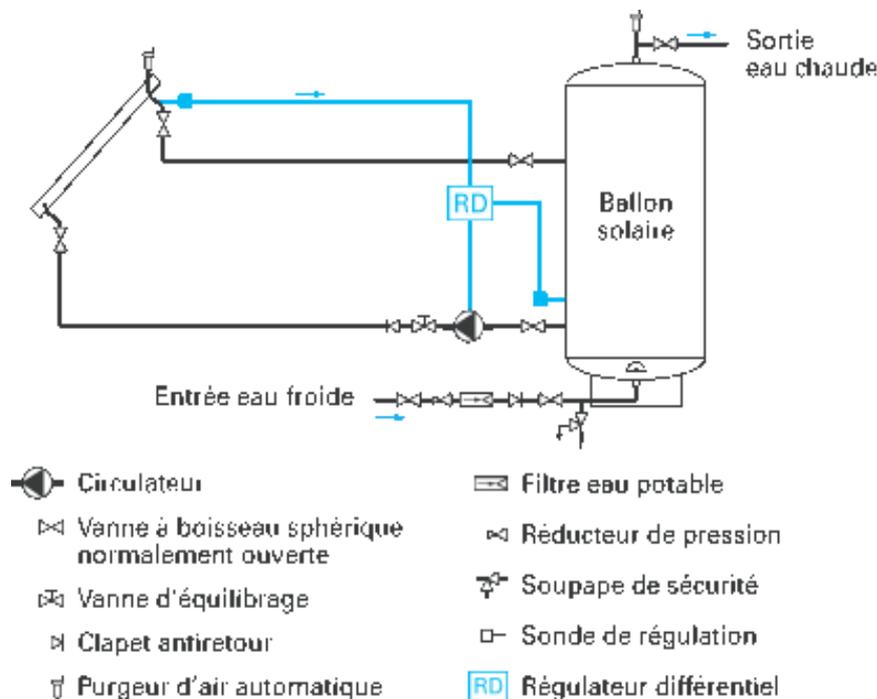


Figure III.10 : Principe du chauffe-eau solaire à circulation directe.

Systèmes à échangeur

Son principe de fonctionnement est identique aux systèmes sans échangeur (figure III.11) [22].

La principale différence par rapport au modèle précédent réside dans la présence d'un échangeur noyé dans le réservoir de stockage. Il est ainsi créé un circuit fermé qui, sous l'effet de l'élévation de température, voit son volume augmenter. Afin d'éviter que la pression n'augmente dans des proportions trop importantes, il est disposé sur ce circuit un vase d'expansion pour absorber les variations de volume du fluide. Une soupape de sécurité est également mise en place pour éviter les pressions excessives accidentelles.

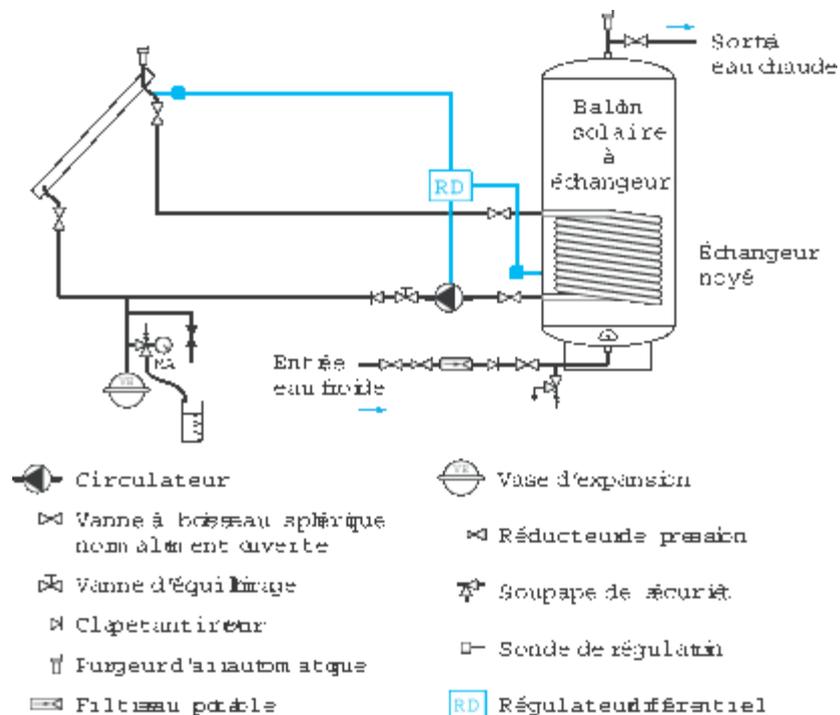


Figure III.11 : Principe du chauffe-eau solaire avec échangeur.

II. 3.2 Installations collectives

• Schéma des installations de faibles importances (surface des capteurs < 20m²)

Le transfert d'énergie entre les capteurs et le ballon solaire peut s'effectuer par un échangeur noyé à l'intérieur du ballon (échangeur tubulaire) [20].

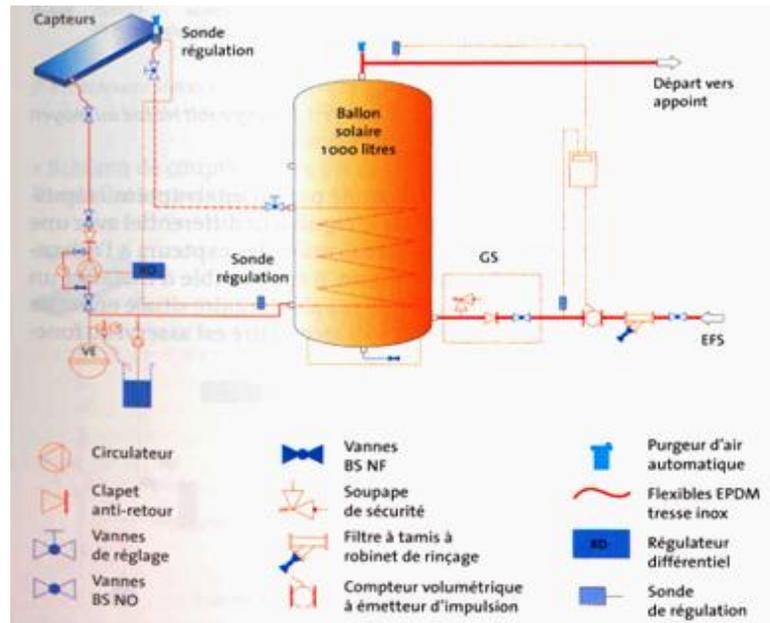


Figure III.12 : Schéma de principe d'une installation de faibles importances

• Schéma conseillé au-delà d'une surface de 20 m²

Le circulateur du circuit primaire est mis en fonctionnement par un interrupteur crépusculaire. Cette sonde alimente également un régulateur différentiel qui actionne le circulateur secondaire (circuit sanitaire) lorsque la température du circuit solaire à l'entrée de l'échangeur est supérieure à la température de la zone inférieure du ballon de stockage. Lorsque la température du stockage atteint la température du circuit solaire, le circuit sanitaire s'arrête. Le réseau d'eau froide alimente le bas du ballon solaire. En partie supérieure du réservoir est disposée la canalisation de départ vers le dispositif d'appoint (figure III.13) [22].

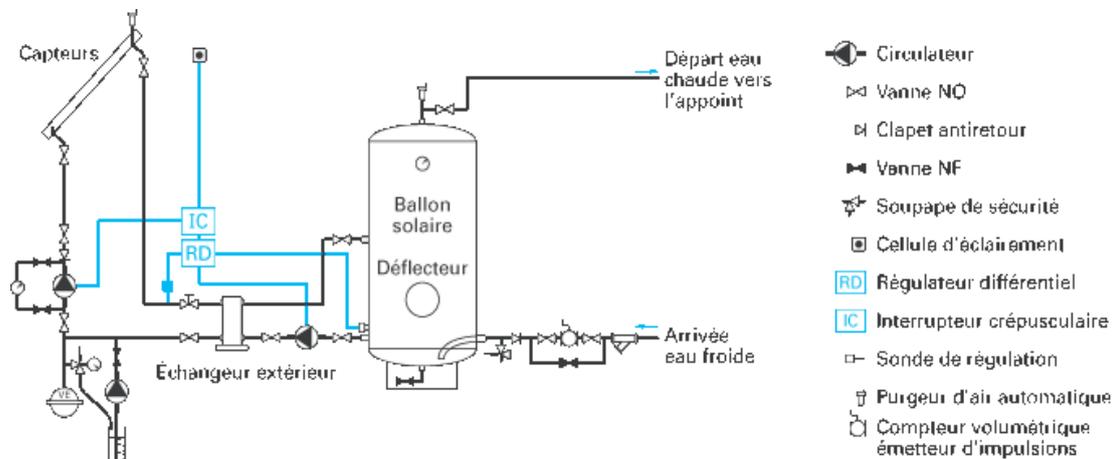


Figure III.13 : Schéma de principe d'une installation de production d'eau chaude sanitaire solaire avec un seul ballon

• Schéma retenu lorsque le volume du chauffe-eau solaire augmente

Pour les installations de grande taille, il peut être nécessaire de mettre en place plusieurs ballons. Dans ce cas, le raccordement entre ceux-ci sera effectué comme indiqué par la figure III.14.

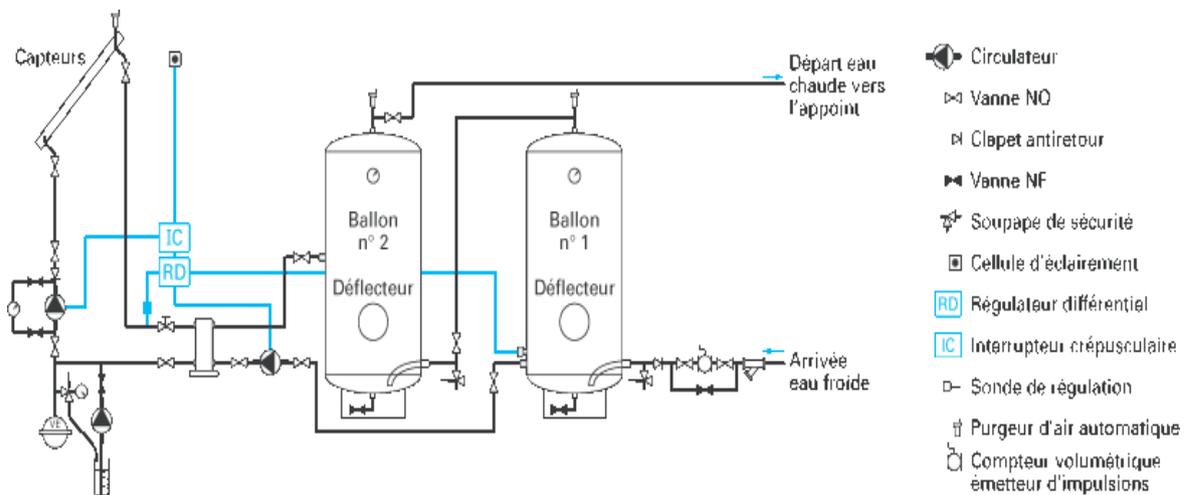


Figure III.14 : Schéma de principe d'une installation de production d'eau chaude sanitaire solaire avec deux ballons.

• Schéma d'une installation avec appoint

Dans les climats tempérés, il est presque toujours nécessaire de mettre en place un dispositif d'appoint, pour apporter l'énergie nécessaire à la satisfaction des besoins d'eau chaude, lorsque l'ensoleillement est insuffisant.

La disposition la plus courante consiste à installer le ballon d'appoint, alimenté par une énergie conventionnelle, en série avec le chauffe-eau solaire (figure III.15). S'il existe un réseau de distribution, il est nécessaire que le retour de bouclage s'effectue sur le ballon d'appoint. En effet, si le retour de bouclage était raccordé sur le ballon solaire, il existerait un risque de voir celui-ci réchauffé par l'énergie d'appoint ce qui dégraderait les performances du système solaire [22].

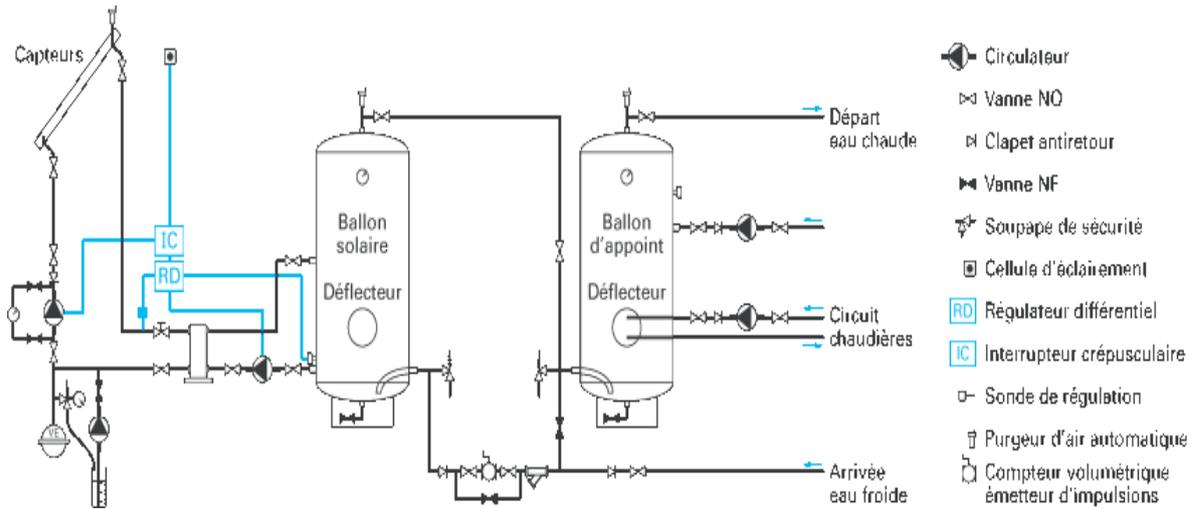


Figure III.15 : Schéma de principe d'une installation de production d'eau chaude sanitaire solaire avec appoint à accumulation.

III.4 Principes de base du dimensionnement d'une installation de chauffage d'eau sanitaire

Pour le dimensionnement de telles installations, certains paramètres appelés de base sont à considérer. Ces paramètres tiennent des considérations physiques, économiques ou même d'espace et encombrement. Le premier paramètre de base à connaître est les besoins d'eau chaude en quantité [litres/jour] et son niveau thermique.

III.4.1 Calcul du volume de stockage

Afin de connaître les besoins journaliers en eau chaude, on doit connaître le site dans lequel l'installation va être mise en place. Si le site présente une forte insolation, nous considérons pour l'installation une autonomie d'énergie, **Tr** (temps de réserve) de 01 jour au minimum. Par contre, si l'ensoleillement n'est pas très important où on risque d'avoir fréquemment une succession de jours sans soleil, on doit alors dimensionner notre installation pour une autonomie d'énergie supérieure à 01 jour. Avec les deux paramètres, les besoins journaliers **Be** [litres/jour] et le temps de réserve, **Tr** [jours], on peut calculer le volume du réservoir de stockage d'eau chaude par :

$$V_s = B_e \times T_r \quad \text{(III.1)}$$

III.4.2 Calcul du nombre de capteurs

Le calcul fait introduire un paramètre important dit "Ratio de stockage" «Rs » défini comme étant le rapport entre la quantité d'eau à chauffer à la surface totale de captage. Sa valeur recommandée est délimitée par l'intervalle ci-dessous [23,24] :

$$75 \text{ l/m}^2 < R_s < 100 \text{ l/m}^2$$

Pour les sites à faible insolation, on choisit une valeur située vers la borne inférieure de l'intervalle [75 l/m²]. Par contre, pour les sites à forte insolation, la valeur de Rs choisie doit tendre vers l'extrémité droite de l'intervalle [100 l/m²]. Des études antérieures [19] ont montré que si la valeur de Rs diminue en dessous de la valeur de 75 l/m², le pourcentage d'économie réalisé chute d'une manière très importante. Par contre, il est inutile de considérer une valeur de Rs supérieure à 100 l/m² parce qu'on ne réalisera pas davantage d'économies et le rendement cessera d'augmenter. Donc Rs est un paramètre de base choisi à partir des critères techniques et économiques. Le nombre de capteurs Nc est calculé par [23] :

$$N_c = \frac{V_s}{R_s \cdot A_c} \quad \text{(III.2)}$$

où A_c est la surface d'un capteur solaire standard choisi.

III.5 Etude de cas de Chlef

Une étude technico-économique sur la ville de Chlef et pour des besoins de l'ordre de 1500 l a montré que la surface optimale est de 0.68m² alors que les besoins énergétiques nécessaires à cet effet s'élèvent à 3.9 MJ [39]. Toutefois, les calculs ont montré un penchant vers l'énergie électrique.

En outre, une étude expérimentale [40] sur le système d'appoint en utilisant la méthode F.Chart a permis de mentionner que l'énergie électrique doit couvrir les 2/3 du pays afin de pallier les difficultés liées à un ensoleillement insuffisant. Toutefois, il a été noté que le climat est un facteur important introduit par le biais du facteur solaire.

Chapitre IV:

Analyse du fonctionnement d'un chauffe-eau solaire assisté d'un compresseur

Introduction

Le principe de fonctionnement de base d'une pompe à chaleur est de transférer de la chaleur d'un milieu de température relativement basse à un milieu de température plus élevée, en dépensant une certaine quantité d'énergie. C'est l'essence même du second principe de la thermodynamique. En partant de cette idée, plusieurs systèmes étaient confectionnés pour rentabiliser de telles machines thermiques. Dans ce cadre, la technique solaire y a été couplée pour la réalisation d'un système solaire assisté d'une pompe à chaleur. D'autre configuration a été proposée, connue sous le nom "**the direct expansion solar assisted heat pump (DX-SAHP)**", le capteur solaire se substitue à l'évaporateur de la pompe à chaleur tout en gardant le fonctionnement de base.

Dans ce chapitre, le système qui a été retenu s'apparente au DX-SAHP pour le chauffage de l'eau, autrement dit un chauffe eau solaire couplé à un système à compression de vapeur. Le problème majeur demeure le choix du fluide caloporteur qui préserverait l'environnement. Les premières analyses bibliographiques et sur la base des critères de sélection du fluide ont permis de subodorer que le réfrigérant R143a pourrait remplir la tâche de chauffage avec des performances acceptables.

IV.1 Description du système

Le système proposé permet de chauffer l'eau sanitaire en utilisant l'énergie solaire via un système à compression de vapeur. La particularité provient de l'évaporateur qui est conçu pour absorber la majeure partie de son énergie du rayonnement solaire lequel joue le rôle de source chaude. Un schéma de base descriptif du système est présenté à la figure IV .1.

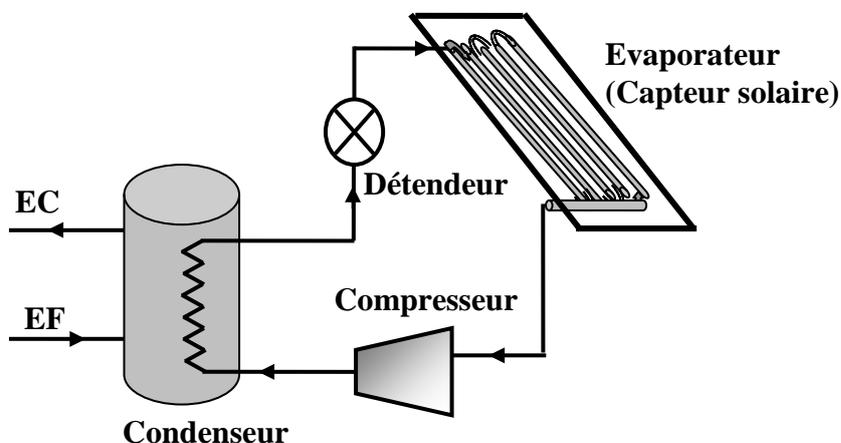


Figure IV.1 : *Présentation schématique d'une installation solaire de production d'ECS équipée d'un système à compression de vapeur.*

Dans ce système, on distingue entre le circuit d'eau et le circuit de réfrigérant qui fonctionne en cycle fermé entre le condenseur et le capteur solaire. Sous l'effet de la quantité d'énergie absorbée à l'évaporateur (capteur plan vitré) et à basse pression, le réfrigérant s'évapore. Totalement vapeur, le réfrigérant est aspiré dans le compresseur pour faire augmenter aussi bien sa pression que sa température. A un niveau thermique plus intéressant, le fluide subit un changement de phase au sein du condenseur pour transmettre quasi intégralement sa chaleur de condensation à l'eau. Théoriquement, à la sortie du condenseur, le fluide est à l'état liquide saturé. Par simple détente, le fluide réfrigérant passe à une basse pression pour parachever le cycle de fonctionnement de la pompe à chaleur à compression. L'identification des différents composants du système à étudier fait l'objet du tableau IV.1.

Tableau IV.1 Identification des éléments du système chauffe-eau solaire couplé à un système à compression de vapeur.

Eléments de la pompe à chaleur	Eléments du système étudié
Evaporateur	Capteur solaire plan
Condenseur	Echangeur de chaleur du chauffe-eau
Détendeur	Détendeur
Compresseur	Compresseur

IV.2. Principe d'une pompe à chaleur à compression

La pompe à chaleur (PAC) est une machine thermique qui fonctionne suivant un cycle thermodynamique où on note une succession de compression et détente d'un fluide dit réfrigérant (caloporteur). Ainsi, on fait remarquer que la condensation et l'évaporation isobares dans les tubes constituant les échangeurs sont des processus isothermes.

Thermodynamiquement et par souci de clarté, le transfert de chaleur de la source vers un milieu dit puits s'accompagne d'une dépense d'une énergie mécanique (puissance) W , à telle enseigne que le cycle puisse être décrit dans un diagramme T-S (cycle de Rankine inversé). On précise qu'il se compose de :

- 1 → 2 : Compression isentropique.
- 2 → 3 : Dégagement de chaleur (condensation).
- 3 → 4 : Détente isentropique.

- 4 → 1: Prélèvement de la chaleur (évaporation) [25, 27].

