

ÉTUDE, RÉALISATION ET SIMULATION D'UN CONCENTRATEUR SPHÉRIQUE

Reçu le 02/04/2008 – Accepté le 17/12/2008

Résumé

Le but principale de ce travail est l'étude de types d'absorbeur cylindrique d'un concentrateur sphérique; nous avons deux types de récepteur, le premier cylindrique fermé et le second est un serpentin à l'intérieur d'un récepteur cylindrique, nous nous sommes particulièrement attachés à la détermination des caractéristiques de fonctionnement, la température de l'absorbeur, les différentes puissances et l'efficacité.

Le bilan énergétique permet de déterminer les caractéristiques thermiques de l'absorbeur afin de calculer la température concentrée au niveau de la surface captatrice, dans le premier absorbeur, l'équation de la chaleur est résolue implicitement par la méthode des différences finies et dans le second, à partir de la puissance utile on détermine une différence de température entre les bords du serpentin. La confrontation des résultats numériques avec ceux obtenus dans le cadre d'une étude expérimentale menée en parallèle, montre une bonne fiabilité du code de calcul élaboré.

Mots clés : concentrateur sphérique, absorbeur, puissances, code de calcul

Abstract

The principal objective of this work is the study of types of cylindrical absorber of a spherical concentrator, the receiver and a closed cylindrical coil inside a cylindrical receiver; we are committed to determining the operating characteristics, temperature of the absorber efficiencies, the different powers. The equations governing the operation of the absorber to determine the temperature concentrated at the surface captive latter, in the first absorber we have determined the temperature distribution in a closed cylinder are solved by an implicit scheme. The comparison of numerical results with those obtained through an experimental study conducted in parallel, showed a good reliability of the computer code developed.

Keywords: Spherical concentrator, absorber, powers, computer code

M. KHALED*

N. BELLEL*

M. BENABDOUN**

*Laboratoire Physique énergétique

**Département de Physique

Université Mentouri, Constantine

25000.

Algérie

ملخص

والهدف الرئيسي من هذا العمل هو دراسة أنواع من علب اسطوانية الشكل مع محور كروية ويكون لدينا نوعين من المستقبلات ، وأسطوانية مغلقة الأولى والثانية هو لفائف اسطوانية داخل جهاز الاستقبال ، ونحن بصورة خاصة تعلق على تحديد الخصائص التشغيلية ، درجة الحرارة للامتصاص ، والقوى المختلفة وفعاليتها.

ميزان الطاقة لتحديد الخصائص الحرارية للامتصاص لحساب درجة الحرارة تتركز على السطح آسر في امتصاص الأولى ، فإن المعادلة الحرارة يتم حلها ضمنا من خلال طريقة فرق محدد والثانية ، من المفيد تحديد السلطة لفرق درجات الحرارة بين حواف الملف. بمقارنة النتائج العددية مع تلك التي تم الحصول عليها من خلال إجراء دراسة تجريبية أجريت في موازاة ذلك ، يظهر موثوقية جيدة للقانون الكمبيوتر المتقدمة.

الكلمات المفتاحية: محور كروية والامتصاص ، والطاقة ، رمز كمبيوتر

Introduction :

Le chauffage par la concentration solaire est une application pour obtenir des températures élevées et puisque le rendement des systèmes de génération électrique et de réfrigération croît avec l'augmentation de la température. Le concentrateur sphérique est préférable pour obtenir des températures plus de 500°C au niveau de la surface captatrice de l'absorbeur. L'intérêt de ce travail consiste à étudier le comportement thermique de deux absorbeurs cylindriques en acier le premier rempli par l'eau, et le deuxième contenant un serpentin en cuivre ouvert par la base où circule le fluide caloporteur (eau) dont l'apport d'énergie est assurée par un concentrateur sphérique.

La modélisation est basée sur le calcul d'un bilan thermique au niveau des paramètres suivants de l'absorbeur.

- La température concentrée à la surface captatrice de l'absorbeur.
- La distribution de la température dans le cylindre fermé et comparée avec la mesure.

- Le calcul des différentes des puissances au niveau de l'absorbeur;
- L'efficacité.
- La différence de température de fluide caloporteur entre l'entrée et la sortie du serpentin et comparé avec la mesure.

Le miroir c'est une calotte sphérique de surface de 0,636 m² repose sur un support métallique de type équatorial.

2. Description du système

Nous avons un montage en acier qui consiste en un mouvement à deux axes perpendiculaires, un montage altazimutale et un montage équatorial. Dans le premier type de montage, le miroir tourne autour d'un axe horizontal porté par une monture qui elle-même, tourne autour d'un axe vertical. La rotation autour de l'axe horizontal assure la poursuite en hauteur alors que l'autre rotation assure en azimut. Cette disposition très simple a été réalisée manuellement.

