



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



Mémoire

Présenté Pour l'obtention du diplôme de :
MASTER EN ENERGIES RENOUVELABLES
Option : CONVERSION THERMIQUE

Thème :

**Etude d'une machine à absorption
couplée à un concentrateur
cylindro-parabolique**

Par

Melle Meghdouri Fatiha

Soutenu le 02/10/2017 devant le jury compose de :

Pr. MERZOUK Mustapha	Professeur à Université de Blida1	Président
Dr. MEHALAINE Koussaila	Maitre-assistant B à Université de Blida1	Examineur
Mr. KACI Karim	Maitre-assistant B à Université de Blida1	Examineur
Mr. SAID Noureddine	Chercheur à CDER	Promoteur

REMERCIEMENTS

Ce travail a été réalisé dans le cadre de la préparation d'un mémoire de master en Energies Renouvelables, option Conversion Thermique au Département des Energies Renouvelables de l'université Saad Dahlab de Blida 1, sous la direction du Mr. Said. Noureddine, que je remercie vivement pour toute l'aide qu'il m'a apportée durant toute la durée de préparation du présent mémoire. Tout comme je remercie l'ensemble du personnel du Laboratoire de Recherche de notre département des Energies Renouvelables. Mes plus vifs remerciements vont au Pr. Merzouk Mustapha pour m'avoir fait l'honneur de présider le jurée de soutenance du présent mémoire. Le remercie vivement Dr. Mehalaine Koussaila et Mr. Kaci Karim pour l'honneur qu'ils m'ont fait en participant au jury en qualité d'examineurs. Je veux remercier encore une autre fois le promoteur Mr. Said. Noureddine

Dédicace

Je tiens au début et à la fin de ce travail à remercier DIEU le tout puissant de m'avoir donné la foi, de m'avoir donné le courage et la patience, de m'avoir permis pour accomplir ce travail et d'en arriver là, de m'avoir aidé tout au long de mes années d'étude.

À ma Mère,

« Tu m'as donné la vie, la tendance et le courage pour réussir.

Tout ce que je peux t'offrir ne pourra exprimer l'amour et la

Reconnaissance que je te porte.

En témoignage, je t'offre ce modeste travail pour te remercier pour

Tes sacrifices et pour l'affection dont tu m'as toujours entourée. »

À mon Père,

« L'épaule solide, l'œil attentif compréhensif et la personne la plus

Digne de mon estime et de mon respect.

Aucune dédicace ne saurait exprimer mes sentiments, que Dieu te

Préserve et te procure santé et longue vie. »

À mes très chères sœurs Meghdouri Chahinez, Zouak Siham

À mon très cher frère Meghdouri Billel

À mes très chères amies : Youcef Naitmohamed, Ouanfoufi Sonia ,Bettaher Mohammed

À toute ma famille Meghdouri et Bouhenni

À tous mes camarades de la promotion 2017 pour les bons moments passés ensemble.

Résumé

La réfrigération solaire permet d'économiser certainement une quantité substantielle de la consommation d'énergie primaire. Cela réduit la production de dioxyde de carbone et les pics de consommation d'électricité en été, qui est un avantage important pour l'environnement et l'économie nationale. Les systèmes de réfrigération par absorption utilisant le couple

Eau –ammoniac deviennent aujourd'hui une solution alternative pour la production de froid par voie solaire. Ces systèmes présentent des performances appréciables et réduisent les émissions de gaz à effet de serre. Le but de ce projet est l'étude des performances d'une machine à absorption couplée avec concentrateur Cylindro-parabolique. Cette solution à faible impact environnementale utilise l'énergie gratuit du soleil pour répondre aux besoins en froid solaire, de manière continue, même en absence du soleil et de trouver une solution technique permettant à la fois de répondre aux exigences et être rentable.

Nous avons effectué une étude du système solaire qui évalue le comportement du système proposé pendant des journées caractéristiques dans l'année. Ensuite, nous avons étudié l'influence de quelques grandeurs physiques sur les performances de ce système notamment l'effet des températures de fonctionnement puis l'effet de l'efficacité de l'échangeur récupérateur sur le COP de la machine.

La simulation de la machine, nous montre que le concentrateur peut délivrer les températures désirées dans le générateur, ce qui assure le bon fonctionnement de la machine.

Abstract:

Solar refrigeration saves a substantial amount of the primary energy consumption. This reduces the production of carbon dioxide and peaks in electricity consumption in summer, which is an important advantage for the environment and the national economy. But when it comes to benefiting, the situation is not so encouraging.

Absorption refrigeration systems using the water-ammonia couple are now an alternative solution for solar cooling. These systems have performance that reduces greenhouse gas emissions. The aim of this project is to study the performance of a coupled absorption machine with a cylindrical parabolic concentrator. This low environmental impact solution uses the free energy of the sun to meet solar cooling needs on an ongoing basis, lack of sunlight and finding a technical solution to both meet the requirements and be profitable.

We carried out a study of the solar system which evaluated the behavior during characteristic days during the year. We then studied the influence of some physical quantities on the performance of this system, in particular the effect of operating temperatures and then the effect of the efficiency of the heat exchanger on the COP systems.

The simulation of the machine shows us that the concentrator can ensure the desired temperatures in the generator, which ensures the correct operation of the machine.

ملخص

يوفر التبريد الشمسي كمية كبيرة من استهلاك الطاقة الأولية، وهذا يقلل من إنتاج ثاني أكسيد الكربون وقمم استهلاك الكهرباء في الصيف، وهو ميزة هامة للبيئة و لبيئة. أنظمة التبريد امتصاص باستخدام الماء و الامونيا.

وتعتبر الامونيا اليوم حلا بديلا لإنتاج البرد بواسطة الصوت الشمسي وتوفر هذه النظم أداء كبيرا وتقلل من انبعاثات غازات الدفيئة. والهدف من هذا المشروع هو دراسة أداء آلة امتصاص إلى جانب مكثف سيليندرو مكافئ. هذا الحل البيئي المنخفض تأثير يستخدم الطاقة الحرة للشمس لتلبية احتياجات التبريد بالطاقة الشمسية، بشكل مستمر حتى في غياب الشمس. وإيجاد حل تقني لتلبية كل من المتطلبات وتكون مربحة.

أجرينا دراسة للنظام الشمسي الذي يقيم سلوك النظام المقترح خلال الأيام المميزة خلال السنة. ثم درسنا تأثير بعض الكميات الفيزيائية على أداء هذا النظام، ولا سيما تأثير درجات حرارة التشغيل ومن ثم تأثير كفاءة المبادل الحراري على مؤتمر الأطراف للآلة.

محاكاة آلة تبين لنا أن المكثف يمكن أن يحقق درجات الحرارة المطلوبة في المولد، مما يضمن التشغيل الصحيح للجهاز.

Nomenclature :

A_0 : Est la surface d'ouverture du collecteur , [m²].

A_r : Est la surface de l'absorbance, [m²].

A_p : La surface de l'enveloppe de verre, [m²].

A_c : La surface de concentrateur cylindro-parabolique, [m²].

A_t : Surface totale de la parabole , [m²].

C_p : Est la capacité thermique de fluide, [J.Kg⁻¹. K⁻¹]

Cop : Coefficient de performance.

$D_{a,i}$: Diamètre intérieur du tube absorbeur, [m].

$D_{a,e}$: Diamètre extérieur du tube absorbeur, [m].

D_p : Diamètre extérieur d'enveloppe de verre, [m].

Eff : Efficacité de l'échangeur.

F_0 : Facteur d'ombre.

F : la distance focale, [m].

F_r : Facteur de conductance.

F' : Efficacité de l'absorbeur.

F_R : Le facteur de circulation.

h_w : Le coefficient d'échange par convection entre l'enveloppe en verre et l'environnement. [W.m⁻². k⁻¹].

$h_{r,c-a}$: Le coefficient de transfert par rayonnement enveloppe du verre-environnement, [W.m⁻². k⁻¹].

$h_{r,r-c}$: Le coefficient de transfert par rayonnement entre l'absorbeur et l'enveloppe en verre, [W.m⁻². k⁻¹].

h_{fi} : Est le coefficient de transfert par convection du fluide caloporteur, [W.m⁻². K⁻¹].

h : Enthalpie, [KJ/Kg].

I_b : Est le éclairement t solaire direct , [W.m⁻²].

K :Est le conductivité thermique de l'absorbeur,[W.m⁻¹. k⁻¹].

M : Masse de fluide de stockage.

\dot{m} : Débit massique, [Kg/s].

P : Pression, [Pa].

Q : Quantité de chaleur, [KJ].

\dot{Q}_{abs} : Eclairement solaire absorbé.

\dot{Q}_p : Puissance thermique cédée à l'environnement, [w/m^2].

\dot{Q}_u : Puissance thermique utile récupérée par le fluide caloporteur, [w/m^2].

Re : Est le nombre de Reynolds.

TSV : Temps solaire vrai.

T_p : Est la température de l'enveloppe de verre, [K].

T_{amb} : Est la température ambiante, [K].

T_{fe} : Est la température d'entrée de fluide, [K].

T_{fs} : Est la température de sortie de fluide, [K].

T_s : est la température moyenne de stockage, [K].

T_r : Est la température de l'absorbeur, [K].

U_l : Le coefficient des pertes thermiques, [$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{k}^{-1}$]

Δh : Est le changement d'enthalpie spécifique.

W_p : Travail de la pompe, [W].

W : Largueur du concentrateur (réflecteur), [m].

x : concentration.

Lettres grecques

δ : La déclinaison solaire.

ρ : Réflectivité de réflecteur.

$(\tau\alpha)_{\text{eff}}$: Produit effectif de transmittivité du tube pyrex et l'absorptivité du tube absorbeur.

Γ : Facteur d'interception.

σ : Est la constante de Stephan ($\sigma = 5.66897 \cdot 10^{-8} \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{k}^{-4}$)

ε_p : Est l'émissivité de l'enveloppe de verre.

ε_r : Est l'émissivité de l'absorbeur.

Liste Des Figures

Figure 1.1: Organigramme des différentes technologies de production de froid a partir de L'énergie solaire.....	6
Figure 1.2 : système frigorifique à absorption.....	8
Figure 1.3 : système frigorifique à adsorption.....	9
Figure 1.4 : système frigorifique à dessiccation.....	10
Figure 1.5 : Ferdinand carré de (1859 1860).....	10
Figure 1.6 : le premier réfrigérateur à absorption, en utilisant l'eau et de l'acide sulfurique	10
Figure 1.7: Marche mondiale de la climatisation (en volume) en 2000.....	14
Figure 1.8: Répartition des principales technologies de rafraîchissement solaire utilisées. ...	14
Figure 1.9: Répartition des différentes technologies de capteurs solaire Thermique utilisées.	15
Figure 1.10 : Répartition des types de capteurs couplés au procédé à l'absorption.....	15
Figure 2.1 : Variation saisonnière du rayonnement solaire.....	19
Figure 2.2: La déclinaison du soleil.....	20
Figure 2.3: Coordonnées horaires.....	21
Figure 2.4 : représente un concentrateur cylindro-parabolique.....	22
Figure 2.5 : Schémas de tube absorbeur de concentrateur cylindro-parabolique.....	23
Figure 2.6 : Perte géométrique à l'extrémité du concentrateur cylindro-parabolique.....	24
Figure 2.7 : Echanges thermiques autour de l'absorbeur.....	25
Figure 2.8 : Schéma descriptive du système solaire.....	28
Figure 2.9: la distribution de température du fluide dans le réservoir de stockage.....	30
Figure 2.10: Schéma du cycle à absorption à simple étage.....	31
Figure 3.1: Page de démarrage du logiciel.....	39

Le site de Blida

Figure 3.2: Distribution de l'Eclairement pour une journée 355.....	40
Figure 3.3 : Effet sur la Température de sortie pour une journée 355.....	40
Figure 3.4 : représente la puissance utile en fonction de TSV pour une journée 355.....	40
Figure 3.5: Distribution de l'Eclairement pour une journée 20.....	41
Figure 3.6: Effet sur la Température de sortie pour une journée 20.....	41

Figure 3.7: représente la puissance utile en fonction de TSV pour une journée 20.....	41
Figure 3.8: Distribution de l'Eclairement pour une journée 80.....	42
Figure 3.9: Effet sur la Température de sortie pour une journée 80.	42
Figure 3.10: représente la puissance utile en fonction de TSV pour une journée 80.....	42
Figure 3.11: Distribution de l'Eclairement pour une journée 172.....	43
Figure 3.12: Effet sur la Température de sortie pour une journée 172.	43
Figure 3.13: représente la puissance utile en fonction de TSV pour une journée 172.....	43
Figure 3.14: Distribution de l'Eclairement pour une journée 198.....	43
Figure 3.15: Effet sur la Température de sortie pour une journée 198	44
Figure 3.16: représente la puissance utile en fonction de TSV pour une journée 198.....	44
Figure 3.17: Distribution de l'Eclairement pour une journée 227.....	44
Figure 3.18: Effet sur la Température de sortie pour une journée 227.....	44
Figure 3.19: représente la puissance utile en fonction de TSV pour une journée 227.....	44
Figure 3.20: Distribution de l'Eclairement pour une journée 264.....	45
Figure 3.21: Effet sur la Température de sortie pour une journée 264.	45
Figure 3.22: représente la puissance utile en fonction de TSV pour une journée 264.....	45

Le site de Tamanrasset

Figure 3.23: Distribution de l'Eclairement pour une journée 355.....	46
Figure 3.24 : Effet sur la Température de sortie pour une journée 355.....	46
Figure 3.25 : représente la puissance utile en fonction de TSV pour une journée 355.....	46
Figure 3.26: Distribution de l'Eclairement pour une journée 20.....	47
Figure 3.27: Effet sur la Température de sortie pour une journée 20	47
Figure 3.28: représente la puissance utile en fonction de TSV pour une journée 20.....	47
Figure 3.29: Distribution de l'Eclairement pour une journée 80.....	48
Figure 3.30: Effet sur la Température de sortie pour une journée 80.	48
Figure 3.31: représente la puissance utile en fonction de TSV pour une journée 80.....	48
Figure 3.32: Distribution de l'Eclairement pour une journée 172.....	49
Figure 3.33: Effet sur la Température de sortie pour une journée 172.....	49
Figure 3.34: représente la puissance utile en fonction de TSV pour une journée 172.....	49

Figure 3.35: Distribution de l'Eclairement pour une journée 198.....	49
Figure 3.36: Effet sur la Température de sortie pour une journée 198.....	50
Figure 3.37: représente la puissance utile en fonction de TSV pour une journée 198.....	50
Figure 3.38: Distribution de l'Eclairement pour une journée 227.....	50
Figure 3.39: Effet sur la Température de sortie pour une journée 227.	50
Figure 3.40: représente la puissance utile en fonction de TSV pour une journée 227.....	50
Figure 3.41: Distribution de l'Eclairement pour une journée 264.....	51
Figure 3.42: Effet sur la Température de sortie pour une journée 264.	51
Figure 3.43: représente la puissance utile en fonction de TSV pour une journée 264.....	51

Le site de Bechar

Figure 3.44: Distribution de l'Eclairement pour une journée 355.....	52
Figure 3.45 : Effet sur la Température de sortie pour une journée 355.....	52
Figure 3.46 : représente la puissance utile en fonction de TSV pour une journée 355.....	52
Figure 3.47: Distribution de l'Eclairement pour une journée 20.....	53
Figure 3.48: Effet sur la Température de sortie pour une journée 20	53
Figure 3.49: représente la puissance utile en fonction de TSV pour une journée 20.....	53
Figure 3.50: Distribution de l'Eclairement pour une journée 80.....	54
Figure 3.51: Effet sur la Température de sortie pour une journée 80.	54
Figure 3.52: représente la puissance utile en fonction de TSV pour une journée 80.....	54
Figure 3.53: Distribution de l'Eclairement pour une journée 172.....	55
Figure 3.54: Effet sur la Température de sortie pour une journée 172.....	55
Figure 3.55: représente la puissance utile en fonction de TSV pour une journée 172.....	55
Figure 3.56: Distribution de l'Eclairement pour une journée 198.....	55
Figure 3.57: Effet sur la Température de sortie pour une journée 198	56
Figure 3.58: représente la puissance utile en fonction de TSV pour une journée 198.....	56
Figure 3.59: Distribution de l'Eclairement pour une journée 227.....	56
Figure 3.60: Effet sur la Température de sortie pour une journée 227.	56
Figure 3.61: représente la puissance utile en fonction de TSV pour une journée 227.....	56
Figure 3.62: Distribution de l'Eclairement pour une journée 264.....	58

Figure 3.63: Effet sur la Température de sortie pour une journée 264.	58
Figure 3.64: représente la puissance utile en fonction de TSV pour une journée 264.....	58
Figure 4.1: Page de démarrage du logiciel.	61
Figure 4.2 : Interface du programme de simulation sur ESS	62
Figure 4.3 : L'influence de l'efficacité de l'échangeur sur la puissance de générateur.....	62
Figure 4.4 : Variation du coefficient de performance en fonction de l'efficacité de l'échangeur	63
Figure4.5 : Variation du coefficient de performance en fonction de la température du condenseur.....	63
Figure 4.6: Variation du coefficient de performance en fonction de la température l'absorbeur.....	64
Figure 4.7: Variation du coefficient de performance en fonction de la température de l'évaporateur.....	64

Liste des Tableaux

Tableau 1.1 : système de réfrigération solaire	7
-------------------------------------------------------------	---

Remerciements	
Dédicaces	
Résumé	
Nomenclature	
Liste des figures	
Liste des tableaux	
Introduction Générale	2

Chapitre I :

Généralités sur la réfrigération thermique solaire

Introduction	5
I.1)-Les différentes technologies de production de froid solaire	5
I.2)- Les Technologies utilisée dans la production de froid solaire	6
I.2.1)- Techniques basées sur l'emploi de l'électricité	6
I.2.2)- Utilisation des capteurs solaires thermiques	7
I.2.2.1)- Techniques basées sur un processus thermomécanique	7
I.2.3)- Techniques basées sur la sorption d'un gaz et les systèmes à dessiccation	7
I.2.3.1)- Le cycle à absorption.....	8
I.2.3.2)- Le cycle à adsorption	9
I.2.3.3)- Les systèmes à dessiccation	9
1.3)-Présentation et historique.....	10
1.4)- Etat de l'art des machines à absorption solaires.....	11
1.5)- Marché du froid solaire dans le monde et en Algérie	14
1.5.1)- Existence du marché	14
1.6)-Perspectives du Froid Thermique Solaire	15
Conclusion.....	16

Chapitre II :

Modélisation théorique du couplage d'un concentrateur cylindro-parabolique a une machine à absorption eau ammoniac

Introduction	18
II .1)-L'éclairement solaire	18
II .1.1)-Estimation de l'éclairement solaire	18
II .2)-Astronomie solaire	19
II .2.1)-Mouvement du Globe terrestre	19
II .2.2)-Les coordonnées astronomiques	19
II .2.3)-Les coordonnées horaires.....	20
II .2.4)-Les coordonnées azimutales	21
II.3)-Les concentrateurs cylindro paraboliques	22
II .3.1)-Description du concentrateur cylindro -parabolique	22
II .3.2)-Les composants	22
II .3.2.1)-Les réflecteurs parabolique	22
II .3.2.2)-Le récepteur (absorbeur)	22
II .3.2.3)- Le fluide caloporteur HTF	23
II .4)-Analyse optique et thermique de concentrateur cylindro–parabolique	23
II.4.1)- Les pertes optiques de collecteur cylindro-parabolique	23
II.4.1.1)- Taux de Concentration	23
II.4.1.2)- Rendement Optique	24
II.4.1.3)- Les pertes géométriques du concentrateur cylindro-parabolique	24
II.4.2)- Analyse thermique de concentrateur cylindro parabolique	25
II.4.2.1)-Hypothèses.....	25
II.4.2.2)- Echange thermique entre l'enveloppe en verre et l'environnement	25
II.4.2.3)-Echanges thermiques entre l'absorbeur et le tube enveloppe	26
II.4.2.4)-Calcule de la puissance utile	26
II.4.2.5)-Calcul de la température de sortie de fluide caloporteur	28
II .5)-Système solaire à étudier	28
II .5.1)- la cuve de stockage	29
II.6)-Modélisation de la machine à absorption	31

II .6.1)-Hypothèses	31
II .6.2)-Bilan de masse et d'énergie pour chaque composant	33
II .6.2.1)-Le générateur	33
II .6.2.2)-Rectifieur	33
II .6.2.3)-Le condenseur	34
II .6.2.4)-le détenteur	34
II .6.2.5)-L'évaporateur	35
II .6.2.6)-L'absorbeur	35
II .6.2.7)-La pompe de solution	36
II .6.2.8)-L'échangeur de solution	36
II .6.2.9)-Coefficient de performance	37
II .6.2.10)-Facteur de circulation	37
Conclusion.....	37

Chapitre III :

Résultats de modélisation et analyse

Partie I : Simulation numérique

Introduction	39
III.1)- Présentation du logiciel « Matlab/Simulink »	39
III.2)- Évaluation d'éclairement direct et l'effet sur les températures de sortie et les puissances utiles pour les journées caractéristiques	40
III.2.1)- Le site de Blida	40
III.2.1.1)- Cas de la journée du 21 décembre	40
III.2.1.2)-Cas de la journée du 20 janvier.....	41
III.2.1.3)-Cas de la journée du 21 mars	42
III.2.1.4)-Cas de la journée du 21 juin	43
III.2.1.5)-Cas e la journée du 17 juillet	43
III.2.1.6)-Cas de la journée du 15 aout.....	44
III.2.1.7)-Cas de la journée du 21 septembre	45
III.2.2)- Le site de Tamanrasset	46
III.2.2.1)-Cas de la journée du 21 décembre	46
III.2.2.2)- Cas de la journée du 20 janvier.....	47
III.2.1.3)-Cas de la journée du 21 mars	48

III.2.2.4)- Cas de la journée du 21 juin	49
III.2.2.5)- Cas de la journée du 17 juillet	49
III.2.2.6)- Cas de la journée du 15 aout	50
III.2.2.7)- Cas de la journée du 21 septembre	51
III.2.3)- Le site de Bechar	52
III.2.3.1)-Cas de la journée du 21 décembre	52
III.2.3.2)-Cas de la journée du 20janvier.....	53
III.2.3.3)-Cas de la journée du 21 mars	54
III.2.3.4)- Cas de la journée du 21 juin	55
III.2.3.5)- Cas de la journée du 17 juillet	55
III.2.3.6)- Cas de la journée du 15 aout.....	56
III.2.3.7)- Cas de la journée du 21 septembre	57
Conclusion.....	58

Partie II : Analyse paramétrique des performances.

Introduction	59
IV.1)- Description du système frigorifique à absorption alimenté par énergie solaire étudié	59
IV.2)- Présentation du logiciel de travail (EES).....	61
IV.3)-Etude paramétrique de la machine à absorption	61
IV.4)-Discussion des résultats	65
Conclusion	66
Conclusion Générale	68
Référence bibliographique	69
Annexe A	73
Annexe B	74
Annexe C	75
Annexe D	76

Introduction générale

Introduction générale :

La recherche de meilleures conditions de vie et de confort a conduit l'homme à une intensification de consommation de l'énergie sous ses différentes formes (pétrole, gaz, charbon, électricité, etc.). Cette tendance a engendré des effets néfastes pour la planète tels que la pollution de l'atmosphère, l'effet de serre, la désertification, la fonte des glaciers, la perforation de la couche d'ozone, etc.

Les 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. L'industrie de la réfrigération et du conditionnement d'air s'est trouvée parmi les plus durement concernées par cet accord. [1]

Dans les années 1970, la réfrigération solaire a reçu un grand intérêt, lorsque le monde a souffert de la crise pétrolière, qui avait été initiée par les membres arabes de l'OPEP. Il y avait de nombreux projets de développement ou de démonstration des technologies de réfrigération solaire. Les technologies de réfrigération solaire ont l'avantage de supprimer la majorité des effets négatifs des machines frigorifiques traditionnelles. De plus, le quasi coïncidence entre les pics de besoins frigorifiques et le rayonnement solaire disponible constitue un autre point positif à verser au compte de la réfrigération solaire. [2]

La situation géographique de l'Algérie favorise le développement et l'épanouissement de l'utilisation de l'énergie solaire. En effet, vu l'importance de l'intensité du rayonnement reçu ainsi que la durée de l'ensoleillement qui dépasse les dix heures par jour pendant plusieurs mois, notre pays peut couvrir certains de ses besoins par énergie solaire, ces avantages pourraient être profitables dans les régions les plus reculées surtout dans les applications de la climatisation ou la consommation de produits est très importante.

Notre pays s'est engagé dans de grands projets de promotion immobilière. [1]

Il est donc clair que la demande en confort thermique va augmenter en conséquence et constituera une charge supplémentaire sur le réseau énergétique actuel déjà en difficulté surtout en périodes caniculaires. La prise en compte de la spécificité de notre climat et l'intégration des technologies solaires aux projets permettront de réduire les charges en matière de confort thermique.

La réfrigération solaire permet d'économiser certainement une quantité substantielle de la consommation d'énergie primaire. Cela réduit la production de dioxyde de carbone et les pics de consommation d'électricité en été puisque, la charge électrique maximale annuelle de pointe est souvent enregistrée dans la matinée, plus précisément vers midi.

La croissance de cette demande, en particulier dans les régions chaudes, est un avantage important pour l'environnement et l'économie nationale. Mais quand il s'agit de bénéfice financier, la situation est bien différente. Toutefois, l'essor que connaît le développement des technologies solaires et la manière de les intégrer au réseau conventionnel sont prometteuses.

Notre travail consiste à étudier un couplage d'un concentrateur cylindro-parabolique et un machine à absorption à simple effet, le but est d'évaluer le comportement de cette machine par une étude de performance pendant des journées caractéristiques dans l'année. Ensuite on recherche une solution permettant de la production du froid solaire de manière continue, même en absence du soleil.

Le présent document est constitué des parties suivantes:

Le premier chapitre est consacré à présenter les différentes techniques utilisant l'énergie solaire pour la production de froid, ensuite une présentation de l'état de l'art dans le domaine de la réfrigération solaire, suivi par un contexte général sur les perspectives et le marché du froid solaire dans le monde.

Le deuxième chapitre donne un rappel sur les méthodes d'exploitation de l'énergie solaire afin de déterminer l'éclairement direct, et présente le principe de fonctionnement du concentrateur cylindro parabolique. Il porte aussi sur la modélisation du système solaire et la machine à absorption.

Le troisième chapitre est divisé en deux parties, la première traite de l'étude de performance du système solaire pendant les journées caractéristiques et l'influence de l'éclairement direct sur la température de sortie et la puissance utile pour assurer une puissance importante et constante pour le bon fonctionnement du groupe frigorifique à absorption.

La deuxième partie comprend une étude paramétrique décrivant les différents paramètres qui influencent sur les performances de la machine à absorption,

Enfin, une conclusion générale expose le bilan du travail réalisé dans ce manuscrit.

Chapitre I :
Généralités sur la
réfrigération
thermique solaire

Introduction

Le froid est le terme utilisé pour désigner un manque relatif de chaleur, cependant, dans un sens plus large, c'est un moyen de conserver des aliments ou des produits pouvant être altérés et détruits par la chaleur.[3] La réfrigération consiste au maintien artificiel d'un produit en dessous de sa température ambiante à une température optimum pour sa conservation. Pratiquement, la production à absorption nécessite en général des températures de source chaude supérieures à 90°C, et de la température minimale en réfrigération est de 0°C [4].

La possibilité de production de froid à partir de l'énergie solaire a été initiée par les développements technologiques dans la filière solaire. Les recherches dans ce domaine sont motivées par les besoins de climatisation pour le confort thermique [5]. L'équipement frigorifique fait aujourd'hui partie de la vie quotidienne, de par ses nombreuses applications qui vont de la conservation des produits alimentaires, pharmaceutiques et autres à la climatisation [6].

