

N° d'ordre :
N° de série :



Ministère de l'Enseignement Supérieur
et de la Recherche Scientifique
Université Kasdi Merbah Ouargla



Faculté des Mathématiques et des Sciences de la Matière
Département de Physique

Thèse de Doctorat
En Physique Énergétique

Présentée par :
MARIF Yacine

Sujet de la thèse :

**Caractérisation d'un concentrateur cylindro-
parabolique de dimensions réelles au sud de
l'Algérie: Région d'Ouargla**

Soutenu publiquement le:12/03/2015

Devant le jury composé de :

Mr. Nouredine Settou	Prof. U.K.M. Ouargla	Président
Mr. Messaoud Hamouda	Prof. Université d'Adrar	Examineur
Mr. Abdelmadjid Atif	MCA. U.S.T.H.B. Alger	Examineur
Mr. Djamel Bechki	MCA. U.K.M. Ouargla	Examineur
Mr. Hamza Bouguettaia	Prof. U.K.M. Ouargla	Co-promoteur
Mr. Hocine Benmoussa	Prof. U.H.L. Batna	Promoteur

Année Universitaire : 2014/2015

Dédicaces

A la lumière de ma vie, mes très chers parents.

*A ma chère femme et mes chers enfants, ils restent
le diamant de mon cœur, tout le long de ma vie.*

A la mémoire de mon cher frère.

A mes chers sœurs et frères et leurs familles.

A tous mes amis.

Je dédie ce travail.

Remerciements

Avant tout, je remercie Dieu pour m'avoir donné le courage et la patience de mener ce modeste travail.

J'adresse mes remerciements à mon encadreur le Professeur BENMOUSSA Hocine pour sa direction de cette thèse, ainsi que pour ses conseils précieux.

J'aimerais aussi adresser mes remerciements à mon co-encadreur le Professeur BOUGUTTAIA Hamza pour sa patience et ses orientations.

Je remercie Monsieur le Professeur SETTOU Noureddine, pour m'avoir fait l'honneur de présider ce jury de thèse.

Je tiens à adresser mes plus sincères reconnaissances aux membres du jury, Monsieur le Professeur HAMOUDA Messaoud, Monsieur le Docteur ATIF Abdelmadjid et Monsieur le Docteur BECHKI Djamel d'avoir accepté d'évaluer mon travail.

A tous les chercheurs et les travailleurs de l'Unité de Recherche en Energies Renouvelables en Milieu Saharien d'Adrar. Une attention particulière à Monsieur ZERROUKI Moussa, BELHADJ Mohammed Mustapha, BENHAMMOU Mohammed et MONGAR Hocine.

A mes chers et fidèles amis et à tous ceux qui me connaissent.

Sommaire

Dédicaces	i
Remerciements	ii
Sommaire	iii
Liste des tableaux	vi
Liste des figures	vii
Nomenclature	x
Résumé	xiv
Introduction générale	1
Chapitre 1:Etat de l'art	
1-1- Introduction	4
1-2- Les concentrateurs solaires.....	5
1-2-1-Le concentrateur parabolique.....	6
1-2-2- La tour solaire.....	8
1-2-3- Les miroirs de Fresnel.....	9
1-2-4 Le concentrateur cylindro-parabolique.....	9
1-2-4-1- Description du concentrateur.....	10
1-2-4-2- Le réflecteur parabolique.....	12
1-2-4-3- Le tube absorbeur.....	13
1-2-4-4- Le système de poursuite solaire.....	14
1-2-4-5- L'exploitation de la technologie des CCP en Algérie.....	15
1-3- La distillation solaire.....	16
1-4- La climatisation solaire.....	19
1-5- Conclusion.....	21
Chapitre 2:Modélisation mathématique	
2-1- Introduction à la simulation.....	22
2-2- Estimation du rayonnement solaire et température ambiante.....	23
2-2-1- Introduction.....	23
2-2-2- Estimation du rayonnement direct.....	24
2-2-3- Estimation du rayonnement diffus.....	26
2-2-4- Estimation de la température ambiante.....	27
2-3- Développement d'un modèle mathématique du CCP.....	28

2-3-1-Introduction.....	28
2-3-2-Modélisation de l'absorbeur.....	29
2-3-3-Le transfert de chaleur intérieur.....	32
2-3-4-Le transfert de chaleur extérieur.....	33
2-3-5-Le transfert de chaleur utile.....	35
2-4- Résolution numérique.....	37
2-4-1- Principes de la méthode des différences finies.....	38
2-4-2- Formes discrètes des équations.....	39
2-4-3- Programme de calcul.....	41
2-5- Conclusion.....	44
Chapitre 3:Modélisation d'un système de climatisation/distillation à Ouargla	
3 -1- Présentation générale de la wilaya d'Ouargla.....	45
3-2 - Système de climatisation.....	46
3-2-1- Circuit secondaire du système.....	47
3-2-2- Estimation de la charge de climatisation.....	48
3-3- Système de distillation.....	53
3-3-1- Modélisation et résolution numérique.....	54
3-3-2- Représentation des flux de transferts dans le distillateur.....	57
3-4- Conclusion.....	59
Chapitre 4:Résultats et discussions	
4-1- Introduction.....	60
4-2- Validation des modèles.....	60
4-2-1- Rayonnement et température ambiante.....	60
4-2-2- Modèle du CCP.....	64
4-3- Simulation des performances d'un CCP Sandia.....	65
4-3-1- La performance optique.....	65
4-3-2- La performance thermique.....	68
4-3-2-1-Température des composants du système.....	69
4-3-2-2- Efficacité thermique.....	73
4-4- Simulation des performances du système de climatisation.....	76
4-4-1- Effet de l'isolation sur la charge de climatisation.....	77
4-4-2- Optimisation de la surface d'ouverture du CCP.....	81
4-5- Simulation des performances du système de distillation.....	84

Sommaire

4-5-1- Comparaison entre les étages du distillateur.....	84
4-5-2- Effet des différents paramètres sur la production.....	86
4-6- Conclusion.....	89
Conclusion et perspective.....	90
Annexes	
Annexe -A- Programme de calcul du CCP.....	92
A-1- Le programme principal.....	92
A-2- Fonction « rayon » pour calculer le rayonnement solaire.....	99
A-3- Fonction « inciden » pour calculer l'angle d'incidence	100
A-4- Fonction « ambient » pour calculer la température ambiante.....	101
Annexe -B- Propriétés et caractéristiques.....	102
B-1-Propriétés physiques des fluides.....	102
B-2-Propriétés physiques des matériaux de construction.....	103
B-3- Caractéristiques du CCP Sandia.....	104
B-4- Caractéristiques du CCP de l'université de Stellenbosch.....	106
Références bibliographiques.....	108

Liste des tableaux

1.1	Caractéristiques des centrales solaires à concentration.....	6
1.2	Les nouveaux projets CSP en Algérie.....	16
2.1	Températures minimales et maximales à Ouargla.....	28
2.2	Schémas numériques des dérivées partielles.....	38
4.1	Comparaison entre les résultats expérimentaux et de simulation.....	64
4.2	Comparaison de l'énergie absorbée suivant les modes de poursuite solaire.....	66
4.3	Période de fonctionnement en fonction de la longueur du CCP.....	82
4.4	Résultats de simulations dans les trois mois d'été.....	83
4.5	Effet de la hauteur du bassin inférieur sur la productivité.....	86
4.6	Effet du débit sur la productivité.....	87
4.7	Effet de la masse d'eau dans le bassin inférieur sur la productivité	88
4.8	Effet de la masse d'eau dans le premier bassin sur la productivité	88

Liste des figures

1.1	Utilisation directe de l'énergie solaire.....	5
1.2	Schéma d'un concentrateur solaire parabolique.....	7
1.3	Schéma d'une centrale à tour.....	8
1.4	Schéma d'un concentrateur solaire de Fresnel.....	9
1.5	Schéma simplifié de la centrale INDITEP.....	10
1.6	Schéma d'un concentrateur cylindro-parabolique.....	11
1.7	Dimensionnement du réflecteur.....	13
1.8	Structure de l'absorbeur.....	14
1.9	Les modes de poursuite solaire d'un CCP.....	15
1.10	La centrale électrique hybride de Hassi Rmel.....	16
1.11	Distillateur solaire à effet de serre.....	17
1.12	Schéma représentatif des dispositifs expérimentaux de Sodha et Yadav.....	18
1.13	Distillateur à étages multiples.....	18
1.14	Schéma simplifié d'une installation du froid solaire.....	19
1.15	Structure d'une machine frigorifique à absorption H ₂ O/LiBr.....	20
2.1	Méthodologie d'une simulation.....	22
2.2	Les flux de chaleur échangés dans le CCP.....	30
2.3	Modèle de résistance thermique.....	30
2.4	Parcours d'un rayon lors de transmissions et de réflexions.....	32
2.5	Discrétisation d'un domaine.....	38
2.6	Division longitudinale de l'absorbeur.....	39

2.7	Organigramme du programme de calcul.....	43
2.8	Partie du programme informatique en MATLAB.....	44
3.1	Heures moyennes d'ensoleillement journalier (1996-2006).....	45
3.2	Représentation des relations entre les éléments du système de climatisation.....	47
3.3	Le modèle de la chambre.....	49
3.4	Mur extérieur de M couches.....	51
3.5	Paramètres d'entrée et de sortie du programme climatisation.....	53
3.6	Distillateur à deux étages avec récupération de la chaleur.....	54
3.7	Paramètres d'entrée et de sortie du programme distillation.....	59
4.1	Schéma de la station NEAL.....	61
4.2	Comparaison des résultats pour une journée d'hiver.....	62
4.3	Comparaison des résultats pour une journée d'été.....	62
4.4	Erreur relative de rayonnement global pour les deux journées.....	63
4.5	Validation de la température ambiante.....	63
4.6	Angle d'incidence modifié et l'efficacité optique en fonction de l'angle d'incidence.....	65
4.7	Variation du rayonnement direct en fonction du temps.....	67
4.8	Moyenne journalière de l'efficacité optique dans une année (CCP Sandia).....	67
4.9	Densité et chaleur spécifique en fonction de la température de travail.....	68
4.10	Conductivité et viscosité en fonction de la température de travail.....	69
4.11	Propriétés des fluides en fonction de la température de travail.....	69
4.12	Evolution de la température à la sortie de l'absorbeur en fonction du temps.....	70
4.13	Coefficient de transfert utile en fonction du temps.....	71
4.14	Perte de chaleur interne en fonction du temps.....	72
4.15	Perte de chaleur externe en fonction du temps.....	72

Liste des figures

4.16	Efficacité thermique globale avec l'eau et de l'huile.....	73
4.17	Effet du vide sur le coefficient de transfert interne.....	74
4.18	Effet de l'émissivité de l'absorbeur sur l'efficacité thermique.....	74
4.19	Effet du débit d'alimentation sur l'efficacité thermique.....	75
4.20	Effet de la température d'entrée sur l'efficacité thermique.....	76
4.21	Moyenne journalière de l'efficacité optique dans une année (CCP Stellenbosch).	77
4.22	Rayonnement solaire incident sur le toit et les quatre murs.....	78
4.23	Variation de la température aux différentes pointes d'un mur ouest.....	78
4.24	Variation de la température de la surface intérieure d'un mur ouest.....	79
4.25	Charge de climatisation et puissance thermique pour une chambre non isolée....	80
4.26	Charge de climatisation et puissance thermique pour une chambre isolée.....	80
4.27	Charge de climatisation pour trois jours représentatifs en été.....	81
4.28	Température ambiante pour trois jours représentatifs en été.....	81
4.29	Températures du réservoir et de l'entrée coté chaude/froide du réservoir.....	83
4.30	Variation des températures du distillateur en fonction du temps.....	85
4.31	Production de distillat en fonction du temps.....	85
4.32	Effet de l'épaisseur de l'isolant sur la productivité.....	87

Nomenclature

Symboles

A	Surface.	[m ²]
A_0	Surface d'ouverture.	[m ²]
A_{he}	Alternance hiver-été.	[-]
az	Azimut du lieu.	[degré]
b	Albédo du sol.	[-]
C	Capacité thermique.	[J/kg K]
C_0	Facteur de concentration.	[-]
d	Distance entre étages.	[m]
D	Diamètre.	[m]
E	Epaisseur.	[m]
F	Distance focale.	[m]
h	Coefficient d'échange thermique.	[W/m ² K]
h_s	Hauteur du soleil.	[degré]
G	Rayonnement solaire global.	[W/m ²]
I_d	Rayonnement solaire direct.	[W/m ²]
I_f	Rayonnement solaire diffus.	[W/m ²]
I_0	Constant solaire.	[W/m ²]
k	Conductivité thermique.	[W/m K]
K	Angle d'incidence modifié.	[-]
L	Longueur.	[m]
L_V	Chaleur latente.	[J/kg]
M	Nombre des couches.	[-]
m	Masse.	[kg]
m_A	Masse atmosphérique.	[-]
\dot{m}_f	Débit massique.	[kg/s]
n	Nombre de jour dans l'année.	[-]
Nu	Nombre de Nusselt.	[-]
P	Pression locale, Pression de vaporisation.	[Pa]
P	Nombre des divisions.	[-]

Nomenclature

Pr	Nombre de Prandtl.	[-]
Q	Flux de chaleur.	[W]
r	Rayon de la parabole.	[m]
R	Rayon d'ouverture.	[m]
Ra	Nombre de Rayleigh.	[-]
Re	Nombre de Reynolds.	[-]
V	Vitesse.	[m ² /s]
T	Température.	[°C]
T_L	Facteur de trouble atmosphérique de Linke.	[-]
T_{Lf}	Facteur de trouble diffusif.	[-]
TSV	Temps solaire vrai.	[s]
t	Temps.	[s]
W	Ouverture du concentrateur.	[m]
W_n	Puissance nominale de la lampe.	[W]
x	Coordonnée axiale.	[m]
X	Périmètre.	[m]
Z	Altitude.	[m]

Symboles grecs

	Absorption.	[-]
τ	Facteur de transmittivité-absorptivité.	[-]
	Transmittivité de l'enveloppe du verre.	[-]
	Facteur d'interception.	[-]
δ	Correction de la distance terre-soleil.	[-]
	Emissivité.	[-]
	Masse volumique.	[kg/m ³]
ρ	Réflexion du réflecteur.	[-]
μ	Viscosité Dynamique.	[Pa-s]
	Latitude.	[degré]
θ	Angle d'ouverture.	[degré]
θ_r	Angle de parabole.	[degré]
	Déclinaison.	[degré]
R	Épaisseur optique de l'atmosphère.	[-]

Nomenclature

	Inclinaison du plan.	[degré]
	Angle d'incidence.	[degré]
	Angle horaire.	[degré]
	Orientation du plan	[degré]
	Constant de Stefan-Boltzmann.	[W/m ² K ⁴]
	Facteur de Friction.	[-]
	Efficacité.	[-]
t	Pas de temps.	[s]
x	Distance entre nœuds.	[m]

Indices

<i>a</i>	Ambiant.
<i>b</i>	Bassin.
<i>ab</i>	Absorbeur.
<i>air</i>	Air.
<i>c</i>	Convection.
<i>con</i>	Conduction.
<i>car</i>	Caractéristique.
<i>clim</i>	Climatisation.
<i>ch</i>	Chambre.
<i>ciel</i>	Ciel.
<i>diff</i>	Diffusion.
<i>e</i>	Eau, Evaporation.
<i>ext</i>	Extérieur.
<i>eff</i>	Effective.
<i>f</i>	Fluide.
<i>h</i>	Horizontale.
<i>i</i>	Nombre d'étages.
<i>iso</i>	Isolation.
<i>in</i>	Entrée.
<i>int</i>	Intérieur.
<i>j</i>	Numéro du nœud.
<i>l</i>	Latente.

Nomenclature

<i>lam</i>	Laminaire.
<i>max</i>	Maximum.
<i>min</i>	Minimum.
<i>opt</i>	Optique.
<i>out</i>	Sortie.
<i>r</i>	Rayonnement, Réservoir.
<i>s</i>	Sensible.
<i>sol</i>	Sol.
<i>th</i>	Thermique.
<i>turb</i>	Turbulent.
<i>v</i>	Enveloppe du verre, Air humide.
<i>u</i>	Utile.
(*)	Valeur de l'instant précédent ($t - t$).
0	Bassin inférieur.
1	Premier étage.
2	Deuxième étage.

الهدف الرئيسي لهذا العمل هو تقييم الكفاءة الضوئية والحرارية لمركز شمسي قطع مكافئ أسطوانى تحت الظروف المناخية لمنطقة ورقلة، التي تقع في الشمال الشرقي للصحراء الجزائرية. بالإضافة إلى محاكاة تطبيقين للمركز الشمسي قطع مكافئ أسطوانى. في هذا الصدد، تم إنجاز نموذج محاكاة مكتوب بلغة الماتلاب باستخدام طريقة الفروق المنتهية. ولقد تم التحقق من صحة هذا النموذج بمقارنته مع نتائج تجريبية و نموذج آخر. من خلال نتائج النمذجة تبين أن نظام التتبع شرق غرب قطبي هو المناسب بالنسبة للمركز قطع مكافئ أسطوانى طوال السنة مع كفاءة حرارية إجمالية بين 65.63% و 69.91% من ناحية أخرى، تبين أن مساحة المركز تقدر بـ 6 م² لتبريد غرفة معزولة لمدة 6 ساعات و 3 م² لإنتاج الماء المقطر بواسطة مقطر متعدد الطوابق.

: منطقة ورقلة، قطع مكافئ أسطوانى، كفاءة، الفروق المنتهية، محاكاة.

Résumé:

L'objectif principal de ce travail est d'évaluer l'efficacité optique et thermique d'un capteur solaire cylindro-parabolique dans les conditions climatiques de la région d'Ouargla, située dans le nord-est du Sahara Algérienne. En plus de simuler deux applications d'un capteur solaire cylindro-parabolique. À cette réflexion, un programme de simulation informatique écrit en MATLAB a été développé en utilisant la méthode des différences finies implicite. Ce programme de simulation a été validé par des données expérimentales et un autre modèle, des excellents accords ont été observés. La présente étude a démontré que dans le montage individuel, le système de suivi est-ouest polaire à un axe est le plus souhaitable pour un concentrateur cylindro-parabolique durant toute l'année avec un rendement thermique global entre 65,63% et 69,91%. D'autre part, il est constaté que la surface d'ouverture d'un petit concentrateur était d'environ 6m² pour fournir la charge de refroidissement d'une chambre isolée durant six heures et de 3m² pour assurer le fonctionnement d'un distillateur à étages multiple.

Mots clés : Région d'Ouargla, Cylindro-parabolique, Performance, Différences finies, Simulation.

Abstract:

The main objective of this work is to evaluate the optical and thermal efficiencies of parabolic trough solar collector under the climate conditions of Ouargla region, situated in northern east of Algerian Sahara. In addition to simulate two applications of a parabolic trough solar collector. In this regard, a computer simulation program written in MATLAB was developed using the implicit finite difference method. This simulation program was validated against experimental data and other model, the excellent agreements were observed. The present study revealed that in the individually installation the one axis polar East-West tracking system was most desirable for a parabolic trough collector throughout the whole year with an overall thermal efficiency about 65.63-69.91%. On the other hand, it is found that the aperture area for a small concentrator was about 6m² to supply isolated room cooling load during six hours and 3m² to ensure the operation of a multi-stage distiller.

Keywords: Ouargla region, Parabolic trough, Performance, Finite difference, Simulation.

Introduction générale

Introduction générale

La consommation énergétique a augmenté ces dernières années avec la croissance rapide dans les secteurs résidentiel, commercial et industriel. Pour le moment la demande énergétique en Algérie est assurée par les grands gisements de pétrole et surtout de gaz. Les problèmes engendrés par l'utilisation des énergies fossiles sont bien connus: pollution de l'air, effet de serre et production d'aérosols. Face à cela, Il est possible que dans certains cas précis d'autres sources d'énergie dites renouvelables comme l'énergie solaire, éolienne et géothermique soient plus rentables ou plus pratiques à mettre en œuvre. Ces énergies renouvelables ont connu une première phase de développement à l'occasion des chocs pétroliers de 1973 et 1978, puis une période de repli après le contre-choc de 1986, avant de retrouver un second souffle en 1998 à la suite de la signature du protocole de Kyoto. Protocole qui prévoit notamment une baisse de 5.2% des émissions de gaz à effet de serre des pays riches sur la période 2002-2012 par rapport à 1990 (Marif, 2008). Au premier rang de ces énergies on trouve l'énergie solaire qui est caractérisée par sa gratuité, sa disponibilité sur une grande partie du globe terrestre et l'absence de risque d'épuisement connu par les sources d'énergie fossile. Au niveau national, l'Algérie a élaboré un programme pour l'exploitation des énergies renouvelables depuis 2011. Ce programme pris en charge principalement par le Ministère de l'Énergie, des centrales photovoltaïques, éoliennes et solaires à concentration seront installées progressivement jusqu'à 2030 pour atteindre les objectifs fixés dans ce programme.

Les systèmes solaires, notamment les systèmes à concentration solaire sont de plus en plus sollicités pour contribuer à la satisfaction des besoins en énergie. La technologie des concentrateurs solaires vient d'atteindre un niveau très remarquable, en utilisant des réflecteurs afin de concentrer les rayons du soleil sur une petite surface. Il existe quatre principaux types des concentrateurs solaires, les concentrateurs cylindro-paraboliques, les miroirs de Fresnel, les tours solaires et les concentrateurs paraboliques. La technologie des Concentrateurs Cylindro-Paraboliques (CCP) est actuellement la plus éprouvée des techniques de concentration solaire, il offre un bon rendement thermique jusqu'à des températures supérieures au 400°C (Fernandez-Garcia et al., 2010). L'application la plus importante de cette technologie est les centrales solaires à concentration (appelées aussi

Concentrating Solar Power -CSP-). Au sud de l'Algérie (Hassi R'mel) une première centrale solaire hybride basée sur des réflecteurs cylindro-paraboliques a été installée en 2010 (El Gharbi et al., 2011).

Il existe d'autres applications de la technologie des concentrateurs cylindro-paraboliques, tels que le chauffage d'eau, le dessalement d'eau et le froid solaire. Le CCP peut être employé pour dessaler l'eau, en reliant le champ solaire à une usine thermique de dessalement par les différents procédés industriels (simple effet, multiples effets et multiples étages), ou indirectement par la production de l'électricité pour les procédés dont la source principale d'énergie est l'électricité comme : l'osmose inverse et l'électrodialyse. De plus on peut remplacer les capteurs solaires plans par un champ des concentrateurs cylindro-paraboliques dans les équipements de chauffage d'eau solaire, parce qu'il assure des grandes températures de fonctionnement avec une plus petite surface de captation par rapport aux capteurs plans. En conséquence, les demandes plus élevées peuvent être couvertes en mélangeant l'eau chaude à un autre froide, les exemples des applications avec des taux élevés de consommation d'eau chaude sont multiples : les usines, les hôpitaux et les équipements de sport (Marif et al., 2010). Dans le secteur résidentiel plusieurs recherches sont enregistrées dans la littérature pour l'optimisation de la consommation énergétique par des petits systèmes de climatisation ou de réfrigération solaires à base des concentrateurs cylindro-paraboliques.

En Algérie le coût est encore trop élevé pour pouvoir espérer faire décoller rapidement le marché des concentrateurs cylindro-paraboliques à grande échelle (industrielle ou semi industrielle). Néanmoins, des installations à petite échelle (domestique) peuvent engendrer la baisse de coût, par l'intégration de ce type des concentrateurs dans des petits systèmes de chauffage eau solaire, de distillation solaire, de cuiseur solaire ou de climatisation solaire. C'est dans ce cadre que le travail présenté dans ce manuscrit prend place. Un programme informatique en MATLAB a été élaboré, pour étudier la performance d'un CCP et la possibilité de l'intégration de ce type des concentrateurs dans un système de distillation solaire et un autre système de climatisation solaire dans les conditions climatiques d'Ouargla.

Le manuscrit est constitué de quatre grands chapitres, précédés d'une introduction générale. Le premier chapitre présente une recherche bibliographique concernant les différents types des concentrateurs solaires centré sur le concentrateur cylindro-parabole. Après une présentation rapide des autres technologies de concentration solaire, les principaux

composants d'un concentrateur cylindro-parabolique sont présentés. En terminant par une présentation de la technologie de distillation et de climatisation solaire.

Le développement de notre outil de modélisation et de simulation d'un concentrateur solaire cylindro-parabolique, font l'objet du second chapitre. Ce modèle est basé sur la méthode de type différences finies (DF) à une dimension (Marif et al., 2014). Les équations différentielles aux dérivées partielles ont été discrétisées par la méthode des différences finies implicite. En suite le système d'équations algébriques est résolu en utilisant la méthode itérative de Gauss-Seidel. De plus le modèle empirique de Capderou (Capderou, 1987) est utilisé pour estimer le rayonnement solaire dans la région d'Ouargla et l'évolution horaire de la température ambiante est calculée à l'aide d'une simple formule semi empirique (Reicosky et al., 1989; Belghit et al.1997).

Le troisième chapitre était destiné à une petite présentation de la wilaya d'Ouargla et à la modélisation d'un système de distillation et un autre de climatisation solaire. Un modèle d'un distillateur à étages multiples est développé, la méthode des différences finies est ensuite appliquée pour discrétiser les équations différentielles ordinaires de ce modèle (Marif, 2012). De plus cette méthode est utilisée pour résoudre l'équation de la conduction unidirectionnelle de la chaleur à travers les murs extérieurs d'une chambre pour calculer la charge de climatisation (Marif et al. 2013).

La validation du rayonnement solaire, température ambiante et de notre modèle du CCP fait l'objet de la première partie du dernier chapitre de cette thèse. La deuxième partie est consacrée à la présentation des résultats avec leurs interprétations. A l'aide de notre programme développé, les caractéristiques d'un concentrateur cylindro-parabolique du laboratoire Sandia ont été utilisées pour étudier la performance de ce type des concentrateurs dans les conditions climatiques d'Ouargla. Cet outil est utilisé pour calculer les performances d'un distillateur multi-étages et une machine de climatisation à absorption couplée à un petit CCP développé en niveau de l'université de Stellenbosch en Afrique du sud (Brooks Michal John, 2005). Finalement, ces quatre chapitres sont complétés par une conclusion générale et des perspectives.

Chapitre 1 :

Etat de l'art

1-1- Introduction :

Le soleil est une étoile de forme pseudo-sphérique dont le diamètre atteint 1 391 000 km. Il est situé à une distance moyenne de 149 598 000 km de la terre, elle émet un rayonnement électromagnétique compris dans une bande de longueur d'onde variant de 0.22 à 10 μm . La terre décrit autour du soleil une trajectoire légèrement elliptique dont le soleil occupe un foyer. Selon sa position par rapport au soleil on a les différentes saisons. La distance terre-soleil varie donc peu au cours de l'année plus au moins 1.65%. Elle est la plus faible vers le début de Janvier et la plus longue le début Juillet. L'atmosphère terrestre reçoit le rayonnement à une puissance moyenne de 1.37kW/m^2 (+/- 3% selon que la terre s'éloigne ou se rapproche du soleil dans sa rotation autour de celui-ci), il absorbe une partie de cette énergie et l'énergie solaire qui arrivent à la surface terrestre dépasse rarement 1.2kW/m^2 . Le rayonnement solaire global qui atteint la surface de la terre comprend un rayonnement direct, provenant en ligne droite du soleil et un rayonnement diffus, résultant de la diffusion de la lumière dans l'atmosphère essentiellement par la couverture nuageuse (Communay, 2002).

L'énergie solaire, à l'origine de la vie sur terre, elle est exploitée depuis la nuit des temps par l'homme. Il existe pourtant de nombreuses technologies résumées dans le schéma de la [figure 1.1](#) permettant de produire de la chaleur pour différentes applications (chauffage, distillation, climatisation et l'électricité) ou de l'électricité en utilisant directement l'énergie solaire photovoltaïque. La première distinction à faire entre ces différentes technologies est celle entre le solaire thermique et le solaire photovoltaïque. Un système solaire composé de cellules photovoltaïques convertit directement une partie du rayonnement solaire en électricité par effet photovoltaïque et le système thermique va utiliser l'énergie solaire pour produire de la chaleur en chauffant un fluide à plus ou moins haute température. Si la température du fluide est assez élevée, on peut alors actionner un cycle thermodynamique pour produire de l'électricité et de la chaleur.

La deuxième distinction est celle entre les capteurs plans et les capteurs à concentration. Le rayonnement solaire dans un capteur plan est intercepté et absorbé par la même surface et son rendement décroît quasiment linéairement lorsque la température de fonctionnement croît. Par contre l'utilisation des réflecteurs pour concentrer les rayons du soleil dans un capteur à concentration permet de diminuer grandement la taille de l'absorbeur, ce qui réduit les pertes de chaleur et permet de augmenter l'efficacité du système à hautes températures. De plus les

réflecteurs dans ces concentrateurs sont sensiblement moins coûteux par unité de surface par rapport aux capteurs plans. Leur inconvénient majeure réside dans le fait qu'ils n'utilisent que le rayonnement solaire direct, c'est pour cela que l'orientation des concentrateurs est relative à la direction de la propagation du rayonnement direct, ceci exige une poursuite continue du soleil.

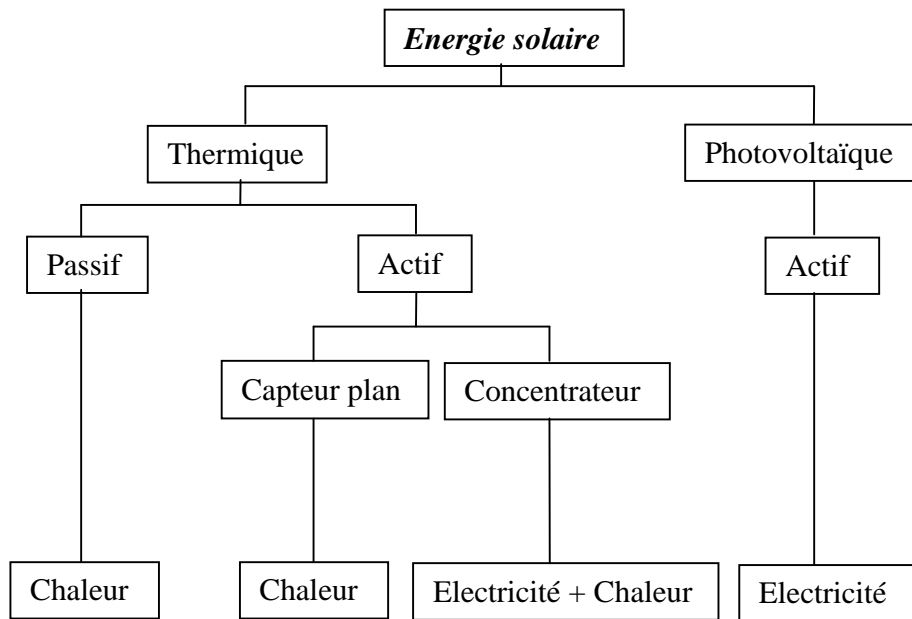


Fig.1.1: Utilisation directe de l'énergie solaire

1-2- Les concentrateurs solaires :

Les concentrateurs solaires focalisent les rayons du soleil dans un point comme la tour solaire et le concentrateur parabolique, ou dans une ligne comme le concentrateur cylindro-parabolique et les miroirs de Fresnel. Les concentrateurs en lignes possèdent généralement un facteur de concentration inférieur à ceux des concentrateurs ponctuels, ce facteur caractérise la géométrie générale d'un concentrateur. Il représente le rapport entre la surface de captation et la surface d'absorption. Les systèmes utilisant les concentrateurs solaires sont capables de générer des températures au voisinage de 1000°C, ces systèmes ont été initialement développés pour la production d'électricité. Les caractéristiques techniques principales de ces centrales solaires à concentration(CSP) sont présentées dans le tableau ci-dessous.

Tableau 1.1: Caractéristiques des centrales solaires à concentration
(German Aerospace Center, 2007)

Type de champ solaire	Facteur de concentration	Capacité d'unité (MW)	Prix du champ solaire (€/m ²)	Température d'opération (°C)
Miroirs de Fresnel	25-100	10-200	150-200	270-550
Cylindro-parabolique	70-80	10-200	200-250	390-550
Parabolique	1000 -3000	0.01-0.04	> 350	800-900
Tour solaire	300-1000	10-150	250-300	550-1000

Les centrales solaires à concentration souffrent cependant de deux contraintes majeures. La première tient à la disponibilité de la ressource. En effet, la concentration ne peut se faire que pour le rayonnement solaire direct à la différence du photovoltaïque. Le deuxième inconvénient est comme pour la plupart des énergies renouvelables, d'ordre économique. Le coût d'investissement est supérieur aux centrales conventionnelles. D'autres problèmes doivent également être examinés. Une ressource en eau est nécessaire pour le lavage des concentrateurs et la connexion au réseau de distribution électrique doit également être étudiée avec attention tout comme le coût du terrain.

1-2-1- Le concentrateur parabolique:

Le concentrateur parabolique représenté schématiquement sur la [figure 1.2](#), est composé d'une surface réfléchive qui concentre le rayonnement solaire incident à son foyer. La contrainte majeure est la nécessité de mobiliser la parabole selon deux axes de rotation pour assurer la poursuite du soleil. Ceci entraîne une limitation de la dimension unitaire de ce concentrateur. Trois types des surfaces réfléchissantes ont été utilisés, la première possibilité consiste en un dépôt d'argent ou d'aluminium à l'arrière d'une plaque de verre, la deuxième est basée sur le même principe mais on remplace la plaque de verre par un film plastique et la troisième

possibilité consiste en des feuilles d'aluminium polies. Ces feuilles sont peu chères mais ont une faible réflectivité et une faible longévité (Quoilin, 2007).

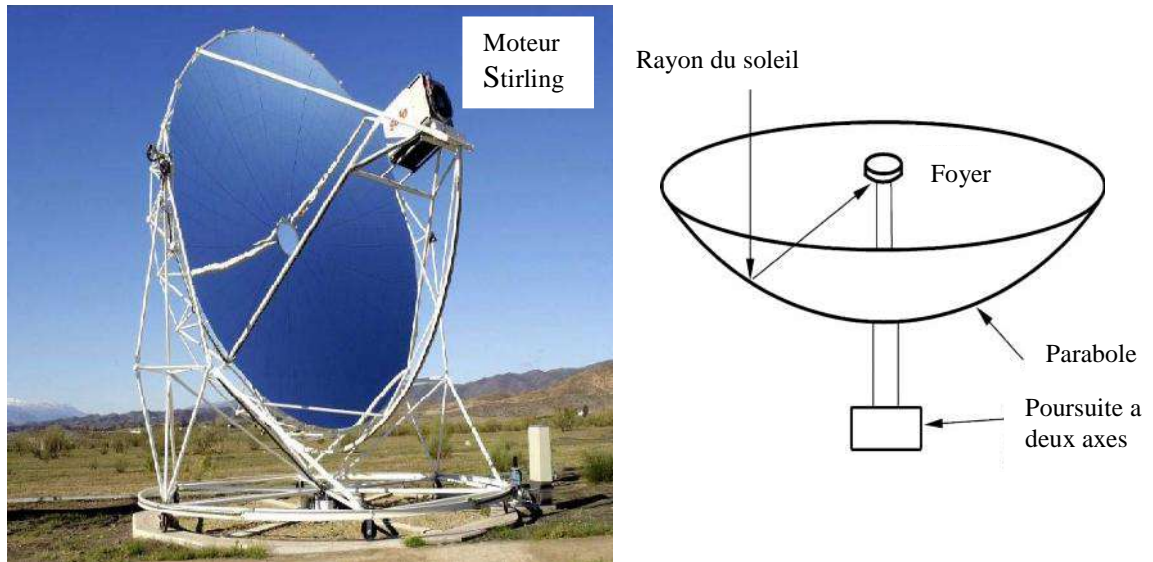


Fig.1.2: Schéma d'un concentrateur solaire parabolique (Soteris, 2004)

Dans les systèmes de production d'électricité, un moteur thermique de type Stirling, est installé au foyer du concentrateur afin de produire de l'électricité. En 1818 Robert Stirling (1790-1878) a imaginé un moteur utilisant un gaz (air, hélium, hydrogène) contenu dans une enceinte fermée, chauffée par une source de chaleur extérieure. Le moteur présente un "point chaud" et un "point froid", la source chaude est assurée par le foyer du concentrateur parabolique et la source froide est assurée par l'air ambiant brassé par un ventilateur à l'arrière du moteur. Le gaz circule entre ces deux points et subit ainsi alternativement une compression et une dilatation, cette pulsation du gaz est utilisée pour entraîner un piston qui permet de récupérer l'énergie mécanique. Les principaux avantages de ces systèmes est la modularité, ils peuvent en effet être installés dans des endroits isolés non raccordés au réseau électrique. Ils possèdent donc également un important potentiel de développement, particulièrement dans des régions peu peuplées de certains pays du sud. Mais les systèmes Parabole/Stirling souffrent principalement d'un coût d'investissement important supérieur à 350 €/m². De plus, le manque de retour d'expérience de ces systèmes en centrales pré-commerciales rend difficile l'évaluation des coûts associés à la maintenance.

1-2-2-La tour solaire:

Pour échapper aux limitations des tailles rencontrées avec le concentrateur parabolique, une tour en béton ou en poutres métalliques entourer par un champ de nombreux miroirs appelés "héliostats" (en grec: qui fixe le soleil) est développé (figure 1.3). Les héliostats actuels ont une surface située entre 50 m² et 120 m² et chaque héliostat poursuite le soleil individuellement sur deux axes pour concentrer le rayonnement solaire direct vers un receveur au sommet de la tour solaire, ce qui permet d'atteindre des températures importantes, mais l'ombre portée de la tour sur le champ d'héliostats influe directement sur l'efficacité du système. A ce jour, la seule application de la tour solaire est la production d'énergie électrique dans un système dénommé centrale à tour. Les trois fluides caloporteurs les plus utilisés dans ces centrales sont la vapeur d'eau, l'air et les sels fondus. La production de la vapeur d'eau par centrale à tour a fait l'objet de plusieurs projets de recherche, cette technologie a été abandonnée à cause des problèmes critiques dus à la surchauffe de la vapeur. La vapeur d'eau a ensuite été remplacée par des sels fondus, qui ont l'avantage d'être également un moyen de stockage de l'énergie calorifique. Un nouveau concept de récepteur à air a alors été mis au point, l'air atmosphérique aspiré au travers d'un récepteur volumétrique, ce récepteur utilise un maillage de fils métalliques directement exposé à la radiation solaire incidente. Seulement quelques projets de recherche ont été réalisés et ont surtout porté sur l'amélioration du rendement des récepteurs volumétriques (Quoilin, 2007). .

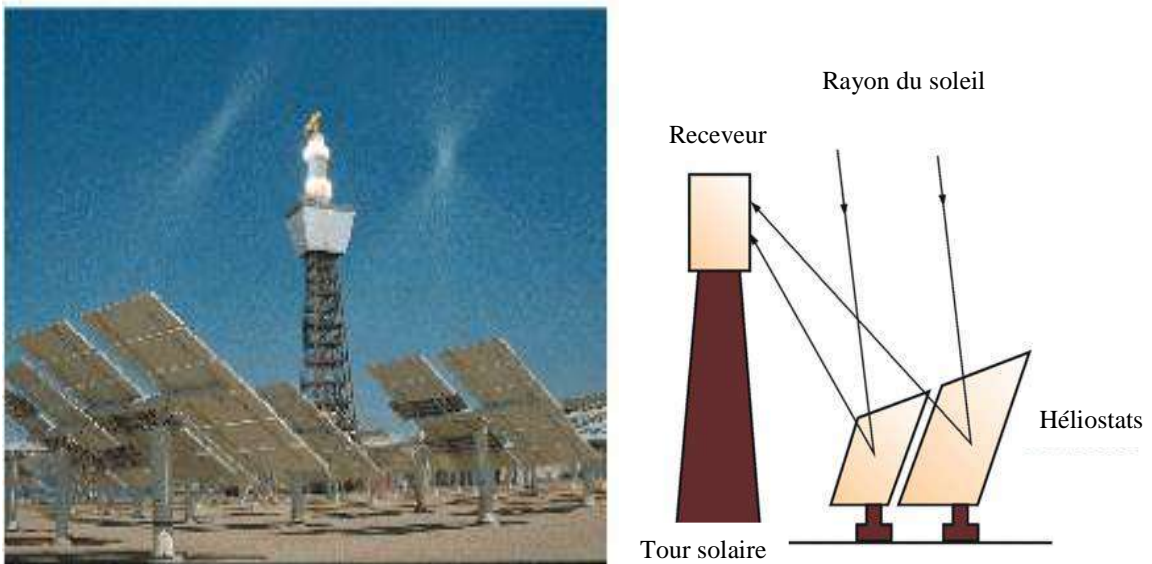


Fig.1.3: Schéma d'une centrale à tour (Soteris, 2004)

1-2-3-Les miroirs de Fresnel :

Ce système est composé par des miroirs plans, ou faiblement paraboliques, disposés en lames parallèles qui s'inclinent sur un axe de façon à réfléchir les rayons du soleil vers le foyer. Les miroirs restent près du sol, cette position lui permet de s'éviter le vent. Un deuxième étage de réflecteurs redirige le rayonnement vers un récepteur tubulaire fixé au-dessus des miroirs dans le centre du champ solaire (figure 1.4). Malgré la chute des performances optiques de cette technologie (2/3 de celle d'un CCP), une baisse des coûts de maintenance et d'investissement de 50% dans une centrale solaire basée sur cette technologie par rapport aux autres technologies (concentrateur parabolique et tour solaire) (Quoilin, 2007).