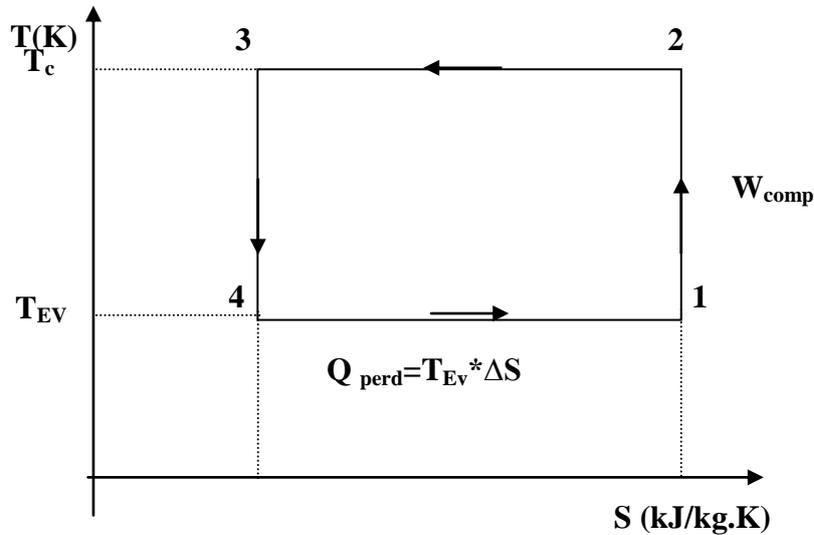
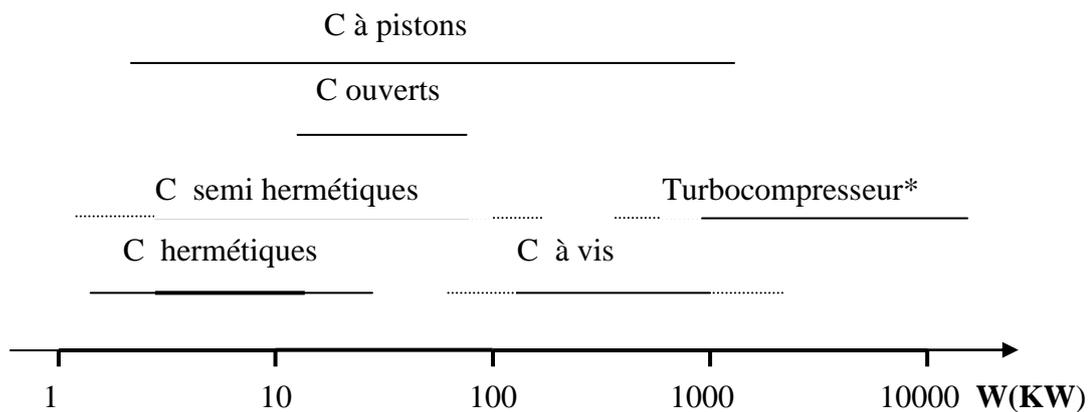


Figure IV .2 : Cycle de Rankine inversé (Réfrigération ou PAC).

IV.3 Composants d'une pompe à chaleur

IV.3.1 Compresseur

Le compresseur seul organe mobile jouant le rôle de pompe aspirante et refoulante aspire les vapeurs froides provenant de l'évaporateur et restitue au refoulement des vapeurs comprimées et surchauffées. Ayant reçu un travail mécanique de compression isentropique, le fluide fait accroître sa température au refoulement. Le choix de compresseur se fait suivant la gamme de puissance nécessaire comme indiquée sur la figure IV.3, présentée ci-après [28].



* Plutôt PAC pour l'industrie
 C compresseur

— Domaine le plus courant.
 — Domaine normal.
 Domaine rare.

Figure IV.3 : Choix du type de compresseur en fonction de la gamme de puissance mécanique [26].

IV.3.2 Condenseur

Dans les pompes à chaleur, la fonction du condenseur est de transférer au puits l'énergie de la vapeur issue du compresseur. Parallèlement à sa fonction principale de condensation, il peut servir à la désurchauffe de la vapeur et au sous-refroidissement du liquide si les conditions de la cinétique de transfert thermique le permettent. Le fluide récepteur peut être un gaz ou un liquide. Les condenseurs diffèrent suivant le type du fluide recevant la chaleur [28].

IV.3.3 Détendeur

Le détendeur est un organe placé entre la partie haute pression et la partie basse pression. Théoriquement, il reçoit le frigorigène à l'état condensé (liquide saturé) et éventuellement sous-refroidi. Afin d'augmenter la performance de la pompe à chaleur, certaines conceptions prévoient le couplage du détendeur au compresseur moyennant un arbre de transmission où il sera possible de récupérer du travail lors de la détente.

Toutefois, le frigorigène est partiellement vaporisé après la détente avec une qualité de vapeur qui dépendra des conditions de fonctionnement du détendeur [27].

IV.3.4 Evaporateur

De par sa forme identique à celle du condenseur décrit ci-dessus, l'évaporateur est un échangeur de chaleur, dans lequel le mélange liquide - vapeur issu du détendeur se vaporise totalement par ébullition à la température correspondant à la tension de vapeur saturante du fluide. Cette pression étant maintenue constante pendant toute l'ébullition [28].

IV.4 Principe de fonctionnement d'une PAC

La pompe à chaleur est une machine thermique constituée d'un circuit fermé et étanche dans lequel circule un fluide frigorigène de façon cyclique tout en subissant alternativement les processus de condensation et d'évaporation en fonction des organes qu'il traverse. Schématiquement le principe de fonctionnement d'une PAC peut être visualisé sur la figure IV.4.

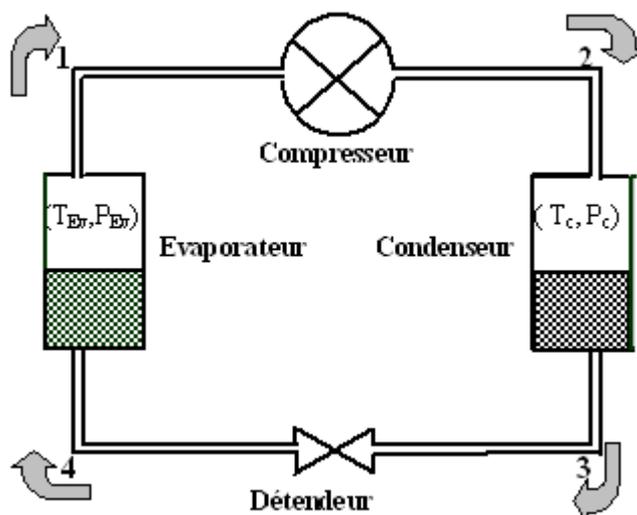


Figure IV.4 : Principe de base fonctionnement d'une pompe à chaleur à compression

Les transformations que subit le réfrigérant sont :

- 1) A la sortie de l'échangeur (évaporateur), le réfrigérant est quasi-totalement sous forme de vapeur à la pression P_{ev} . A ce stade, il est admis dans le compresseur pour en sortir à un niveau thermique plus important. La vapeur ainsi obtenue est une vapeur surchauffée sous une la pression égale à P_C .
- 2) Par l'intermédiaire du condenseur installé dans la partie refoulement du compresseur, le fluide est mis en contact thermique avec le puits d'énergie où la vapeur surchauffée libère sa chaleur latente et sensible pour se transformer totalement en liquide saturé. L'efficacité de l'échange thermique à travers le condenseur dépendra des conditions hydrodynamiques de circulation de deux courants.
- 3) Le réfrigérant condensé à pression constante P_c est introduit dans l'élément dit détendeur qui est mécaniquement une vanne (petite ouverture) où il est mis en contact avec une zone de faible pression P_{ev} . En subissant cette détente, une fraction du liquide se trouve vaporisée avec un niveau thermique plus faible.
- 4) Le réfrigérant partiellement vaporisé est conduit ensuite dans un évaporateur (échangeur de chaleur avec changement de phase) lequel est traversé à contre – courant par un fluide qui constitue la source dont la température est qualitativement plus élevée que celle de l'évaporateur T_{ev} . Mis en contact, le fluide réfrigérant est évaporé par absorption de la chaleur de la source qui représente un réservoir thermique.

En passant par les différents organes ci-dessus énumérés, le réfrigérant traverse un cycle fermé. En régime non stationnaire, l'ensemble des équipements est soumis à des appareils de contrôle et de régulation où certaines précautions doivent être prises en considération lors de la première mise en fonctionnement [29].

IV.4.1 Cycle théorique d'une pompe à chaleur

Pour analyser les performances d'une PAC, il y a lieu d'envisager son fonctionnement suivant un cycle théorique dont la puissance de chauffage est maximale. Pour ce faire, le schéma le plus simple est celui composé des transformations dont les irréversibilités thermodynamiques sont réduites à leur minimum. Ce schéma coïncide avec le cycle de Carnot réversible, lequel peut être représenté dans le diagramme de Mollier par la figure IV.5. De par sa construction, le diagramme permet l'évaluation des énergies échangées dans chaque élément constitutif de la PAC. Théoriquement, on distingue :

- ✓ 2 transformations isothermes.
- ✓ 2 transformations isentropiques (adiabatiques et réversibles)

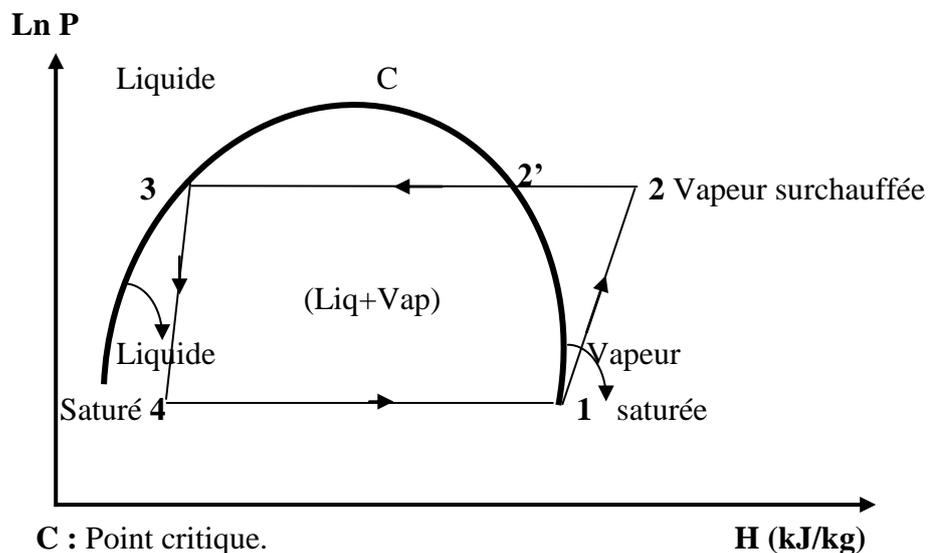


Figure IV.5 : Cycle de réfrigérant dans une PAC.

Les transformations isothermes ont trait à des changements de phases où le fluide frigorigène subit une condensation (2 → 3) et une évaporation (4 → 1) à pression et température constantes. Cependant, les transformations isentropiques ont lieu dans le compresseur et le détendeur (1 → 2 et 3 → 4). Un apport d'énergie mécanique (W) au

niveau du compresseur est indispensable pour réaliser le cycle de la PAC. Suivant le schéma ci-dessus, la transformation (2 → 3) est accompagnée d'un dégagement (échange) de la chaleur sensible (2 → 2') et de la chaleur latente de condensation (2' → 3) [29].

IV.4.2 Cycle réel de la PAC

Si le cycle théorique conduit à des performances maximales, le cycle réel est le siège d'une myriade de phénomènes d'irréversibilités thermodynamiques dont les conséquences sont la réduction de la performance de la PAC.

En outre, les hypothèses introduites dans l'analyse du cycle théorique :

- Pertes de charge négligeables.
- Variations négligeables des énergies potentielle et cinétique.
- Pertes thermiques à travers les parois des échangeurs sont négligeables (Adiabatiques).

lesquelles sont sources de dégradation de la qualité de l'énergie (exergie). Pour ne se limiter qu'à ces quelques phénomènes réels et afin d'y faire face, l'installation complète d'une PAC doit intégrer quelques éléments qui sauraient nous permettre de nous rapprocher d'un cycle théorique. L'adjonction d'un surchauffeur à l'issue de l'évaporateur et d'un sous-refroidisseur à la sortie du condenseur conduit à une PAC dont le cycle peut être représenté par la figure IV .6.

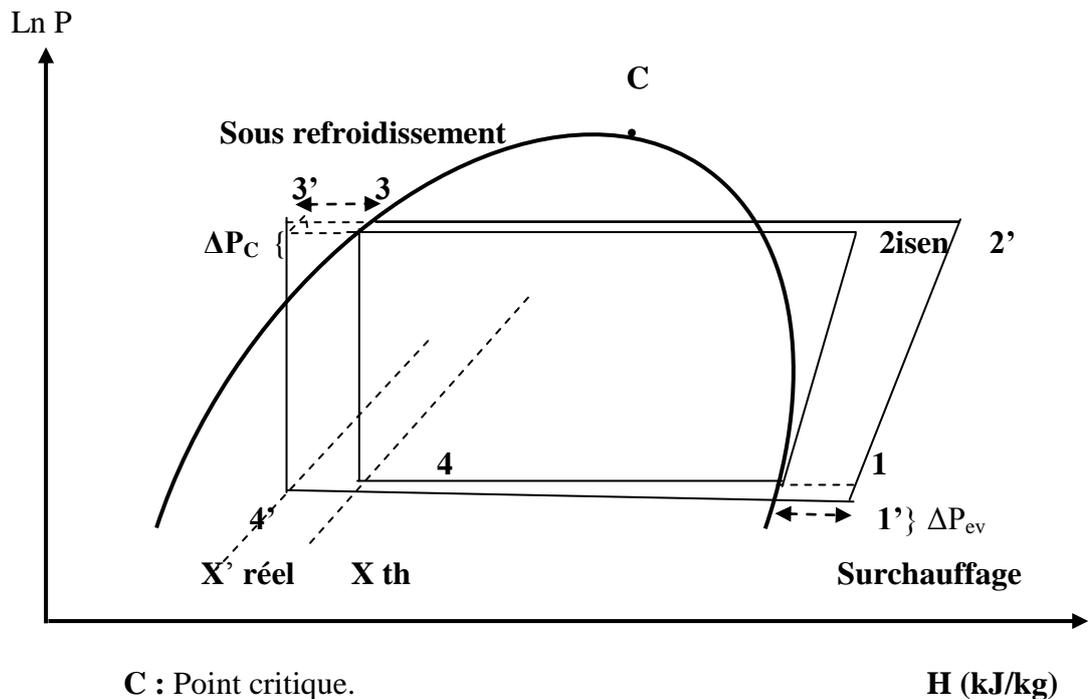


Figure IV .6 : Cycle réel d'une pompe à chaleur à compression.

Les pertes de charges ΔP_c et ΔP_{ev} , à travers le condenseur et l'évaporateur respectivement, associées à l'écoulement du fluide contribuent négativement à la performance. Outre le fonctionnement d'une pompe à chaleur suivant un cycle théorique, une compression réelle conduit à la création d'entropie ce qui se répercute par un déplacement à droite du point 2_{isen} soit $2'$. Donc, l'entropie du fluide réfrigérant au point $2'$ est plus grande et la température T_2' est plus élevée.

De façon analogue, le liquide frigorigène est détendu entre les points $3'$ et $4'$ sans échange thermique ni récupération de travail mécanique (détente de Joule –Thomson). Cela provient du fait que sa surface d'échange thermique est très faible.

Thermodynamiquement, une telle détente est isenthalpe et le liquide frigorigène se trouve refroidi de T_3' à T_4' avec comme résultat une vaporisation partielle. Le titre en liquide du mélange (gaz-liquide) est de $X'_{réel}$. Souvent, afin d'éviter l'aspiration éventuelle de gouttelettes de liquide issu de l'évaporateur dans le compresseur, il est plus adéquat d'installer un surchauffeur qui a pour rôle la vaporisation totale de toute trace liquide et la vapeur surchauffée obtenue a pour température T'_1 [26].

IV.5 Critères d'analyse de la performance d'une pompe à chaleur

L'analyse thermodynamique du cycle de la pompe à chaleur montre que le fluide réfrigérant est responsable du transfert de l'énergie thermique d'un certain niveau (dit source) à un niveau plus haut dit puits. Les premier et second principes de la thermodynamique peuvent être appliqués aux différents éléments constitutifs de la machine pour déterminer les bilans de matière, d'énergie et d'irréversibilités. Ainsi, l'étude de la performance du cycle de chauffage est décrite par l'introduction du concept du coefficient de performance (COP) qui est défini par le rapport :

$$C.O.P = \frac{\text{Effet utile de chauffage.}}{\text{Energie nette fournie d'un milieu externe.}} \quad (\text{IV. 1})$$

Pour les systèmes à compression mécanique de vapeur, l'énergie nette fournie d'un milieu externe est souvent sous forme de travail mécanique ou électrique lequel peut inclure le travail reçu par le compresseur, les ventilateurs. L'application du second principe montre qu'un cycle complètement réversible, fonctionnant dans des conditions déterminées, conduit à un COP maximal. Pour tenir compte du cycle réel du chauffage, on définit le coefficient de chauffage par :

$$\eta_{\text{PAC}} = \frac{(\text{COP})_{\text{réel}}}{(\text{COP})_{\text{th}}} \quad (\text{IV.2})$$

En tenant compte de la définition du COP d'une part et du fonctionnement de la PAC d'autre part, son expression analytique est donnée par :

$$(\text{COP})_{\text{th}} = \frac{|Q_c|}{W} \quad (\text{IV.3})$$

En négligeant la variation des énergies potentielle et cinétique et en considérant les pertes thermiques négligeables, le premier principe de la thermodynamique s'écrit pour un volume de contrôle délimitant la PAC.

$$W + Q_{Ev} - |Q_c| = 0 \quad (\text{IV.4})$$

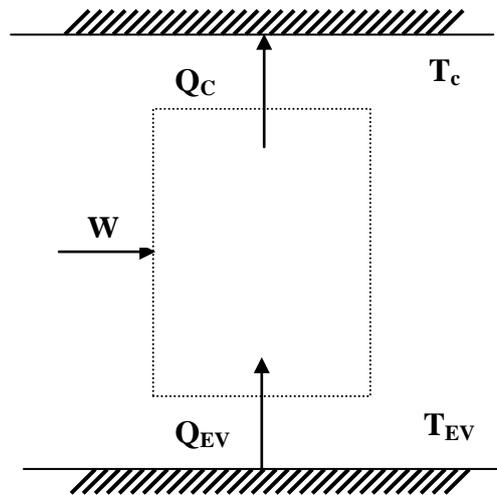


Figure IV.7 : Définition du coefficient de performance pour une pompe à chaleur.

Par ailleurs, le second principe de la thermodynamique pour le volume de contrôle dans le cas d'une transformation réversible s'écrit :

$$\frac{Q_{Ev}}{T_{Ev}} - \frac{|Q_c|}{T_c} = 0 \quad (\text{IV.5})$$

Il ressort de la définition de COP :

$$(COP)_{th} = \frac{|Q_c|}{W} = \frac{T_c}{T_c - T_{Ev}} \quad \text{(IV.6)}$$

On note que le flux de création d'entropie par irréversibilités dans le procédé peut être évalué pour un cycle fermé par :

$$\Delta S = \sum_{i(ent)} \frac{Q_i}{T_i} - \sum_{j(sort)} \frac{Q_j}{T_j} \quad \text{(IV.7)}$$

où n et p le nombre de sources et de puits en interactions thermiques avec le cycle.

Chapitre V:

Modélisation mathématique des échanges dans les éléments de l'unité

Introduction

Après avoir présenté dans le chapitre IV le fonctionnement du capteur solaire intégré à une pompe à chaleur et défini les critères standard de performance, la modélisation d'un système biénergie (solaire et thermique) servant à chauffer de l'eau sanitaire constitue l'objectif de la partie suivante. Ce système est composé d'une thermopompe dont l'évaporateur puise principalement son énergie du rayonnement solaire. Le modèle numérique présenté a la particularité de coupler un modèle d'un système à compression de vapeur à la modélisation d'un capteur solaire plan.

V.1 Modélisation du fonctionnement du système

Ayant pris conscience de l'impact des variations climatiques et des conditions météorologiques sur la lourdeur du modèle, nous nous sommes limités dans notre étude à l'analyse et à la modélisation du fonctionnement de la thermopompe en régime permanent. En effet, l'impact de ces phénomènes implique des arrêts et des démarrages et pour un fonctionnement permanent, il y a lieu d'adjoindre à notre installation un système de contrôle approprié.

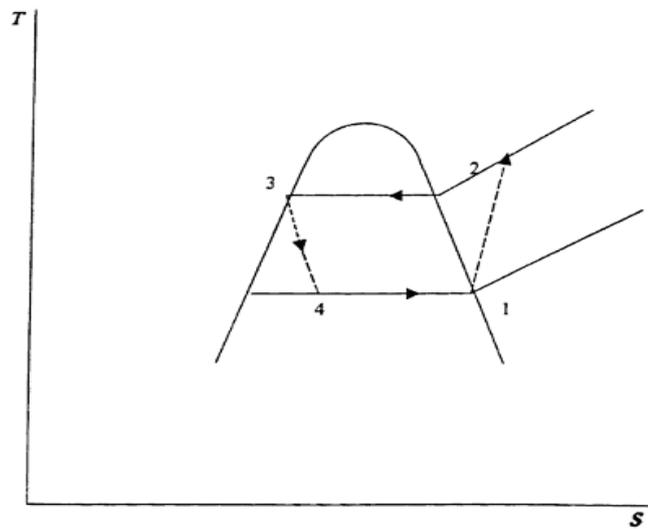


Figure V.1 Représentation du cycle du fluide réfrigérant dans le diagramme T-S.

Un schéma illustrant les entrées et les sorties (flowsheet) des différentes composantes modélisées est présenté à la figure V.2.

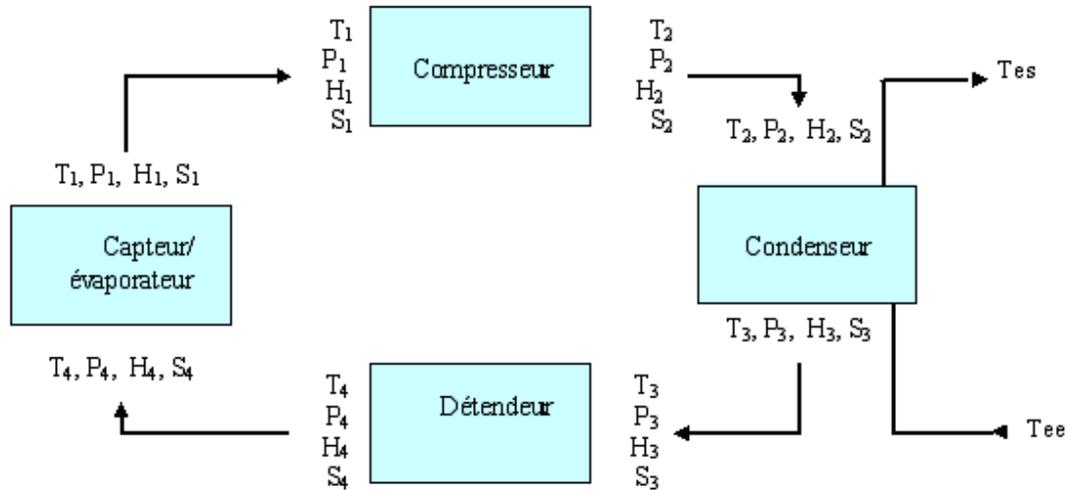


Figure V. 2 : *Illustration de circulation des courants interagissant avec l'installation.*

Compte tenu de la complexité du problème et pour alléger le modèle de calcul, nous avons émis certaines hypothèses pour simplifier les calculs, l'identification des différentes hypothèses du modèle de calcul fait l'objet du tableau V.1.