Notre système de réfrigération solaire est formé d'une machine produisant le froid, d'un système solaire (composé d'un concentrateur cylindro-parabolique et d'un dispositif de stockage). Dans le paragraphe présent, nous allons d'abord présenter tous les procédés permettant de produire du froid à partir de l'énergie solaire, et particulièrement sur les procédés commercialement disponibles, à savoir les systèmes à absorption, à adsorption et à dessiccation.

I.1)-Les différentes technologies de production de froid solaire :

Il existe plusieurs voies d'utilisation de l'énergie solaire pour produire du froid. La première est basée sur l'emploi de l'électricité, la deuxième sur l'utilisation d'un procédé thermomécanique, enfin la troisième sur des cycles basés sur la sorption d'un gaz. Toutes les techniques utilisées sont listées dans (la figure I.1), en vert les technologies actuellement en test à l'échelle réelle, et en bleu les technologies commercialement disponibles. [7]

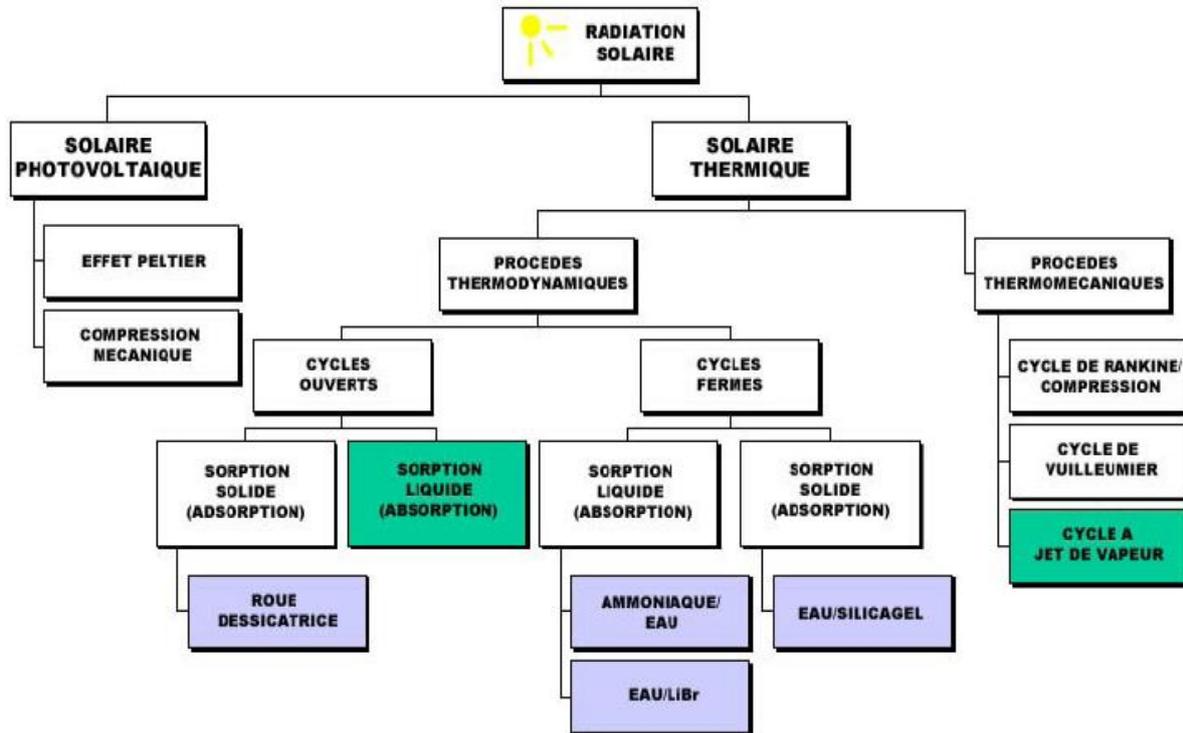


Figure 1.1: Organigramme des différentes technologies de production de froid à partir de l'énergie solaire. [7]

I.2)- Les Technologies utilisées dans la production de froid solaire :

I.2.1)- Techniques basées sur l'emploi de l'électricité :

Les technologies de production de froid solaire peuvent être des systèmes frigorifiques qui se basent sur l'utilisation de l'électricité. Dans ces cas, l'énergie solaire est transformée en électricité grâce à des capteurs photovoltaïques puis est utilisée dans les systèmes. Il existe deux systèmes :

➤ Les systèmes à compression de vapeur :

On utilise une machine frigorifique classique à compression alimentée par un générateur d'électricité photovoltaïque. En l'absence d'onduleur, l'entraînement du compresseur doit être assuré par un moteur à courant continu plus coûteux. Un onduleur, surtout de faible puissance, a cependant toujours un rendement médiocre, 70 à 80% dans les meilleurs cas. [8]

➤ Les systèmes à effet thermoélectrique (effet Peltier):

L'effet Peltier, est un phénomène physique de déplacement de la chaleur en présence d'un courant électrique parcourant deux matériaux conducteurs de natures différentes en contact. Ce système n'offre pas une forte puissance et donc est rarement envisageable.

L'inconvénient de ces deux systèmes est :

- un faible rendement nominal.
- un coût important. [9]

Chapitre I : Généralités sur la réfrigération thermique solaire

I.2.2)- Utilisation des capteurs solaires thermiques :

I.2.2.1)- Techniques basées sur un processus thermomécanique [10] :

- ❖ **Le cycle de Rankine :** On produit de l'électricité à l'aide d'une turbine actionnée par un fluide en mouvement. Cette électricité peut être utilisée dans un cycle classique à compression.
- ❖ **Le cycle à jet de vapeur :** La chaleur est utilisée pour produire un jet de vapeur à très grande vitesse. Ce jet provoque dans son entourage un vide puissant qui permet de vaporiser de l'eau à faible température dans l'évaporateur et de refroidir l'ambiance. La vapeur ainsi créée rejoint ensuite le flux primaire « moteur » et est refroidie dans le condenseur. Ces deux techniques sont au stade de recherche pour être utilisées avec l'énergie solaire

I.2.3)- Techniques basées sur la sorption d'un gaz et les systèmes à dessiccation:

La sorption est le phénomène physique par lequel une substance se fixe, ou est incorporée dans une autre substance, qui est dans un état physique différent. Il est à distinguer entre les systèmes de sorption ouverts et fermés. Les processus fermés comportent des refroidisseurs à absorption ou à adsorption. Les champs d'application des systèmes fermés sont la production d'eau froide, qui est utilisée pour les stations de ventilation centralisée (déshumidification) ou dans la climatisation décentralisée, c'est-à-dire la climatisation résidentielle. Les systèmes de réfrigération évaporative et dessiccant sont basés sur les cycles ouverts. Dans ce cas, l'air est directement conditionné c'est-à-dire refroidi et déshumidifié [11].

Tableau 1.1 : système de réfrigération solaire.

² Méthode	Cycle fermé		Cycle ouvert
Cycle réfrigérant	Cycle de réfrigération fermé		Le réfrigérant (l'eau) est en contact avec l'atmosphère
Principe	Eau froide		Déshumidification d'air et réfrigération évaporative
Sorption	Solide	Liquide	Solide
Couple binaire	Eau/silica gel	Eau/bromure de lithium NH ₃ /eau	Eau /silica gel, eau/chlorure de lithium
Technologie de marché	Machine à adsorption	Machine à absorption	Réfrigération par dessiccation
Puissance de réfrigération (kW froid)	50-430kw	15kw-5MW	20-350kw (par module)
COP	0.5-0.75	0.6-0.75 (simple effet)	0.5->1
Température de fct	60-90°C	80-110°C	45-95°C
Capteur solaire	Capteurs à tubes sous vide, plans	Capteur à tube sous vide	Capteurs plans, à air

I.2.3.1)- Le cycle à absorption :

Le cycle à absorption est un exemple de cycle tritherme. Les principaux composants sont les mêmes pour une machines à compression, condenseur, détendeur, évaporateur.

Le compresseur est par contre remplacé par l'ensemble de composants constitué d'un absorbeur, d'une pompe et d'un bouilleur, comme présenté dans la figure 1.2.

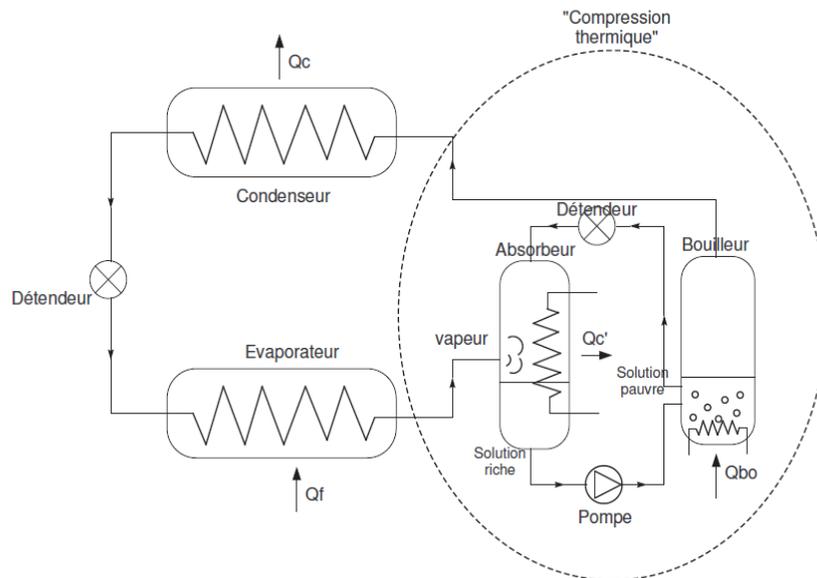


Figure 1.2 : système frigorifique à absorption.

Le fonctionnement de ce "compresseur thermique" peut être décrit de la manière suivante :

1. Le réfrigérant à l'état vapeur à la sortie de l'évaporateur est envoyé dans l'absorbeur où il est absorbé partiellement par le liquide. Ceci est un processus exothermique, il faut donc extraire de la chaleur de l'absorbeur.
2. Une solution riche en réfrigérant est alors pompée de l'absorbeur vers le bouilleur (on passe alors de la basse pression à la haute pression, avec une consommation électrique très inférieure à ce que l'on aurait avec un compresseur).
3. La solution est chauffée par une source de chaleur à haute température afin de désorber le réfrigérant de la solution (phénomène endothermique). Les vapeurs libérées sont alors entraînées vers le condenseur.

Ce cycle met en œuvre au moins 3 sources de chaleur. Une source de chaleur supplémentaire à haute température est en effet nécessaire au niveau du bouilleur afin de désorber le frigorigène contenu dans la solution [12].

Les puissances frigorifiques des machines à absorption sont généralement de l'ordre de plusieurs centaines de kW. Elles sont généralement alimentées par un réseau de chaleur, de la chaleur résiduelle ou une cogénération. La température de la source chaude est généralement au dessus de 80°C pour des machines à simple effet, avec un COP entre 0,6 et 0,8. [13]

Chapitre I : Généralités sur la réfrigération thermique solaire

I.2.3.2)- Le cycle à adsorption :

Le cycle à adsorption est un autre exemple de cycle tritherme. On utilise cette fois la capacité qu'ont certains solides de fixer des molécules de vapeur à leur surface sans modifier leur nature chimique. On parle alors d'adsorption.

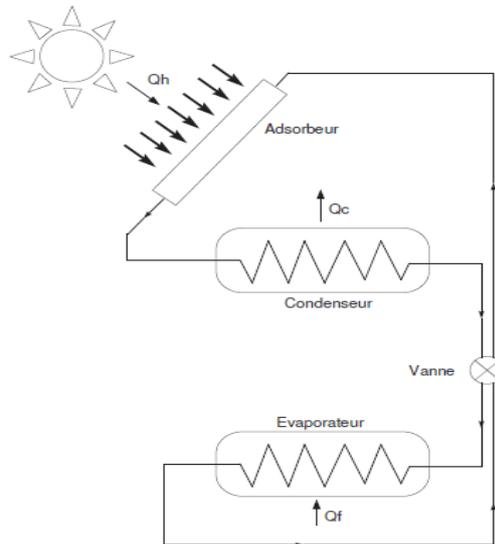


Figure 1.3 : système frigorifique à adsorption.

La figure 1.3 présente une machine frigorifique utilisant le rayonnement solaire comme troisième source de chaleur (gratuite). Ce cycle fermé est donc par nature un cycle intermittent, se décomposant en deux phases distinctes :

Phase 1 : Durant la période d'ensoleillement (le jour), les vapeurs du fluide (par exemple de l'eau) sont désorbées et migrent vers le condenseur, où elles sont condensées en échangeant avec l'air extérieur. La désorption est une réaction endothermique, l'énergie étant ici apportée par le rayonnement. Notons que lors de cette phase la vanne d'isolement est fermée.

Phase 2 : Lorsque l'ensoleillement cesse (la nuit), la vanne d'isolement est ouverte et l'eau migre vers l'évaporateur.

Cette eau s'évapore en absorbant la chaleur du compartiment réfrigéré. Les vapeurs reviennent vers l'adsorbent (le mécanisme d'adsorption jouant le rôle de "pompe") où elles sont à nouveau adsorbées (la sorption étant exothermique, la chaleur est ici dégagée dans l'ambiance).

I.2.3.3)- Les systèmes à dessiccation :

Les systèmes dessiccant sont utilisés pour produire directement de l'air frais, et non pas pour refroidir l'eau de la boucle de refroidissement comme dans le cas des machines citées précédemment. Ainsi, ils ne peuvent être utilisés que dans le cas où la climatisation du local se fait grâce à un système à air basé sur une centrale de traitement d'air (CTA).

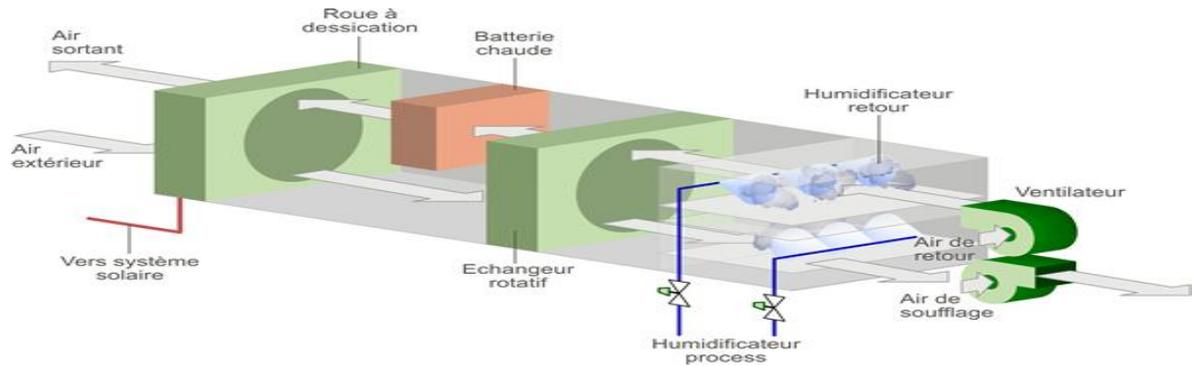


Figure 1.4 : système frigorifique à dessiccation.

Le dessiccant est donc un cycle ouvert, qui s'appuie principalement sur l'utilisation de l'eau et de son potentiel de changement de phase pour refroidir l'air soufflé dans un local. Pour maximiser l'effet de la chaleur latente de vaporisation de l'eau, le flux d'air ventilé est tout d'abord desséché dans une roue à dessiccation (roue composée d'une matrice circulaire de fibre de verre ou d'aluminium sur laquelle est déposé le matériau dessiccatif).

Ou dans un lit dans lequel est vaporisée une solution dessiccant, puis refroidi dans un échangeur, et enfin humidifié adiabatiquement dans un laveur d'air (figure 1.4).

Le fonctionnement d'un tel système nécessite un flux d'air de régénération qui permet de refroidir l'air du processus dans l'échangeur, puis de régénérer le matériau dessiccatif après avoir été réchauffé par la source chaude du système. La température de régénération nécessaire peut varier de 50 à 80°C. Le COP th est d'environ 0.5. [9]

1.3)-Présentation et historique :

Depuis sa lointaine origine, l'histoire des machines à absorption a connu de nombreuses péripéties, preuve en est un article de **MAIURI** daté de 1935 et intitulé « la renaissance de la machine frigorifique à absorption pour la production industrielle du froid ».

Le principe de refroidissement par absorption a été démontré vers la fin du 19^{ème} Siècle, mise au point par un français :

- ❖ **Ferdinand carré, (1859 1860) :** qui a l'idée de produire du froid à l'aide de systèmes à absorption Et il a déposé le brevet de la première machine frigorifique à absorption fonctionnant avec le couple ammoniacque (frigorigène), eau (absorbant) [6].

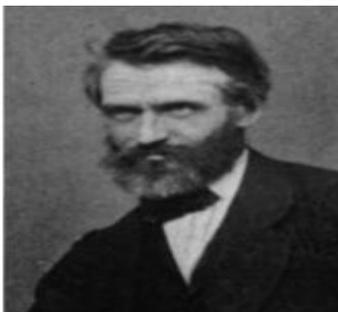


Figure 1.5 : Ferdinand carré de(1859 1860).

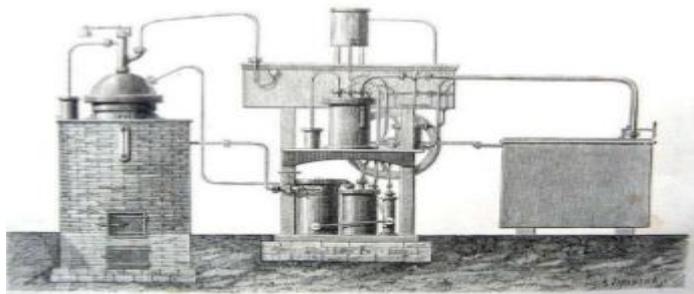


figure 1.6 : le premier réfrigérateur à absorption, en utilisant L'eau et de l'acide sulfurique.

Chapitre I : Généralités sur la réfrigération thermique solaire

- ❖ 1784 : En utilisant la découverte de Joseph Priestley qui avait constaté la grande affinité de ces deux fluides l'un pour l'autre.
- ❖ 1824 : Faraday découverte les propriétés de condensation de l'ammoniac.

Ces machines furent presque immédiatement opérationnelles. Leur étude thermodynamique ne débuta qu'en 1913 avec l'Allemand EDMUND Altenkirch et se poursuivit durant la première moitié du 20^{ème} siècle. [6]

- ❖ Au début des années 20, Les savants tels que PLANK, ALTENKIRCH, MAIURI ont contribué au perfectionnement de cette machine, il faut citer aussi les travaux de Von Platen et MUNTERS sur le cycle absorption-diffusion pour les réfrigérateurs à absorption sans pompe, (1920). [6]

L'essor de cette technologie est véritablement intervenu après la deuxième guerre mondiale

- ❖ **De 1950 à 1965**, l'absorption connaît un succès commercial important, en particulier aux États-Unis ; deux couples sont alors en compétition : ammoniac/eau ($\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$) et eau/bromure de lithium ($\text{H}_2\text{O}/\text{BrLi}$). [8]
- ❖ **En 1965** environ 30 % des machines de fortes puissances frigorifiques aux États-Unis utilisaient le principe de l'absorption (15 % en 1958). [8]
- ❖ **L'année 1970** marqua le début de la production et de la commercialisation des groupes à absorption KWAZAKI (machine eau-bromure de lithium, cycle double effet avec brûleur gaz). [6]

Puis ces machines connaissent des développements importants (recherche sur l'utilisation du rayonnement solaire et sur les économies d'énergie) la circulation du frigorigène n'est pas due à un compresseur mécanique mais à la circulation par pompe d'un liquide absorbant dont la teneur en frigorigène absorbé dépend de la pression. Le travail mécanique nécessaire est très réduit et le système consomme de la chaleur.

I.4)- Etat de l'art des machines à absorption solaires :

Nous exposons quelques travaux disponibles dans la littérature qui traitent le côté « froid solaire », et certaines études de simulation des cycles à absorption :

R.M Lazzarin et al.[14] ont fait une étude expérimentale d'une machine frigorifique à absorption simple étage fonctionnant avec le couple $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$. Cette machine est étudiée pour une gamme de température de (250 -260 K) au niveau de l'évaporateur et pour le circuit du chauffage du bouilleur ; ils ont utilisé le gaz naturel et l'air pour le circuit de refroidissement. Le coefficient de performance obtenu est de (45 -55 %).

N.E Wijegundera [15] a discuté l'utilisation des cycles idéaux à absorption avec des irréversibilités externes de transfert thermique pour obtenir les limites de l'exécution des cycles à absorption utilisant l'énergie solaire. Et les résultats ont été jugés en accord avec ceux donnés par Gommed.

Chapitre I : Généralités sur la réfrigération thermique solaire

Berlitz et al.[16] ont développé un réfrigérateur fonctionnant avec le couple ammoniac-eau. Les températures de froid produit ont atteint -20°C , mais le système nécessite une température de source chaude supérieure à 200°C .

Best et Pilatowsky. [5] évoquent des expériences menées en Californie produisant du froid à des températures situées entre -20 et -10°C , grâce aux technologies d'absorption eau-ammoniac et ammoniac-nitrate de lithium, mais en utilisant de la vapeur géothermale à une température comprise entre 90 et 130°C . Ces mêmes auteurs évoquent le développement au Mexique d'une technologie d'absorption eau-ammoniac pour la congélation rapide et la conservation du poisson. Ce système a permis d'obtenir des températures de l'ordre de -40°C , mais nécessite une source chaude de $150-160^{\circ}\text{C}$ obtenue à partir de capteurs solaires paraboliques.

T Guermi. [17] a fait une analyse et simulation thermodynamique d'une machine à absorption à simple étage ($\text{H}_2\text{O}-\text{LiBr}$), couplée à l'énergie solaire. Il a utilisé la méthode pour la détermination de la fraction solaire annuelle. Les résultats obtenus ont été comparés avec des résultats de la région de Constantine.

G. Grossman. [15] a décrit les tendances actuelles dans les cycles à absorption simple, double et triple étages. Il a conclu que la technologie de cycle à absorption de base pour la climatisation peut être exploitée avec l'énergie solaire.

H.T. Chua et al. [18] ont présenté un modèle de modélisation thermodynamique d'un refroidisseur d'eau à absorption à ammoniac-eau utilisant les équations de transfert de Colburn. Les résultats sont comparés à d'autres travaux.

Maiya 2003. [23] a présenté une simulation du cycle à absorption-diffusion $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}-\text{He}$, et a montré que l'utilisation de l'hélium est plus importante que celle de l'hydrogène bien qu'elle exige une taille plus élevée de propulsion en raison de sa plus grande viscosité. Cette étude a prouvé qu'une pression de fonctionnement plus élevée provoque une diminution du COP.

Nizar Ben Ezzine et Khalifa Mejbri et Messaoud Barhoumi et Ahmed Bellagi [18] ont présenté un travail sur une machine à absorption à double effet fonctionnant avec un mélange ammoniac / eau. Leur but est la simulation du cycle à double effet et l'étude de divers paramètres. Deux configurations du cycle sont étudiées. La configuration du générateur parallèle au refroidisseur est plus performante que s'il était en série.

N. Ben Ezzine et al. [20]: ont fait une simulation thermodynamique d'un cycle à absorption à deux étages $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$ entraîné par l'énergie solaire. Ils ont appliqué une analyse du deuxième principe de la thermodynamique pour mesurer l'irréversibilité de chaque composant du cycle, les résultats obtenus montrent que l'absorbeur, les échangeurs de solution et de vapeur froide-condensât et le condenseur ont le plus grand potentiel pour l'amélioration de l'efficacité énergétique du cycle.

Chapitre I : Généralités sur la réfrigération thermique solaire

Zohar et al. [22] : ont développé un modèle thermodynamique pour la simulation d'un cycle frigorifique à absorption-diffusion $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O} - \text{H}_2$ et ont obtenu des résultats numériques utilisant le logiciel EES (Engineering Equation Solver). Cette étude montre que le meilleur COP a été obtenu pour une concentration de la solution riche variant entre 0.25 et 0.3, pour des températures de générateur variant de 195 à 205 °C. Les valeurs recommandées pour les concentrations des solutions riche et pauvre sont respectivement de 0.3 et 0.1. L'hélium s'est avéré préférable à l'hydrogène comme un gaz inerte pour le cycle. Le COP d'un système fonctionnant avec l'hélium est plus élevé (jusqu'à 40 %) que le même système fonctionnant avec l'hydrogène.

En Tunisie 2008 : La première installation de refroidissement solaire a été implantée en Tunisie en 2008. C'est un système frigorifique thermique par machine à absorption. La technique de refroidissement solaire est basée sur l'utilisation de capteurs solaires pour fournir de la chaleur à cette machine à absorption. Contenant un mélange de deux constituants : le réfrigérant (H_2O) qui va circuler dans l'ensemble condenseur - évaporateur et un solvant (NH_3) qui interagit très fortement avec le réfrigérant.

La puissance frigorifique nominale de cette installation est de 12,80 kW.

Toutefois pour cette première expérience en Tunisie, il s'avère que les coûts inhérents à l'installation et à l'exploitation d'un tel système sont 3 fois au moins plus élevés que ceux d'une installation conventionnelle.

Une 2ème expérience va être engagée en 2016 toujours par la ANME en collaboration avec l'UE; ça sera toujours la même technologie sauf que cette fois-ci les capteurs solaires seront de type cylindro-parabolique.

Hami Khelifa et al. [23] on réalisés une simulation numérique sous Trnsys_16 d'une machine solaire à absorption utilisant le couple ($\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$) comme fluide de fonctionnement sous les données climatique de la ville de Béchar (Algérie). Cette installation est constituée de 6 m² de captage. Un modèle de simulation dynamique détaillée de l'installation solaire et les organes de la machine a été développé pour différentes conditions de fonctionnement et comparées avec les données de mesure afin de prédire les performances du système.

Les résultats obtenus montrent que le C.O.P de la machine est d'environ 1.79 qui correspondent à une température de fonctionnement de 80 ° C.

L'augmentation de la surface normal du captage n'a aucun effet sur la température de sortie du bouilleur, du point de vue économique, ils ont choisis la surface minimale, mais pour plus d'assurance ils ont utilise une surface légèrement supérieur. L'augmentation du volume de stockage entraine une diminution de la température de sortie du ballon de stockage. Ceci les a conduits à proposer une augmentation de la surface de captage pour valoriser l'augmentation du volume de stockage en parallèle des besoins d'utilisations. Les résultats obtenus pour la zone de Béchar semblent intéressantes, ce qui permet de faire économiser beaucoup d'énergie.

Chapitre I : Généralités sur la réfrigération thermique solaire

1.5)- Marché du froid solaire dans le monde et en Algérie :

La marche mondiale de la climatisation est toujours en expansion et a été estimée à 39,7 millions d'appareils vendus en 2000. Ce résultat se répartit entre 29,9 millions d'unités RAC (room air conditioner, c'est à dire climatiseurs individuels) et 9,8 millions d'unités CAC (central air conditioner, c'est à dire climatisation centralisée). Le marché Américain reste le premier avec 13,2 millions d'unités vendues en 2000 avec une croissance de 3,1%. Le marché Chinois explose avec 9,2 millions d'unités vendues. La marche Japonaise a connu une croissance de 9% entre 1999 et 2000, passant ainsi à 7,7 millions d'unités vendues en 2000. En 2000, la marche mondiale de la climatisation était estimée à 35 milliards de US\$[24].