Cette technologie a été récemment mise au point par plusieurs sociétés les premiers prototypes réalisés jusqu'à maintenant sont prometteurs, mais elle souffre encore d'un manque de maturité

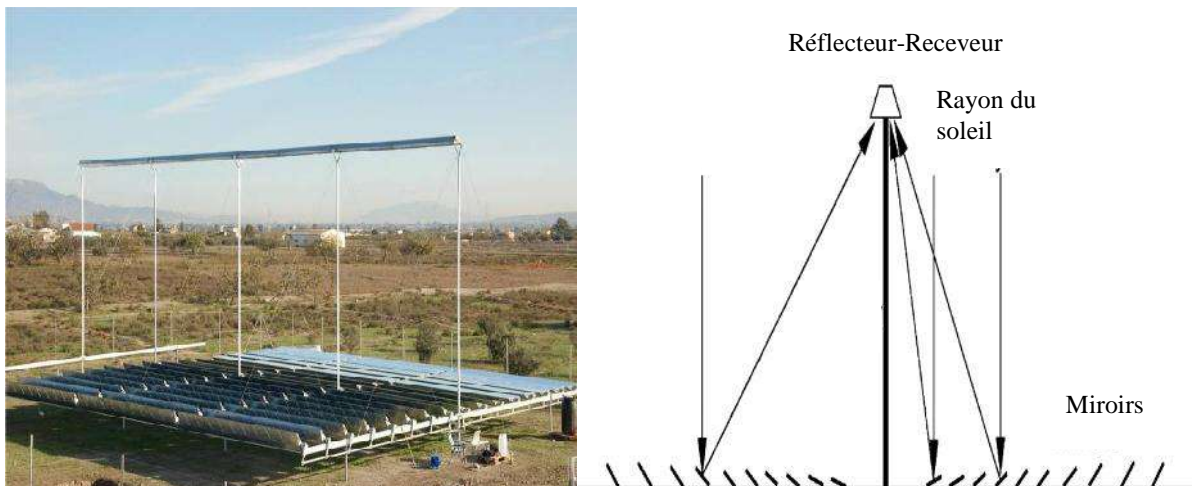


Fig.1.4: Schéma d'un concentrateur solaire de Fresnel (Soteris, 2004)

1- 2-4- Le concentrateur cylindro-parabolique :

La technologie des concentrateurs solaires cylindro-paraboliques est actuellement la plus répandue, l'application la plus importante de cette technologie est la production de l'électricité. En 1984, la première centrale solaire commerciale, SEGS I était installée en Californie par la société Luz International Limited (Quoilin, 2007). La centrale thermique solaire à CCP est constituée de trois éléments principaux :

- le champ solaire, qui utilise une série de longs concentrateurs cylindro-paraboliques.
- le système de transfert de la chaleur.
- le système de génération électrique (Turbine + Générateur).

Les huiles synthétiques sont les fluides caloporteurs les plus couramment employés dans les centrales à capteurs cylindro-paraboliques. Des réservoirs de chaleur (réservoirs de sels fondus) peuvent être utilisés pour stocker la chaleur durant la journée afin d'actionner la turbine pendant la nuit. La possibilité d'hybridation de ces installations avec des systèmes conventionnels de production de chaleur permet de garantir la stabilité de la production d'électricité. Il est possible aussi d'effectuer la vaporisation d'eau directement dans le collecteur solaire (Direct Steam Generation-DSG-) (Martinez et Almanza, 2007 ; Valenzuela et al., 2005), cette technologie permet de diminuer le coût de l'installation de 15% (Fernandez-Garcia et al., 2010). La faisabilité d'un tel système a été démontrée sur un prototype de la plate forme solaire d'Almeria (PSA), au sud de l'Espagne (Garcia-Rodriguez et Gmez-Camacho, 2001), ces tests ont encouragé les industriels espagnols à développer un projet d'une première centrale pré-commerciale DSG, INDITEP, d'une puissance de 4.7 MW (figure 1.5).

Il existe d'autres applications de cette technologie telles que la chaleur industrielle, la chimie solaire, l'eau chaude, le dessalement d'eau, la climatisation des locaux et la réfrigération solaire.

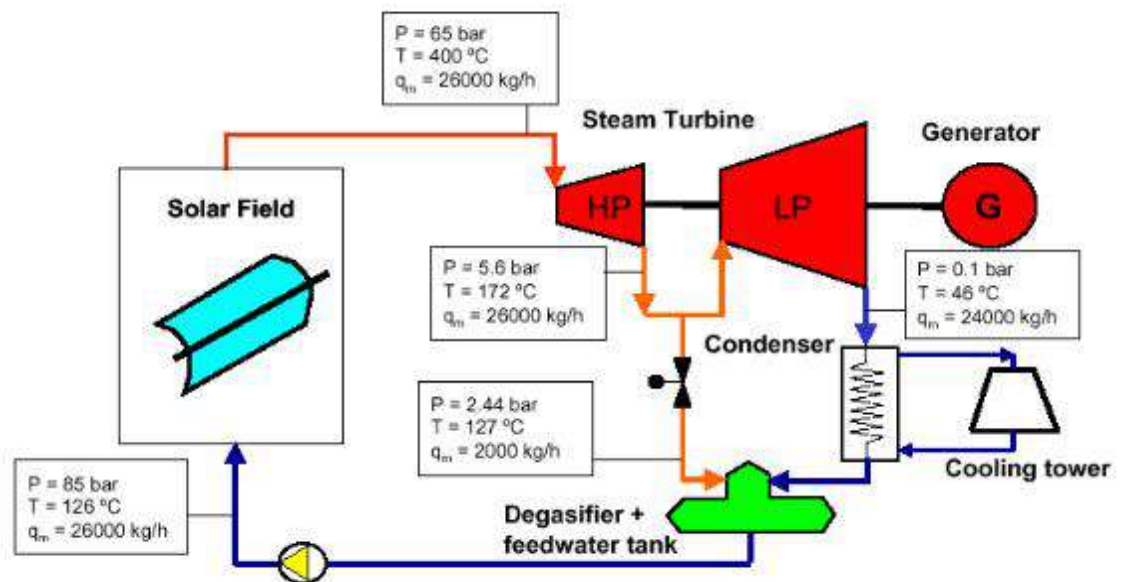


Fig.1.5: Schéma simplifié de la centrale INDITEP (Guillaume, 2011)

1-2-4-1-Description du concentrateur :

Le concentrateur cylindro-parabolique se distingue par sa simplicité, il se présente comme un module ayant un réflecteur de forme parabolique disposé cylindriquement. Cette géométrie lui permet de focaliser l'énergie solaire incidente selon une génératrice linéaire où est placé un tube absorbeur dans lequel circule un fluide caloporteur. Le CCP est généralement doté d'une poursuite solaire pour adapter l'inclinaison du concentrateur de manière à ce que la radiation solaire incidente soit toujours perpendiculaire au plan d'ouverture du concentrateur (Marif et al., 2011).

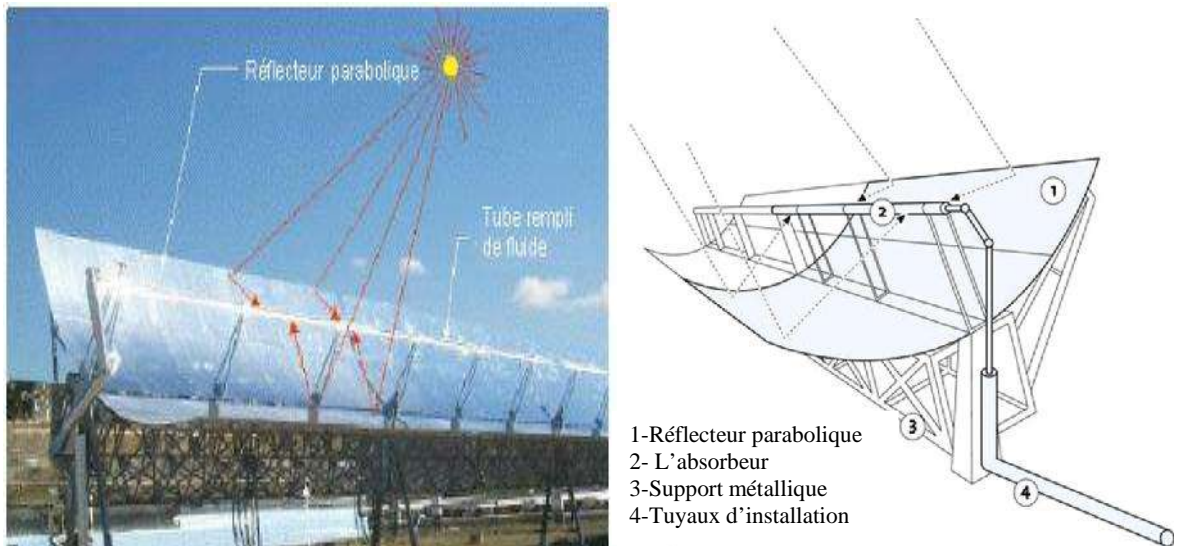


Fig.1.6 : Schéma d'un concentrateur cylindro-parabolique (Soteris, 2004)

Le concentrateur cylindro-parabolique est caractérisé par trois facteurs principaux. Le facteur de concentration, le facteur d'interception et le facteur de l'angle d'incidence modifié :

- Le facteur de concentration (C_0) : qui représente le rapport entre la surface de captation ou la surface d'ouverture du concentrateur (A_0) à la surface latérale de l'absorbeur (A_{ab}). Il définit la géométrie générale d'un CCP, on peut exprimer ce facteur par l'équation suivant (Garcia-Valladares et Velazquez, 2009) :

$$C_0 = \frac{W \cdot D_{ab,ext}}{\pi \cdot D_{ab,ext}} \quad (1.1)$$

- Le facteur d'interception (ρ) : qui représente le rapport entre l'énergie interceptée par l'absorbeur et celle réfléchiée par les surfaces réfléchissantes. Les principaux facteurs qui affectent sur le facteur d'interception sont (Padilla Ricardo, 2011):
 - L'erreur de suivi solaire.
 - La précision géométrique du réflecteur.
 - La réflectivité propre du réflecteur.
 - La poussière sur l'absorbeur et le réflecteur.
- Le facteur de l'angle incidence modifié (K) : qui décrit comment l'efficacité optique du concentrateur change pendant que l'angle d'incident change. La valeur de ce facteur est toujours inférieure à l'unité et diminue avec l'augmentation de l'angle d'incidence.

1-2-4-2- Le réflecteur cylindro-parabolique :

Les réflecteurs d'un CCP étaient généralement en miroir ou autre métal réfléchissant. Les miroirs sont composés de verre pauvre en fer, ce verre est recouvert d'une pellicule d'argent en sa partie inférieure et d'un enduit spécial de protection (Quoilin, 2007). Le matériau réfléchissant le mieux indiqué est l'aluminium pur, l'acier inoxydable a été expérimenté mais il n'est pas conseillé parce que son pouvoir de réflexion est insuffisant.

Pour pouvoir choisir un réflecteur cylindro-parabolique. On aura toujours intérêt à adopter la géométrie idéale pour obtenir une bonne concentration géométrique (figure 1.7). Un réflecteur de bonne qualité peut réfléchir 97% du rayonnement incident (Quoilin, 2007). L'équation générale du réflecteur en coordonnées cartésiennes et polaires respectivement, s'écrit :

$$y = \frac{x^2}{4F} \quad (1.2)$$

$$r = \frac{F}{\cos^2\left(\frac{\varnothing}{2}\right)} \quad (1.3)$$

Avec

$$\varnothing = \tan^{-1} \left[\frac{8 \frac{F}{W}}{16 \left(\frac{F}{W}\right)^2 - 1} \right] \quad (1.4)$$

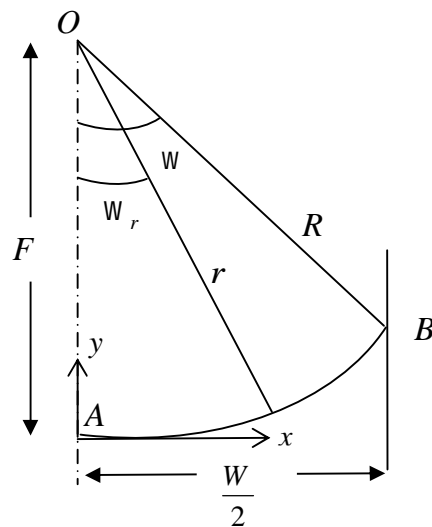


Fig.1.7 : Dimensionnement du réflecteur

La structure métallique du réflecteur doit être suffisamment solide pour résister aux importantes contraintes mécaniques liées au vent. Elle doit de plus être munie d'extrémités assurant la compatibilité entre les dilatations thermiques inégales de l'acier.

1-2-4-3- Le tube absorbeur :

L'absorbeur est le principal composant dans le concentrateur cylindro-parabolique voir la [figure 1.8](#), il représente généralement 30% du coût de la construction ([Zhiyong et al., 2014](#)). Les pertes par échanges convectifs et radiatifs à l'extérieur sont très importantes, afin de les limiter, une enveloppe en verre recouvre l'absorbeur et permet en faisant le vide dans l'espace annulaire d'éliminer les pertes thermiques par convection entre le tube absorbeur et l'enveloppe du verre. Les pertes de chaleur peuvent être réduites aussi en réduisant l'émissivité dans l'infrarouge du tube absorbeur (cuivre ou aluminium) à l'aide des surfaces dite sélectives. Ces surfaces sont de couleur foncée afin d'absorber le maximum de rayonnement solaire en émettant très peu d'infrarouges, de nos jours les fabricants emploient des revêtements utilisent des oxydes de chrome, de nickel ou de titane réalisé par plusieurs méthodes (projection sous vide, électrolyse, action chimique...) ([Quoilin, 2007](#)).

Le diamètre extérieur minimum d'un tube absorbeur en fonction des dimensions du réflecteur est donné par l'Eq.(1.5) (Duffie et Beckman, 1991) :

$$D_{ab(min)} = \frac{W \sin (0.267)}{\sin (\varnothing)} \quad (1.5)$$

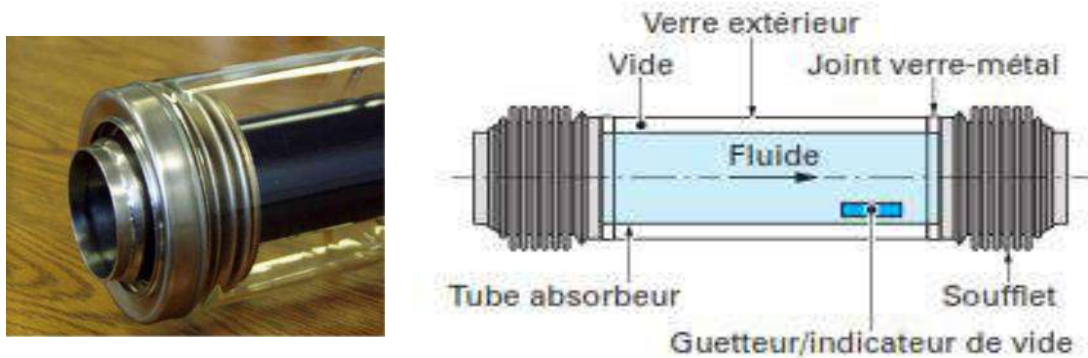


Fig.1.8 : Structure de l'absorbeur (Quoilin, 2007)

1-2-4-4- Le système de poursuite solaire :

Le rôle du mécanisme de poursuite est d'adapté l'inclinaison du concentrateur de manière à ce que la radiation solaire incidente soit toujours perpendiculaire au plan d'ouverture du concentrateur (angle d'incidence nulle). Le pilotage de la poursuite du soleil est effectué par une régulation en boucle ouverte ou fermée :

- La régulation en boucle ouverte utilise un algorithme qui positionne en chaque instant l'axe du concentrateur dans la direction du soleil en s'appuyant sur les coordonnées calculées du soleil.
- La régulation en boucle fermée corrige une première position grossière en fonction d'une mesure faite par un capteur thermique (thermocouple) ou optique (pyrhéliomètre).

La poursuite solaire peut être sur un seul axe ou autour de deux axes. Dans le premier cas le mouvement peut être de trois manières :

- Est-Ouest horizontal, le tube récepteur du concentrateur est parallèle à l'axe Nord-Sud.
- Nord-Sud horizontal, le tube récepteur du concentrateur est parallèle à l'axe Est-Ouest.
- Est-Ouest polaire, le mouvement doit être suivant l'axe de la terre avec une inclinaison égale à la latitude du lieu.

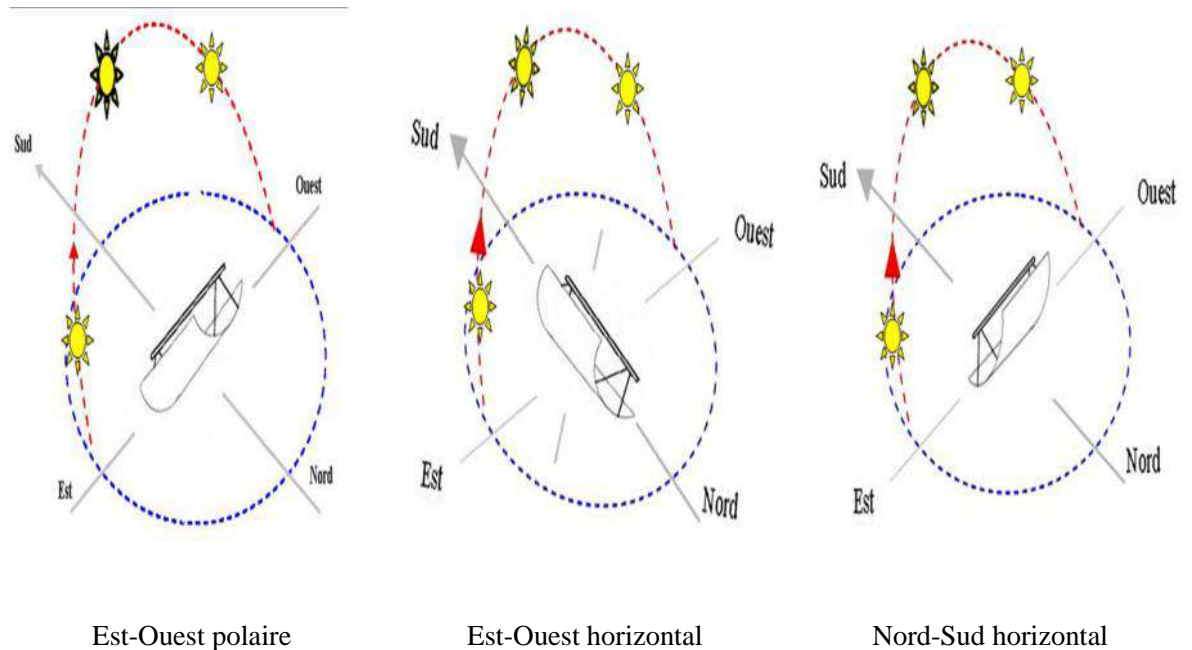


Fig.1.9: Les modes de poursuite solaire d'un CCP (Marif et al., 2014)

1-2-4-5- L'exploitation de la technologie des CCP en Algérie :

L'Algérie voit des occasions idéales de combiner le gaz naturel à l'énergie solaire en intégrant l'énergie solaire concentrée à bas des concentrateurs cylindro-paraboliques. Dans une première étape une centrale électrique hybride (gaz /solaire) est actuellement en service au sud de l'Algérie (Hassi Rmel) avec 224 concentrateurs d'une surface de 180000 m² des réflecteurs paraboliques et d'une puissance électrique solaire moyenne de 25MW (El Gharbi et al., 2011).

Ce choix stratégique est motivé par l'immense potentiel de l'Algérie en énergie solaire, l'énergie moyenne reçue sur une surface horizontale soit près de 1700 KWh/m² annuellement aux régions côtières, 1900 KWh/m²/an aux hauts plateaux et 2650 KWh/m²/an aux régions Sahariennes. Cette énergie constitue l'axe majeur du programme qui consacre au solaire thermique et au solaire photovoltaïque. Le solaire devrait atteindre d'ici à 2030 plus de 37% de la production nationale d'électricité selon le décret 04-92, publié au journal officiel de l'Algérie en Mars 2004. Le tableau 1.2 présente les nouveaux projets de production d'énergie électrique dans le plan d'investissement Algérien au titre du programme Moyen-Orient et Afrique du nord CSP (Middle East and North Africa MENA), avec une capacité prévue de 210 MW (Boukelia et Mecibah, 2013).



Fig.1.10: La centrale électrique hybride de Hassi Rmel (El Gharbi et al., 2011)

Tableau 1.2 : Les nouveaux projets CSP en Algérie

Endroit de l'installation	Capacité de l'installation	L'année
Meghaier	70 MW	2014
Naama	70 MW	2016
Hassi Rmel	70 MW	2018

1-3- La distillation solaire :

Le dessalement des eaux par distillation solaire est une opération très utilisée dans les régions arides, à l'échelle d'un petit village ou même d'une famille. Plusieurs types des distillateurs solaires ont été réalisés, le plus répandu est celui à effet de serre. Le principe est fondé sur une observation faite par les jardiniers. Dans un châssis de jardin, fermé et exposé au soleil, la face intérieure du vitrage incliné se garnit de gouttes d'eau provenant de la condensation. C'est en 1872 que Ch.Wilson imagine un dispositif appliqué à grande échelle (distillateur solaire à effet de serre) pour alimenter en eau potable la localité de Salinas dans le désert d'Atacama au Chili, avec une surface de verre de 4400 m² et une production de 23 m³ d'eau douce par jour (Marif, 2008).

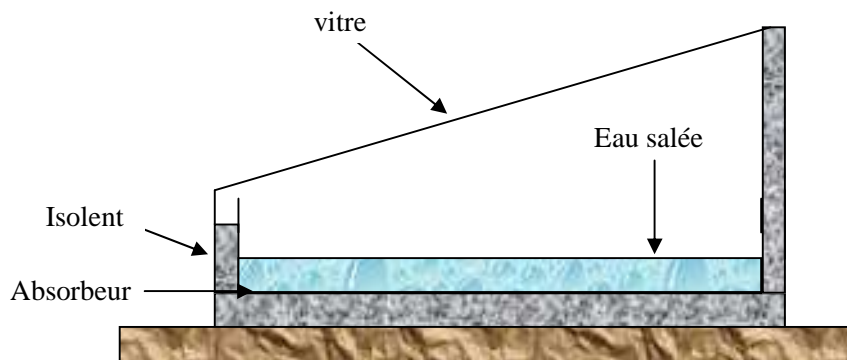


Fig.1.11 : Distillateur solaire à effet de serre (Marif, 2008)

Le rendement de ce type de distillateur est faible, il est inacceptable aux principales raisons suivantes:

- 1) Il existe des zones d'ombre sur le plan d'eau à distiller, particulièrement pour la faible hauteur du soleil.
- 2) La surface évaporant est horizontale qu'elle conviendrait de l'orienter environ perpendiculairement au rayonnement solaire.
- 3) C'est le fond noir qui absorbe généralement le rayonnement solaire et réchauffe l'eau indirectement, il doit donc être bien calorifugé pour éviter les pertes thermiques par le sol.
- 4) La condensation de la vapeur d'eau se fait sur la paroi transparente, même à travers laquelle passe le rayonnement solaire incident, pour assurer une condensation efficace cette paroi doit être aussi froide que possible.
- 5) L'énergie thermique n'est utilisée qu'une seule fois.

Pour pallier les inconvénients des distillateurs solaires conventionnels, de nombreuses variantes ont été proposées (figure 1.12). Parmi ces variantes le distillateur à étages multiples avec récupération de la chaleur. Ce dernier est basé sur la construction d'un bâti constitué de plusieurs bassins superposés les uns sur les autres. Lorsque l'eau du bassin inférieur est réchauffé par une résistance électrique (Zheng et al., 2002) ou par un capteur plan (Khedim et al., 2004), il s'évapore et se condense à la surface inférieure du bassin situé au-dessus. La chaleur dégagée par la condensation de la vapeur réchauffe l'eau contenue dans l'étage supérieur qui s'évapore à son tour et se condense à la surface inférieure de l'étage suivant et ainsi de suite.

De cette manière, l'énergie prévue pour réchauffer l'eau du bassin inférieur, est récupérée du moins en grande partie pour être plusieurs fois utilisée.

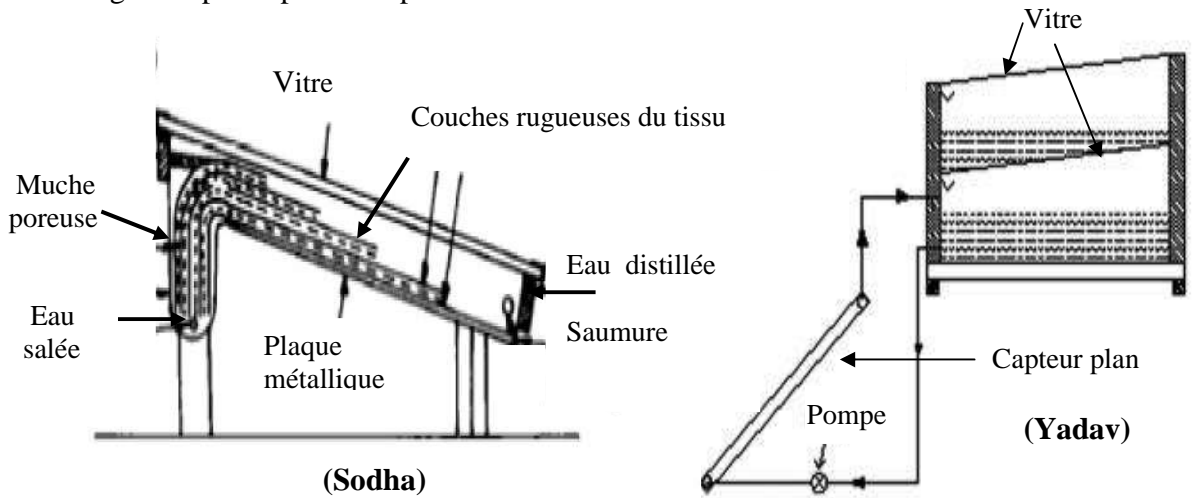


Fig.1.12 : Schéma représentatif des dispositifs expérimentaux de Sodha (Marif, 2008) et Yadav (Rajaseenivasan et al., 2013)

Beaucoup de chercheurs ont analysés ce type de distillateur. Les résultats montrent que : un distillateur à deux étages donne toujours une grande productivité, un système à circulation forcée est meilleur que le mode de thermosiphon, l'efficacité d'un système avec échangeur de chaleur est inférieure à un système sans échangeur, la température de l'étage inférieur peut atteindre une valeur de 95°C et l'utilisation d'un concentrateur solaire cylindro-parabolique comme source de chaleur peut élever le rendement davantage (Rajaseenivasan et al., 2013).

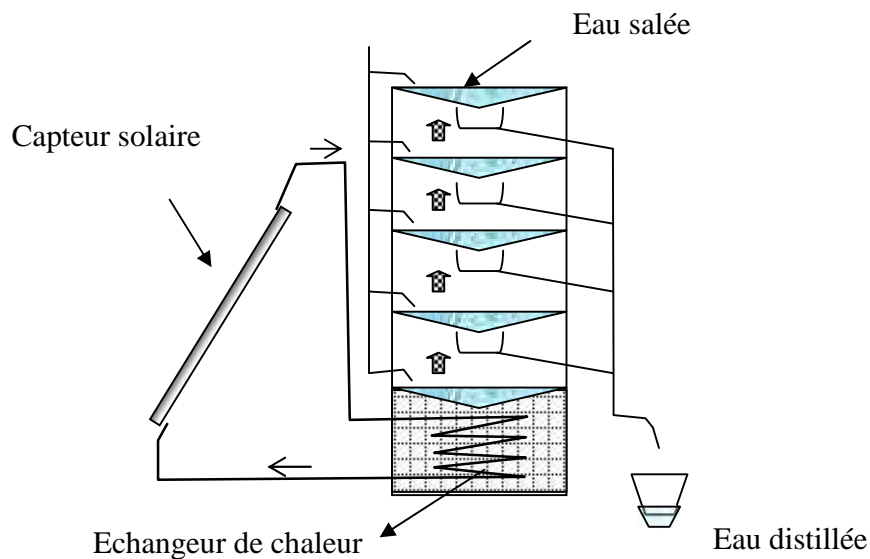


Fig.1.13 : Distillateur à étages multiples (Marif, 2008)

1-4- La climatisation solaire :

Afin de limiter la demande en énergie électrique pour les applications de climatisation, il est nécessaire de développer des techniques alternatives. L'utilisation de la chaleur produite par des capteurs solaires est une option intéressante pour les procédés de climatisation actionnés par la chaleur. Les technologies du froid solaire (l'absorption, l'adsorption) sont actuellement disponibles pour des applications commerciales. Pour les petites puissances, les fabricants des machines à absorption restent plus nombreux que leurs homologues des machines à adsorption.

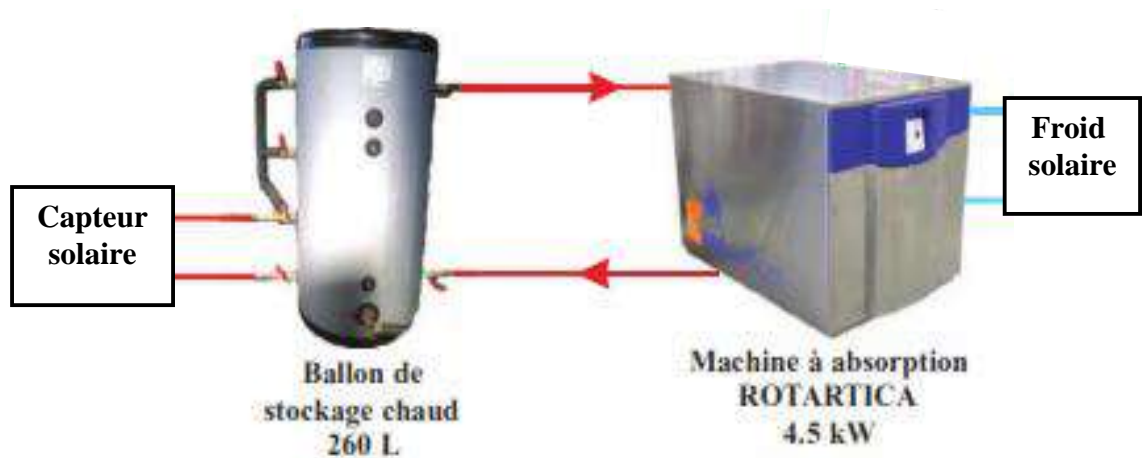


Fig.1.14 : Schéma simplifié d'une installation du froid solaire (Guillaume, 2011)

Beaucoup de recherches sont enregistrées dans la littérature sur l'utilisation des systèmes de climatisations solaires à absorption ($H_2O/LiBr$) à base d'un concentrateur cylindro-parabolique. Par exemple, un système de climatisation solaire à absorption avec une surface de $63.18m^2$ des concentrateurs ont été installés sur le toit des bâtiments au Koweït afin de fournir une charge de refroidissement de $10.55KW$ (Osman, 1985). (Mazloumi et al., 2008) simulent un système de refroidissement à absorption simple effet avec une charge de refroidissement de $17.5KW$ pour une maison typique en Iran, il a été conclu que la surface de captation minimum nécessaire est de $57.6m^2$. (Nidal H et al., 2013) ont développés un système de refroidissement et de réfrigération par adsorption solaire en Arabie Saoudite, une méthode d'optimisation statistique a démontré que la surface requis de CCP est entre $3.5-5m^2$ dans le cas d'une température ambiante de $27\text{ }^\circ C$. Une installation de refroidissement solaire est utilisée pour fournir de l'eau froide à un laboratoire de recherche situé à Borj Cedria au Tunisie, il se compose d'une surface de $39m^2$ des concentrateur cylindro-paraboliques couplés à un système de refroidissement à absorption double effet de 16 kW (Balghouthi et al.,2014).

Les machines de climatisations solaires à absorption ($H_2O/LiBr$), utilisent comme fluide de travail des mélanges binaires, l'eau+Bromure de Lithium (l'eau étant le fluide frigorigène) est le couple le plus utilisé dans le cas de rafraîchissement des bâtiments. La figure 1.15 représente une installation à absorption simple effet $H_2O/LiBr$ et ses différents éléments.

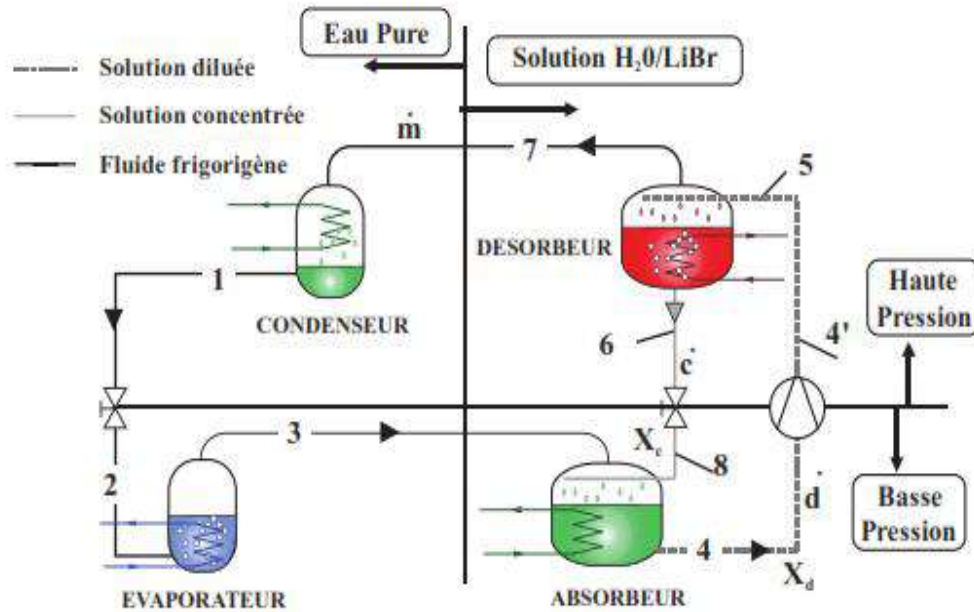


Fig.1.15 : Structure d'une machine frigorifique à absorption $H_2O/LiBr$ (Guillaume, 2011)

Le désorbeur de la machine est chauffé à température élevée relativement pour provoquer la désorption d'une partie du fluide frigorigène dissous dans la solution, le désorbeur produit alors de la vapeur d'eau (7) et une solution concentrée en bromure de lithium (6). La vapeur d'eau sortante va se condenser dans le condensateur, rejetant la chaleur de la condensation à l'atmosphère. A la sortie du condenseur (1), le fluide frigorigène liquide (l'eau) subit un laminage à travers le détendeur (1-2). Puis, le fluide s'évapore à la basse pression grâce à la chaleur du milieu à refroidir produisant ainsi une puissance frigorifique au niveau de l'évaporateur. La vapeur d'eau issue de l'évaporateur (3) rencontre au sein de celui-ci la solution concentrée (dite pauvre en frigorigène) provenant du désorbeur (8). Cette solution absorbe la vapeur et en sortie d'absorbeur (4), on obtient une solution riche en frigorigène. Cette solution est alors pompée aux désorbeur et ainsi le cycle est accompli.

1-5-Conclusion:

Fait que l'énergie solaire est disponible en abondance à Ouargla, avec un nombre d'heures moyennes d'ensoleillement annuel entre 3200 et 3600 (Marif. Y, 2008), elle devient très intéressante dans plusieurs domaines en apportant des solutions réellement économiques et écologiques. Plus particulièrement dans le domaine de la climatisation solaire, la combinaison d'une machine frigorifique à absorption domestique simple effet avec un concentrateur solaire cylindro-parabolique peut remplacer les systèmes conventionnels dans la période d'ensoleillement. Un autre exemple de l'exploitation de l'énergie solaire est la distillation solaire. Un distillateur multi étages domestique de conception très simple couplé à un concentrateur cylindro-parabolique (CCP) peut être utilisé pour résoudre certains problèmes posés par le manque d'eau potable dans la zone d'Ouargla.

Chapitre 2 :

Modélisation mathématique

2-1- Introduction à la simulation :

La simulation numérique des systèmes thermiques présente de nombreux avantages dont les plus importants sont les suivants:

1. Éliminer la charge de la construction des prototypes.
2. Fournir une compréhension approfondie du fonctionnement du système.
3. La possibilité d'optimiser les composants du système.
4. Estimer le montant de la prestation de l'énergie du système.
5. Calculer la variation de la température des composants du système.
6. Estimer la performance d'un système dans des conditions météorologiques quelconques.

La première étape de la simulation numérique d'un système physique est la modélisation mathématique. La modélisation est l'art ou la science de représenter une réalité physique en des modèles abstraits accessibles à l'analyse et au calcul. Le modèle n'est qu'une approximation du système, il est conditionné par l'objectif de l'étude. La simulation numérique est le processus qui permet de calculer sur ordinateur les solutions de ces modèles, et donc de simuler la réalité physique. On distingue classiquement cinq phases différentes dans la simulation d'un système physique (Soteris, 2004):

1. Recherche d'un modèle mathématique représentant la physique (mise en équation).
2. Elaboration d'un maillage (discrétisation des équations de la physique).
3. Résolution des équations discrètes.
4. Traduction informatique et programmation des relations discrètes.
5. Simulation numérique et exploitation des résultats.

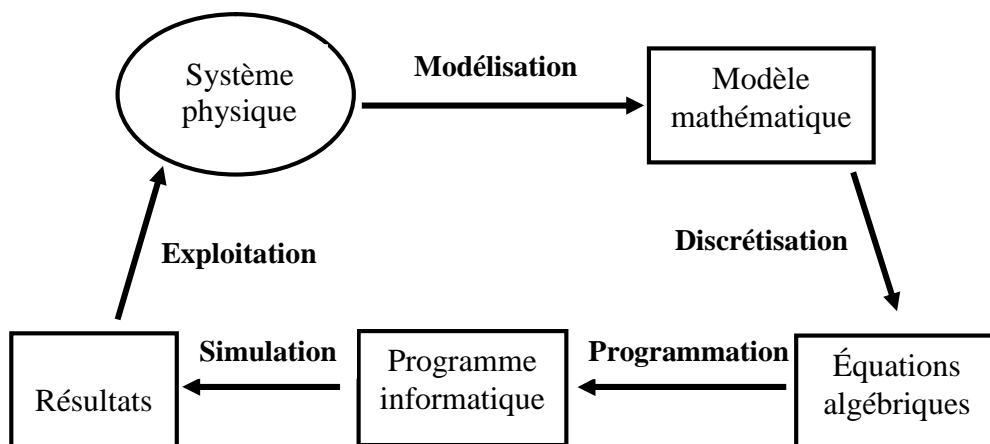


Fig.2.1 : Méthodologie d'une simulation

La simulation généralement n'est pas une technique d'optimisation au sens propre. Elle ne peut qu'établir les performances d'une solution conçue et imaginée par l'utilisateur. C'est une technique qui ne propose pas de solution finale mais qui permet seulement à l'utilisateur d'envisager des choix possibles. En tout état de cause, c'est lui qui devra décider de ce qui répond le mieux aux problèmes posés.

2-2- Estimation du rayonnement solaire et température ambiante :

2-2-1- Introduction:

Il y a seulement sept stations en Algérie qui assurent depuis 1970 la mesure de la composante globale et diffuse du rayonnement solaire, parce que les instruments de mesure sont chers d'acheter et d'installer (Mefti et al., 1999). Le nombre de ces stations étant insuffisant et c'est pour cela que divers modèles basés sur la durée d'ensoleillement, la température ambiante et le trouble atmosphérique ont été proposés pour estimer le gisement solaire en Algérie. Par exemple (Yaiche et al., 2014) ont créé une carte solaire de rayonnement en Algérie basée sur la durée d'ensoleillement pour tous types de ciel. (Mefti et al., 2003) ont estimé le rayonnement solaire global incident sur une surface inclinée dans n'importe quelle région de l'Algérie en utilisant des mesures mensuelles moyennes de la durée d'ensoleillement. Le modèle développé par (Boukelia et al., 2014) inclut dix modèles empiriques calculant le rayonnement solaire diffus, ce calcul est basé sur la durée d'insolation et sur des données solaires du rayonnement global à six stations Algériennes: Alger, Constantine, Ghardaia, Bechar, Adrar et Tamanrasset. Pour l'estimation du rayonnement solaire global sur une surface horizontale à Ghardaïa, (Yacef et al., 2014) ont été employés six modèles empiriques basé sur des mesures maximales et minimales de température ambiante.

Le facteur de trouble atmosphérique de Linke (Eltbaakh et al., 2012) est une approximation très commode pour modeler l'absorption et la dispersion atmosphérique du rayonnement extraterrestre. Ce facteur décrit l'épaisseur optique de l'atmosphère due à :

- l'absorption par la vapeur d'eau.
- l'absorption et la dispersion par les particules d'aérosol.

Le facteur de trouble atmosphérique de Linke (T_L) peut être adopté pour estimer le rayonnement solaire dans le Sahara de l'Algérie à cause de la faible concentration des nuages dans ces zones, on peut obtenir ce facteur à partir de la formule empirique développée par Capderou en 1987 dans l'Atlas Solaire de l'Algérie dans le cas d'un ciel clair.

2-2-2- Estimation du rayonnement direct :

L'atténuation du rayonnement commence à son entrée dans l'atmosphère terrestre, ce dernier est composé d'un mélange d'air sec et propre (gaz), de la vapeur d'eau et des aérosols. Pour calculer le rayonnement solaire direct incident sur un plan quelconque au niveau du sol, on utilise l'équation suivante (Capderou,1987):

$$I_d = I_0 \varepsilon_0 \cos \theta \exp(-T_L m_A \delta_{Ra}) \quad (2.1)$$

La distance terre-soleil r_0 varie peu au cours de l'année plus au moins 1.65%. Elle est la plus faible vers le début de janvier et la plus longue le début juillet.

$$\varepsilon_0 = 1 + 0.034 \cos\left(\frac{360}{365}(n - 2)\right) \quad (2.2)$$

La valeur du flux de rayonnement solaire reçu par une surface perpendiculaire aux rayons solaires placée à la limite supérieure de l'atmosphère terrestre varie au cours de l'année avec la distance terre-soleil, sa valeur moyenne I_0 est appelée la constante solaire. Dans notre cas $I_0 = 1367 \text{ W/m}^2$.