Tableau V.1 : Hypothèses du modèle

Mode de fonctionnement	Régime stationnaire.
Expression des besoins	1000 litres / jour.
Echange thermique	Pertes thermiques négligeables dans toute l'installation hormis le capteur.
Condenseur	Pas de sous refroidissement.
Evaporateur	Pas de sur chauffe.
Importance de données	Relatives à la ville de Chlef (température ambiante, irradiation solaire).
Circuit eau	Pas de changement de phases pour le fluide à chauffer.
Mode de condensation	Condensation en film à l'intérieur d'un serpentin disposé quasi horizontalement.
Paramètres du capteur	$U_p= 6$; $(\tau\alpha)=0.85$; $F'=0.85$

V.1.1 Calcul du compresseur

Sans tenir compte du rendement de l'énergie à fournir au compresseur, le travail W développé lors de la compression du réfrigérant, à l'état vapeur, entre les niveaux des pressions P_1 et P_2 s'écrit :

a) Pour une compression polytropique

Une transformation polytropique est une transformation au cours de laquelle le transfert de chaleur et de travail s'effectue avec le milieu ambiant en dehors des conditions isentropes. Il est défini fréquemment par l'équation représentative suivante [27] :

$$PV^n = \text{cste} \quad (\text{V.1})$$

où n est défini comme étant l'exposant polytropique. En fonction des pressions d'aspiration et de refoulement, le travail $W_{\text{réel}}$ est :

$$W_{\text{réel}} = \frac{n}{n-1} \times Z_1 \times R \times T_1 \times \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\left(\frac{n-1}{n} \right)} - 1 \right] \quad (\text{V.2})$$

où Z_1 est le coefficient de compressibilité du fluide réfrigérant déterminé aux conditions d'aspiration, défini par la relation [27] :

$$Z_1 = \frac{P_1 \times V_1}{R \times T_1} \quad (\text{V.3})$$

b) Compression isentropique

Pour une compression isentrope, on montre que l'exposant n est égal au rapport de chaleur spécifique à pression constante à la chaleur spécifique à volume constant [27], soit :

$$n = \frac{C_p}{C_v} \quad (\text{V.4})$$

Sur la base de l'équation (V-4), il est évident que les relations entre les variables d'état pour une compression polytropique s'écrivent :

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^n = \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \quad (\text{V.5})$$

Ces relations permettront de calculer toutes les variables d'état ainsi que les fonctions thermodynamiques qui entrent dans l'analyse de la performance de la P.A.C. [27].

V.1.2 Calcul du détenteur

Son étude est facilitée par l'introduction du coefficient de Joule-Thomson lequel est défini par la relation :

$$\mu = \left(\frac{\partial T}{\partial P} \right)_H \quad (\text{V.6})$$

▪ **Hypothèse 1 : Détente isenthalpe**

En fonction des grandeurs thermodynamiques mesurables, on voit que le signe de μ dépend de la nature du fluide par le biais de son équation d'état. Il est positif lors du refroidissement et négatif lors du chauffage compte tenu du fait que toute détente est accompagnée d'une diminution de la pression ($P_{Ev} < P_C$). Une conclusion inverse est obtenue dans le cas contraire. Il est clair que, dans une telle détente, il n'y a pas de possibilité de récupérer du travail d'où :

$$H_3 = H_4$$

▪ **Hypothèse 2: Détente isentropie**

Une détente réversible et adiabatique est une détente isentropie dans laquelle le système conserve son entropie entre l'état initial et l'état final. Mathématiquement, elle est formulée par la relation :

$$S_3 = S_4$$

V.1.3 Calcul du condenseur

Les dimensions du condenseur sont caractérisées par sa surface de contact avec l'eau à chauffer. Elle dépend de:

- volume d'eau à chauffer dans le réservoir.
- différence entre la température moyenne du frigorigène dans le condenseur et celle de l'eau dans le réservoir.

Compte tenu de la nature physique de la condensation et des facteurs influant sur le régime, nous avons émis certaines hypothèses pour simplifier les calculs, à savoir :

1. Le régime est stationnaire ;
2. La température de la paroi est constante ;
3. La condensation a lieu dans les conditions de saturation du fluide réfrigérant;
4. Le sous refroidissement du condensât est négligeable.

Le flux de chaleur transféré vers la surface par condensation est :

$$Q_c = m_R L_v = m_R (H_3 - H_2) \quad (\text{V.7})$$

En supposant que le fluide à chauffer (eau) ne subit pas de changement de phases et que sa chaleur spécifique est constante, le bilan enthalpique s'écrit pour un intervalle de température relativement étroit, sous la forme suivante :

$$Q_f = m_e \overline{Cp_e} (T_e^s - T_e^e) \quad (\text{V.8})$$

Il y a lieu de préciser que le fluide froid reçoit uniquement de la chaleur sensible sous forme de Q_f .

V.1.3.1 Résistance globale de transfert de chaleur

Dans un échangeur de chaleur, les températures des fluides ne sont pas constantes, mais elles varient d'un point à un autre en fonction de la distribution des champs de températures dans les deux courants des fluides mis en contact thermiquement. De ce fait, le flux thermique échangé entre les deux courants est déterminé par l'introduction de la notion de la moyenne logarithmique de différence de températures (MLDT). Le flux échangé entre les deux fluides à travers la surface s'écrira :

$$Q = h_G Sc F (\Delta T)_{ln}^{cond} \quad (\text{V.9})$$

où Sc est la surface d'échange du condenseur et $(\Delta T)_{ln}^{cond}$ est la MLDT dans le condenseur, alors que F est un facteur correctif qui tient compte de la géométrie de condenseur (nombre de passes...). Pour un condenseur, $F=1$. h_G est le coefficient global d'échange de chaleur dans le réservoir entre le fluide réfrigérant et l'eau à chauffer. Pour un condenseur, la moyenne logarithmique de la différence de températures (MLDT) est définie par l'expression simplifiée qui s'écrit:

$$(\Delta T)_{ln}^{cond} = \frac{T_f^s - T_f^e}{\ln \left[\frac{(T_c - T_f^e)}{(T_c - T_f^s)} \right]} \quad (\text{V.10})$$

En régime stationnaire, le transfert de chaleur du fluide chaud au fluide froid peut être décomposé en flux dépendant du milieu traversé. On distingue :

- ↳ Condensation en film à l'intérieur de tube, au prorata d'un coefficient de transfert de chaleur par condensation h_c , et de l'écart de la température de la paroi intérieure du tube par rapport aux conditions de saturation du gaz ;
- ↳ Conduction à travers la paroi, au prorata de la conductivité λ_{mat} du matériau et de l'épaisseur de la paroi,
- ↳ Convection paroi extérieure -fluide froid (coefficient de convection h_e).

Le coefficient de transmission thermique global h_G entre les deux fluides coulant de part et d'autre de la conduite transportant le caloporteur est :

$$\frac{1}{h_G d_{int}} = \frac{1}{h_c d_{int}} + \frac{1}{2\lambda_{mat}} \ln\left(\frac{d_{ext}}{d_{int}}\right) + \frac{1}{h_e d_{ext}} \quad (\text{V.11})$$

C'est dans cet esprit que le développement des relations se rapportant à chaque domaine d'écoulement s'impose.

V.1.3.2 Coefficient de transmission thermique interne aux tubes

Les conditions de condensation dans le tube sont compliquées et dépendent fortement de la vitesse d'écoulement de la vapeur à travers le tube. Si cette vitesse est faible à travers un tube horizontal, la condensation se produit de la façon présentée par la figure V.3, c'est-à-dire que l'écoulement du condensât a lieu de la partie entrée du tube vers sa sortie pour donner l'aspect d'un écoulement annulaire. Pour de faibles vitesses de la vapeur telles que:

$$Re_{vi} = \left(\frac{\rho U_{moy} D}{\mu_v} \right) < 35000 \quad (\text{V.12})$$

où i se rapporte à l'entrée du tube. Chato recommande l'expression suivante pour le calcul du coefficient de transfert dans le cas de surface cylindrique horizontale [31]:

$$\bar{h}_c = 0.555 \left[\frac{g \rho_L (\rho_L - \rho_V) K_L^3 L'_v}{\mu_L (T_c - T_{pint}) D_{int}} \right]^{(1/4)} \quad (\text{V.13})$$

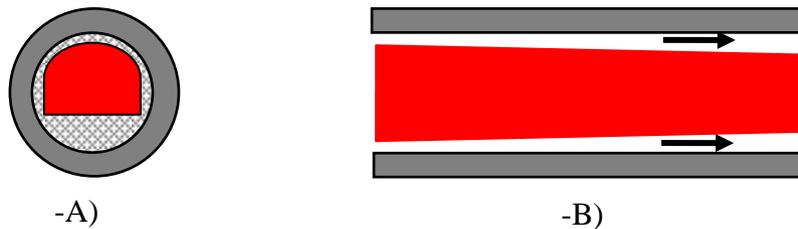


Figure V.3. *Condensation en film dans un tube horizontal.*

A: Section droite dans l'écoulement du condensat pour de faibles vitesses de vapeur.

B: Section longitudinale dans l'écoulement du condensat pour de grandes vitesses de vapeur.

En général, la chaleur latente est corrigée par l'introduction de grandeurs qui tiendraient compte d'un éventuel sous refroidissement du condensât. Sa valeur corrigée est :

$$L'_v = L_v + \frac{3}{8} C_{pL} (T_c - T_s) \quad (\text{V.14})$$

Avec L_v et C_{pL} sont la chaleur latente de vaporisation à la température de saturation T_c et la chaleur spécifique du condensât à pression constante et \bar{h}_c est la valeur moyenne du coefficient d'échange pour une vapeur se condensant sur une paroi du tube et g l'accélération de la pesanteur. $(\rho_L, K_L, \mu_L, C_{pL})$ sont les propriétés physiques du condensât estimées à la température moyenne du film, soit $\left(\frac{T_c + T_{p\text{int}}}{2}\right)$.

V.1.3.3 Résistance au transfert thermique par conduction

En régime stationnaire, le flux de chaleur traversant aussi bien le film de condensât que l'épaisseur du matériau constitutif du tube sont égaux au flux de chaleur perdue par le fluide à chauffer. Il peut être quantifié par l'expression :

$$Q_c = 2\pi\lambda_{\text{mat}} L \frac{(T_{p\text{int}} - T_{p\text{ext}})}{\ln\left(\frac{D_{\text{ext}}}{D_{\text{int}}}\right)} \quad (\text{V.15})$$

V.1.3.4 Résistance au transfert thermique externe au tube

A l'intérieur du ballon de stockage, la circulation du fluide a lieu exclusivement par convection naturelle. L'analyse dimensionnelle montre que, dans de telles conditions, le nombre de Reynolds est remplacé par le nombre de Grashof où la longueur caractéristique n'est autre le diamètre extérieur du tube. Son expression est:

$$Gr = \frac{g\beta_e \Delta T_2 \rho_e^2}{\mu_e^2} D_e^3 \quad (\text{V.16})$$

$\Delta T_2 = T_{p\text{ext}} - T_f^C$ est l'écart de températures entre la paroi extérieure du tube et l'eau dans le ballon de stockage. En fonction de la disposition horizontale des tubes, la corrélation permettant le calcul de la valeur du coefficient d'échange par convection naturelle est obtenu par l'application de l'équation de Churchill et Chu qui s'écrit [31]:

$$Nu = \left[0,60 + \frac{0,387.Ra_D^{1/6}}{\left[1 + (0,559/Pr)^{9/16}\right]^{8/27}} \right]^2 \quad (\text{V.17})$$

Les propriétés physiques du fluide sont évaluées à sa température moyenne entre celle du milieu de la veine fluide et celle de la paroi, définie par :

$$T_{\text{moy}} = \frac{\left(\frac{T_e^e + T_e^s}{2} \right) + T_{\text{pextt}}}{2} \quad (\text{V.18})$$

Le flux de chaleur reçu par le fluide à l'extérieur de tube a pour expression :

$$Q = h_e S (\Delta T)_{\text{ln}}^{\text{tb}} \quad (\text{V.19})$$

La relation permettant le calcul de $(\Delta T)_{\text{ln}}^{\text{tb}}$ est établie en tenant compte de la température de la paroi extérieure du tube. Elle s'écrit :

$$(\Delta T)_{\text{ln}}^{\text{tb}} = \frac{(T_f^s - T_f^e)}{\ln \left(\frac{T_p^{\text{ext}} - T_f^e}{T_p^{\text{ext}} - T_f^s} \right)} \quad (\text{V.20})$$

V.1.4 Calcul du capteur

Le rôle d'un capteur solaire thermique est de transformer le rayonnement solaire qu'il reçoit en énergie calorifique utilisable. Le plus souvent, un fluide caloporteur (eau, air, ...) est nécessaire pour véhiculer cette énergie vers la source froide.

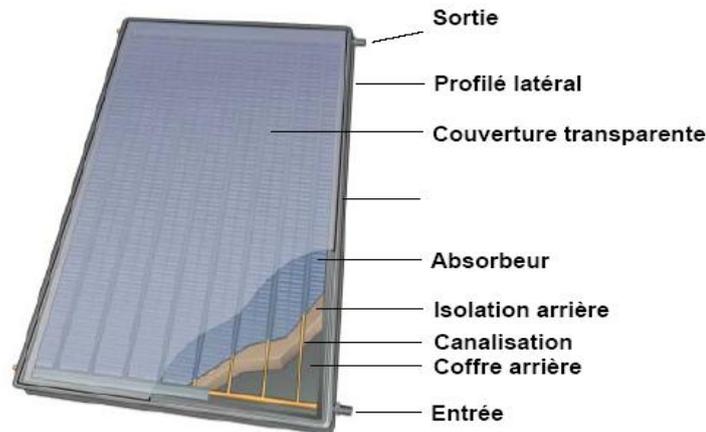


Figure V.4 : Coupe d'un capteur plan vitré.

La technologie du capteur plan vitré est de loin la plus largement utilisée dans les applications de chauffe-eau solaire. Dans les cas usuels, le rendement maximum du capteur η_{capt} (rapport de l'énergie extraite par le fluide caloporteur sur l'énergie solaire globale incidente) se situe entre 60 et 80 %. Les équations régissant le transfert d'énergie dans le capteur dépendent des énergies reçues et transférées dans chaque élément du capteur. En

régime stationnaire, le bilan thermique dans un capteur plan s'obtient simplement en écrivant que l'énergie absorbée, soit Q_a , est répartie en :

- Q_u , flux thermique reçu par le fluide caloporteur
- Q_p , flux thermique perdu à travers les surfaces limitant le capteur dans l'environnement, soit :

$$Q_a = Q_u + Q_p \quad (\text{V.21})$$

La puissance absorbée par le capteur s'écrit :

$$Q_a = (\tau\alpha)_{\text{eff}} I_g A_c \quad (\text{V.22})$$

Où $(\tau\alpha)_{\text{eff}}$ est le produit effectif transmissivité-absorptivité (caractérise la part d'énergie solaire piégée et absorbée effectivement par la plaque absorbante) est donné par l'expression suivante [18] :

$$(\tau\alpha)_{\text{eff}} = \left[(\tau\alpha)_{\text{dir}} (I_{gh} - I_d) R_b + I_d (\tau\alpha)_{\text{ciel}} \left(\frac{1 + \cos(i)}{2} \right) + (\tau\alpha)_{\text{sol}} I_{gh} \text{alb} \left(\frac{1 - \cos(i)}{2} \right) \right] \frac{1}{I_g}$$

En général, le flux thermique utile se traduit par une augmentation de l'enthalpie du fluide caloporteur dont l'expression s'écrit :

$$Q_u = m_R \Delta H \quad (\text{V.23})$$

V.1.4.1 Evaluation des pertes thermiques

Les échanges thermiques convectifs entre la paroi absorbante et l'extérieur dans un capteur plan vitré peuvent être schématisés comme indiqué sur la figure V.5. Les déperditions thermiques du capteur sont exprimées en terme de flux mis sous la forme :

$$Q_p = U_p (T_p - T_a) A_c \quad (\text{V.24})$$

où U_p est un coefficient global de pertes thermiques entre l'absorbeur et le milieu extérieur. T_p et T_a sont la température de la plaque absorbante et la température ambiante respectivement.

D'autre part, il y a lieu de mentionner que la température de l'absorbeur n'est pas uniforme et qu'elle dépend du champ de vitesse de l'écoulement du fluide caloporteur. Pour estimer

le coefficient global de pertes, on avancera certaines hypothèses simplificatrices afin d'alléger les calculs, à savoir :

- Le régime est permanent,
- La température de l'absorbeur est uniforme.

Nous supposons que le capteur est constitué d'un absorbeur isolé, recouvert

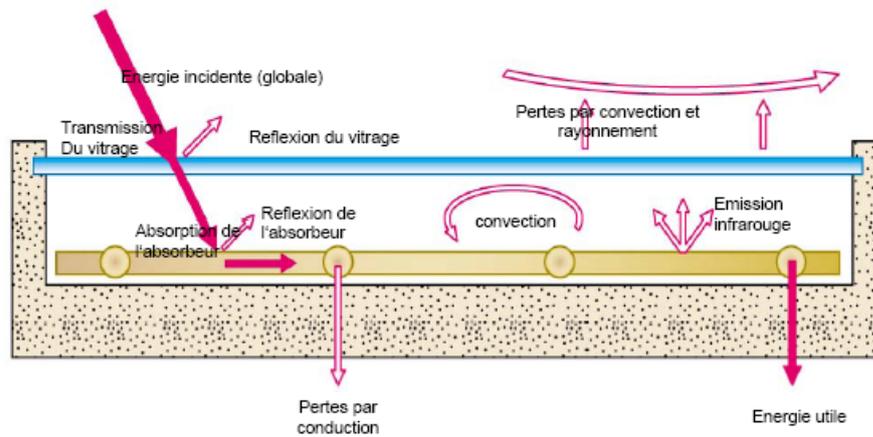


Figure V.5 : Schématisation des flux radiatifs et convectifs dans un capteur plan vitré.

L'analyse des pertes thermiques dans un capteur solaire nous permet de considérer que les pertes peuvent être subdivisées en trois parties :

- Pertes thermiques vers le côté avant de la vitre, Q_{pav} ;
- Pertes thermiques vers le côté arrière de la vitre, Q_{par} ;
- Pertes thermiques vers l'arrière de la plaque, Q_{plat} .

de sorte que le bilan des pertes puisse s'écrire :

$$Q_p = Q_{pav} + Q_{par} + Q_{plat} \quad (\text{V.25})$$

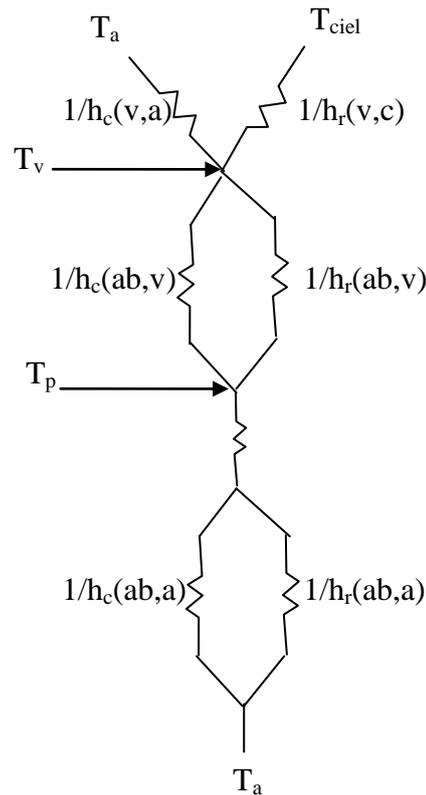


Figure V.6 : Analogie thermoélectrique d'un capteur solaire plan.

$h_{cv}(v,a)$: Coefficient de perte par convection entre le vitrage et l'ambiance.

$h_r(v,c)$: Coefficient de perte par rayonnement entre le vitrage et le ciel.

$h_{cv}(v,ab)$: Coefficient de perte par convection entre l'absorbeur et le vitrage.

$h_r(v,ab)$: Coefficient de perte par rayonnement entre l'absorbeur et le vitrage.

$h_{cd}(is)$: Coefficient de perte par conduction à travers l'isolant.

$h_{cv}(ab,a)$: Coefficient de perte par convection entre l'absorbeur et l'isolant.

$h_r(ab,a)$: Coefficient de perte par rayonnement entre l'absorbeur et l'ambiance.

T_v : Température de la vitre.

T_{ab} : Température de l'absorbeur.

T_{is} : Température de l'isolant.

T_a : Température ambiante.

A ce stade de notre analyse, nous pensons qu'un calcul rigoureux nécessite le développement de l'expression analytique du flux en fonction des grandeurs physiques caractérisant le phénomène. Pour expliciter de telles relations fonctionnelles, nous nous astreignons à l'écriture des flux, sans accorder de l'importance à leur développement théorique.

Pertes thermiques entre la vitre et l'absorbeur.

I. Vers l'avant :

Les pertes thermiques vers l'avant peuvent s'écrire de la manière suivante :

$$Q_{pav} = U_{av} (T_p - T_a) \quad (\text{V.26})$$

Elles se divisent en deux :

- a) Les pertes externes entre le vitrage et le milieu ambiant.
- b) Les pertes internes entre l'absorbeur et le vitrage.

$$Q_{pave} = h_{cv(v,a)} (T_v - T_a) + h_{r(v,c)} (T_v - T_c) \quad (\text{V.27})$$

$$Q_{pavi} = h_{cv(v,ab)} (T_p - T_v) + h_{r(v,ab)} (T_p - T_v) \quad (\text{V.28})$$

Evaluation des coefficients de pertes par rayonnement :

Le coefficient d'échange par rayonnement entre deux surfaces (1) et (2) s'écrit de la manière suivante [18] :

$$h_{r1,2} = \frac{\sigma(T_1^2 + T_2^2)(T_1 + T_2)}{\frac{(1 - \varepsilon_1)}{\varepsilon_1} + \frac{1}{F_{12}} + \frac{(1 - \varepsilon_2)A_1}{\varepsilon_2 A_2}} \quad (\text{V.29})$$

On peut écrire h_{r12} sous la forme suivante :

$$h_{r1,2} = \sigma f_{1,2} (T_1^2 + T_2^2)(T_1 + T_2) \quad (\text{V.30})$$

avec :

$$(f_{1,2})^{-1} = \frac{(1 - \varepsilon_1)}{\varepsilon_1} + \frac{1}{F_{12}} + \frac{(1 - \varepsilon_2)A_1}{\varepsilon_2 A_2} \quad (\text{V.31})$$

Avec : σ : coefficient de Stephan Boltzmann

$\varepsilon_i ; i=1,2$: émissivité.

F_{12} : facteur de forme entre les surfaces 1 et 2.

A_i : surface.

Coefficient de pertes par rayonnement entre le vitrage et le ciel :

Dans ce cas, $(f_{v,c})^{-1} = \frac{1}{\varepsilon_v}$ car la surface du ciel tend vers l'infini, $F_{v,c}=1$ (facteur de forme entre la vitre et ciel).

$$h_{r(v,c)} = \varepsilon_v \sigma f_{1,2} \frac{(T_v^4 + T_c^4)}{(T_v + T_c)} \quad (\text{V.32})$$

avec comme hypothèse $T_c = T_a - 6$ [18].