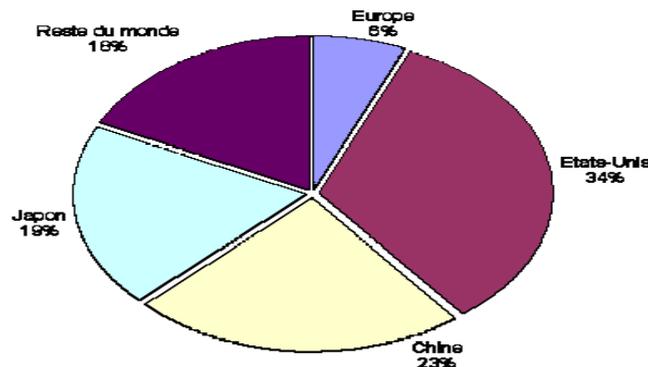


Figure 1.7: Marche mondial de la climatisation (en volume) en 2000. [24]

1.5.1)- Existence du marché :

Les cycles à ab/adsorption représentent la très grande majorité des systèmes avec 72% de la puissance installée pour l'absorption. De plus, il est à noter que ces systèmes sont les seuls à être présents dans la catégorie petite puissance, ensuite la technologie d'adsorption et de dessiccation solide avec respectivement 17% et 10% de la puissance installée. La dessiccation liquide est encore quasiment inexistante avec 1% de la puissance installée. Fin 2009, il n'existait que des installations de grandes puissances utilisant un procédé dessiccant [8]

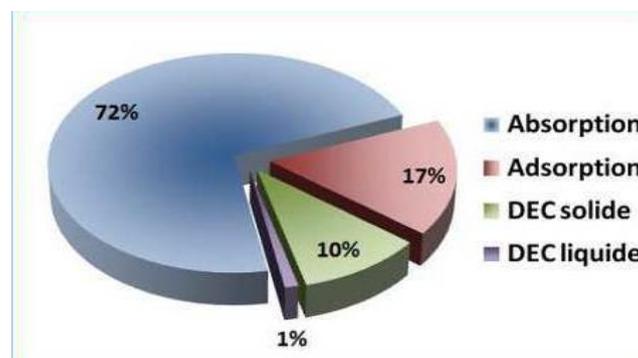


Figure 1.8: Répartition des principales technologies de rafraîchissement Solaire utilisées. [8]

Chapitre I : Généralités sur la réfrigération thermique solaire

(La figure 1.9) permet de voir leur répartition et les différentes technologies thermiques de captation solaire. Les capteurs plans et sous vides sont les technologies les plus utilisées dans les systèmes de rafraîchissement solaire, par rapport aux autres techniques de captation.

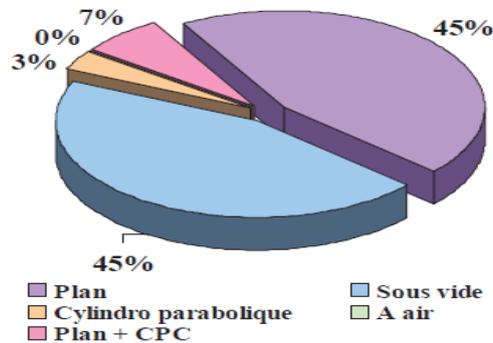


Figure 1.9: Répartition des différentes technologies de capteurs solaire Thermique utilisées [25]

L'absorption est la seule technologie à utiliser les 4 technologies de capteurs (figure 1.10). Les technologies ab/adsorption sont les plus appréciées parce qu'elles sont les plus adaptées aux différents capteurs avec des rapports performance.

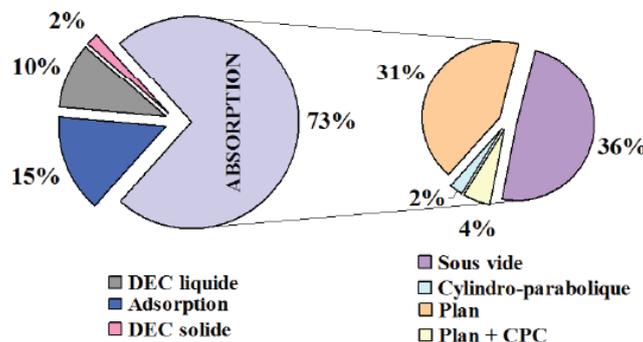


Figure 1.10 : Répartition des types de capteurs couplés au procédé à l'absorption. [25]

Le marché de la réfrigération a depuis ses origines été dominé par ce dernier et surtout depuis 1930 avec l'introduction des fluides de travail.

1.6)-Perspectives du Froid Thermique Solaire :

Durant la dernière décennie, une demande de confort accrue et des températures élevées ont conduit à un fort développement de la climatisation. Ce développement est responsable d'un fort pic de consommation électrique en été, le système de production et de transport d'électricité se rapprochant parfois de ses limites de capacité.

➤ Perspectives : [26]

- Augmentation prévue des besoins en froid thermique solaire.
- Nécessité de stockage pour assurer la production en continu.
- Adéquation entre production et demande.
- Diminutions des pics de puissance demandés par la production du froid en été par voie solaire.
- Réduction de la consommation primaire.
- Création d'une industrie du froid solaire.

Conclusion

Dans ce chapitre, on a introduit les différentes technologies de la production de froid solaire. Parmi ces techniques, trois technologies sont disponibles commercialement, à savoir l'absorption, l'adsorption, et les systèmes dessiccant. Nous avons cité aussi tous les avantages et les inconvénients de ces technologies. À partir des études comparatives de la littérature, il est montré que les technologies de rafraîchissement solaire permettent d'économiser de l'énergie primaire et de réduire les rejets de CO₂. Mais, ces systèmes sont encore en phase de développement et donc encore chères à installer.

Nous avons passé aussi en revue le fondement théorique et les travaux de recherche réalisés dans ce domaine. Cette partie d'étude a permis d'avoir une idée sur les différentes liaisons reliant les divers paramètres de calculs des performances.

À la fin de ce chapitre, on a constaté, à travers les études de perspective et le marché du froid solaire, que la production du froid par absorption est d'un intérêt certain. Le froid solaire à absorption participe beaucoup à la protection de l'environnement car il ne produit pratiquement pas de gaz à effet de serre.

Chapitre II:

**Modélisation théorique
du couplage d'un
concentrateur
cylindro-parabolique a
une machine à
absorption eau
ammoniac**

Chapitre II : Modélisation théorique du couplage d'un concentrateur cylindro-parabolique a une machine à absorption eau-ammoniac

Introduction :

L'énergie solaire est l'énergie qui provient du rayonnement solaire, directement à travers l'atmosphère.

Cette dernière est à l'origine de toutes les énergies sur terre à l'exception de l'énergie nucléaire, de la géothermie et de l'énergie marémotrice.

La puissance solaire disponible en tout point de la terre dépend du jour, de l'heure, et de la latitude de point de réception, de plus la quantité d'énergie solaire captée est fonction de l'orientation du récepteur.

Hors atmosphère, le rayonnement solaire est parfaitement décrit par des équations mathématiques via les paramètres astronomiques. La connaissance de la position du soleil dans le ciel à tout instant et en tout lieu est nécessaire pour l'étude de l'énergie interceptée. Les heures de lever et de coucher ainsi que la trajectoire du soleil dans le ciel au cours d'une journée permettent d'évaluer le gisement solaire pour Un site donné [27]. Ce chapitre sera consacré à rappeler quelques notions de base (l'astronomie telles que les différentes coordonnées), suivi d'une étude complète de notre système solaire. En plus une étude théorique de la machine frigorifique à absorption, en faisant des bilans thermiques sur chaque organe constitutif.

II .1)-L'éclairement solaire :

II .1.1)-Estimation de l'éclairement solaire :

La ressource utilisée par les systèmes solaires à concentration est le rayonnement solaire direct (DNI), le terme normal signifie que le rayonnement direct incident est perpendiculaire à la surface. Il représente entre 50% et 90% de la totalité du rayonnement solaire. Ce qui conduit à deux conséquences : [28]

- La nature de l'intermittence (fréquence, amplitude) est différente de celle observée dans le cas de l'ensoleillement global. On peut s'attendre à une plus forte amplitude, les coupures de flux liées aux passages nuageux sont plus brutales.
- La distribution de la ressource (cartographie du DNI) introduit des différences remarquables par rapport à l'utilisation du photovoltaïque ou solaire thermique. Le rayonnement direct normal est mesuré par un pyréliomètre ou calculé par des modèles numériques. La relation qui permet de calculer le rayonnement direct est comme suit :

$$R_D = DNI. \cos(\theta) \quad (2.1)$$

R_D : Rayonnement direct

Θ : Angle d'incidence

Chapitre II : Modélisation théorique du couplage d'un concentrateur cylindro-parabolique a une machine à absorption eau-ammoniac

II .2)-Astronomie solaire :

II .2.1)-Mouvement du globe terrestre :

La terre décrit autour du soleil une orbite elliptique quasi circulaire avec une période de 365,25 jours. Le plan de cette orbite est appelé plan de l'écliptique. C'est au solstice d'hiver (21 décembre) que la terre est la plus proche du soleil, et au solstice d'été (22 juin) qu'elle en est la plus éloignée. La terre tourne sur elle-même avec une période de 24h. Son axe de rotation (l'axe des pôles) a une orientation fixe dans l'espace. Il fait un angle $\delta = 23^{\circ}27'$ avec la normale au plan de l'écliptique. [29]

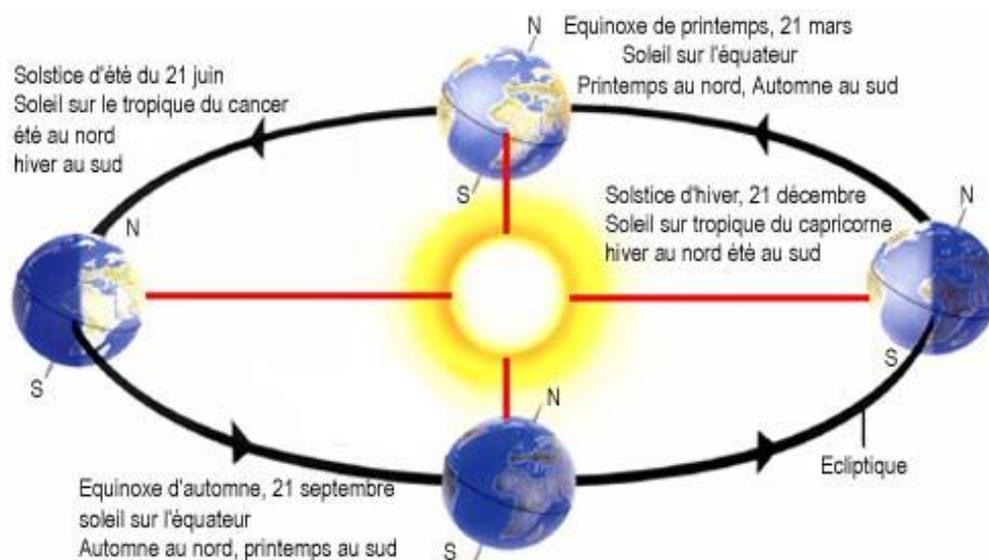


Figure 2.1 : Variation saisonnière du rayonnement solaire [30].

II .2.2)-Les coordonnées astronomiques :

Si l'on considère que le ciel est comme une voûte sphérique entourant le lieu d'observation, repérer un astre consiste à déterminer deux angles pour le positionner à la surface d'une sphère.

- Dans le système des coordonnées horizontales, l'astre est repéré par sa hauteur h au-dessus de l'horizon (angle entre la direction de l'astre et le plan horizontal) et par son azimut A (angle entre la direction du méridien – le Sud, dans l'hémisphère Nord – et la direction de l'astre dans le plan horizontal).
- Dans le système des coordonnées horaires, l'astre est repéré par sa déclinaison δ au-dessus de l'équateur céleste (angle entre la direction de l'astre et le plan équatorial) et par son angle horaire H , qui est la durée qui sépare son passage au méridien de sa position actuelle. [31]

Chapitre II : Modélisation théorique du couplage d'un concentrateur cylindro-parabolique a une machine à absorption eau-ammoniac

II .2.3)-Les coordonnées horaires:

- La déclinaison δ :

δ : Est l'angle formé par la direction du soleil et le plan équatorial terrestre. Cet angle varie au cours des saisons (voir figure 2.2).

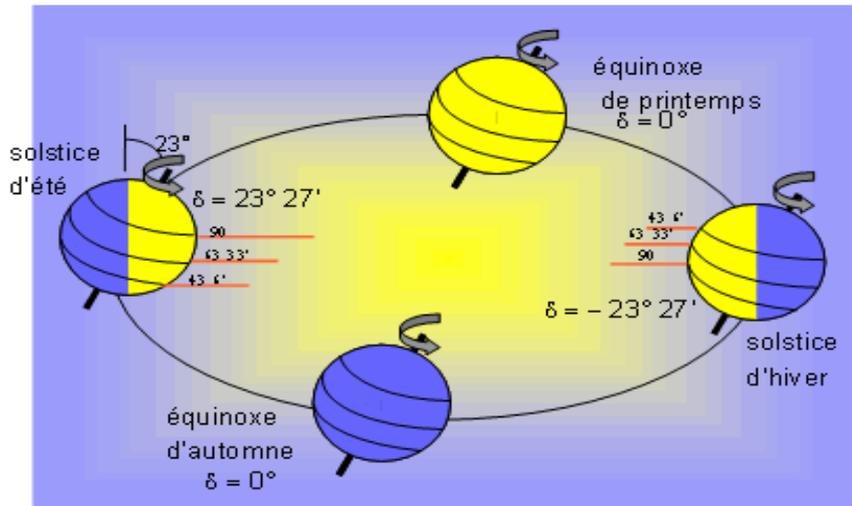


Figure 2.2: La déclinaison du soleil.

Equinoxe de printemps :21 Mars	$\delta = 0$
Solstice d'été : 22 Juin	$\delta = +23^{\circ}27'$
Equinoxe d'automne :23 Septembre	$\delta = 0$
Solstice d'hiver :22 Décembre	$\delta = -23^{\circ}27'$
Approche maximale : Périhélie 2 Janvier	
Approche minimale : Aphélie 2 Juillet	

Entre ces 4 points remarquables, elle prend toutes les valeurs intermédiaires qui peuvent se calculer par la relation :

$$\sin \delta = 0.4 \sin J \quad (2.2)$$

Où: $J = N * \frac{360}{365}$ Avec N : nombre de jours écoulés depuis l'équinoxe de printemps.

Ou par la relation :
$$\delta = 23.45. \sin \left(360. \frac{284+n}{365} \right) \quad (2.3)$$

Avec n : nombre de jours écoulés depuis le premier 1^{er} Janvier.

Chapitre II : Modélisation théorique du couplage d'un concentrateur cylindro-parabolique a une machine à absorption eau-ammoniac

La déclinaison étant une fonction sinusoïdale, elle varie rapidement au voisinage des équinoxes ($0.4^\circ/\text{jour}$) alors qu'elle est pratiquement stationnaire durant les périodes qui encadrent les solstices d'été et d'hiver. [32]

- **Angle horaire H :**

C'est l'angle formé par le plan méridien du lieu et celui passant par la direction du soleil. Cet angle augmente de quinze degrés (15°) par heure, la valeur zéro degré (0°) est atteinte au passage du soleil à la verticale (zénith) du plan méridien (midi solaire vrai = 12 h TSV) (TSV: Le temps solaire vrai). [33]

L'angle horaire est compté négativement avant midi TSV et positivement à l'après-midi. La relation directe entre TSV et l'angle horaire (ω) du soleil est donnée par:

$$\omega = 15 (\text{TSV} - 12) \quad (2.4)$$

Si $\omega = 0$, $\text{TSV} = 12\text{h.00}$

Si $\omega < 0$, la matinée.

Si $\omega > 0$, l'après-midi

II .2.4)-Les coordonnées azimutales :

- **Hauteur angulaire du soleil (h) :**

C'est l'angle formé par le plan horizontal au lieu d'observation et la direction du soleil. Cette hauteur durant le jour peut varier de 0 (soleil à l'horizon) à 90 (soleil au zénith). [29]

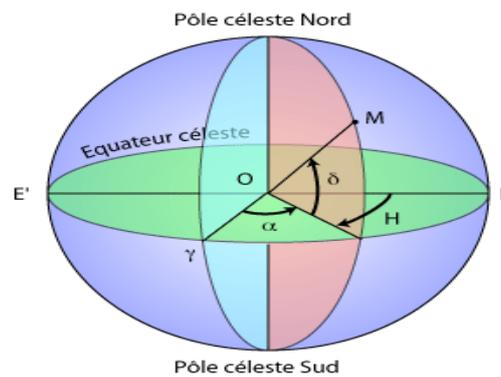


Figure 2.3 : Coordonnées horaires.

Azimut : C'est l'angle compris entre le méridien du lieu et le plan vertical passant par le soleil. La connaissance de l'azimut du soleil est indispensable pour le calcul de l'angle d'incidence des rayons sur une surface non horizontale. [29]

Chapitre II : Modélisation théorique du couplage d'un concentrateur cylindro-parabolique a une machine à absorption eau-ammoniac

II.3)-Les concentrateurs Cylindro paraboliques :

II .3.1)-Description du concentrateur Cylindro -parabolique :

Le rendement des systèmes de génération d'électricité et des systèmes de réfrigération augmentent avec la température du capteur. Le concentrateur cylindro-parabolique s'adapte bien pour des applications nécessitant des températures entre 100-400 °C, [34] dans cette gamme il offre les meilleures performances.

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 ou 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 [35].

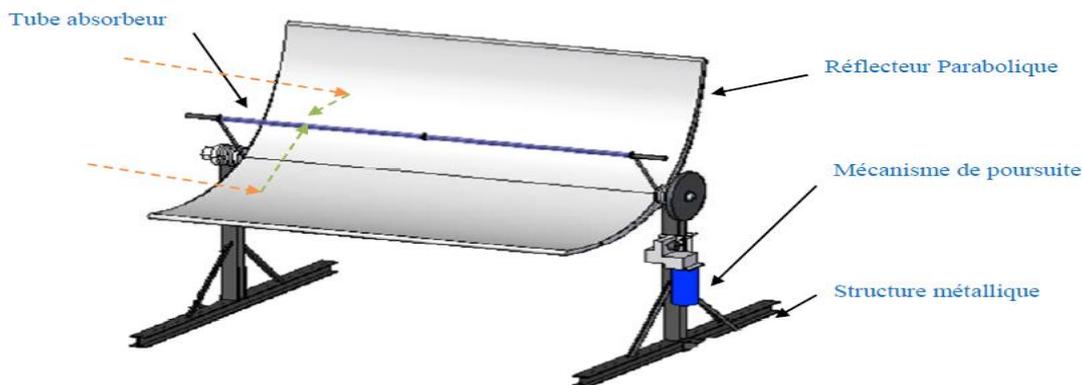


Figure 2.4: représente un concentrateur cylindro-parabolique.

II .3.2)-Les composants :

Les collecteurs à concentration, sont composés d'un réflecteur asservi qui suit le trajet du soleil, d'un tube contenant un fluide caloporteur, et d'une couverture transparente.

II .3.2.1)-Les réflecteurs parabolique :

C'est un miroir en forme parabolique, qui réfléchit et concentre sur le tube absorbeur le rayonnement solaire direct incident sur la surface d'ouverture.

Les matériaux qui sont couramment utilisés pour le réflecteur sont le miroir en verre avec un argenté ou les tôles d'aluminium polies, la durabilité et la réflectivité des miroirs en Verre (0.92) sont meilleures que celle des feuilles d'aluminium polies (0.87) [37].

II .3.2.2)-Le récepteur (absorbeur) :

Le tube récepteur d'un CCP est composé d'un tube interne en acier qui est entouré par un tube en verre transparent pour réduire les pertes thermiques convectives.

Le tube acier est pourvu d'un revêtement sélectif, qui a une absorptivité solaire élevée (>90%)

Chapitre II : Modélisation théorique du couplage d'un concentrateur cylindro-parabolique a une machine à absorption eau-ammoniac

et une faible émissivité pour réduire les pertes thermiques par rayonnement.

- Le tube récepteur avec un vide entre le tube d'acier et l'enveloppe en verre muni d'un revêtement antireflet est utilisé pour obtenir un rendement plus élevé et des meilleures performances annuelles, spécialement à des températures de fonctionnement très élevées. Le tube de réception sans vide est mis en œuvre habituellement pour des températures inférieures à 250 C° parce que les pertes thermiques ne sont pas assez critiques à cette gamme de températures.

Le tube récepteur doit avoir les caractéristiques suivantes [36] :

- Bonne absorption du rayonnement : son coefficient d'adsorption doit être aussi élevé que possible afin d'éviter toute réflexion du rayonnement incident.
- Pertes thermiques limitées : La température du tube dépasse généralement 400C°, les pertes par échanges convectifs et radiatifs sont très importantes. Afin de les limiter, le tube est entouré d'une enveloppe de verre sous vide.

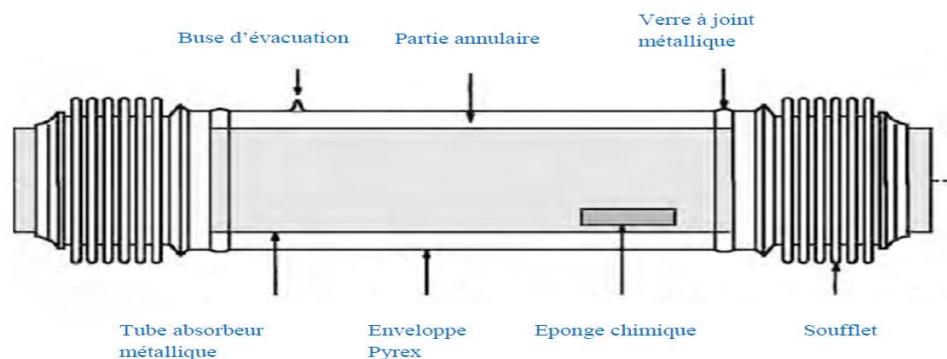


Figure 2.5 : Schémas de tube absorbeur de concentrateur cylindro-parabolique. [35]

II .3.2.3- Le fluide caloporteur HTF :

Le type de fluide de transfert de chaleur dans le domaine solaire et ses caractéristiques thermiques sont primordiales pour le bon fonctionnement du système solaire.

En raison de la stabilité thermique, le therminol VP- 1 est le seul retenu à des températures de 400°C. [36]

II .4-Analyse optique et thermique de concentrateur cylindro-parabolique :

II.4.1- Les pertes optiques de collecteur cylindro-parabolique :

II.4.1.1- Taux de Concentration :

Elle est donnée comme étant le rapport de la surface de l'ouverture à la surface du récepteur :

$$C = \frac{A_0}{A_r} \quad (2.5)$$

A_0 : est la surface d'ouverture.

A_r : est la surface de l'absorbance.

Chapitre II : Modélisation théorique du couplage d'un concentrateur cylindro-parabolique a une machine à absorption eau-ammoniac

II.4.1.2- Rendement Optique :

Le rendement optique a été estimé à l'aide de l'expression suggérée qui tient compte de l'effet d'ombre, du facteur d'interception Γ et de l'angle d'incidence modifié par :

$$\eta_{op} = \rho * (\tau\alpha)_{eff} * F_0 * \Gamma * K_\theta \quad (2.6)$$

ρ : Réflectivité de réflecteur.

$(\tau\alpha)_{eff}$: Produit effectif de la transmittivité du tube pyrex et l'absorptivité du tube absorbeur.

Γ : Facteur d'interception.

K_θ : Angle d'incidence modifié.

II.4.1.3- Les pertes géométriques du concentrateur cylindro-parabolique :

La perte géométrique (figure.2.6) du CCP est due au fait que ce type de capteur a la possibilité de suivre le soleil sur un seul axe; cela donne l'espace à l'existence d'un angle d'incidence entre le vecteur de rayonnement solaire incident et le vecteur normal de la surface d'ouverture de collecteur qui provoque la perte de surface réfléchissante aux extrémités de miroir. [37]

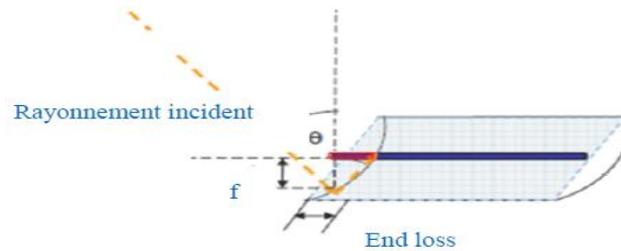


Figure2.6 : Perte géométrique à l'extrémité du concentrateur cylindro-parabolique.

On peut décrire la perte de surface réfléchissante par l'équation suivante :

$$A_c = W * L_e = W \left[F + \frac{(f*W^2)}{(48*f^2)} \right] \tan(\theta) \quad (2.7)$$

W : la largeur de la parabole.

F : la distance focale.

θ : L'angle d'incidence.

A_c : Le facteur des pertes par les extrémités du réflecteur.

$$A_b = \frac{2}{3} * W * h_a * \tan(\theta) \quad (2.8)$$

h_a : La hauteur de la parabole.

A_b : Le facteur des pertes par les extrémités du collecteur.

$$A_f = \frac{A_c + A_b}{A_t} \quad (2.9)$$

A_t : Surface totale de la parabole.

$$F_0 = (1 - A_f * \tan(\theta)) * \cos\theta \quad (2.10)$$

F_0 : Facteur d'ombre.

Chapitre II : Modélisation théorique du couplage d'un concentrateur cylindro-parabolique a une machine à absorption eau-ammoniac

II.4.2)- Analyse thermique de concentrateur Cylindro parabolique :

II.4.2.1)-Hypothèses

- Régime permanent.
- Le fluide caloporteur est incompressible.
- La forme de parabole est symétrique.
- La température ambiante autour du concentrateur est uniforme.
- Le flux solaire au niveau de l'absorbeur est uniformément réparti.
- Les échanges par conduction dans l'absorbeur et la vitre sont négligeables.

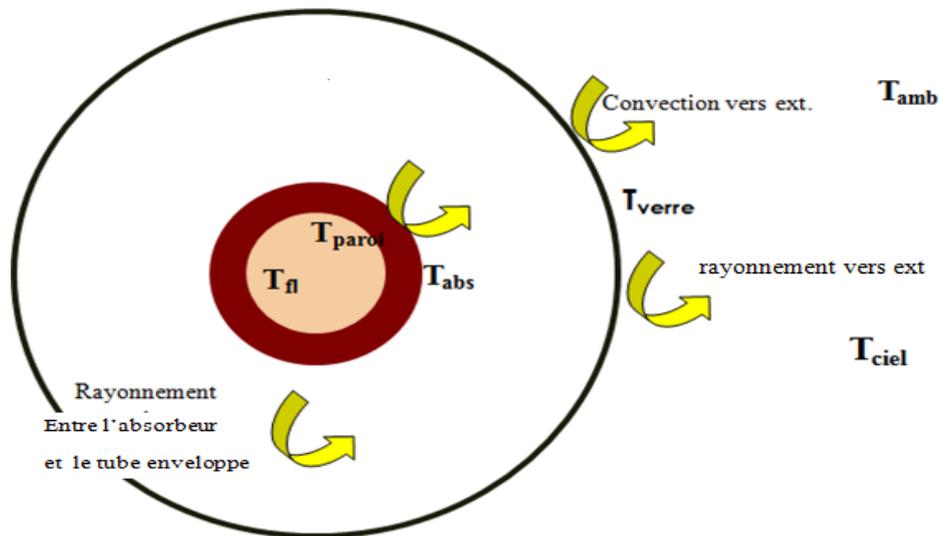


Figure 2.7 : Echanges thermiques autour de l'absorbeur.

II.4.2.2- Echange thermique entre l'enveloppe en verre et l'environnement [38] :

Le transfert entre l'enveloppe du verre et l'environnement s'effectue par deux modes de transfert, soit par convection et par rayonnement :

➤ **Par convection :**

$$h_w = \frac{0.3 \cdot Re^{0.6} \cdot K}{D_p} \quad (2.11)$$

h_w : Est le coefficient d'échange par convection entre l'enveloppe en verre et l'environnement. [$W \cdot m^{-2} \cdot k^{-1}$].

Re : Est le nombre de Reynolds.

K : Est le conductivité thermique de l'absorbeur, [$W \cdot m^{-1} \cdot k^{-1}$].