Le cosinus d'angle d'incidence est variable en fonction du mode de poursuite solaire, pour une poursuite totale du soleil là on a un réglage continu :

$$\theta = 0 \Rightarrow \cos \theta = 1 \quad (2.3)$$

D'après Capderou (Capderou,1987):

Dans le cas d'un suivi solaire suivant l'axe de la terre avec une inclinaison égale à la latitude du lieu (Est-Ouest polaire):

$$\cos \theta = \cos \delta \quad (2.4)$$

Dans le cas d'un suivi solaire suivant l'axe Est-Ouest horizontal, le tube récepteur du concentrateur est parallèle à l'axe Nord-Sud:

$$\cos \theta = \sqrt{(\cos(u) \sin(\delta) \cos(\delta) - \cos(u) \cos(\delta))^2} \quad (2.5)$$

Dans le cas d'un suivi solaire suivant l'axe Nord-Sud horizontal, le tube récepteur du concentrateur est parallèle à l'axe Est-Ouest:

$$\cos \theta = \sqrt{1 - \cos^2(u) \sin^2(\delta)} \quad \text{ou} \quad \cos \theta = \sqrt{\sin^2(u) + \cos^2(u) \cos^2(\delta)} \quad (2.6)$$

Dans le cas d'un plan fixé quelconque le cosinus d'angle d'incidence est défini par Capderou comme suit :

$$\cos \theta = A \sin \omega + B \cos \omega + C \quad (2.7)$$

Avec

$$A = \cos \delta \sin \Omega \cos (90 - \beta)$$

$$B = \cos \delta [\cos \Omega \cos(90 - \beta) \sin \varphi + \sin(90 - \beta) \cos \varphi]$$

$$C = \sin \delta [-\cos \Omega \cos(90 - \beta) \cos \varphi + \sin(90 - \beta) \sin \varphi]$$

m_A est la masse d'air atmosphérique (masse d'air optique) qui représente la masse d'atmosphère traversée par le rayonnement direct pour atteindre le sol, elle dépend de la pression locale (P) et de l'évolution de la hauteur du soleil (h_s), la valeur de m_A est donnée par (Trabelsi et Masmoudi, 2011) comme suite :

$$m_A = \frac{P}{101325} [\sin(h_s) + 0.15 (h_s + 3.885)^{-1.253}]^{-1} \quad (2.8)$$

Avec :

$$P = 101325 \exp (-0.0001184 Z) \quad (2.9)$$

$$h_s = \cos \varphi \cos \delta \cos \omega + \sin \varphi \sin \delta \quad (2.10)$$

L'épaisseur optique d'une atmosphère (épaisseur optique de Rayleigh R_a) est calculé par un polynôme de 4^{ème} ordre pour la masse d'air (Louche et al., 1986), cette formule est ajustée par (Kasten, 1996):

$$\frac{1}{\delta_{Ra}} = 6.6296 + 1.7513m_A - 0.1202m_A^2 + 0.0065m_A^3 - 0.00013m_A^4 \quad (2.11)$$

Le facteur de trouble de Linke (T_L) est décomposé par Capderou en trois facteurs de troubles auxiliaires T_0 , T_1 et T_2 :

- T_0 : est le trouble dû à l'absorption gazeuse tant par les constituants fixes de l'atmosphère que par l'ozone et surtout par la vapeur d'eau. Une modélisation de ce facteur en fonction des seules paramètres géo-astronomiques a permis à Capderou de proposer l'expression suivante :

$$T_0 = 2.4 - 0.9 \sin \varphi + 0.1 A_{he}(2 + \sin \varphi) - 0.2 Z - (1.22 + 0.14 A_{he})(1 - \sin h) \quad (2.12)$$

- T_1 : est le trouble dû à l'absorption par les gaz de l'atmosphère (O_2 , CO_2 et O_3) et à la diffusion moléculaire de Rayleigh donné par l'approche :

$$T_1 = (0.89)^Z \quad (2.13)$$

- T_2 : est le trouble dû à la diffusion par les aérosols couplée à une légère absorption, qui dépend à la fois de la nature, des dimensions et de la quantité des aérosols:

$$T_2 = (0.9 + 0.4 A_{he})(0.63)^Z \quad (2.14)$$

Pour mettre en évidence la variation saisonnière, Capderou a créé la fonction A_{he} (L'alternance hiver-été) avec :

$$A_{he} = \sin\left(\frac{360}{365}(n - 121)\right) \quad (2.15)$$

Pour un plan horizontal, le rayonnement solaire direct incident égal à :

$$I_{dh} = I_0 \varepsilon_0 \sin h_s \exp(-T_L m_A \delta_{Ra}) \quad (2.16)$$

2-2-3- Estimation du rayonnement diffus:

Pour calculer le rayonnement diffus, Capderou a utilisé le facteur de trouble diffusif T_{Lf} . Dans le cas d'un plan horizontal le rayonnement diffus égal à (Capderou,1987):

$$I_{fh} = I_0 \varepsilon_0 \exp(-1 + 1.06 \log(\sin h_s) + a - \sqrt{b^2 + a^2}) \quad (2.17)$$

Avec

$$a = 1.1$$

$$b = \log T_{Lf} - 2.8 + 1.02(1 - \sin h_s)^2$$

$$T_{Lf} = T_1 + T_2$$

La composante diffuse reçue sur un plan incliné se décompose en deux composantes, le diffus de ciel et le diffus de sol :

- Le diffus de ciel : Il se compose de trois parties

$$I_{fciel} = \delta_d \cos \theta + \delta_i \frac{1+\sin \beta}{2} + \delta_h \cos \beta \quad (2.18)$$

- 1- Composante directe, elle provient du voisinage du soleil dans un cône de demi-angle au sommet entre 3° et 15° qui peut être considérée qu'elle provient exactement du soleil :

$$\delta_d = I_0 \varepsilon_0 \exp (-2.84 + \sin h_s + a_d - \sqrt{4b_d^2 + a_d^2}) \quad (2.19)$$

Avec

$$a_d = 3.1 - 0.4b_d$$

$$b_d = \log T_{Lf} - 2.8 + 0.5 \log (\sin h_s)$$

- 2- Composante isotrope, elle correspond à un ciel de luminance uniforme :

$$\delta_i = I_{fn} - \delta_d \sin h_s \quad (2.20)$$

- 3- Composante du cercle de l'horizon provient d'une bande d'horizon d'une hauteur de 6°, elle semble associée à une accumulation d'aérosols dans les basses couches atmosphériques :

$$\delta_h = \frac{-0.02a_h I_{dh}}{\sin h_s (a_h^2 + a_h b_h + 1.8)} \exp (\sin h_s) \quad (2.21)$$

Avec

$$a_h = \log T_{Lf} - 3.1 - \log (\sin h_s)$$

$$b_h = \exp (0.2 + 1.75 \log (\sin h_s))$$

- Le diffus du sol :

L'albédo du sol caractérise la réflexion de la lumière incidente, pour un plan quelconque :

$$I_{fsol} = b(I_d + I_f) \frac{1-\sin \beta}{2} \quad (2.22)$$

2-2-4- Estimation de la température ambiante :

La température ambiante est l'une des variables essentielles qui influe sur les systèmes thermiques. Les pertes à l'extérieurs par rayonnement sont calculées à l'aide de la température effective de ciel, cette température est donnée par la formule suivante (Garcia-Valladares et Velazquez, 2009):

$$T_{ciel} = 0.0552 T_a^{1.5} \quad (2.23)$$

De plus la température ambiante influe sur le coefficient de perte de chaleur par convection à l'extérieur, parce que les propriétés physiques de l'air extérieur varient en fonction de la température ambiante. Une simple formule semi empirique est choisie pour calculer l'évolution horaire de la température ambiante, cette formule est basée sur la température maximale et minimale journalière (Reicosky et al., 1989; Belghit et al., 1997) :

$$T_a(t) = \frac{T_{max} + T_{min}}{2} + \frac{T_{max} - T_{min}}{2} \cos \left[\frac{\pi(14 - TSV)}{12} \right] \quad (2.24)$$

Les valeurs des moyennes journalières mensuelles des températures minimales et maximales sont obtenues de la station Météorologie de Ouargla. Elles sont enregistrées à partir des mesures collectées sur 10 ans (1996-2006) (Marif, 2008).

Tableau 2.1 : Températures minimales et maximales à Ouargla

<i>Mois</i>	<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>6</i>	<i>7</i>	<i>8</i>	<i>9</i>	<i>10</i>	<i>11</i>	<i>12</i>
T_{max}	18.6	20.6	25.6	30	34.7	38.8	43.5	42.8	37.4	31.7	23.9	19.1
T_{min}	5.1	6.5	10.2	13.9	18.4	22.9	30.5	27.4	24.7	17.6	10.4	9.2

2-3- Développement d'un modèle mathématique du CCP :

2-3-1- Introduction :

Dans la littérature il y a beaucoup de modèles qui utilisent la méthode des différences finies pour l'analyser des performances du concentrateur solaire cylindro-parabolique. A titre d'exemple le modèle développer par (Padilla Ricardo et al., 2011) utilise la technique des différences finies à une dimension pour modéliser le CCP, les équations algébriques ont été écrites en langage de programmation Python 2.6 et résolues simultanément. Les résultats montrent que le modèle est adapté pour déterminer la performance du concentrateur dans des

conditions de fonctionnement variables. Dans le modèle de (Ouagued et al., 2013) les équations différentielles ordinaires ont été résolues par la méthode d'Euler modifiée, pour analyser les performances de 100 CCP dans les conditions climatiques de l'Algérie pour différents fluides caloporteurs. Les résultats montrent que le meilleur fluide caloporteur est l'huile thermique Syltherm800. Pour résoudre ces équations différentielles (Mohamed et El-Minshawy, 2011) ont utilisé la méthode de Crank-Nicklson pour étudier la performance des systèmes de dessalement solaires humidification-déshumidification à base d'un concentrateur cylindro-parabolique. Une méthode des différences finies à deux dimensions est utilisée par (Martinez et Almanza, 2007) pour compléter les tests expérimentaux effectués dans un modèle d'écoulement à deux phases dans un concentrateur cylindro-parabolique. Ils ont observé une bonne adéquation entre les résultats expérimentaux et de simulation.

2-3-2- Modélisation de l'absorbeur :

La modélisation est basée sur un bilan énergétique entre les composantes de l'absorbeur. La figure 2.2 représente les flux de chaleur échangés entre ces composantes dans une section transversale. Le bilan énergétique pour l'enveloppe du verre, le tube absorbeur et le fluide sont considérés indépendamment. Par conséquent, les différents coefficients de transfert de chaleur doivent être connus, et afin de simplifier le modèle, les hypothèses suivantes sont considérées (Marif et al., 2014):

1. La conduction transversale dans l'absorbeur et l'enveloppe du verre est négligeables.
2. Les pertes par conduction dans les extrémités du tube sont négligeables.
3. La conductivité thermique du tube absorbeur et l'enveloppe de verre sont constants.
4. Fluide incompressible avec un écoulement unidimensionnel.
5. Pression dans le vide entre le tube absorbeur et l'enveloppe du verre.
6. Répartition uniforme du rayonnement solaire dans l'absorbeur

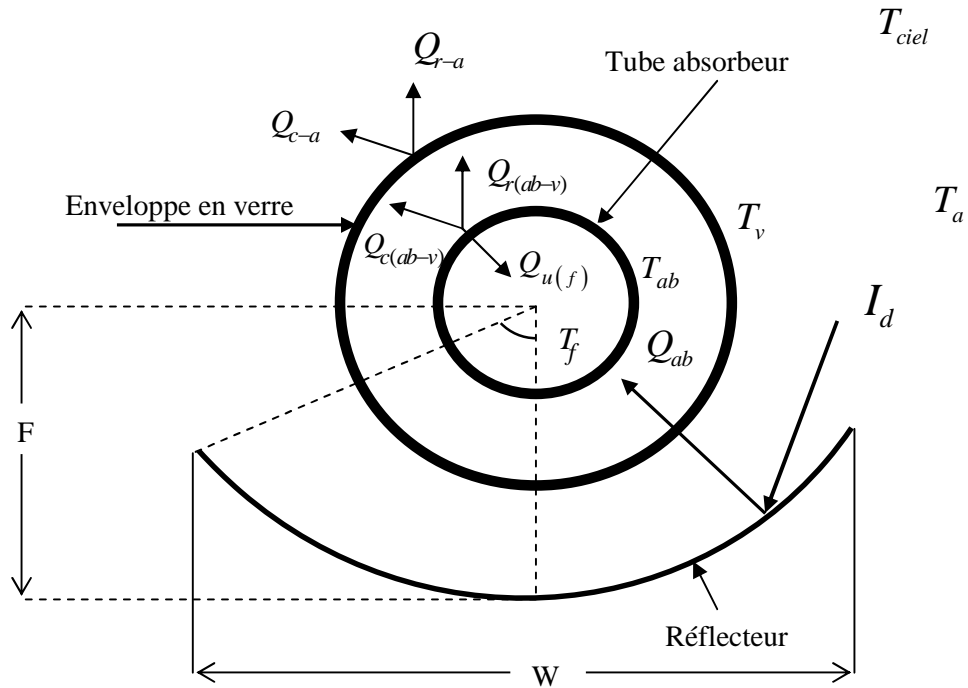


Fig.2.2 : Les flux de chaleur échangés dans le CCP

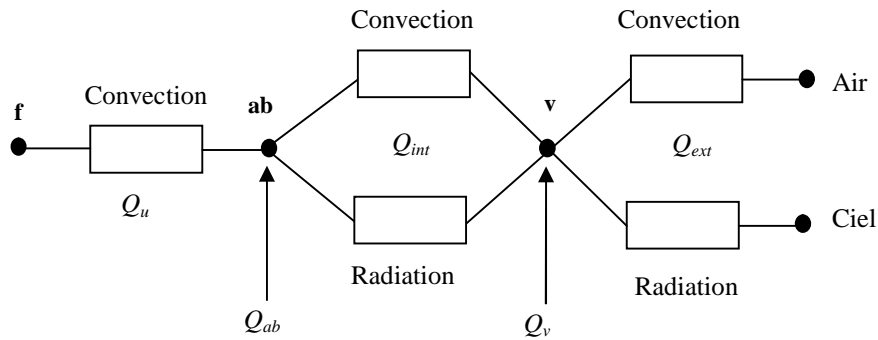


Fig.2.3 : Modèle de résistance thermique

➤ Le bilan thermique de l'enveloppe du verre peut être écrit comme suit:
 Augmentation de l'énergie interne = l'énergie solaire absorbée + diffusion thermique +
 perte interne - perte externe

$$m_v C_v \frac{\partial T_v}{\partial t} = Q_v + Q_{v(diff)} + Q_{int} - Q_{ext} \quad (2.25)$$

$$(A_v \rho_v C_v) \frac{\partial T_v}{\partial t} = W I_d \rho_0 \alpha_v \gamma K + A_v k_v \frac{\partial^2 T_v}{\partial x^2} + \pi D_{ab(ext)} h_{(int)} (T_{ab} - T_v) - \pi D_{v(ext)} [h_{c(ext)} (T_v - T_a) + h_{r(ext)} (T_v - T_{ciel})] \quad (2.26)$$

$$\text{Avec : } A_v = \frac{\pi(D_{v(ext)}^2 - D_{v(int)}^2)}{4}$$

➤ Pour le tube absorbeur le bilan thermique s'écrit:

Augmentation de l'énergie interne = l'énergie solaire absorbée + diffusion thermique -
perte interne – l'énergie utile.

$$m_{ab} C_{ab} \frac{\partial T_{ab}}{\partial t} = Q_{ab} + Q_{ab(diff)} - Q_{int} - Q_u \quad (2.27)$$

$$(A_{ab} \rho_{ab} C_{ab}) \frac{\partial T_{ab}}{\partial t} = W I_d \rho_0 \alpha_0 \gamma K + A_{ab} k_{ab} \frac{\partial^2 T_{ab}}{\partial x^2} - \pi D_{ab(ext)} h_{(int)} (T_{ab} - T_v) - \pi D_{ab(int)} h_u (T_{ab} - T_f) \quad (2.28)$$

$$\text{Avec : } A_{ab} = \frac{\pi(D_{ab(ext)}^2 - D_{ab(int)}^2)}{4}$$

➤ Et le bilan thermique sur le fluide est représenté par l'équation suivante:

Augmentation de l'énergie interne + la chaleur convertie par le mouvement du fluide =
diffusion thermique + l'énergie utile.

$$m_f C_f \frac{\partial T_f}{\partial t} + Q_f = Q_{f(diff)} + Q_u \quad (2.29)$$

$$(A_f \rho_f C_f) \frac{\partial T_f}{\partial t} + \dot{m}_f C_p \frac{\partial T_f}{\partial x} = A_f k_f \frac{\partial^2 T_f}{\partial x^2} + \pi D_{ab(int)} h_u (T_{ab} - T_f) \quad (2.30)$$

Avec :

$$A_f = \frac{\pi D_{ab(int)}^2}{4}$$

$$\dot{m}_f = A_f \rho_f U_f$$

Les quantités d'énergies absorbées par l'enveloppe du verre et le tube absorbeur est calculer par les relations suivantes (Ouagued et al.,2013 ; Duffie et Beckman, 1991) :

$$Q_{ab} = A_0 I_d \rho_0 \alpha_0 \gamma K \quad / A_0 = WL \quad (2.31)$$

$$Q_v = A_0 I_d \rho_0 \alpha_v \gamma K \quad (2.32)$$

α_0 est le coefficient de transmission-absorption, la quantité d'énergie absorbée par le tube absorbeur et transmise au fluide caloporteur dépend de deux coefficients, la transmittance de l'enveloppe du verre et l'absorption de tube absorbeur. La figure 2.4 montre les quantités d'énergies perdues et transmises à chaque transmission-réflexion par un rayon incident sur l'absorbeur d'un concentrateur cylindro-parabolique (Duffie et Beckman, 1991).

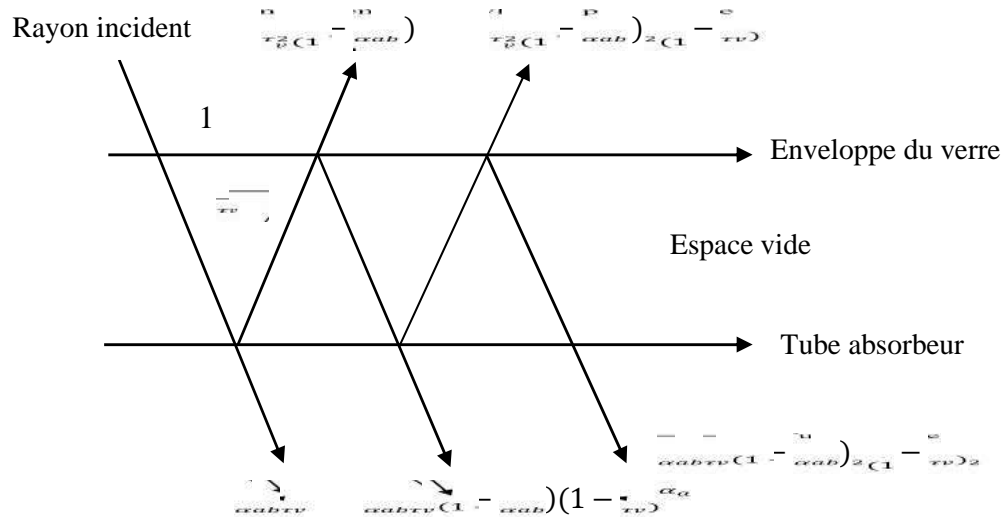


Fig.2.4 : Parcours d'un rayon lors de transmissions et de réflexions successives

La quantité finale de l'énergie transmise au tube absorbeur est une série géométrique infinie de raison $(1-\alpha_{ab}) \cdot (1-\tau_v)$, le coefficient de transmission-absorption égale à :

$$\alpha_0 = (\alpha_{ab} \tau_v) \sum_{i=0}^{\infty} (1 - \alpha_{ab})^i (1 - \tau_v)^i = \frac{(\alpha_{ab} \tau_v)}{1 - (1 - \alpha_{ab})(1 - \tau_v)} \quad (2.33)$$

K représente l'angle d'incidence modifié d'après (Soteris, 2004) :

$$K = 1 - 0.00384(\theta) - 0.000143(\theta)^2 \quad (2.34)$$

2-3-3- Le transfert de chaleur intérieur :

Le transfert s'effectue par deux modes entre l'absorbeur et l'enveloppe du verre :

- Par convection naturelle : si la pression entre l'absorbeur et l'enveloppe du verre est supérieure à 0.013Pa, elle est estimée par des relations de la convection naturelle entre deux cylindres horizontaux et concentriques (Garcia-Valladares et Velazquez, 2009 ; Soteris, 2012) , le coefficient de transfert de chaleur égale à :

$$h_{c(int)} = \frac{2 k_{eff}}{D_{ab(ext)} \ln\left(\frac{D_{v(int)}}{D_{ab(ext)}}\right)} \quad (2.35)$$

$$\text{et } k_{eff} = 0.386 k_{air} \left(\frac{Pr_{air}}{0.861 + Pr_{air}}\right)^{\frac{1}{4}} (Ra_c)^{\frac{1}{4}} \quad (2.36)$$

$$\text{Avec } Ra_c = \frac{\left(\ln\left(\frac{D_{v(int)}}{D_{ab(ext)}}\right)\right)^4}{L_{eff}^3 (D_{ab(ext)}^{-3/5} + D_{v(int)}^{-3/5})^5} Ra_{eff}$$

$$L_{eff} = \frac{D_{v(int)} - D_{ab(ext)}}{2}$$

$$Ra_{eff} = Gr_{air} Pr_{air}$$

Dans le cas de vide entre l'absorbeur et l'enveloppe du verre (pression < 0.013Pa), on peut considérer que le coefficient de transfert par convection est nul ([Garcia-Valladares et Velazquez, 2009](#)). Les propriétés physiques de l'air entre l'absorbeur et l'enveloppe du verre sont calculées à la température moyenne : $T_{m(air)} = \frac{T_{ab} + T_v}{2}$

➤ Par rayonnement tell que :

$$h_{r(int)} = \varepsilon_{int} \sigma [(T_{ab} + 273)^2 + (T_v + 273)^2] (T_{ab} + T_v + 546) \quad (2.37)$$

$$\varepsilon_{int} = \left(\frac{D_{v(int)}}{D_{ab(ext)}}\right) / \left(\frac{1}{\varepsilon_{ab}} + \frac{1 - \varepsilon_v}{\varepsilon_v}\right)$$

Donc le flux de transfert de chaleur intérieur $Q_{(int)}$ égale à :

$$Q_{(int)} = A_{ab(ext)} h_{(int)} (T_{ab} - T_v) \quad (2.38)$$

Avec

$$h_{(int)} = h_{c(int)} + h_{r(int)}$$

2-3-4- Le transfert de chaleur extérieur :

Le transfert extérieur (air-l'enveloppe du verre) s'effectue par deux modes de transfert, par convection et par radiation :

➤ Par convection naturelle :

Si la vitesse du vent est nulle, la corrélation de Churchill et Chu (Soteris, 2012; Padilla Ricardo, 2011; Garcia-Valladares et Velazquez, 2009) est recommandée pour une convection naturelle autour d'un cylindre horizontal, le coefficient de transfert convectif est donné par l'expression suivante :

$$h_{c(ext)} = \left[0.6 + 0.387 \left(\frac{Ra_{air}}{\left(1 + \left(\frac{0.559}{Pr_{air}} \right)^{\frac{9}{16}} \right)^{\frac{16}{9}}} \right)^{\frac{1}{6}} \right]^2 \frac{k_{air}}{D_{v(ext)}} \quad (2.39)$$

Les propriétés physiques de l'air extérieur sont calculées à la température moyenne :

$$T_{m(ext)} = \frac{T_a + T_v}{2}$$

➤ Par convection forcé :

Si la vitesse du vent n'est pas nulle, la corrélation de Zhukauskas (Soteris, 2012; Padilla Ricardo, 2011) est recommandée, le coefficient de transfert convectif s'écrit comme suit :

$$h_{c(ext)} = C Re_{air}^n Pr_{air}^m \left(\frac{Pr_{air}}{Pr_v} \right)^{\frac{1}{4}} \frac{k_{air}}{D_{v(ext)}} \quad (2.40)$$

Les expressions de C, n et m sont données par les relations suivantes (Ouagued et al., 2013; Soteris, 2012) :

Si $1 < Re_{air} \leq 40 \Rightarrow C = 0.75, n = 0.4$

Si $40 < Re_{air} \leq 10^3 \Rightarrow C \approx 0.51, n = 0.5$

Si $10^3 < Re_{air} \leq 2 \times 10^5 \Rightarrow C = 0.26, n = 0.6$

Si $2 \times 10^5 < Re_{air} \leq 10^6 \Rightarrow C = 0.076, n = 0.7$

Avec

$$m = \begin{cases} 0.37 & Pr_{air} \leq 10 \\ 0.36 & Pr_{air} > 10 \end{cases}$$

Dans ce cas les propriétés physiques de l'air extérieur sont calculées à la température ambiante T_a et Pr_v est calculé à la température de l'enveloppe du verre.

➤ Par rayonnement :

La surface extérieure de l'enveloppe du verre rayonne vers la voûte céleste (le soleil est assimilé à un corps noire) par des rayons infrarouges, ce rayonnement est donné par la loi de Stéphane Boltzmann :

$$h_{r(ext)} = \varepsilon_v \sigma [(T_{ciel} + 273)^2 + (T_v + 273)^2] (T_{ciel} - T_v + 546) \quad (2.41)$$

Le flux de transfert de chaleur extérieur $Q_{(ext)}$ égale à :

$$Q_{(ext)} = Q_{c(ext)} + Q_{r(ext)} = A_{v(ext)} (h_{c(ext)} (T_v - T_a) + h_{r(ext)} (T_v - T_{ciel})) \quad (2.42)$$

2-3-5- Le transfert de chaleur utile :

Considérant la convection forcée du fluide caloporteur dans le tube absorbeur, les corrélations de Gnielinski (Gnielinski, 2013) souvent adoptées elles dépendent du régime d'écoulement. Gnielinski propose une interpolation linéaire dans la zone de transition entre le régime laminaire et turbulent, dans ce cas le coefficient de transfert utile dépende de deux nombres adimensionnelles Reynolds et Prandtl :

$$h_{u(f)} = \frac{k_f}{D_{ab(int)}} Nu_f \quad (2.43)$$

Le nombre de Nusselt dépende du régime d'écoulement laminaire, transitoire ou turbulent suivant la valeur de Reynolds :

$$Re_f = \frac{\rho_f D_{ab(int)} V_f}{\mu_f} \quad / \quad V_f = \frac{4\dot{m}_f}{\pi D_{ab(int)}^2}$$

Donc

$$Re_f = \frac{4\dot{m}_f \rho_f}{\pi \mu_f D_{ab(int)}} \quad (2.44)$$

➤ Pour un écoulement laminaire ($Re < 2300$) :

Deux expressions de Nu_f suivant deux conditions aux limites température de surface constante Nu_{f1} (recommander) et Flux de transfert constant Nu_{f2} :

$$Nu_{f1} = \left\{ (3.66)^3 + (0.7)^3 + (1.615 \sqrt[3]{Re_f Pr_f d} - 0.7)^3 + \left(\left(\frac{2}{1+22 Pr_f} \right)^{\frac{1}{6}} \sqrt{Re_f Pr_f d} \right)^3 \right\}^{\frac{1}{3}} \quad (2.45)$$

$$Nu_{f2} = \left\{ (4.354)^3 + (0.6)^3 + (1.953 \sqrt[3]{Re_f Pr_f d} - 0.6)^3 + (0.924 \sqrt[3]{Pr_f} \sqrt{Re_f Pr_f d})^3 \right\}^{\frac{1}{3}} \quad (2.46)$$

Avec $d = D_{ab(int)}/L$

➤ Pour un écoulement turbulent ($Re > 4000$):

Le nombre de Nusselt s'écrit :

$$Nu_f = \frac{(\xi/8)(Re_f - 1000)(1 + d^{2/3}) Pr_f}{1 + 12.7 \sqrt{(\xi/8)} (Pr_f^{2/3} - 1)} \left(\frac{Pr_f}{Pr_{ab}} \right)^{0.11} \quad (2.47)$$

représente le facteur de friction d'un écoulement turbulent dans un tube, il est défini par les deux relations suivantes. La deuxième relation est recommandée dans le cas des grandes valeurs de Prandtl et de (d/L) :

$$\xi = (1.84 \log_{10} Re_f - 1.64)^{-2} \quad (2.48)$$

$$\text{Ou } \xi = (1.8 \log_{10} Re_f - 1.5)^{-2} \quad (2.49)$$

➤ Pour un régime transitoire : ($2300 \leq Re \leq 4000$)

Gnielinski a proposé l'équation suivante :

$$Nu_f = (1 - \epsilon) Nu_{(lam,2300)} + \epsilon Nu_{(turb,4000)} \quad (2.50)$$

$$\epsilon = (Re_f - 2300)/(4000 - 2300)$$

Pour cette équation $Nu_{(lam,2300)}$ est calculé par l'Eq 2.45 ou l'Eq 2.46 avec $Re_f = 2300$ et $Nu_{(turb,4000)}$ est calculé par l'Eq 2.47 avec $Re_f = 4000$. De plus on prend :

$$Pr_f = 0.7, (Pr_f / Pr_{ab})^{0.11} = 1 \text{ et } d = 0.0001.$$

Les propriétés physiques du fluide sont calculées à la température du fluide et Pr_{ab} est calculé à la température de l'absorbeur.

Finalement l'efficacité optique du concentrateur est définie comme étant le rapport du rayonnement absorbé au rayonnement incident à la surface d'ouverture du concentrateur A_0 . Elle est donnée par la relation suivante (Garcia-Valladares et Velazquez, 2009):

$$\eta_{opt} = \frac{Q_{ab}}{A_0 I_d} = \rho_0 \alpha_0 \gamma K \quad (2.51)$$

Et l'efficacité thermique globale du CCP, qui est le rapport entre l'énergie utile absorbée par le fluide et l'énergie solaire intercepté par la surface d'ouverture du réflecteur nous donne :

$$\eta_{th} = \frac{\int Q_u dt}{A_0 \int I_d dt} \quad (2.52)$$

2-4- Résolution numérique :

2-4-1- Principes de la méthode des différences finies :

Le comportement dynamique des systèmes est un sujet très important en physique. Un système mécanique par exemple, se traduit par des déplacements, des vitesses et des accélérations. Un système électrique ou électronique, se traduit par des tensions, des intensités et des dérivées temporelles sur ces quantités. Un système thermique se traduit par des températures, des gradients de température, des coefficients d'échanges thermiques, etc. En général, les équations utilisées pour décrire de tels comportements dynamiques, incluent des quantités inconnues représentant les fonctions recherchées et leurs dérivées appelée 'équation différentielle'. Ces équations pouvant être aux dérivées partielles ou ordinaires. Il existe des nombreuses méthodes d'approximations numériques des solutions de ces équations. La méthode des différences finies est une des plus anciennes qui est encore utilisée pour certaines applications, comme la propagation d'ondes sismiques ou électromagnétiques. Elle est souvent utilisée en thermique, elle est efficace pour les problèmes de géométrie massive. Pour d'autres applications, comme la mécanique du solide ou celle des fluides, on lui préfère généralement la méthode des éléments finis ou la méthode des volumes finis. La méthode des différences finies est basée sur l'hypothèse que lorsque le domaine spatial est divisé en un nombre fini des tranches Δx , et le domaine temporel en un nombre fini des pas de temps, à un pas de temps particulier, la température au sein d'un point situé sur le plan médian à l'intérieur de la tranche (nœuds du maillage) peut être représentée en fonction de l'inconnue aux points voisins (figure 2.5).

Dans cette méthode, chaque dérivée partielle dans les équations différentielles est approchée par une expression discrétisée appelée schéma numérique. Les équations

différentielles sont ainsi remplacées par un grand système des équations algébriques à coefficients constants (linéaire) ou variables (non linéaire) dont les inconnues sont les températures aux nœuds du maillage, ce système peut être résolu facilement par des méthodes itératives.

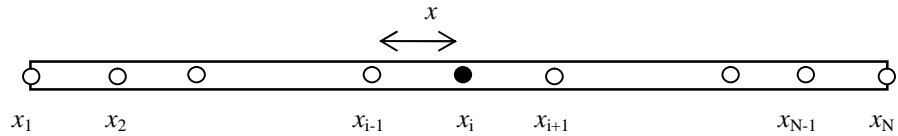


Fig.2.5 : Discrétisation d'un domaine

Tableau 2.2 : Schémas numériques des dérivées partielles

Dérivée partielle	Discrétisation	Type de dérivée	Ordre de dérivée
$\left(\frac{\partial T}{\partial x}\right)_i^{n+1}$	$\frac{T_i^{n+1} - T_{i-1}^{n+1}}{\Delta x}$	Avant	Première
$\left(\frac{\partial T}{\partial x}\right)_i^{n+1}$	$\frac{T_i^{n+1} - T_{i+1}^{n+1}}{-\Delta x}$	Arrière	Première
$\left(\frac{\partial T}{\partial x}\right)_i^{n+1}$	$\frac{T_{i+1}^{n+1} - T_{i-1}^{n+1}}{2\Delta x}$	Centrale	Première
$\left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2}\right)_i^{n+1}$	$\frac{T_{i-1}^{n+1} - 2T_i^{n+1} + T_{i+1}^{n+1}}{\Delta x^2}$	Symétrique	Second
$\left(\frac{\partial T}{\partial t}\right)_i^{n+1}$	$\frac{T_i^{n+1} - T_i^n}{\Delta t}$	Implicite	Première
$\left(\frac{\partial T}{\partial t}\right)_i^{n+1}$	$\frac{T_i^n - T_i^{n-1}}{\Delta t}$	Explicite	Première
$\left(\frac{\partial T}{\partial t}\right)_i^{n+1}$	$\frac{T_i^{n+1} - T_i^{n-1}}{2\Delta t}$	Centrale	Première
$\left(\frac{\partial^2 T}{\partial t^2}\right)_i^{n+1}$	$\frac{T_i^{n-1} - 2T_i^n + T_i^{n+1}}{\Delta t^2}$	Symétrique	Second

Les différents schémas numériques qui approximent les dérivées partielles sont représentés dans le [tableau 2.2](#). L'indice i et n concernent les coordonnées d'espace et de temps respectivement:

2-4-2- Formes discrètes des équations :

Un absorbeur de P tranches est représenté schématiquement sur la [figure 2.6](#). En tenant compte de la dépendance des propriétés thermiques de la température, une méthode des différences finies a été employée. Par le remplacement des dérivées partielles de premier ordre dans les équations différentielles (2.26), (2.28) et (2.30) par des schémas numériques implicites. Les dérivées partielles de second ordre sont remplacées par des schémas numériques symétriques.

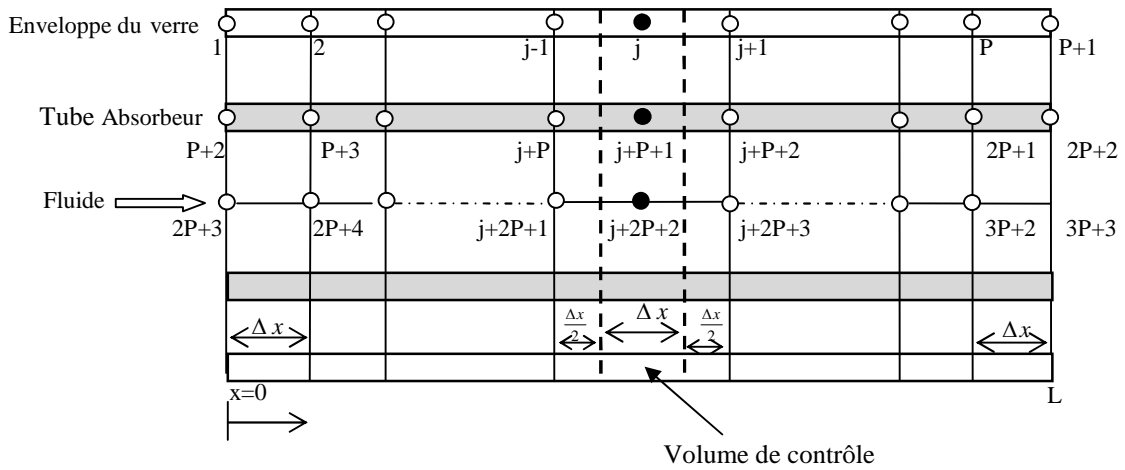


Fig.2.6 : Division longitudinale de l'absorbeur

Pour $j=2, P$ (Enveloppe du verre) :

$$(A_v \rho_v C_v) \frac{(T_j - T_j^*)}{\Delta t} = W I_d \rho_0 \alpha_v \gamma K + A_v k_v \frac{(T_{j-1} - 2T_j + T_{j+1})}{\Delta x^2} + \pi D_{ab(ext)} h_{(int)} (T_{j+(P+1)} - T_j) - \pi D_{v(ext)} [h_{c(ext)} (T_j - T_a) + h_{r(ext)} (T_j - T_{ciel})] \quad (2.53)$$

Pour $j=P+3, 2P+1$ (Le tube absorbeur) :

$$(A_{ab} \rho_{ab} C_{ab}) \frac{(T_j - T_j^*)}{\Delta t} = W I_d \rho_0 \alpha_0 \gamma K + A_{ab} k_{ab} \frac{(T_{j-1} - 2T_j + T_{j+1})}{\Delta x^2} - \pi D_{ab(ext)} h_{(int)} (T_j - T_{j-(P+1)}) - \pi D_{ab(int)} h_u (T_j - T_{j+(P+1)}) \quad (2.54)$$

Et pour $j=2P+4, 3P+2$ (Fluide)

$$(A_f \rho_f C_f) \frac{(T_j - T_j^*)}{\Delta t} + \dot{m}_f C_p \frac{(T_j - T_{j-1})}{\Delta x} = A_f k_f \frac{(T_{j-1} - 2T_j + T_{j+1}))}{x^2} + \pi D_{ab(int)} h_u (T_{j-(P+1)} - T_j) \quad (2.55)$$

Après réarrangement les équations algébriques correspondantes ont été trouvées:

1- Pour $j=2, P$ (Enveloppe du verre)

$$\begin{aligned} -a_{1v} T_{j-1} + (2a_{1v} + a_{2v} + a_{3v} + a_{4v} (h_{c(ext)} + h_{r(ext)})) T_j - \\ a_{1v} T_{j+1} - a_{3v} T_{j+(P+1)} = B_v \end{aligned} \quad (2.56)$$

Avec :

$$a_{1v} = \frac{A_v k_v}{\Delta x^2}$$

$$a_{2v} = \frac{A_v \rho_v C_v}{\Delta t}$$

$$a_{3v} = \pi D_{ab(ext)} h_{(int)}$$

$$a_{4v} = \pi D_{v(ext)}$$

$$B_v = W I_d \rho_0 \alpha_v \gamma K + a_{2v} T_j^* + a_{4v} (T_a h_{c(ext)} + T_{ciel} h_{r(ext)})$$

Les conditions aux limites sont:

$$T_v(t, 1) = T_v(t, 2), T_v(t, P+1) = T_v(t, P)$$

2- Pour $j=P+3, 2P+1$ (Le tube absorbeur)

$$\begin{aligned} -a_{1ab} T_{j-1} + (2a_{1ab} + a_{2ab} + a_{3ab} + a_{4ab}) T_j - a_{1ab} T_{j+1} - \\ a_{3ab} T_{j-(P+1)} - a_{4ab} T_{j+(P+1)} = B_{ab} \end{aligned} \quad (2.57)$$

Avec

$$a_{1ab} = \frac{A_{ab} k_{ab}}{\Delta x^2}$$

$$a_{2ab} = \frac{A_{ab} \rho_{ab} C_{ab}}{\Delta t}$$

$$a_{3ab} = a_{3v} = \pi D_{ab(ext)} h_{(int)}$$

$$a_{4ab} = \pi D_{ab(int)} h_u$$

$$B_{ab} = W I_a \rho_0 \alpha_0 \gamma K + a_{2ab} T_j^*$$

Les conditions aux limites sont:

$$T_{ab}(t, P + 2) = T_{ab}(t, P + 3), T_{ab}(t, 2P + 2) = T_{ab}(t, 2P + 1)$$

3- Pour $j=2P+4, 3P+2$ (Fluide)

$$-(a_{1f}+a_{3f})T_{j-1} + (2a_{1f} + a_{2f} + a_{3f}+a_{4f})T_j - a_{1f}T_{j+1} - a_{4f}T_{j-(P+1)} = B_f \quad (2.58)$$

Avec

$$a_{1f} = \frac{A_f k_f}{\Delta x^2}$$

$$a_{2f} = \frac{A_f \rho_f C_f}{\Delta t}$$

$$a_{3f} = \frac{\dot{m}_f C p_f}{\Delta x}$$

$$a_{4f} \approx a_{4ab} = \pi D_{ab(int)} h_u$$

$$B_f = a_{2f} T_j^*$$

Les conditions aux limites sont:

$$T_f(t, 2P + 3) = T_{in}, T_f(t, 3P + 3) = T_f(t, 3P + 2)$$

2-4-3- Programme de calcul :

Le système de $(3P + 3)$ équations algébriques non linéaires est résolu simultanément en utilisant la méthode itérative de Gausse-Seidel avec une précision de 0.001 °C. Cette méthode est efficace dans le traitement des systèmes linéaires et non linéaires parce qu'elle consomme moins de mémoire et converge plus vite. La méthode de Gauss Seidel est une variante améliorée de la méthode de Jacobi. D'une façon générale, pour calculer la température dans un nœud i à l'itération $k+1$, $T_i(k+1)$ on utilise :

- les $T_1(k+1), T_2(k+1), \dots, T_{i-1}(k+1)$ déjà calculées
- et les $T_{i+1}(k), T_{i+2}(k), \dots, T_n(k)$ de l'itération précédente.