Coefficient de pertes par rayonnement entre l'absorbeur et le vitrage:

En général, la surface de l'absorbeur est la même que celle du vitrage, on a donc :

$F_{v-ab}=1$, d'où :

$$(f_{ab,v})^{-1} = \frac{1}{\varepsilon_{ab}} + \frac{1}{\varepsilon_v} - 1 = \varepsilon_a \quad (\text{V.33})$$

avec ε_a , l'émissivité apparente du système interne. D'où :

$$h_{r(ab,v)} = \sigma \varepsilon_a (T_{ab}^2 + T_v^2)(T_{ab} + T_v) \quad (\text{V.34})$$

Evaluation des coefficients de pertes thermiques par convection :

Coefficient de pertes par convection entre la vitre et le milieu ambiant:

La littérature regorge de modèles donnant de données, plus ou moins semblables, pour l'analyse du phénomène convectif en présence de l'air. De telles données sont compilées et traitées numériquement. Jorges, Mac-Adams [18] ont corrélé cette dépendance moyennant l'expression linéaire suivante :

$$h_{c(v,a)} = 5,6 + 3,8v \quad (\text{V.35})$$

où v est la vitesse du vent, [m/s]

Coefficient de pertes par convection entre l'absorbeur et la vitre:

Le coefficient de transfert de chaleur par convection entre l'absorbeur et le vitrage est donné en fonction du nombre adimensionnel de Nusselt, par la relation suivante :

$$h_{cv(ab,v)} = \frac{Nu k_a}{e} \quad (\text{V.36})$$

Lorsque l'angle d'inclinaison i , des plans par rapport à l'horizontale est inférieur à une certaine valeur critique déterminée par le rapport $\left(\frac{H}{e}\right)$ et pour estimer le coefficient de transfert de chaleur par convection libre dans l'espace confiné par l'absorbeur et la couverture, Hollands et al. ont proposé la relation suivante [18, 30]:

$$Nu = 1 + 1.44 \left[1 - \frac{1708}{Ra \cos i} \right]^0 \left[1 - \frac{1708(\sin 1.8i)^{1.6}}{Ra \cos i} \right] + \left[\left(\frac{Ra \cos i}{5830} \right)^{1/3} - 1 \right]^0 \quad (\text{V.37})$$

où l'exposant 0 signifie que le terme entre parenthèses est nul si sa valeur algébrique est négative. Ra est le nombre de Rayleigh défini comme suit :

$$Ra = Gr.Pr \quad (\text{V.38})$$

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot e^3 (T_{ab} - T_v)}{\nu} \quad (\text{V.39})$$

avec e et v l'épaisseur de la lame d'air [m] et la viscosité cinématique de l'air [m²/s] respectivement. Nous avons supposé que l'énergie absorbée par la vitre est quasiment nulle en régime stationnaire. Une telle hypothèse a pour conséquence l'égalité entre flux d'énergie reçu par la vitre via l'absorbeur et le flux d'énergie quittant la vitre et dirigé vers le milieu ambiant. Analytiquement, on a :

$$Q_{pav} = Q_{pav i} = Q_{pav e} \quad (\text{V.40})$$

avec

$$Q_{pav} = \left[\frac{1}{h_{c(ab,v)} + h_{r(ab,v)}} + \frac{1}{h_{c(v,a)} + h_{r(v,c)}} \right]^{-1} (T_{ab} - T_a) \quad (\text{V.41})$$

Il se dégage que le coefficient de pertes thermiques vers le côté avant a pour expression:

$$U_{pav} = \left[\frac{1}{h_{c(ab,v)} + h_{r(ab,v)}} + \frac{1}{h_{c(v,a)} + h_{r(v,c)}} \right]^{-1} \quad (\text{V.42})$$

Du point de vue traitement mathématique du phénomène, l'exploitation de telles relations s'est avérée assez lourde et pourrait conduire à des problèmes de convergence lors des calculs des températures à différents niveaux du capteur si les données relatives à certaines grandeurs manquent de précision exigée. C'est dans cette optique et pour s'en affranchir, Duffie et Beckman proposent une relation empirique due à Klein, permettant de calculer U_{pav} pour des températures de l'absorbeur comprises entre 0 et 200°C avec une erreur inférieure ou égale à $\pm 0.3 \text{W/m}^2\text{°C}$:

$$U_{pav} = \left\{ \left[\frac{N}{\frac{C}{T_{ab}} \left(\frac{T_{ab} - T_a}{N + f} \right)^r + h_{c(v,a)}} \right]^{-1} + \frac{\sigma(T_{ab} + T_a)(T_{ab}^2 + T_a^2)}{\left[\varepsilon_{ab} + 0.00591.N.h_{c(v,a)} \right]^{-1} + \frac{2N + f - 1 + 0.133\varepsilon_{ab} - N}{\varepsilon_v}} \right\} \quad (\text{V.43})$$

où N est le nombre de vitres et f , un facteur qui tient compte de l'effet du vent. Sa valeur peut être estimée par la relation empirique suivante :

$$f = (1 - 0.089 h_{c(v,a)} - 0.1166 h_{c(v,a)} \varepsilon_{ab}) (1 + 0.07866 N)$$

C est un facteur qui tient compte de l'influence de l'angle d'inclinaison du capteur, i . Il a pour valeur :

$$C = 520(1 - 0.00051 * i^2) \quad \text{pour } 0^\circ < i < 70^\circ.$$

$$C = C(70) \quad \text{pour } 70^\circ < i < 90^\circ.$$

$$r = 0.43 \left(1 - \frac{100}{T_{ab}} \right)$$

Les pertes thermiques vers l'arrière :

Les pertes thermiques vers l'arrière du capteur sont dues à la conduction thermique. Le coefficient de pertes est donné en fonction des propriétés physiques (conductivité thermique) du matériau constitutif de l'isolant, λ_i et de son épaisseur e_i par la relation :

$$U_{par} = \frac{\lambda_i}{e_i} \quad \text{(V.44)}$$

La densité de flux des pertes thermiques vers l'arrière :

$$Q_{par} = U_{ar} (T_{ab} - T_a) \quad \text{(V.45)}$$

Les pertes thermiques latérales :

De façon identique, les pertes thermiques sur le côté latéral du capteur sont de nature conductive et le coefficient relatif aux pertes latérales s'exprime par la relation suivante :

$$U_{plat} = \frac{\lambda_i A_l}{e_i A_c} \quad \text{(V.46)}$$

avec λ_i , A_l la conductivité thermique et la surface latérale de l'isolant, alors que A_c est la surface de l'isolation arrière égale à celle de l'absorbeur. Les pertes thermiques latérales vers le milieu ambiant sont données par la fameuse relation de Newton de convection:

$$Q_{plat} = U_{plat} (T_{ab} - T_a) \quad \text{(V.47)}$$

Compte tenu des expressions des densités flux thermiques perdus à travers les différentes surfaces constitutives du capteur, le coefficient global de pertes thermiques peut être exprimé par l'équation :

$$U_p = U_{pav} + U_{par} + U_{plat} \quad \text{(V.48)}$$

V.1.4.2 Etude thermique de l'absorbeur

L'évaluation des performances thermiques d'un capteur solaire plan nécessite une analyse thermique de l'absorbeur dont la modélisation rigoureuse est généralement très compliquée. Cette difficulté provient de l'instabilité des flux d'énergie dans le temps. On suppose que l'absorbeur est suffisamment mince dont le matériau constitutif est un bon conducteur de chaleur pour que la température soit uniforme à travers toute son épaisseur. En d'autres termes, T_p est indépendante de la direction Z, mais dépend uniquement des directions x et y.

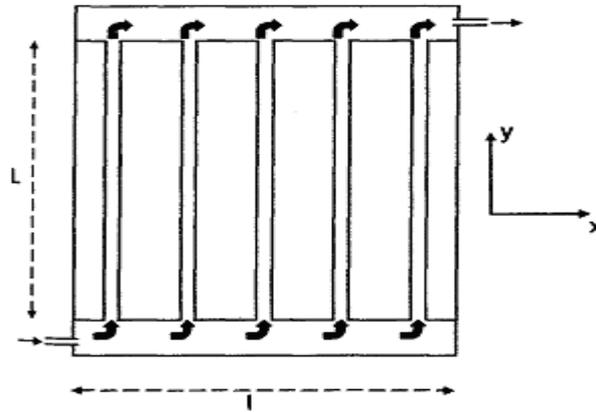


Figure V.7 : Schéma du capteur plan étudié.

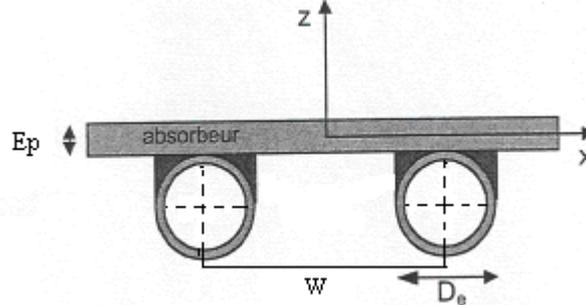


Figure V.8 : Schéma d'une coupe de l'absorbeur

Pour le calcul de l'énergie transférée de l'absorbeur au fluide caloporteur par l'élément différentiel de surface $w dy$, on doit noter que la structure de l'absorbeur s'apparente au fonctionnement d'une ailette dont le profil de température peut être obtenu par la résolution de l'équation de bilan énergétique pour un élément Δx qui s'écrit [30]:

$$\frac{d^2 T_p}{dx^2} = \frac{U_p}{e_p \lambda} \left((T_p - T_a) - \frac{(\tau \alpha)_{eff} I g}{U_p} \right) \quad (V.49)$$

où λ est la conductivité thermique du matériau constitutif de l'absorbeur. En tenant compte des conditions aux limites suivantes :

$$\frac{dT_p}{dx} = 0 \quad \text{pour } x = 0$$

$$T_p = T_0 \quad \text{pour } x = \frac{(w - D_e)}{2}$$

En posant :

$$m^2 = \frac{U_p}{e_p \lambda}$$

$$u = (T_p - T_a) - \frac{(\tau\alpha)_{eff}}{U_p} \quad \text{(V.50)}$$

La solution de cette équation différentielle a pour expression :

$$u = A sh(mx) + B ch(mx)$$

avec A et B sont des constantes à déterminer par le biais des conditions aux limites. En définitive, l'équation dimensionnelle décrivant la distribution de température dans l'absorbeur en fonction de la direction Ox est :

$$\frac{T_p - \left(T_a + \frac{(\tau\alpha)_{eff} Ig}{U_p} \right)}{T_0 - \left(T_a + \frac{(\tau\alpha)_{eff} Ig}{U_p} \right)} = \frac{\cosh(mx)}{\cosh m \left(\frac{w - D_e}{2} \right)} \quad \text{(V.51)}$$

Pour caractériser la performance de l'ailette, on introduit le concept de l'efficacité définie par la relation :

$$F = \frac{\tanh \left(m \frac{w - D_e}{2} \right)}{m \left(\frac{w - D_e}{2} \right)} \quad \text{(V.52)}$$

V.1.4.3 Calcul de l'énergie utile

En faisant appel à la notion de l'efficacité ci-dessus définie, le flux thermique transmis de l'ailette de longueur (w-De)/2 vers la région du tube est :

$$dq_{ail} = -U_p dy F \left[T_0 - \left(T_a + \frac{(\tau\alpha)_{eff} Ig}{U_p} \right) \right] \left(\frac{w - D_e}{2} \right) \quad \text{(V.53)}$$

Par ailleurs, le flux thermique transféré au fluide par un élément de surface $w dy$ de l'absorbeur peut être calculé en tenant compte de l'énergie reçue par l'ailette dq_{ail} collectée au dessus du tube $\left(\frac{(w - D_e)}{2}\right) \leq x \leq \left(\frac{(w + D_e)}{2}\right)$. Ainsi, on a :

$$dq_{\text{tub}} = D_e dy [(\tau\alpha)_{\text{eff}} I_g - U_p (T_0 - T_a)]$$

En conséquence, le flux total reçu par le fluide caloporteur par conduction à travers l'épaisseur du tube puis par échange convectif sur la paroi interne du tube est :

$$dq_u = ((w - D_e)F + D_e) dy [(\tau\alpha)_{\text{eff}} I_g - U_p (T_0 - T_a)] \quad (\text{V.54})$$

Dans les capteurs de bonne qualité, la résistance thermique de conduction est négligeable. Le bilan thermique sur le capteur permet d'estimer la puissance calorifique transférée au fluide laquelle peut donc s'écrire :

$$dq_u = h_{\text{cf}} \pi D_i dy (T_0 - T_R) \quad (\text{V.55})$$

où h_{cf} est le coefficient de transfert de chaleur par convection entre le tube de diamètre intérieur D_i et le fluide. Par élimination de T_0 entre les équations (V.54) et (V.55), le flux thermique utile est :

$$dq_u = w F' [(\tau\alpha) I_g - U_p (T_R - T_a)] dy \quad (\text{V.56})$$

avec

$$F' = \left[\frac{1/U_p}{w \left[\frac{1}{U_p [(w - D_e)F + D_e]} + \frac{1}{h_{\text{cf}} \pi D_i} \right]} \right]^{-1} \quad (\text{V.57})$$

Le facteur F' est appelé l'efficacité de l'absorbeur qui n'est autre que le rapport de la puissance calorifique soutirée réellement à celle qui serait extraite si l'absorbeur était à la température du fluide T_f . La puissance extraite par le fluide caloporteur peut s'exprimer par :

$$Q_u = A_c F' [(\tau\alpha) I_g - U_p (T_R - T_a)] \quad (\text{V.58})$$

Sur la base du fonctionnement de la pompe à chaleur, la chaleur absorbée par le fluide réfrigérant dans le capteur contribue à son évaporation dont la valeur peut être donnée par :

$$Q_{\text{ev}} = m_R \times (H_1 - H_4) \quad (\text{V.59})$$

V.1.4.4 Rendement du capteur

La connaissance de la transmission, la réflexion et l'absorption des radiations solaires captées par un capteur sont d'une importance capitale dans la conception et l'étude des performances des surfaces vitrées recouvrant les capteurs. Elles sont en fonction des radiations solaires, des épaisseurs de verre, des indices de réfraction et du coefficient d'extinction. Le rendement instantané du capteur est défini par :

$$\eta_{op} = \frac{Q_a}{I_g A_c} \quad (\text{V.60})$$

En fonction des caractéristiques géométriques du capteur, le rendement instantané s'écrit :

$$\eta = F' \left[(\tau\alpha)_{eff} - \frac{U_p}{I} (T_R - T_a) \right] \quad (\text{V.61})$$

Chapitre VI:

Simulation numérique du fonctionnement de l'installation

Introduction

Le modèle mathématique développé dans le chapitre précédent est à la base de l'analyse du fonctionnement des différents éléments constitutifs de l'installation prévue pour la production de l'eau chaude sanitaire en fonction des conditions météorologiques et des grandeurs opératoires. La simulation du fonctionnement du procédé nécessite préalablement la fixation des variables opératoires afin de pouvoir obtenir des résultats qui permettent l'analyse de la performance du système étudié.

Compte tenu de la complexité des interactions entre ces variables et pour alléger le modèle de calcul, nous avons jugé plus adéquat de recourir à la méthode de degrés de liberté permettant la détermination des variables de conception de l'unité.

VI.1 Concept du degré de liberté

Pour déterminer toutes les variables de conception lesquelles sont contrôlables extérieurement, on a procédé par une analyse de degrés de liberté de tout élément présent dans l'unité laquelle est basée essentiellement sur la règle de phases de Gibbs [32] d'une part et sur les lois de conservation de la matière et d'énergie d'autre part. Si on désigne par N_V , le nombre de variables inconnues et N_E le nombre d'équations indépendantes, le nombre de degrés de liberté N_D (variance) est calculé par la relation suivante :

$$N_D = N_V - N_E \quad (\text{VI.1})$$

Il est évident que cette méthode facilite considérablement le choix des variables de conception tout en améliorant les conditions de traitement mathématique lorsqu'on fait appel à l'outil informatique dans l'étape de simulation.

VI.1.1 Application à l'analyse du capteur

On considère le capteur solaire comme étant un échangeur de chaleur, siège d'interaction de 2 courants dont chacun est monophasique (constitué d'une seule phase). Si C désigne le nombre de constituants du courant, alors on peut lui associer $(C+3)$ variables qui peuvent être spécifiées [32] comme suit :

- Fractions molaires X	C
- Son débit total	1
- Sa pression	1
- Sa température	1

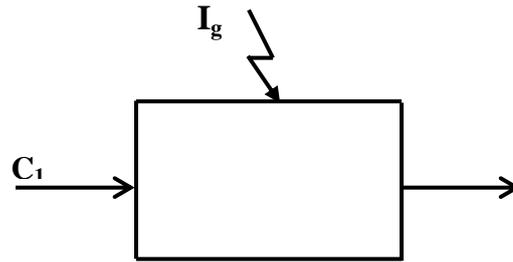


Figure IV. 1 : Schéma simplifié d'un capteur (Evaporateur).

On remarque que l'évaporateur est en contact avec un courant thermique et si on suppose que l'évaporation est totale, il en découle que le nombre de variables est :

$$N_V = 2 * (C + 3) + 1 \quad \text{(VI.2)}$$

Le nombre total de restrictions représentant le nombre d'équations peut être énuméré comme suit :

Bilan de matière de constituant :	(C - 1)
Bilan de matière global :	1
Contraintes de fraction molaires:	2
Bilan enthalpie :	1
	Total= (C + 3)

Donc, on a :
$$N_E = C + 3 \quad \text{(VI.3)}$$

Il ressort, d'après l'équation (VI.1), que le nombre de degrés de liberté pour l'évaporateur est de:

$$N_D = C + 4 \quad \text{(VI.4)}$$

En conséquence, il est important de spécifier la liste de ces variables de conception. On note particulièrement les suivantes :

Spécification de variables	Nombre de variables
- Fraction molaire à l'entrée	C-1
- Température et pression des deux courants entrants: T, P	2*2= 4
- Quantité de chaleur reçue par rayonnement solaire :	1
	Total = C+4

Donc, on pourrait calculer dans ces conditions le débit du fluide réfrigérant m_R .

VI.1.2 Application pour l'analyse du condenseur

De façon identique, on supposera que la condensation est complète. Alors, on peut considérer le condenseur comme élément, siège d'interaction de 4 courants dont chacun est monophasique (constitué d'une seule phase). Si C désigne le nombre de constituants du courant, alors on peut lui associer $(C+3)$ variables [32].

Il est important de noter que, dans un échangeur de chaleur, la seule interaction possible est l'interaction thermique. Si on note C_1 le nombre de constituants dans le circuit PAC ($C_1=1$) et C_2 le nombre de constituants du fluide qui a pour rôle l'évacuation de la chaleur (eau à chauffer) ($C_2=1$). Il en découle que le nombre de constituants dans chacun des courants est égal à l'unité. Ainsi, pour commodité de traitement, on peut dénoter C comme étant le nombre de constituants et par conséquent le nombre de variables du courant est :

$$N_v = 4 \times (C + 3) \quad \text{(VI.5)}$$



Figure VI.2 Schéma simplifié d'un condenseur.

Le nombre total de restrictions représentant le nombre d'équations peut être énuméré comme suit :

Bilan de matière par constituant :	$2 \times (C - 1)$
Bilan de matière global :	$1 + 1$
Somme de compositions :	$\sum_{i=1}^{i=C_1} X_i = 1, \sum_{i=1}^{i=C_2} X_i = 1$ $2 + 2$
Bilan enthalpique :	1
	$\text{Total} = 2 \times C + 5$

Donc, on a : $N_E = 2 \times C + 5 \quad \text{(VI.6)}$

Il en découle, d'après l'équation (VI.1), que le nombre de degrés de liberté pour un échangeur de chaleur est de:

$$N_D = 2 \times C + 7 \quad \text{(VI.7)}$$

En conséquence, il est important de spécifier la liste de ces variables de conception. On note spécialement les suivantes :

Spécification de variables	Nombre de variables
- Débit de chacun des deux courants :	1
- Composition de chacun des deux courants: X_i	$2*(C-1)$
- Pression des courants entrants et sortants: P	$4*1=4$
- Températures des courants entrants et sortants: P	$4*1=4$
	<hr style="width: 100px; margin-left: auto; margin-right: 0;"/>
	Total = $2*C+7$

VI.1.3 Application au compresseur

Cet élément est en contact avec deux courants de matière comme le montre la figure VI.3 :

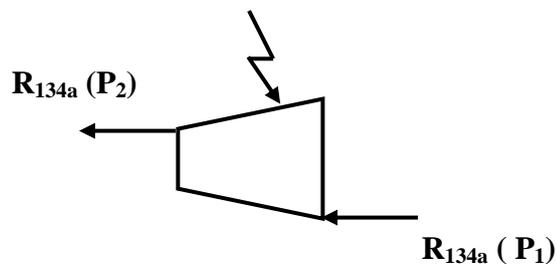


Figure VI.3 Schéma simplifié d'un compresseur.

En procédant de façon analogue et en tenant compte du travail mécanique W qui lui est fourni, le nombre de variables : $N_V = 2*(C+3) + 1$

$$(N_V)_{comp} = 2 \times C + 7 \quad (\text{VI.8})$$

Equation de :	Nombre d'équations
- Bilan de matière global :	1
- Bilan de matière partiel :	C-1
- Bilan enthalpie :	1
- Fractions molaires des constituants :	$\sum_{i=1}^{i=C_i} X_i = 1$
	<hr style="width: 100px; margin-left: auto; margin-right: 0;"/>
	Total = (C+3)
	(VI.9)

$$(N_E)_{comp} = C + 3$$

Le nombre de degrés de liberté relatif au compresseur est :

$$(N_D)_{comp} = C + 4 \quad \text{(VI.10)}$$

Il va de soi que la spécification des variables opératoires s'impose à cette étape d'analyse. En conséquence, la liste de ces variables de conception peut être identifiée comme suit:

Spécification de variables	Nombre de variables
- Débit du courant entrant:	1
- Composition du courant entrant: X	C- 1
- Température et pression du courant entrant: T, P	2*1= 2
- Pression du courant sortant: P	1
- Travail mécanique fourni au compresseur : W	1
	Total= (C+ 4)

VI.1.4 Application au détendeur

C'est l'élément central qui permet le passage entre deux niveaux de pression soit entre le condenseur et l'évaporateur. Durant la détente, cet organe contribue à la vaporisation partielle du fluide réfrigérant ; Il est représenté par le schéma ci contre :



Figure VI.4 : Schéma standard d'un détendeur.

▪ Le nombre de variables :

En interaction avec deux courants extérieurs de matière, le nombre de variables relatif au détendeur est :

$$(N_V)_{dét} = 2 \times (C + 3) \quad \text{(VI.11)}$$

▪ Les équations de :

	Nombre d'équations
- Bilan de matière global	1
- Bilan de matière partielle	C-1
- Bilan enthalpique	1

Fractions molaires des constituants:	$\sum_{i=1}^{i=C} X_i = 1$	2
		Total = (C+3)

$$(N_E)_{dét} = C + 3 \quad (\text{VI.12})$$

Le nombre de degrés de liberté de l'élément est de :

$$(N_D)_{dét} = C + 3 \quad (\text{VI.13})$$

En conséquence, la liste de ces variables extérieurement contrôlables pour la conception du détendeur est identifiée comme suit:

Spécification de variables	Nombre de variables
- Débit du courant entrant:	1
- Composition du courant entrant: X	C- 1
- Température et pression du courant entrant: T, P	2*1= 2
- Pression du courant sortant: P	1
	Total = (C+3)

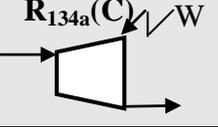
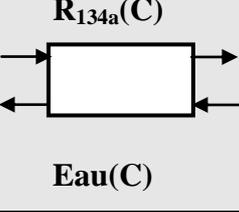
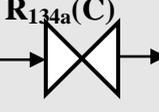
Dans le but de faciliter la compréhension de la méthode, il nous semble plus instructif de présenter les résultats de calcul, ci-dessus énumérés, sous forme de tableau VI.1. En conséquence, le nombre de degrés de liberté de l'installation s'écrit :

$$N_D = \sum_{Appareil} [n_c \times (C + 3) + n_e] - \sum_{Appareil} [n_r + n_h + n_l] \times (C + 3) \quad (\text{VI.14})$$

où n_c le nombre de courants de matière, n_e , le nombre de courants d'énergie, n_r est le nombre de relations restrictives, n_h (=0) est le nombre d'hypothèses simplificatrices et n_l (=4) le nombre de liaisons redondantes entre les différents éléments de l'installation. Il en ressort que :

$$N_D = [10 * (C + 3) + 2] - [[5 * C + 14] + 4 * [C + 3]] \\ = C + 6 \quad (\text{VI.15})$$

Tableau VI.1 : Tableau récapitulatif du calcul de degré de libertés du capteur intégré et des éléments de la pompe à chaleur.