Chapitre II : Modélisation théorique du couplage d'un concentrateur cylindro-parabolique a une machine à absorption eau-ammoniac

➤ Par rayonnement :

Pour le coefficient de transfert par rayonnement enveloppe du verre- environnement :

$$h_{r,c-a} = \varepsilon_p * \sigma * (T_p + T_{amb}) * (T_p^2 + T_{amb}^2) \quad (2.12)$$

T_p : Est la température de l'enveloppe de verre, [K ou °C]

T_{amb} : Est la température ambient, [K ou °C]

σ : Est la constante de Stephan ($\sigma = 5.66897*10^{-8} \text{ W.m}^{-2}.\text{k}^{-4}$)

ε_p : Est l'émissivité de l'enveloppe de verre.

II.4.2.3-Echanges thermiques entre l'absorbeur et le tube enveloppe [38] :

L'absorbeur s'effectue à la face extérieure avec l'enveloppe du verre un échange radiatif :

$$h_{r,r-c} = \frac{\sigma (T_p+T_r)*(T_p^2+T_r^2)}{\frac{1}{\varepsilon_r} + \frac{A_r}{A_p} * (\frac{1}{\varepsilon_p} - 1)} \quad (2.13)$$

T_p : Est la température de l'enveloppe de verre, [K ou °C].

T_r : Est la température de l'absorbeur, [K ou °C].

A_p : La surface de l'enveloppe de verre, [m^2].

ε_r : Est l'émissivité de l'absorbeur.

ε_p : Est l'émissivité de l'enveloppe de verre.

II.4.2.4-Calcul de la puissance utile [39] :

Le flux transmis au fluide (puissance gagnée au collecteur) est le suivant:

$$Q_u = Q_{abs} - Q_p \quad (2.14)$$

$$Q_u = F_r * [\eta_{op} * I_b * A_c - U_l * A_r * (T_{fe} - T_{amb})] \quad (2.15)$$

I_b : Est le rayonnement solaire direct, [W.m^{-2}].

A_c : Est la surface de concentrateur cylindro – parabolique, [m^2].

T_{fe} : Est la température d'entrée de fluide, [K ou °C].

Chapitre II : Modélisation théorique du couplage d'un concentrateur cylindro-parabolique a une machine à absorption eau-ammoniac

- Le coefficient des pertes thermiques est donné par l'expression suivante :

$$U_1 = \left[\left(\frac{1}{C_1 \left[\frac{T_r - T_{amb}}{1+f} \right]^{0.25}} \right) + \frac{D_{a,i}}{D_{a,e}} * \frac{1}{h_v} \right]^{-1} + \left[\frac{\sigma * (T_r^2 + T_{amb}^2) (T_r + T_{amb})}{\varepsilon_r - 0.04 * (1 - \varepsilon_r) \left(\frac{T_r}{450} \right) - \left[\frac{D_{a,i}}{D_{a,e}} * \left(\frac{1}{h_v} \right) + f * \varepsilon_p \right]} \right] \quad (2.16)$$

- Le facteur f tient compte des pertes dues au vent et peut être obtenu par l'équation suivante :

$$f = \frac{D_{a,i}}{D_{a,i}^{1.4}} * (0.61 + 1.3 * \varepsilon_r) * h_v^{-0.9} * \exp [0.0035(T_r - 273)] \quad (2.17)$$

Ou C_1 , est donné par l'expression empirique suivante:

$$C_1 = \frac{1.45 + 0.96 * (\varepsilon_r - 0.5)^2}{D_{a,i} * \left(\frac{1}{(D_{a,i}^{0.6} + D_{a,e}^{0.6})} \right)^{1.25}} \quad (2.18)$$

Et h_v , est le coefficient par convection du au vent, et est donné par :

$$h_v = 4 * V_{vent}^{0.58} * D_p^{-0.42} \quad (2.19)$$

- F' : est l'efficacité de l'absorbeur.

Avec :

$$F' = \frac{\frac{1}{U_1}}{\frac{1}{U_1} + \frac{D_{a,e}}{h_{fi} * D_{a,i}} + \left(\frac{D_{a,e}}{2K} \ln \left(\frac{D_{a,e}}{D_{a,i}} \right) \right)} \quad (2.20)$$

h_{fi} : Est le coefficient de transfert par convection du fluide caloporteur, [$W.m^{-2}.K^{-1}$]

$D_{a,e}$: Diamètre extérieur du tube absorbeur, [m]

$D_{a,i}$: Diamètre intérieur du tube absorbeur, [m]

K : conductivité thermique [$W.m^{-1}.K^{-1}$].

$$F_r = \frac{m * C_p}{A_r * U_1} * \left[1 - \exp \left(- \frac{A_r * U_1 * F'}{m * C_p} \right) \right] \quad (2.21)$$

F_r : est le facteur de dissipation de la chaleur .

A_r : Est la surface de l'absorbeur, [m^2].

\dot{m} : Est le débit massique [$Kg.s^{-1}$]

Chapitre II : Modélisation théorique du couplage d'un concentrateur cylindro-parabolique a une machine à absorption eau-ammoniac

C_p : Est la capacité thermique de fluide, [$J.Kg^{-1}.K^{-1}$]

II.4.2.5)-Calcul de la température de sortie de fluide caloporteur [39] :

Pour calculer la température de sortie, on applique la deuxième formule de la puissance utile entre entrée et la sortie de fluide caloporteur :

$$Q_u = \dot{m} * C_p * (T_{fs} - T_{fe}) \quad (2.22)$$

$$T_{fs} = T_{fe} + \frac{Q_u}{\dot{m} * C_p} \quad (2.23)$$

On peut calculer le rendement thermique par l'équation :

$$\eta_{th} = \frac{Q_u}{I_b * A_0} \quad (2.24)$$

II .5)-Système solaire à étudier :

Notre système est constitué d'un capteur cylindro-parabolique et un cuve de stockage non stratifié. Le rayonnement solaire sera piégé sur le miroir de concentrateur et sera réfléchi vers l'absorbeur pour l'élévation de la température et pour extraire une puissance thermique qui alimente le réservoir de stockage. La circulation de fluide caloporteur est assurée grâce à une pompe à vitesse variable.

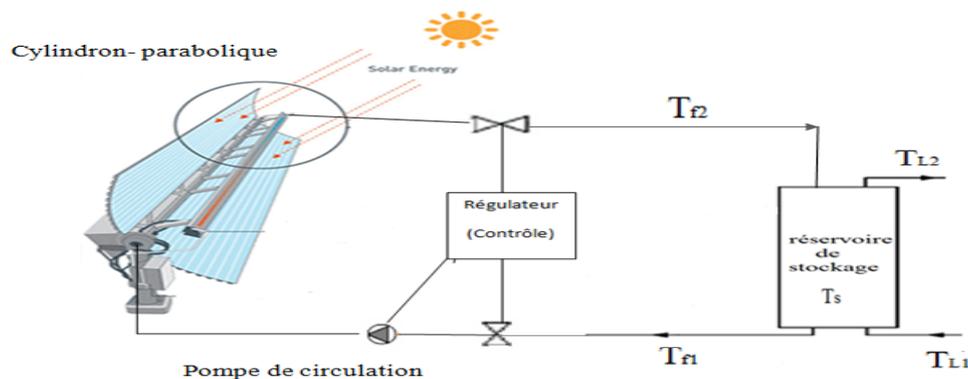


Figure 2.8: Schéma descriptive du système solaire.

Les équations nécessaires pour la modélisation du concentrateur cylindro-parabolique :

➤ La puissance utile :

Le flux transmit au fluide (la puissance gagnée au collecteur) est donné par la relation suivante : [39]

$$Q_u = F_r * (\eta_{0p} * I_b * A_c - U_l * A_r * (T_{fe} - T_{amb})) \quad (2.25)$$

Chapitre II : Modélisation théorique du couplage d'un concentrateur cylindro-parabolique a une machine à absorption eau-ammoniac

Q_u : Quantité d'énergie transmise au fluide caloporteur. (W)

Q_a : Quantité d'énergie reçue à l'absorbeur. (W)

Q_p : Quantité d'énergie perdue. (W)

η_{0p} : Rendement optique du concentrateur.

I_b : est l'éclairement direct. (W/m²).

A_c : est la surface de concentrateur. (m²)

U_l : Coefficient des pertes thermiques. ($\frac{W}{m^2 \cdot K}$)

A_r : est la surface de tube absorbeur. (m²)

T_{fe} : est la température d'entrée de fluide. (K)

T_{amb} : est la température de l'ambiance. (K)

❖ Une autre formule est proposée entre l'entrée et la sortie de concentrateur:[32]

$$\dot{Q}_u = \dot{m} \cdot C_{pe} \cdot (T_{f2} - T_{f1}) \quad (2.26)$$

Avec :

\dot{m} : Le débit massique de fluide caloporteur (VP-1). (Kg/s)

C_p : La chaleur spécifique de fluide caloporteur. (KJ/Kg.K)

T_{f2} : La température de sortie du fluide caloporteur. (K)

T_{f1} : La température d'entrée du fluide caloporteur. (K)

II .5.1)-la cuve de stockage :

Notre système contient un réservoir de stockage non stratifié placé après le concentrateur cylindro-parabolique. La puissance d'un fluide homogène dans une cuve de stockage peut être calculée en utilisant la masse, la chaleur spécifique et les variations de température ΔT_s : [32]

$$Q_s = (M \cdot C_{pe})_s \cdot \Delta T_s \quad (2.27)$$

Avec :

M : masse de fluide de stockage.

C_p : chaleur spécifique.

Chapitre II : Modélisation théorique du couplage d'un concentrateur cylindro-parabolique a une machine à absorption eau-ammoniac

- ❖ Un bilan énergétique est appliqué à un seul nœud du réservoir, comme il est montré dans la figure 2.9

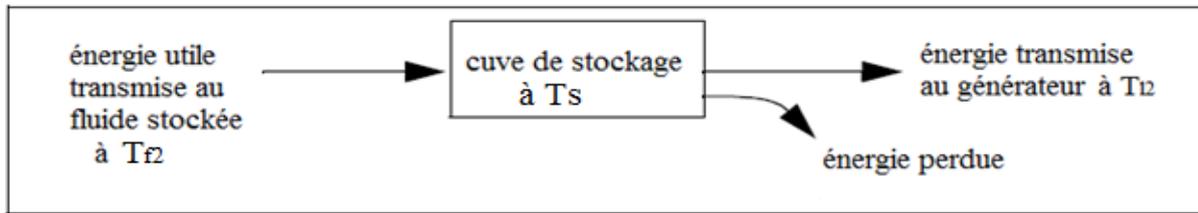


Figure 2.9: la distribution de température du fluide dans le réservoir de stockage.

Le schéma montre l'énergie utile transmise au fluide stockée, les pertes thermiques de la cuve, et l'énergie soutirée à la cuve et transmise au générateur. [32]

$$Q_s = (M \cdot C_p)_s \frac{dT_s}{dt} = \dot{Q}_u - \dot{Q}_l - \dot{Q}_p \quad (2.28)$$

Avec :

\dot{Q}_u : Énergie utile transmise au fluide stockée. (W)

\dot{Q}_l : Énergie soutirée à la cuve et transmise au générateur. (W)

\dot{Q}_p : Énergie perdue. (W)

- **L'énergie perdue** est donnée par :

$$\dot{Q}_p = (UA)_s \cdot (T_s - T_a) \quad (2.29)$$

Avec :

$(UA)_s$: Est le coefficient de perte globale de la cuve de stockage.

T_s : Est la température moyenne de stockage. (K)

T_a : La température ambiante(K). [32]

Énergie utile transmise au fluide stockée : [32]

$$\dot{Q}_u = (\dot{m} \cdot C_p) \cdot (T_s - T_e) \quad (2.30)$$

$$F = \begin{cases} 1 & \text{lorsque } T_s > T_e \dot{Q}_u = F(\dot{m} \cdot C_p) \cdot (T_s - T_e) \\ 0 & \text{lorsque } T_e > T_s \dot{Q}_u = (\dot{m} \cdot C_p) \cdot (T_s - T_e) \end{cases}$$

F : fonction de contrôle.

$$(M \cdot C_p)_s \frac{dT_s}{dt} = (\dot{m} \cdot C_p) \cdot (T_s - T_e) - \dot{Q}_l - (UA)_s \cdot (T_s - T_a) \quad (2.31)$$

T_e : La température dans l'espace entourant la cuve de stockage, [K]. [32]

T_s : La température de sortie de fluide de la cuve vers le générateur, [K].

Chapitre II : Modélisation théorique du couplage d'un concentrateur cylindro-parabolique a une machine à absorption eau-ammoniac

II .6)-Modélisation de la machine à absorption :

II .6.1)-Hypothèses :

- Le fluide frigorigène sort du condenseur à l'état du liquide saturer.
- Le fluide frigorigène sorte de l'évaporateur à l'état de vapeur saturée.
- Les pertes thermiques dans l'échangeur sont négligeables.
- Les pertes de charge dans les échangeurs sont négligeables.
- La solution est en état de saturation.
- Les détente sont isenthalpiques.
- Pas de perte au niveau de la pompe.

Cette modélisation va être faite en établissant les équations de bilan, de matière et d'énergie entre différents points particuliers du cycle (voir figure 2.10). [41]

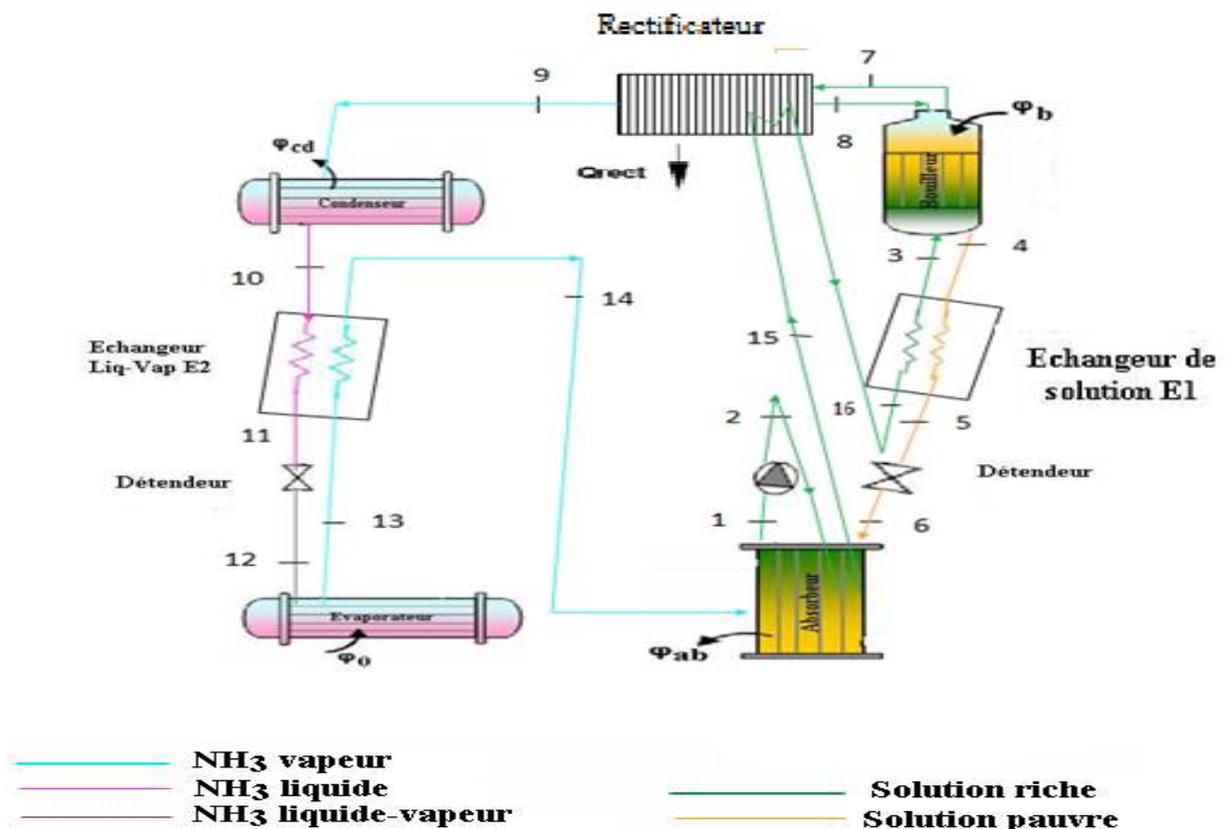


Figure 2.10: Schéma du cycle à absorption à simple étage.

L'analyse thermodynamique évalue l'énergie qui va affecter les performances de chaque composant dans le système. Il est régi par:

Chapitre II : Modélisation théorique du couplage d'un concentrateur cylindro-parabolique a une machine à absorption eau-ammoniac

- Principe de conservation de masse, $\sum m_i = \sum m_0$
- Principe de conservation de l'énergie (première loi de Thermodynamique),

$$\sum E_{\text{entre}} = \sum E_{\text{sort}}$$
- Analyse énergétique (Deuxième loi de la thermodynamique),
- Équation d'énergie à flux constant : $Q = \dot{m} * (\Delta h)$

Avec :

Q : est l'énergie thermique.

\dot{m} : est le débit massique.

Δh : est le changement d'enthalpie spécifique.

Le premier facteur à prendre en considération avant l'analyse thermodynamique est la sélection d'un agent réfrigérant mélange. Un absorbant /frigorigène couramment utilisé est le couple ammoniac - eau [42].

Comme il est montré dans la figure 2.10, la machine comprend trois lignes d'écoulement essentiel, **le débit massique dans chaque ligne est :**

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_{15} = \dot{m}_{16} = \dot{m}_3 \quad \text{Solution riche} \quad (2.32)$$

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 = \dot{m}_6 \quad \text{Solution pauvre} \quad (2.33)$$

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10} = \dot{m}_{11} = \dot{m}_{12} = \dot{m}_{13} = \dot{m}_{14} \quad \text{Ammoniac (vapeur / liquide)} \quad (2.34)$$

La concentration du NH₃ dans chaque ligne est :

$$x_1 = x_2 = x_{15} = x_{16} = x_3 \quad \text{Solution riche} \quad (2.35)$$

$$x_4 = x_5 = x_6 \quad \text{Solution pauvre} \quad (2.36)$$

$$x_9 = x_{10} = x_{11} = x_{12} = x_{13} = x_{14} \quad \text{Ammoniac (vapeur / liquide)} \quad (2.37)$$

On a deux niveaux de pression (haute pression et basse pression) :

- Basse pression : $P_1 = P_6 = P_{12} = P_{13} = P_{14} = P_b$.
- Haute pression : $P_2 = P_3 = P_4 = P_5 = P_7 = P_8 = P_9 = P_{10} = P_{11} = P_{15} = P_{16} = P_h$. [41]

Chapitre II : Modélisation théorique du couplage d'un concentrateur cylindro-parabolique a une machine à absorption eau-ammoniac

II .6.2)-Bilan de masse et d'énergie pour chaque composant :

II .6.2.1)-Le générateur :

Le fluide frigorigène est séparé de la solution sous l'effet de la chaleur fournie au générateur par une source thermique extérieure. [43]

✓ L'application des équations des masses et de bilan énergétique au générateur :

$$\dot{m}_3 + \dot{m}_8 = \dot{m}_7 + \dot{m}_4$$

$$\dot{m}_3 * x_3 + \dot{m}_8 * x_8 = \dot{m}_7 x_7 + \dot{m}_4 * x_4 \quad (2.38)$$

✓ **Le bilan énergétique :**

Le bilan d'enthalpie donne:

$$\dot{m}_3 * h_3 + \dot{m}_8 * h_8 + Q_{g\acute{e}} = \dot{m}_7 h_7 + \dot{m}_4 * h_4 \quad (2.39)$$

h_3 : Enthalpie de la solution riche. (KJ / Kg)

h_8 : Enthalpie de l'absorbant à la sortie de rectifieur vers le générateur. (KJ / Kg)

h_7 : Enthalpie de la vapeur à la sortie de générateur vers le rectifieur. (KJ / Kg)

h_4 : Enthalpie de la solution pauvre. (KJ / Kg)

\dot{m}_3, \dot{m}_7 : Débit massique de la solution riche (Kg/s).

\dot{m}_4, \dot{m}_8 : Débit massique de la solution pauvre (Kg/s).

II .6.2.2)-Rectifieur :

L'ammoniac s'évapore et passe à travers un rectifieur qui vient purifier les vapeurs de l'eau résiduelle. Le mélange appauvri en ammoniac est lui conduit vers l'absorbant.

[43]

✓ L'application des équations des masses et de bilan énergétique au rectifieur :

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 + \dot{m}_9$$

$$\dot{m}_7 * x_7 = \dot{m}_8 x_8 + \dot{m}_9 * x_9 \quad (2.40)$$

✓ **Le bilan énergétique :**

$$\dot{m}_7 * h_7 = \dot{m}_8 h_8 + \dot{m}_9 * h_9 + Q_{r\acute{e}ct}$$

$$Q_{r\acute{e}ct} = \dot{m}_7 * h_7 - \dot{m}_8 h_8 - \dot{m}_9 * h_9 \quad (2.41)$$

h_8 : Enthalpie de l'absorbant à la sortie de rectifieur vers le générateur. (KJ / Kg)

h_7 : Enthalpie de la vapeur à la sortie générateur vers le rectifieur. (KJ / Kg)

h_9 : Enthalpie de réfrigérant à la sortie du rectifieur se dirigeant vers le condenseur.

\dot{m}_7 : Débit massique de la solution riche (Kg/s).

Chapitre II : Modélisation théorique du couplage d'un concentrateur cylindro-parabolique a une machine à absorption eau-ammoniac

\dot{m}_8 : Débit massique de la solution pauvre (Kg/s).

\dot{m}_9 : Débit du réfrigérant (Kg/s).

II .6.2.3)-Le condenseur :

La vapeur de réfrigérant générée au bouilleur se liquéfie sur le faisceau d'échange. La pression qui règne dans la calandre du condenseur correspond à l'équilibre liquide-vapeur du frigorigène. La condensation d'un corps pur se fait à température constante, avec un dégagement de chaleur. [41]

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10} \quad (2.42)$$

✓ **Le bilan énergétique :**

$$\begin{aligned} \dot{m}_9 * h_9 &= \dot{m}_{10} * h_{10} + Q_{\text{cond}} \\ Q_{\text{cond}} &= \dot{m}_9 * (h_9 - h_{10}) \end{aligned} \quad (2.43)$$

h_9 : Enthalpie de réfrigérant à la sortie du rectifieur se dirigeant vers le condenseur. (KJ / Kg)

h_{10} : Enthalpie de réfrigérant à la sorte de condenseur se dirigeant vers l'échangeur.

\dot{m}_9 : Débit du réfrigérant. (Kg/s)

II .6.2.4)-le détenteur :

La solution pauvre en frigorigène quitte le générateur et subit à une détente supposée isenthalpique à travers une vanne. [43]

➤ **Vanne 1** : Vanne d'expansion (coté solution) :

La solution pauvre en frigorigène quitte le générateur et subit à une détente supposée isenthalpique à travers une vanne. [43]

✓ **Le bilan énergétique :** $h_5 = h_6$ (2.44)

h_5, h_6 :Enthalpies respectives entrée et sortie détenteur.

➤ **Vanne 2** : Vanne d'expansion (coté réfrigérant)

Dans cet élément, le fluide frigorigène subit une détente supposée isenthalpique donc :

✓ **Le bilan énergétique :** $h_{11} = h_{12}$ (2.45)

h_{11}, h_{12} : Enthalpies respectives entrée et sortie détenteur.

Chapitre II : Modélisation théorique du couplage d'un concentrateur cylindro-parabolique a une machine à absorption eau-ammoniac

II .6.2.5)-L'évaporateur :

Au niveau de l'évaporateur nous avons l'effet utile. Une puissance thermique est absorbée par le fluide frigorigène pour permettre son évaporation. [43]

$$\dot{m}_{12} = \dot{m}_{13} \quad (2.46)$$

✓ Le bilan énergétique :

$$\begin{aligned} Q_{\text{évap}} + \dot{m}_{12} * h_{12} &= \dot{m}_{13} * h_{13} \\ Q_{\text{évap}} &= \dot{m}_{12} * (h_{13} - h_{12}) \end{aligned} \quad (2.47)$$

h_{12} : Enthalpie de réfrigérant à la sortie de détenteur vers de l'évaporateur. (KJ / Kg)

h_{13} : Enthalpie de réfrigérant à la sortie de l'évaporateur vers l'échangeur. (KJ / Kg)

\dot{m}_{12} : Débit du réfrigérant. (Kg/s)

II .6.2.6)-L'absorbeur :

Le fluide frigorigène à l'état de vapeur venant de l'évaporateur est absorbé dans l'absorbeur par la solution qui s'enrichit en frigorigène, [43]

$$\dot{m}_{14} + \dot{m}_6 = \dot{m}_1$$

$$\dot{m}_{14} * x_{14} + \dot{m}_6 * x_6 = \dot{m}_1 x_1 \quad (2.48)$$

✓ Le bilan énergétique :

$$\dot{m}_{14} * h_{14} + \dot{m}_6 * h_6 + \dot{m}_2 * h_2 = \dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_{15} * h_{15} + Q_{\text{abs}}$$

$$Q_{\text{abs}} = \dot{m}_{14} * h_{14} + \dot{m}_6 * h_6 + \dot{m}_2 * h_2 - \dot{m}_1 h_1 - \dot{m}_{15} * h_{15} \quad (2.49)$$

h_{14} : Enthalpie de réfrigérant à la sortie de l'évaporateur vers l'absorbeur. (KJ / Kg)

h_6 : Enthalpie de solution pauvre provient de générateur. (KJ /Kg)

h_1 : Enthalpie de la solution riche à la sortie de l'absorbeur vers la pompe. (KJ /Kg)

h_2 : Enthalpie de la solution riche à la sortie de la pompe vers l'absorbeur. (KJ / Kg)

h_{15} : Enthalpie de solution riche à la sortie de l'absorbeur vers rectifieur. (KJ / Kg)

\dot{m}_{14} : Débit massique du réfrigérant. (Kg /s)

\dot{m}_6 : Débit massique la solution pauvre. (Kg /s)

$\dot{m}_1, \dot{m}_2, \dot{m}_{15}$: Débit massique de solution riche. (Kg /s)

Chapitre II : Modélisation théorique du couplage d'un concentrateur cylindro-parabolique a une machine à absorption eau-ammoniac

II .6.2.7)-La pompe de solution :

La pompe de circulation transporte la solution riche en frigorigène et le dirige vers le générateur à haute pression.

- ✓ **Le bilan des énergies** donne la puissance consommée :

$$W_p = \dot{m}_1 (h_2 - h_1) \quad (2.50)$$

h_1 : Enthalpie d'entrée de pompe. (KJ/Kg)

h_2 : Enthalpie de sortie de pompe. (KJ/Kg)

\dot{m}_1 : Débit massique de solution riche. (Kg /s)

II .6.2.8)-L'échangeur de solution :

Il permet de diminuer les puissances du générateur et de l'absorbeur en permettant un transfert d'énergie du mélange pauvre en réfrigérant provenant du générateur au mélange riche en réfrigérant provenant de l'absorbeur.

Cette diminution de puissances permet une double économie : les surfaces d'échange sont réduites et les quantités d'énergie rejetée et fournie sont moindres [41].

- Pour la partie chaude de l'échangeur :

- ✓ **Le bilan énergétique :**

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{shx-c} &= \dot{m}_4 h_4 - \dot{m}_5 h_5 \\ &= \dot{m}_4 * (h_4 - h_5) \end{aligned} \quad (2.51)$$

- Pour la partie froide :

- ✓ **Le bilan énergétique :**

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{shx-f} &= \dot{m}_{16} h_{16} - \dot{m}_3 h_3 \\ &= \dot{m}_{16} * (h_{16} - h_3) \end{aligned} \quad (2.52)$$

h_4 : Enthalpie de la solution pauvre à la sortie de générateur vers l'échangeur de solution. (KJ/Kg)

h_5 : Enthalpie de la solution pauvre à la sortie de l'échangeur de solution vers la détenteur. (KJ/Kg)

h_3 : Enthalpie de la solution riche à la sortie de l'échangeur de solution vers le générateur. (KJ/Kg)

h_{16} : Enthalpie de la solution riche à la sortie de rectifieur vers l'échangeur de solution.