Cela revient à écrire :

$$T_i^{k+1} = \frac{1}{a_{ii}} (b_i - \sum_{j=1}^{i-1} a_{ij} \times T_j^{k+1} - \sum_{j=i+1}^n a_{ij} \times T_j^k) \quad (2.58)$$

Le programme de calcul numérique MATLAB est choisi pour calculer la solution de notre système algébrique non linéaire. MATLAB est l'abréviation en anglais de (MATrix LABoratory). L'intérêt de MATLAB tient à sa simplicité d'utilisation et à sa richesse fonctionnelle. Les valeurs initiales des températures sont supposées être égales à la température ambiante. Une zone de dialogue typique montrant une partie du programme informatique élaboré en langage MATLAB (version 2010) est présentée dans la [figure 2.8](#). Ce programme suit les démarches suivantes pour chaque instant et tranche ([Marif et al., 2014](#)):

1. Calcul du rayonnement direct et de la température ambiante.
2. Calcul de l'énergie absorbée par le tube absorbeur et le rendement optique.
3. Calcul des divers coefficients d'échanges thermiques à partir des températures de l'instant précédent.
4. Calcul des températures à partir des valeurs des coefficients d'échanges ainsi déduites.
5. Recalcule les coefficients d'échanges à partir des nouvelles températures.
6. Recalcule les températures
7. Calcul du rendement thermique.

Les étapes 5 et 6 sont reprises jusqu'à ce que la différence absolue entre deux itérations successives soit inférieure au 0.001.

L'organigramme ci-après donne les grands axes de calcul:

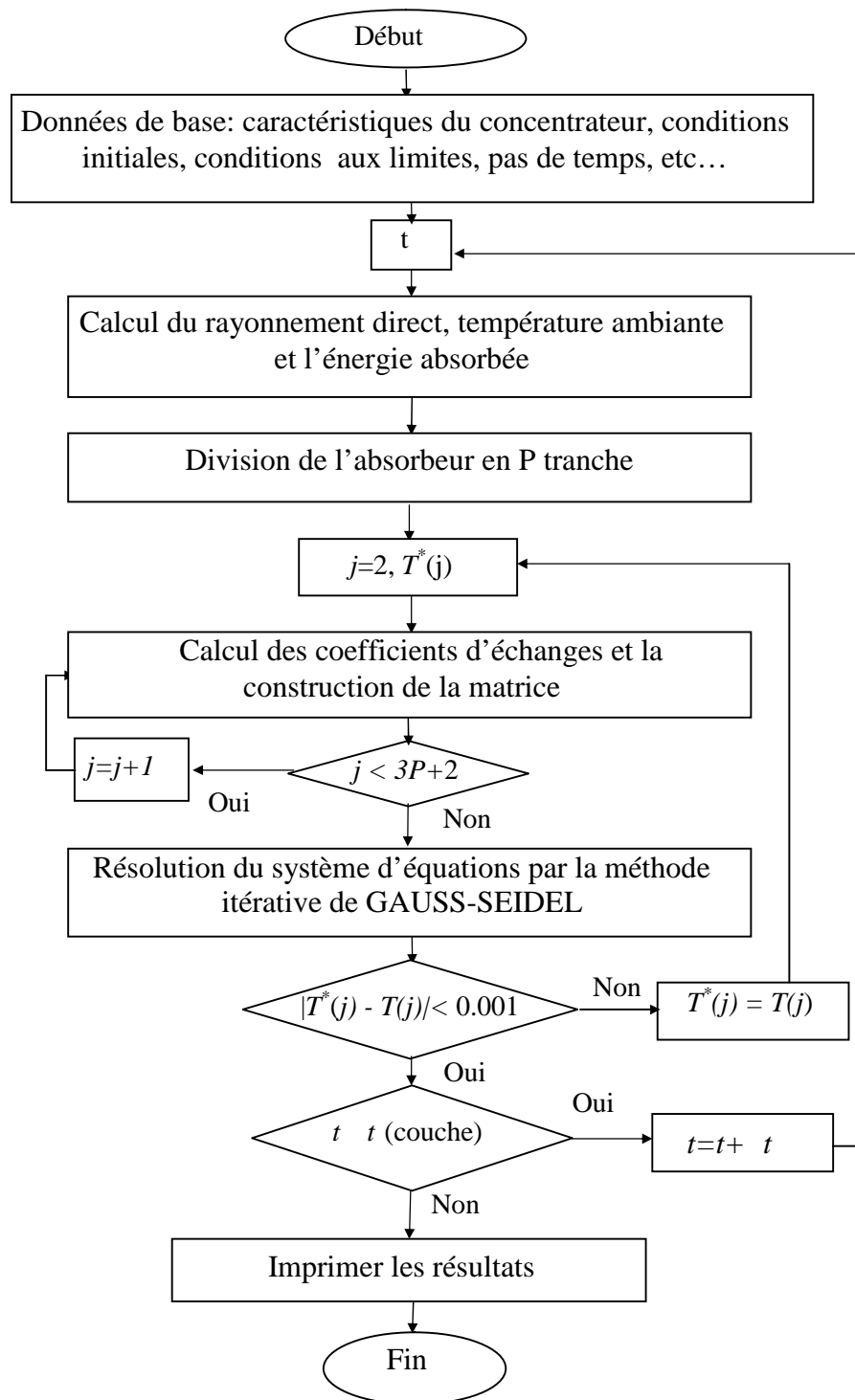


Fig.2.7 : Organigramme du programme de calcul

```

165
166 %***** CONDITIONS INITIALE *****
167
168 for k=1:n+1
169     if k==(P1+1)
170         T(1,k)=Tc(1);
171     else
172         T(1,k)=Te;
173     end
174 end
175
176 %*****calcul de la température de la vitre,l'absorbeur et le fluid*****
177 %*****
178 pas=pas*3600;
179 %*****Construction de la matrice*****
180 A(1,1)=1;A(1,2)=-1; A(n+1,n+1)=1;A(n-1,n)=-1;B(n+1)=0;
181 a1v=(Condv*A)/pasx; a2v=MVv*Cpv*Av*(pasx/pas); a4v=pl*Dv2*pasx;
182 a1ah=(Condah*Lah)/pasx; a2ah=VVah*Cpah*Lah*(pasx/pas);
183
184 for i=2:N-1
185     k=2;
186     while k<=n
187         for j=1:n-1
188             if k==j
189                 %*****LA VITRE*****
190                 if k<P+1
191                     [Hvect(i-1,k),Hrext(i-1,k)]=coeffext(ensv,Dv2,MVt,T(i-1,k),Ta(i),Toiel(i));
192                     [Hinc(i-1,k),a3(i-1,k)]=coeffint(pasx,ensab,ensv,Dv1,Dab2,T(i-1,k+P+1),T(i-1,k));
193                     qint(i-1,k)= a3(i-1,k)*(T(i-1,k+P+1)-T(i-1,k));
194                     rext(i-1,k)= a4v*(Hvect(i-1,k)^(T(i-1,k)-Ta(i))+Hrext(i-1,k)^(T(i-1,k)-Toiel(i)));
195
196
197

```

Fig.2.8 : Partie du programme informatique en MATLAB

2-5-Conclusion:

La généralité et la simplicité de la méthode des différences finies nous motivons d'utilisée cette méthode pour la résolution de notre problème. Dans cette section on a élaboré un modèle mathématique du CCP basé sur une méthode des différences finies implicite à une dimension, ce choix de travailler en méthode des différences finies (DF) nous garantit un faible coût de calcul avec une simple analyse de la précision et de la convergence. D'autres approches telles que la méthode des éléments finis et la méthode des volumes finis peut être souvent interprétée comme la méthode des différences finies dans notre cas, problème à une dimension avec un maillage régulier.

Chapitre 3 :

Modélisation d'un
système de
climatisation/distillation
à Ouargla

3-1-Présentation générale de la wilaya d'Ouargla:

Ouargla est située au Nord Est du Sahara Algérienne, elle couvre une superficie totale de 163233 km². Elle se trouve à une altitude de 164 mètre, sa latitude est de 31°57' Nord et sa longitude est de 5° 21'. En raison de la nébulosité faible de l'atmosphère, Ouargla reçoit une quantité d'énergie solaire relativement forte avec un nombre d'heures d'ensoleillement annuelles compris entre 3200 et 3600 (Marif, 2008).

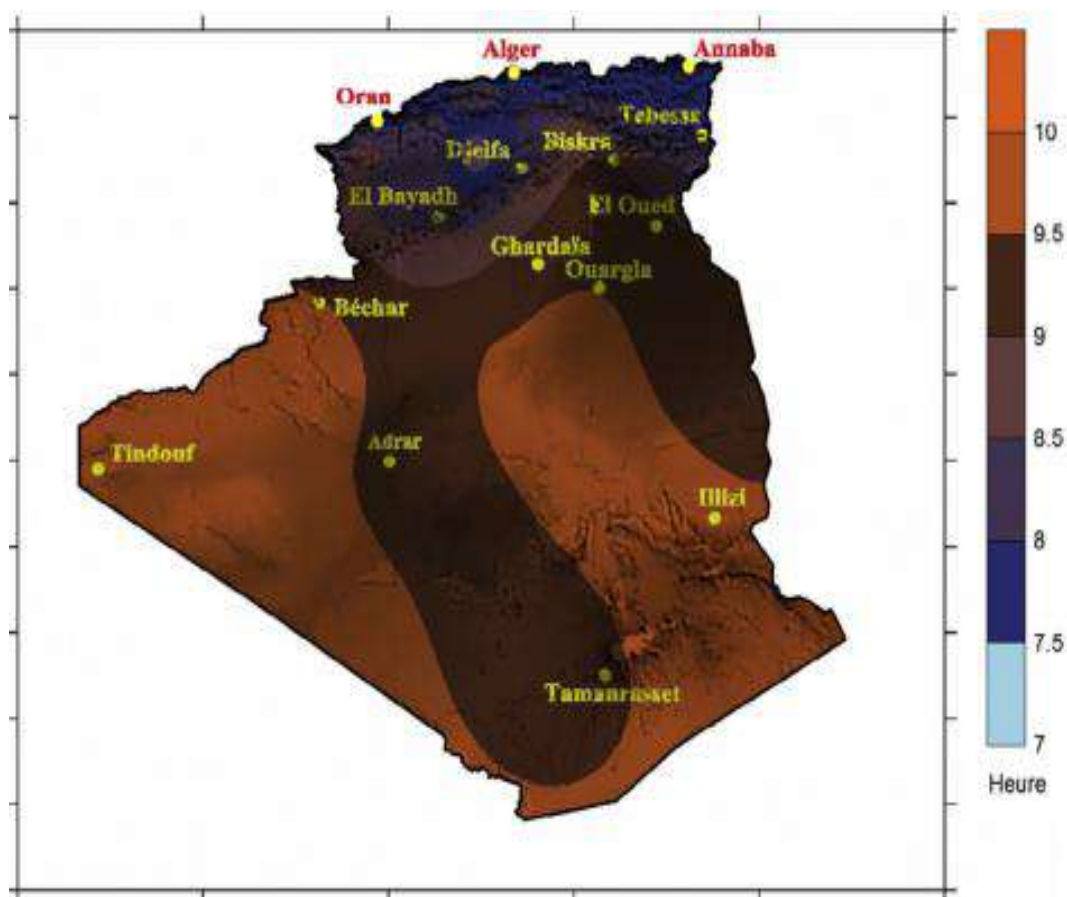


Fig.3.1: Heures moyennes d'ensoleillement journalier (1996-2006) (Yaiche et al., 2014)

Le climat de la wilaya d'Ouargla est de type Saharien, il est caractérisé par des faibles températures hivernales et des températures estivales très élevées. Dans le passé, les gens d'Ouargla ont construit leurs maisons avec des matériaux locaux, le confort thermique est assuré par des techniques passives, par exemple les murs de construction traditionnelle ont été massives dans le but de minimiser les fluctuations des températures internes. Mais maintenant, des nouveaux matériaux ont été utilisés dans la construction sans étudier leur convenance au climat de la région. Ceci résulte une grande consommation électrique due à l'utilisation des installations de climatisation dans des grandes périodes pour assurer le confort

humain dans la plupart de temps. La satisfaction de la demande énergétique par le réseau de distribution nationale de SONALGAZ est difficile.

De plus la pluviométrie est faible à Ouargla, elle varie entre 20 et 60mm. En effet, l'alimentation en eau potable proviennent des eaux souterraines, ces eaux sont saumâtres et impropres à la consommation humaine. Ils sont caractérisés par une salinité qui dépasse 1.5 g/L (Selon les normes de l'OMS, la salinité doit être inférieure ou égale à 0.5 g/L). Une étude fait par l'Entreprise de Distribution des Eaux de la ville d'Ouargla sur 18 forages destinés pour l'alimentation en eau potable à montrer que la salinité des zones de Sokra et Beni Thor comprise entre 2.5 et 3 g/L. Une zone relativement chargée avec un résidu sec de 32 à 60 g/L se localise en direction des chotts. La zone d'Ouargla et Rouissat présente une salinité comprise entre 8 et 16 g/L, alors que la zone de Bour El- Haicha, qui est la ligne de partage des eaux souterraines, présente une salinité d'environ 4 g/L. Enfin, la teneur en salinité des chotts et sebkhas oscille entre 200 et 300 g/L. Actuellement au niveau d'Ouargla on observe le phénomène du vente de l'eau potable par camion-citerne transportée par des commerçants privés, dont leur teneur en sels est certes relativement moins chargée, mais qui peuvent présenter par contre des problèmes de salubrité (Marif, 2008).

On peut exploiter le potentielle solaire de la wilaya d'Ouargla pour remédier à cette situation. L'utilisation de la chaleur produite par des petits concentrateurs solaires cylindro-paraboliques est une option intéressante pour la distillation des eaux saumâtres et pour la technologie de la climatisation solaire. Une petite installation de distillation solaire ou de climatisation solaire peut être utilisée pour alimenter en eau potable une famille ou pour la climatisation d'une chambre dans la période estivale.

3-2- Système de climatisation:

Les capteurs plans et sous vides sont les technologies les plus utilisées dans les systèmes de climatisation solaire, par rapport aux autres techniques de captation. Les technologies peuvent varier selon les pays (un capteur plus performant permettra de réduire la surface occupée) ou les besoins d'une installation (niveaux de températures).

Un système typique (figure 3.2) peut être proposé. Ce système est composé d'un CCP (circuit primaire), d'un réservoir de stockage thermique associé à une machine frigorifique à absorption (circuit secondaire) et des pompes photovoltaïques qui assurent la circulation de l'eau. Il est donc nécessaire de modéliser le réservoir de stockage thermique et d'estimer la charge de climatisation de la chambre.

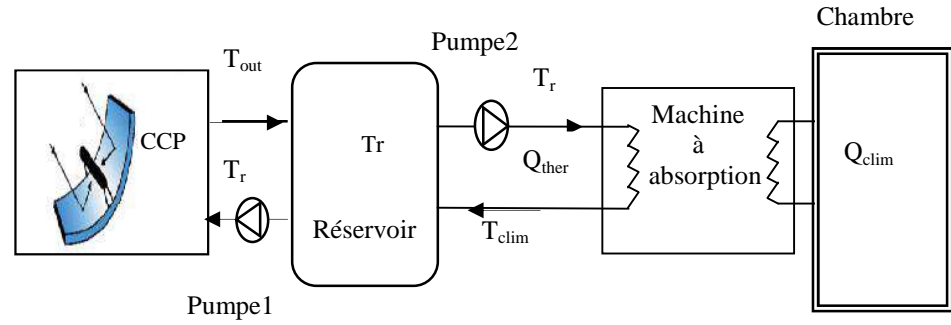


Fig.3.2 : Représentation des relations entre les éléments du système de climatisation

3-2-1- Circuit secondaire du système:

Une machine à absorption simple effet qui utilise comme fluide de travail un mélange binaire de l'eau+Bromure de Lithium ($H_2O/LiBr$) peut fonctionner à basse température entre 75 et 95 °C avec un coefficient de performance thermique (COP) de 0,6 à 0.8 (Mazloumi et al., 2008). Ce coefficient de performance est utilisé par les constructeurs pour évaluer les performances de ces machines, il est exprimé par l'expression suivante (Cabrera et al., 2013) :

$$COP = Q_{clim}/Q_{ther} \quad (3.1)$$

Le réservoir de stockage doit donc être capable de fournir une puissance thermique Q_{ther} , puissance thermique cédée par l'eau du réservoir vers le désorbeur de la machine frigorifique :

$$Q_{ther} = Q_{clim}/COP \quad (3.2)$$

Le réservoir de stockage est assimilé à un cylindre droit de révolution à axe vertical isolé thermiquement. Pour simplifier la modélisation du réservoir, on considère que le débit de la pompe du circuit primaire P_1 est grand. Ce mode d'opération élimine la stratification thermique dans le réservoir, donc la température est homogène dans tout le réservoir et le bilan énergétique dans le réservoir peut être écrit comme suite (Mazloumi et al., 2008):

$$\begin{aligned} V_r \rho_e C_e \frac{dT_r}{dt} = & \quad \text{Énergie emmagasinée par le volume d'eau} \\ \dot{m}_{P1} C_e (T_{out} - T_r) & \quad \text{Injection et soutirage d'eau (CCP)} \\ -B\dot{m}_{P2} C_e (T_r - T_{clim}) & \quad \text{Injection et soutirage d'eau (circuit désorbeur)} \\ -A_{iso} h_{iso} (T_r - T_a) & \quad \text{Échanges par conduction à travers la paroi} \end{aligned} \quad (3.3)$$

La fonction de régulation B définit l'état de la pompe du circuit secondaire P_2 . Il s'agit d'une régulation sur seuil de température. C'est à dire que des sondes de températures sont raccordées à la régulation et lui envoient des informations qu'elle traite, afin de renvoyer un signal de contrôle vers la pompe. La pompe P_2 ne démarre que lorsque la température de l'eau du réservoir qui alimente le désorbeur est supérieure ou égale à 75°C . À l'inverse, la pompe s'arrête lorsque la température devient inférieure à 75°C .

$$B = \begin{cases} 0 & \text{si } T_r < 75^\circ\text{C} \\ 1 & \text{si } T_r \geq 75^\circ\text{C} \end{cases} \quad (3.4)$$

La température de l'eau chaude du réservoir de stockage T_r peut être calculée à l'aide de l'Eq (3.3) comme suite :

$$T_r = \frac{T_r^* + a T_{in} + b T_{clim} + c T_a}{1 + a + b + c} \quad (3.5)$$

Avec

$$a = \frac{\dot{m}_{P_1} \Delta t}{V_r \rho_e}$$

$$b = \frac{\dot{m}_{P_2} B \Delta t}{m_r}$$

$$c = \frac{A_{iso} h_{iso} \Delta t}{V_r \rho_e C p_e}$$

Un échangeur de chaleur intégré au désorbeur assure le transfert de chaleur entre la machine à absorption et le réservoir de stockage, la température de sortie de l'échangeur T_{clim} qui suivant l'équilibre énergétique de l'échangeur de chaleur s'écrit comme suit :

$$T_{clim} = B \left(T_r - \frac{Q_{ther}}{\dot{m}_{P_2} C p_e} \right) \quad (3.6)$$

3-2-2-Estimation de la charge de climatisation:

Le bâtiment de test (figure 3.3) est une maison de quatre personnes un couple et deux enfants. Les matériaux de construction dans la région d'Ouargla ont été limités à des briques, du ciment aux surfaces extérieures des murs et du plâtre aux surfaces intérieures, le toit est constitué par une dalle de béton et du plâtre dans la surface intérieure. La chambre climatisée est considérée comme une seule charge, ces murs extérieurs sont des doubles murs pour diminué la charge de climatisation. Les propriétés des matériaux de construction sont résumées dans l'annexe B.

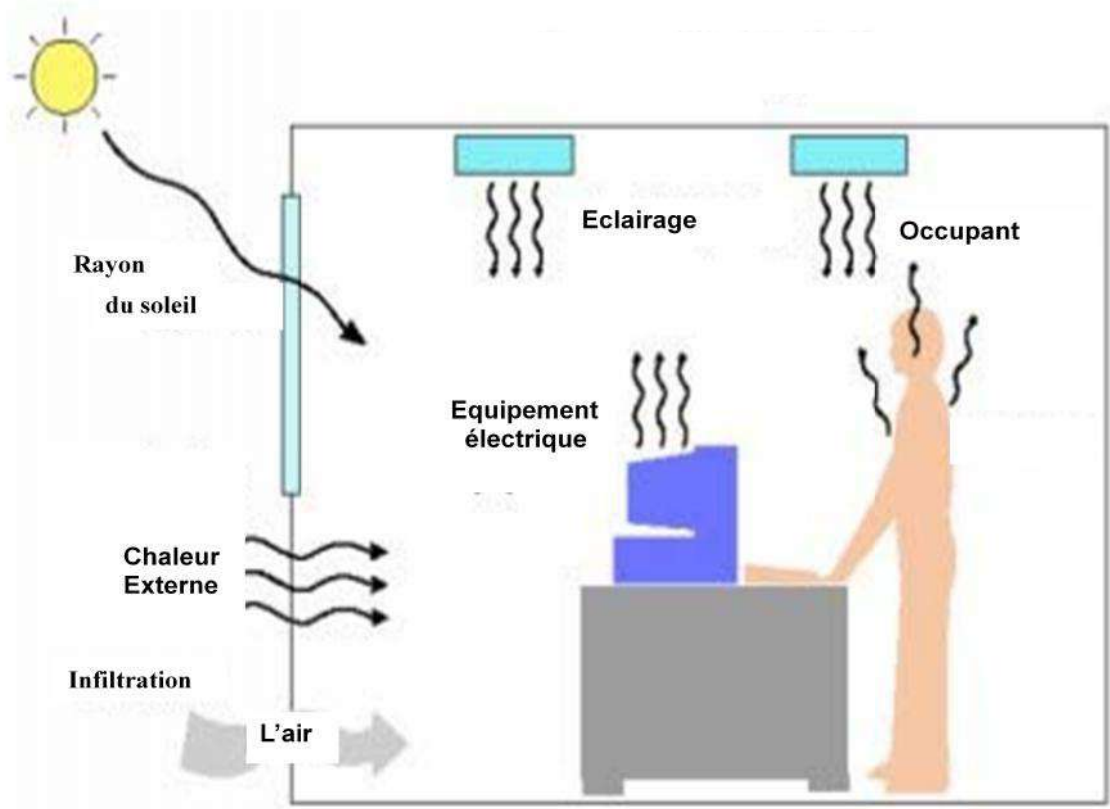


Fig.3.3: Le modèle de la chambre

Pour des raisons de simplification, nous ignorons la charge de climatisation latente Q_l , la chaleur causée par l'infiltration de l'air et la chaleur due au rayonnement solaire transmise par les fenêtres. La charge de climatisation désignée par Q_{clim} peut être calculée comme suite (Hatamipour et al., 2007):

$$Q_{clim} = Q_s + Q_l \quad (3.7)$$

La charge de climatisation sensible Q_s représente la somme de la chaleur externe qui traverse les murs externes et les fenêtres, la chaleur interne qui traverse les murs internes, la ventilation de l'air extérieur à travers les ouvertures et les charges thermiques internes causées par les occupants, l'éclairage et l'équipement électrique.

$$Q_s = Q_{ext} + Q_{int} + Q_{ventilation} \quad (3.8)$$

Supposant que la température dans les locaux nos conditionnés égale à la température ambiante, la chaleur pénètre la chambre par conduction à travers les murs internes peut être écrit sous une forme simple:

$$Q_{con} = \frac{2}{1} \frac{A_{mur} (T_a - T_{ch})}{R_T} \quad (3.9)$$

R_T : Représente la résistance thermique totale d'un mur, elle est exprimée en [m² K/W]

La chaleur produite par l'éclairage peut être calculée en utilisant l'Eq 3.10. De plus la chaleur générée par les personnes et les appareils peuvent être calculées à partir des tableaux pour une température intérieure de la chambre T_{ch} égale à 27° C, cette température attribuée un confort humain normal (CNERIB, 2007):

$$Q_{\text{éclairage}} = W_n \times C \quad (3.10)$$

Avec

C = 1.2 pour une lampe incandescence.

C = 1.25 pour une lampe fluorescents.

$$Q_{\text{occupant}} = 57W / \text{person} \quad (3.11)$$

$$Q_{\text{equipment}}(\text{Television}) = 150W \quad (3.12)$$

La chaleur externe peut être calculée en utilisant l'Eq 3.13 :

$$Q_{ext} = \sum_1^2 h_{int} (T_{int} - T_{ch}) A_{mur} \quad (3.13)$$

Pour calculer les températures des surfaces intérieures dans les deux murs extérieurs T_{int} , on utilise l'équation de base de la conduction unidirectionnelle de la chaleur à travers un mur multicouche de différents matériaux et épaisseurs (Marif et al., 2013):

$$\frac{\partial T_j}{\partial t} = \left(\frac{k_j}{\rho_j c_j} \right) \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \quad / j = 1, M \quad (3.14)$$

Un mur de M couches de différents matériaux et épaisseurs est représenté schématiquement sur la figure 3.4. Lorsque le rayonnement solaire vient frapper la surface de la paroi extérieure, une grande partie de ce rayonnement est absorbé par la paroi. Le transfert de chaleur dans le mur est unidirectionnel et la conductivité est supposée constante pour chaque matériau constitutif du mur. Pour résoudre ce problème, une méthode de différences finies est adoptée.

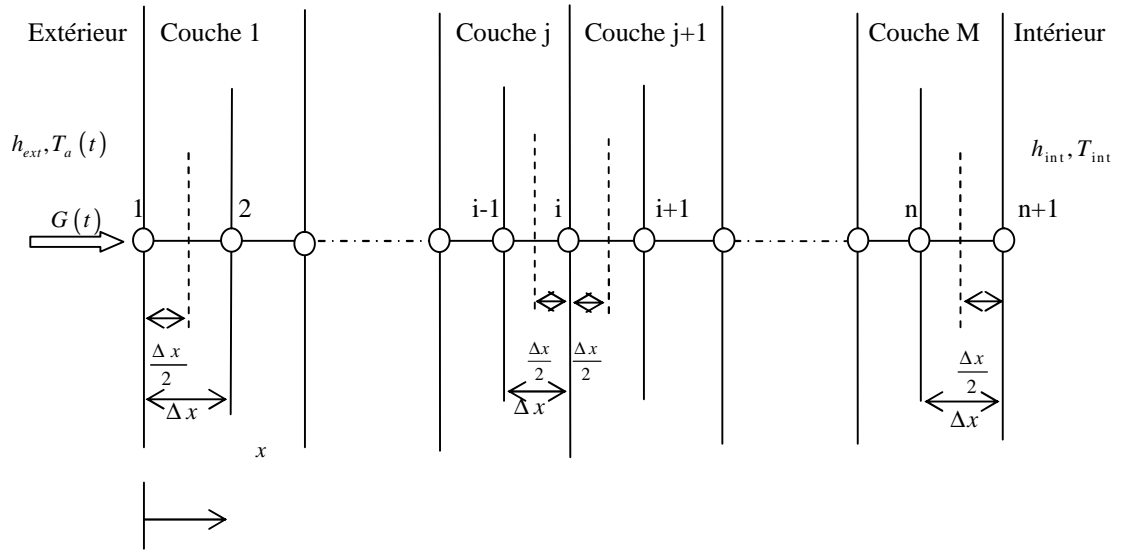


Fig.3.4: Mur extérieur de M couches

Pour tous les nœuds intérieurs (i):

$$\frac{(T_i - T_i^*)}{\Delta t} = \left(\frac{k_j}{\rho_j C_j} \right) \frac{(T_{i-1} - 2T_i + T_{i+1})}{\Delta x^2} \quad (3.15)$$

L'application de l'équilibre énergétique dans le nœud ($n+1$), le nœud(1) et les nœuds de la liaison entre couches nous donne:

- Pour le nœud ($n+1$):

$$\left(\rho_M C_M \frac{\Delta x}{2} \right) \frac{(T_{n+1} - T_{n+1}^*)}{\Delta t} = k_M \frac{(T_n - T_{n+1})}{\Delta x} - h_{int}(T_{n+1} - T_{int}) \quad (3.16)$$

- Pour le nœud (1) :

$$\left(\rho_1 C_1 \frac{\Delta x}{2} \right) \frac{(T_1 - T_1^*)}{\Delta t} = k_1 \frac{(T_2 - T_1)}{\Delta x} + h_{ext}(T_a - T_1) + \alpha_{mur} G \quad (3.17)$$

- Pour les nœuds de l'interface entre les couches:

$$\left(\rho_j C_j + \rho_{j+1} C_{j+1} \right) \frac{\Delta x (T_i - T_i^*)}{2 \Delta t} = k_{j+1} \frac{(T_{i+1} - T_i)}{\Delta x} - k_j \frac{(T_i - T_{i-1})}{\Delta x} \quad (3.18)$$

Après réorganisation les équations ci-dessus qui représente les différents types des nœuds dans un mur multicouche s'écrit comme suite:

$$-F_{0j}T_{i-1} + (2F_{0j} + 1)T_i - F_{0j}T_{i+1} = T_i^* \quad (3.19)$$

$$(1 + 2F_{0M} + 2F_{0M}B_i)T_{n+1} - 2F_{0M}T_n = T_{n+1}^* + 2F_{0M}T_{int} \quad (3.20)$$

$$(1 + 2F_{01} + 2F_{01}B_e)T_1 - 2F_{01}T_2 = T_1^* + 2F_{01}T_a + \alpha_{mur}G \quad (3.21)$$

$$(1 + 2F_{aj} + 2F_{b(j+1)})T_i - 2F_{aj}T_{i-1} - 2F_{b(j+1)}T_{i+1} = T_i^* \quad (3.22)$$

Avec:

$$B_e = \frac{h_{ext} \Delta x}{k_1}$$

$$B_i = \frac{h_{int} \Delta x}{k_M}$$

$$F_{0j} = \frac{k_j \Delta t}{\rho_j C_j \Delta x^2} \quad / j = 1, M$$

$$F_{aj} = \frac{k_j \Delta t}{(\rho_j C_j + \rho_{j+1} C_{j+1}) \Delta x^2} \quad / j = 1, M - 1$$

$$F_{bj} = \frac{k_j \Delta t}{(\rho_j C_j + \rho_{j-1} C_{j-1}) \Delta x^2} \quad / j = 2, M$$

Le système d'équations algébriques linéaires pour tous les nœuds peuvent être écrit dans une matrice tri-diagonale représentée dans l'Eq 3.23. Ce système est résolu en utilisant l'algorithme de Thomas nommé TDMA (Tri-Diagonal Matrix Algorithm). Cette méthode est une forme simplifiée de l'élimination de Gauss ([Underwood et Yik.F.W.H, 2004](#)).

$$\begin{pmatrix} d_1 & a_1 & 0 & \dots & 0 \\ b_1 & d_2 & a_2 & \dots & 0 \\ 0 & b_2 & \ddots & \vdots & \vdots \\ 0 & \dots & \ddots & \ddots & a_n \\ 0 & \dots & b_{n+1} & d_{n+1} & \end{pmatrix} \begin{pmatrix} T_1 \\ T_2 \\ \vdots \\ T_{n+1} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} c_1 \\ c \\ \vdots \\ c_{n+1} \end{pmatrix} \quad (3.23)$$

L'algorithme TDMA peut être mis en application comme suit :

Pour $i \approx 1$:

$$c_1^- = c_1 \quad \text{et} \quad d_1^- = d_1$$

Pour $i = 2, 3, \dots, n+1$:

$$c_i^- = c_i - \frac{b_i}{d_{i-1}^-} c_{i-1}^-$$

$$d_i^- = d_i - \frac{b_i}{d_{i-1}^-} a_{i-1}$$

Les températures des nœuds peuvent être déterminées par les substitutions arrière suivantes:

Pour $i = n+1$:

$$T_{n+1} = \frac{c_{n+1}^-}{d_{n+1}^-} \quad (3.24)$$

Et pour $i = n, n-1, \dots, 1$:

$$T_i = \frac{c_i^- - T_{i+1} a_i}{d_i^-} \quad (3.25)$$

La figure 3.5 résume les paramètres d'entrée et de sorties de notre programme informatique nommé climatisation:

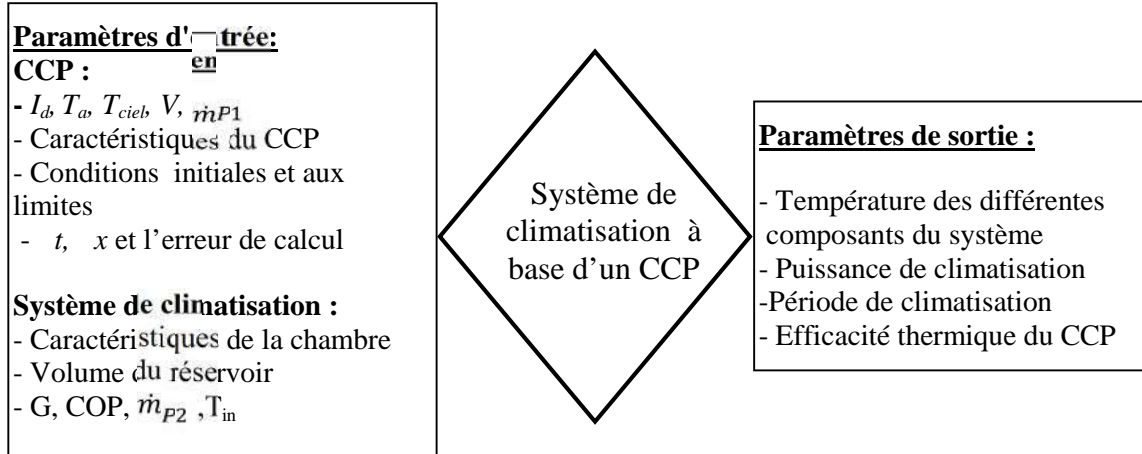


Fig.3.5 : Paramètres d'entrée et de sortie du programme climatisation

3-3- Système de distillation:

L'unité de distillation est un distillateur à étages multiples avec récupération de la chaleur. Nous cherchons ici un distillateur solaire pour eaux saumâtre à haut rendement, la conception doit être rustique afin qu'il puisse être entretenu et réparé facilement.

3-3-1- Modélisation et résolution numérique :

La modélisation est faite sur la base des bilans énergétique au niveau de chaque partie du distillateur, il faut connaître les différents coefficients d'échanges thermiques. Dans le but de rendre le modèle accessible, nous devons prendre en considération les hypothèses simplificatrices suivantes (Marif, 2012):

1. Les pertes de vapeur sont réduites en supposant que les cellules sont étanchées.
2. Les pertes par conduction dans les plaques sont aussi négligées.
3. La condensation se fait uniquement sur les faces inférieures des bassins.
4. Les propriétés physiques des plaques sont considérées indépendantes de la température.
5. Les pertes de chaleur entre le concentrateur et le distillateur sont négligeables.
6. Le débit d'eau d'alimentation égale au débit d'eau distillé.

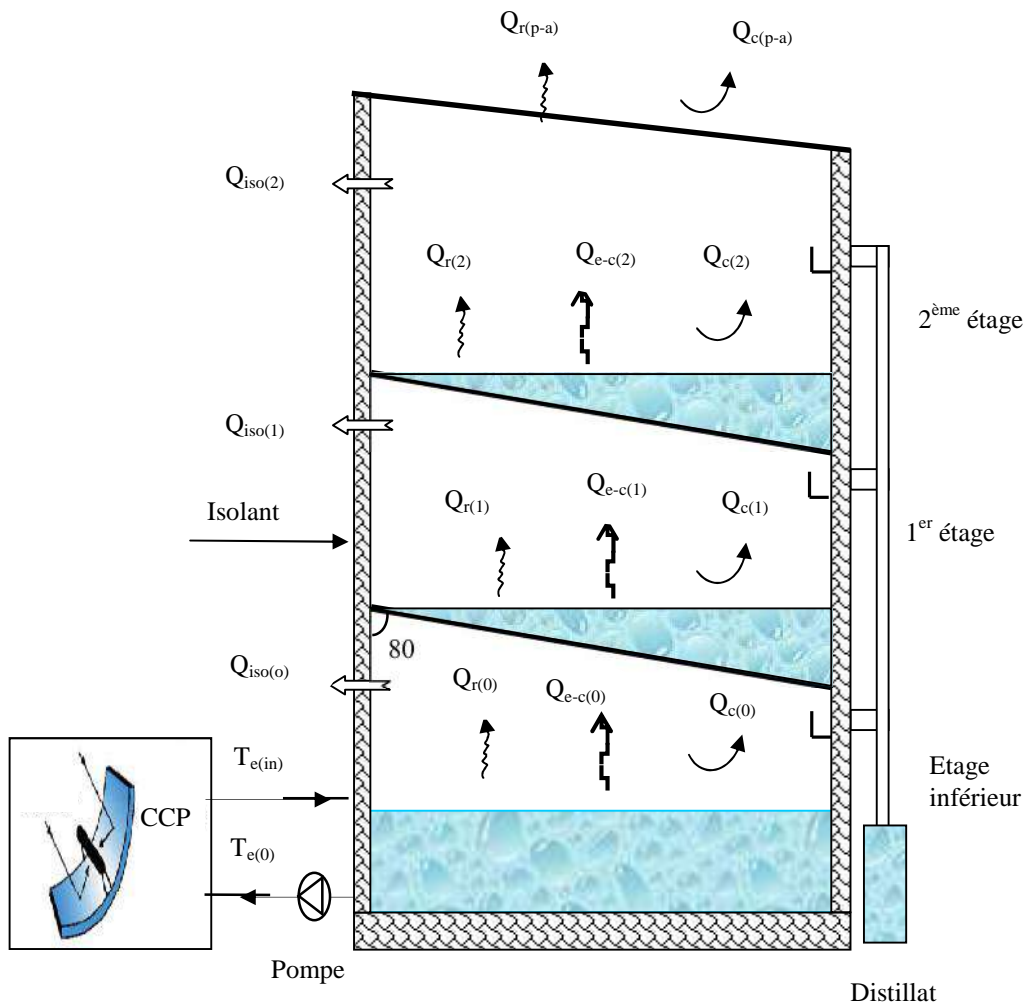


Fig.3.6 : Distillateur à deux étages avec récupération de la chaleur

Le bilan des flux de chaleur est représenté par les équations suivantes :

- Pour l'eau de l'étage inférieur :

$$\begin{aligned} (\rho_{e(0)} C_{e(0)} e_{e(0)}) \frac{dT_{e(0)}}{dt} = \dot{m}_e C_e (T_{e(in)} - T_{e(0)}) - h_{e(0)} (T_{e(0)} - T_{b(1)}) \\ - h_{iso(0)} (T_{e(0)} - T_a) \end{aligned} \quad (3.26)$$

- Pour le bassin et l'eau du bassin dans les différents étages ($i=1,2,3,\dots$) :

$$(\rho_{b(i)} C_{b(i)} e_{b(i)}) \frac{dT_{b(i)}}{dt} = h_{e(i-1)} (T_{e(i-1)} - T_{b(i)}) - h_{b(i)} (T_{b(i)} - T_{e(i)}) \quad (3.27)$$

$$\begin{aligned} (\rho_{e(i)} C_{e(i)} e_{e(i)}) \frac{dT_{e(i)}}{dt} = h_{b(i)} (T_{b(i)} - T_{e(i)}) - h_{e(i)} (T_{e(i)} - T_{b(i+1)}) \\ - h_{iso(i)} (T_{e(i)} - T_a) \end{aligned} \quad (3.28)$$

- Pour la plaque supérieure:

$$(\rho_p C_p e_p) \frac{dT_p}{dt} = h_{e(i)} (T_{e(i)} - T_p) - h_{p-a} (T_p - T_a) \quad (3.29)$$

Ce système d'équations différentielles ordinaires de premier ordre obtenues a été résolu en utilisant la méthode des différences finies. Après réarrangement les équations algébriques suivantes ont été trouvées:

- Pour l'eau de l'étage inférieur :

$$a_{e(0)} T_{e(0)} + b_{e(0)} T_{b(1)} = B_{e(0)} \quad (3.30)$$

Avec :

$$a_{e(0)} = \frac{(\rho_{e(0)} C_{p_{e(0)}} e_{e(0)})}{\Delta t} + \dot{m}_e C_{p_e} + h_{e(0)} + h_{iso(0)}$$

$$b_{e(0)} = -h_{e(0)}$$

$$B_{e(0)} = \dot{m}_e C_{p_e} T_{e(in)} + h_{iso(0)} T_a + \frac{(\rho_{e(0)} C_{p_{e(0)}} e_{e(0)}) T_{e(0)}^*}{\Delta t}$$

- Pour le bassin dans les différents étages:

$$a_{b(i)}T_{b(i)} + b_{b(i)}T_{e(i)} + c_{b(i)}T_{e(i-1)} = B_{b(i)} \quad (3.31)$$

Avec :

$$a_{b(i)} = \frac{(\rho_{b(i)}c_{p_{b(i)}}e_{b(i)})}{\Delta t} + h_{e(i-1)} + h_{b(i)}$$

$$b_{b(i)} = -h_{e(i)}$$

$$c_{b(i)} = -h_{e(i-1)}$$

$$B_{b(i)} = \frac{(\rho_{b(i)}c_{p_{b(i)}}e_{b(i)})T_{b(i)}^*}{\Delta t}$$

- Pour l'eau du bassin dans les différents étages:

$$a_{e(i)}T_{e(i)} + b_{e(i)}T_{b(i)} + c_{e(i)}T_{b(i+1)} = B_{e(i)} \quad (3.32)$$

Avec :

$$a_{e(i)} = \frac{(\rho_{e(i)}c_{p_{e(i)}}e_{e(i)})}{\Delta t} + h_{e(i)} + h_{iso(i)} + h_{b(i)}$$

$$b_{e(i)} = -h_{b(i)}$$

$$c_{e(i)} = -h_{e(i)}$$

$$B_{e(i)} = h_{iso(i)}T_a + \frac{(\rho_{e(i)}c_{p_{e(i)}}e_{e(i)})T_{e(i)}^*}{\Delta t}$$

- Pour la plaque supérieure:

$$a_p T_p + b_p T_{e(i)} = B_p \quad (3.33)$$

Avec :

$$a_p = \frac{(\rho_p c_{p_p} e_p)}{\Delta t} + h_{e(i)} + h_{p-a}$$

$$b_p = -h_{e(i)}$$

$$B_p = h_{p-a} T_a + \frac{(\rho_p c_{p_p} e_p)}{\Delta t} T_p^*$$

Le système de $(2i+2)$ équations algébriques non linéaires est résolu simultanément en utilisant la méthode itérative de Gausse-Seidel. Le débit spécifique d'eau distillé pour chaque bassin est donné par l'équation suivante :

$$\dot{m}_{(i)} = \frac{Q_{e-c(i)}}{L_{Ve(i)}} = \frac{h_{e-c(i)}(T_{e(i)} - T_{b(i+1)})}{L_{Ve(i)}} \quad (3.34)$$

D'après (Adhik et al., 1995) la chaleur latente d'évaporation s'écrit comme suite :

$$L_{Ve(i)} = 2324(1.0727 \times 10^3 - 1.0167T_{e(i)} + 1.4087 \times 10^{-4}T_{e(i)}^2 - 5.1462 \times 10^{-6}T_{e(i)}^3)$$

3-3-2- Représentation des flux de transferts dans le distillateur :

Le transfert entre l'eau et le bassin supérieur s'effectue par trois modes de transferts, par convection libre, évaporation-condensation et par rayonnement suivant la loi de Stéphane Boltzmann. Le transfert thermique par convection se produit à travers l'air humide dans la cellule de distillation. Les paramètres intervenant, sont les caractéristiques géométriques de la cellule de distillation. Le coefficient de transfert thermique par convection est donné par la relation :

$$h_{c(i)} = \frac{\lambda_v}{d} Nu \quad / \quad Nu = C(GrPr)^n \quad (3.35)$$

D'après Mull et Reiher, l'expression de Nusselt est donnée par les relations suivantes (Tiwari, 2002):

$$\text{Si } Gr < 10^3 \Rightarrow Nu = 1$$

$$\text{Si } 10^3 < Gr \leq 3.25 \times 10^5 \Rightarrow Nu = 0.21(GrPr)^{0.25}$$

$$\text{Si } 3.25 \times 10^5 < Gr < 10^7 \Rightarrow Nu = 0.075(GrPr)^{0.33}$$

$$\text{Avec : } Gr = \frac{\rho_v^2 g \beta_v d^3}{\mu_v^2} \Delta T^+$$

$$T^+ = \left[T_{e(i)} - T_{b(i+1)} + \frac{(P_{e(i)} - P_{b(i+1)})(T_{e(i)} - 273.15)}{(268.9 \times 10^3 - P_{e(i)})} \right]$$

$P_{e(i)}$ et $P_{b(i+1)}$ sont les pressions de vaporisation à la température $T_{e(i)}$ et $T_{b(i+1)}$ respectivement. On peut obtenir la pression de vaporisation par l'expression de Fernandez et Chargoy pour une range de température de 10°C à 90°C (Tiwari, 2002):

$$P(T) = \exp \left(25.317 - \frac{5144}{T+273.15} \right) \quad (3.36)$$

Les propriétés physiques de l'air humide sont calculées à la température moyenne de la cellule $(T_{e(i)} + T_{b(i+1)}) / 2$.