Schéma	Nom de l'unité ou de l'élément	Nombre total de variables (N_V)	Nombre d'équations indépendantes (N_E)	Degrés de liberté ($N_D = N_V - N_E$)
	Compresseur	$2*(C+3) + 1$	$C+3$	$C+4$
	Condenseur	$4*(C+3)$	$2*C + 5$	$2*C + 7$
	Détendeur	$2*(C+3)$	$C+3$	$C+3$
	Evaporateur	$2*(C+3) + 1$	$C+3$	$C+4$
Total		$10*(C+3) + 2$	$5*C+14$	

En conséquence, la liste de ces variables extérieurement contrôlables pour la conception de l'installation est définie comme suit :

- 1) Température du fluide à chauffer à l'entrée, T_{eau}^e ;
- 2) Débit du fluide à chauffer à l'entrée, m_e ;
- 3) Température au condenseur, T_c ;
- 4) Température à l'évaporateur, T_{ev} ;
- 5) Puissance de rayonnement reçu par le capteur, I_g ;
- 6) Température du milieu ambiant, T_a ;
- 7) Coefficient polytropique du compresseur, n .

VI.2 Simulation du fonctionnement de l'installation

La simulation du fonctionnement de l'installation constituée d'un chauffe eau solaire classique couplé à un système à compression de vapeur, consiste à résoudre les équations de bilan thermique à l'aide d'un calcul itératif en utilisant l'algorithme présenté dans le paragraphe suivant afin de déterminer:

- La surface de capteur ;
- Le rendement du capteur ;
- Le coefficient d'échange global au niveau du ballon de stockage ;
- Les dimensions du condenseur (longueur de serpentins) ;
- La performance de l'installation (**COP**).

VI.2.1 Algorithme de calcul

Les différentes étapes de calculs du procédé sont illustrées par l'organigramme faisant l'objet de la figure **VI.5**, alors que l'algorithme correspondant est :

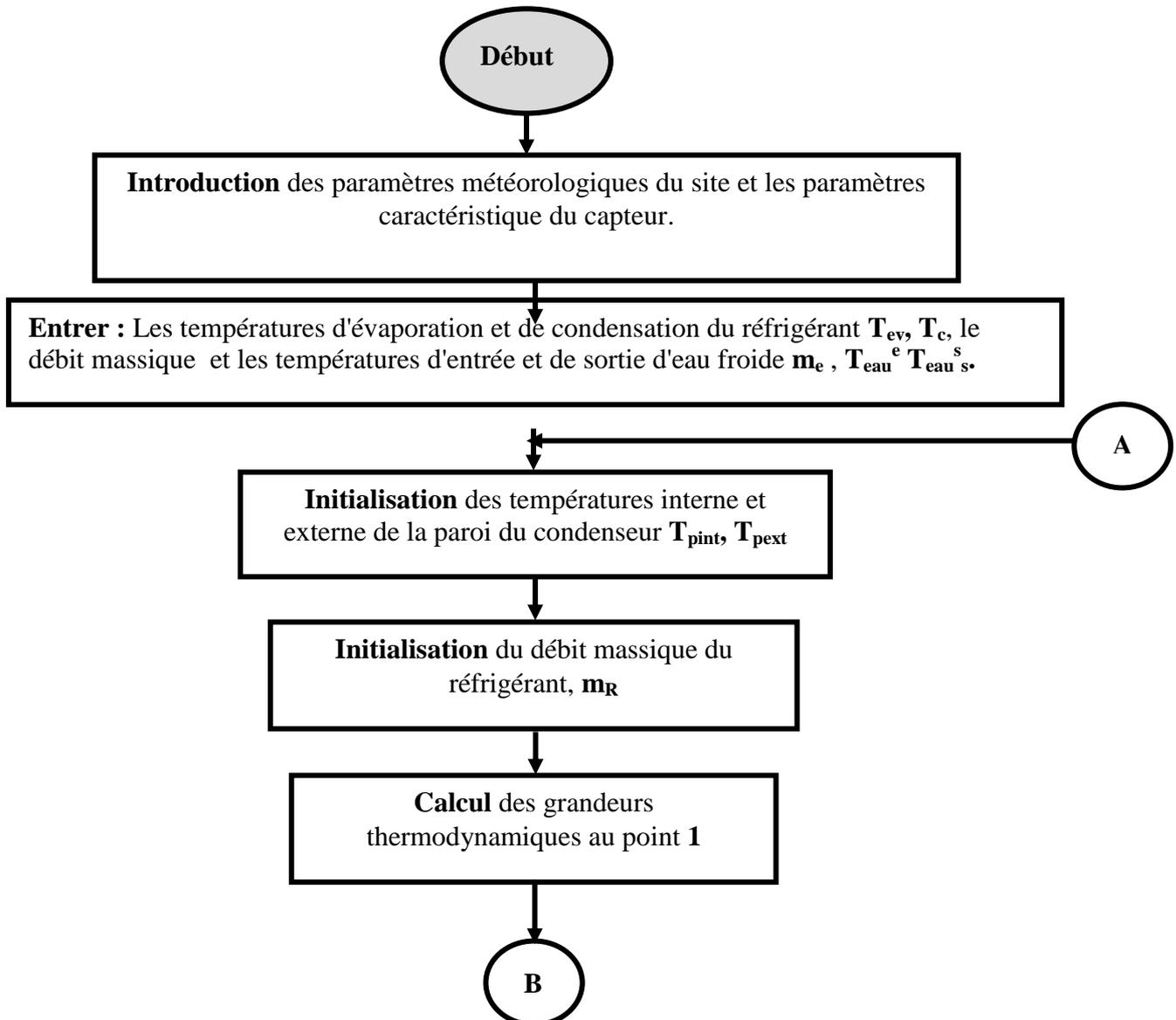
1. Introduction des données: débits du réfrigérant et de l'eau, la température ambiante, les caractéristiques géométriques du capteur, la densité du flux solaire rayonné, la température de l'eau à l'entrée ainsi que les températures à l'évaporation et au condenseur pour le fluide caloporteur.
2. Envisager les deux types de détente usuelles
 - détente isenthalpe ;
 - détente isentrope.
3. Calculer les grandeurs thermodynamiques qui se rapportent au point **1**,
4. Calculer les grandeurs thermodynamiques qui se rapportent au point **2**,
5. Calculer la puissance mécanique de compression **W**,
6. Calculer toutes les grandeurs thermodynamiques qui se rapportent au point **3**,
7. Calculer toutes les grandeurs thermodynamiques qui se rapportent au point **4**,
8. Calculer les puissances thermiques échangées au niveau du condenseur et de l'évaporateur, **Q_c** et **Q_{ev}**.
9. Analyser la performance sur la base du calcul du coefficient de performance (**COP**) en utilisant la relation suivante :

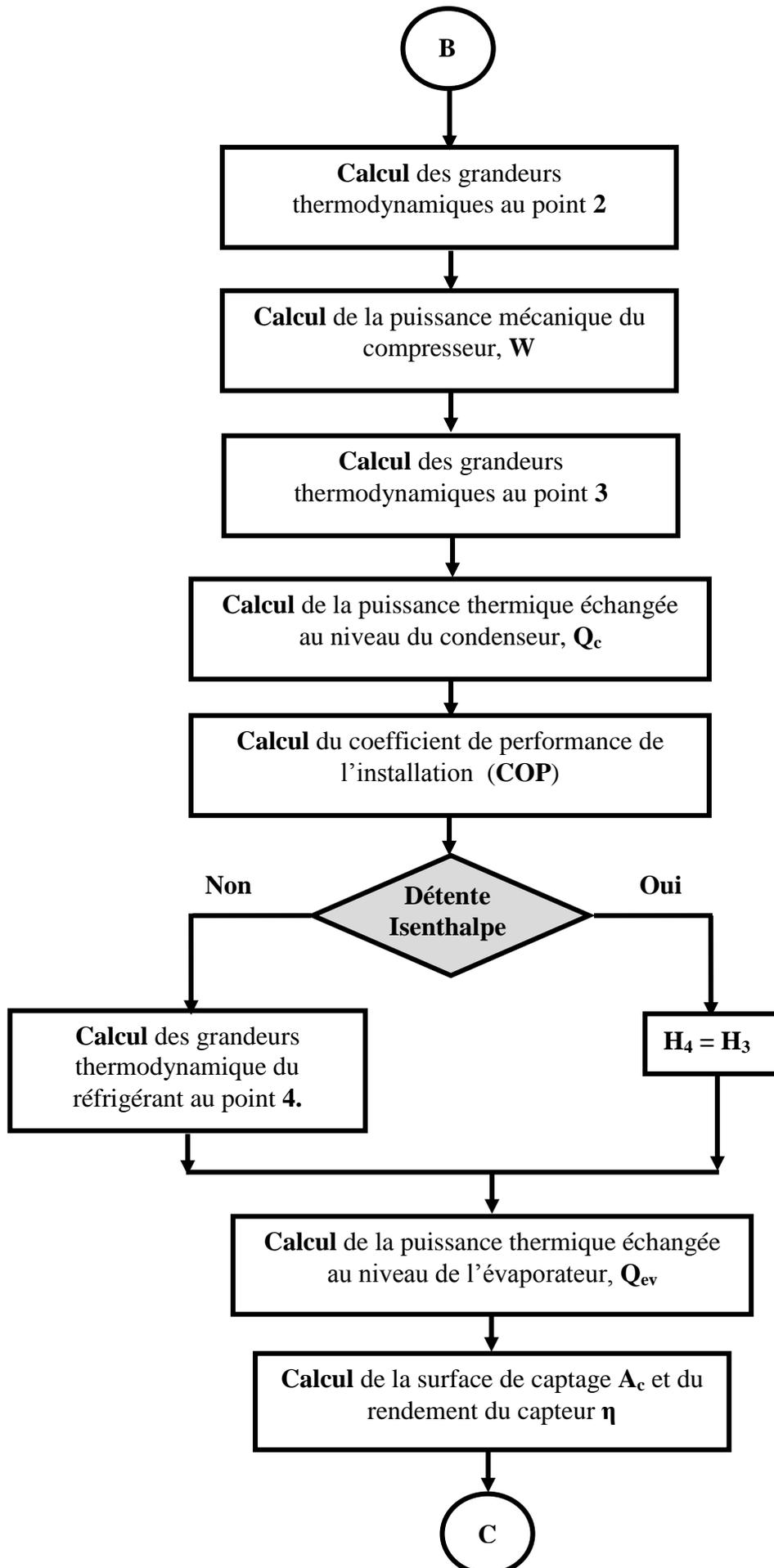
$$COP = \frac{|Q_c|}{W}$$

10. Calculer la surface du capteur A_c ,
11. Calculer le rendement du capteur,
12. Calculer le coefficient d'échange global au niveau de ballon de stockage ainsi que la surface d'échange pour déterminer la longueur du serpentín (dans le condenseur).

VI.2.2 Organigramme de calcul

Les différentes étapes du calcul et ses enchaînements sont données à travers l'organigramme ci-dessous.





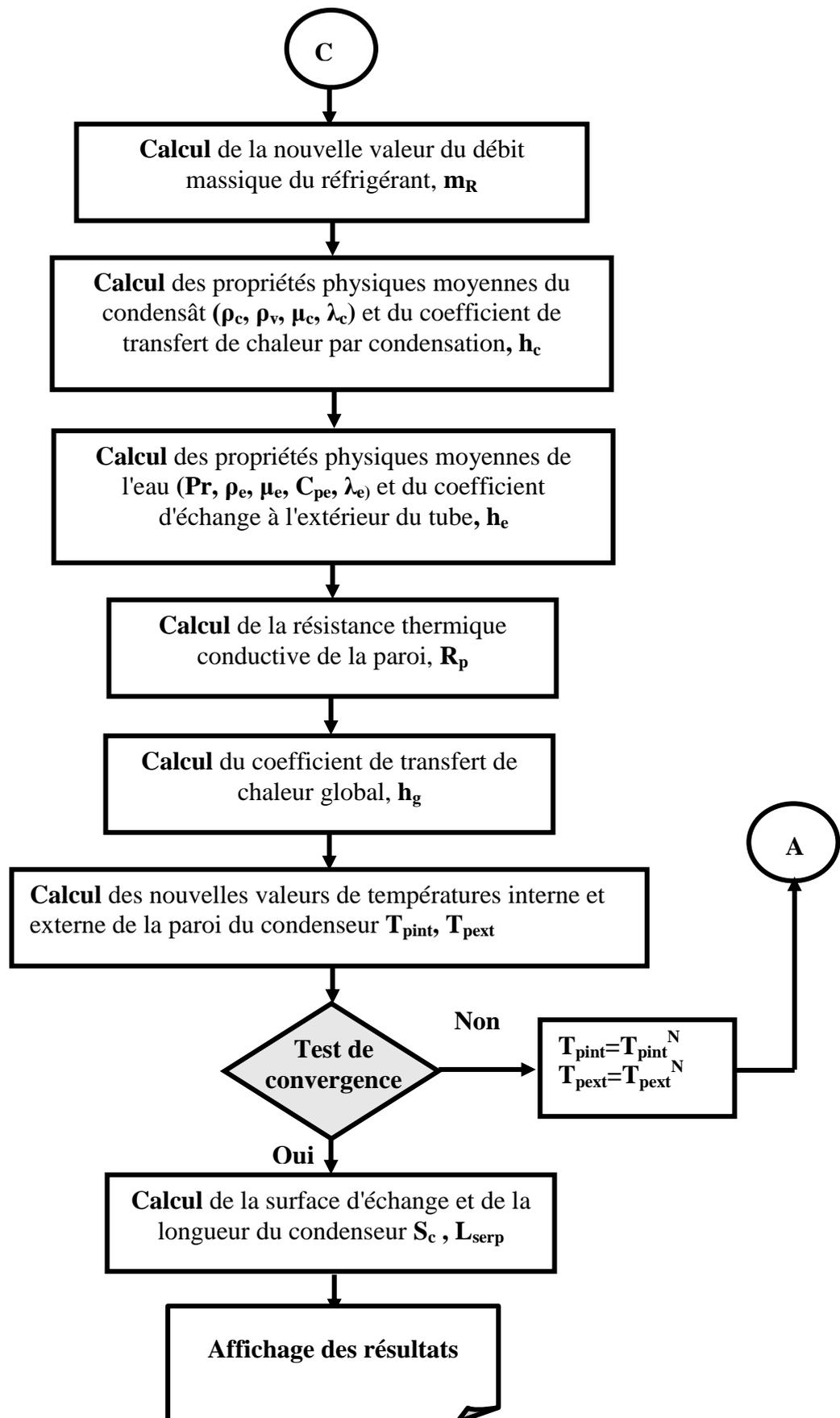


Figure VI.5 : Organigramme de calculs d'une installation solaire de production de l'eau chaude sanitaire équipée d'un système de compression de vapeur.

VI.3 Résultats et discussions

VI.3.1 Influence des températures au condenseur et à l'évaporateur sur la performance de l'installation

On note une croissance relativement assez sensible du coefficient de performance (**COP**) avec l'accroissement de la température à l'évaporateur, T_{ev} . Cette croissance s'accroît lorsque la température du fluide réfrigérant au condenseur diminue (Figure VI.6). Pour une valeur de la température de T_{ev} égale à 25°C, on note qu'une régression de la température T_c de 10°C se traduit une augmentation dans la valeur du **COP** soit un gain de l'ordre de 50%. Théoriquement, toute diminution dans la valeur de T_c a pour conséquence logique la diminution du pincement de température entre les deux sources et par la même occasion une diminution dans le flux de création d'entropie dans le cycle. On peut conclure que l'analyse du pincement de températures entre le condenseur et l'évaporateur dans l'installation conduirait à l'optimisation de sa performance. Il est évident que le choix d'un autre fluide frigorigène pourrait conduire à une **COP** meilleur. Toutefois, dans cette étude, nous avons veillé autant que possible au respect de l'environnement par le choix du caloporteur le moins agressif et dont l'utilisation s'est étendue à d'autres secteurs, la climatisation de véhicules à titre d'exemple.

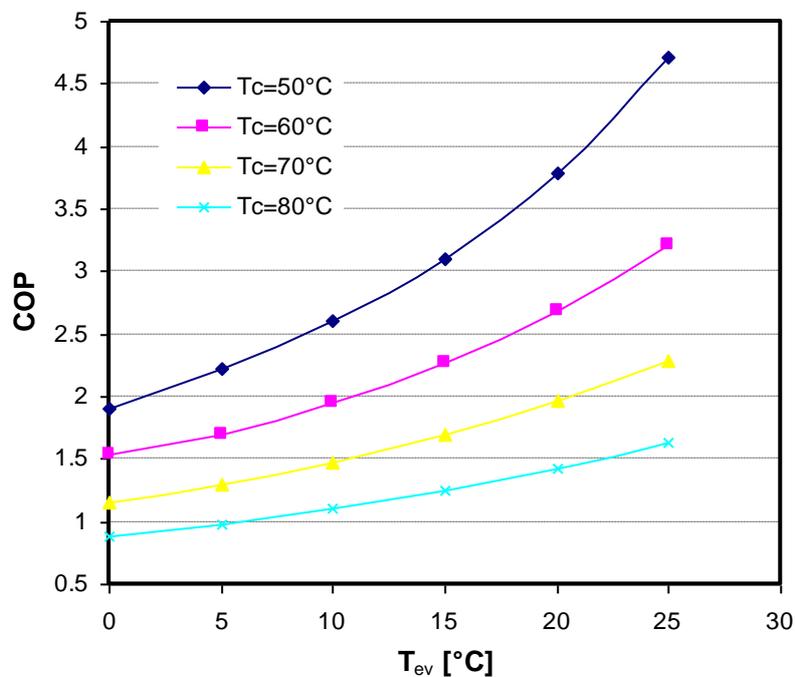


Figure VI.6: Influence de la température au condenseur et à l'évaporateur sur la performance de l'installation.

$$\begin{cases} T_{ev} = 20^{\circ}\text{C} \\ T_c = 60^{\circ}\text{C} \end{cases} \quad \begin{cases} T_{eau}^e = 15^{\circ}\text{C} \\ T_{eau}^s = 45^{\circ}\text{C} \end{cases}$$

VI.3.2 Influence des températures au condenseur et à l'évaporateur sur la surface de captage.

Sur la base des résultats de simulation présentés sur la figure VI.7, on note que l'effet de la température du fluide réfrigérant dans le capteur T_{ev} est nettement visible sur la variation de la surface des capteurs. Il en ressort que l'accroissement de T_{ev} entraîne un accroissement de la surface de captage A_c . On peut également confirmer que la diminution de la température au condenseur agit positivement par l'augmentation de la surface active du capteur, autrement dit lorsque $\Delta T = T_c - T_{ev}$ croît, la surface du capteur subit une diminution nette (Figure VI.7). En effet, une augmentation dans T_{ev} de 15°C exige l'augmentation de la surface du capteur d'une unité de mètre carré, et par la suite un investissement beaucoup plus conséquent pour la production de l'eau chaude à une température de 45°C . Il en découle qu'il est plus intéressant sur le plan énergétique de faire fonctionner l'installation à des niveaux bas de températures à l'évaporateur.

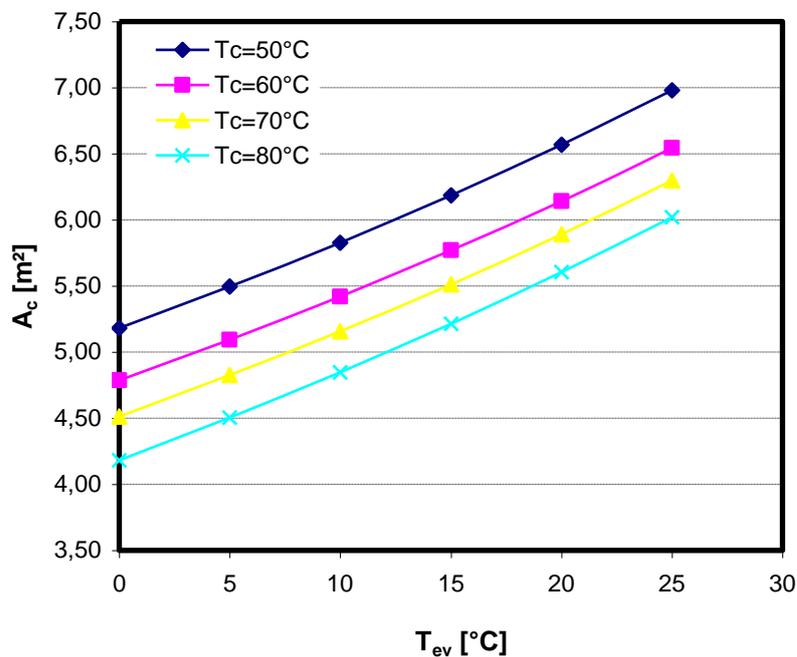


Figure VI.7: Influence des températures au condenseur et à l'évaporateur sur la surface de captage.

$$\begin{cases} T_{ev} = 20^{\circ}\text{C} \\ T_c = 60^{\circ}\text{C} \end{cases} \quad \begin{cases} T_{eau}^e = 15^{\circ}\text{C} \\ T_{eau}^s = 45^{\circ}\text{C} \end{cases}$$

VI.3.3 Influence de la température de condensation sur les dimensions du condenseur

A travers les résultats de simulation présentés sur la figure VI.8, on voit que l'allure de la courbe représentative de la variation de la longueur du serpentin (condenseur) en fonction de la température de condensation, $L_{\text{serp}}=f(T_c)$ suit une loi de forme décroissante. En effet, conformément à la cinétique d'échange thermique par condensation et pour un besoin énergétique constant, toute augmentation de la température de condensation conduit à une diminution considérable de la longueur du serpentin. Cette allure quasi hyperbolique est tout à fait confirmée analytiquement. Tout de même, on peut supposer dans une première approximation que pour des températures T_c supérieures à 60°C , la surface de capteur est sensiblement constante et que sa valeur voisine de 2 m^2 . Pour une analyse de l'optimisation de fonctionnement de l'installation, nous estimons qu'une telle valeur de la surface du capteur serait une valeur optimale à condition de travailler dans l'intervalle de températures supérieures ou voisines de 60°C .

Toutefois, des résultats de la simulation mettent en évidence l'insensibilité de la longueur du serpentin à la variation de la température de l'évaporateur, figure VI.9. A ce stade, une conclusion assez précise se dégage en ce qui concerne le choix de variation des températures au niveau des deux sources de chaleur. Une température au condenseur $60^\circ\text{C} < T_c < 80^\circ\text{C}$ avec une température à l'évaporateur $15^\circ\text{C} < T_{ev} < 25^\circ\text{C}$ constituent une plage de fonctionnement rentable pour l'installation de chauffage d'eau sanitaire.