Le concentrateur est composé de deux éléments essentiels :

- Réflecteur sphérique
- Absorbeur cylindrique

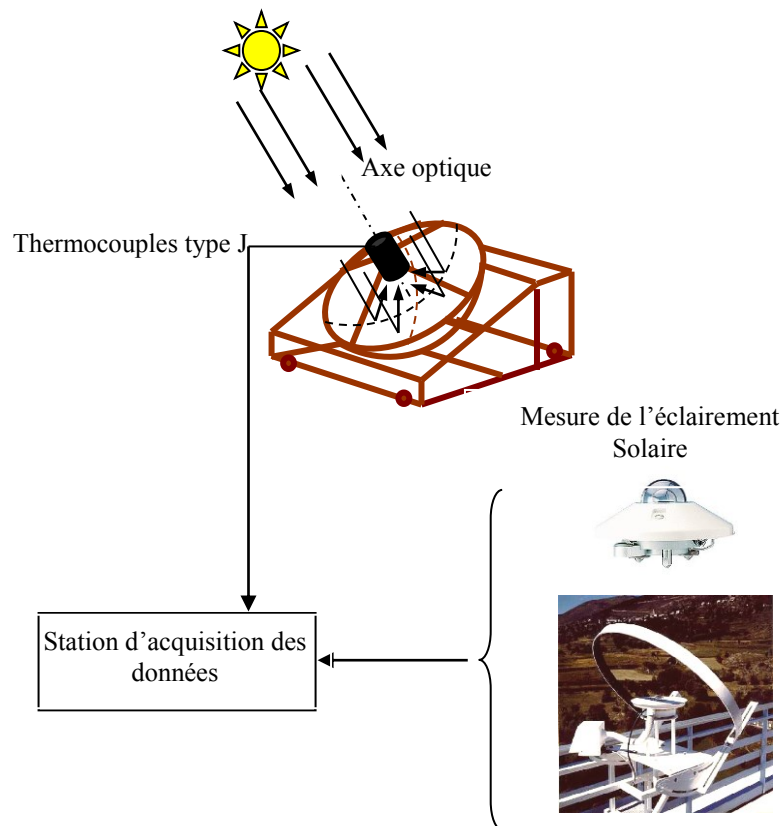


Figure.1 Installation du concentrateur

Le miroir est une calotte sphérique recouverte d'argent, soutenue par un gabarit en bronze (le réflecteur). Nous avons deux cylindres en acier, le premier fermé contenant de l'eau pénétré d'une tige de même longueur supportant 04 thermocouples de type J enveloppé par une laine de verre d'épaisseur deux (02) cm et elle-même recouverte par une matière réfléchissante excepté à la base (face captant le rayonnement concentré). Le deuxième cylindre possède une ouverture à la base contenant un serpent en cuivre à ses extrémités se trouvent deux thermocouples. Les thermocouples des deux cylindres sont reliés au système d'acquisition de données. Le montage du concentrateur est illustré par la figure ci-dessous.

3. Bilan énergétique

Pour réaliser un bilan énergétique sur un absorbeur solaire sous forme cylindrique, pour cela on isole la surface qui absorbe le rayonnement solaire concentré par le réflecteur.

Le bilan énergétique de la surface absorbante de concentration solaire peut être écrit sous forme [1] :

$$\dot{Q}_{util} = (m_{abs}c_{abs} + m_f c_f) \frac{dT_{abs}}{dt} \quad (1)$$

\dot{Q}_{util} : L'énergie utile transmise par la surface réceptrice du rayonnement concentré par le réflecteur.

L'énergie utile pour un absorbeur thermique solaire est le rapport d'énergie thermique laissant l'absorbeur, en généralement décrit le rapport d'énergie étant ajoutée à un fluide par un transfert thermique passant par le récepteur ou le convertisseur [2], c'est-à-dire :

Avec:

$$\dot{Q}_{util} = \dot{Q}_{abs} - \dot{Q}_{pert} \quad (2)$$

\dot{Q}_{abs} : L'énergie optique qui atteint la surface plane de l'absorbeur, est donnée par [3] :

$$\dot{Q}_{abs} = \eta_{opt} \dot{Q}_{ref} \quad (3)$$

$$\dot{Q}_{ref} = I_{DN} A_{ref} \quad (4)$$

\dot{Q}_{ref} : L'énergie captée par le réflecteur

Le rendement optique [4] :

$$\eta_{opt} = \Gamma \alpha_{abs} \tau_{abs} \rho_{ref} \quad (5)$$

Γ : Rapport de captation (fraction de l'énergie reflétée par le réflecteur) [4]

$$\Gamma = \frac{A_{ref} - A_{abs}}{A_{abs}}$$

α_{abs} : Facteur d'absorption de la surface de l'absorbeur.