\dot{m}_3, \dot{m}_{16} : Débit de solution riche. (Kg /s)

Chapitre II : Modélisation théorique du couplage d'un concentrateur cylindro-parabolique a une machine à absorption eau-ammoniac

\dot{m}_4, \dot{m}_5 : Débit de solution pauvre. (Kg /s)

II .6.2.9)- Coefficient de performance :

Le coefficient de performance représente le rapport de production frigorifique au niveau de l'évaporateur à la puissance calorifique du bouilleur et la puissance consommé de la pompe [43].

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{Q}_g + W_p} \quad (2.53)$$

II .6.2.10)-Facteur de circulation :

Il est donné par :

$$F_R = \frac{X_9 - X_4}{X_3 - X_4} \quad (2.54)$$

CONCLUSION

L'étude du rayonnement solaire s'avère nécessaire pour le choix du meilleur site en vue d'une installation d'un système de captation solaire.

Dans ce chapitre :

- on a définie tous les éléments de notre installation solaire qui est composée d'un concentrateur cylindro-parabolique, un réservoir de stockage, une pompe de circulation, une vanne de régulation, et un thermostat.

Le but de cette étude est d'assurer la quantité de chaleur nécessaire à la source chaude pour faire fonctionner la machine à absorption. Cette quantité d'énergie fournie dépend de la cuve de stockage, de l'éclairement solaire reçu par ce concentrateur, dépend également du niveau d'ensoleillement du site considéré et de son orientation par rapport au soleil, et surtout sur les caractéristiques du capteur solaire.

- on a fait une analyse thermodynamique de notre système frigorifique à absorption :
- les débits dans les différents points de l'installation.
- les flux thermiques échangé entre les appareils.

Finalement pour assurer le bon fonctionnement de la machine à absorption on a besoin de circulation continue des fluides représentés par les débits de frigorigène, solution riche et solution pauvre, et des échanges de chaleur.

Chapitre III:
Résultats de
modélisation et analyse

Introduction :

Dans ce chapitre, et sur la base des équations citées précédemment nous avons élaboré un programme de calcul informatique sous l'environnement Matlab, pour simuler la température de sortie du fluide caloporteur, ainsi que l'éclairement direct et la puissance utile pour un capteur cylindro-parabolique.

Dans un premier temps, nous avons ainsi caractérisé notre concentrateur pour les trois sites : Blida, Bechar, et Tamanrasset, pour plusieurs journées de l'année et une orientation Nord-Sud du capteur.

Les journées types retenues sont : le 20 janvier, le 21 mars, le 21 juin, le 17 juillet, le 15 août, le 21 septembre, et le 21 décembre, correspondant aux numéros du jour 20, 80, 172, 198, 227, 264 et 355 respectivement. Pour chaque jour sont évaluées les distributions des éclaircissements obtenus à partir du modèle capderou et les variations des températures de sortie du capteur et la variation de la puissance utile correspondante.

III.1)- Présentation du logiciel « Matlab/Simulink » :



Figure 3.1: Page de démarrage du logiciel.

Le logiciel Matlab est un logiciel de manipulation de données numériques et de programmation dont le champ d'application est essentiellement les sciences appliquées.

Son objectif, par rapport aux autres langages, est de simplifier au maximum la transcription en langage informatique d'un problème mathématique, en utilisant une écriture la plus proche possible du langage naturel scientifique.

Le logiciel fonctionne sous Windows et sous Linux. Son interface de manipulation HMI utilise les ressources usuelles du multi fenêtrage.

Son apprentissage n'exige que la connaissance de quelques principes de base à partir desquels l'utilisation des fonctions évoluées est très intuitive grâce à l'aide intégrée aux fonctions.

Une alternative à Matlab est Scilab, logiciel libre, dont la version 5 présente de nombreux points communs avec Matlab. De nombreuses entreprises (EDF, ...) ont fait le choix de passer sous scilab. Le passage d'un logiciel à l'autre n'est cependant pas direct, certaines fonctions ayant des comportements différents (ce ne sont pas des erreurs mais des choix scientifiques différents).

Tous les logiciels de calcul réutilisent des savoir-faire scientifiques anciens et éprouvés, développés dans les années 1960. [36]

III.2)- Évaluation d'éclairement direct et l'effet sur les températures de sortie et les puissances utiles pour les journées caractéristiques :

III.2.1)- Le site de Blida :

- Latitude : 36.4 °
- Longitude : 2.8 °
- L'altitude : 341 m

III.2.1.1)- Cas de la journée du 21 décembre:

a. Évaluation de l'éclairement solaire direct en fonction de temps solaire vrai :

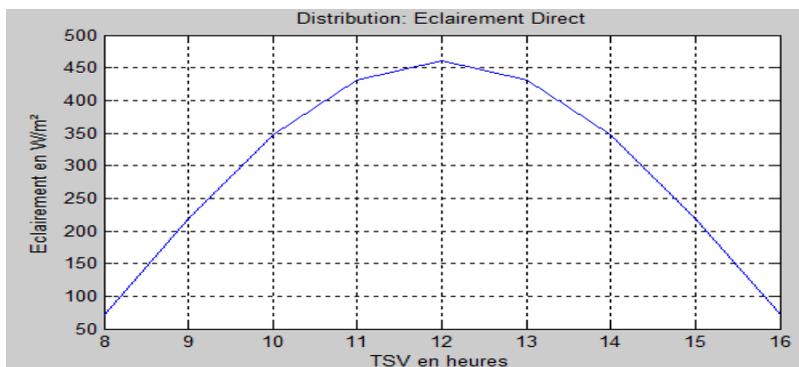


Figure 3.2: Distribution de l'éclairement pour la journée du 21/12.

b. Effet de la température de sortie et la variation de la puissance utile du concentrateur cylindro-parabolique en fonction de temps solaire vrai :

- Température du fluide VP1 à l'entrée: 373 K.
- débit de fluide à l'entrée : 0.32kg/s

L'organigramme de calcul est dans l'annexe C, et l'annexe B.

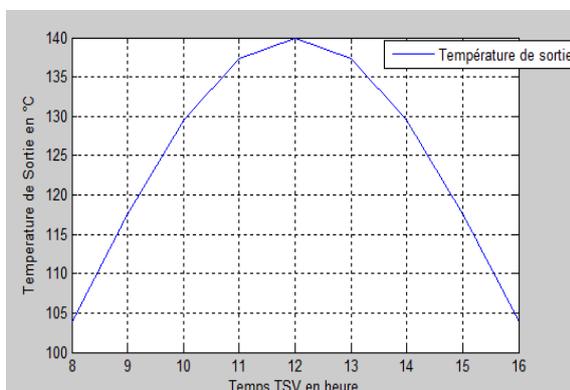


Figure 3.3 : Effet sur la Température

De sortie pour la journée 21/12.

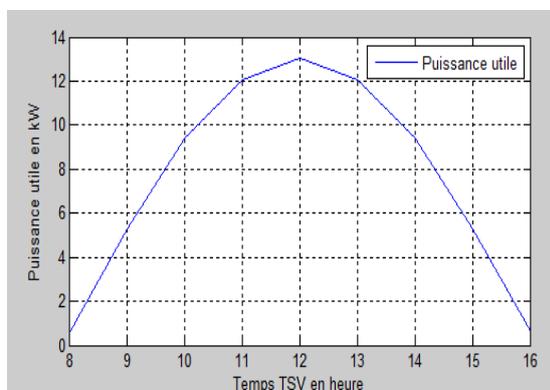
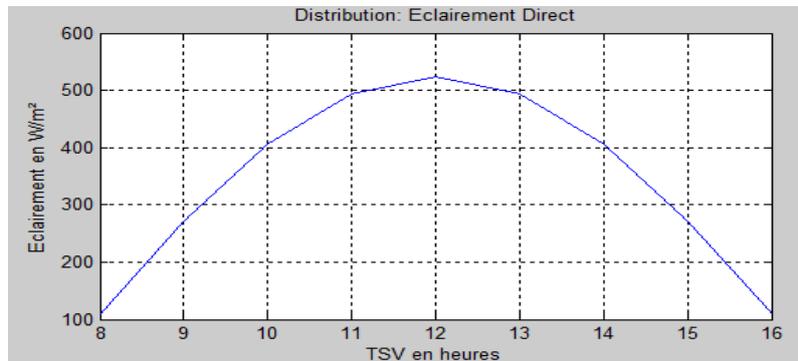
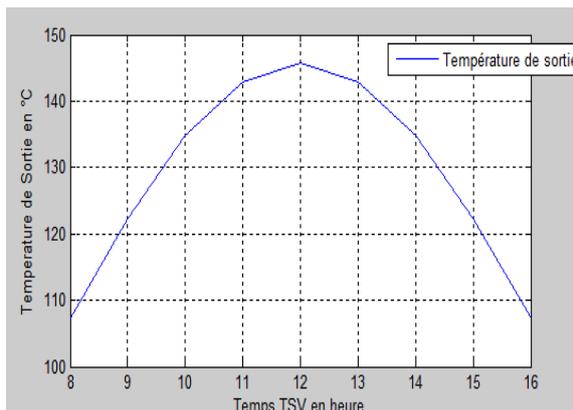
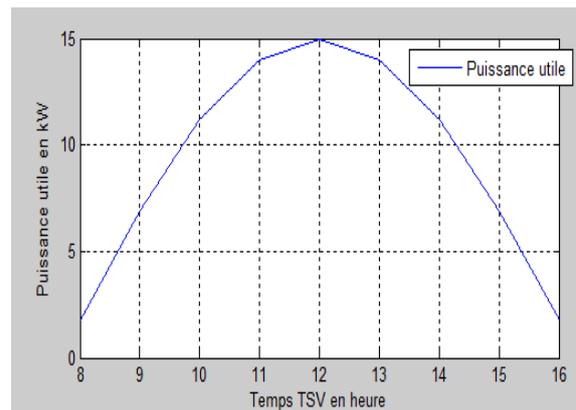


Figure 3.4 : représente la puissance utile

Fonction de TSV la journée du 21/12.

III.2.1.2)-Cas de la journée du 20 janvier:**c. Évaluation de l'éclairement solaire direct en fonction de temps solaire vrai :****Figure 3.5:** Distribution de l'Eclairement pour la journée 20/1.**d. Effet de la température de sortie et la variation de la puissance utile du concentrateur cylindro-parabolique en fonction de temps solaire vrai :****Figure 3.6:** Effet sur la Température

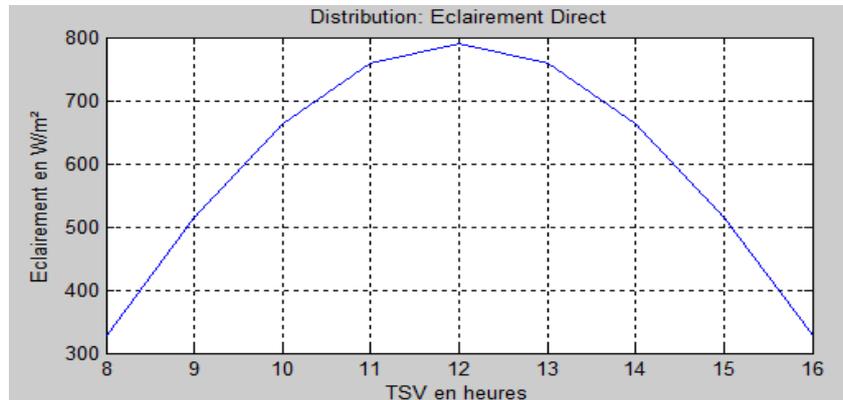
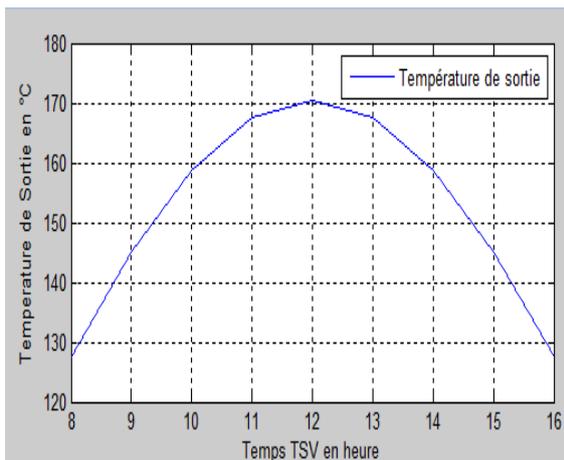
De sortie pour la journée 20/1.

**Figure 3.7:** représente la puissance utile

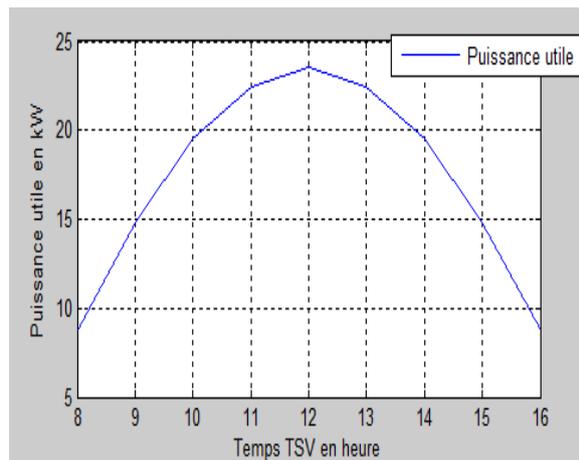
En fonction de TSV pour journée 20/1.

D'après l'ensemble des figures qui représentent la distribution d'éclairement direct, l'effet sur la température de sortie et la variation de la puissance utile en fonction de temps solaire vrai nous constatons, pour les deux journées qu'à 8h00 les températures sont déjà à 104 °C et 107°C pour des faibles éclairements de 72 W/m² et 109 W/m² respectivement, donc on obtient des valeurs minimums de la puissance utile égale à 1.7 kW.

Quand les éclairements passent à 461 W/m² et 524 W/m² à 12h00 TSV, les valeurs des températures de sortie atteignent des valeurs de 140 °C et 146 °C respectivement, donc il existe une amélioration pour les puissances utiles qui passent à 13 kW et 15 kW le 21 décembre et le 20 janvier.

III.2.1.3)-Cas de la journée du 21 mars :**e. Évaluation de l'éclairement solaire direct en fonction de temps solaire vrai :****Figure 3.8:** Distribution de l'éclairement pour une journée 21/03.**f. Effet de la température de sortie et la variation de la puissance utile du concentrateur cylindro-parabolique en fonction de temps solaire vrai :****Figure 3.9:** Effet sur la Température

de sortie la une journée 21/03

**Figure 3.10:** représente la puissance utile

en fonction de TSV pour la journée 21/03.

Durant cette journée, la variation de l'intensité d'éclairement prend des valeurs relativement intéressante de 8h00 jusqu'à 12h00 on obtient des valeurs comprises entre 328 W/m² et 790 W/m² ce qui permet de fournir des températures de sortie du fluide de 127°C à 170 °C et des puissances utiles entre 9 kW et 24 kW.

Après 12h00 la température de sortie et la variation de puissance utile devienne plus faible a cause de la diminution de l'éclairement.

III.2.1.4)-Cas de la journée du 21 juin :

g. Évaluation de l'éclairement solaire direct en fonction de temps solaire vrai :

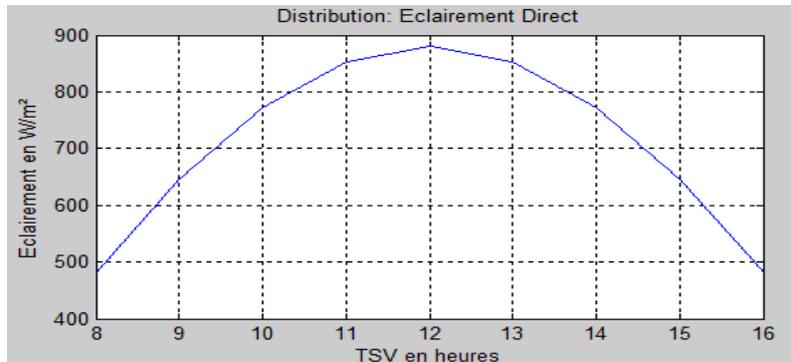


Figure 3.11: Distribution de l'Eclairement pour la journée du 21/06.

h. Effet de la température de sortie et la variation de la puissance utile du concentrateur cylindro-parabolique en fonction de temps solaire vrai :

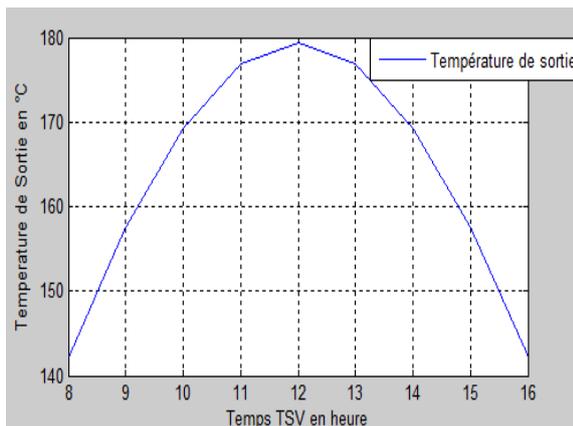


Figure 3.12: Effet sur la Température de sortie pour la journée du 21/06.

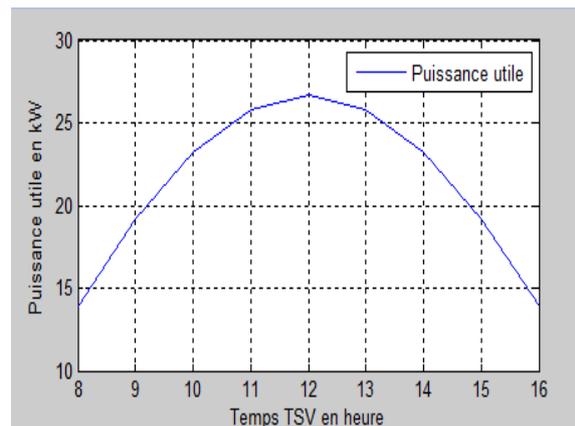


Figure 3.13: représente la puissance utile en fonction de TSV la journée du 21/06.

III.2.1.5)-Cas de la journée du 17 juillet :

i. Évaluation de l'éclairement solaire direct en fonction de temps solaire vrai :

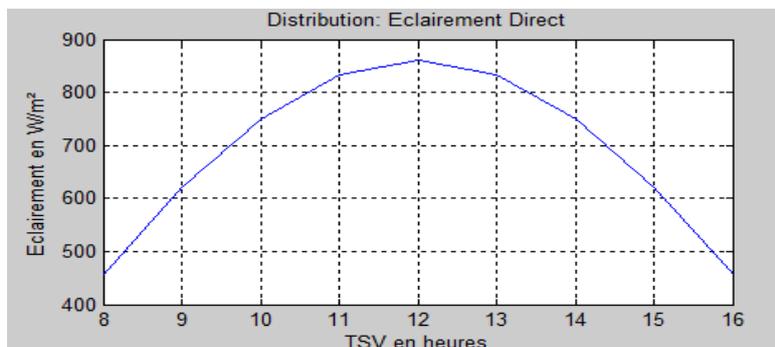


Figure 3.14: Distribution de l'Eclairement pour la journée du 17/07.

j. Effet de la température de sortie et la variation de la puissance utile du concentrateur cylindro-parabolique en fonction de temps solaire vrai :

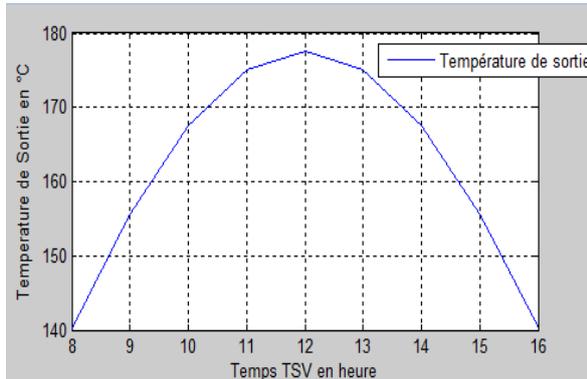


Figure 3.15: Effet sur la Température de sortie pour la journée du 17/07.

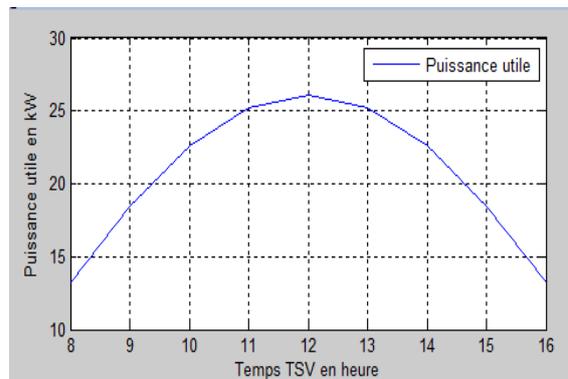


Figure 3.16: représente la puissance utile en fonction de TSV pour la journée 17/07.

III.2.1.6)-Cas de la journée du 15 aout:

k. Évaluation de l'éclairement solaire direct en fonction de temps solaire vrai :

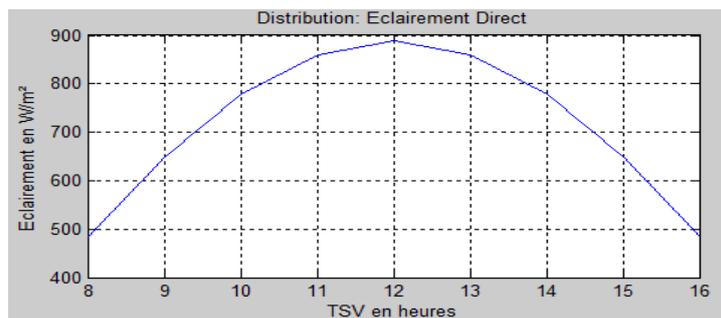


Figure 3.17: Distribution de l'Eclairement pour la journée du 15/08.

l. Effet de la température de sortie et la variation de la puissance utile du concentrateur cylindro-parabolique en fonction de temps solaire vrai :

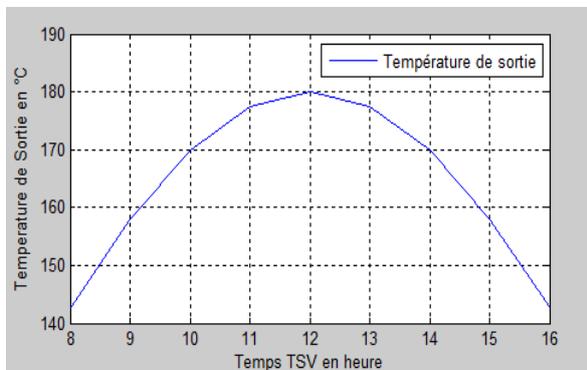


Figure 3.18: Effet sur la Température de sortie pour la journée du 15/08.

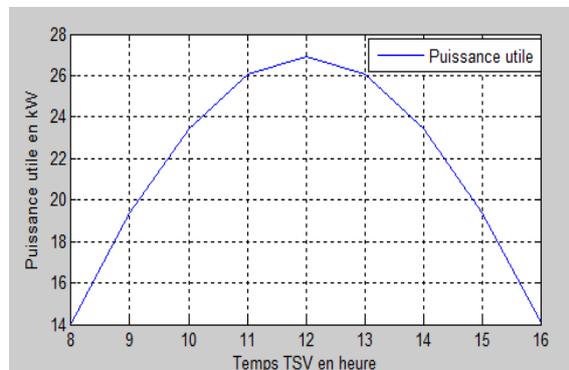


Figure 3.19: représente la puissance utile en fonction de TSV pour la journée du 15/08.

Les figures précédemment représentent la distribution d'éclairement solaire et de la température de sortie et la variation de la puissance utile en fonction du temps solaire vrai, cela pour les trois journées étudiées au site du Blida.

Au départ nous constatons que les éclairagements varient proportionnellement au cours du temps, cette variation n'est pas linéaire mais croissante jusqu'à prend des valeurs importantes.

On remarque, aussi que les courbes des températures de sortie présentent la même allure pour les trois jours étudiées, on observe une élévation de la température de sortie due à l'accroissement considérable de l'éclairement direct, qui se traduit directement par l'augmentation de la puissance utile.

Après 12h00, La puissance utile et la température de sortie diminue avec la diminution de l'éclairement direct, cet abaissement de la température de sortie provoque une chute de l'énergie utile, due à la décroissance de l'éclairement direct.

III.2.1.7)-Cas de la journée du 21 septembre :

m. Évaluation de l'éclairement solaire direct en fonction de temps solaire vrai :

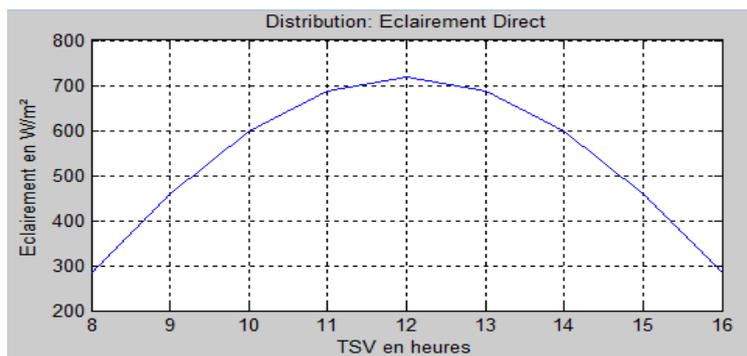


Figure 3.20: Distribution de l'Eclairement pour la journée du 21/09

n. Effet de la température de sortie et la variation de la puissance utile du concentrateur cylindro-parabolique en fonction de temps solaire vrai :

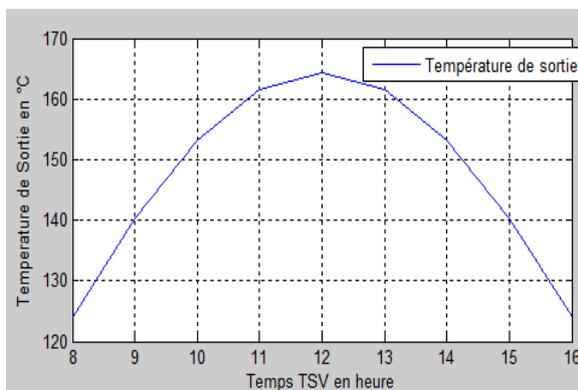


Figure 3.21: Effet sur la Température De sortie pour la journée du 21/09.

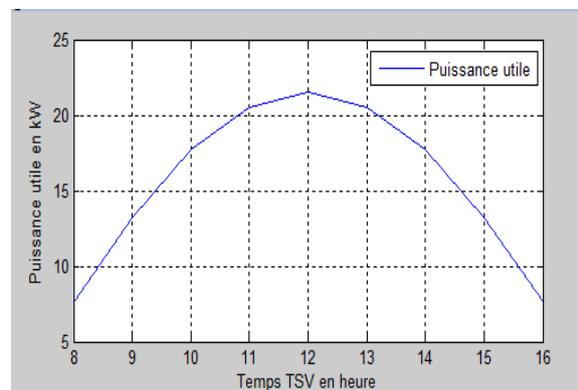


Figure 3.22: représente la puissance utile En fonction de TSV pour la journée du 21/09.

Les figures 3.21 et 3.22 représentent respectivement la variation de la température de sortie du fluide caloporteur et de la puissance utile du concentrateur en fonction du temps solaire vrai toujours. On remarque qu'à 8h00 obtient une température de 124°C pour un éclairement de 284W/m² et une puissance utile 8 kW.

Peu après, la température continue à monter jusqu'à atteindre la valeur maximale égale à 164°C, cela due à l'augmentation de l'éclairement. La puissance utile, elle aussi suit la même tendance.