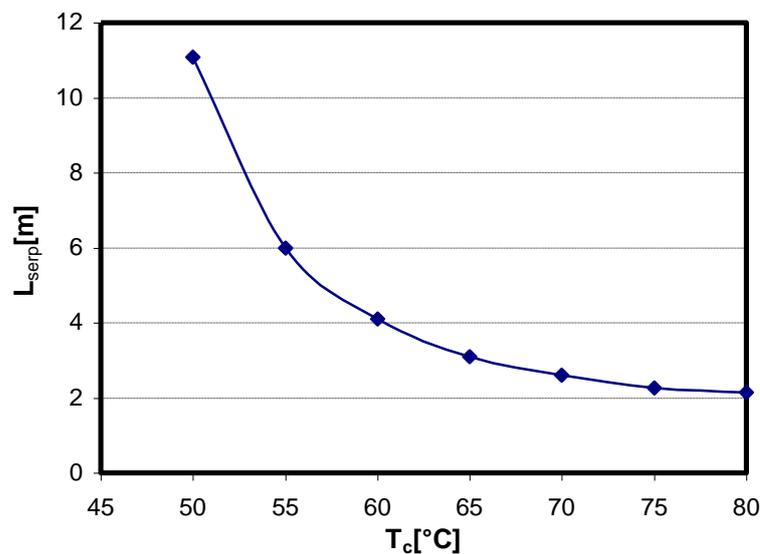


Figure VI.8: Influence de la température de condensation sur les dimensions du condenseur.

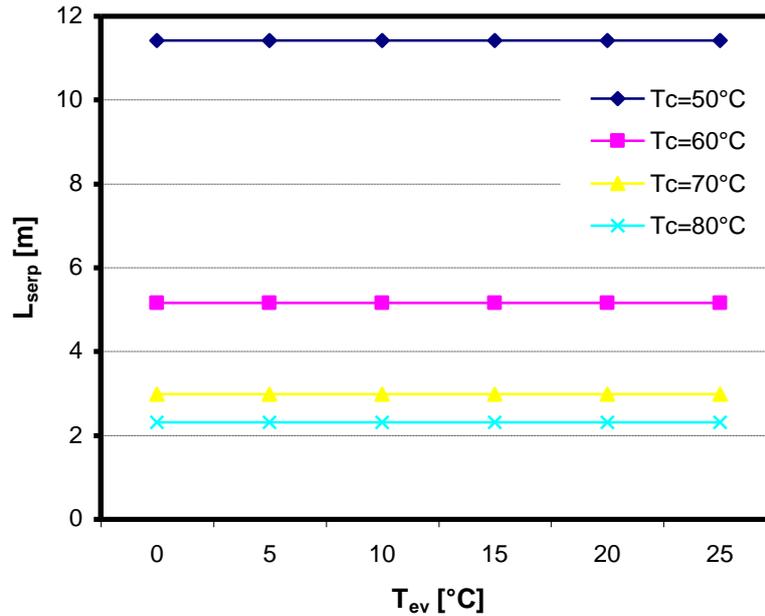


Figure VI.9: Influence de la température à l'évaporateur sur les dimensions du condenseur.

$$\begin{cases} T_{ev} = 20^\circ\text{C} & T_{eau}^e = 15^\circ\text{C} \\ T_c = 60^\circ\text{C} & T_{eau}^s = 45^\circ\text{C} \end{cases}$$

VI.3.4 Influence du débit de l'eau chaude produite sur la surface de captage

Compte tenu de l'interaction énergétique entre les différents éléments constitutifs de l'installation, l'énergie récupérée au condenseur nécessaire à l'échauffement de l'eau est le cumul énergétique du flux utile soutiré au niveau du capteur ainsi que l'énergie fournie au compresseur, soit :

$$Q_C = Q_{Ev} + W$$

Si les besoins en eau chaude d'un niveau thermique donné sont fixés, on voit clairement qu'il est nécessaire de fournir une quantité d'énergie Q_C proportionnelle, et par conséquent une surface de captage directement conséquente (Figure VI.10). On en conclut que si les besoins domestiques sont estimés en moyenne de 1000 litres /jour, une surface de l'ordre de 6 m^2 est suffisante pour assurer un tel approvisionnement en eau chaude.

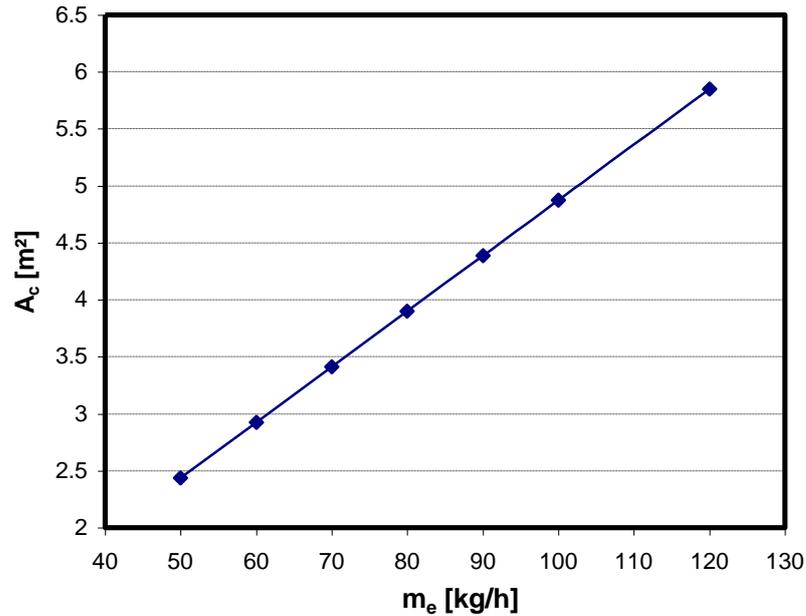


Figure VI.10 : Influence du débit d'eau chaude à produire sur la surface de captage.

$$\left\{ \begin{array}{l} T_{ev} = 20^\circ\text{C} \\ T_c = 60^\circ\text{C} \end{array} \right. \quad \left\{ \begin{array}{l} T_{eau}^e = 15^\circ\text{C} \\ T_{eau}^s = 45^\circ\text{C} \end{array} \right.$$

VI.3 .5 Influence du coefficient polytropique sur la performance de l'installation

Les conditions de la compression du fluide frigorigène à travers le compresseur sont introduites par la nature de la transformation polytropique. En fonction de la valeur du coefficient de polytropie n , les résultats de simulation relatifs à la variation du COP font l'objet de la figure VI.11. On peut remarquer que, pour une valeur de $n=1,18$, le COP tend vers une valeur maximale qui correspondrait au fonctionnement d'une pompe à chaleur suivant le cycle idéal de Carnot avec une dégradation minimale du flux entropique créé. Cette décroissance progressive et asymptotique vers une valeur pratiquement limite du COP, voisine de 2,5, a pour conséquence la création d'un flux d'irrégularités qui altèrent considérablement la performance de la pompe à chaleur. Du point de vue énergétique, un COP de l'ordre 4 demeure très rentable.

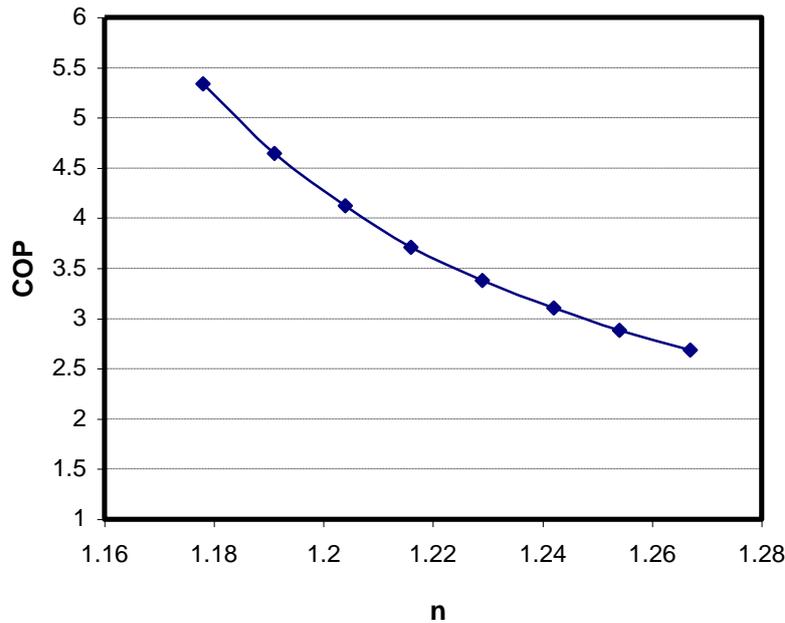


Figure VI.11 : Influence du coefficient polytropique sur la performance de l'installation

$$T_{eau}^e = 15^{\circ}C \quad T_{eau}^s = 45^{\circ}C$$

VI.3.6 Influence de température à l'évaporateur et la densité du flux solaire sur les dimensions du capteur.

Compte tenu des variations saisonnières du climat, nous avons jugé qu'il est important de visualiser l'influence de la densité du flux solaire sur la surface de captage. Il y a lieu de noter que, dans un premier temps, la densité de flux solaire varie saisonnièrement et de façon diurne pour s'étaler sur la plage $240 W/m^2 < I_g < 1000 W/m^2$. En toute rigueur, la variation diurne de l'intensité lumineuse suit une loi de forme gaussienne qui atteint son maximum dans les alentours de midi. On remarque qu'il y a une relation inversement proportionnelle entre la densité du flux solaire et la surface des capteurs, c'est-à-dire que pour un ensoleillement de faible intensité, on aura besoin d'une surface de captage considérable ; Or, si on a une intensité d'ensoleillement élevée, on n'aura besoin que d'une surface réduite (Figure VI.12). En outre et sachant que la température de source (T_{ev}) constitue une grandeur qui influe sur la performance de chauffage, on mentionne que les faibles températures T_{ev} influent positivement sur les dimensions du capteur pour se maintenir pratiquement variable dans la fourchette $3,5m^2 \leq A_c \leq 4m^2$. Toutefois, cette tendance s'accélère avec des intensités

décroissantes (Figure VI.13). Il se dégage qu'il est plus intéressant de faire fonctionner l'installation dans des conditions telles que la température $15^{\circ}\text{C} < T_{ev} < 25^{\circ}\text{C}$ et que si $I_g < 600\text{W}/\text{m}^2$. Il y a lieu d'envisager l'adjonction d'un équipement pour l'appoint en matière d'énergie.

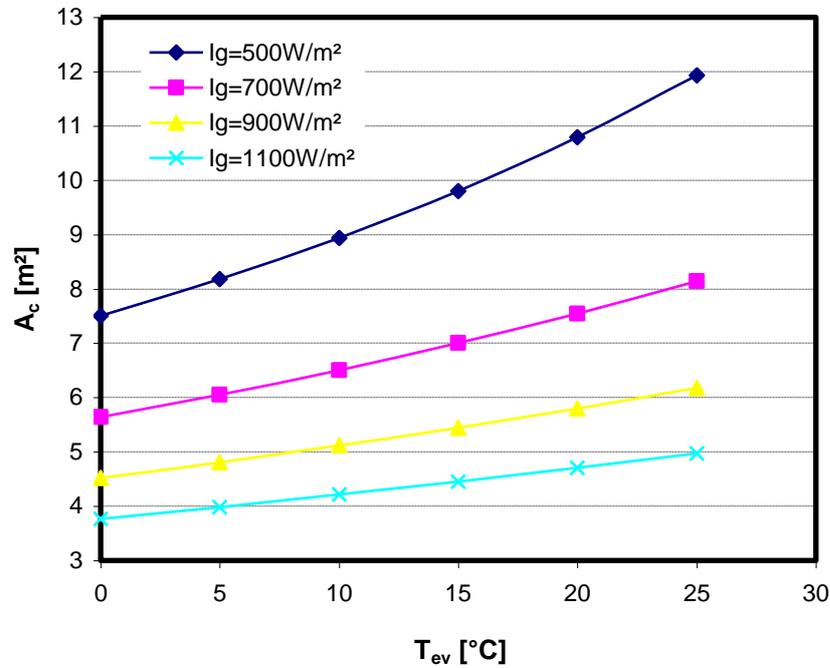


Figure VI.12: Influence de la température à l'évaporateur sur les dimensions du capteur.

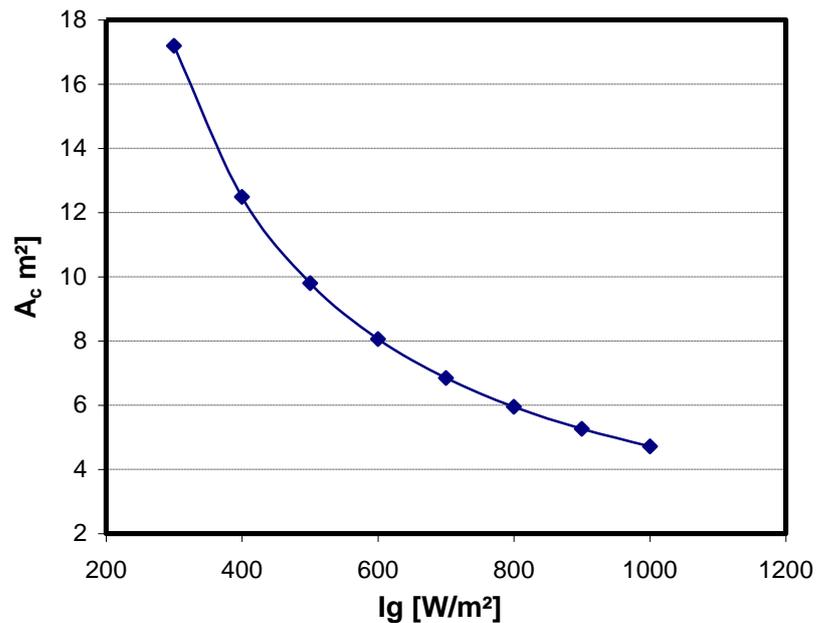


Figure VI.13: Influence de la densité du flux solaire sur la surface du capteur

$$\begin{cases} T_{ev} = 20^{\circ}\text{C} & T_{eau}^e = 15^{\circ}\text{C} \\ T_c = 60^{\circ}\text{C} & T_{eau}^s = 45^{\circ}\text{C} \end{cases}$$

VI.3.7 Variation du débit du fluide réfrigérant en fonction du débit d'eau chaude à produire

Compte tenu des interactions entre équations du bilan enthalpique, il est tout à fait logique de laisser penser à ce que le débit du fluide réfrigérant et son niveau énergétique influent sur le débit du fluide d'eau à chauffer. Cette tendance est mise en évidence à travers la courbe représentative de $m_R = f(m_e)$ dans la figure VI.14. Ainsi, les résultats de simulation confirment que si toutes les grandeurs sont constantes, la relation de correspondance est linéaire. Ce résultat est totalement prévisible. Néanmoins, la forme et la nature de l'allure de cette courbe étaient inconnues et les résultats optent pour une allure linéaire croissante.

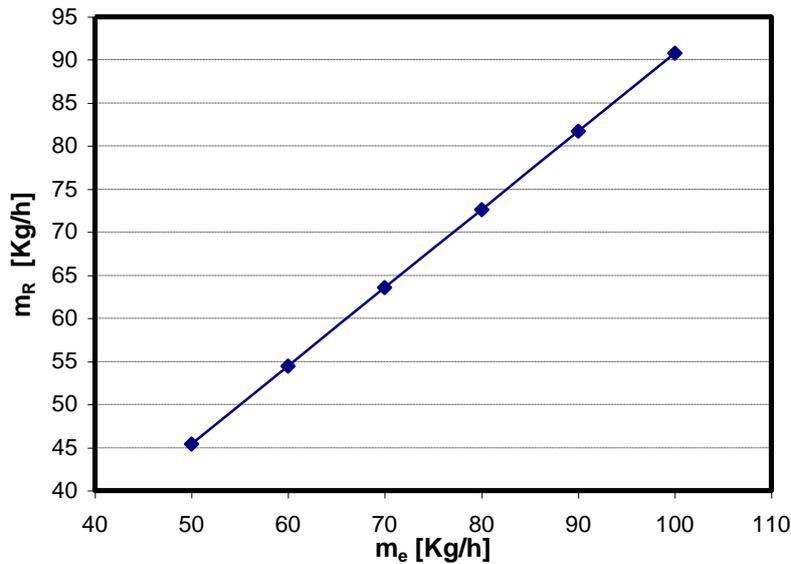


Figure VI.14 : Variation du débit du fluide réfrigérant en fonction de la quantité d'eau à chauffer.

$$\begin{cases} T_{ev} = 20^{\circ}\text{C} & T_{eau}^e = 15^{\circ}\text{C} \\ T_c = 60^{\circ}\text{C} & T_{eau}^s = 45^{\circ}\text{C} \end{cases}$$

VI.3.8 Influence de la température ambiante sur le rendement du capteur

L'effet de la température ambiante sur la performance du capteur est explicité à travers la courbe présentée sur la figure VI.15. Les résultats de simulation nous permettent de montrer que l'accroissement de la température ambiante conduit à une augmentation du rendement du capteur. En effet, l'analyse thermique du fonctionnement du capteur plan laisse conjecturer que les pertes thermiques vers le milieu ambiant est une fonction décroissante de la température ambiante ; il en découle que toute augmentation de la température T_a contribuerait indubitablement à la réduction des pertes et par la même occasion au raffermissement de sa performance introduite par son rendement. Ceci est traduit par le fait que l'augmentation de la température ambiante réduit considérablement les pertes thermiques. Dans cette logique et afin de rentabiliser le capteur, il y a lieu de noter que son fonctionnement est efficace sur $15^\circ\text{C} \leq T_a \leq 30^\circ\text{C}$ et $T_{Ev} \leq 25^\circ\text{C}$.

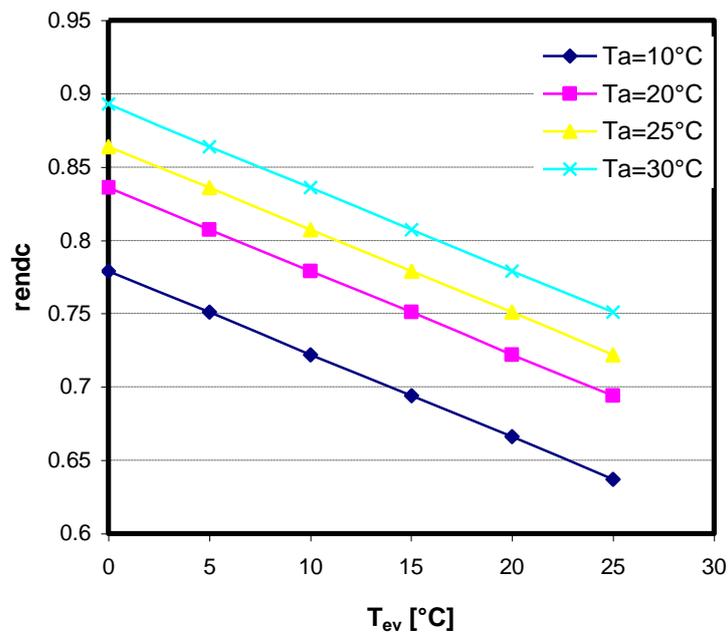


Figure VI.15: Influence de la température ambiante sur le rendement du capteur

$$\begin{cases} T_{ev} = 20^\circ\text{C} & T_{eau}^e = 15^\circ\text{C} \\ T_c = 60^\circ\text{C} & T_{eau}^s = 45^\circ\text{C} \end{cases}$$

VI.3.9 Influence du débit d'eau chaude à produire sur les dimensions du condenseur

Les résultats de simulation, traduits dans le graphe de la figure VI.16, représentent la variation de la longueur du serpentin (échangeur tubulaire) avec le débit du fluide à chauffer. Il est intéressant de mentionner que dans nos calculs, nous avons émis l'hypothèse qui consiste à considérer que le transfert de chaleur externe entre le serpentin

et le tube a lieu exclusivement par convection naturelle laquelle se traduit par un léger ralentissement de la cinétique de transfert. Une telle longueur serait largement réduite si le réservoir est muni d'un système d'agitation afin de promouvoir le phénomène d'échange thermique. La longueur du serpentin est fonction de la quantité d'eau chaude produite. En effet, une analyse technico économique, entreprise dans le but d'exploiter l'installation, nécessite la prise en considération de la possibilité d'installer des tubes ailetés (dits cannelés) avec la conjugaison des effets de la turbulence afin de relever sa performance et de réduire conséquemment sa longueur.

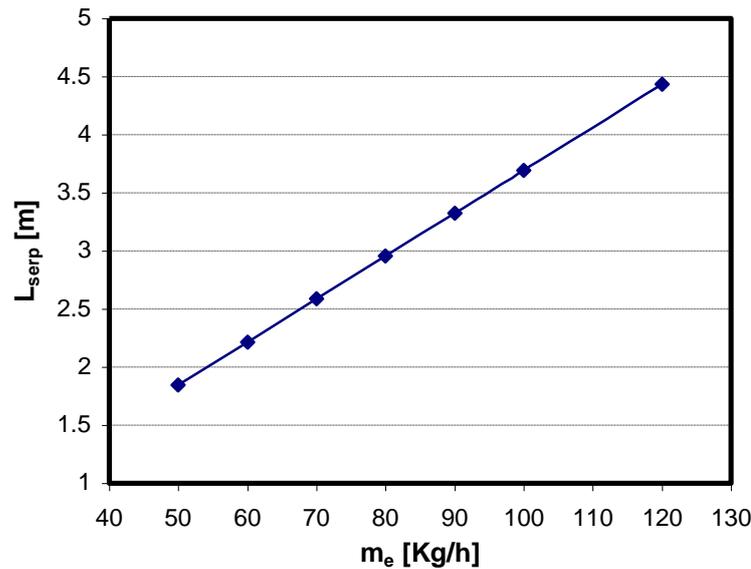


Figure VI.16: Influence du débit d'eau chaude produite sur les dimensions du condenseur

$$\begin{cases} T_{ev} = 20^\circ C & T_{eau}^e = 15^\circ C \\ T_c = 60^\circ C & T_{eau}^s = 45^\circ C \end{cases}$$

Toutefois, les pertes thermiques peuvent être simplifiées à leur minimum par le calorifugeage des parois ; Pour assurer le chauffage d'un certain débit d'eau, il y a lieu de recourir à l'exploitation des eaux préalablement traitées afin d'éviter aussi longtemps que possible la formation de dépôts qui affecteraient, à fortiori, l'échange thermique. Il est évident que l'allure obtenue est en parfaite concordance avec le modèle théorique développé dans cette étude.

VI.3.10 Influence de la température à l'évaporateur et du débit d'eau sur la surface du capteur.

Pour ce qui est de l'influence de ces deux paramètres et conformément aux résultats de simulation présentés sur la figure VI.17, on peut noter que si l'effet de la température à l'évaporateur sur la surface du capteur s'apparente à une allure linéaire, l'effet du débit d'eau à chauffer sur la surface change de tendance lorsque le débit se trouve au dessus de 1000 l/j . On remarque effectivement que l'allure de $A_c = f(T_{ev})$ pour $m_e \geq 1000 \text{ l/j}$ suit une courbure dont la convexité est vers le bas. Sur la base des résultats ci-dessus et compte tenu de l'influence de l'intensité d'ensoleillement.