D'après Cooper le coefficient de transfert thermique par évaporation–condensation $h_{e-c(i)}$ s'écrit en fonction de $h_{c(i)}$ comme suit (Tiwari, 2002):

$$h_{e-c(i)} = 16.273 \times 10^{-3} h_{c(i)} \frac{(P_{e(i)} - P_{b(i+1)})}{(T_{e(i)} - T_{b(i+1)})} \quad (3.37)$$

Le transfert entre le fond et l'eau du bassin s'effectue par convection libre dans une plaque, les paramètres intervenant sont les caractéristiques géométriques du bassin. Le coefficient de transféré est donné par la relation (Tiwari, 2002) :

$$h_{b(i)} = \frac{\lambda_{e(i)}}{L_{car}} Nu / Nu = C(Ra)^n \quad (3.38)$$

$$\text{Avec : } L_{car} = \frac{A_b}{x_b}$$

D'après Mull et Reiher l'expression de Nusselt est donnée par les relations suivantes

$$\text{Si } Gr < 2 \times 10^4 \Rightarrow Nu = 1$$

$$\text{Si } 2 \times 10^4 < Gr \leq 8 \times 10^6 \Rightarrow Nu = 0.54(Ra)^{0.25}$$

$$\text{Si } 8 \times 10^6 < Gr < 10^9 \Rightarrow Nu = 0.15(Ra)^{0.33}$$

Les propriétés physiques de l'eau sont calculées à la température $(T_{e(i)} - (T_{e(i)} - T_{b(i)}) / 4)$.

Les pertes de chaleurs dans le distillateur s'effectuent par conduction à travers l'isolant et par rayonnement et convection forcée au niveau de la surface extérieure de la dernière plaque. Les coefficients des pertes thermiques par conduction dans le bassin inférieur et dans les autres bassins sont donnés respectivement par l'Eq 3.39 et l'Eq 3.40 :

$$h_{iso(0)} = \frac{\lambda_{iso}}{e_{iso}} \left(1 + \frac{d}{L_{car}} \right) \quad (3.39)$$

$$h_{iso(i)} = \frac{\lambda_{iso}}{e_{iso}} \frac{d}{L_{car}} \quad (3.40)$$

La surface extérieure de la dernière plaque rayonne vers la voûte céleste, ce rayonnement est donné par la loi de Stéphane Boltzmann. De plus la convection forcée est exprimée en fonction de la vitesse du vent (Tiwari, 2002):

$$h_{p-a} = 2.8 + 3V \quad \text{pour } 0 \leq V \leq 7\text{m/s} \quad (3.41)$$

La figure 3.7 récapitule les paramètres d'entrée et de sortie d'un programme informatique nommé distillation en langage MATLAB, qui représente le couplage entre un distillateur à deux étages et le concentrateur cylindro-parabolique :

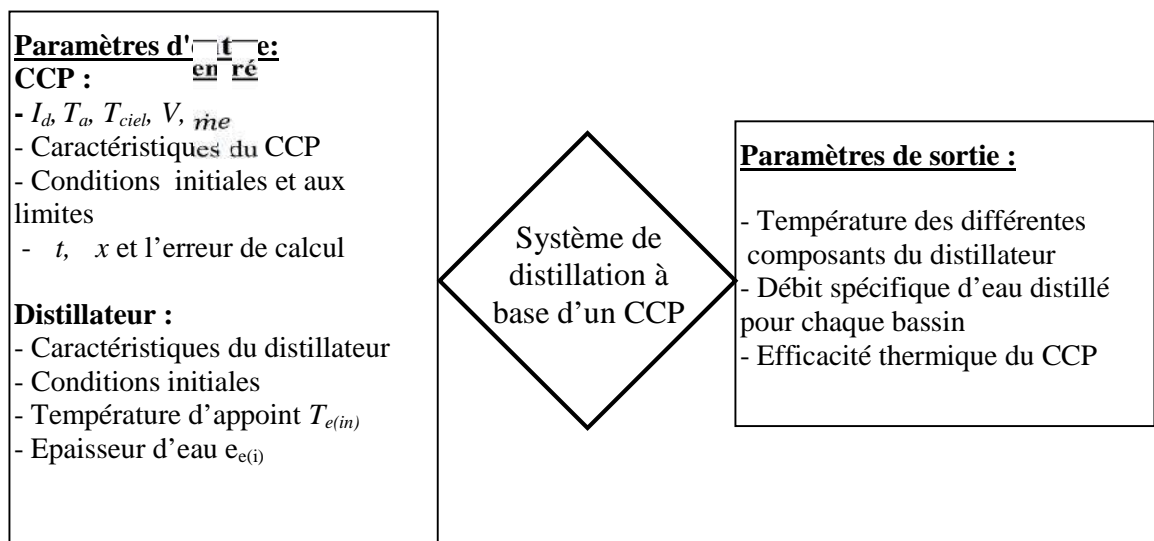


Fig.3.7 : Paramètres d'entrée et de sortie du programme distillation

3-4-Conclusion:

Le climat de la wilaya d'Ouargla est caractérisé par des températures estivales très élevées. Les systèmes de climatisation représentent plus de 50% de la consommation électrique à cause de la demande en confort thermique des occupants. D'autre part, l'alimentation en eau potable à Ouargla provient des eaux souterraines. Ces eaux sont caractérisées par une salinité qui dépasse 1.5 g/L. Afin d'exploiter le modèle du CCP développé dans le deuxième chapitre pour simuler un système de climatisation et un autre système de distillation à Ouargla. La modélisation d'une petite installation de distillation et de climatisation solaire faisant l'objet de ce chapitre.

Chapitre 4 :

Résultats et discussions

4-1-Introduction:

La validation du modèle de Capderou, de la température ambiante et du modèle développé du CCP fait l'objet de la première partie de ce chapitre. La deuxième partie est consacrée à la présentation des résultats avec leurs interprétations. Le modèle de Capderou est utilisé pour étudier la performance optique d'un concentrateur cylindro-parabolique du laboratoire Sandia dans les conditions climatiques d'Ouargla. A l'aide de notre modèle, on a évalué la performance thermique de ce CCP Sandia dans le cas d'un suivi Est-Ouest polaire pour l'eau liquide et de l'huile synthétique TherminolVP-1TM comme fluide caloporteur. De plus, on a utilisé cet outil pour simuler les performances d'un système de distillation solaire et un autre système de climatisation solaire à base d'un petit concentrateur cylindro-parabolique de l'université de Stellenbosch en Afrique du sud.

Pour obtenir un petit coût de calcul avec une bonne convergence, le pas de temps et la distance entre nœuds seront optimisés selon le cas d'application.

4-2-Validation des modèles:

4-2-1-Rayonnement et température ambiante:

Pour obtenir une validation du rayonnement solaire, nous allons confronter quelques valeurs du rayonnement solaire sur plan horizontal mesurées sur le site d'Adrar, avec les valeurs délivrées par le modèle de Capderou. Le choix de ce site s'est porté sur la disponibilité des données radiométriques au niveau de la station New Energy Algeria (NEAL) installé au siège de l'Unité de Recherche en Energies Renouvelables en Milieu Saharien d'Adrar (URERMS). La station météorologique NEAL comprend un ensemble d'instruments permettant de mesurer les différentes composantes du rayonnement solaire. L'enregistrement du rayonnement solaire direct normal est assuré par un pyrhéliomètre monté sur un système de suivi solaire à deux axes. En outre deux pyranomètres mesurent le rayonnement global et diffus sur un plan horizontal. La station comprend aussi une sonde d'humidité pour la mesure simultanée de la température ambiante et de l'humidité relative. La pression atmosphérique et la vitesse du vent sont enregistrées par un capteur de pression barométrique et un anémomètre respectivement.

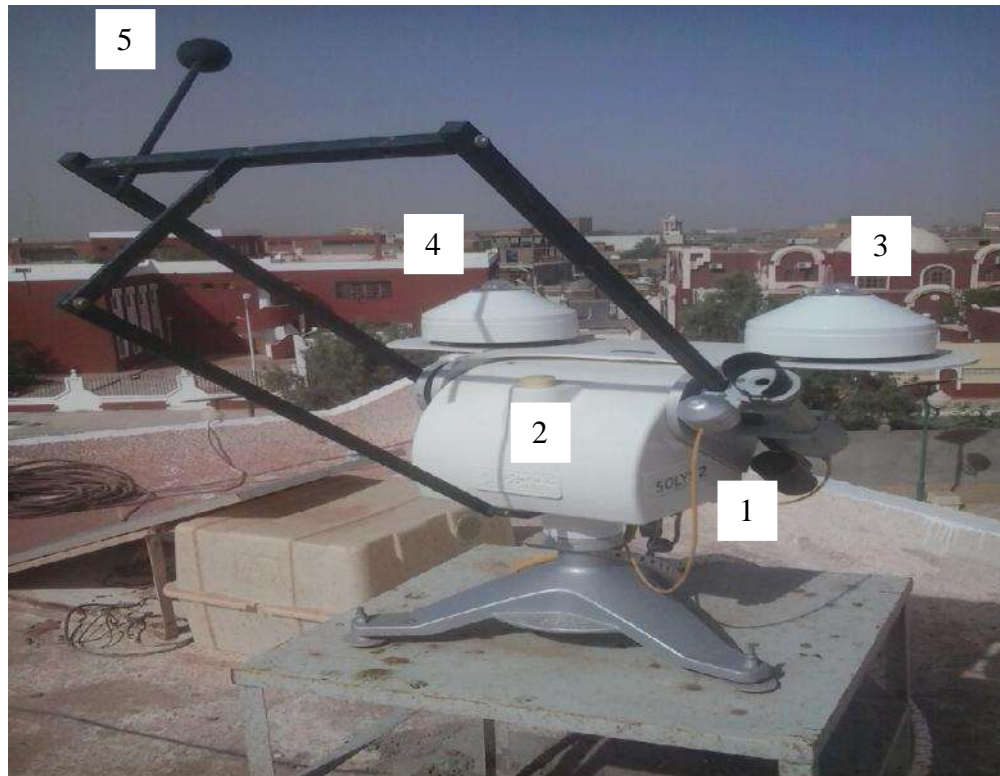


Fig.4.1: Schéma de la station NEAL

- (1) pyréliomètre pour mesurer le rayonnement direct normal
- (2) Système de suivi solaire à deux axes
- (3) Pyranomètre pour mesurer le rayonnement global
- (4) Pyranomètre pour mesurer le rayonnement diffus
- (5) Boule employée pour cacher de manière permanente le pyranomètre (4)

On présentera sur les figures suivantes, des graphes comparatifs relatifs aux composantes du rayonnement pour une journée hivernale et une autre journée estivale, ainsi que l'erreur relative du rayonnement global. Le traitement des graphes de la [figure 4.2](#) et la [figure 4.3](#) montre que d'une manière générale, on peut dire que le modèle de Capderou donne une bonne estimation des deux composantes du rayonnement solaire (la composante direct et diffus) dans la période estivale par rapport à la période hivernale.

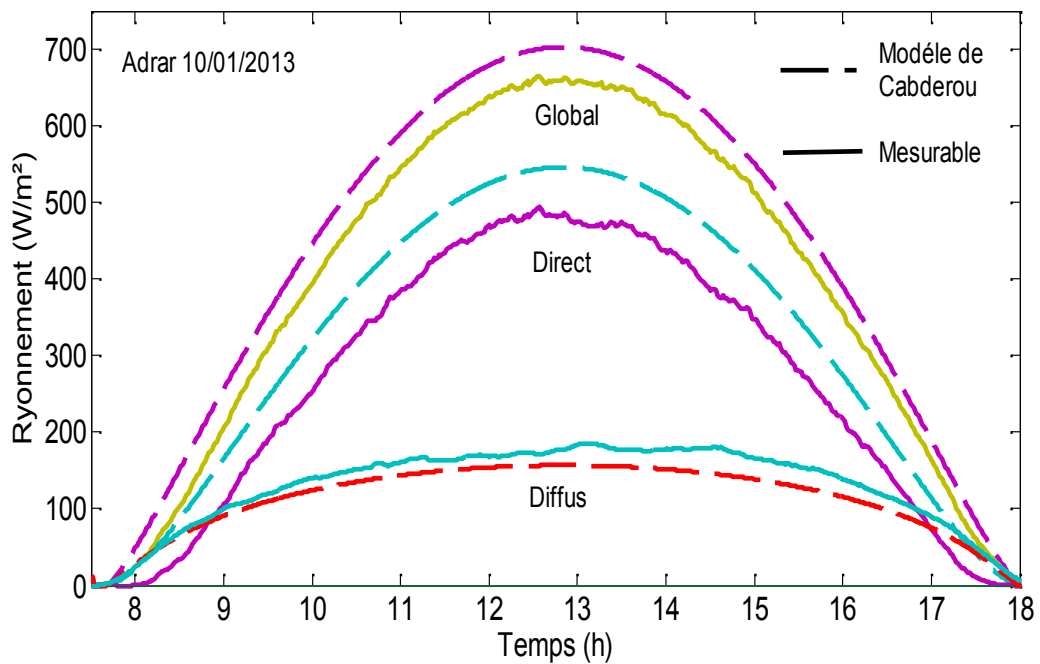


Fig.4.2: Comparaison des résultats pour une journée d'hiver

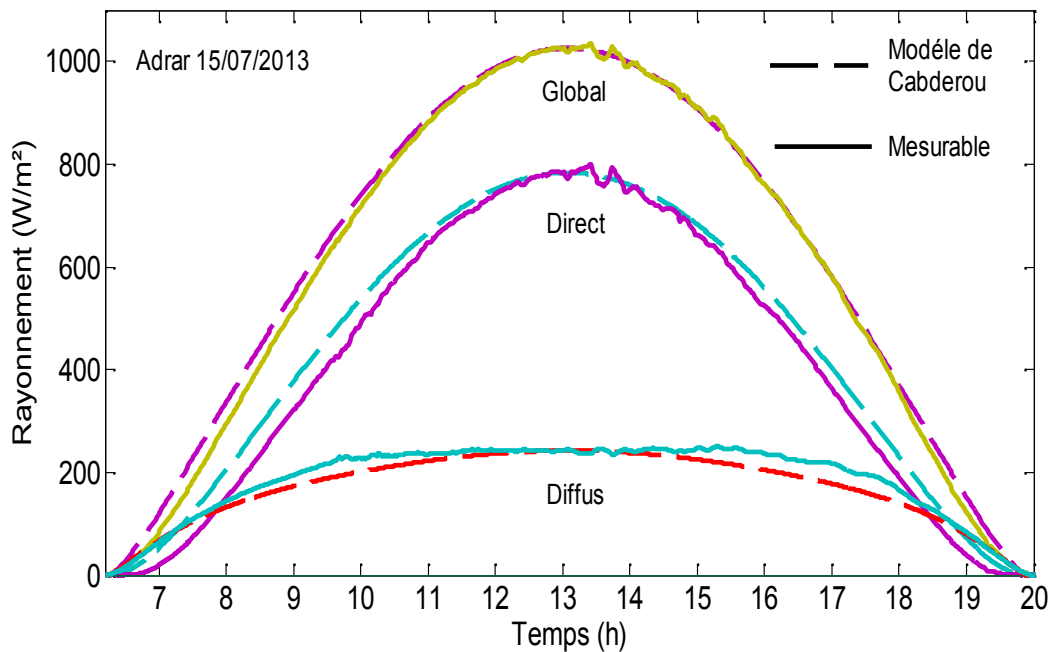


Fig.4.3: Comparaison des résultats pour une journée d'été

D'après la figure 4.4, on observe que l'erreur relative du rayonnement global est supérieure à 5% dans le jour de 10 Janvier 2013. Il semble que le ciel est légèrement couvert dans ce jour, tandis que le modèle de Capderou donne une estimation du rayonnement solaire à ciel clair. Par conséquent, on en déduit que ce modèle peut réaliser une estimation assez fidèle du rayonnement solaire incident dans la région d'Ouargla dans le cas d'un ciel clair.

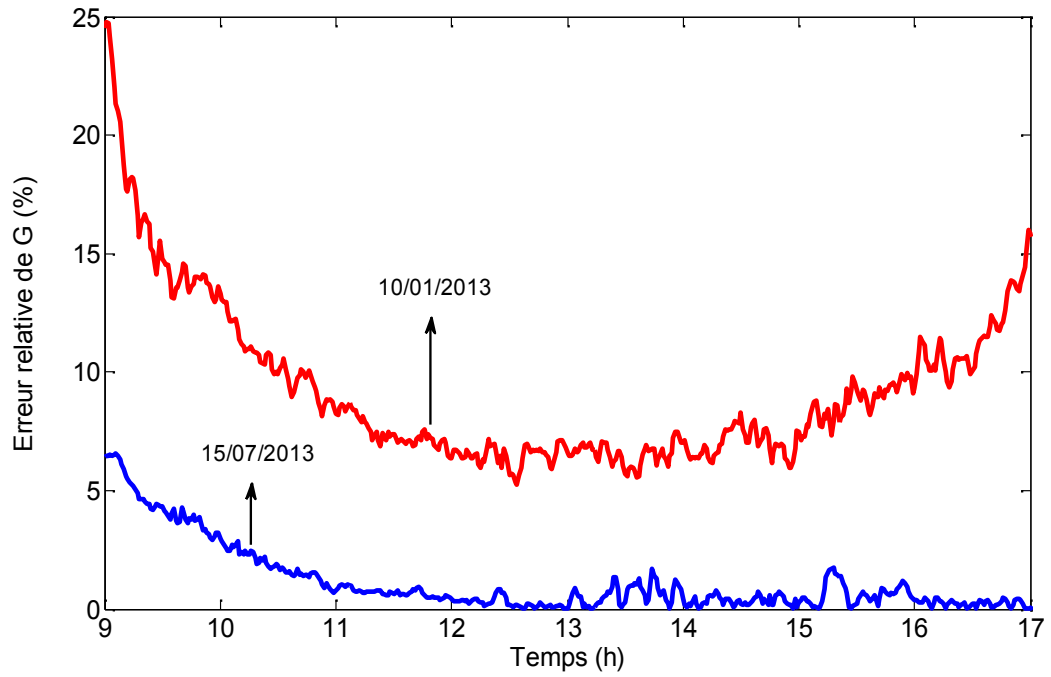


Fig.4.4: Erreur relative de rayonnement global pour les deux journées

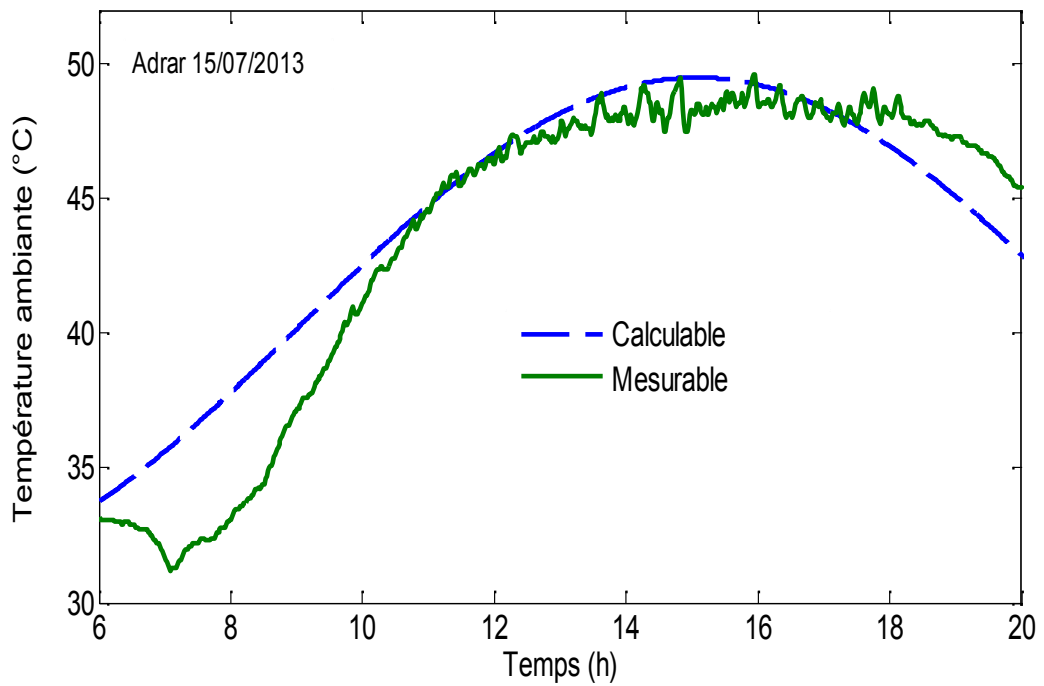


Fig.4.5: Validation de la température ambiante

La [figure 4.5](#) représente une comparaison entre des valeurs mesurées de la température ambiante au niveau de la station NEAL et d'autres valeurs calculées à l'aide de l'Eq.2.23 pour le jour du 15 Juillet. La figure permet d'observer que la température ambiante dans ce jour est bien estimée. Par conséquent, on en déduit que cette équation permet également une assez bonne estimation de la température ambiante dans n'importe quelle condition climatique.

4-2-2-Modèle du CCP:

La validation de notre modèle a été effectuée en comparant les températures de sortie des résultats de simulation et les données expérimentales obtenues au niveau du laboratoire SNL (Sandia National Laboratories). Les caractéristiques du CCP de Sandia sont présentées dans l'annexe B.

En plus pour confirmer l'appropriation des corrélations de transfert de chaleur présentées dans notre modèle, les températures de sortie de simulation ont été comparées aussi avec les résultats de simulation d'un autre modèle développé par ([Ya-Ling et al., 2011](#)) sur le logiciel commercial FLUENT. Les températures de sortie de sept cas sont présentées dans le [tableau 4.1](#) avec l'huile synthétique Syltherm 800 comme fluide de travail ([Marif et al., 2014](#)).

Tableau 4.1: Comparaison entre les résultats expérimentaux et de simulation

Cas	I_d (W/m ²)	$\frac{\dot{m}_{ar}}{\dot{m}_{ref}}$ (kg/s)	T_{in} (°C)	Exp $T_{out}-T_{in}$ (°C)	Ya-Ling $T_{in}-T_{out}$ (°C)	Marif $T_{in}-T_{out}$ (°C)	Erreur Ya-Ling (%)	Erreur Marif (%)
1	933.7	0.678	102.2	21.8	24	22.3	10.09	2.29
2	937.9	0.620	297.8	19.1	20.6	20.18	7.85	5.65
3	920.9	0.545	379.5	18.5	20.5	20.95	10.81	13.24
4	880.6	0.620	299.0	18.2	20.9	17.61	14.83	3.24
5	909.5	0.658	250.7	18.7	21.7	19.30	16.04	3.2
6	968.2	0.653	151.0	22.3	26	22.86	16.59	2.51
7	982.3	0.635	197.5	22	25.3	22.78	15	3.54
La moyenne							13.03	4.81

D'après ce tableau, on peut voir que les températures de sortie obtenue par le modèle proposé sont en bon accord avec les valeurs expérimentales, l'erreur relative minimum était de 2.29 % et l'erreur relative maximale était de 13.24 %, avec un écart moyen de $\pm 4.81\%$. Par contre pour les résultats de simulation présentée par le modèle de Ya-Ling, l'erreur relative maximale était de 16.59% et l'erreur relative minimum était de 7.85%, avec un écart moyen de $\pm 13.03\%$. D'après ces résultats et sans négligé les erreurs des mesures expérimentales, on conclue que la modélisation choisie permet d'estimer assez bien le comportement d'un concentrateur solaire cylindro-parabolique sous différentes conditions climatiques de fonctionnement.

4-3- Simulation des performances d'un CCP Sandia :

4-3-1- La performance optique:

L'efficacité optique est écrite en fonction de l'angle d'incidence modifié. La figure 4.6, représente la variation de l'angle d'incidence modifié et l'efficacité optique en fonction de l'angle d'incidence, on observe que ces deux paramètres décroissent sensiblement avec l'augmentation de l'angle d'incidence. On déduire que l'association d'un système de poursuite continue du soleil est nécessaire pour le fonctionnement d'un concentrateur solaire cylindro-parabolique.

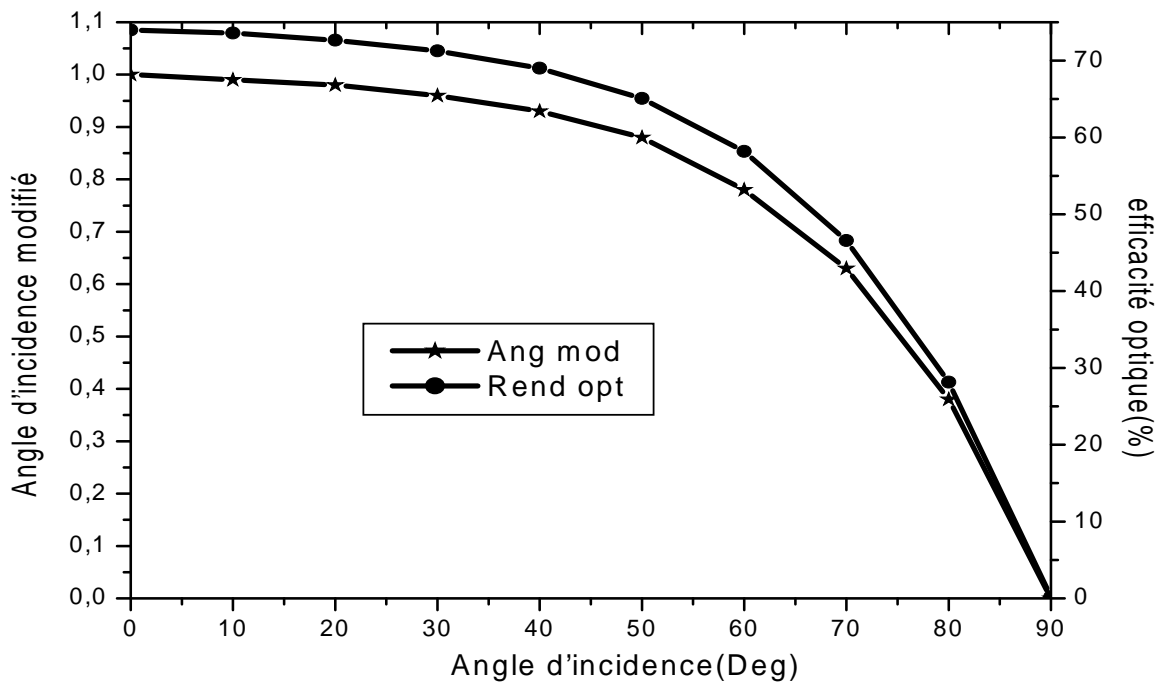


Fig.4.6: Angle d'incidence modifié et l'efficacité optique en fonction de l'angle d'incidence (Marif et al., 2013a)

La totalité de l'énergie solaire absorbée par le concentrateur cylindro-parabolique calculée par le modèle de Capderou aux solstices et équinoxes est représentée dans le [tableau 4.2](#). Les performances des différents modes de poursuites solaires sont comparées avec celle du mode de poursuite à deux axes, qui collecte le maximum de rayonnement solaire, représentant 100%. On note que l'efficacité optique du concentrateur prend une valeur maximale de 73.92% dans le cas d'un suivi à deux axes. Donc une comparaison entre les trois autres modes à un seul axe est indispensable.

Tableau 4.2: Comparaison de l'énergie absorbée suivant les modes de poursuite solaire

Mode de poursuite	Energie absorbée (KWh/m ²)				Pourcent par rapport à la poursuite totale (%)			
	EP	EA	SE	SH	EP	EA	SE	SH
Poursuite total	9.65	8.5	9.62	7.77	100	100	100	100
Est-Ouest polaire	9.65	8.5	8.83	7.13	100	100	91.12	91.76
Est-Ouest horizontal	9.03	8	9.5	5.6	94.12	94.12	98.75	72.07
Nord-Sud horizontal	6.82	6.1	7.17	6.42	70.67	71.56	74.53	82.62

EP:Equinoxe de printemps, **EA:**Equinoxe d'automne.

SE:Solstice d'été, **SH:**Solstice d'hiver

D'après le [tableau 4.2](#), on observe que la performance des modes Est-Ouest polaire et Est-Ouest horizontal au printemps et en automne (les Equinoxes) est très proche de la performance du mode de poursuite à deux axes. Même remarque en été (Solstice d'été) avec une amélioration dans l'efficacité optique du mode Est-Ouest horizontal par rapport au mode Est-Ouest polaire. Par contre en hiver (Solstice d'hiver) le mode Nord-Sud horizontal devient plus souhaitable par rapport au mode Est-Ouest horizontal, on peut voir cette amélioration sur la [figure 4.7](#). Malgré la chute de performance, la course du moteur de poursuite dans le mode Nord-Sud horizontal est très petite par rapport aux autres modes de poursuite solaire, ce qui diminue la consommation d'énergie électrique dans ce mode.

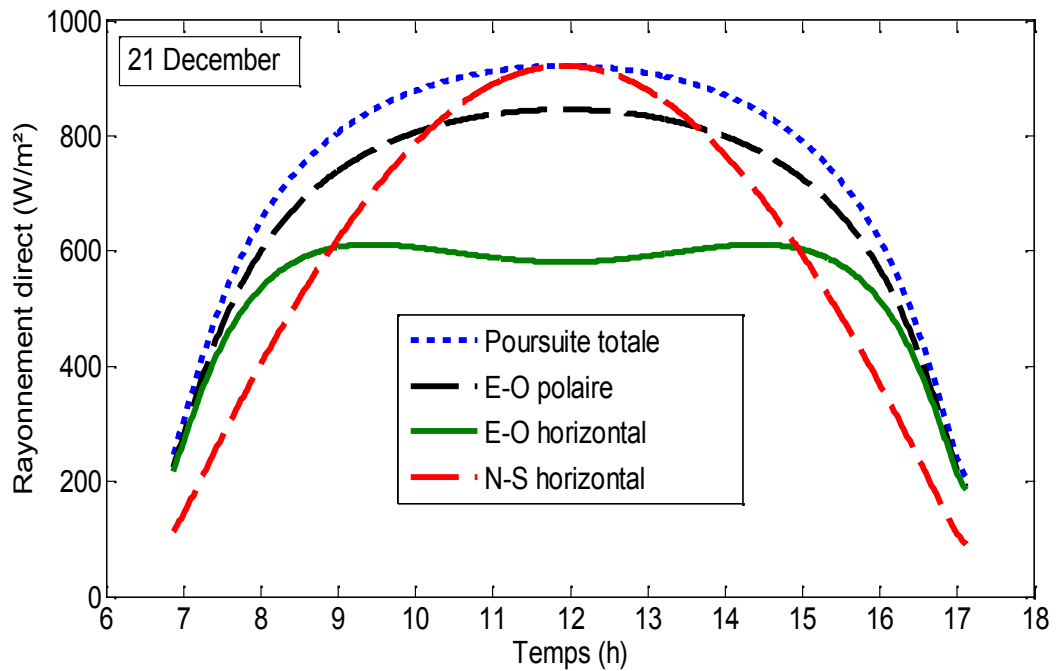


Figure.4.7: Variation du rayonnement direct en fonction du temps

La figure 4.8, représente la moyenne journalière de l'efficacité optique dans une année suivant le mode de poursuite Est-Ouest polaire et Est-Ouest horizontal, cette figure confirme les résultats du tableau 4.2. On note un écart léger de 2% entre les valeurs maximale et minimale de l'efficacité optique.

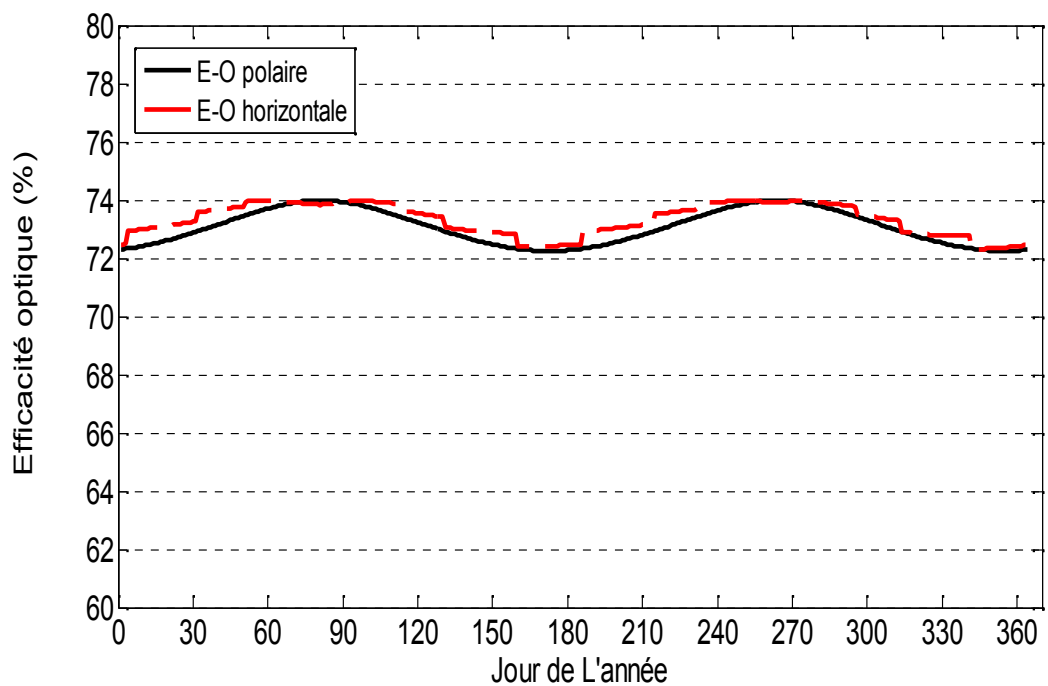


Fig.4.8: Moyenne journalière de l'efficacité optique dans une année (CCP Sandia)

Il en résulte qu'annuellement le mode Est-Ouest horizontal et le mode Est-Ouest polaire sont recommandés pour les concentrateurs solaires cylindro-paraboliques. Dans des installations à plusieurs collecteurs (champ solaire du CCP), le mode Est-Ouest horizontal est préféré parce que les pertes de puissances par ombre du champ sont faibles dans ce mode. Par contre le mode polaire est excellent pour les montages individuels, parce que le concentrateur dans ce mode occupe une petite surface.

4-3-2- La performance thermique:

Dans cette section, la performance thermique du CCP Sandia est évaluée dans le cas d'un suivi Est-Ouest polaire pour l'eau liquide et de l'huile TherminolVP-1TM comme fluide caloporteur. En général l'efficacité thermique et la température de sortie du fluide sont utilisées pour évaluer la performance thermique d'un CCP. Les conditions climatiques sont utilisées pour une journée typique du mois de Septembre (équinoxe d'automne) avec une vitesse du vent de 2 m/s, le débit d'alimentation égale à 0.08 kg/s et la température d'entrée du fluide égale à 25°C.

Les figures 4.9 et 4.10, exposent les propriétés physiques de l'eau et de l'huile synthétique en fonction de la température du fluide. Sur ces deux figures, il est clair que la conductivité thermique, la densité et la chaleur spécifique de l'eau sont supérieures aux celles de l'huile. Mais la viscosité dynamique de l'eau est plus faible par rapport à celle de l'huile synthétique.

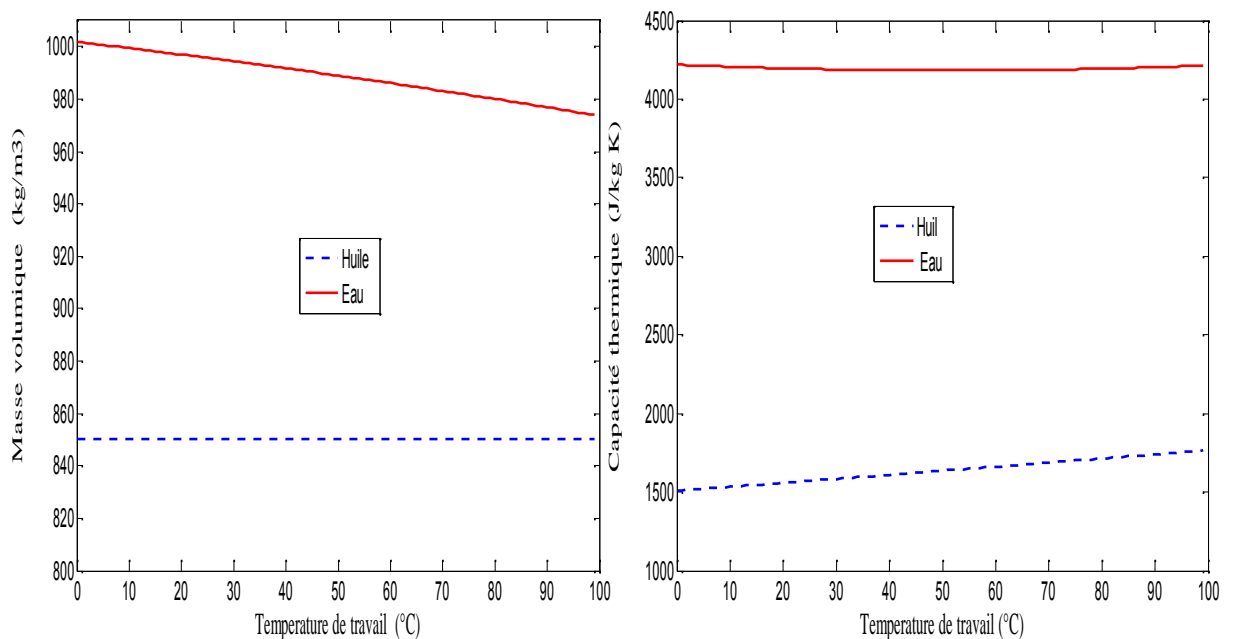


Fig.4.9: Densité et chaleur spécifique en fonction de la température de travail

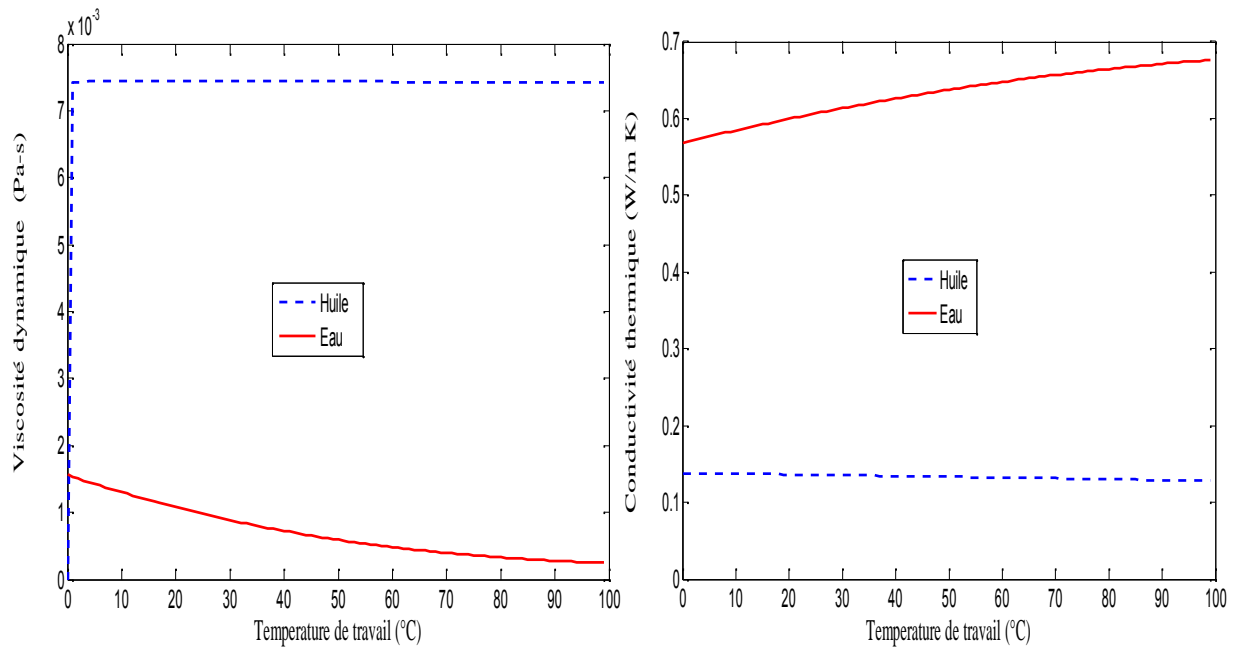


Fig.4.10: Conductivité et viscosité en fonction de la température de travail

4-3-2-1-Température des composants du système :

La variation de la température des fluides (huile synthétique et eau liquide) le long de l'absorbeur dans un instant fixe est représentée sur la [figure 4.11](#). On remarque que la température de l'huile augmente rapidement par rapport à la température de l'eau, cette rapidité est liée à la faible capacité calorifique de l'huile. Il est intéressant de noter que cette capacité est exprimée par le produit de la masse volumique et la chaleur spécifique.