III.2.2)- Le site de Tamanrasset :

- Latitude : 22.8 °
- Longitude : 5.51 °
- L'altitude : 1377 m

III.2.2.1)-Cas de la journée du 21 décembre:

a. Évaluation de l'éclairement solaire direct en fonction de temps solaire vrai :

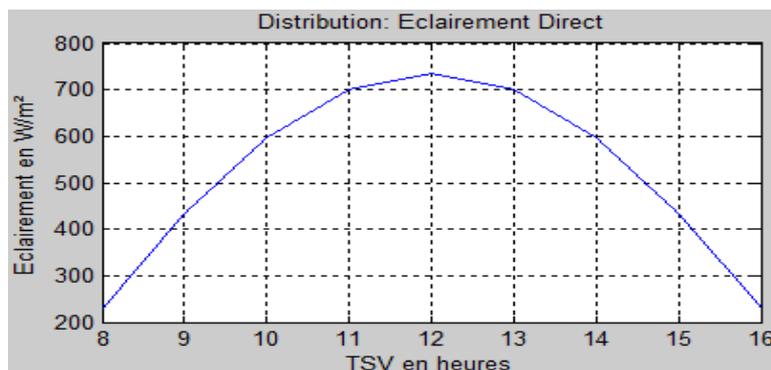


Figure 3.23: Distribution de l'Eclairement pour la journée du 21/12.

b. Effet de la température de sortie et la variation de la puissance utile du concentrateur cylindro-parabolique en fonction de temps solaire vrai :

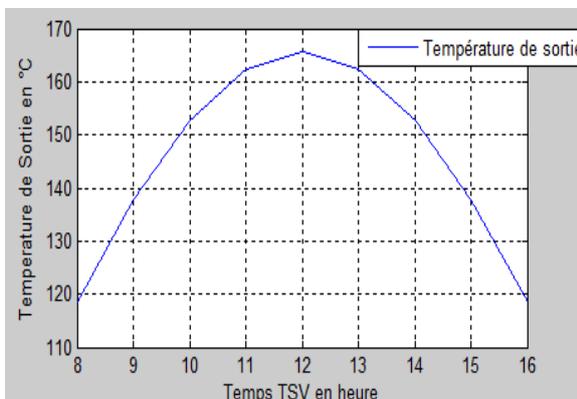


Figure 3.24: Effet sur la Température De sortie pour la journée du 21/12.

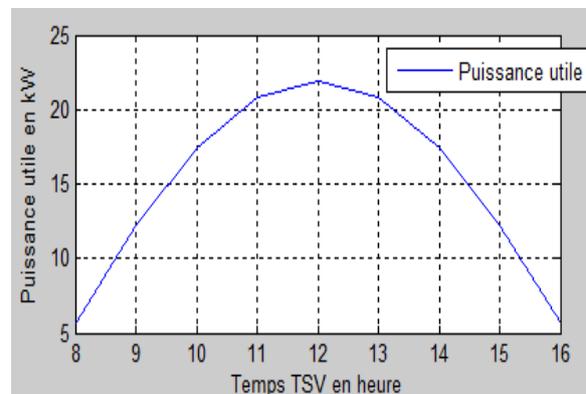


Figure 3.25: représente la puissance utile En fonction de TSV pour la journée du 21/12.

III.2.2.2)- Cas de la journée du 20 janvier:

c. Évaluation de l'éclairement solaire direct en fonction de temps solaire vrai :

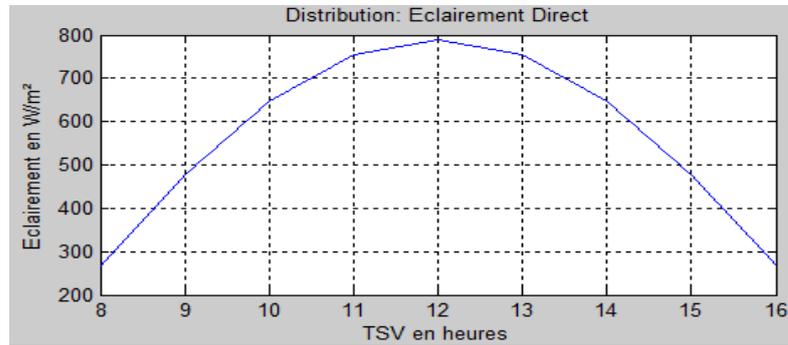


Figure 3.26: Distribution de l'Eclairement pour la journée du 20/01.

d. Effet de la température de sortie et la variation de la puissance utile du concentrateur cylindro-parabolique en fonction de temps solaire vrai :

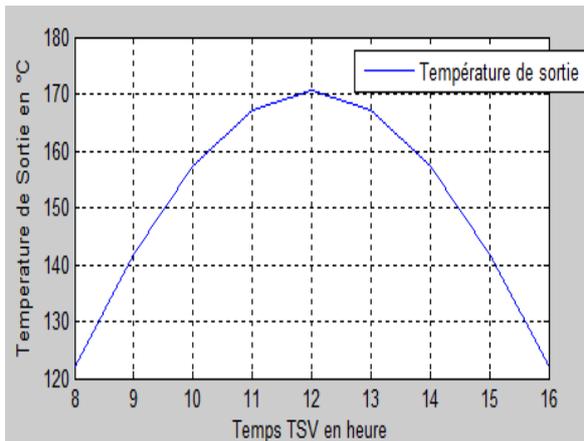


Figure 3.27: Effet sur la Température de sortie pour la journée du 20/01.

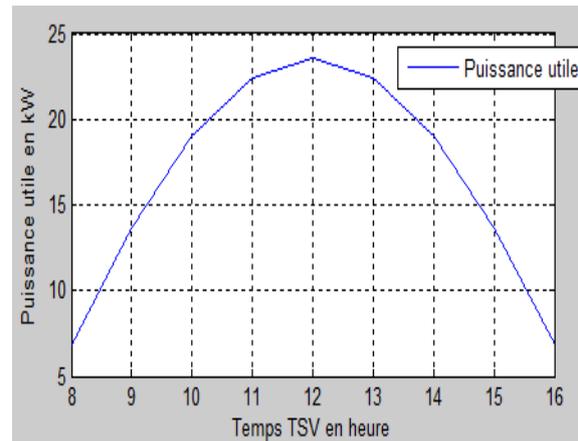
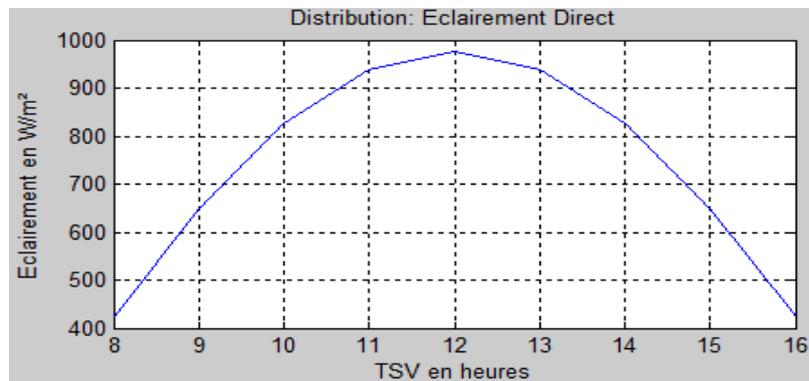
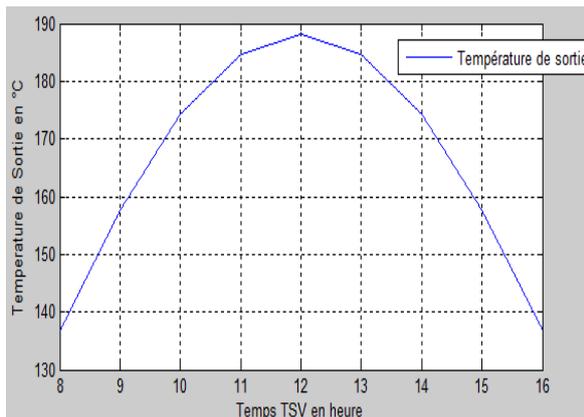


Figure 3.28: représente la puissance utile en fonction de TSV pour la journée du 20/01.

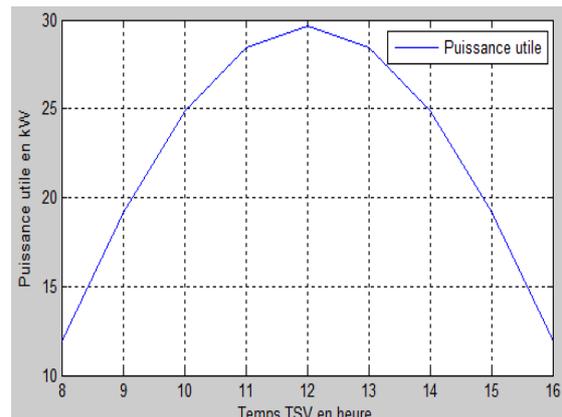
Nous remarquons pour le 21 décembre et le 20 janvier, les éclairements directs sont faibles (230 W/m^2 et 267 W/m^2 respectivement) tandis que les températures de sortie sont déjà à 119°C et 122°C avec des petites puissances utiles de 6 kW et 7 kW respectivement.

A partir 10h00, on observe une augmentation importante de la température de sortie et puissance utile dû à l'augmentation de l'éclairement direct,

Les températures de sortie augmentent jusqu'à atteindre des valeurs de 166°C et 171°C et les puissances utiles approche les 22 kW et 24 kW pour ces journées.

III.2.1.3)-Cas de la journée du 21 mars :**e. Évaluation de l'éclairement solaire direct en fonction de temps solaire vrai :****Figure 3.29:** Distribution de l'Eclairement pour la journée du 21/03.**f. Effet de la température de sortie et la variation de la puissance utile du concentrateur cylindro-parabolique en fonction de temps solaire vrai :****Figure 3.30:** Effet sur la Température

De sortie pour la journée du 21/03.

**Figure 3.31:** représente la puissance utile

En fonction de TSV pour la journée du 21/03.

Pour le cas de 21 mars, nous constatons une croissance de l'intensité d'éclairement direct qui varie proportionnellement au cours de temps, à midi atteint son maximum de 977 W/m^2 correspondant à une température de sortie du fluide 188°C et une puissance utile de 29 kW .

III.2.2.4)- Cas de la journée du 21 juin :

j. Évaluation de l'éclairement solaire direct en fonction de temps solaire vrai :

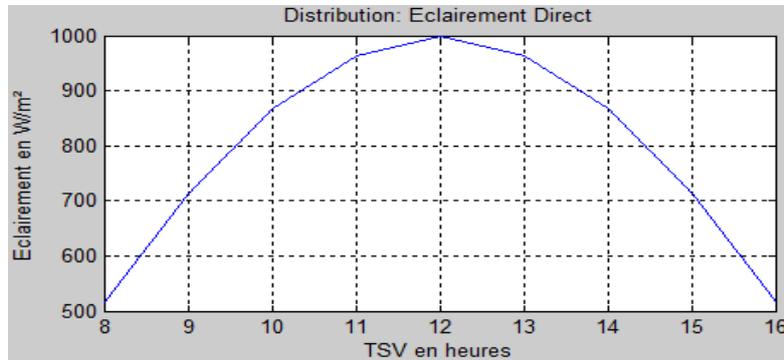


Figure 3.32: Distribution de l'Eclairement pour la journée du 21/06

h. Effet de la température de sortie et la variation de la puissance utile du concentrateur cylindro-parabolique en fonction de temps solaire vrai :

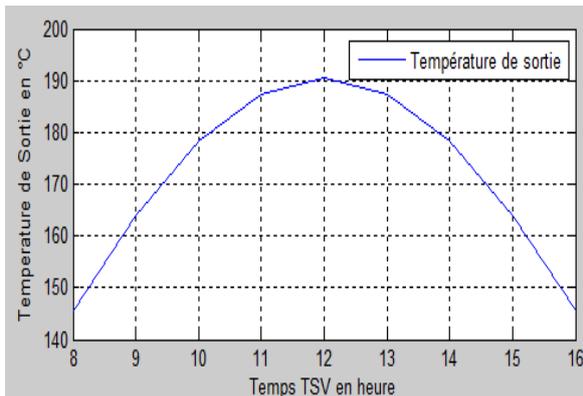


Figure 3.33: Effet sur la Température De sortie pour la journée du 21/06.

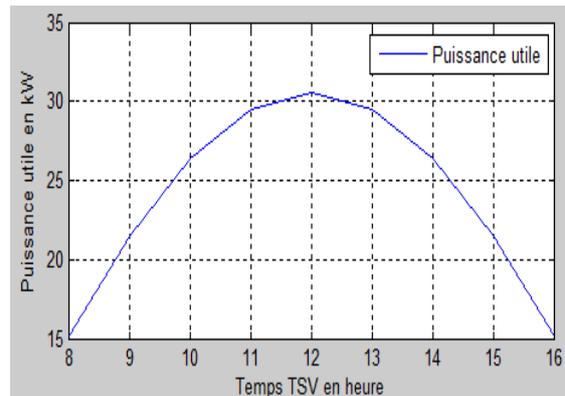


Figure 3.34: représente la puissance utile En fonction de TSV pour la journée du 21/06.

III.2.2.5)- Cas de la journée du 17 juillet :

i. Évaluation de l'éclairement solaire direct en fonction de temps solaire vrai :

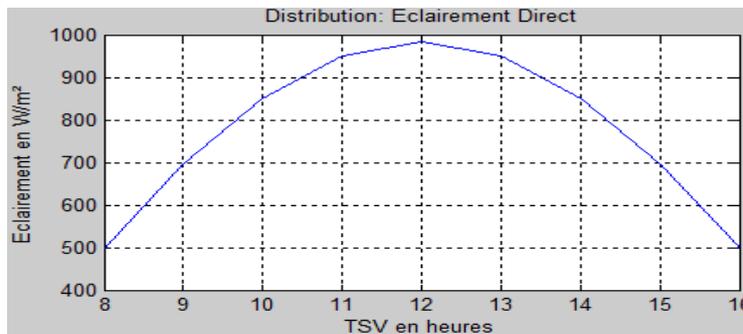


Figure 3.35: Distribution de l'Eclairement pour la journée du 21/06.

j. Effet de la température de sortie et la variation de la puissance utile du concentrateur cylindro-parabolique en fonction de temps solaire vrai :

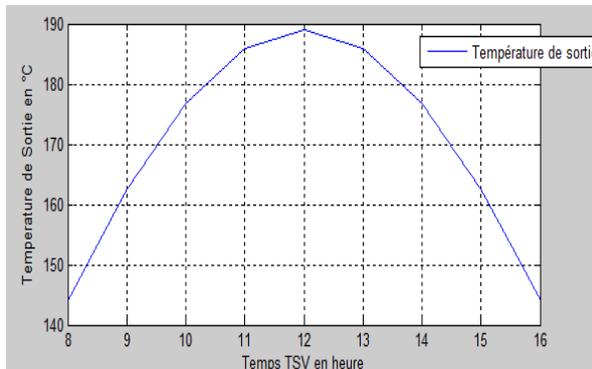


Figure 3.36: Effet sur la Température De sortie pour la journée du 21/06.

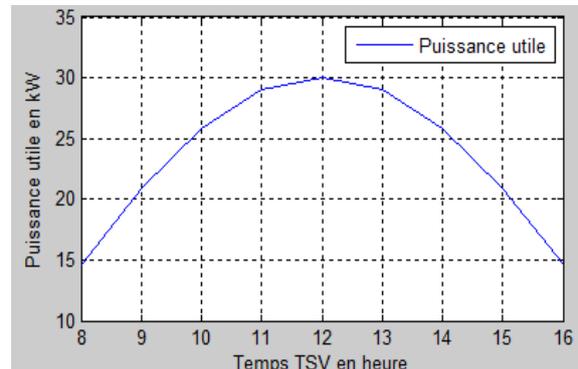


Figure 3.37: représente la puissance utile En fonction de TSV pour la journée du 21/06.

III.2.2.6)- Cas de la journée du 15 aout :

k. Évaluation de l'éclairement solaire direct en fonction de temps solaire vrai :

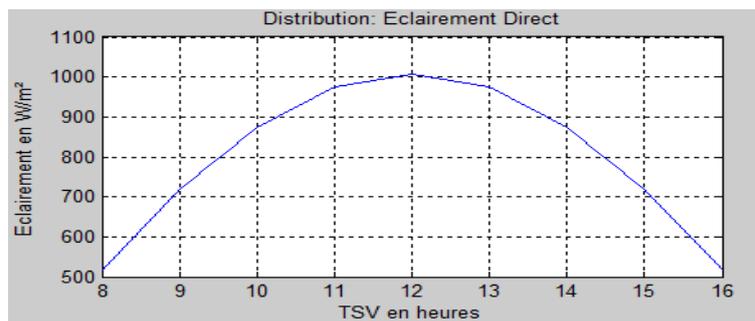


Figure 3.38: Distribution de l'Eclairement pour la journée du 15/08.

l. Effet de la température de sortie et la variation de la puissance utile du concentrateur cylindro-parabolique en fonction de temps solaire vrai :

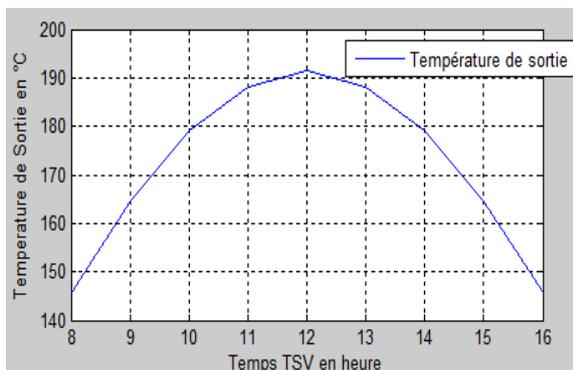


Figure 3.39: Effet sur la Température De sortie pour la journée du 15/08.

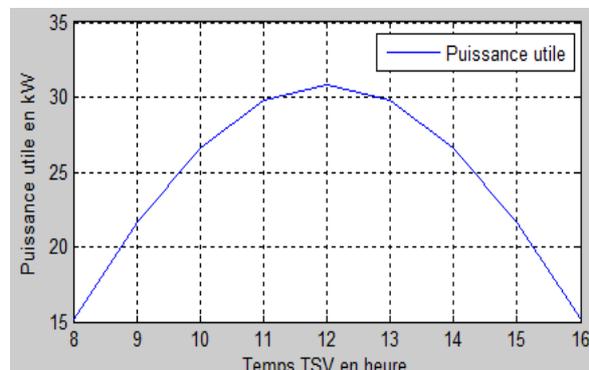


Figure 3.40: représente la puissance utile En fonction de TSV pour la journée du 15/08.

Pour les trois journées étudiées au site de Tamanrasset nous constatons au départ :

Les éclairements varient proportionnellement au cours du temps, cette variation n'est pas linéaire mais croissante jusqu'à atteindre des maximales à midi TSV.

Les courbes des températures de sortie et de la puissance utile présentent la même allure pour les trois jours étudiés.

Après 12h00, La puissance utile et la température de sortie diminue avec la diminution de l'éclairement, cet abaissement de la température de sortie, provoqué par une chute de l'énergie utile, est due à la décroissance de l'éclairement.

III.2.2.7)- Cas de la journée du 21 septembre :

m. Évaluation de l'éclairement solaire direct en fonction de temps solaire vrai :

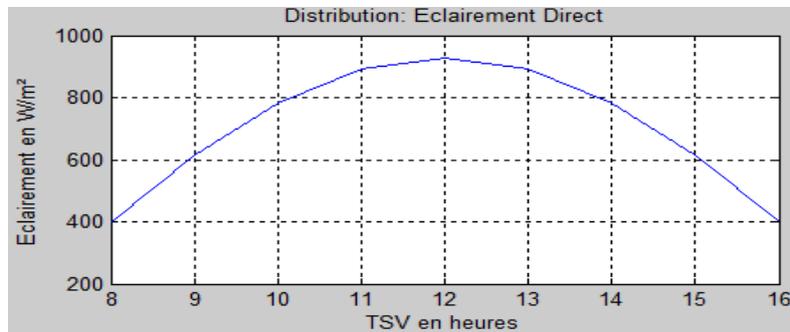


Figure 3.41: Distribution de l'Eclairement pour la journée du 21/09.

n. Effet de la température de sortie et la variation de la puissance utile du concentrateur cylindro-parabolique en fonction de temps solaire vrai :

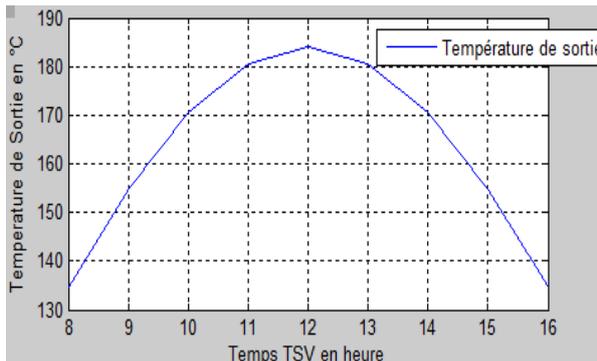


Figure 3.42: Effet sur la Température De sortie pour la journée du 21/09.

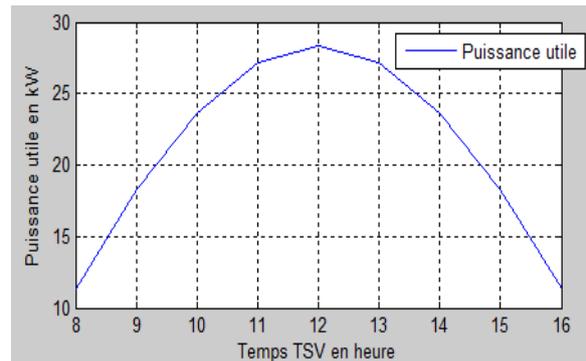


Figure 3.43: représente la puissance utile En fonction de TSV pour la journée du 21/09.

Pour la journée du 21 septembre, on reçoit un éclairement de 398W/m², mais avec le passage de temps l'intensité d'éclairement monte rapidement jusqu'à atteindre à 12h00 la valeur de 928 W/m².

Ensuite, la température de sortie augmente d'une manière rapide jusqu'à prendre à midi sa valeur maximale de 184°C, cela due à la croissance considérable de l'éclairement direct qui se traduit directement pour fournir une puissance utile égale à 28 kW.

On note aussi que les puissances utiles des journées du 21 mars et 21 sept. Sont des mêmes grandeurs.

III.2.3)- Le site de Bechar :

- Latitude : 31.60°
- Longitude : -2.2 °
- L'altitude : 772 m

III.2.3.1)-Cas de la journée du 21 décembre:

a. Évaluation de l'éclairement solaire direct en fonction de temps solaire vrai :

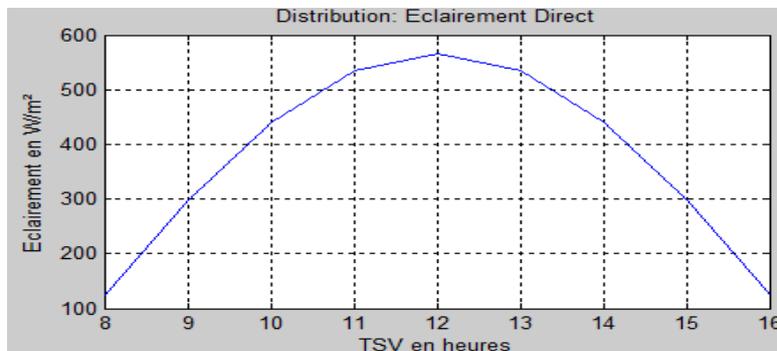


Figure 3.44: Distribution de l'éclairement pour la journée du 21/12.

b. Effet de la température de sortie et la variation de la puissance utile du concentrateur cylindro-parabolique en fonction de temps solaire vrai :

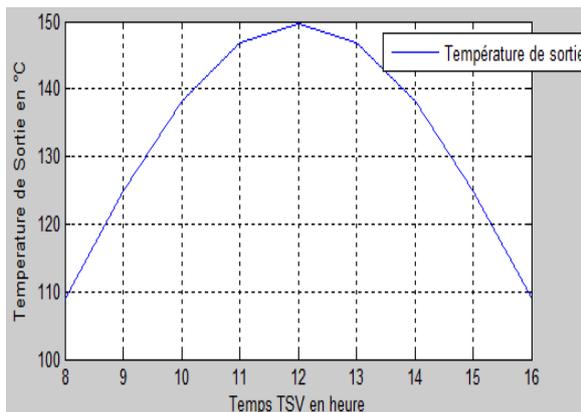


Figure 3.45: Effet sur la Température

De sortie pour la journée du 21/12.

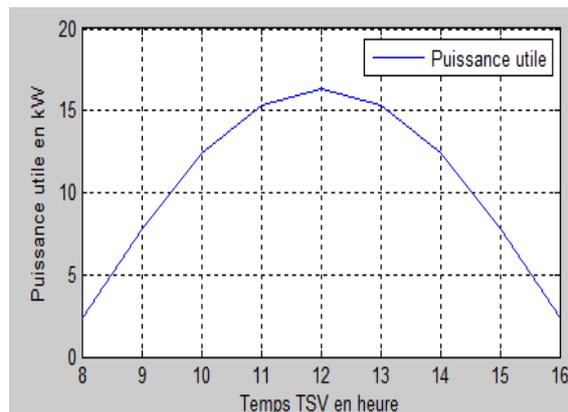


Figure 3.46: représente la puissance utile

En fonction de TSV pour la journée du 21/12.

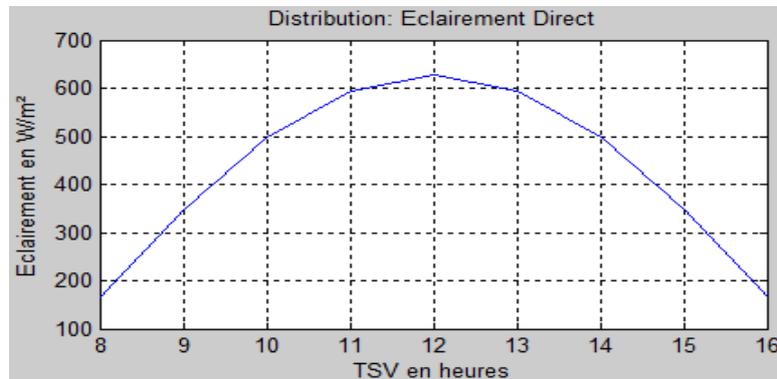
III.2.3.2)-Cas de la journée du 20janvier:**c. Évaluation de l'éclairement solaire direct en fonction de temps solaire vrai :**

Figure 3.47: Distribution de l'Eclairement pour la journée 20/01.

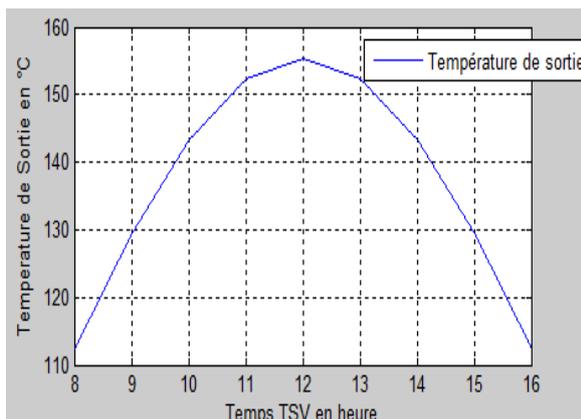
d. Effet de la température de sortie et la variation de la puissance utile du concentrateur cylindro-parabolique en fonction de temps solaire vrai :

Figure 3.48: Effet sur la Température

De sortie pour la journée 20/01.

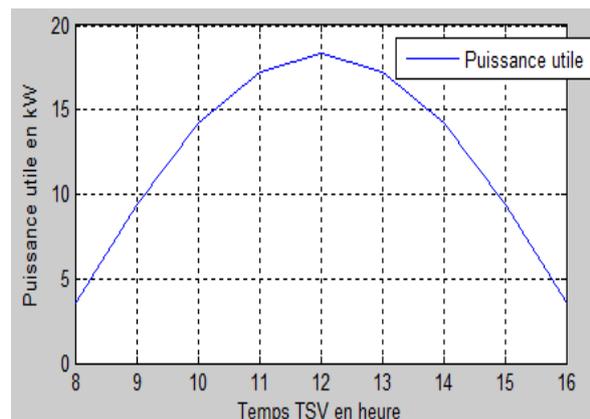


Figure 3.49: représente la puissance utile

En fonction de TSV pour la journée du 20/01.