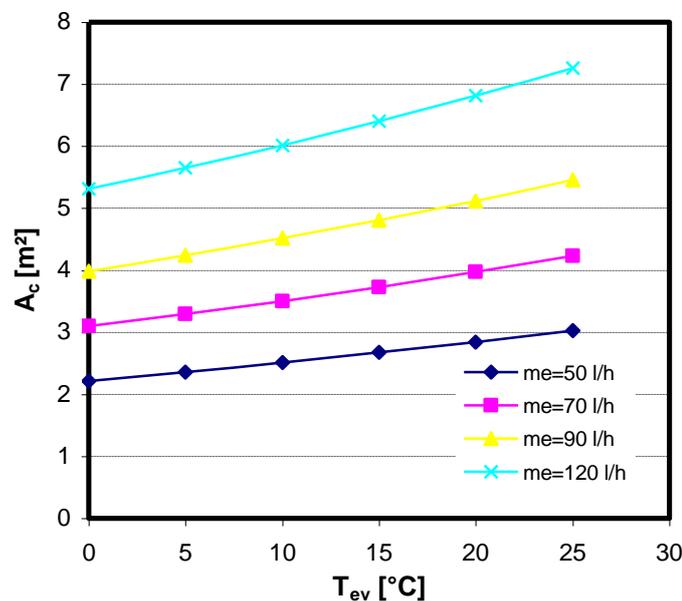


Figure VI.17: Influence de la température à l'évaporateur et le débit d'eau sur la surface du capteur.

$$\begin{cases} T_{ev} = 20^\circ\text{C} & T_{eau}^e = 15^\circ\text{C} \\ T_c = 60^\circ\text{C} & T_{eau}^s = 45^\circ\text{C} \end{cases}$$

On peut conclure qu'il est plus cohérent de faire fonctionner l'installation à des débits assez consistants lorsque l'intensité lumineuse est au-delà de 750 W/m^2 et qu'il est naturel de procéder au stockage de l'eau chauffée pour s'en servir au besoin lorsque les conditions météorologiques sont défavorables.

VI.3.11 Influence de la température de l'eau froide (à l'entrée du condenseur) sur les dimensions de l'installation

Pour ce qui se rapporte à l'influence de la température de l'eau froide T_{ef} à l'entrée du condenseur sur les dimensions de l'installation, on a jugé plus instructif de présenter la variation de la surface de captage ainsi celle du condenseur en fonction de la température de l'eau froide variable sur un intervalle $[5, 25 \text{ °C}]$, lesquelles font l'objet des figures VI.18 et VI.19.

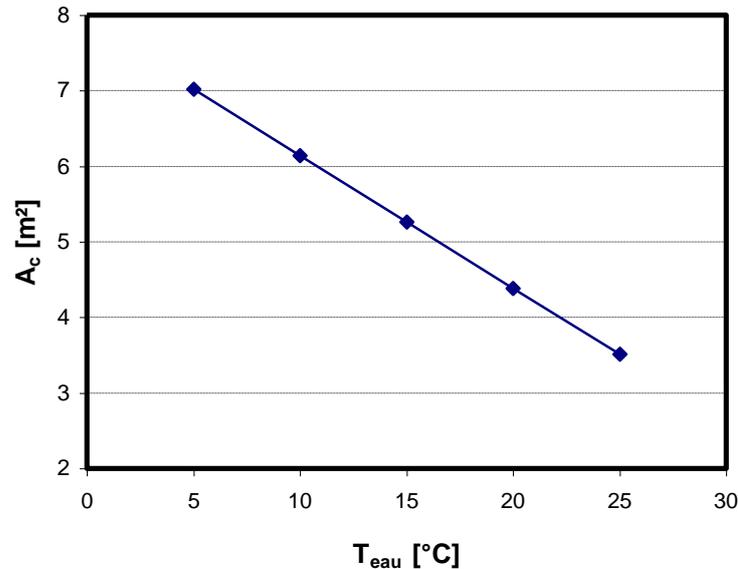


Figure VI.18: Influence de la température de l'eau froide (à l'entrée du condenseur) sur la surface de captage.

$$\begin{cases} T_{ev} = 20^\circ\text{C} \\ T_c = 60^\circ\text{C} \\ T_{eau}^s = 45^\circ\text{C} \end{cases} \quad \begin{cases} I_g = 900\text{W} / \text{m}^2 \\ M_{eau} = 100\text{l} / \text{h} \end{cases}$$

On remarque qu'une augmentation de T_{fe} entraîne une consommation moindre en matière d'énergie pour son chauffage. En d'autres termes, plus l'eau est froide, plus la quantité de chaleur nécessaire est importante laquelle se traduit par une surface de captage plus étendue. Ce résultat de simulation est totalement dicté par les équations de bilan thermique sur l'installation. En effet, la surface de captage est reliée à la température T_{fe} par l'équation:

$$A_c = \frac{m_e C p_e (T_{eau}^s - T_{eau}^e)}{F'[(\tau\alpha) I_g - U_p (T_R - T_a)}$$

Le graphe de la figure VI.19, représente la variation de la longueur du serpentin

(échangeur tubulaire) avec la température de l'eau à chauffer. Il est à noter que l'influence de la longueur du serpentin est inversement proportionnelle à la température de l'eau à l'entrée. Techniquement, il y a lieu de veiller périodiquement au contrôle de pertes de charges dans le serpentin pour réduire autant que possible l'effet de dépôts qui constituent une résistance thermique responsable d'une dégradation de l'énergie.

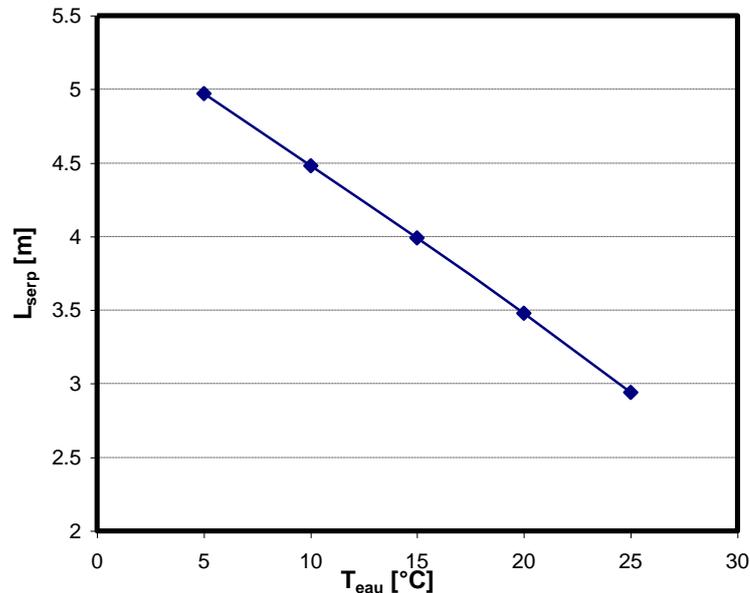


Figure VI.19: Influence de la température de l'eau froide sur les dimensions du condenseur.

VI.4 Dimensionnement de l'installation et validation du modèle

La validation du modèle exige l'implantation d'une installation. Toutefois, les valeurs du COP d'une pompe à chaleur fonctionnant sur la base du fluide caloporteur R134-a, montrent que les résultats de simulation obtenus sont en bonne concordance. En effet, les valeurs varient dans la plage $2 \leq \text{COP} \leq 6$ [07,15].

Pour ce qui est du dimensionnement, les études de simulation de fonctionnement de l'installation ont mis en évidence les différents aspects d'interaction entre variables de conception. En effet, on note que les caractéristiques de la performance de l'installation dépendent de :

- La température ambiante T_a ;
- La température de l'eau à chauffer T_{eau}^e ;
- Besoins exprimés en débit journalier (1000 l) ;
- Intensité d'ensoleillement.

Pour des données propres à la région de Chlef, on peut retenir les dimensions

suivantes :

La température ambiante (°C)	$10 \leq T_a \leq 30$
La température de l'eau à chauffer (°C)	$05 \leq T_{\text{eau}} \leq 25$
Intensité d'ensoleillement (W/m ²)	$500 \leq I_g \leq 1100$
La surface de captage (m ²)	$2 \leq A_c \leq 7$
La longueur du serpentin (m)	$2 \leq L_{\text{serp}} \leq 10$

Conclusion générale

Face aux risques importants concernant les approvisionnements énergétiques et l'impact de l'utilisation des énergies fossiles sur le changement climatique, il est impératif de s'orienter vers des solutions plus durables, ne présentant pas les inconvénients définis en termes d'épuisement des ressources ou d'émissions de gaz à effet de serre. En conséquence, l'objectif est de réduire le plus rapidement possible la contribution de la part des énergies fossiles dans l'offre mondiale d'énergie primaire, tout en assurant la satisfaction des besoins vitaux de la population mondiale.

La fin du vingtième siècle marque une étape décisive dans l'orientation de la recherche de procédés économes d'énergie vers la maîtrise des techniques d'exploitation des énergies renouvelables. L'énergie solaire paraît être une alternative très prometteuse, plus particulièrement pour l'Algérie où l'ensoleillement est l'un des plus élevés du globe.

Dans ce contexte, notre étude a mis en évidence l'exploitation de l'intérêt énergétique du couplage d'un chauffe-eau solaire classique à un système à compression de vapeur. Cette étude a porté sur l'analyse de la performance énergétique et le dimensionnement de l'installation.

Pour tenir compte des fluctuations de l'intensité de l'ensoleillement, nous avons présenté, dans le chapitre II, une méthode d'estimation du flux solaire instantané reçu par une surface plane en fonction de grandeurs astronomiques.

Dans le chapitre III, nous avons illustré les différents schémas types des installations solaires de production de l'eau chaude sanitaire ainsi que l'élaboration d'une approche basée sur le besoin journalier en eau chaude pour le dimensionnement de l'installation. Dans ce contexte, on a présenté dans le chapitre IV le fonctionnement du système retenu (**DX-SAHP**) pour le chauffage de l'eau, autrement dit un chauffe-eau solaire classique couplé à un système à compression de vapeur.

Pour analyser la performance du système en fonction des différentes variables, on a introduit dans le sixième chapitre le concept de degrés de liberté pour déterminer les grandeurs physiques de conception.

Les résultats essentiels obtenus mettent en évidence l'influence positive de la réduction du pincement de température entre le condenseur et l'évaporateur sur le coefficient de performance du système. Il en découle une augmentation appréciable du COP. En effet, un accroissement de $\Delta T = T_C - T_{Ev}$ de 10°C se traduit par une régression du COP de 2 unités. Il est évident que le choix d'un autre fluide frigorigène pourrait conduire à un **COP** meilleur. Toutefois, dans cette étude, nous avons veillé autant que possible au

respect de l'environnement par le choix du caloporteur le moins agressif et dont l'utilisation s'est étendue à d'autres secteurs, la climatisation de véhicules à titre d'exemple.

L'effet de la température du fluide réfrigérant dans le capteur T_{ev} est nettement visible sur la variation de la surface de captage. L'accroissement de T_{ev} entraîne un accroissement de la surface de captage A_c . Par conséquent, la diminution de la température au condenseur agit positivement sur l'augmentation de la surface active du capteur. Une température au condenseur $60^\circ C < T_c < 80^\circ C$ avec une température à l'évaporateur $15^\circ C < T_{ev} < 25^\circ C$ constitue une plage de fonctionnement rentable pour l'installation de chauffage d'eau sanitaire.

Les résultats de simulation ont révélé que l'accroissement de la température ambiante conduit à une augmentation du rendement du capteur. Ceci est traduit par le fait que l'augmentation de la température ambiante réduit considérablement les pertes thermiques.

On en conclut que si les besoins domestiques sont estimés en moyenne de 1000 litres /jour, une surface de l'ordre de 6 m^2 est suffisante pour assurer un tel approvisionnement en eau chaude.

Dans le condenseur, la longueur du serpentin est fonction de la quantité d'eau chaude produite. Cette longueur serait largement réduite si le réservoir est muni d'un système d'agitation afin de promouvoir le phénomène d'échange thermique. En effet, une analyse technico économique, entreprise dans le but d'exploiter l'installation, nécessite la prise en considération de la possibilité d'installer des tubes ailetés avec la conjugaison des effets de la turbulence afin de relever sa performance et de réduire conséquemment sa longueur. Toutefois les pertes thermiques peuvent être simplifiées à leur minimum par le calorifugeage des parois; Pour chauffer un certain débit d'eau, il y a lieu de recourir à l'exploitation des eaux préalablement traitées afin d'éviter aussi longtemps que possible la formation de dépôts qui affecteraient à fortiori l'intensité de l'échange thermique.

Si toute nouvelle technologie est difficile à mettre en œuvre et à répandre pour des raisons ayant trait à leur coût initial, les installations solaires n'échappent pas à cette règle. En effet, le coût de l'investissement ainsi que le prix de l'énergie d'appoint consommée affectent considérablement le prix de revient du litre chauffé d'où l'intérêt de se pencher sur une étude d'optimisation couronnée par une analyse technico-économique du système doté d'équipements de contrôle appropriés dont les résultats confirmeraient la faisabilité de ce projet, qui fera sans nul doute, un vaste sujet de recherches.

Références bibliographiques :

- 01 **A.,ROJEY**, "Energie et climat : réussir la transition énergétique", Edition Technip, **2008**.
- 02 **J.,Bonal., P., Rossetti**, "Energies alternatives", Edition Omniscience, **2007**
- 03 **P.,Rousseaux**, "Valeur environnementale de l'énergie", Presses polytechniques et universitaires romandes, **2000**.
- 04 **P.,Richert**, "Qualité de l'air et changement climatique", Collection des rapports officiels, La documentation française, **2006**.
- 05 **J.,Dermagne et al.**, "Le changement climatique", Rapport 'Académies et Conseil économique et social', **2006**.
- 06 **A.,KHEDIM**, "Energie solaire, utilisation solaire et photovoltaïque", Edition ANEP, **2005**
- 07 **S.K.,Chaturvedi, T.M.,Abdel-Salam, S.S.,Sreedharan et F.B.,Gorozabel**, "Two-stage direct expansion solar-assisted heat pump for high temperature applications", *Applied Thermal Engineering* , **2008**.
- 08 **B.J.,HUANG et J.P.,CHYNG**, "Performance characteristics of integral type solar-assisted heat pump", *Solar Energy* Vol. 71, No. 6, pp. 403–414, **2001**.
- 09 **S.K.,Chaturvedi, Y.F.,Chiang et A.S.,Roberts**, "Analysis of two-phase flow solar collectors with applications to heat pump", ASME Paper 80-WA/ Sol-32, **1980**
- 10 **S.K.,Chaturvedi, D.T.,Chen et A.,Kheireddine**, "Thermal performance of a variable capacity direct expansion solar-assisted heat pump". *Energy Conversion Management*, Vol.39, pp. 181-191, **1998**
- 11 **S.,Ito, N.,Miura et K.,Wang**, "Performance of a heat pump using direct expansion solar collectors", *Solar Energy*, Vol. 65, pp. 189–196, **1999**.
- 12 **B.J.,Huang et J.P.,Chyng**, "Integral type solar-assisted heat pump water heater", *Renewable Energy*, Vol. 16, pp. 731–734, **1999**.
- 13 **F.B.,Gorozabel Chata, S.K.,Chaturvedi et A.,Almogbel**, "Analysis of a direct expansion solar assisted heat pump using different refrigerants", *Energy Conversion and Management*, Vol. 46 , pp. 2614–2624, **2005**.
- 14 **Y.W.,Li, R.Z.,Wang, J.Y.,Wu et Y.X.,Xu**, "Experimental performance analysis on a direct-expansion solar-assisted heat pump water heater", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 27, pp 2858–2868, **2007**.
- 15 **M.N.A.,Hawlader, S.K.,Chou et M.Z.,Ullah**, "The performance of a solar assisted

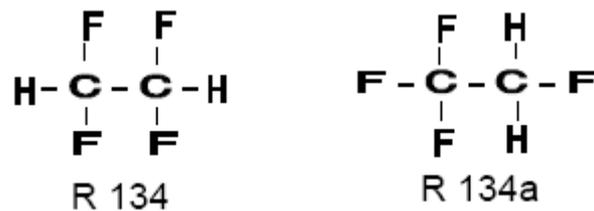
- heat pump water heating system", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 21, P 1049–1065, **2001**.
- 16 B.J.,Huang, J.P.,Lee et J.P.,Chyng**, "Heat-pipe enhanced solar-assisted heat pump water heater", *Solar Energy*, Vol. 78, P375–381, **2005**.
- 17 J.,Bernard**, "Energie solaire, calculs et optimisation", Edit. Ellipses, **2004**.
- 18 J.A.,Duffie, W.A.,Beckman**, "Solar Engineering of Thermal processes", 2^{ème} édition, J. Wiley&Sons, Inc, *Interscience*, **1991**.
- 19 P.,Couards, H.,Michel**, "Bilan thermique d'une maison solaire, méthode de calcul rapide", *Éditeur Paris*, **1979**.
- 20 F.A.,Peuser, K.H.,Remmers et M.,Schanauss**, "Installations solaires thermiques, Conception et mise en œuvre", *Editions le moniteur*, **2005**.
- 21 T.A.,Muriel**, " Recherche d'un nouveau procédé de conversion thermodynamique de l'énergie solaire, en vue de son application à la cogénération de petite puissance ", Thèse de Doctorat, Université de Pau. **2007**.
- 22 Techniques de l'Ingénieur**, BE4, BE 9164, **2006**.
- 23 M.,Chateauminois, D.,Mandineau et D.,Roux**, "Calcul d'installation solaire à eau", *Edusud/Pyc-Edition*, **1979**.
- 24 T.,Cabirol, D.,Roux**, "Chauffage de l'habitat et énergie solaire", Tome 2, *Edisud*, **1984**.
- 25 S.,Alquier, Y.,Lecoffre**, "Les Pompes à chaleurs et les maisons individuelles", *Editions du MONITEUR*, **1982**.
- 26 Techniques de l'Ingénieur -Génie énergétique**, B2 440.
- 27 S., Lefevre**, "Procédés électriques de séparation", *DOPEE*, **1985**.
- 28 P.,J.Rapin, P.,Jacquard**, "Installations frigorifiques", Tome 2 , *PYC Edition Livres*, 7^{ème} Edition, **1996**.
- 29 K.,Lakredar Hamida et K., Larbaoui**, "Contribution à l'étude du couplage pompe à chaleur à compression-séchoir en continu", Mémoire d'ingénieur d'état Université Hassiba Benbouali de chlef, **2004**.
- 30 J.M.,Chassériaux**, "Conversion thermique du rayonnement solaire", Dunod, **1984**.
- 31 F.P.,Incropera, D.P., Dewitt**, " Fundamentals of heat and mass transfer", J.Wiley et Sons, 4^{ème} Edition, **2002**.
- 32 M.,Kwauk**, "Specification of design variables", *Am. I. Ch. E.- Journal*, pp.240, 249, **1956**.

- 33 **D.,Diaf, A.,Malek**, "Simulation des propriétés thermodynamiques du fluide R134a", *Revue des Energies Renouvelables*, Vol. 10 N°1, pp. 101 -108, **2007**.
- 34 **R.B., Stewart et al**, "ASHRAE Thermodynamic Properties of Refrigerants", **2000**.
- 35 **H.R., Perry et al**, "Perry's Chemical Engineer's Handbook", *J.Wiley*, 7^{ème} Edition, **1997**.
- 36 **R.,Bernard, G.,Menguy, M.,Schwartz**, "Le rayonnement solaire, conversion thermique et applications", *Technique & Documentation Lavoisier*,**1980**
- 37 **S.,El Golli**, "Thermodynamique générale et applications", *CPU Tunisie*, **2003**.
- 38 **A.A.,Sfeir, G., Guarracino**, "Ingénierie des systèmes solaires, application à l'habitat ", *Technique et documentation*,**1980**.
- 39 **S. Sami, A. Hamid, D. Lafri, D. Semmar et R. Kharchi**, Optimisation des surfaces de captation des installations solaires de chauffage d'eau collectif, *Rev. Energ. Ren. : Chemss* 2000 25-31, **2000**.
- 40 **A. Hamid, S. Sami, D. Semmar, D. Lafri et R. Kharchi**, Etude et réalisation d'une installation solaire de chauffage d'eau collectif, *Rev. Energ. Ren. : Zones Arides* (2002) 95-100, **2002**.
- Web01 www.aie.com l'agence internationale de l'environnement.
- Web02 www.mem-algeria.org Ministère algérien d'énergie et des mines.
- Web03 www.techniques-ingenieur.fr

Annexe A

Propriétés thermodynamiques du réfrigérant R134a

Le fluide frigorigène R134a est un hydrofluorocarbure 'HFC' de la famille de l'éthane. Il a pour formule organique CH₂F-CF₃.



Ses principales propriétés sont résumées dans le tableau suivant:

Propriétés	Valeur
Température d'ébullition	- 26.07 °C
Température de fusion	- 103.3 °C
Température critique	+ 101.06 °C
Pression critique	40.59 Bar abs.
Masse molaire	0.102 kg/mol
Enthalpie de vaporisation à $T_s = -10^\circ\text{C}$	206 kJ/kg.K
Masse volumique du liquide à $T_s = -10^\circ\text{C}$	1328 kg/m ³
Masse volumique de la vapeur à $T_s = -10^\circ\text{C}$	10.04 kg/m ³

1- Propriétés thermodynamiques du fluide R134a à l'état de saturation

Les principales propriétés thermodynamiques du fluide frigorigène R134a, représentées par des équations polynomiales à l'état de saturation sont: la pression de saturation ou la tension de vapeur P, l'enthalpie H des phases liquide et vapeur, le volume massique V et la masse volumique ρ des deux phases, l'entropie S des phases liquide et vapeur [33].

• Pression de saturation [bar]

$$P = P_1 T_s^4 + P_2 T_s^3 + P_3 T_s^2 + P_4 T_s + P_5$$

$$P_1 = 2.12766 \cdot 10^{-8}; P_2 = 8.95522 \cdot 10^{-8}; P_3 = 0.00147189; P_4 = 0.0.106194;$$

$$P_5 = 2.93554$$

• Enthalpie de la phase liquide [kJ/kg]

$$H_{liq} = h_{l1} T_s^4 + h_{l2} T_s^3 + h_{l3} T_s^2 + h_{l4} T_s + h_{l5}$$

$$h_{l1} = 1.43312 \cdot 10^{-7}; h_{l2} = -1.86962 \cdot 10^{-6}; h_{l3} = 1.984410^{-3}; h_{l4} = 1.30623; h_{l5} = 200.041$$

• **Enthalpie de la phase vapeur [kJ/kg]**

$$H_{vap} = h_{v1} T_s^3 + h_{v2} T_s^2 + h_{v3} T_s + h_{v4}$$

$$h_{v1} = -1.7002910^{-5}; h_{v2} = -0.84436810^{-3}; h_{v3} = 0.588189; h_{v4} = 396.476$$

• **Masse volumique de la phase liquide [kg/l]**

$$\rho_{liq} = \rho_{l1} T_s^4 + \rho_{l2} T_s^3 + \rho_{l3} T_s^2 + \rho_{l4} T_s + \rho_{l5}$$

$$\rho_{l1} = -1.1253610^{-9}; \rho_{l2} = -2.541710^{-8}; \rho_{l3} = -710^{-6}; \rho_{l4} = -3.2868310^{-3};$$

$$\rho_{l5} = 1.296547$$

• **Masse volumique de la phase vapeur [kg/m³]**

$$\rho_{vap} = \rho_{v1} T_s^4 + \rho_{v2} T_s^3 + \rho_{v3} T_s^2 + \rho_{v4} T_s + \rho_{v5}$$

$$\rho_{v1} = 1.043910^{-6}; \rho_{v2} = 3.483510^{-5}; \rho_{v3} = 5.6615610^{-3}; \rho_{v4} = 0.526964;$$

$$\rho_{v5} = 14.9159$$

• **Entropie de la phase liquide [kJ/kg.K]**

$$S_{liq} = s_{l1} T_s^3 + s_{l2} T_s^2 + s_{l3} T_s + s_{l4}$$

$$s_{l1} = 2.5808710^{-8}; s_{l2} = -1.3199510^{-6}; s_{l3} = 4.7110410^{-3}; s_{l4} = 1$$

• **Entropie de la phase vapeur [kJ/kg.K]**

$$S_{vap} = s_{v1} T_s^3 + s_{v2} T_s^2 + s_{v3} T_s + s_{v4}$$

$$s_{v1} = -7.1703610^{-8}; s_{v2} = 7.2303210^{-6}; s_{v3} = -5.3679310^{-4}; s_{v4} = 1.71932$$

2- Propriétés thermodynamiques de la vapeur surchauffée du R134a

La grandeur thermodynamique du fluide R134a, du domaine de la phase vapeur surchauffée, qui nous intéresse dans cette étude est l'enthalpie. La forme polynomiale proposée, relative à l'enthalpie de la vapeur surchauffée du fluide frigorigène R134a, est la suivante [33]:

$$H = AT^2 + BT + C$$

L'intervalle d'étude est compris entre -40 et +90 °C pour la température de saturation et la température réelle maximale utilisée est de 120 °C. La variation des constantes A, B et C de l'expression de l'enthalpie en fonction de la température de saturation T_s est donnée dans les relations suivantes [33]:

Variation de A en fonction de T_s

$$A = A_1 T_s^3 + A_2 T_s^2 + A_3 T_s + A_4$$

$$A_1 = - 2.25 \cdot 10^{-9}; A_2 = - 1.49 \cdot 10^{-7}; A_3 = - 1.3 \cdot 10^{-5}; A_4 = 0.477 \cdot 10^{-3}$$

Variation de B en fonction de T_s

$$B = B_1 T_s^3 + B_2 T_s^2 + B_3 T_s + B_4$$

$$B_1 = 1.3 \cdot 10^{-6}; B_2 = 3.5 \cdot 10^{-5}; B_3 = 2.44 \cdot 10^{-3}; B_4 = 0.917412$$

Variation de C en fonction de T_s

$$C = C_1 T_s^3 + C_2 T_s^2 + C_3 T_s + C_4$$

$$C_1 = - 0.000147; C_2 = - 0.003073; C_3 = - 0.17755; C_4 = 395.399$$

3- Propriétés physiques du fluide R134a à l'état de saturation

Il est tout à fait évident que le calcul des flux thermiques exige la détermination des propriétés physiques à différents niveaux thermiques. L'expression du coefficient d'échange thermique par condensation fait apparaître la densité aussi bien dans la phase liquide que de la phase vapeur, la conductivité thermique et la viscosité du fluide réfrigérant.