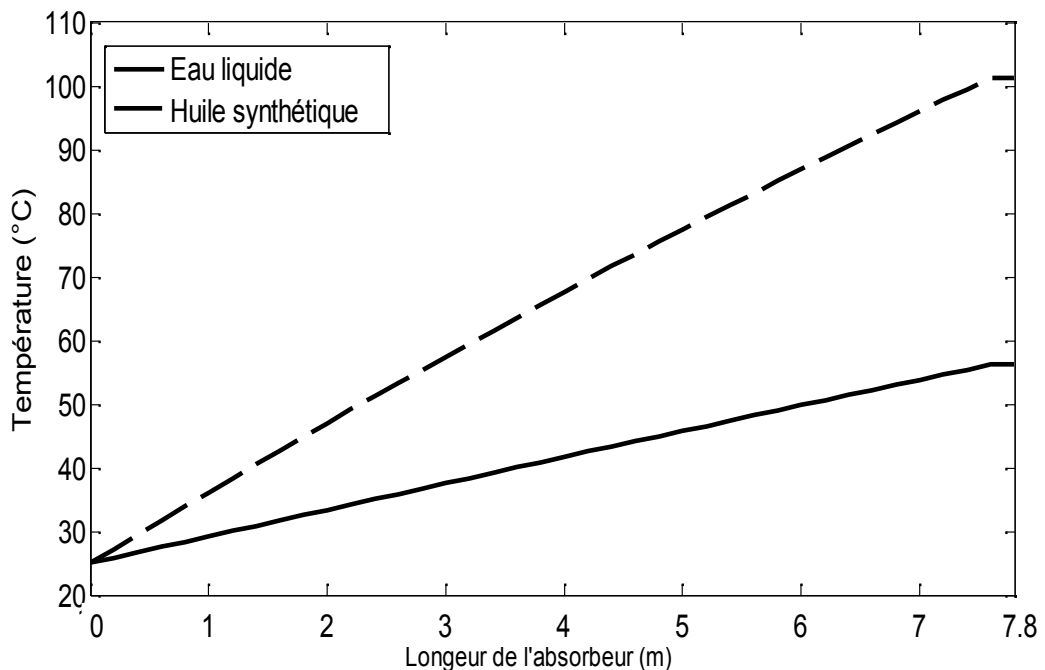


Fig.4.11: Propriétés des fluides en fonction de la température de travail

La figure 4.12 montre l'évolution de la température du fluide, du tube absorbeur et de l'enveloppe du verre à la sortie de l'absorbeur pour l'eau et de l'huile comme fluide de travail. On observe que l'allure de ces graphes est presque similaire à celle du rayonnement solaire direct avec un grand écart entre la température de sortie du fluide dans les deux cas. Un maximum de 170 °C dans le cas de l'huile synthétique et 90 °C lorsque l'eau est utilisée à la place de l'huile.

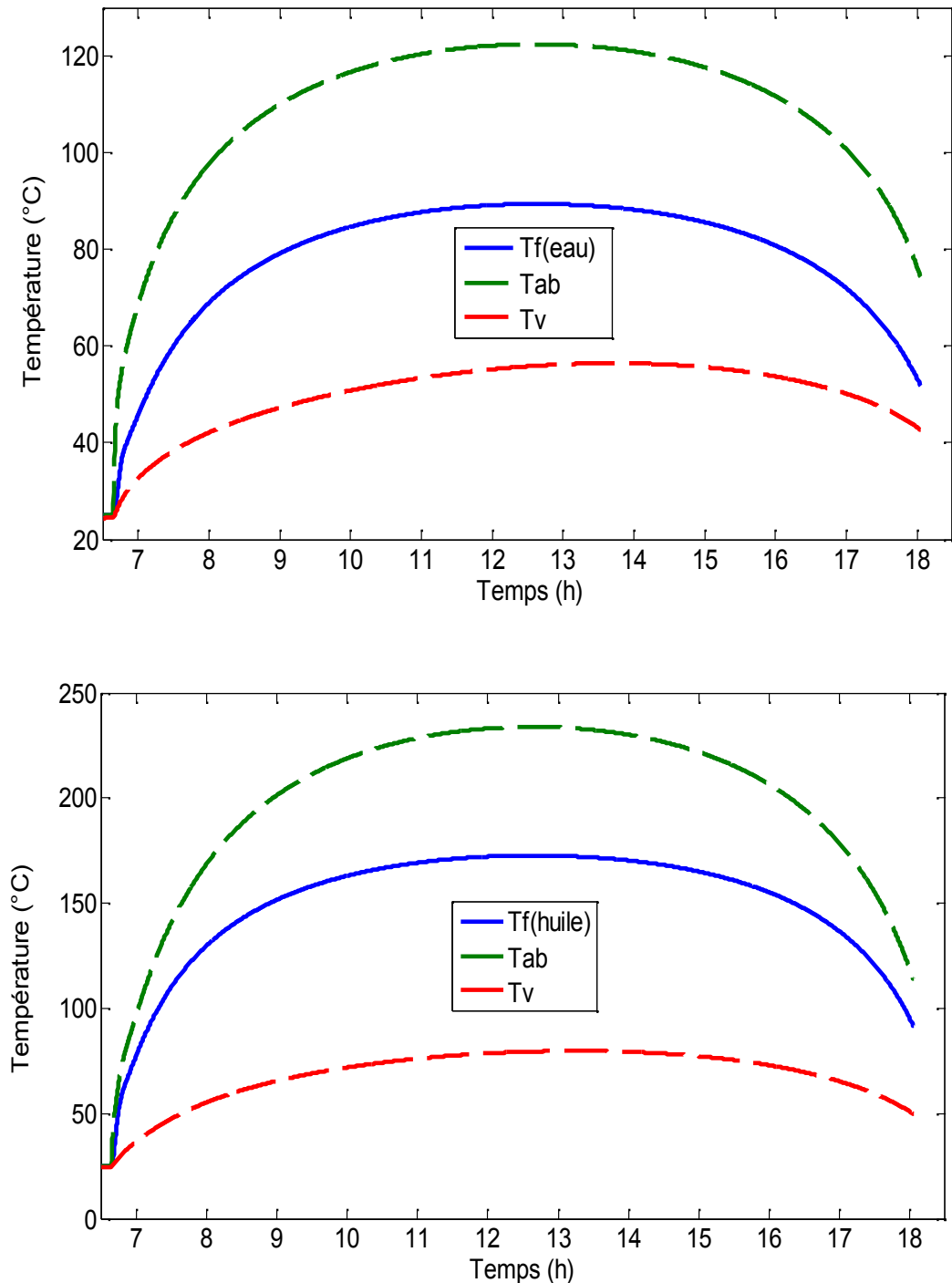


Fig.4.12: Evolution de la température à la sortie de l'absorbeur en fonction du temps

Le coefficient de transfert de chaleur utile par convection dépend des propriétés physiques du fluide. La [figure 4.13](#) montre que le coefficient de transfert utile dans le cas de l'eau est plus important que celui dans le cas de l'huile synthétique. Ce grand coefficient utile dans le cas de l'eau est dû à la faible viscosité dynamique et à la grande conductivité thermique de l'eau. Pour cette raison, on examine sur la [figure 4.12](#) un grand écart entre la température du tube absorbeur dans les deux cas. Avec un maximum de 225°C dans le cas de l'huile synthétique et un maximum de 120°C dans le cas de l'eau.

Ces valeurs importantes de la température du tube absorbeur dans le cas de l'huile synthétique en tant que fluide de travail entraîne une augmentation de l'écart de température entre l'enveloppe du verre et le tube absorbeur. Ce qui explique l'augmentation dans les pertes internes, cette augmentation est clairement observée dans la [figure 4.14](#).

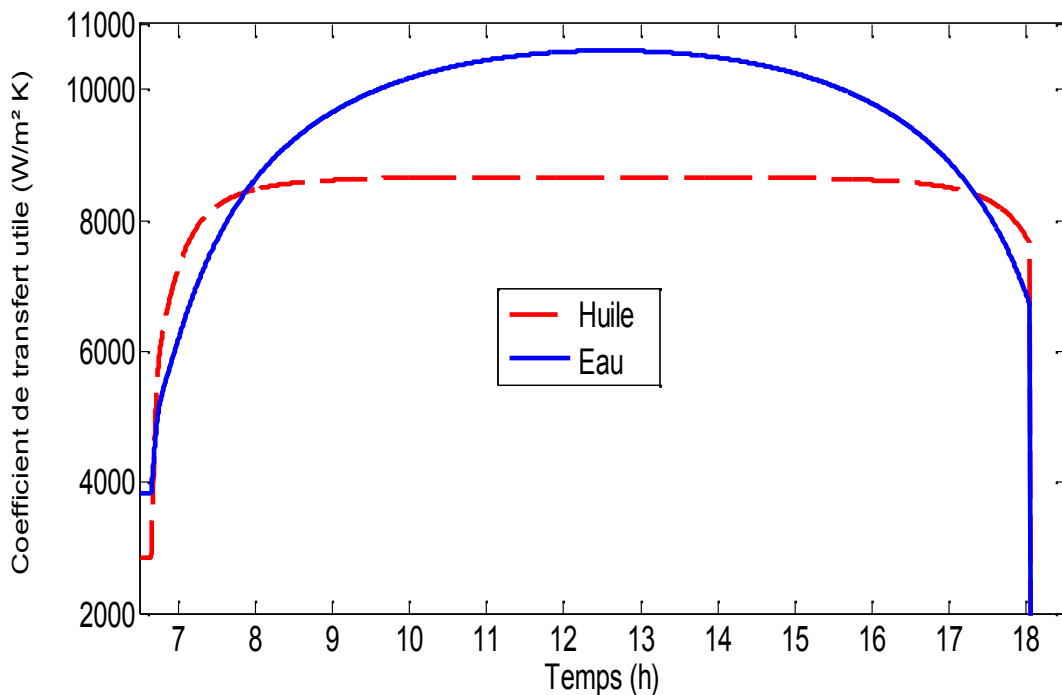


Fig.4.13: Coefficient de transfert utile en fonction du temps

Comme nous l'avons déjà abordé dans le paragraphe précédent, les pertes de chaleurs internes sont importantes dans le cas de l'huile synthétique, ce qui favorise le transfert de chaleur à l'extérieur (pertes externes). Ceci est visible sur la [figure 4.15](#).

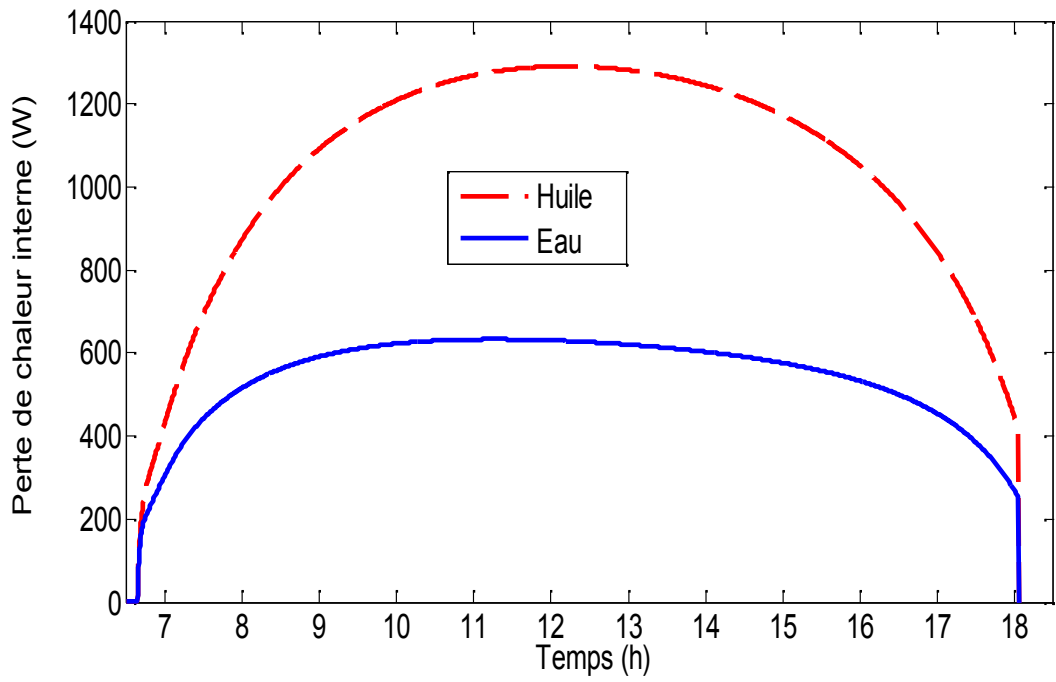


Fig.4.14: Perte de chaleur interne en fonction du temps

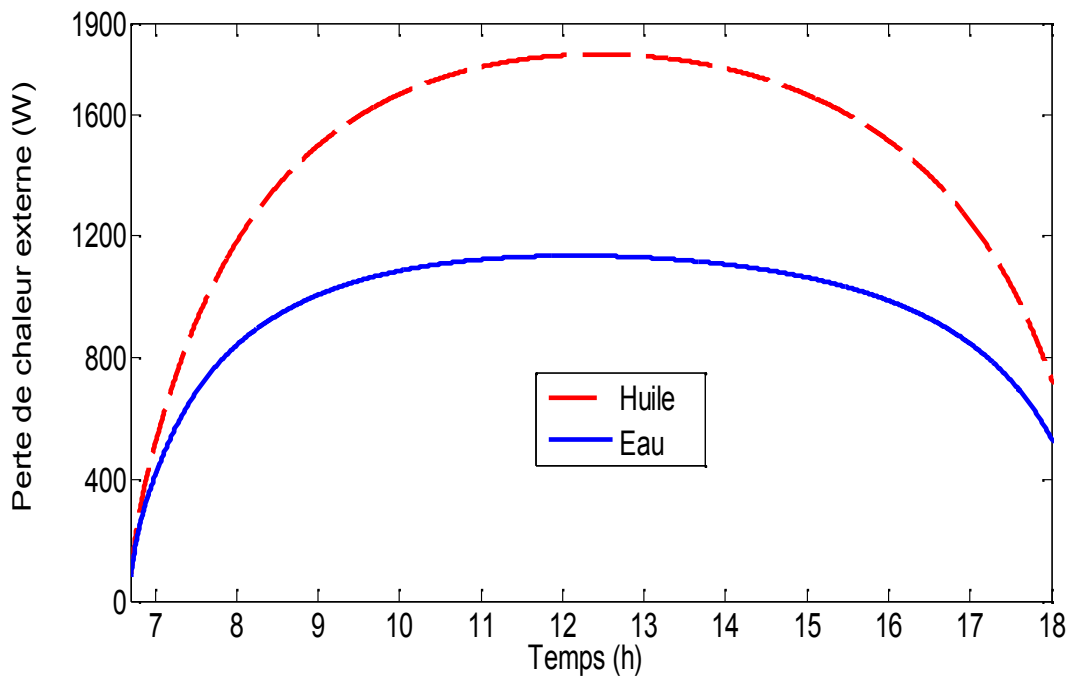


Fig.4.15: Perte de chaleur externe en fonction du temps

4-3-2-2- Efficacité thermique:

Pour le raison précédemment indiqué dans la section précédente, pertes thermiques importantes dans le cas de l'huile synthétique. L'efficacité thermique globale du concentrateur cylindro-parabolique évaluée en utilisant l'Eq 2.52 diminue de 2% dans le cas de l'huile synthétique. Avec un maximum de 69.91% pour l'eau et 67.92% pour l'huile en équinoxe automne et un minimum de 67.54% pour l'eau et 65.63% pour l'huile en solstice d'hiver, voire la [figure 4.16](#).

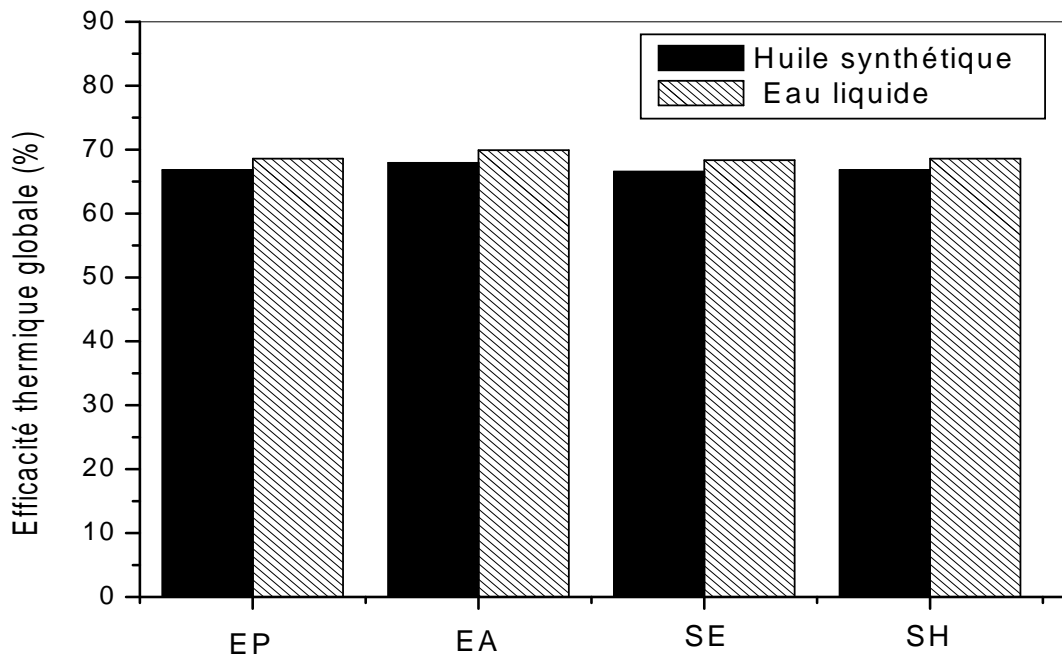


Fig.4.16: Efficacité thermique globale avec l'eau et de l'huile

Une petite émissivité du tube absorbeur et le vide dans l'espace annulaire entre le tube absorbeur et l'enveloppe du verre peuvent diminuer les pertes thermiques. On peut constater sur la [figure 4.17](#) et la [figure 4.18](#) que les pertes thermiques internes diminuent avec la réduction de l'émissivité du tube absorbeur (pertes par rayonnement) et dans le cas du vide dans l'espace annulaire (pertes par convection). L'efficacité thermique globale chute de 5.3% si l'émissivité du tube absorbeur varie de 0.1 à 0.9, et elle augmente de 0.7% dans le cas du vide dans l'espace annulaire.

On tient à signaler que le cumul de ces deux effets permet ainsi d'améliorer davantage l'efficacité thermique du concentrateur cylindro-parabolique en adoptant des surfaces sélectives convenables et de mettre le vide dans l'espace annulaire.

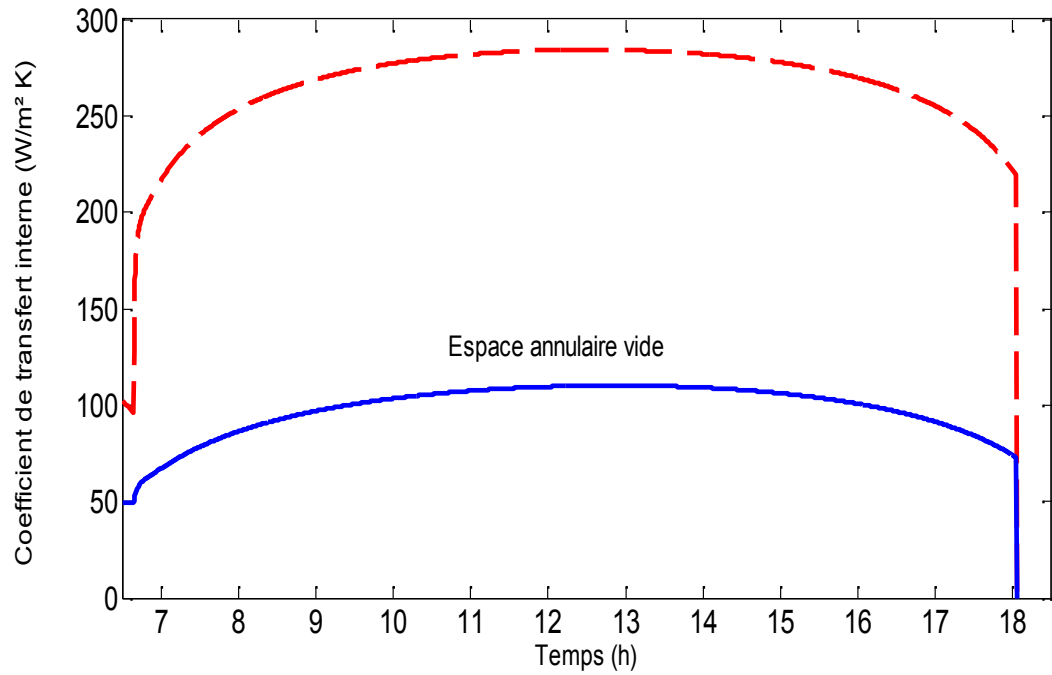


Fig.4.17: Effet du vide sur le coefficient de transfert interne

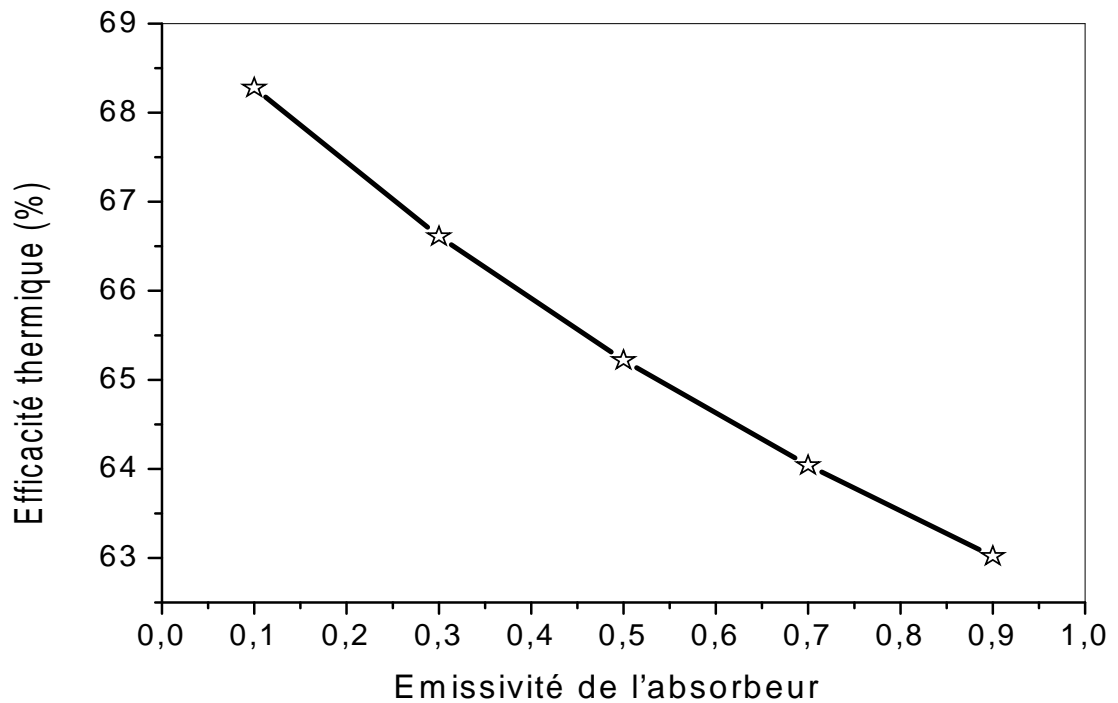


Fig.4.18: Effet de l'émissivité de l'absorbeur sur l'efficacité thermique

Dans ce que suite, l'effet de la température d'entrée et le débit d'alimentation du fluide caloporteur sur l'efficacité thermique de notre concentrateur est examinés.

L'augmentation du débit provoque le transfert de chaleur entre le fluide et le tube absorbeur, par conséquent l'énergie utile absorbée par le fluide va augmenter. Pour cette raison l'efficacité thermique va augmenter aussi. On observe cette augmentation sur la [figure 4.19](#) qui représente la variation de l'efficacité thermique globale en fonction du débit d'alimentation dans le cas de l'eau comme fluide caloporteur avec une température d'entrée égale à 25°C. L'efficacité thermique globale augmentée de 70.52% à 72.14% si on change le débit d'alimentation du fluide caloporteur de 0.1 kg/s à 0.6 kg/s.

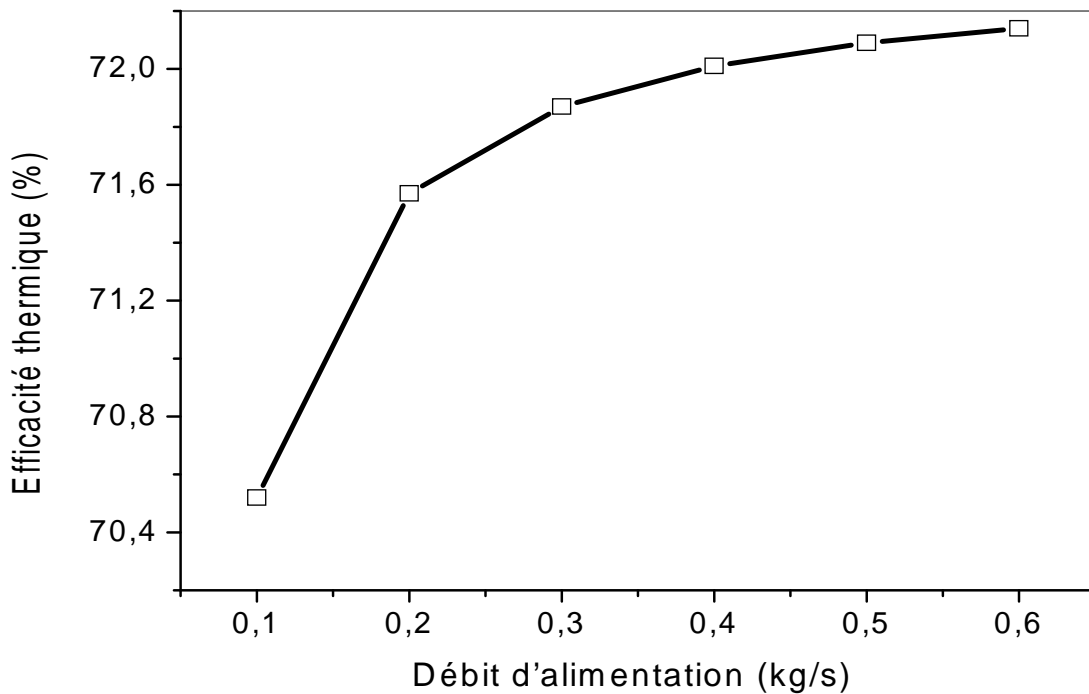


Fig.4.19: Effet du débit d'alimentation sur l'efficacité thermique

La relation entre l'efficacité thermique et la température d'entrée du fluide caloporteur (huile synthétique) est indiquée dans la [figure 4.20](#), le débit est fixé à la valeur de 0.1kg/s. On remarque que l'efficacité thermique augmente avec la diminution de la température d'entrée, parce que dans le cas des basses températures d'entrées le fluide caloporteur absorbe le maximum d'énergie utile. L'efficacité thermique globale augmentée de 49.53% à 67.85% lorsque la température d'entrée du fluide est diminuée de 300°C à 50°C.

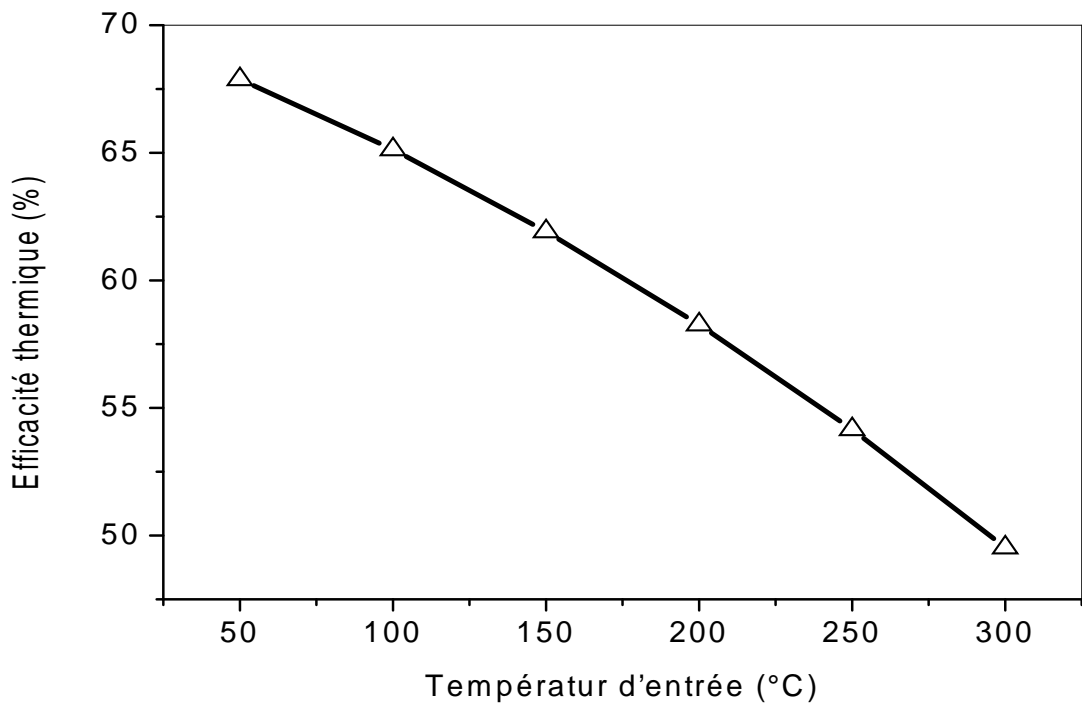


Fig.4.20: Effet de la température d'entrée sur l'efficacité thermique

4-4- Simulation des performances du système de climatisation :

Le rendement optique dépend des propriétés optiques des matériaux utilisés dans la construction d'un CCP. La figure 4.21, représente la moyenne journalière de l'efficacité optique suivant le mode de poursuite Est-Ouest polaire d'un petit concentrateur cylindro-parabolique construit au niveau de l'université de Stellenbosch (Brooks Michal John, 2005). Les caractéristiques de ce concentrateur sont présentées dans l'annexe B. On observe que l'efficacité optique ne dépasse pas 56%, à cause des faibles propriétés optiques de ce concentrateur.

L'analyse théorique des concentrateurs solaires contient principalement des pertes optiques et des pertes thermiques. L'efficacité thermique globale peut être écrite en fonction de l'efficacité optique, elle diminuée de l'effet relatif aux pertes thermiques. Donc ces faibles valeurs de l'efficacité optique influent sur l'efficacité thermique de notre concentrateur cylindro-parabolique.

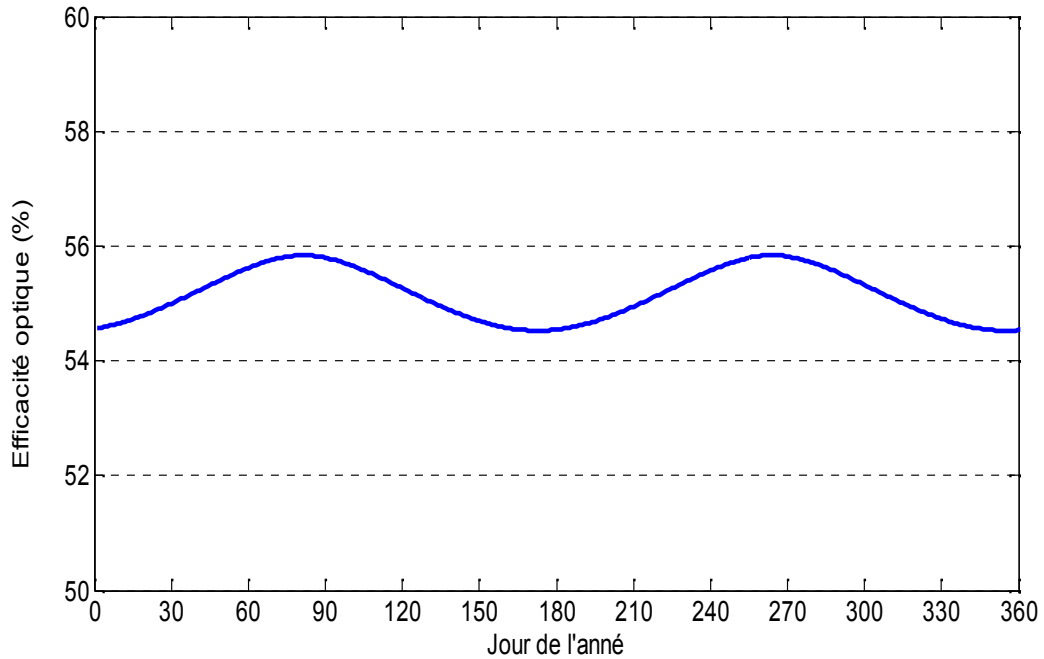


Fig.4.21: Moyenne journalière de l'efficacité optique dans une année (CCP Stellenbosch)

4-4-1- Effet de l'isolation sur la charge de climatisation :

Le rayonnement solaire incident sur les cinq faces d'une maison influe directement sur la charge de climatisation. La [figure 4.22](#) montre la variation instantanée du rayonnement solaire global sur le toit et les murs des différentes faces pour un jour représentatif du 15 Juillet. Il est clair que le toit reçoit le maximum du rayonnement solaire entre 10:00h et 16:00h et que le mur ouest et est reçoivent le maximum du rayonnement solaire à l'après-midi et le matin respectivement. Pour cette raison les températures de la surface extérieure et intérieure de ces murs prennent des grandes valeurs. Par contre l'intensité du rayonnement solaire qui frappe la surface extérieure d'un mur Sud ou Nord est faible par rapport aux autres murs.

La [figure 4.23](#) représente la variation de la température aux différentes points d'un mur extérieur ouest avec une température intérieure (ambiante) de la chambre de $T_{in}=25^{\circ}\text{C}$. La température de la surface extérieure et intérieure prend un maximum de 52.5°C et 32°C dans la période de l'après-midi respectivement. On observe aussi que l'écart entre la température intérieure de la chambre et la température de la surface intérieure de ce mur atteint une valeur de 7°C , ce qui entraîne une augmentation de la chaleur externe qui traverse le mur.

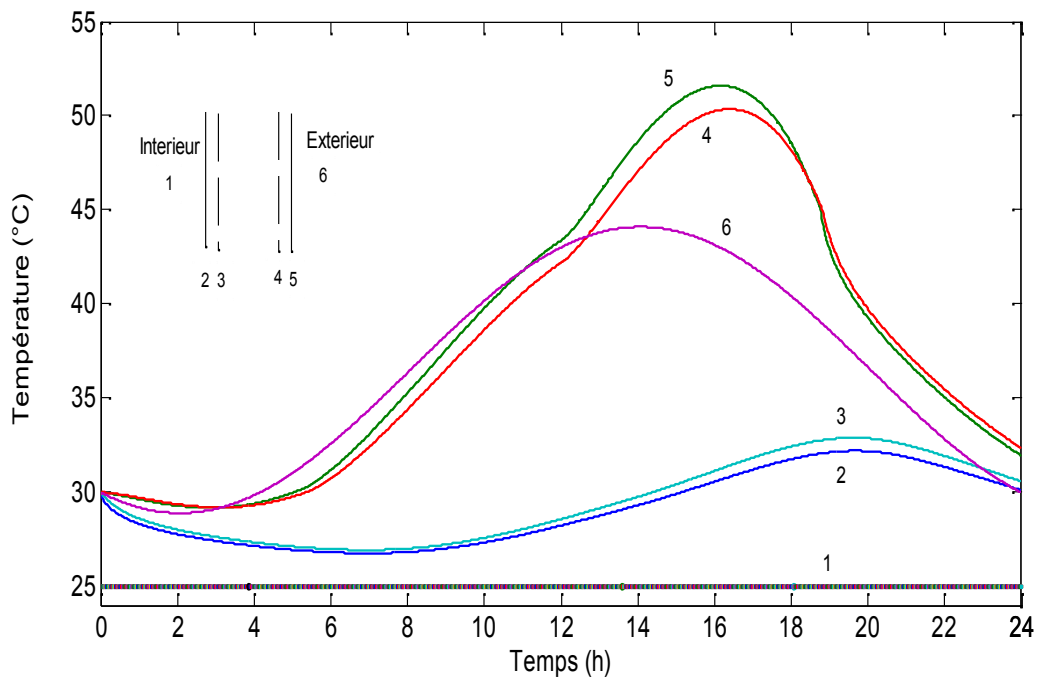
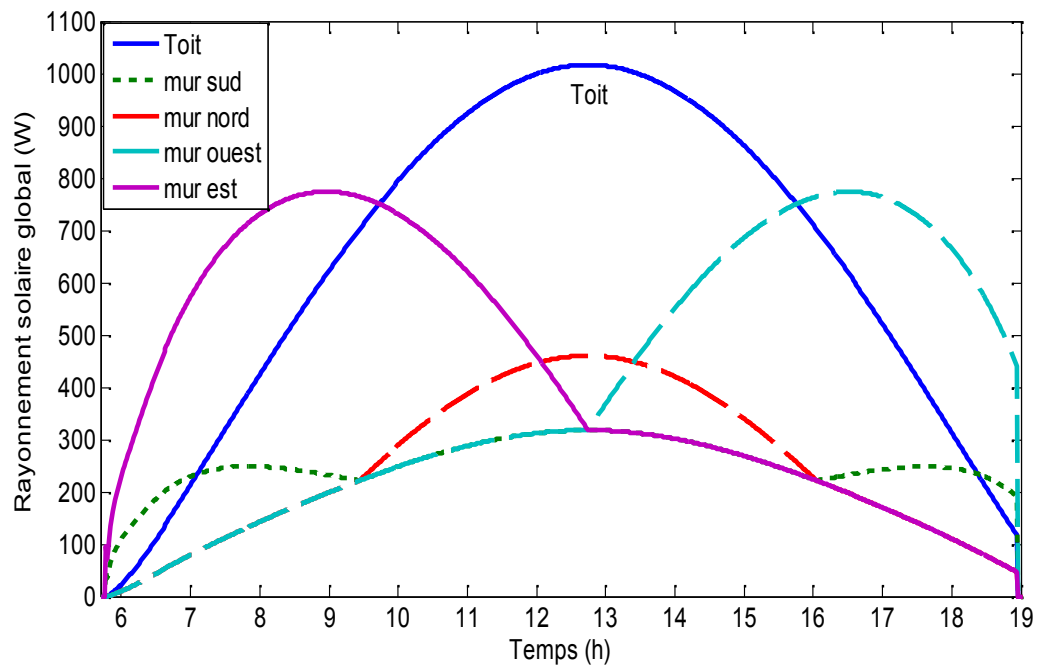


Fig.4.23: Variation de la température aux différentes pointes d'un mur ouest

L'augmentation de la résistance thermique des murs extérieurs par l'association d'une couche d'isolant peut diminuer sensiblement la charge de climatisation. L'isolation peut être obtenue soit en plaçant le matériau isolant à l'intérieur ou à l'extérieur des murs (Marif et al., 2013b). La figure 4.24 montre que la fluctuation de la température de la surface intérieure est réduite dans le cas d'un mur ouest isolé comparé par le mur non isolé, avec un maximum de 26.3°C et un écart maximale de 1.3°C entre la température intérieur de la chambre et la température de la surface intérieur du mur.