D'après l'ensemble des figures qui représentent la distribution d'éclairement direct, effet sur la température de sortie et la variation de la puissance utile en fonction de temps solaire vrai nous constatons que pour les deux journées étudiées les valeurs des températures et des puissances utiles sont relativement faibles soit entre 109 °C et 113°C et 2 kW et 4 kW respectivement.

Alors qu'à midi TSV et pour des éclairements de 566 W/m^2 et 626 W/m^2 , les valeurs moyennes des températures passent entre 150 °C et 155°C et les puissances utiles qui en résultent par entre 16 kW et 18 kW pour les 21 décembre et 20 janvier.

III.2.3.3)-Cas de la journée du 21 mars:

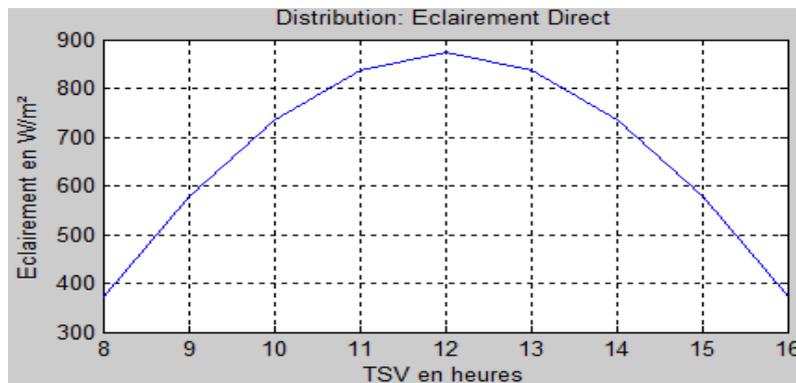
e. Évaluation de l'éclairement solaire direct en fonction de temps solaire vrai :

Figure 3.50: Distribution de l'Eclairement pour la journée du 20/03.

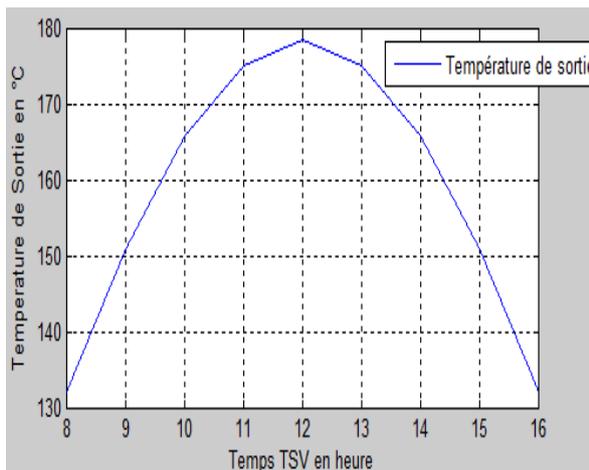
f. Effet de la température de sortie et la variation de la puissance utile du concentrateur cylindro-parabolique en fonction de temps solaire vrai :

Figure 3.51: Effet sur la Température

De sortie pour la journée du 20/03.

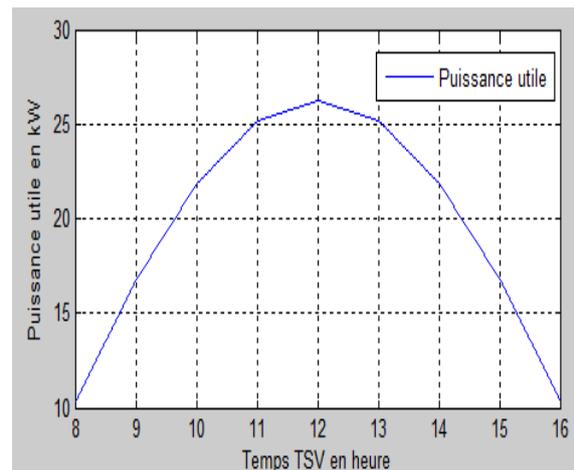


Figure 3.52: représente la puissance utile

En fonction de TSV pour la journée du 20/03.

Dans cette journée, la variation de l'intensité d'éclairement commence à fournir de bonnes valeurs à 8h00 jusqu'à prendre des valeurs forte vers midi TSV soit au environ 870 W/m^2 et par conséquent la température de sortie du fluide a atteint les 178°C et la puissance utile les 26 kW

III.2.3.4)- Cas de la journée du 21 juin :

g. Évaluation de l'éclairement solaire direct en fonction de temps solaire vrai :

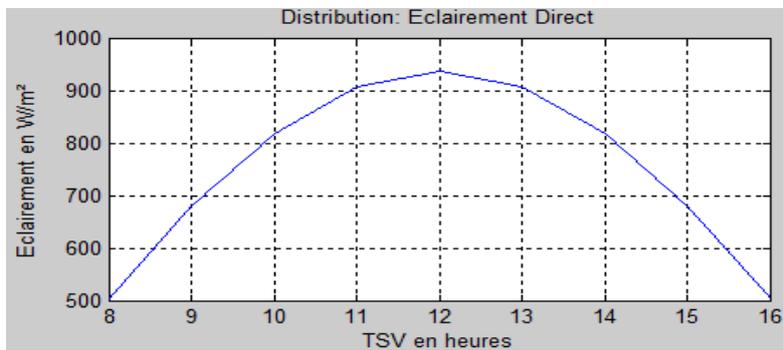


Figure 3.53: Distribution de l'Eclairement la journée 21/06.

h. Effet de la température de sortie et la variation de la puissance utile du concentrateur cylindro-parabolique en fonction de temps solaire vrai :

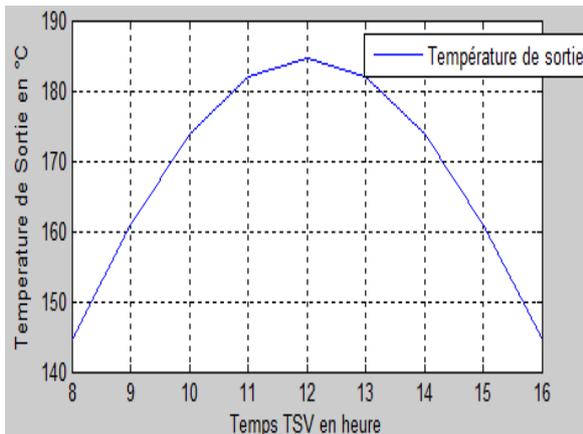


Figure 3.54: Effet sur la Température de sortie pour la journée du 21/06.

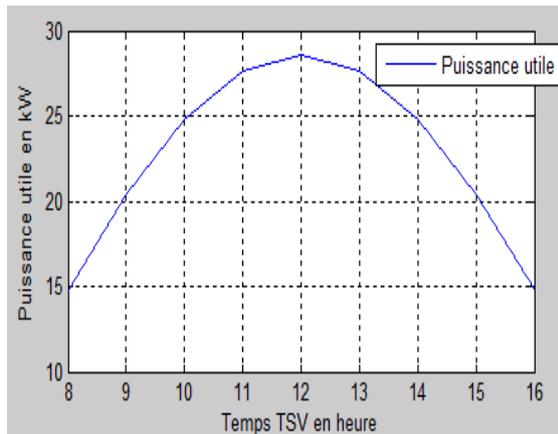


Figure 3.55: représente la puissance utile en fonction de TSV pour une journée 21/06.

III.2.3.5)- Cas de la journée du 17 juillet :

i. Évaluation de l'éclairement solaire direct en fonction de temps solaire vrai :

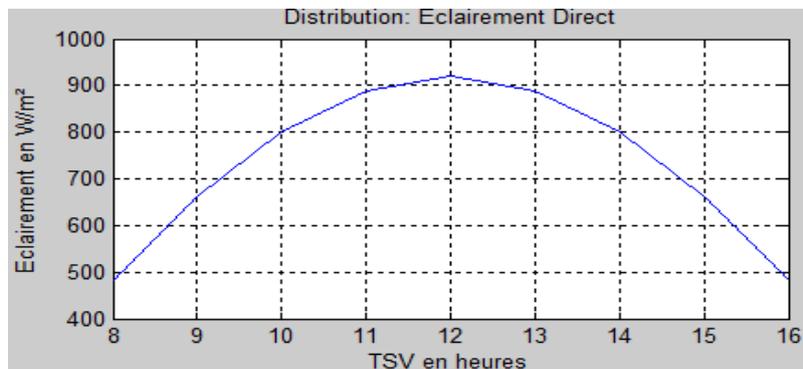


Figure 3.56: Distribution de l'Eclairement pour la journée du 17/07.

j. Effet de la température de sortie et la variation de la puissance utile du concentrateur cylindro-parabolique en fonction de temps solaire vrai :

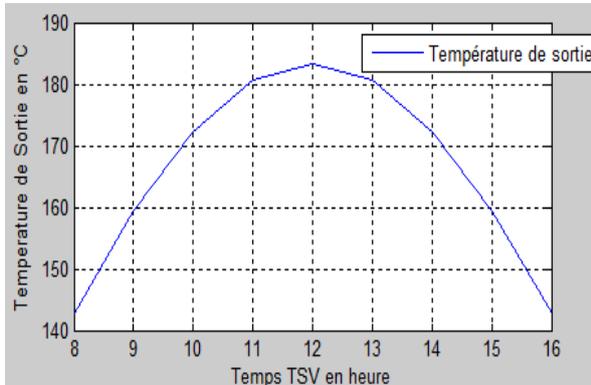


Figure 3.57: Effet sur la Température de sortie pour la journée du 17/07.

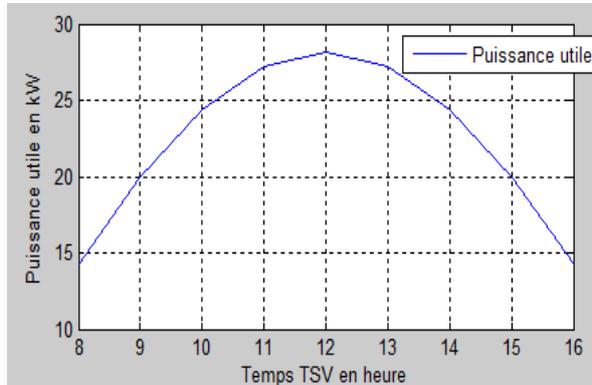


Figure 3.58: représente la puissance utile en fonction de TSV pour la journée du 17/07.

III.2.3.6)- Cas de la journée du 15 aout:

k. Évaluation de l'éclairement solaire direct en fonction de temps solaire vrai :

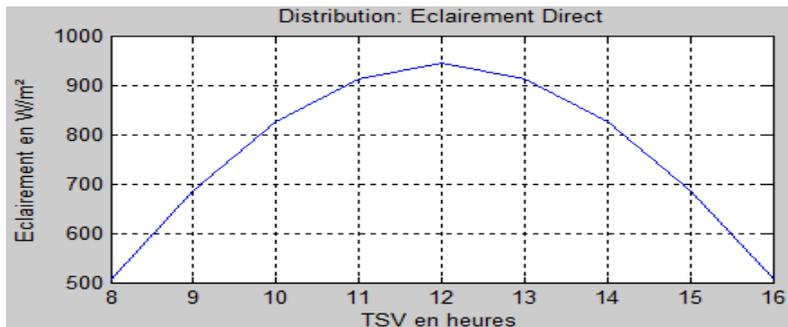


Figure 3.59: Distribution de l'Eclairement pour la journée du 15/08.

l. Effet de la température de sortie et la variation de la puissance utile du concentrateur cylindro-parabolique en fonction de temps solaire vrai :

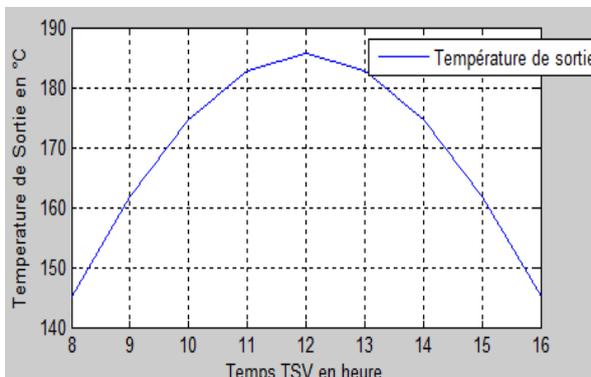


Figure 3.60: Effet sur la Température De sortie pour la journée du 15/08.

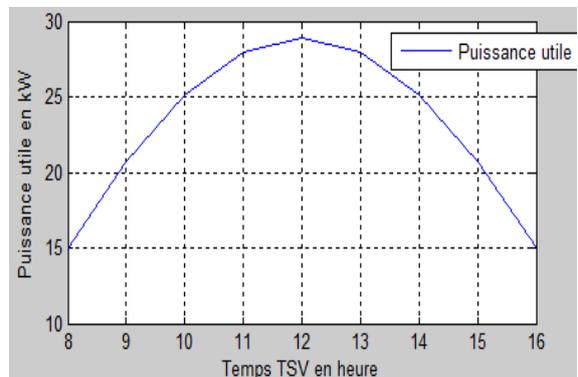


Figure 3.61: représente la puissance utile En fonction de TSV pour la journée du 15/08.

Les figures précédentes représentent la distribution d'éclairement solaire et l'effet de la température de sortie et la variation de la puissance utile en fonction du temps solaire vrai, pour les trois journées étudiées au site du Bechar.

Au départ nous constatons que les éclairements varient proportionnellement au cours du temps, cette variation n'est pas linéaire mais croissante jusqu'à prendre des valeurs importantes vers midi TSV.

On remarque aussi que les courbes de la température de sortie présentent la même allure pour les trois jours étudiés, on observe une élévation de la température de sortie due à l'accroissement considérable de l'éclairement direct, qui se traduit directement par l'augmentation de la puissance utile.

Après 12h00 TSV, la puissance utile et la température de sortie diminuent avec la diminution de l'éclairement direct, cet abaissement de la température de sortie provoque par une chute de l'énergie utile.

III.2.3.7)- Cas de la journée du 21 septembre:

m. Évaluation de l'éclairement solaire direct en fonction de temps solaire vrai :

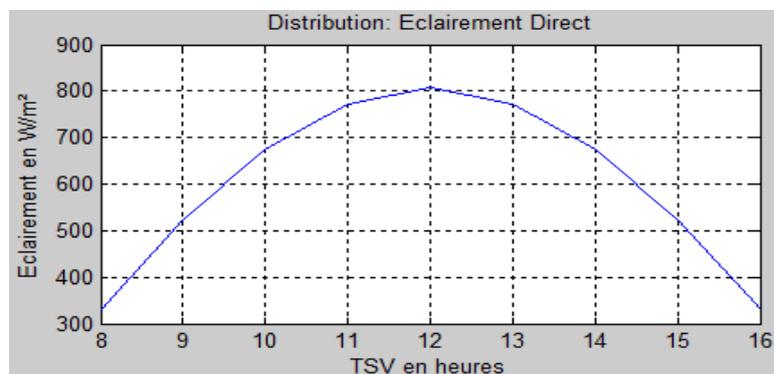


Figure 3.62: Distribution de l'Eclairement pour la journée du 21/09.

n. Effet de la température de sortie et la variation de la puissance utile du concentrateur cylindro-parabolique en fonction de temps solaire vrai :

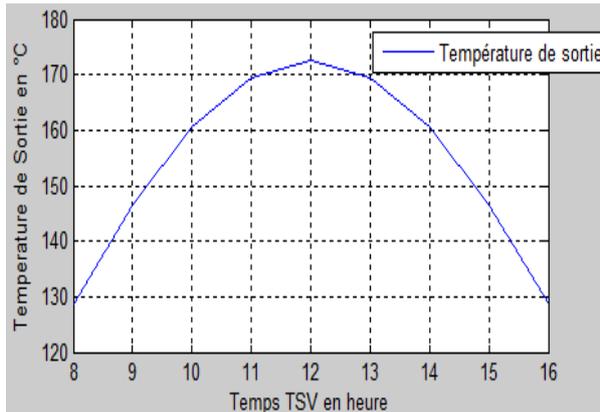


Figure 3.63: Effet sur la Température

De sortie pour la journée du 21/09.

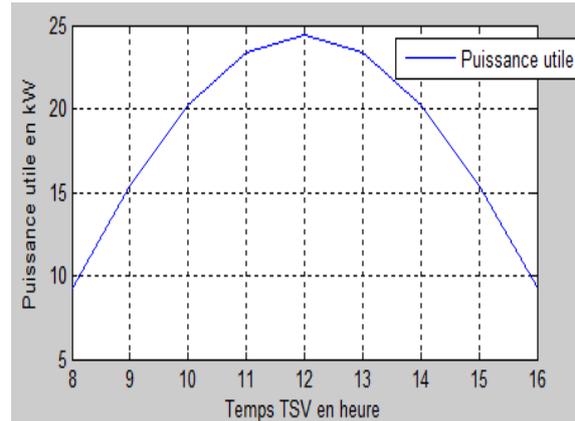


Figure 3.64: représente la puissance utile

En fonction de TSV pour la journée du 21/09.

Pour cette journée, on remarque qu'à 8h00 on commence à avoir déjà une température de 129°C et une intensité d'éclairement de 332W/m² et par conséquent on obtient une puissance utile de 9 kW.

Après la température continue à monter jusqu'à atteindre la valeur maximale de 173°C, cela due à l'augmentation de l'influence de l'éclairement produit par le concentrateur et qui se traduit directement par une élévation de la puissance utile

On note aussi que les puissances utiles des journées du 21 mars et du 21 sept sont pratiquement identiques.

Conclusion :

L'étude est basée sur un modèle thermique pour contrôler la puissance utile, la température de sortie du fluide à la sortie de tube absorbeur. On utilise le Biphenyl-DiphenylOxide (Therminol VP-1) comme fluide caloporteur qui peut atteindre 400°C. Ce fluide est caractérisé par son grand coefficient de transfert de chaleur.

On remarque que la température de fluide à la sortie du tube absorbeur est supérieure à 100°C car il provient d'un stockage d'appoint.

D'après les résultats obtenus nous constatons que pour assurer un bon fonctionnement de ce concentrateur il est préférable de travailler à faible débit et en fonction des jours où ensoleillement est très important puisque il est favorable au système de production d'énergie.

La raison pour laquelle on a opté pour une orientation Nord-Sud du collecteur est pour tirer le maximum d'énergie sur l'année.

Partie II : Analyse paramétrique des performances

Introduction :

Afin de déterminer les conditions optimales de fonctionnement de notre système, nous allons d'abord faire une étude des différents paramètres influant les performances de notre système frigorifique à absorption. On va coupler la machine à absorption avec le concentrateur solaire à travers un système de stockage de façon à garder une température constante qui sert à alimenter la source chaude (le générateur) de la dite machine.

IV.1- Description du système frigorifique à absorption alimenté par énergie solaire étudié :

Le groupe frigorifique à absorption est composé de quatre échangeurs permettant un transfert d'énergie entre le mélange solvant-frigorigène du cycle d'absorption, et trois sources extérieures à la machine. On utilise un frigorigène gazeux dans un solvant liquide ammoniac/eau ($\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$) pour former une solution à forte affinité. La gamme de température de production de froid peut être très large, elle est comprise entre $-50\text{ }^\circ\text{C}$ et $10\text{ }^\circ\text{C}$. Dans notre étude, nous nous intéressons à des températures dans l'évaporateur en dessous de $0\text{ }^\circ\text{C}$.

Notre système est composé : d'une machine à absorption contenant un bouilleur couplé à un concentrateur cylindro-parabolique, d'un condenseur, d'un évaporateur et d'un absorbeur, d'une cuve de stockage, et des accessoires (les pompes, les vannes, les tuyaux, un régulateur).

Pour assurer un bon fonctionnement de ce concentrateur, il est préférable de travailler pendant des journées où l'ensoleillement est très important. Le fluide caloporteur (VP-1) entre initialement à une température dans le concentrateur de $100\text{ }^\circ\text{C}$. Une pompe de circulation à vitesse variable permet de réguler le débit du fluide caloporteur et aussi la température à la sortie du collecteur. Une vanne de régulation à trois voies et un thermostat différentiel sont placés à la sortie du concentrateur. Lorsque la température de sortie de fluide est inférieure à la température de consigne, la vanne renvoie le fluide caloporteur vers le tube absorbeur jusqu'à la fin de cette consigne. Lorsque la température de sortie de fluide est supérieure, le fluide est envoyé vers la cuve de stockage. La chaleur prélevée du stockage sera apportée à une solution de frigorigène et de solvant contenue dans le générateur, cette dernière chauffe le mélange qui doit être de tel sort que le réfrigérant bouillonne et se transforme en phase

Partie II : Analyse paramétrique des performances

vapeur, donc on conclue que l'ammoniac se sépare de la solution aqueuse (a pression et température élevé). [42]

Le mélange s'appauvrit alors en frigorigène qui est à une température d'ébullition supérieur à celui d'ammoniac. La vapeur formée passe par un rectificateur pour obtenir une bonne séparation du mélange de vapeur (NH_3) et le liquide (H_2O), ce rectifieur comporte plusieurs plaques perforées. La solution vapeur à un mouvement ascendant tandis que la solution liquide a un mouvement descendant, le but des plaques est de permettre aux solutions liquide et vapeur un contacte intime direct. La vapeur en se dirigeant vers le sommet de la tour produit du liquide obtenu par condensation. Tandis que le liquide qui descend produit à son tour de la vapeur. [44]

La vapeur produite pénètre dans le condenseur où elle se liquéfie en rejetant de la chaleur vers l'ambiant, l'ensemble du générateur et du condenseur constitue la partie à haute pression du système.

Le frigorigène liquide accumulé dans le condenseur peut être envoyé vers l'échangeur de réfrigérant pour augmenter le sous refroidissement d'ammoniac. Ensuite il va être détendue dans cette zone à haute pression et envoyé après détente vers un évaporateur à basse pression (il subit une chute de pression) qui s'évapore en produisant du froid. Après l'évaporation du frigorigène dans l'évaporateur qui est espace de processus de refroidissement réelle et d'extraction de chaleur du milieu à réfrigérer, le froid est produit. [46]

Ensuite, l'ammoniac pénètre dans l'absorbeur qui contient la solution pauvre provenant du bouilleur donc s'enrichit en fluide frigorigène venant de l'évaporateur. Comme cette recombinaison est exothermique, il faut extraire de la chaleur de l'absorbeur afin de maintenir sa température suffisamment basse pour conserver l'affinité élevée dont on a besoin entre le frigorigène et la solution. [46]

La solution riche en ammoniac est recueillie au fond de l'absorbeur et est pompé à travers un échangeur de solution pour préchauffer la solution riche à l'entrée du bouilleur. Elle est mise en contact thermique pour assurer un inter-échange d'énergie avec la solution pauvre qui sort du générateur à température élevé jusqu'à l'absorbeur à basse température. Ces échangeurs permettent de minimiser les pertes de chaleur et d'augmenter le coefficient de performance de la machine.

Partie II : Analyse paramétrique des performances

IV.2- Présentation du logiciel de travail (EES) :

Engineering Equation Solver

Ce logiciel peut être utilisé dans le cadre de plusieurs disciplines scientifiques mais les suivantes en font particulièrement usage : la thermodynamique, la mécanique des fluides, le transfert de chaleur et la chimie.

Il existe deux différences majeures entre EES et un solveur “ classique ” d'équations. Tout d'abord, EES identifie automatiquement et groupe des équations qui doivent être simultanément résolues. Cette caractéristique simplifie le procédé pour l'utilisateur et assure que le logiciel opérera toujours avec une efficacité optimale.

De plus, de nombreuses fonctions mathématiques et thermodynamiques utilisées dans le milieu de l'ingénierie sont incorporées dans le logiciel, à titre d'exemple, Dans notre étude, ce logiciel nous a permis de déterminer tous les propriétés thermodynamique sans passer par les diagrammes [46].

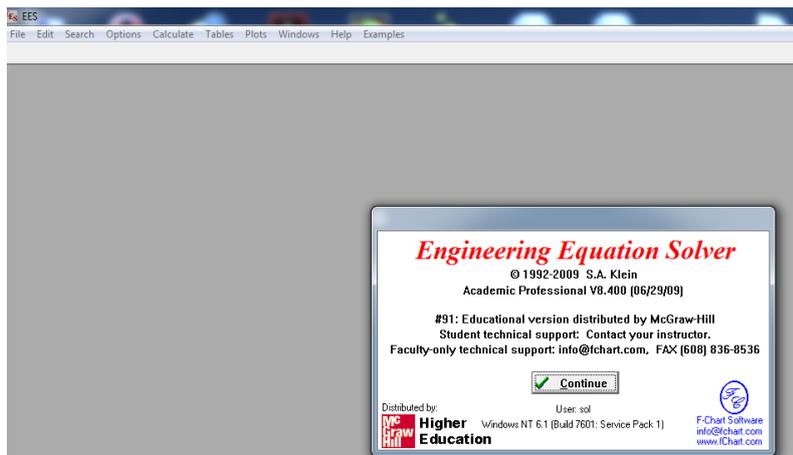


Figure 4.1: Page de démarrage du logiciel.

IV.3-Etude paramétrique de la machine à absorption :

Nous avons considéré ici une machine à absorption dont les paramètres nominaux sont les suivants :

- température nominale du condenseur T_c -nom=40 °C.
- température nominale de l'absorbeur T_a -nom= 40°C.
- température nominale de l'évaporateur T_e -nom= -10°C.
- Efficacité de l'échangeur de solution SHX= 0.8.
- Efficacité de refroidisseur CEHX = 0.8.
- Débit massique \dot{m} = 0.2 kg/s.

Partie II : Analyse paramétrique des performances

L'organigramme de calcul est dans l'annexe D, il visualise clairement les étapes de ce calcul.