• Calcul de la densité [kg/m³]

La densité de la phase vapeur peut être estimée par l'équation d'interpolation suivant [34]:

$$\rho_v = 1/(148.29 \text{Exp}(-0.0284 T))$$

La densité du liquide saturé est déterminée par l'équation suivante [34]:

$$\rho_l = 4717.2 \text{Exp}(-0.0045 T)$$

• Calcul de la conductivité thermique [W/m.K]

La conductivité thermique du frigorigène R134a à l'état liquide saturé est donnée par l'équation suivante [34]:

$$\lambda = (-0.46T + 219.05) \times 10^{-3}$$

- **Calcul de la viscosité dynamique [Pa.s]**

L'expression de la viscosité du liquide saturé est donnée par [34]:

$$\mu = (10559 \text{ Exp}(-0.0131 T)) \times 10^{-6}$$

Propriétés thermodynamiques du fluide R134a à la saturation [34]:

Refrigerant 134a (1,1,1,2-Tetrafluoroethane) Properties of Saturated Liquid and Saturated Vapor

Temp., °C	Absolute Pressure, MPa	Density, kg/m ³	Vol. nume, m ³ /kg	Enthalpy, kJ/kg		Entropy, kJ/(kg·K)		Specific Heat c_p , kJ/(kg·K)		c_v/c_p	Velocity of Sound, m/s		Viscosity, $\mu\text{Pa}\cdot\text{s}$		Thermal Cond. mW/(m·K)		Surface Tension, mN/m	Temp., °C
				Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor		Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor		
-103.30a	0.00039	1591.2	35.263	71.89	335.07	0.4143	1.9638	1.147	0.585	1.163	1135.	127.	2186.6	6.63	—	—	28.15	-103.30
-100.00	0.00056	1581.9	25.039	75.71	337.00	0.4366	1.9456	1.168	0.592	1.161	1111.	128.	1958.2	6.76	—	—	27.56	-100.00
-90.00	0.00153	1553.9	9.7191	87.59	342.94	0.5032	1.8975	1.201	0.614	1.155	1051.	131.	1445.6	7.16	—	—	25.81	-90.00
-80.00	0.00369	1526.2	4.2504	99.65	349.03	0.5674	1.8585	1.211	0.637	1.151	999.	134.	1109.9	7.57	—	—	24.11	-80.00
-70.00	0.00801	1498.6	2.0528	111.78	355.23	0.6286	1.8269	1.215	0.660	1.148	951.	137.	879.6	7.97	125.8	—	22.44	-70.00
-60.00	0.01394	1471.0	1.0770	123.96	361.51	0.6871	1.8016	1.220	0.685	1.146	904.	139.	715.4	8.38	121.1	—	20.81	-60.00
-50.00	0.02948	1443.1	0.60560	136.21	367.83	0.7432	1.7812	1.229	0.712	1.146	858.	142.	594.3	8.79	116.5	7.12	19.22	-50.00
-40.00	0.05122	1414.8	0.36095	148.57	374.16	0.7973	1.7649	1.243	0.740	1.148	812.	144.	502.2	9.20	111.9	8.19	17.66	-40.00
-30.00	0.08436	1385.9	0.22596	161.10	380.45	0.8498	1.7519	1.260	0.771	1.152	765.	145.	430.4	9.62	107.3	9.16	16.13	-30.00
-28.00	0.09268	1380.0	0.20682	163.62	381.70	0.8601	1.7497	1.264	0.778	1.153	756.	145.	418.0	9.71	106.3	9.35	15.83	-28.00
-26.07b	0.10132	1374.3	0.19016	166.07	382.90	0.8701	1.7476	1.268	0.784	1.154	747.	146.	406.4	9.79	105.4	9.52	15.54	-26.07
-26.00	0.10164	1374.1	0.18961	166.16	382.94	0.8704	1.7476	1.268	0.785	1.154	747.	146.	406.0	9.79	105.4	9.53	15.53	-26.00
-24.00	0.11707	1368.2	0.17410	168.70	384.19	0.8806	1.7455	1.273	0.791	1.155	738.	146.	394.6	9.88	104.5	9.71	15.23	-24.00
-22.00	0.12160	1362.2	0.16010	171.26	385.43	0.8908	1.7436	1.277	0.798	1.156	728.	146.	383.6	9.96	103.6	9.89	14.93	-22.00
-20.00	0.13268	1356.2	0.14744	173.82	386.66	0.9009	1.7417	1.282	0.805	1.157	719.	146.	373.1	10.05	102.6	10.07	14.63	-20.00
-18.00	0.14454	1350.2	0.13597	176.39	387.89	0.9110	1.7399	1.286	0.812	1.159	710.	146.	363.0	10.14	101.7	10.24	14.33	-18.00
-16.00	0.15721	1344.1	0.12556	178.97	389.11	0.9211	1.7383	1.291	0.820	1.160	700.	147.	353.3	10.22	100.8	10.42	14.04	-16.00
-14.00	0.17074	1338.0	0.11610	181.56	390.33	0.9311	1.7367	1.296	0.827	1.162	691.	147.	344.0	10.31	99.9	10.59	13.74	-14.00
-12.00	0.18516	1331.8	0.10749	184.16	391.55	0.9410	1.7351	1.301	0.835	1.164	682.	147.	335.0	10.40	99.0	10.76	13.45	-12.00
-10.00	0.20052	1325.6	0.09963	186.78	392.75	0.9509	1.7337	1.306	0.842	1.166	672.	147.	326.3	10.49	98.0	10.93	13.16	-10.00
-8.00	0.21684	1319.3	0.09246	189.40	393.95	0.9608	1.7323	1.312	0.850	1.168	663.	147.	318.0	10.58	97.1	11.10	12.87	-8.00
-6.00	0.23418	1313.0	0.08591	192.03	395.15	0.9707	1.7310	1.317	0.858	1.170	654.	147.	309.9	10.67	96.2	11.28	12.58	-6.00
-4.00	0.25257	1306.6	0.07991	194.68	396.33	0.9805	1.7297	1.323	0.866	1.172	644.	147.	302.2	10.76	95.3	11.45	12.29	-4.00
-2.00	0.27206	1300.2	0.07440	197.33	397.51	0.9903	1.7285	1.329	0.875	1.175	635.	147.	294.7	10.85	94.3	11.62	12.00	-2.00
0.00	0.29269	1293.7	0.06935	200.00	398.68	1.0000	1.7274	1.335	0.883	1.178	626.	147.	287.4	10.94	93.4	11.79	11.71	0.00
2.00	0.31450	1287.1	0.06470	202.68	399.84	1.0097	1.7263	1.341	0.892	1.180	616.	147.	280.4	11.03	92.5	11.96	11.43	2.00
4.00	0.33755	1280.5	0.06042	205.37	401.00	1.0194	1.7252	1.347	0.901	1.183	607.	147.	273.6	11.13	91.6	12.13	11.14	4.00
6.00	0.36186	1273.8	0.05648	208.08	402.14	1.0291	1.7242	1.353	0.910	1.187	598.	147.	267.0	11.22	90.7	12.31	10.86	6.00
8.00	0.38749	1267.0	0.05284	210.80	403.27	1.0387	1.7233	1.360	0.920	1.190	588.	147.	260.6	11.32	89.7	12.48	10.58	8.00
10.00	0.41449	1260.2	0.04948	213.53	404.40	1.0483	1.7224	1.367	0.930	1.193	579.	146.	254.3	11.42	88.8	12.66	10.30	10.00
12.00	0.44289	1253.3	0.04636	216.27	405.51	1.0579	1.7215	1.374	0.939	1.197	569.	146.	248.3	11.52	87.9	12.84	10.02	12.00
14.00	0.47276	1246.3	0.04348	219.03	406.61	1.0674	1.7207	1.381	0.950	1.201	560.	146.	242.5	11.62	87.0	13.02	9.74	14.00
16.00	0.50413	1239.3	0.04081	221.80	407.70	1.0770	1.7199	1.388	0.960	1.206	550.	146.	236.8	11.72	86.0	13.20	9.47	16.00
18.00	0.53706	1232.1	0.03833	224.59	408.78	1.0865	1.7191	1.396	0.971	1.210	541.	146.	231.2	11.82	85.1	13.39	9.19	18.00
20.00	0.57159	1224.9	0.03603	227.40	409.84	1.0960	1.7183	1.404	0.982	1.215	532.	145.	225.8	11.92	84.2	13.57	8.92	20.00
22.00	0.60777	1217.5	0.03388	230.21	410.89	1.1055	1.7176	1.412	0.994	1.220	522.	145.	220.5	12.03	83.3	13.76	8.65	22.00
24.00	0.64566	1210.1	0.03189	233.05	411.93	1.1149	1.7169	1.420	1.006	1.226	512.	145.	215.4	12.14	82.4	13.96	8.38	24.00
26.00	0.68531	1202.6	0.03003	235.90	412.95	1.1244	1.7162	1.429	1.018	1.231	503.	144.	210.4	12.25	81.4	14.15	8.11	26.00
28.00	0.72676	1194.9	0.02829	238.77	413.95	1.1338	1.7155	1.438	1.031	1.238	493.	144.	205.5	12.36	80.5	14.35	7.84	28.00
30.00	0.77008	1187.2	0.02667	241.65	414.94	1.1432	1.7149	1.447	1.044	1.244	484.	143.	200.7	12.48	79.6	14.56	7.57	30.00
32.00	0.81530	1179.3	0.02516	244.55	415.90	1.1527	1.7142	1.457	1.058	1.251	474.	143.	196.0	12.60	78.7	14.76	7.31	32.00
34.00	0.86250	1171.3	0.02374	247.47	416.85	1.1621	1.7135	1.467	1.073	1.259	465.	142.	191.4	12.72	77.7	14.97	7.05	34.00
36.00	0.91172	1163.2	0.02241	250.41	417.78	1.1715	1.7129	1.478	1.088	1.267	455.	142.	186.9	12.84	76.8	15.19	6.78	36.00
38.00	0.96301	1154.9	0.02116	253.37	418.69	1.1809	1.7122	1.489	1.104	1.276	445.	141.	182.5	12.97	75.9	15.41	6.52	38.00
40.00	1.0165	1146.5	0.01999	256.35	419.58	1.1903	1.7115	1.500	1.120	1.285	436.	140.	178.2	13.10	75.0	15.64	6.27	40.00
42.00	1.0721	1137.9	0.01890	259.35	420.44	1.1997	1.7108	1.513	1.138	1.295	426.	140.	174.0	13.24	74.1	15.86	6.01	42.00
44.00	1.1300	1129.2	0.01786	262.38	421.28	1.2091	1.7101	1.525	1.156	1.306	416.	139.	169.8	13.38	73.1	16.10	5.76	44.00
46.00	1.1901	1120.3	0.01689	265.42	422.09	1.2185	1.7094	1.539	1.175	1.318	407.	138.	165.7	13.52	72.2	16.34	5.51	46.00
48.00	1.2527	1111.3	0.01598	268.49	422.88	1.2279	1.7086	1.553	1.196	1.331	397.	137.	161.7	13.67	71.3	16.59	5.26	48.00
50.00	1.3177	1102.0	0.01511	271.59	423.63	1.2373	1.7078	1.569	1.218	1.345	387.	137.	157.7	13.83	70.4	16.84	5.01	50.00
52.00	1.3852	1092.6	0.01430	274.71	424.35	1.2468	1.7070	1.585	1.241	1.360	377.	136.	153.8	13.99	69.5	17.10	4.76	52.00
54.00	1.4553	1083.2	0.01353	277.86	425.03	1.2562	1.7061	1.602	1.266	1.377	367.	135.	149.9	14.16	68.5	17.36	4.52	54.00
56.00	1.5280	1073.0	0.01280	281.04	425.68	1.2657	1.7051	1.621	1.293	1.395	358.	134.	146.1	14.33	67.6	17.63	4.28	56.00
58.00	1.6033	1062.8	0.01212	284.25	426.29	1.2752	1.7041	1.641	1.322	1.416	348.	133.	142.3	14.51	66.7	17.91	4.04	58.00
60.00	1.6815	1052.4	0.01146	287.49	426.86	1.2847	1.7031	1.663	1.354	1.438	338.	132.	138.6	14.71	65.8	18.19	3.81	60.00
62.00	1.7625	1041.7	0.01085	290.77	427.37	1.2943	1.7019	1.686	1.388	1.463	328.	131.	134.9	14.91	64.9	18.48	3.57	62.00
64.00	1.8464	1030.7	0.01026	294.08	427.84	1.3039	1.7007	1.712	1.426	1.490	318.	129.	131.2	15.12	63.9	18.78	3.34	64.00
66.00	1.9334	1019.4	0.00970	297.44	428.25	1.3136	1.6995	1.740	1.468	1.522	308.	128.	127.5	15.35	63.0	19.09	3.12	66.00
68.00	2.0234	1007.7	0.00917	300.84	428.61	1.3234	1.6979	1.772	1.515	1.557	298.	127.	123.9	15.59	62.1	19.40	2.89	68.00
70.00	2.1165	995.6	0.00867	304.29	428.89	1.3332	1.6963	1.806	1.567	1.597	287.	126.	120.3	15.85	61.2	19.72	2.67	70.00
72.00	2.2130	983.1	0.00818	307.79	429.10	1.3430												

Annexe B

Acquisition des propriétés physiques de l'eau

1. Calcul de la viscosité :

Les fluides sont naturellement visqueux. Cette propriété qui ne peut apparaître lorsque les fluides sont au repos, est parfaitement mise en évidence dès que l'on met en mouvement un fluide. La viscosité varie avec la température ; elle diminue pour un accroissement de température pour les liquides, elle augmente pour les gaz. A travers les données présentées par [31], la viscosité dynamique du liquide saturé est donnée par la formule suivante :

$$\mu = 368355 \text{Exp}(-0.02021T) * 1.E - 6 \quad [Pa.s]$$

Pour l'intervalle de température $[283.15 < T < 363.15]$

2. Calcul de la conductivité thermique :

La conductivité thermique d'un liquide varie en fonction de la température suivant la loi de Horrocks et Mchaughlin. Les données de la conductivité thermique peuvent être corrélées, en fonction de l'état saturé de l'eau et tout en dépendant du domaine de température, par l'équation suivante :

$$\lambda = 325.25 \text{Exp}(0.0021T) * 1.E - 3 \quad [W / m.K]$$

Pour l'intervalle de température $[283.15 < T < 363.15]$

3. Calcul du nombre de Prandtl :

Le nombre de Prandtl : $Pr = \frac{Cp\mu}{\lambda} = \frac{\nu}{a}$ est un groupement intrinsèque lié au fluide.

L'expression du nombre de Prandtl pour l'eau liquide saturée en fonction de la température est la suivante :

$$Pr = 4834 \text{Exp}(-0.02235T)$$

4. Calcul de la densité :

L'expression du coefficient d'échange thermique par convection libre fait apparaître la densité du liquide. Le volume spécifique de l'eau liquide saturé peut être estimé par l'équation d'interpolation suivante :

$$V_e = 0.90083 \text{Exp}(0.000381 T) \quad [m^3 / kg]$$

La densité du liquide saturé est déterminée par l'équation suivante :

$$\rho_e = 1/V_e \quad [kg/m^3]$$

5. Calcul du coefficient de dilatation volumique

Le coefficient de dilatation volumique de l'eau liquide saturée est donné par l'expression suivante :

$$\beta = (2613.90 \log(T) - 14651) \times 1.E - 6 \quad [K^{-1}]$$

Remarque :

Les propriétés citées précédemment sont calculées en fonction de la température moyenne de l'eau dans la cuve de stockage.

Propriétés physiques de l'eau liquide saturée [35]

Temperature, °C	$10^4 \beta$	$10^4 k_T/\text{bar}$	$10^4 k_V/\text{bar}$	$v_s, \text{m/s}$	$\mu_f, 10^{-3} \text{Pa}\cdot\text{s}$	$c_p, \text{kJ/kg}\cdot\text{K}$	$k, \text{W/m}\cdot\text{K}$	Pr, bar	$\sigma, \text{N/m}$
0	-0.681	0.50885	0.50855	1402.4	1.793	4.2176	0.567	13.32	0.07565
1	-0.501	0.50509	0.50493	1407.4	1.732	4.2140	0.569	12.83	0.07551
2	-0.327	0.50151	0.50143	1412.2	1.675	4.2107	0.570	12.37	0.07537
3	-0.160	0.49808	0.49806	1417.0	1.621	4.2077	0.572	11.93	0.07522
4	0.003	0.49481	0.49481	1421.6	1.569	4.2048	0.573	11.51	0.07508
5	0.160	0.49169	0.49167	1426.2	1.520	4.2022	0.575	11.11	0.07494
6	0.312	0.48871	0.48865	1430.6	1.474	4.1999	0.577	10.73	0.07480
7	0.460	0.48587	0.48573	1434.9	1.429	4.1977	0.578	10.38	0.07465
8	0.604	0.48315	0.48291	1439.1	1.387	4.1956	0.580	10.04	0.07451
9	0.744	0.48056	0.48019	1443.3	1.346	4.1938	0.581	9.72	0.07436
10	0.880	0.47809	0.47757	1447.3	1.308	4.1921	0.5828	9.41	0.07422
11	1.012	0.47573	0.47504	1451.2	1.271	4.1906	0.5844	9.11	0.07407
12	1.141	0.47347	0.47260	1455.0	1.236	4.1892	0.5859	8.84	0.07393
13	1.267	0.47133	0.47024	1458.7	1.202	4.1879	0.5875	8.57	0.07378
14	1.389	0.46928	0.46797	1462.4	1.170	4.1867	0.5891	8.32	0.07364
15	1.509	0.46733	0.46578	1465.9	1.139	4.1856	0.5906	8.07	0.07349
16	1.626	0.46548	0.46366	1469.4	1.110	4.1847	0.5922	7.84	0.07334
17	1.740	0.46371	0.46162	1472.7	1.081	4.1838	0.5937	7.62	0.07319
18	1.852	0.46203	0.45966	1476.0	1.054	4.1830	0.5953	7.41	0.07304
19	1.961	0.46043	0.45776	1479.2	1.028	4.1823	0.5968	7.20	0.07289
20	2.068	0.45892	0.45593	1482.3	1.003	4.1817	0.5983	7.01	0.07274
21	2.173	0.45748	0.45417	1485.3	0.979	4.1812	0.5999	6.82	0.07259
22	2.275	0.45612	0.45248	1488.3	0.955	4.1807	0.6014	6.64	0.07244
23	2.376	0.45484	0.45084	1491.2	0.933	4.1802	0.6029	6.47	0.07229
24	2.475	0.45362	0.44927	1493.9	0.911	4.1798	0.6044	6.30	0.07213
25	2.572	0.45247	0.44776	1496.7	0.891	4.1795	0.6059	6.15	0.07198
26	2.667	0.45139	0.44630	1499.3	0.871	4.1792	0.6074	5.99	0.07182
27	2.761	0.45038	0.44490	1501.9	0.852	4.1790	0.6089	5.85	0.07167
28	2.852	0.44943	0.44355	1504.3	0.833	4.1788	0.6104	5.70	0.07151
29	3.032	0.44771	0.44102	1509.1	0.798	4.1785	0.6133	5.44	0.07130
32	3.206	0.44622	0.43869	1513.6	0.765	4.1783	0.6162	5.19	0.07089
34	3.375	0.44496	0.43655	1517.8	0.734	4.1782	0.6190	4.95	0.07058
36	3.539	0.44390	0.43459	1521.7	0.705	4.1783	0.6218	4.74	0.07025
38	3.698	0.44305	0.43280	1525.4	0.679	4.1784	0.6246	4.54	0.06992
40	3.853	0.44239	0.43118	1528.9	0.653	4.1786	0.6273	4.35	0.06960
42	4.004	0.44192	0.42972	1532.1	0.629	4.1789	0.6299	4.17	0.06927
44	4.152	0.44162	0.42842	1535.0	0.607	4.1792	0.6315	4.02	0.06894
46	4.296	0.44149	0.42726	1537.7	0.586	4.1797	0.6351	3.86	0.06861
48	4.438	0.44153	0.42624	1540.3	0.566	4.1801	0.6375	3.71	0.06828
50	4.576	0.44173	0.42535	1542.6	0.547	4.1807	0.6400	3.57	0.06795
55	4.910	0.44290	0.42370	1547.4	0.5043	4.1824	0.6457	3.267	0.06710
60	5.231	0.44406	0.42281	1551.0	0.4668	4.1844	0.6511	3.000	0.06624
65	5.539	0.44788	0.42262	1553.4	0.4338	4.1869	0.6561	2.768	0.06537
70	5.837	0.45162	0.42309	1554.8	0.4045	4.1897	0.6607	2.565	0.06449
75	6.128	0.45614	0.42418	1555.1	0.3784	4.1929	0.6649	2.386	0.06359
80	6.411	0.46143	0.42587	1554.4	0.3550	4.1965	0.6696	2.228	0.06268
85	6.689	0.46748	0.42812	1552.9	0.3340	4.2005	0.6721	2.088	0.06176
90	6.962	0.47429	0.43093	1550.5	0.3150	4.2050	0.6753	1.962	0.06083
95	7.233	0.48185	0.43429	1547.2	0.2979	4.2102	0.6779	1.850	0.05988
100	7.501	0.49019	0.43819	1543.1	0.2823	4.2164	0.6800	1.756	0.05892