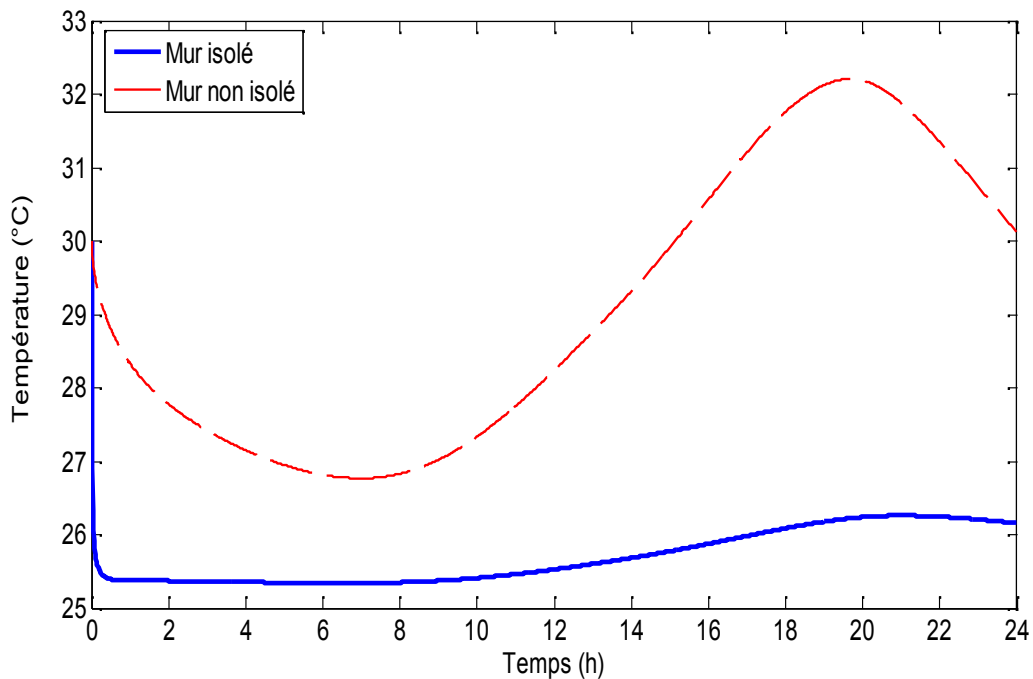


Fig.4.24: Variation de la température de la surface intérieure d'un mur ouest

La charge de climatisation de notre chambre et la puissance thermique cédée par l'eau du réservoir vers le désorbeur de la machine frigorifique dans les deux cas sont représentées dans la figure 4.25 et la figure 4.26. On remarque que la charge de climatisation maximum en Juillet se produit dans la période de l'après-midi avec un pic de 2.85kW dans le cas d'une chambre non isolée et un pic de 1.3kW pour une chambre isolée avec une réduction de 54.38%. Les grandes charges de climatisation influent grandement sur la puissance thermique produite par le concentrateur solaire cylindro-parabolique. Ce qui exige une grande surface de d'ouverture du CCP.

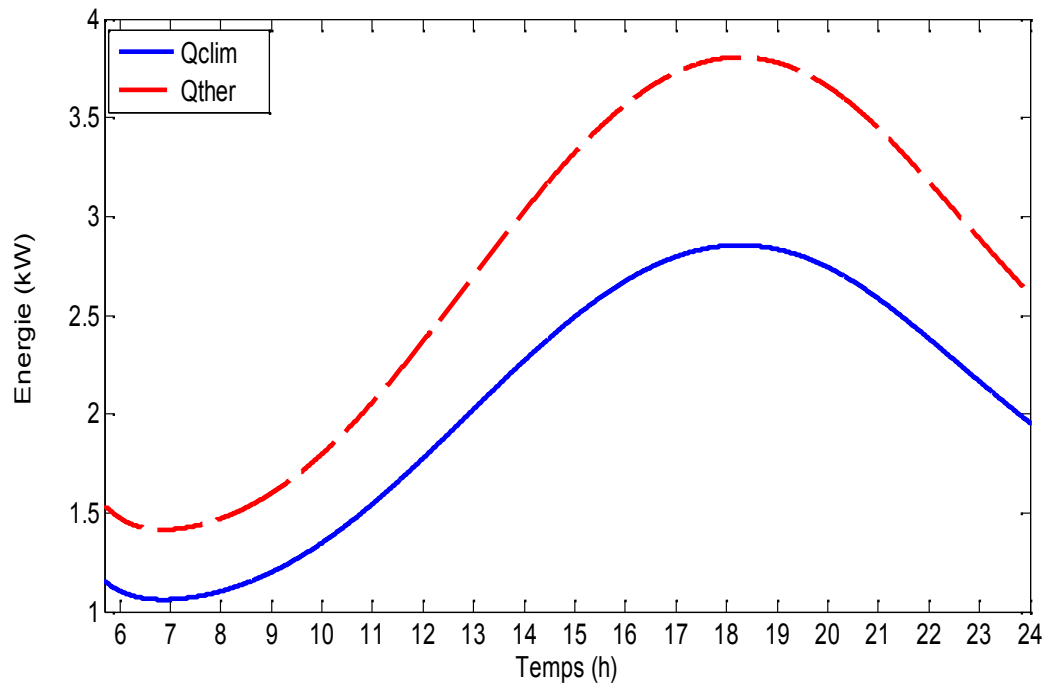


Fig.4.25: Charge de climatisation et puissance thermique pour une chambre non isolée

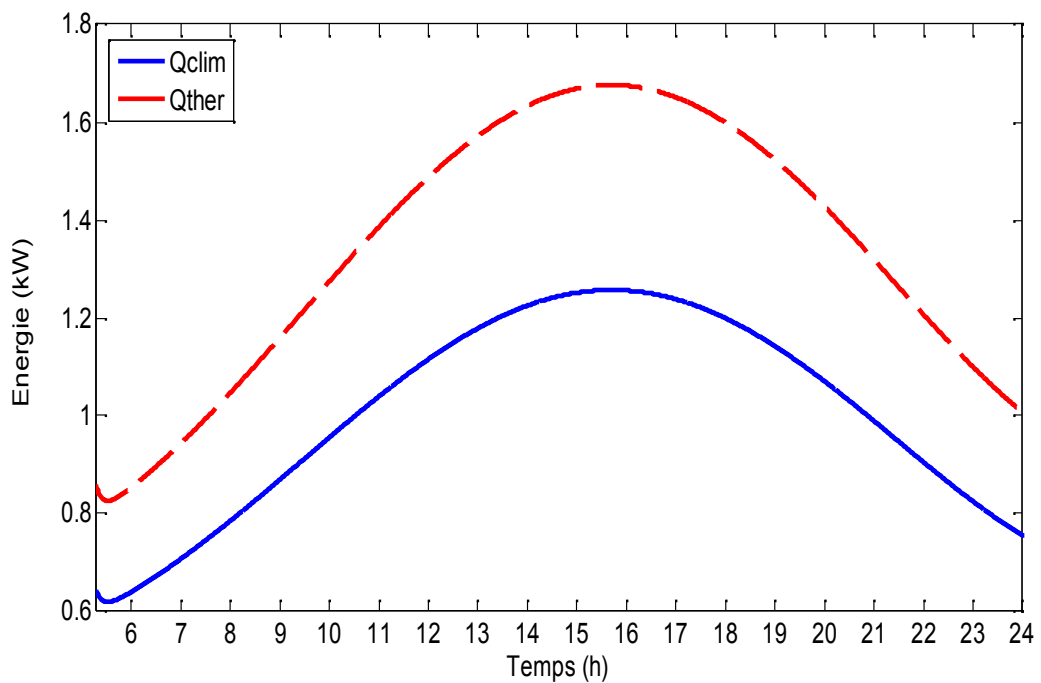


Fig.4.26: Charge de climatisation et puissance thermique pour une chambre isolée

4-4-2- Optimisation de la surface d'ouverture du CCP:

D'après la [figure 4.27](#), le maximum de la charge de climatisation est obtenu en Juillet à cause des grandes températures enregistrées dans ce mois ([figure 4.28](#)). Par conséquent, le jour du 15 Juillet est utilisé pour optimiser la surface d'ouverture de notre concentrateur cylindro-parabolique pour obtenir le maximum du temps de fonctionnement dans la machine frigorifique. Ceci s'assure que le système de climatisation peut être employé tout le long de la période d'été. Dans ce cas, le pas de temps égal à 10s et la distance entre nœuds égale à 0.2m.

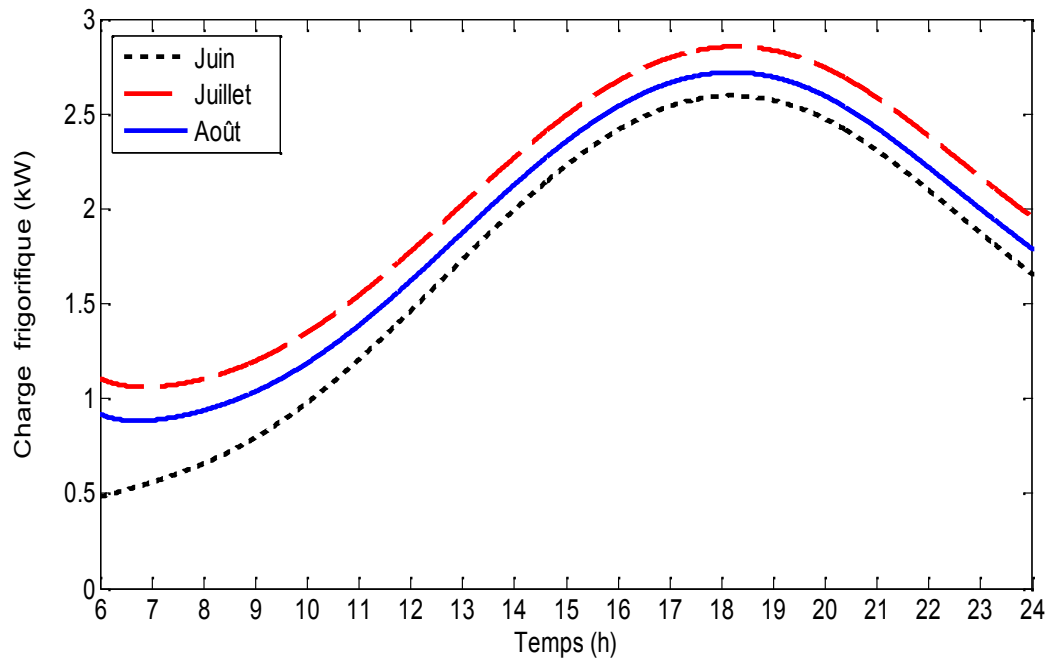


Fig.4.27: Charge de climatisation pour trois jours représentatifs en été

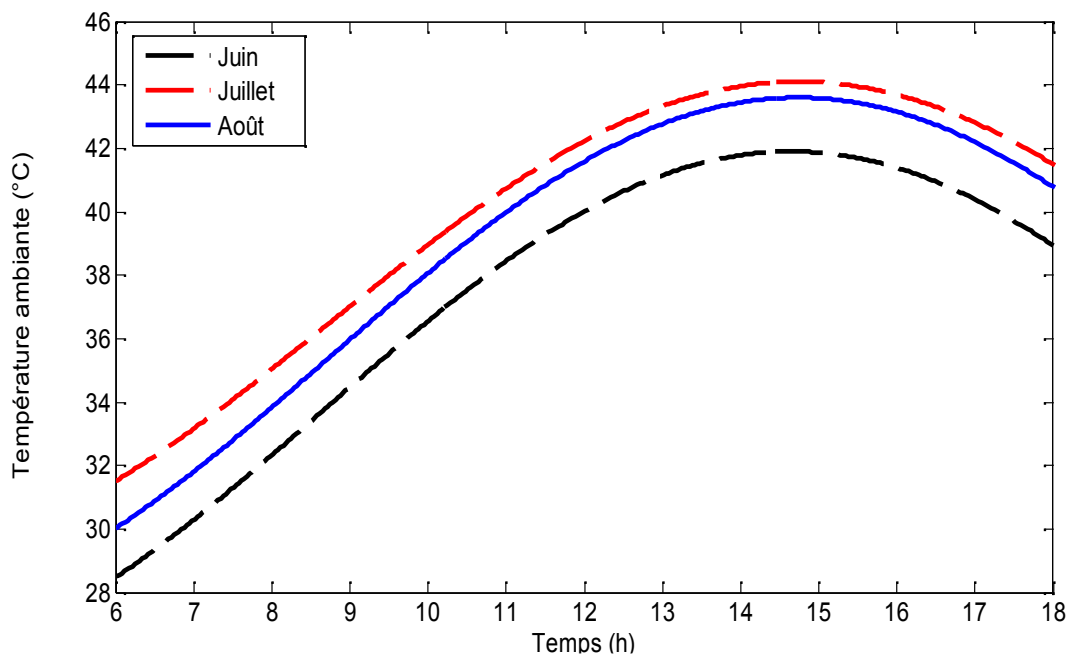


Fig.4.28: Température ambiante pour trois jours représentatifs en été

La longueur du concentrateur cylindro-parabolique dépend de la charge de climatisation de notre chambre et de l'énergie solaire absorbée par le concentrateur. Une capacité de réservoir de stockage de 260 litres serait suffisante pour une petite machine frigorifique de 4.5kW. Notre choix est porté sur un réservoir de stockage d'une longueur de 2.5 m et d'un diamètre de 0.6 m. De plus, les débits des circuits primaire et secondaire sont fixés à la valeur de 0.3 kg/s (Guillaume, 2011).

Le [tableau 4.3](#) synthétise les résultats de simulation de la période de fonctionnement en fonction de la longueur du concentrateur dans le cas d'une chambre isolée et non isolée thermiquement. A noter, que la machine frigorifique ne démarre que lorsque la température de l'eau du réservoir qui alimentant le désorbeur est supérieure à 75°C. A l'inverse, la machine s'arrête lorsque cette température devient inférieure à 75°C.

Ces simulations permettent d'établir qu'une surface d'ouverture de 6 m² du concentrateur (4 m de longueur) est pas suffisante pour que l'eau du réservoir atteigne le seuil de 75°C dans le cas d'une chambre non isolée à cause de la grande charge de climatisation. Par contre dans le cas d'une chambre isolée, cette surface est suffisante pour faire démarrer la machine à environ de 12h36 et elle s'arrête à environ de 18h42 avec une période de fonctionnement de 6 heures. Une surface de 9 m² du concentrateur (6 m de longueur) est nécessaire dans le cas d'une chambre non isolée pour obtenir ces six heures de fonctionnement avec une augmentation de 33.33% dans la surface d'ouverture du CCP. On peut observer qu'il y a une relation proportionnelle entre la période de fonctionnement de la machine frigorifique et la surface d'ouverture du concentrateur. D'autre part, les efficacités thermiques globales sont alors calculées à 49.24 %, à 49.03 % et à 48.64% dans le cas d'une chambre isolée. La faible efficacité optique du concentrateur cylindro-parabolique de l'université de Stellenbosch est à l'origine de ces faibles valeurs d'efficacités thermiques.

Tableau 4.3: Période de fonctionnement en fonction de la longueur du CCP

Longueur du CCP (m)	Heure de départ (h)		Heure d'arrêt (h)		Période de fonctionnement (h)		Efficacité thermique du CCP (%)	
	Non isolé	Isolé	Non isolé	Isolé	Non isolé	Isolé	Non isolé	Isolé
4	-	12.6	-	18.7	-	6.1	-	49.24
5	11.4	11.5	13.3	20.6	1.9	9.1	49.69	49.03
6	10.7	10.7	16.8	21.3	6.1	10.6	49.78	48.64

La figure 4.29 représente la variation de la température du réservoir de stockage T_r et de l'entrée du réservoir coté chaude T_{aout} dans le cas d'une chambre isolée avec une surface de 7.5 m^2 (longueur de 5m du CCP). Il peut être observé que la température de l'eau du réservoir de stockage était entre 75 et 90°C lors de la mise en marche de l'installation. Le couche de soleil dans ce jour du 15 Juillet à Ouargla est à environ de 19h, on peut également remarquer que l'installation fonctionne presque 1h40 après la couche de soleil à cause du stockage de la chaleur au niveau du réservoir thermique.

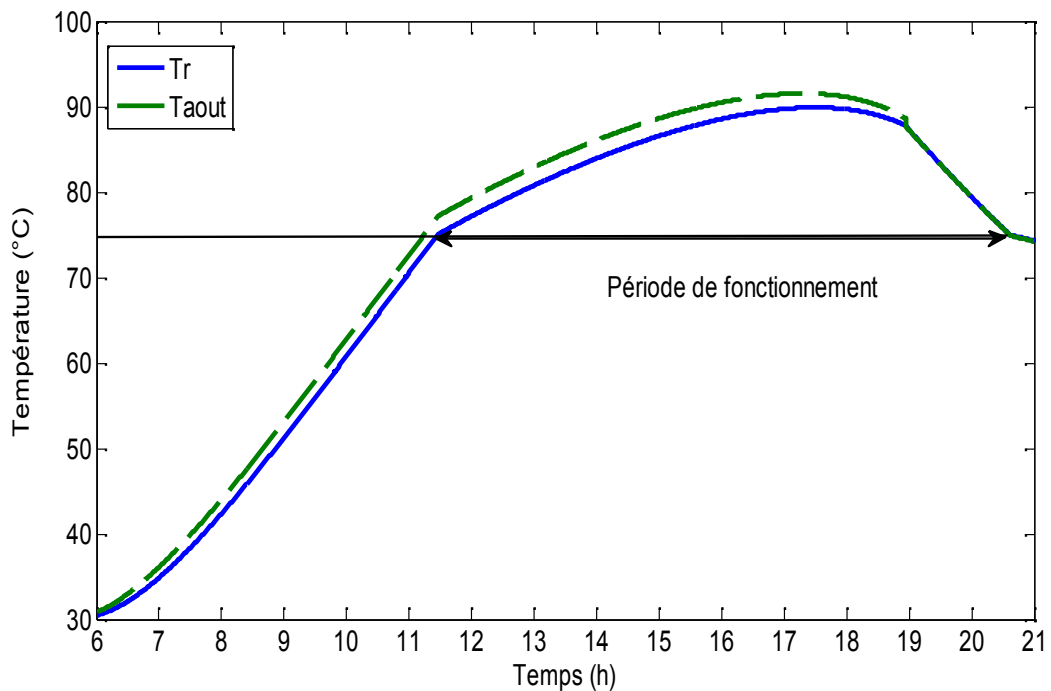


Fig.4.29: Températures du réservoir et de l'entrée coté chaude/froide du réservoir

En conclusion, l'isolation thermique est nécessaire pour diminuer la surface d'ouverture du concentrateur. De plus, une surface de 6m^2 de ce petit concentrateur cylindro-parabolique est suffisante pour assurer le fonctionnement de la machine frigorifique dans la période de l'après-midi dans le cas d'une chambre isolée. Les résultats de simulation dans les trois mois d'été sont rassemblés dans le tableau 4.4. Nous observons que le mois de Juin, l'installation couvre une grande période de fonctionnement de 6h42 à cause de la basse charge de climatisation dans ce mois et l'efficacité de concentrateur la plus grande est enregistrée en mois d'Août avec une valeur de 49.61%.

Tableau 4.4: Résultats de simulations dans les trois mois d'été ($A_0=6m^2$)

Le mois	Charge de climatisation max (KW)	Heure de départ et d'arrêt (h)	Période de fonctionnement (h)	Efficacité thermique du CCP (%)
Juillet	1.3	12.6-18.7	6.1	49.24
Juin	1.14	12.7-19.4	6.7	48.92
Août	1.22	12.6-18.9	6.3	49.61

4-5- Simulation des performances du système de distillation:

Nous avons établi un programme que nous permis d'avoir les graphes d'évolutions théoriques des différentes températures et de la production d'eau distillée pour un distillateur à deux étages d'une surface de $1 \times 1 m^2$. Supposent que le distillateur est bien isoler, une longueur de 2m du concentrateur (surface d'ouverture de $3 m^2$) est suffisante pour éviter tous surpression car la température de l'eau du bassin inférieur peut dépasser les $100^\circ C$.

Un jour typique du 21 Avril est destiné pour déterminer l'influence des différents paramètres sur le rendement de ce distillateur dans les conditions opératoires présenté dans la [figure 4.30](#). Dans ce cas, le pas de temps égal à 10s et la distance entre nœuds égale à 0.2m.

4-5-1- Comparaison entre les étages du distillateur:

La [figure 4.30](#) représente les courbes des températures de chaque niveau en fonction du temps. On distingue dans cette figure deux phases : la phase d'échauffement et celle du refroidissement après la couche du soleil. On remarque clairement que c'est l'étage inférieur qui subit la plus forte élévation de température, puis les températures baissent en plus en plus que l'étage s'éloigne de l'étage inférieur. Parce que l'eau du bassin inférieur est chauffée directement par le concentrateur cylindro-parabolique et les eaux des autres étages sont chauffés par la chaleur latente de condensation de l'eau.

La [figure 4.31](#) donne un aperçu sur les quantités de distillat cumulé dans chaque étage. On observe que la production de distillat est basse jusqu' environ 9h. Ceci est prévu parce que la production commence quand l'air à l'intérieur du distillateur est saturé au vapeur d'eau. Ainsi, l'étanchéité du distillateur explique son fonctionnement après la couche de soleil. De plus le niveau de température dans les étages influe sur la productivité de chaque étage, les

contributions de l'étage inférieur, premier et deuxième étages dans la productivité du distillateur sont 45.8%, 31.64% et 22.37% respectivement.

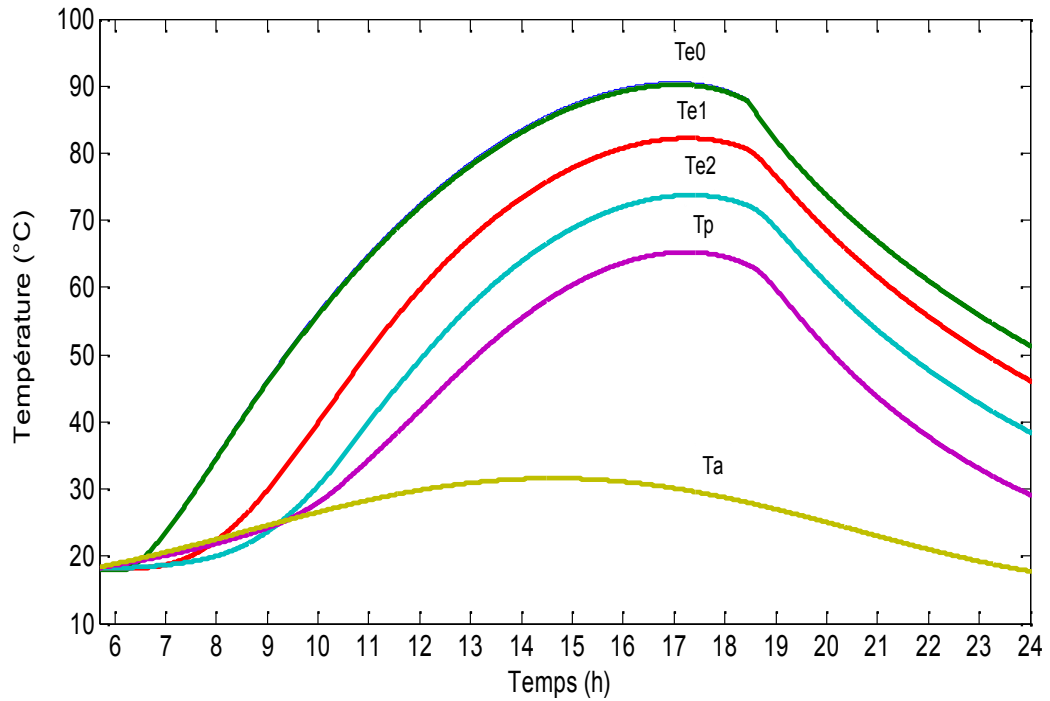


Fig.4.30: Variation des températures du distillateur en fonction du temps

($\dot{m}_f = 0.5 \text{ kg/s}$, $d_0 = d_1 = d_2 = 0.3 \text{ m}$, $E_{iso} = 0.02 \text{ m}$, $E_0 = 0.05 \text{ m}$, $E_1 = 0.02 \text{ m}$, $E_2 = 0.01 \text{ m}$)

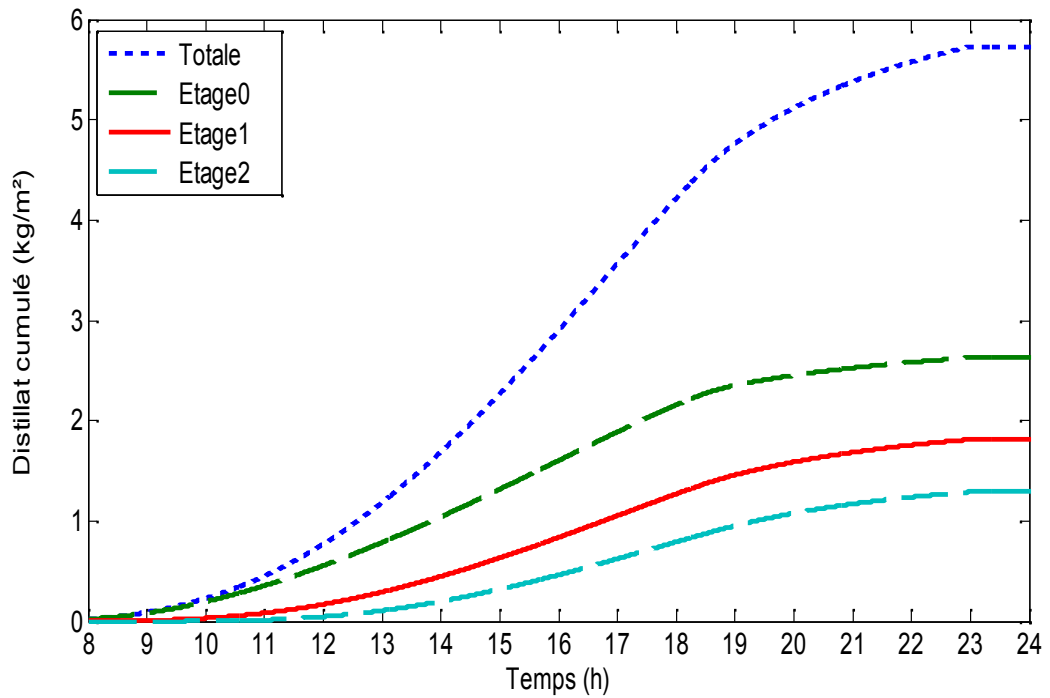


Fig.4.31: Production de distillat en fonction du temps

($\dot{m}_f = 0.5 \text{ kg/s}$, $d_0 = d_1 = d_2 = 0.3 \text{ m}$, $E_{iso} = 0.02 \text{ m}$, $E_0 = 0.05 \text{ m}$, $E_1 = 0.02 \text{ m}$, $E_2 = 0.01 \text{ m}$)

4-5-2- Effet des différents paramètres sur la production :

L'effet de la masse d'eau dans les bassins inférieur, la distance entre bassins, l'épaisseur de l'isolant et le débit de l'eau sont présentés dans cette section. La hauteur du bassin inférieur influe directement sur la productivité des premier et deuxième étages. Les résultats de simulation des différentes hauteurs du bassin inférieur sont rassemblés dans le [tableau 4.5](#).

Tableau 4.5: Effet de la hauteur du bassin inférieur sur la productivité
 ($\dot{m}_f = 0.5kg/s$, $d_1 = d_2 = 0.3m$, $E_{iso} = 0.02m$, $E_0 = 0.05m$, $E_1 = 0.02m$, $E_2 = 0.01m$)

Hauteur du bassin inférieur (m)	0.2	0.3	0.4	0.5
Productivité de l'étage inférieur (kg/m ²)	2.76	2.62	2.49	2.36
Productivité de premier étage (kg/m ²)	1.92	1.81	1.71	1.61
Productivité de deuxième étage (kg/m ²)	1.37	1.28	1.21	1.14
Productivité totale (kg/m ²)	6.06	5.72	5.41	5.12
Pourcentage de réduction (%)	-	5.61	5.41	5.36

L'effet du débit de la pompe sur la productivité du distillateur n'est pas significatif. Diminuer trop fortement le débit va comme on a le voir dans le [tableau 4.6](#) diminuer le rendement du concentrateur à cause de l'augmentation de la température moyenne de l'eau dans le concentrateur cylindro-parabolique. Cette température ne doit pas dépassé 100°C pour éviter l'évaporation de l'eau dans le CCP.

Tableau 4.6: Effet du débit sur la productivité

($d_0 = d_1 = d_2 = 0.3\text{m}$, $E_{iso} = 0.02\text{m}$, $E_0 = 0.05\text{m}$, $E_1 = 0.02\text{m}$, $E_2 = 0.01\text{m}$)

Débit (kg/s)	0.04	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6
Productivité de l'étage inférieur (kg/m ²)	2.69	2.71	2.69	2.67	2.65	2.62	2.6
Productivité de premier étage (kg/m ²)	1.87	1.88	1.87	1.85	1.83	1.81	1.79
Productivité de deuxième étage (kg/m ²)	1.34	1.35	1.34	1.32	1.3	1.28	1.27
Productivité totale (kg/m ²)	5.90	5.95	5.91	5.85	5.79	5.72	5.66
Efficacité thermique du CCP (%)	46.07	46.46	46.57	46.59	46.59	46.58	46.56

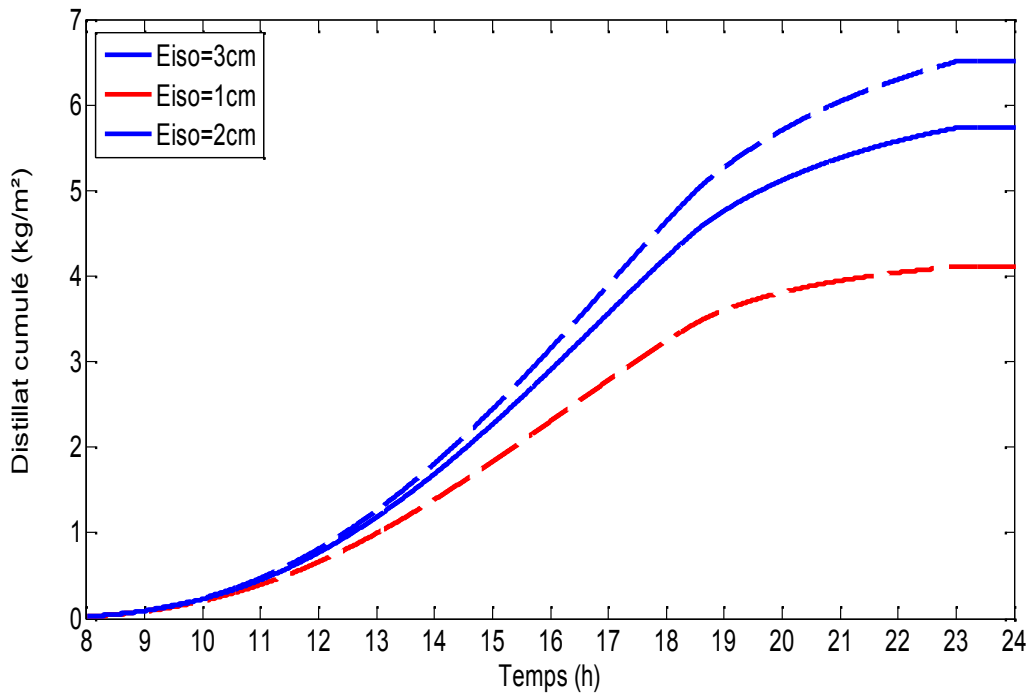


Fig.4 : Effet de l'épaisseur de l'isolant sur la productivité
 ($m_f = 0.5\text{kg/s}$, $d_0 = d_1 = d_2 = 0.3\text{m}$, $E_0 = 0.05\text{m}$, $E_1 = 0.02\text{m}$, $E_2 = 0.01\text{m}$)

L'effet de l'épaisseur de l'isolant sur la production de distillateur est montré dans la figure 4.32. On peut remarquer que la production diminué d'une manière significative avec la diminution de l'épaisseur de l'isolant à cause de l'augmentation de l'énergie perdue par conduction à travers les parois du distillateur. Si l'épaisseur de l'isolant varie de 2cm à 1cm, la production va diminuer de 28.07%. De même la production diminue de 12.3% lorsque l'épaisseur de l'isolant varie de 3cm à 2cm.

Tableau 4.7: Effet de la masse d'eau dans le bassin inférieur sur la productivité
 ($\dot{m}_f = 0.5kg/s$, $d_0 = d_1 = d_2 = 0.3m$, $E_{iso} = 0.02m$, $E_1 = 0.02m$, $E_2 = 0.01m$)

Epaisseur (m) -Bassin inférieur-	0.03	0.04	0.05	0.06
Productivité de l'étage inférieur (kg/m ²)	2.99	2.81	2.62	2.43
Productivité de premier étage (kg/m ²)	2.13	1.97	1.81	1.65
Productivité de deuxième étage (kg/m ²)	1.55	1.42	1.28	1.12
Productivité totale (kg/m ²)	6.68	6.2	5.72	5.2

Tableau 4.8: Effet de la masse d'eau dans le premier bassin sur la productivité
 ($\dot{m}_f = 0.5kg/s$, $d_0 = d_1 = d_2 = 0.3m$, $E_{iso} = 0.02m$, $E_0 = 0.05m$, $E_2 = 0.01m$)

Epaisseur (m) - Premier étage -	0.01	0.02	0.03	0.04
Productivité de l'étage inférieur (kg/m ²)	2.66	2.62	2.60	2.60
Productivité de premier étage (kg/m ²)	1.94	1.81	1.67	1.54
Productivité de deuxième étage (kg/m ²)	1.4	1.28	1.17	1.07
Productivité totale (kg/m ²)	6.01	5.72	5.46	5.21

L'effet de l'épaisseur de la lame d'eau dans le bassin inférieur et le premier bassin sur la productivité est présenté dans le [tableau 4.7](#). Une augmentation de 3cm dans l'épaisseur d'eau dans le bassin inférieur qui correspond à 30kg d'eau donne une diminution de 22.15% dans la productivité du distillateur. De même, on observe une diminution de 13.31% lorsque l'épaisseur de la lame d'eau dans le premier bassin est augmentée de 3cm, cette diminution dans les deux cas est due à l'augmentation de la masse thermique d'eau qui donne comme conséquence des basses températures de fonctionnement.

Les conditions climatiques qui varient d'une saison à l'autre comme l'intensité du rayonnement solaire et la température ambiante influent sur la productivité du distillateur. Dans des conditions optimales on peut attendre une productivité de 6kg/m² en printemps, 5.95kg/m² en été, 4.69kg/m² en automne et 3.72kg/m² en hiver d'eau distillé.

4-6-Conclusion:

Les résultats de simulation sont encourageants. Mais de point de vue économique, les coûts de production d'un petit système de climatisation ou de distillation solaire, hors subvention, est sensiblement au-dessus de ceux des équipements conventionnels. Ces coûts prennent en compte les différents coûts liés à l'investissement (investissement initial, coût de maintenance et d'exploitation) et à la valeur d'amortissement.

Les concentrateurs solaires sont généralement caractérisés par des coûts d'investissement importants. Par exemple le prix d'un concentrateur solaire cylindro-parabolique varie entre 200 et 250 €/m² ([German Aerospace Center, 2007](#)). Le coût d'une petite machine frigorifique est assez élevé aussi, il faut compter 12000 € pour une machine de 4 à 8kW ([Guillaume, 2011](#)). Pour le système de distillation solaire, un distillateur à étages multiples peut être construit sur place. Utilisant en grande partie les matériaux locaux ou qu'on peut facilement se procurer tel que le bois, la laine de verre comme isolant et la tôle d'acier galvanisé. Le coût effectif du distillateur dépend des matières employées pour la construction et le personnel local qui sont employés.

Conclusion et perspective

Conclusion et perspective

Pour les pays à fort rayonnement solaire comme l'Algérie. L'application des systèmes d'énergies renouvelables solaires et particulièrement les systèmes à concentration solaire dans le secteur du bâtiment, peut faire la différence et résoudre des nombreux problèmes. Ces systèmes peuvent également remplacer complètement les énergies fossiles pour la production de l'électricité dans des systèmes appelées centrales solaires à concentration (CSP). Aujourd'hui, la filière cylindro-parabolique à caloporteur huile est la plus approuvée. Au niveau national, la lutte contre le changement climatique et la grande incertitude sur l'approvisionnement en énergie fossile a relancé la recherche et les projets commerciaux dans la filière du solaire à concentration.

La simulation numérique devenant un laboratoire virtuel dans lequel on peut tester le comportement d'un système dans des conditions quelconques. L'objectif de ce travail s'inscrit donc dans le cadre de la simulation du comportement d'un petit système de distillation et un autre système de climatisation raccordé à un concentrateur cylindro-parabolique dans les conditions climatiques d'Ouargla. La première étape de ce travail a été de modéliser le concentrateur en utilisant la méthode des différences finies. De plus le rayonnement solaire et la température ambiante sont modélisés en utilisant le modèle de Capderou et une simple formule semi empirique respectivement. La confrontation des résultats des simulations à des mesures expérimentales montre que ces outils sont puissants et bien adaptés pour la modélisation et l'étude de la performance d'un concentrateur cylindro-parabolique. D'après les résultats de la simulation il est évident que le mode de poursuite à deux axes collecte le maximum de rayonnement solaire. Mais de point de vue économique les modes de poursuite à un seul axe sont acceptables, la performance des modes est-ouest polaire et est-ouest horizontal sont très proche du mode de poursuite à deux axes. Le mode de poursuite est-ouest polaire est ensuite utilisé pour étudier la performance thermique du CCP pour l'eau liquide et de l'huile TherminolVP-1TM comme fluide caloporteur. Deux conclusions principales sont résumées comme suit :

- L'influence des propriétés physiques des fluides sur l'efficacité thermique et sur la température des fluides de travail est claire. Dans le cas de l'huile synthétique, nous arrivons à des grandes températures de tube absorbeur, enveloppe du verre et du fluide. Mais l'efficacité

thermique du CCP a été améliorée de 2% avec de l'eau dans toutes les saisons avec un maximum de 69.91% pour l'eau et 67.92% pour l'huile en automne.

- L'efficacité thermique globale d'un concentrateur cylindro-parabolique dépend fortement des plusieurs paramètres. Si l'émissivité du tube absorbeur varie de 0.1 à 0.9, l'efficacité thermique va diminuer de 5.3%. De plus le vide dans l'espace annulaire donne une amélioration de 0.7% dans l'efficacité thermique. D'autre part l'augmentation du débit d'alimentation et la diminution de la température d'entrée du fluide permet ainsi d'améliorer mieux l'efficacité thermique du concentrateur cylindro-parabolique.

La deuxième partie de ce travail de thèse a été consacrée à la simulation de deux applications domestiques d'un petit concentrateur cylindro-parabolique, la climatisation et la distillation solaire. Ces simulations montrent que l'isolation des murs extérieurs d'une chambre peut diminuer la charge de climatisation de 54.38% et par conséquent la taille du concentrateur va diminuer de 33.33%. En plus, une meilleure isolation thermique d'une part diminue le coût du chauffage en hiver et d'autre part, protège l'habitation neuve ou existante contre les effets pervers des chocs thermiques successifs. Comme nous l'avons déjà énuméré, le système de distillation est une contribution pour alimenter en eau potable une famille à Ouargla. D'après les résultats de simulation, une surface d'ouverture de 3m² du CCP est suffisante pour le fonctionnement d'un distillateur à deux étages d'une surface de 1m² à Ouargla. Les contributions de l'étage inférieur, premier et deuxième étages dans la productivité du distillateur dans un jour typique du mois d'Avril sont 45.8%, 31.64% et 22.37% respectivement. Il est intéressant de noter que différents paramètres agissent sur la production du distillateur comme la masse d'eau dans les bassins, la distance entre bassins, l'épaisseur de l'isolant et le débit de circulation d'eau. Le cumul de ces paramètres permet d'améliorer encore la productivité.

Suite aux résultats encourageants obtenus grâce à l'outil de modélisation, différentes perspectives ont été envisagées. La plus ambitieuse est certainement la réalisation expérimentale, cette réalisation permettrait non seulement de valider les outils de simulation développés pendant cette thèse mais également de confirmer le fonctionnement d'une unité de distillation ou de climatisation solaire à base du CCP et de définir leurs différents équipements nécessaires. De plus, le surcoût due à l'investissement et à la maintenance des installations pourraient être estimés afin d'améliorer les analyses économiques. Enfin, la filière mérite d'être explorée, celle de la climatisation solaire qui présente l'avantage d'optimiser la consommation énergétique. Elle pourrait constituer aussi un axe de recherche et de développement.

Annexes

A-Programme de calcul du CCP :

Ce programme écrit en MATLAB (2010) permet de résoudre d'une manière itérative un système d'équations de modélisation d'un concentrateur cylindro-parabolique dans les conditions climatiques d'Ouargla. Seules les fonctions qui calculent le rayonnement solaire et la température ambiante sont citées.