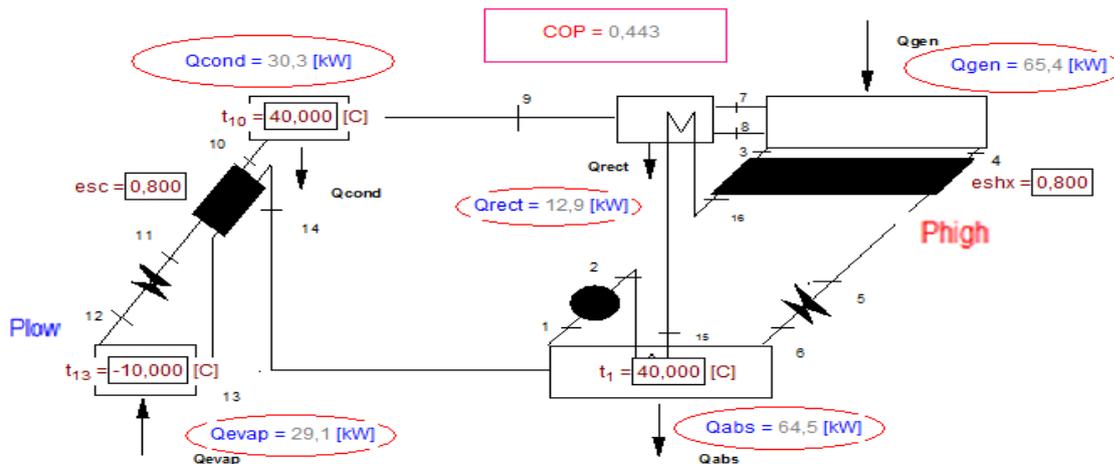


Figure 4.2 : Interface du programme de simulation sur ESS

Notre étude comporte ces étapes :

1) L'influence de l'efficacité de l'échangeur de solution (Eff_{Hx}) sur la puissance de générateur :

L'échangeur (intermédiaire) de chaleur joue un rôle très important sur le coefficient de performance de la machine, et pour voir son importance, on varie le rendement de l'échangeur (Eff_{Hx}), pour obtenir les valeurs de puissance de générateur et du COP, les résultats sont représentés sur la figure suivante :

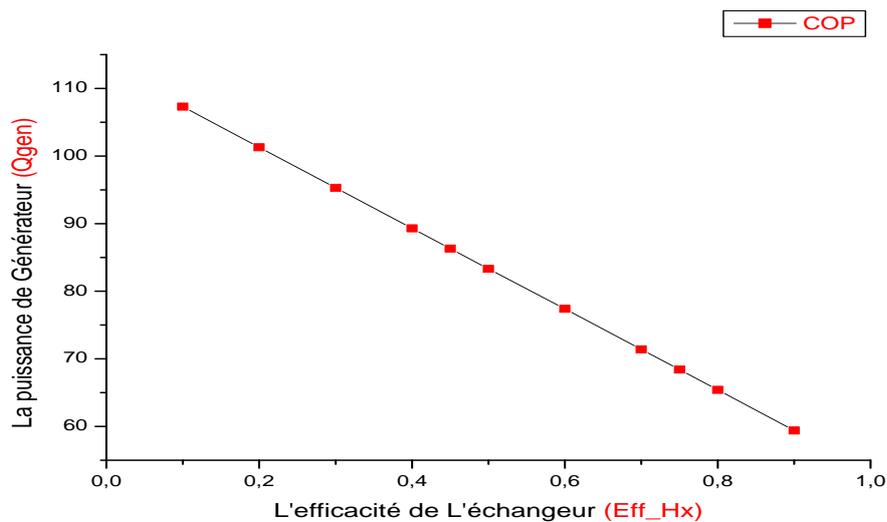


Figure 4.3: L'influence de l'efficacité de l'échangeur sur la puissance de générateur

Partie II : Analyse paramétrique des performances

2) L'influence de l'efficacité de l'échangeur de solution (Eff_{Hx}) sur le coefficient de performance (cop) :

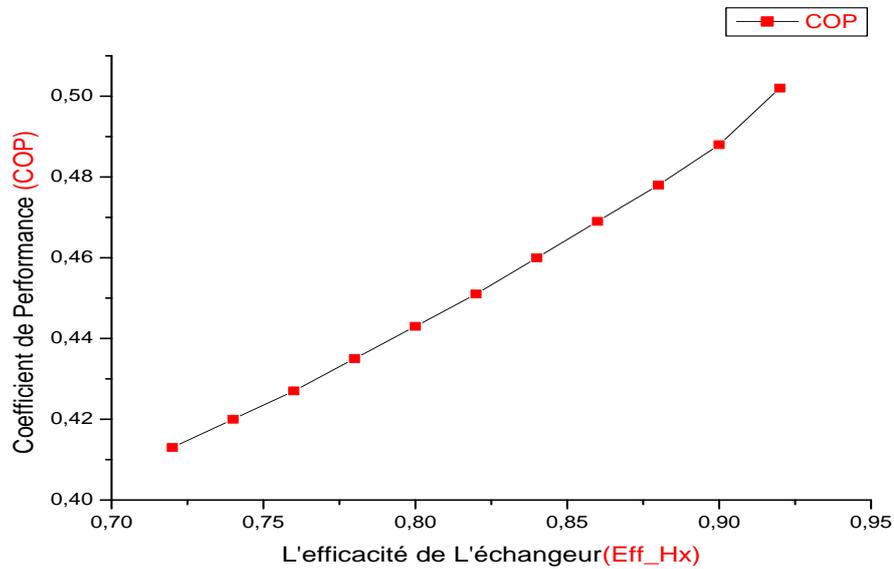


Figure 4.4: Variation du coefficient de performance en fonction de l'efficacité de l'échangeur

3) L'influence de la température du condenseur sur le coefficient de performance COP :

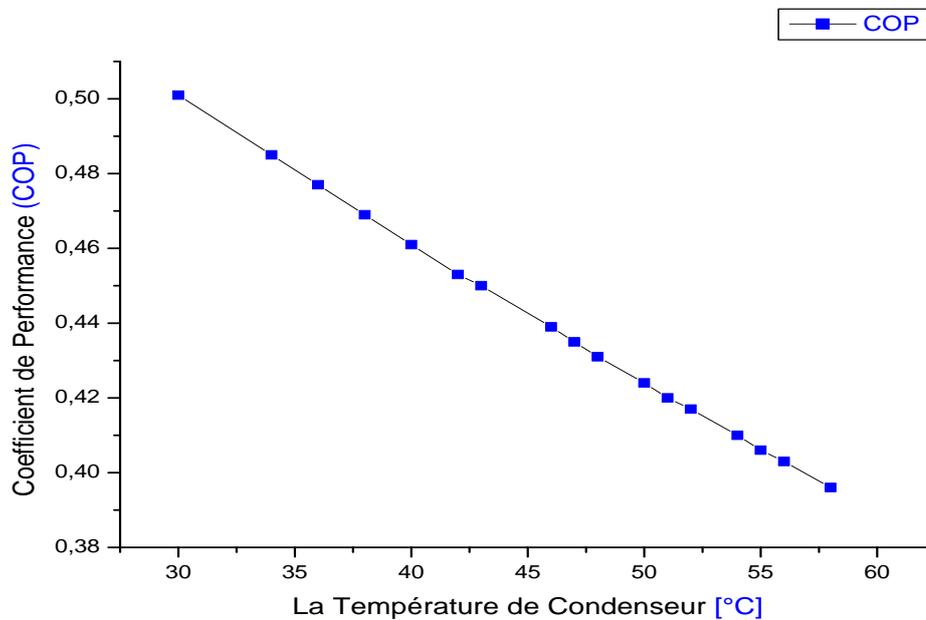


Figure 4.5 : Variation du coefficient de performance en fonction de la température du condenseur.

Partie II : Analyse paramétrique des performances

4) L'influence de la température de l'absorbeur sur le coefficient de performance COP :

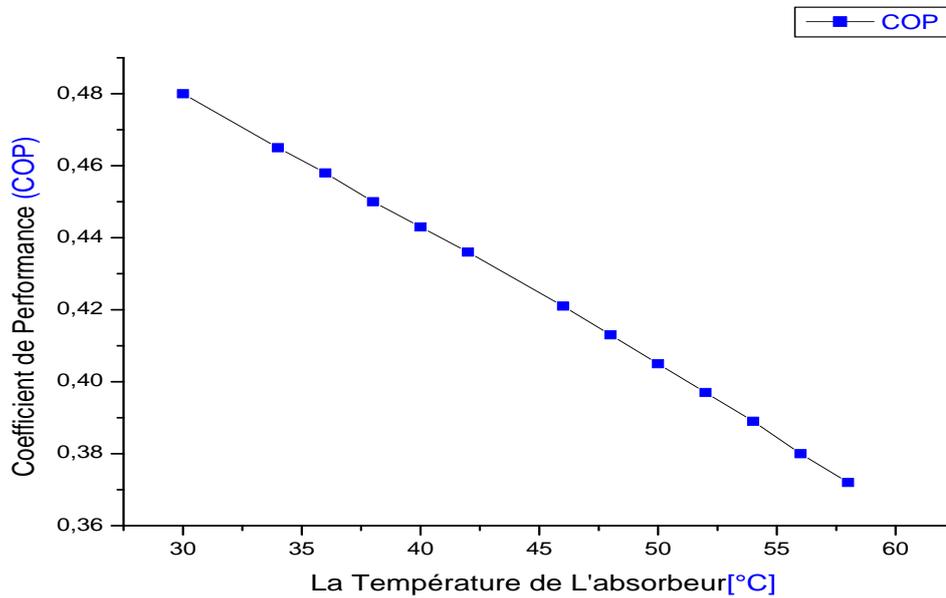


Figure 4.6: Variation du coefficient de performance en fonction de la température l'absorbeur

5) L'influence de la température de l'évaporateur sur le COP :

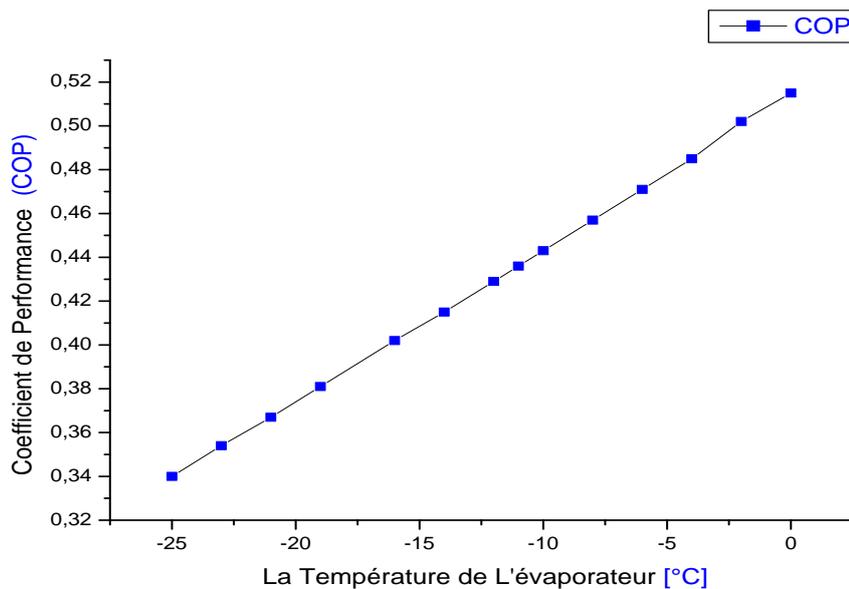


Figure 4.7: Variation du coefficient de performance en fonction de la température de l'évaporateur

Partie II : Analyse paramétrique des performances

IV.4-Discussion des résultats :

➤ L'influence de l'échangeur de solution :

Pour un rendement d'échangeur de chaleur égal à 0 c'est-à-dire le système sans échangeur de chaleur, la puissance du générateur est maximale, donc le coefficient de performance est faible.

L'augmentation du rendement de l'échangeur implique une faible puissance de générateur $Q_{gén}$ (minimiser la consommation d'énergie) et une augmentation de coefficient de performance de la machine, car l'efficacité de l'échangeur représente la quantité de chaleur récupérée par ce dernier pour améliorer la vaporisation dans le générateur et donc économiser la chaleur dans le bouilleur, ce qui conduit à l'augmentation du COP.

➤ L'influence de la température du condenseur

La variation du coefficient de performance diminue avec l'augmentation de la température du condenseur. La vapeur d'ammoniac produite pénètre dans le condenseur qui doit être refroidie pour se liquéfier pour obtenir une meilleure condensation. En effectuant le sous refroidissement d'ammoniac, on obtient une plus grande quantité liquide de NH_3 qui optimise la production du froid.

➤ L'influence de la température de l'absorbeur :

La variation du coefficient de performance diminue avec l'augmentation de la température de l'absorbeur. Étant donné que l'absorption d'ammoniac par l'eau se fait à des basses températures. La réaction chimique qui doit être effectuée à basse température pour une meilleure efficacité, ce qui diminue la température de l'absorbeur pour améliorer la réaction d'absorption et les performances globales du système. Donc cette augmentation de la capacité d'absorption du réfrigérant influence directement sur le COP.

Partie II : Analyse paramétrique des performances

➤ L'influence de la température de l'évaporateur :

On peut constater que la variation du coefficient de performance COP est proportionnelle à la variation de la température d'évaporation (T_e). Lorsque la température de l'évaporateur augmente, la quantité de chaleur à extraire est réduite. Le résultat est une augmentation du coefficient de performance du système.

Ceci est expliqué par le fait que lorsque la température d'évaporation augmente, le besoin en froid diminue ce qui conduit à une consommation moindre et donc à une efficacité supérieure.

Conclusion :

La réfrigération à absorption obtenue par l'énergie solaire a connu un intérêt croissant au cours de ces dernières années. Dans ce contexte il y a lieu de souligner les efforts considérables déployés pour l'amélioration de leur coefficient de performance. Cet intérêt croissant peut être expliqué par le fait que la technologie de ces machines permet de réduire les déperditions de chaleurs dans l'environnement en utilisant des mélanges purs tels que l'ammoniac-eau. [50]

Dans ce chapitre on a fait la simulation avec logiciel EES nous a permis d'obtenir des résultats de performances. On constate que les performances de la machine à absorption dépendent de plusieurs paramètres tels que, les températures des différents organes qui composent la machine et l'efficacité de l'échangeur de solution. Pour assurer le bon fonctionnement de la machine à absorption on a besoin d'une circulation continue des fluides représentés par les débits de frigorigène, solution riche et solution pauvre, et des échanges de chaleur.

Conclusion Générale

Conclusion générale :

Cette étude a permis d'analyser le système frigorifique à absorption couplé à un concentrateur cylindro-parabolique. La simulation a été faite sous l'environnement matlab pour la partie solaire et en utilisant le logiciels EES (Engineering Equation Solver) pour la machine à absorption.

L'étude du système solaire nous fait ressortir avec les points suivants :

- ✓ Après la comparaison des résultats de l'influence de l'éclairement direct dans les 3 sites étudiés, on constate que la croissance ou la décroissance de la température de sortie (T_s) est principalement due à l'accroissement ou décroissement considérable de l'éclairement direct (I_b), qui se traduit directement par l'augmentation ou diminution de la puissance utile Q_u .
- ✓ Dans les sites du sud (béchar, tamanrasset), où l'ensoleillement est très important, le solaire peut fournir l'énergie nécessaire qui à des valeurs importante de 10h du matin jusqu'à 14h du soir, à moindre coût. Et sans risques pour l'environnement. La contribution de l'énergie solaire à la réalisation des températures élevées est appréciable à des degrés différents et ceci pratiquement pendant toute l'année sauf pour les mois d'hiver où le recours au système d'appoint est indispensable.
- ✓ Par contre, sur le site de blida, les résultats sont moins bons sauf pendant la période de l'été. Toutefois les résultats peuvent être améliorés en augmentant la surface du concentrateur mais au détriment du coût.

Nous concluons aussi que :

- ✓ La puissance utile du cylindro-parabolique et la puissance soutirée à la cuve dépend essentiellement de l'éclairement direct incident.
- ✓ La température de la cuve de stockage est un paramètre très important, car elle influe directement sur la température transmise au générateur.
- ✓ L'utilisation d'un concentrateur est indispensable car il permet des températures très élevé au bouilleur.

L'analyse thermodynamique du cycle frigorifique à absorption à simple effet fonctionnant avec le couple ($\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$) a permis de montrer que :

- ❖ L'augmentation de la température d'évaporateur provoque l'augmentation COP.
- ❖ L'augmentation de la température de condensation ou d'absorption provoque une diminution du COP.
- ❖ le COP du système augmente avec l'augmentation de l'efficacité de l'échangeur de la solution.

Finalement il existe d'autres types des machines à absorption, qui peuvent donner des résultats meilleurs que ceux données par la machine à simple effet (système a double effet, les systèmes GAX,...) ainsi que l'utilisation d'autres couples peuvent aussi ouvrir des horizons pour l'utilisation des systèmes à absorption.

Il est très important de faire rappeler que ce travail ne peut être complet sans une étude technico-économique afin d'analyser la rentabilité de ces systèmes.

Références bibliographique

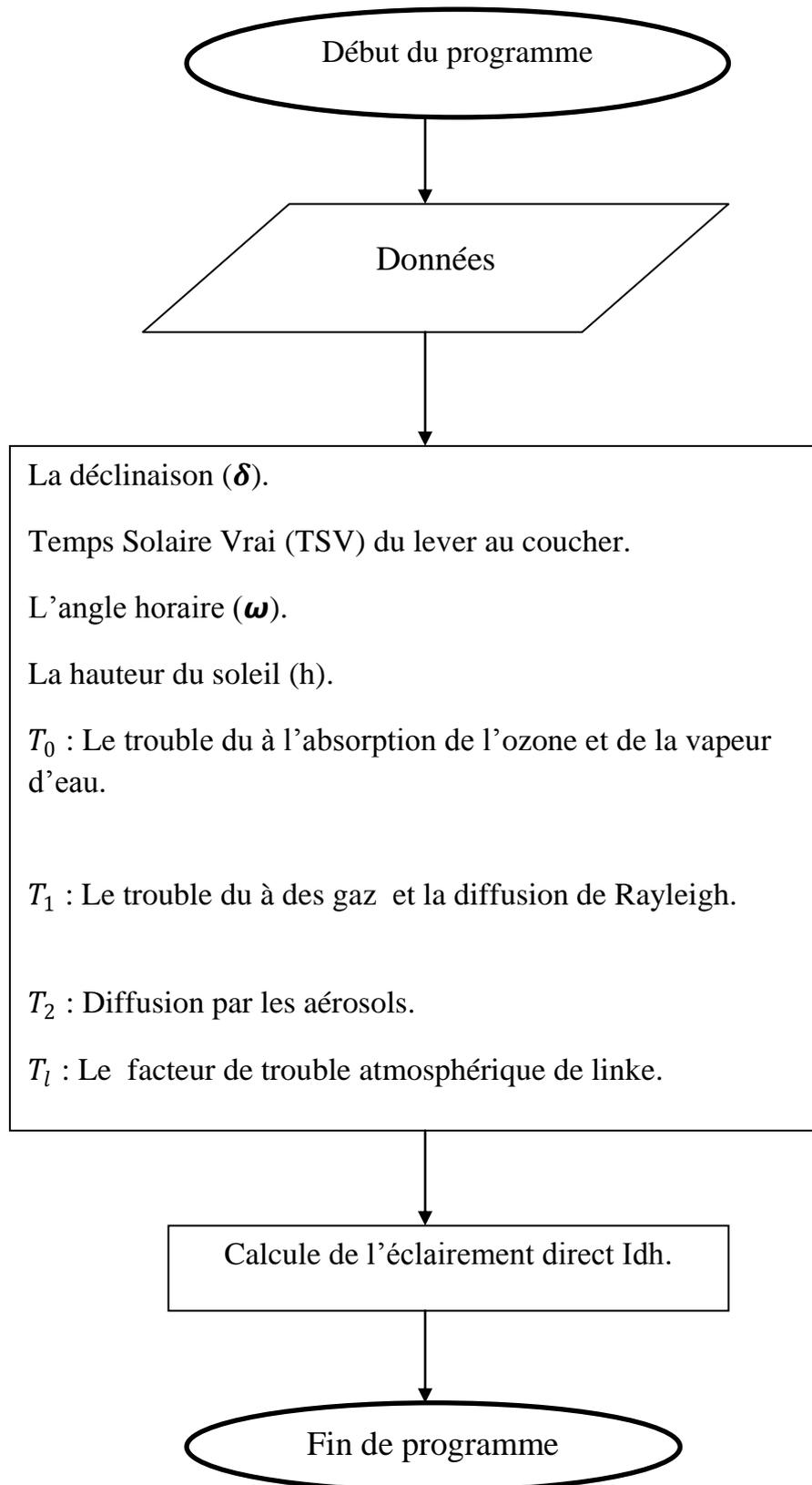
- [1] **L. BENAHMED** et **F.Z. BEN MOSTEFA**, « Intégration d'un système de rafraîchissement solaire au bâtiment. Faisabilité technico-économique », Mémoire de master Université Abou Baker Belkaid Tlemcen, 2012.
- [2] **A. Guillaume**, « Modélisation, simulation dynamique, validation expérimentale et optimisation énergétique d'une unité de rafraîchissement solaire par absorption », L'Université de Pau et des Pays de l'Adour, 2011.
- [3] **K. Djadi, S. Toudert**, « Caractérisation et conception d'un système de réfrigération », Mémoire de master, Université d'Akli Mohand Oulhadj, Bouira, 2015.
- [4] **N. Papa Tandakha**, « Conception d'un entrepôt frigorifique fonctionnant avec de l'énergie solaire photovoltaïque », Mémoire d'ingénieur, Université de Cheikh Antadiep, Ecole Supérieur Polytechnique, 2005.
- [5] **H. Belkessam**, « Contribution à la valorisation de l'utilisation de l'énergie solaire pour des besoins de climatisation et de conditionnement d'air », Mémoire de magistère, Université Aboubekr Belkaid, Tlemcen, 2013.
- [6] **O. Lakeche, Z. Epouse**, « Modelisation d'un Machine frigorifique a absorption : application des equilibres de phases », Thèse de doctorat, Université Mentouri de Constantine, 2012.
- [7] **T. Vitte**, «Le froid solaire par dessiccation appliqué au bâtiment : Proposition d'une stratégie de régulation du système». Thèse de doctorat, Lyon : L'institut national des sciences appliquées de Lyon, 2007.
- [8] **G. Bouhelal**, « L'utilisation de L'énergie solaire pour Les besoins de la climatisation », Mémoire de magister, Tlemcen, U.A.B. Belkaid, 2012.
- [9] **V. Thibaut**, Thèse en génie civil, institut National des sciences appliquées de Lyon, 2007
- [10] **M. DINY** « Etude du fonctionnement d'une machine frigorifique à adsorption modélisation des transferts de chaleur et de masse et optimisation du fonctionnement de la machine », Thèse de doctorat, Université Henri Poincaré, Nancy 1, 1996.
- [11] **Site web**: [http: \ www.raee.org](http://www.raee.org).
- [12] **D. LEDUCQ**, « Froid et Environnement, Cemagref, 2009.
- [13] **Site web** : [http : \ \energie plus- le site.be](http://energie-plus-le-site.be).
- [14] **R. M Lazzarin et al**, « Ammonia-water absorption machines for refrigeration: theoretical and real performances », int .J. Refrig. Volume 19, N. 4, pp. 239-246, 1996.

- [15] **A. Sharizal Shaik**, « Integrated solar energy and absorption cooling model for HVAC (heating, ventilating, and air conditioning) applications in buildings », Michigan Technological University ,2006.
- [16] **T. Berlitz et al**, « An ammonia-water absorption refrigerator with a large temperature lift for combined heating and cooling», International Journal of Refrigeration, 21 (3), 219-229, 1998.
- [17] **T .GUERMIT**, « Analyse et simulation d'une machine frigorifique à absorption couplée à l'énergie solaire, application dans la région de Ouargla », Thèse de magister, Université de Ouargla, 2000.
- [18] **H.T .CHUA**, et **al**, « Thermodynamic modeling of an ammonia-water absorption chiller » (ISEC) USA , 2002
- [19] **N.Ezzine et al**, « Thermodynamic simulation of ammonia-water double Effect absorption chiller », International Refrigeration and Air Conditioning Conférence, 2004
- [20] **N. Ben Ezzine et al**, « Solar cooling with the absorption principle: first and second law analysis of an ammonia-water double-generator absorption chiller », Département Energétique, école Nationale d 'Ingénieurs de Monastir, Ibn El Jazzar 5019 Monastir, Tunisie, 2004.
- [22] **A. Zohar et al**, « Numerical investigation of a diffusion absorption refrigeration cycle », International Journal of Réfrigération, Vol. 28, N. 4, pp. 515– 525, 2005.
- [23] **Kh. Hami et al**, «Modélisation des performances énergétiques d'une machine frigorifique à absorption solaire sous Trnsys_16 ». Dans Le Site Béchar. Conférence internationale sur la physique énergétique, Université de Béchar, 2013.
- [24] **M. CHELAN**, « la climatisation solaire », mémoire d'Ingénierie du bâtiment, Ecole Nationale d'Ingénieurs De Saint-Etienne, 2004.
- [26] **Site Web** : Sonelgaz, www.sonelgaz.dz consulté le 05.05.2017.
- [27] **Dr. Merad, Pr. Cheknane Ali, Rougab Ilyes**, « Introduction au gisement solaire algérien théorie et applications ». Université Amar Telidji, Laghouat.
- [28] **P. GARCIA**, « Outils d'évaluation technico-économique et d'aide à la conception des centrales solaires thermodynamiques du futur », Thèse de doctorat, Université de Perpignan, 2007.
- [29] **A. Messai et M Benzerga**, « Optimisation des centrales solaires à capteur cylindro-parabolique », Mémoire de master. Université de Blida, 2010.
- [30] Site internet, <http://.astrosurf.com/denisjarry/cosmos5.htm>.
- [31] **A. Ricaud**, « Gisement solaire et transfert énergétique », Master Energies Renouvelables, Université de Cergy-Pontoise, Jan 2011.

- [32] **JA.Duffie** et **WA. Beckman**, «Solar Engineering of thermal processes»,2nded, New York Wiley Interscience ,1991.
- [33] **A. Panzo**, « Mini Centrale Solaire à Miroirs de Fresnel Couplé à un Moteur Ericsson », Université de Blida, 2016..
- [34] **N. BOUGUETAIA**, «Contribution à l'étude et a la simulation d'un concentrateur cylindro-parabolique ».Mémoire de magister, Université Constantine 1,2013.
- [35] **Y. MARIF**, « Caractérisation d'un concentrateur cylindro-parabolique de dimensions réelles au sud de l'Algérie: Région d'Ouargla ».Thèse de Doctorat, Université Kasdi Merbah Ouargla, 2015.
- [36] **S. Madani**, « Modélisation mathématique du concentrateur cylindro-parabolique de la centrale hybride de Hassi R'mel », Mémoire master, Université Mohamed Khider Biskra ,2014.
- [37] **D. Hamed**, « Etude des transferts thermiques dans un concentrateur cylindro-parabolique », Mémoire de magister, Ecole Nationale Polytechnique,2012.
- [38] **M. Ghodbane et al**, « Simulation numérique d'un concentrateur cylindro-parabolique en el oued, algérie », International Journal of Scientific Research & Engineering Technology, Vol.3, pp.68-74,2015.
- [39] **N. Nouah et al**, « Modélisation d'un capteur solaire cylindro-parabolique », Revue des Energies Renouvelables, Vol. 17, N°4, PP 559 – 567. Décembre 2014. .
- [40] **Subi Salim1 and Rajesh V. R**, « Thermodynamic analysis of aqua-ammoniac based miniaturized vapor absorption réfrigération system utilizing solar thermal énergie », Journal of Engineering and Applied Sciences, Vol.11, No. 9,Mai,2216.
- [41] **F. Danioko**, Valorisation Energetique De La Biomasse (Par Le Froid Par Absorption). Mémoire D'ingenieure, Ecole inter- Etats d'ingenieurs de l'Equipement Rural 03 B.P 7023 Ouagadougou 03 Burkina Faso, 4 jhillet 1996.
- [42] **R.Touaibi et al**, « Etude paramétrique d'un système de réfrigération par absorption à simple effet utilisant le couple Eau – Bromure de lithium », Efficacité énergétique- sources d'énergies renouvelables, protection de l'environnement COFRET'12, Sozopol, Bulgarie.
- [43] **A. HMIDA et al**, « Modélisation d'une machine par absorption et bilan frigorifique d'une chambre froide », international Journal of Scientific Research & Engineering Technology, pp. 78-84,2016.
- [44] **J. Zattonii**, « E E S Engineering Equation Solver Pour Microsoft Windows ». F-Chart Software 4406 Fox Bluff Rd,Middleton.
- [45] **K. Smaili**, « Rafraichissement solaire par machine à absorption solaire utilisant le couple (LiBr/H2O) Étude paramétrique », Mémoire de master,université de Blida,2015.

Annexe

Annexe A : Organigramme de calcul de l'éclairement direct modèle de capderon



Annexe B : Les caractéristiques du concentrateur et les propriétés de fluide VP-1

- ❖ Les caractéristiques du concentrateur cylindro-parabolique sont données par les Tableaux suivants :

Tableau 3.2 : les paramètres géométriques du capteur.

Caractéristique géométriques du capteur	Valeur (m)
Longueur	11
Largeur	5.5
Diamètre intérieur du tube absorbeur	0.04
Diamètre extérieur du tube absorbeur	0.05
Diamètre intérieur du verre	0.07
Diamètre extérieur du verre	0.08

Tableau 3.3 : les paramètres optiques du capteur (miroir).

Paramètres optiques du capteur	Valeur
Facteur d'interception	0.92
Facteur de réflectance du miroir	0.90
Coefficient de transmission du verre	0.95
Coefficient d'absorption de l'absorbeur	0.95

Tableau 3.4: les caractéristiques de tube absorbeur.

Tube absorbeur	Valeur
Emissivité du tube absorbeur	0.15
Emissivité de l'enveloppe transparente en verre	0.87

Annexe C : Organigramme de calcul de la température de sortie et la puissance utile