τ_{abs} : Facteur de transmission de l'absorbeur.

ρ_{ref} : Facteur Réflexion de surface de réflecteur.

Une fois que les rayons solaires ont fait leurs chemins vers le récepteur au-dessus de la température ambiante, ce qui produit un processus des pertes de chaleur à partir du récepteur. Ces modes des pertes sont la convection, le rayonnement et la conduction, qui sont dépendants de la différence dans la température entre le récepteur et l'environnement et de la géométrie du récepteur et celle du concentrateur. La formule est donnée sous la forme suivante [24, 25] :

$$\dot{Q}_{pert} = \dot{Q}_{cond} + \dot{Q}_{conv} + \dot{Q}_{ray} \quad (6)$$

Les pertes par conduction sont habituellement petites comparées à ceux par convection et par rayonnement est donnée par la formule suivante :

$$\dot{Q}_{cond} = \lambda_{abs} A_{abs} (T_{abs} - T_{amb}) \Delta z \quad (7)$$

A_{abs} : Surface de l'absorbeur

Δz : Epaisseur de l'absorbeur

T_{abs} : Température de l'absorbeur

T_{amb} : Température ambiante

Le nombre de Nusselt Nu est donné par :

$$Nu = 0,664 (Re)^{1/2} (Pr)^{1/3} \quad (8)$$

Le calcul du nombre de Reynolds Re par la formule :

$$Re = \frac{Vd}{\nu_{air}} \quad (9)$$

V : Vitesse du vent

ν_{air} : Viscosité cinématique de l'air

La perte de chaleur par rayonnement est importante pour des récepteurs fonctionnant seulement aux températures légèrement au-dessus de la température ambiante, et devient dominante pour des collecteurs fonctionnant à températures élevées. Le schéma 5,2 illustre cette transition pour une surface verticale noire en air immobile. Le taux de perte de chaleur de rayonnement est proportionnel à l'émissance de la surface et à la différence dans la température à la puissance quatre. L'équation décrite sous la forme, nous avons [25]:

$$\dot{Q}_{ray} = \varepsilon_{abs} \sigma A_{abs} (T_{abs}^4 - T_{ciel}^4) \quad (10)$$

Où :

ε_{abs} : Facteur émissivité de l'absorbeur.

σ : Constante Stefan-Boltzmann.

T_{ciel} : Température du ciel

La température du rayonnement du ciel peut être inférieure de 6°C que la température ambiante

Et par la formule de Swinbank (1963) :

$$T_{ciel} = 0,0552 T_{amb}^{1,5} \quad (11)$$

Ces deux relations donnent le même résultat pour T_{ciel} # 308 K ou T_{ciel} # 35°C.

Les pertes par convection est dépendante de la vitesse du vent et sa direction par rapport au site. Ces pertes sont proportionnelles à la surface captatrice de l'absorbeur et la différence entre la température de surface captatrice et la température ambiante [26] donnée par la formule :

$$\dot{Q}_{conv} = h_{conv} A_{abs} (T_{abs} - T_{amb}) \quad (12)$$

Le coefficient de transfert de chaleur par convection est donné par la formule suivante [27] :

$$h_{conv} = \frac{Nu \lambda_{air}}{d} \quad (13)$$

d : Diamètre du récepteur.

λ_{air} : Conductivité thermique de l'air

On peut écrire l'équation (IV - 12) par la forme suivante [28] :

$$\dot{Q}_{ray} = A_{abs} h_{ray} (T_{abs} - T_{amb}) \quad (14)$$

$$h_{ray} = \varepsilon_{abs} \sigma \frac{T_{abs}^4 - T_{ciel}^4}{T_{abs} - T_{amb}} \quad (15)$$

On combine les équations précédentes en aura une expression simple de l'énergie utile à partir d'un concentrateur sphérique basée sur un bilan énergétique du récepteur :

3.1 Expression de la température de l'absorbeur

On calcul la température de la surface captive de l'absorbeur à partir de l'équation (1) après les calculs précédents, l'équation devient [29].

$$\dot{Q}_{util} = \eta_{opt} I_{DN} A_{abs} - U_{glob} (T_{abs} - T_{amb}) A_{ref} \quad (16)$$