A 1- Le programme principal :

```

%*****Zone de description *****
%   Njm=nombre du jour par mois
%   Nm= nombre du mois
%   Nj= nombre du jour dans l'année
%   Lati=l'altitude du lieu
%   Long=longitude du lieu
%   Za=altitude du lieu
%   decl=déclinaison
%   gama= l'angle d'inclinaison
%   angHS=l'angle horaire au lever du soleil
%   angH=l'angle horaire
%   h=la hauteur du soleil
%   az=l'azimut
%   angri=l'angle incidence
%   Ore=emplacement par rapport au grnutcheest:
%   Ore=1,oust: Ore=2
%   DeltaT=correction du temps
%   DeltLC=la durée du jour
%   Tls=le temps de lever du soleil
%   TCs= le temps de couche du soleil
%   Tlo=le temps locale
%   TU=le temps
%   TSM=le temps solaire moyenne
%   TSV=le temps solaire vrai
%   Rsd= le rayonnement direct
%   Rsd= le rayonnement diffus
%   G1=le rayonnement globale
%   Tciel= la température du ciel
%   Ta= la température ambiant
%   Te= la température d'entrée du fluide
%   Tf= la température du fluide
%   Tab= la température de l'absorbeur
%   Tv= la température de la vitre
%   Vit= la vitesse du vent
%   pas= le pas du temps
%   Pab= puissance absorbé par l'absorbeur
%   Ropt=Rendement optique du CCP
%   L=longueur de concentrateur
%   F=la distance focale
%   W= ouverture de réflecteur

```

```

% Dab1=le diamètre intérieur de l'absorbeur
% Dab2=le diamètre extérieur de l'absorbeur
% Dv1= le diamètre intérieur de l'enveloppe du verre
% Dv2= le diamètre extérieur de l'enveloppe du verre
% C= facteur de concentration
% Angm=angle incidence modifier
% Ro=réfectivité du réflecteur
% Tau=transmittance de l'enveloppe du verre
% Alfa=l'absorption de l'absorbeur
% Alfav=l'absorption de la vitre
% Alff=le facteur de transmittivité-absorptivité
% XInt=facteur d'interception
% Vit=vitesse du vent
% Dibf=le début de fluide
% alpha=0 Orientation vers le sud
% alpha=180° Orientation vers le nord
% alpha=-90 Orientation vers l'est
% alpha=90 Orientation vers l'ouest
% Sui=m=0: pas de suivi solaire
% Sui=m=1: suivi solaire totale
% Sui=m=2: suivi solaire E-W polaire
% Sui=m=3: suivi solaire E-W horizontale
% Sui=m=4: suivi solaire N-S horizontale
clc; % Effacer l'écran
clear all; % Effacer les variables de l'espace de travail
%*****définition des constantes*****
L=(2*7.8);F=1.84;W=5;Aw=L*W;
% x2=Pi/180;PHI=16*(F/W)**2-1;
% PHI=atan(8*(F/W)/PHI);PHI=PHI/x2
% Dabmin=W*sin(0.267)/sin(PHI)
%*****L'absorbeur (Cuivre+surface sélective)*****
Dab1=0.066;Dab2=0.070;
Aab=(pi/4)*((Dab2)^2-(Dab1)^2);
Condab=45 ;MVab=8020 ;Cpab=500 ;
Alfa=0.906;emsab=0.14;
Af=(pi/4)*(Dab1)^2;
%*****le verre*****
Dv1=0.109;Dv2=0.115;
Av=(pi/4)*((Dv2)^2-(Dv1)^2);
Condv=1.2 ;MVv=2230 ;Cpv=1090;
Tau=0.95;Alfav=0.02;emsv=0.86;
%*****Réflecteur*****
Ro=0.93;XInt=0.92;
Alff=(1-(1-Alfa)*(1-Tau));
Alff=(Alfa*Tau)/(Alff);
% C=(W-Dab2)/(pi*Dab2);

%*****les cordonnés de la zone*****
ore=1;Lati=31.57;Long=5.24; Alti=141; %OUARGLA
%*****

```

```

g=9.81;Nm=9;Njm=21;pas=(10/3600); pasx=0.2;C=2;
P=round(L/pasx);P1=2*P+1;n=3*P+2;
MVit=2;Dibf=0.2;Te=25;S=1;
%***** calcul de la déclinaison decl*****
Nj=30*(Nm-1)+Njm;
decl=23.45*sin(0.0172*(Nj+284));
%***** calcul de la correction de temps DeltaT*****
x=(2*pi/365)*(Nj-1);
DeltaT=(0.000075+0.00018*cos(x)-0.032077*sin(x)-
0.014615*cos(2*x)-0.04089*sin(2*x))*229.18;
DeltaT=DeltaT/60;
%***** calcul de la durée du jour DeltLC*****
x2=pi/180;
angHS=acos(-tan(decl*x2)*tan(Lati*x2));angHS=angHS/x2;
TLs=12-angHS/15;TCs=12+angHS/15;%DeltLC=(2*angHS)/15;
DeltLC=TCs-TLs;
N=floor(DeltLC/pas);
%*****calcul des coordonnées horaires*****
Tlo(1)=TLs;
for i=2:N+1  Tlo(i)=Tlo(i-1)+pas; end

for i=1:N+1  TU(i)=Tlo(i)-1;
    if ore==1,TSM(i)=TU(i)+(Long/15);
        else TSM(i)=TU(i)-(Long/15);
    end
TSV(i)=TSM(i)+DeltaT;
angH(i)=15*(TSV(i)-12);

az(i)=sin(Lati*x2)*sin(decl*x2)+cos(decl*x2)*cos(Lati*x2)*
cos(angH(i)*x2);
az(i)=acos(az(i)); az(i)=az(i)/x2;
h(i)=cos(Lati*x2)*cos(angH(i)*x2)*cos(decl*x2)
)+sin(Lati*x2)*sin(decl*x2);
x1(i)=sqrt(abs(1-h(i)^2));h(i)=atan(h(i)/x1(i));h(i)=h(i)/x2;

alphasp(i)=sin(angH(i)*x2)*cos(decl*x2)/sin(az(i)*x2);
calphasp(i)=sqrt(abs(1-(alphasp(i))^2));
alphasp(i)=atan(alphasp(i)/calphasp(i));
alphasp(i)=alphasp(i)/x2;
x3=tan(decl*x2)/tan(Lati*x2);angHe=acos(x3);angHe=angHe/x2;
    if abs(angH(i))<angHe,C1=1;
        elseif abs(x3)>1,C1=1;else C1=-1;end
    if Lati*(Lati-decl)==0, C2=1;else C2=-1;end
    if angH(i)==0,C3=1; else C3=-1;end
alphas(i)=C1*C2*alphasp(i)+C3*((1-C1*C2)/2)*180;
%*****calcul de la température ambiante*****
[Ta(i)]=ambient(Nm,TSV(i));
Tciel(i)=0.0552*(Ta(i)+273.15)^1.5-273.15;
%*****calcul de l'énergie absorbé*****
gama=0;alpha=0;
%for S=1:4

```

```

[angrii(i)]=inciden(angH(i),S,gama,Lati,alpha,decl);
Angm(i,S)=1-0.00384*angri(i,S)-0.000143*(angri(i,S))^2;
[Rsdd(i),Ray(i),Rsd(i),Rsd(i)]=rayon(Alti,Lati,Nm,Nj,gama,
h(i),az(i),alphas(i),alpha,Tlo(i),TLs,TCs,angrii(i));
Ropt(i)=Ro*Alff*XInt*Angm(i); %Rendement optique
%end
Pab(i)=W*pasx*Rsdd(i)*Ro*Alff*XInt*Angm(i)
Pabv(i)=W*pasx*Rsdd(i)*Ro*Alfav*XInt*Angm(i)
end
%***** CONDITIONS INITIALES*****
for k=1:n+1
    if k<=(P1+1)
        T(1,k)=Ta(1);
    else
        T(1,k)=Te;
    end
end
%*****
%calcul de la température de la vitre,l'absorbeur et le fluide
%*****
pas=pas*3600;
%*****Construction de la matrice*****
A(1,1)=1;A(1,2)=-1; A(n+1,n+1)=1;A(n+1,n)=-1;B(n+1)=0;
alv=(Condv*Av)/pasx; a2v=MVv*Cpv*Av*(pasx/pas);
a4v=pi*Dv2*pasx;
alab=(Condab*Aab)/pasx; a2ab=MVab*Cpab*Aab*(pasx/pas);

for i=2:N+1
    k=2;
    while k<=n

        for j=1:n+1
            if k==j
                %*****la vitre*****
                if k<P+1
                    [Hcext(i-1,k),Hrext(i-1,k)]=coffext(emsv,Dv2,MVit,T(i-1,k),Ta(i),Tciel(i));
                    [Hint(i-1,k),a3(i-1,k)]=coffint(pasx,emsab,emsv,Dv1,Dab2,T(i-1,k+P+1),T(i-1,k));

                    qint(i-1,k)= a3(i-1,k)*(T(i-1,k+P+1)-T(i-1,k));
                    qext(i-1,k)= a4v*(Hcext(i-1,k)*(T(i-1,k)-Ta(i))+
                    Hrext(i-1,k)*(T(i-1,k)-Tciel(i)));

                    A(k,j)=2*a1v+a2v+a3(i-1,k)+a4v*(Hcext(i-1,k)+
                    Hrext(i-1,k));
                    A(k,j-1)=-a1v ;
                    A(k,j+1)=-a1v ;
                    A(k,j+P+1)=-a3(i-1,k) ;
                    B(k)=a2v*T(i-1,k)+a4v*(Hcext(i-1,k)*Ta(i)+
                    Hrext(i-1,k)*Tciel(i))+Pabv(i);
                end
            end
        end
        k=k+1;
    end
end

```

```

elseif k==P+1
    A(k,j)=1;
    A(k,j-1)=-1;
%*****1'absorbeur*****
elseif k==P+2
    A(k,j)=1;
    A(k,j+1)=-1;
elseif k>P+2 && k<P1+1
[Hint(i-1,k),a3(i-1,k)]=coffint(pasx,emsab,emsv,Dv1,Dab2,
T(i-1,k),T(i-1,k-P-1));
[Hut(i-1,k),a4(i-1,k)]=utile(C,Af,pas,Dibf,pasx,Dab1,
T(i-1,k+P+1),T(i-1,k));
    A(k,j)=2*a1ab+a2ab+a3(i-1,k)+a4(i-1,k);
    A(k,j-1)=-a1ab ;
    A(k,j+1)=-a1ab ;
    A(k,j-P-1)=-a3(i-1,k) ;
    A(k,j+P+1)=-a4(i-1,k) ;
    B(k)=a2ab*T(i-1,k)+Pab(i);
elseif k==P1+1
    A(k,j)=1;
    A(k,j-1)=-1;
%*****le fluide*****
elseif k==P1+2
    A(k,j)=1;
    B(k)=Te;

elseif k>P1+2
[ Hut(i-1,k),a4(i-1,k),alf(i-1,k),a2f(i-1,k),a3f(i-
1,k)]=utile(C,Af,pas,Dibf,pasx,Dab1,T(i-1,k),T(i-1,k-P-1));

qut(i-1,k)= a4(i-1,k)*(T(i-1,k-P-1)-T(i-1,k));

    A(k,j)=2*alf(i-1,k)+a2f(i-1,k)+a3f(i-1,k)+a4(i-1,k);
    A(k,j-1)=-(a3f(i-1,k)+alf(i-1,k));
    A(k,j+1)=-alf(i-1,k) ;
    A(k,j-P-1)=-a4(i-1,k) ;
    B(k)=a2f(i-1,k)*T(i-1,k);

end
end
end
k=k+1;
end
%*****Méthode de Gausse-Seidel*****
n1=100;
epci=1e-3;
for k=1:n+1
    T1(k)=T(i-1,k);
end
for m=1:n1
    S=0 ;S3=0;
    for k=1:n+1

```

```

        S1=0;S2=0;
        for j=1:n+1
            if k~=j && j<k
                S1=S1+A(k,j)*T(j);
            end
            if k~=j && j>k
                S2=S2+A(k,j)*T1(j);
            end
        end
        T(k)=(B(k)-(S1+S2))/A(k,k);
        S=S+(T(k)-T1(k))^2;
        S3=S3+T1(k)^2;
        T1(k)=T(k);
    end
    ERR=sqrt(S/S3);
    if ERR>epci
%*****
k=2;
while k<=n

for j=1:n+1
    if k==j
%*****la vitre*****
        if k<P+1

[Hcext(k),Hrext(k)]=coffext(emsv,Dv2,MVit,T(k),Ta(i),Tciel(i))
;
        [Hint(k),a3(k)]=coffint(pasx,emsab,emsv,Dv1,Dab2,T(k+P+1)
,T(k));
        A(k,j)=2*a1v+a2v+a3(k)+a4v*(Hcext(k)+Hrext(k));
        A(k,j+P+1)=-a3(k) ;
B(k)=a2v*T(i-
1,k)+a4v*(Hcext(k)*Ta(i)+Hrext(k)*Tciel(i))+Pabv(i);

%*****l'absorbeur*****
        elseif k>P+2 && k<P1+1

[Hint(k),a3(k)]=coffint(pasx,emsab,emsv,Pat,Dv1,Dab2,T(k),
T(k-P-1));

[Hut(k),a4(k)]=utile(C,Af,pas,Dibf,pasx,Dab1,T(k+P+1),T(k));
        A(k,j)=2*a1ab+a2ab+a3(k)+a4(k);
        A(k,j-P-1)=-a3(k) ;
        A(k,j+P+1)=-a4(k) ;
        B(k)=a2ab*T(i-1,k)+Pab(i);

%*****le fluid*****

        elseif k>P1+2

```

```
[Hut(k),a4(k),a1f(k),a2f(k),a3f(k)]=utile(C,Af,pas,Dibf,pasx,D
ab1,T(k),T(k-P-1));

        A(k,j)=2*a1f(k)+a2f(k)+a3f(k)+a4(k);
        A(k,j-1)=-(a3f(k)+a1f(k));
        A(k,j+1)=-a1f(k);
        A(k,j-P-1)=-a4(k);
        B(k)=a2f(k)*T(i-1,k);

    end
end
    k=k+1;
end
%*****
end
        else
            break;
        end
    end
    disp(m)
    for k=1:n+1
        T(i,k)=T(k);
    end
end

for i=1:N+1
    T1(i)=T(i,n+1);
    T2(i)=T(i,P1+1);
    T3(i)=T(i,P+1);
    T4(i)=T(i,2*P+3);
end

%*****Affichage des résultats*****
figure(1)
plot(Tlo,Rsd,Tlo,Rsdf,Tlo,Ray,Tlo,Rsdd)
figure(2);
plot(Tlo,Ta)
figure(3);
plot(Tlo,T1,Tlo,T2,Tlo,T3)
```


A-2-Fonction « rayon » pour calculer le rayonnement solaire :

```

%*****Le modèle de Capderou est utilisé pour estimer*****
%*****le rayonnement solaire dans cette fonction*****
%*****
function[Rsdd, Ray, Rsd, Rsdfl]=rayon(Alti, Lati, Nj, gama, h, az, alpha,
s, alpha, Tlo, Tls, TCs, angrii)

Alti=Alti*0.001;
x2=pi/180;
angri=cos(az*x2)*cos(gama*x2)+sin(az*x2)*sin(gama*x2)*
cos((alphas-alpha)*x2);
angri=acos(angri);
angri=angri/x2;
if angri>90 , angri=90; end
%*****Calcul de rayonnement direct*****
G=1367*(1+0.034*cos(0.0172*(Nj-2)));
MAhe=sin(0.0172*(Nj-121));

T0=2.4-0.9*sin(Lati*x2)+0.1*MAhe*(2+sin(Lati*x2))-(0.2*Alti);
T0=T0-(1.22+0.14*MAhe)*(1-sin(h*x2));
T1=(0.89)^(Alti);
T2=(0.63)^(Alti);T2=T2*(0.9+0.4*MAhe);
TL=T0+T1+T2;

MA=(sin(h*x2)+0.0678)^(-1.253);
MA=MA*9.4E-4+sin(h*x2);
MA=1/MA;
R=6.6296+1.7513*MA-0.1202*MA^2+0.0065*MA^3-0.00013*MA^4;
R=1/R;
Rsd=G*cos(angri*x2)*exp(-TL*MA*R);
Rsdd=G*cos(angrii*x2)*exp(-TL*MA*R);

%*****Calcul du rayonnement diffus*****
b=log(T1+T2)-2.28-0.5*log(abs(sin(h*x2)));a=3.1-0.4*b;
Rsdfl=G*exp(-2.48+sin(h*x2)+a-sqrt(4*b^2+a^2));
Rsdfl=Rsdfl*cos(angri*x2);

b1=log(T1+T2)-2.28+1.02*(1-sin(h*x2))^2;a1=1.1;
Rsdfh=G*exp(-1+1.06*log(abs(sin(h*x2)))+a1-sqrt(b1^2+a1^2));
Rsdh=G*sin(h*x2)*exp(-TL*MA*R);
Gh=Rsdh+Rsdfh;
Rsdfl2=(0.37*Gh)/2;Rsdfl2=Rsdfl2*(1-cos(gama*x2));%Diffus du sol

Rsdfl3=Rsdfh-Rsdfl*sin(h*x2);
Rsdfl3=(Rsdfl3/2)*(1+cos(gama*x2));

a2=log(T1+T2)-3.1-log(abs(sin(h*x2)));
b2=exp(0.2+1.75*log(abs(sin(h*x2))));
Rsdfl4=(-0.02*a2)/(a2^2+a2*b2+1.8);
Rsdfl4=Rsdfl4*G*exp(-TL*MA*R)*exp(sin(h*x2));

```

```

Rsdf=Rsdf1+Rsdf2+Rsdf3+Rsdf4;

if Rsdf<0, Rsdf=0; end
if Rsd<0 , Rsd=0;end
if Rsdd<0 , Rsdd=0;end
if Tlo<TLs+0.7 || Tlo>TCs
    Rsd=0;Rsdf=0;Rsdd=0;
End

Ray=(Rsdf+Rsd);%Rayonnement globale

```

A-3- Fonction « inciden » pour calculer l'angle d'incidence

```

%*****
%***Calcul de l'angle d'incidence*****
%*****
function[angri]=inciden(angH,Sui,gama,Lati,alpha,decl)

x=pi/180;gamaa=90-gama;
%*****Calcul de l'angle d'incidence*****
if Sui==0

A=cos(decl*x)*sin(alpha*x)*cos(gamaa*x);
B=cos(decl*x);
B=B*(cos(alpha*x)*cos(gamaa*x)*sin(Lati*x)+
sin(gamaa*x)*cos(Lati*x));
C=sin(decl*x);
C=C*(-cos(alpha*x)*cos(gamaa*x)*cos(Lati*x)+
sin(gamaa*x)*sin(Lati*x));
angri=A*sin(angH*x)+B*cos(angH*x)+C;
angri=acos(abs(angri));
angri=angri/x;

elseif Sui==1
    angri=0;
elseif Sui==2
    angri=abs(decl);
elseif Sui==3

angri=1-(cos(decl*x)*sin(Lati*x)*cos(angH*x)-
sin(decl*x)*cos(Lati*x))^2;
angri=sqrt(angri);
angri=acos(abs(angri));angri=angri/x;

elseif Sui==4
angri=sqrt(1-(cos(decl*x)*sin(angH*x))^2);
angri=acos(abs(angri));
angri=angri/x;
end

```

A-4- Fonction « ambient » pour calculer la température ambiante:

```

%*****
%*****l'évolution de la température ambiante est*****
%*****calculé à l'aide de cette simple fonction *****
%*****
function [Tamb]=ambient(Nm,TSV)

Tamax(1) =18.6D0 ; Tamin(1) = 5.1D0 ; % JANVIER (01)
Tamax(2) =20.6D0 ; Tamin(2) = 6.5D0 ; % FEVRIER (02)
Tamax(3) =25.6D0 ; Tamin(3) =10.2D0 ; % MARS (03)
Tamax(4) =30.0D0 ; Tamin(4) =13.9D0 ; % AVRIL (04)
Tamax(5) =34.7D0 ; Tamin(5) =18.4D0 ; % MAY (05)
Tamax(6) =38.8D0 ; Tamin(6) =22.9D0 ; % JUIN (06)
Tamax(7) =43.5D0 ; Tamin(7) =30.5D0 ; % JUILLET (07)
Tamax(8) =42.8D0 ; Tamin(8) =27.4D0 ; % AOUT (08)
Tamax(9) =37.4D0 ; Tamin(9) =24.7D0 ; % SEPTEMBRE (09)
Tamax(10)=31.7D0 ; Tamin(10)=17.6D0 ; % OCTOBRE (10)
Tamax(11)=23.9D0 ; Tamin(11)=10.4D0 ; % NOVEMBRE (11)
Tamax(12)=19.1D0 ; Tamin(12)= 9.2D0 ; % DECEMBRE (12)

Tmax=Tamax(Nm) ; Tmin=Tamin(Nm) ;

Tamb= ((Tmax-Tmin)/2)*cos(pi*(14-TSV)/12)+(Tmax+Tmin)/2 ;

```

B-Propriétés et caractéristiques :**B-1-Propriétés physiques des fluides :**

Les propriétés de l'eau ont été faites par interpolation linéaire à partir des données rapportées par le site web:celsius-process.com (celsius-process.com, 2014). Pour l'air sec et l'air humide les corrélations de Tsilingiris sont utilisées (Tsilingiris, 2007). Et les propriétés de l'huile thermique TherminolVP-1TM ont été calculées selon des corrélations rapportées par Kopp Joseph (Kopp Joseph, 2009). Pour les propriétés de l'huile thermique Syltherm 800, elles ont été déterminées en utilisant les corrélations rapportées par Ya-Ling (Ya-Ling et al., 2011).

➤ Capacités thermiques:

$$\text{L'eau : } C_e = 0.01378 T^2 - 1.42026 T + 4218.2371 \quad (\text{B-1})$$

$$\text{L'air : } C_{air} = -0.497 \times 10^{-3} T^3 + 0.782 \times 10^{-4} T^2 - 0.284 T + 1034.09 \quad (\text{B-2})$$

$$\text{L'air humide : } C_v = -6.758 \times 10^{-8} T^3 + 1.101 \times 10^{-4} T^2 + 0.1434 T + 999.2 \quad (\text{B-3})$$

$$\text{Syltherm 800 : } C_f = 1.708 T + 1107.798 \quad (\text{B-4})$$

$$\text{TherminolVP-1}^{\text{TM}} : C_f = 788.8 \times 10^{-6} T^2 + 2.496 T + 1509 \quad (\text{B-5})$$

➤ Conductivités thermiques :

$$\text{L'eau : } k_e \approx -5.96341 \times 10^{-6} T^2 + 1.68 \times 10^{-3} T + 0.56821 \quad (\text{B-6})$$

$$\text{L'air : } k_{air} = 7.57 \times 10^{-5} T + 0.0242 \quad (\text{B-7})$$

$$\text{L'air humide : } k_v = -9.49 \times 10^{-9} T^3 + 4.63 \times 10^{-7} T^2 + 5.526 \times 10^{-5} T + 0.024 \quad (\text{B-8})$$

$$\text{Syltherm 800 : } k_f = -5.73496 \times 10^{-10} T^2 - 1.875266 \times 10^{-4} T + 0.1900210 \quad (\text{B-9})$$

$$\text{TherminolVP-1}^{\text{TM}} : k_f = -0.1729 \times 10^{-6} T^2 - 0.8708 \times 10^{-4} T + 0.1381 \quad (\text{B-10})$$

➤ Viscosités dynamiques :

$$\text{L'eau : } \mu_e = -4.28265 \times 10^{-10} T^3 + 1.88979 \times 10^{-7} T^2 - 2.77774 \times 10^{-5} T + 15.6 \times 10^{-4} \quad (\text{B-11})$$

$$\text{L'air : } \mu_{air} = 1.7176 \times 10^{-5} + 0.0046 \times 10^{-5} \quad (\text{B-12})$$

$$\text{L'air humide : } \mu_v = 4.62 \times 10^{-8} T + 1.718 \times 10^{-5} \quad (\text{B-13})$$

$$\begin{aligned} \text{Syltherm 800: } \mu_f = 6.672 \times 10^{-7} T^4 - 1.566 \times 10^{-3} T^3 + \\ 1.388 T^2 - 5.541 \times 10^{-2} T + 8.487 \times 10^{-4} \end{aligned} \quad (\text{B-14})$$

$$\text{TherminolVP-1}^{\text{TM}}: \mu_f = 10^{-3} (10^{0.8703} \times T^{(0.2877 + \text{Log}(T^{-0.3638}))}) \quad (\text{B-15})$$

➤ Masses volumiques :

$$\text{L'eau : } \rho_e = -4.95626 \times 10^{-4} T^2 - 0.23291 T + 1001.83736 \quad (\text{B-16})$$

$$\text{L'air : } \rho_{air} = 342.071 / (T + 273.15) \quad (\text{B-17})$$

$$\text{L'air humide : } \rho_v = 353.44 / (T + 273.15) \quad (\text{B-18})$$

$$\text{Syltherm 800 : } \rho_f = 0.4153495 T + 1105.702 \quad (\text{B-19})$$

$$\text{TherminolVP-1}^{\text{TM}}: \rho_f = 850 \quad (\text{B-20})$$

B-2-Propriétés physiques des matériaux de construction:

Les propriétés physiques des matériaux de construction ont été déterminées en utilisant le document technique réglementaire D.T.R C.3-4 intitulé « Règles de calcul des apports calorifiques des bâtiments » (CNERIB ,2007). Ce document est éditonné par le Centre National d'Etudes et de Recherches Intégrées du Bâtiment. Il a pour objet de fixer :

- les méthodes de détermination des apports calorifiques des bâtiments.
- la méthode de vérification de la conformité à la réglementation thermique d'été des bâtiments.

Tableau B.1 : Propriétés des matériaux de construction

Matériaux	K (W/m K)	(kg/m ³)	C (J/kg K)	e (mm)
Dalle de béton	1.45	1450	1080	250
Platter	0.35	875	936	15
Brick	0.7	1600	936	150
Cément	1.4	2200	1080	15
Polystyrène	0.038	35	1404	50

Tableau B.2 : Propriétés des murs

Matériaux	Toiture	Mur extérieur	Mur intérieur
Capacité d'absorption	0.7	0.4	-
Coefficients de transfert de chaleur extérieure (W/m ² K)	25	25	10
Coefficients de transfert de chaleur intérieure (W/m ² K)	12.5	10	9

B-3- Caractéristiques du CCP Sandia :

Les Laboratoires Sandia (Sandia National Laboratories) sont parmi les principaux laboratoires nationaux du département de l'Énergie des États-Unis. Ils sont présents sur deux sites : l'un à Albuquerque au Nouveau-Mexique et l'autre à Livermore en Californie . Leur mission principale est de développer, réaliser et tester les composants non nucléaires des armes nucléaires des États-Unis. Leurs autres missions de recherche et de développement portent sur les programmes énergétiques et environnementaux.

Sandia a fait des essais thermiques sur un nouveau concentrateur cylindro-parabolique nommé LS-2 à l'aide d'une plate-forme tournante afin de réduire les coûts d'exploitation et de maintenance dans les centrales solaires à concentration (Timothy et al., 2005).

**Fig.B.1: Image du concentrateur solaire cylindro-parabolique Sandia**

Les caractéristiques du CCP utilisé dans les essais expérimentaux SNL et dans la simulation sont présentées dans le [tableau B.3 \(Ya-Ling et al., 2011\)](#).

Tableau B.3: Caractéristiques du CCP Sandia

Longueur de l'absorbeur (L)	7.8 m
L'ouverture du concentrateur (W)	5 m
Distance focale (F)	1.84 m
Facteur de concentration (C)	22.42
Angle d'ouverture (\emptyset)	68.38°
Diamètre extérieur de l'absorbeur (D_{ab2})	0.07 m
Diamètre intérieur de l'absorbeur (D_{ab1})	0.066 m
Diamètre extérieur de l'enveloppe du verre (D_{v2})	0.115 m
Diamètre intérieur de l'enveloppe du verre (D_{v1})	0.109 m
Conductivités thermiques de l'absorbeur (k_{ab})	54 W/Mk
Conductivités thermiques de l'enveloppe du verre (k_v)	1.2 W/mK
Absorption du tube absorbeur (α_{ab})	0.906
Absorption de l'enveloppe du verre (α_v)	0.02
Transmittivité de l'enveloppe du verre (τ_v)	0.95
Facteur de transmittivité-absorptivité (ρ_0)	0.864
Capacité thermique de l'absorbeur (C_{ab})	500 J/kgK
Capacité thermique de l'enveloppe du verre (C_v)	1090 J/kgK
Masse volumique de l'absorbeur (ρ_{ab})	8020 kg/m ³
Masse volumique de l'enveloppe du verre (ρ_v)	2230 kg/m ³
Emissivité de l'absorbeur (ϵ_{ab})	0.14
Emissivité de l'enveloppe du verre (ϵ_v)	0.86
Réflexion du réflecteur (ρ_0)	0.93
Facteur d'interception (ρ_0)	0.92

B-4- Caractéristiques du CCP de l'université de Stellenbosch:

Les caractéristiques du CCP utilisé dans les deux applications de climatisation et de distillation sont présentées dans le [tableau B.4 \(Brooks Michal John, 2005\)](#).

Tableau B.4: Caractéristiques du CCP de l'université de Stellenbosch

L'ouverture du concentrateur (W)	1.5 m
Distance focale (F)	0.43 m
Facteur de concentration (C)	16.7
Angle d'ouverture (\emptyset)	82.2°
Diamètre extérieur de l'absorbeur (D_{ab2})	0.02858 m
Diamètre intérieur de l'absorbeur (D_{ab1})	0.02756 m
Diamètre extérieur de l'enveloppe du verre (D_{v2})	0.03628 m
Diamètre intérieur de l'enveloppe du verre (D_{v1})	0.03398 m
Conductivités thermiques de l'absorbeur (k_{ab})	389 W/mK
Conductivités thermiques de l'enveloppe du verre (k_v)	1.2 W/mK
Absorption du tube absorbeur (α_{ab})	0.88
Absorption de l'enveloppe du verre (α_v)	0.05
Transmittivité de l'enveloppe du verre (τ_v)	0.92
Facteur de transmittivité-absorptivité (ρ_0)	0.817
Capacité thermique de l'absorbeur (C_{ab})	380 J/kgK
Capacité thermique de l'enveloppe du verre (C_v)	750 J/kgK
Masse volumique de l'absorbeur (ρ_{ab})	8940 kg/m ³
Masse volumique de l'enveloppe du verre (ρ_v)	2500 kg/m ³
Emissivité de l'absorbeur (ϵ_{ab})	0.49
Emissivité de l'enveloppe du verre (ϵ_v)	0.85
Réflexion du réflecteur (ρ_0)	0.83
Facteur d'interception (ρ)	0.823



Fig.B.2: Image du CCP de l'université de Stellenbosch (Brooks Michal John, 2005)

Références bibliographiques

Références bibliographiques

- Adhik. R.S, Kumar. A, Sootha.G.D, 1995. Simulation studies on a multi-stage stacked tray solar still.,Solar Energy **54**, 317–325.
- Balghouthi Moncef, Bel Hadj Ali Abdessalem, Trabelsi Seif Eddine, Guizani Amenallah, 2014. Optical and thermal evaluations of a medium temperature parabolic trough solar collector used in a cooling installation. Ener. Conv. and Management **86**,1134-1146.
- Belghit.A, Belahmidi .M, Bennis.A, Boutaleb.B, Benet.S, 1997. Etude numérique d'un séchoir solaire fonctionnant en convection forcée. Rev Gén Therm **36**, 837-850.
- Boukelia Taqiy Eddine, Mecibah Mohamed-Salah, Meriche Imad Eddine, 2014. General models for estimation of the monthly mean daily diffuse solar radiation (Case study: Algeria). Energy Conversion and Management **81**, 211–219.
- Boukelia.T, Mecibah. M. S, 2013. Parabolic trough solar thermal power plant: Potential, and projects development in Algeria. Renewable and Sustainable Energy Reviews **21**, 288–97.
- Brooks Michal John, 2005. Performance of a parabolic trough solar collector. Thesis in Master of Science Degree in Engineering, University of Stellenbosch, South Africa.
- Capdrou. M, 1987. Atlas Solaire de l'Algérie, Modèles Théoriques et Expérimentaux. Volume1, Tome 2 ; Office des Publications Universitaires, Algérie.
- Cabrera.F.J, Fernandez-Garci. A, Silva. R.M.P, Perez-Garci. M, 2013. Use of parabolic trough solar collectors for solar refrigeration and air-conditioning applications. Renewable and Sustainable Energy Reviews **20**, 103-118.
- Centre National d'Etudes et de Recherches Intégrées du Bâtiment (CNERIB), 2007. Document Technique Réglementaire, DTR, C 3-4. Règles de calcul des apports calorifiques des bâtiments: Climatisation.
- Communay Pierre Henri, 2002. Héliothermique. Le gisement solaire: Méthodes et calcul. Edition du GRE, France.
- Duffie. J. A, Beckman W. A, 1991. Solar Engineering of Thermal Processes, 2nd ed.Madison: JohnWiley & Sons. New York.

- El Gharbi.N, Derbal.H, Bouaichaoui.S, Said.N, 2011. A comparative study between parabolic trough collector and linear Fresnel reflector technologies. *Energy Procedia* **6**, 565–572.
- Eltbaakh. Yousef A, Ruslan. M. H, Alghoul. M. A, Othman M.Y, Sopian.K, Razykov. T.M, 2012. Solar attenuation by aerosols: An overview. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* **16**, 4264– 4276.
- Fernandez-Garcia.A, Zarza.E, Valenzuela.L, Pérez.M, 2010. Parabolic-trough solar collectors and their applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* **14**, 1695-1721.
- Garcia-Valladares, O, Velazquez. N, 2009. Numerical simulation of parabolic trough collector: improvement using counter flow concentric circular heat exchangers. *International journal of heat and mass transfer* **52** (3/4), 597–609.
- Garcia-Rodriguez. Lourdes, Gmez-Camacho. Carlos, 2001. Exergy analysis of the SOL- 14 plant (Plataforma Solar de Almeria, Spain). *Desalination* **137**, 251-258.
- German Aerospace Center (DLR), 2007. Concentrating Solar Power for Seawater Desalination.
- Gnielinski.V, 2013. On heat transfer in tubes, *International Journal of Heat and Mass Transfer* **63**, 134–140.
- Guillaume Anies, 2011.Modélisation, simulation dynamique, validation expérimentale et optimisation énergétique d'une unité de rafraîchissement solaire par absorption. Thèse de doctorat en énergétique, L'Université de Pau et des Pays de l'Adour.
- Kasten.F,1996. The linke turbidity factor based on improved values of the integral rayleigh optical thickness. *Solar Energy* **56** (3), 239–244.
- Khedim Ahmed, Schwarzer Klemens, Faber Christian, Mtiller Christoph, 2004. Production décentralisée de l'eau potable à l'énergie solaire. *Desalination* **168**, 13-20.
- Kopp Joseph. E, 2009. Two-tank indirect thermal storage designs for solar parabolic trough power plants. Thesis in Master of Science Degree in Mechanical Engineering, University of Nevada, Las Vegas.
- Hatamipour. M. S, Mahiyar. H, Taheri. M, 2007. Evaluation of existing cooling systems for reducing cooling power consumption. *Energy and Buildings* **39**, 105-112.
- Louche. A, Peri. G, Iqbal. M,1986. An analysis of Linke turbidity factor, *Solar Energy* **37** (6), 393-396.
- Marif. Y, 2008. Contribution à l'amélioration du rendement d'un distillateur à film capillaire multi étage. Mémoire de magister en physique énergétique. U. K. M. Ouargla.

- Marif.Y, Benmoussa. H, Bouguettaia. H, Bechki. D, Belhadj. M. M, Boughali. S, 2010. Concentrateur cylindro-parabolique et ses applications dans le sud algérien. 1^{er}Séminaire International sur les Energies Nouvelles et Renouvelables, Ghardaïa
- Marif. Y, 2012. Partie1: distillateur solaire à étages multiples. Rapport de confirmation. Unité de recherche en énergies renouvelables en milieu saharien d'Adrar (URER/MS).
- Marif. Y, Zerrouki. M, Belhadj. M et Benmoussa. H, 2013a Etude de l'efficacité optique et thermique d'un concentrateur solaire cylindro-parabolique. *Revue des Energies Renouvelables* **16** (4), 679 – 689.
- Marif. Y, .Benhammou. M, Zerrouki. M, Belhadj. M, 2013b. Thermal performance of the outside and inside wall insulation in the existing building in the south of Algeria. *ISESCO Journal of Science and Technology* **9** (16), 53-59.
- Marif.Y, Benmoussa. H, Bouguettaia. H, Belhadj. M. M, Zerrouki. M, 2014. Numerical simulation of solar parabolic trough collector performance in the Algeria Saharan region. *Energy Conversion and Management* **85**, 521–529.
- Marif.Y, Benmoussa. H, Bouguettaia. H,Belhadj. M. M, Zerrouki. M, Ben Hammou. M, 2011. Simulation Numérique d'un Concentrateur Cylindro-Parabolique Dans Le Site d'Adrar. International Conference on Energy and Sustainable Development Adrar.
- MARIF Yacine, BENMOUSSA Hocine, BOUGUTTAIA Hamza, ZERROUKI Moussa, BELHADJ Mohamed Mustapha, 2014. Etude comparative entre les modes de poursuite solaire d'un concentrateur solaire cylindro-parabolique. Université Kasdi Merbah Ouargla, *Annales des Sciences Technologies (AST)* **6**(2), 94-102.
- Martinez. I, Almanza. R, 2007. Experimental and theoretical analysis of annular two-phase flow regimen in direct steam generation for a low-power system. *Solar Energy* **81**, 16–226.
- Mazloumi .M, Naghashzadegan .M, Javaherdeh .K, 2008. Simulation of solar lithium bromide-water absorption cooling system with parabolic trough collector. *Energy Conversion and Management* **49**, 2820–2832.
- Mefti.A, Bouroubi. M.Y et Khellaf.A, 1999. Analyse Critique du Modèle de l'Atlas Solaire de l'Algérie. *Rev. Energ. Ren.* Vol. **2**, 69-85.
- Mefti. A, Bouroubi. MY, Adane. A, 2003. Generation of hourly solar radiation for inclined surfaces using monthly mean sunshine duration in Algeria. *Energy Conversion and Management* **44**, 3125–3141.

- Mohamed. A. M. I, El-Minshawy. N. A, 2011. Theoretical investigation of solar humidification-dehumidification desalination system using parabolic trough concentrators. *Energy Conversion and Management* **52**, 3112–3119.
- Nidal H. Abu-Hamdeh, Khaled A. Alnefaie, Khalid H. Almitani, 2013. Design and performance characteristics of solar adsorption refrigeration system using parabolic trough collector: experimental and statistical optimization technique. *Energy Conversion and Management* **74**, 162–170.
- Osman. M.G, 1985. Performance analysis and load matching for tracking cylindrical parabolic collector for solar cooling in arid zones. *Energy Conversion and Management* **25**, 295–302
- Ouagued.M, Khellaf.A, Loukarfi.L, 2013. Estimation of the temperature, heat gain and heat loss by solar parabolic trough collector under Algerian climate using different thermal oils. *Energy Conversion and Management* **75**, 191–201.
- Padilla Ricardo.V, Demirkaya.G, Goswami.D.Yogi, Stefanakos.E, Muhammad M. Rahman, 2011. Heat transfer analysis of parabolic trough solar receiver. *Applied Energy* **88**, 5097-5110.
- Quoilin. S, 2007. *Les Centrales Solaires à Concentration*. Université de Liège.
- Rajaseenivasan. T, Kalidasa Murugavel. K, Elango. T, Samuel Hansen. R, 2013. A review of different methods to enhance the productivity of the multi-effect solar still. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* **17**, 248–259.
- Reicosky.D.C, Winkelman.L.J, Baker J.M and Baker.D.G, 1989. Accuracy of hourly air temperatures calculated from daily minima and maxima. *Agricultural and Forest Meteorology* **46**, 193-209.
- Soteris A.Kalogirou, 2004. Solar thermal collectors and applications. *Progress in Energy and Combustion Science* **30**, 231-295.
- Soteris .A. Kalogirou, 2012. A detailed thermal model of a parabolic trough collector receiver. *Energy* **48** (1), 298–306.
- Trabelsi.A, Masmoudi.M, 2011. An investigation of atmospheric turbidity over Kerkennah Island in Tunisia. *Atmospheric Research* **101**, 22–30.
- Tiwari.G.N, 2002. *Solar energy fundamentals, design, modelling and applications*. Alpha Science International Ltd. New Delhi, India.

- Tsilingiris.P.T, 2007. The influence of binary mixture thermo-physical properties in the analysis of heat transfer processes in solar distillation systems. *Solar Energy* **81**, 1482-1491
- Timothy A. Moss and Doug A. Brosseau, 2005. Final Test Results for the Schott HCE on a LS-2 Collector
- Underwood. C.P and Yik.F.W.H, 2004. *Modelling Methods for Energy in Buildings*. Blackwell Publishing Ltd
- Valenzuela. Loreto, Zarza. Eduardo, Berenguel. Manuel, Camacho. Eduardo F, 2005. Control concepts for direct steam generation in parabolic troughs. *Solar Energy* **78**, 301–311.
- Zhiyong .Wu, Shidong. Li, Guofeng .Yuan, Dongqiang. Lei, Zhifeng. Wang, 2014. Three-dimensional numerical study of heat transfer characteristics of parabolic trough receiver. *Applied Energy* **113**, 902–911.
- Zheng Hongfei , Zhang Xiaoyan, Zhang Jing, Wu Yuyuan, 2002. A group of improved heat and mass transfer correlations in solar stills. *Energy Conversion and Management* **43**, 2469–2478.
- Yaiche.M.R, Bouhanik.A, Bekkouche.S.M.A, Malek.A, Benouaz. T, 2014. Revised solar maps of Algeria based on sunshine duration. *Energy Conversion and Management* **82**, 114–123.
- Yacef.R, Mellit.A, Belaid.S, Sen.Z, 2014. New combined models for estimating daily global solar radiation from measured air temperature in semi-arid climates: Application in Ghardaïa, Algeria. *Energy Conversion and Management* **79**, 606–615.
- Ya-Ling. He, Jie. Xiao, Ze-Dong. Cheng, Yu-Bing. Tao, 2011. A MCRT and FVM coupled simulation method for energy conversion process in parabolic trough solar collector. *Renewable Energy* **36**, 976-985
- <http://www.celsius-process.com>, 2014.