Où U_{glob} est le coefficient global des pertes de chaleur données par :

$$U_{glob} = h_{conv} + h_{ray} + h_{cond} \quad (17)$$

On remplace :

$$P_{opt} = \eta_{opt} I_{DN} C_g \quad (18)$$

Ainsi :

$$mc = m_{abs} c_{abs} + m_f c_f \quad (19)$$

On trouve l'équation suivante :

$$T_{abs}(t) = T_{amb} + \frac{P_{opt}}{U_{glob}} - \left(\frac{P_{opt}}{U_{glob}} - T(t_0) + T_{amb} \right) e^{-\left[\frac{U_{glob} A_{abs}}{mc} (t-t_0) \right]} \quad (20)$$

L'efficacité se définit comme le rapport de l'énergie thermique absorbée par l'absorbeur et l'énergie reçue à l'ouverture du réflecteur [30, 31].

$$\eta = \frac{\dot{Q}_{util}}{I_{DN} A_{ref}} \quad (21)$$

Ou bien :

$$\eta = \eta_{opt} - \frac{U_{glob} (T_{abs} - T_{amb})}{C_g I_{DN}} \quad (22)$$

Le rendement atteint par le concentrateur dépend de l'intensité du rayonnement et la différence de température entre l'absorbeur et l'air ambiant.

L'absorbeur a une forme cylindrique, la température ne dépend que de l'axe z (la variation radiale et azimutale sont négligeable devant la variation axiale), le transfère de chaleur se fait uniquement par conduction. La variation de la température en fonction du temps est l'axe Oz (Unidirectionnel, voir la figure IV.4)

L'équation de transfert de chaleur par conduction est donnée par la formule suivante :

$$\rho_f c_f \frac{\partial T_{abs}(z,t)}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda_f \frac{\partial T_{abs}(z,t)}{\partial z} \right) \quad (23)$$

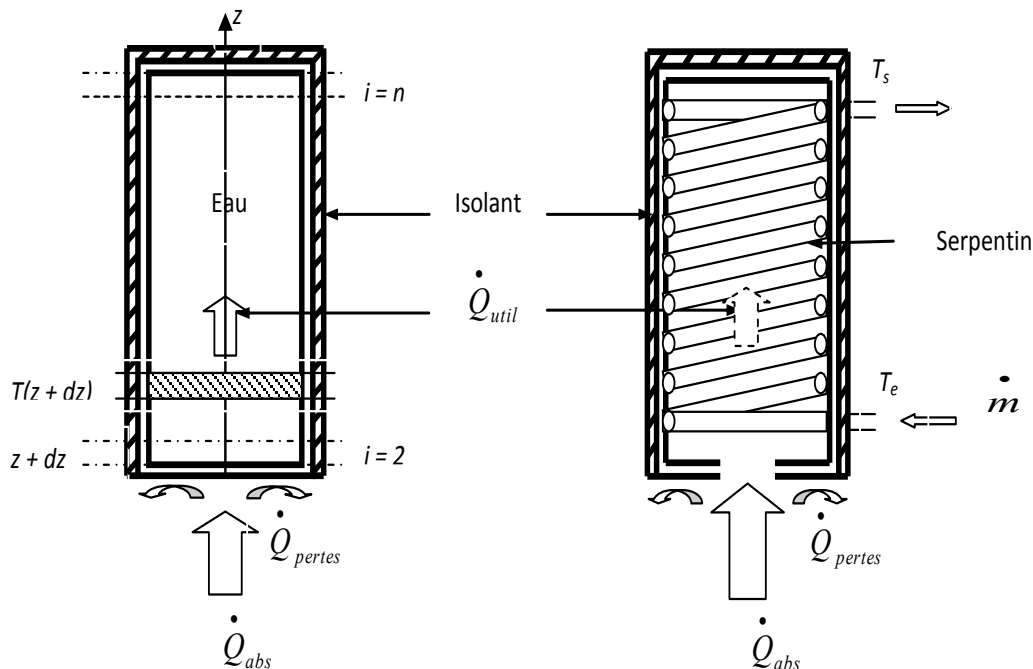
Le cylindre illustré à la figure ci dessous, initialement isotherme de température T_0 (température de l'eau). Au temps $t = 0$, on impose la température T_{amb} sur la surface captatrice, ou l'absence de rayonnement concentré au niveau de cette surface, on au condition initial $T(z,t=0) = T_0$ ainsi que au condition au

$T(0, t) = T_{abs}$, $\lambda_f = \lambda_f(T)$, $\rho_f = \rho_f(T)$ et $c_p = c_p(T)$ en fonction de la température du fluide (eau).

$$\dot{Q}_{util} = \dot{m} C_p (T_s - T_e) = \dot{m} C_p \Delta T \quad (24)$$

La figure.2 illustre le prototype de l'absorbeur contenant un serpentin en cuivre circule l'eau à l'intérieur de ce dernier.

Figure.2 Schéma illustratif d'un absorbeur cylindrique fermé



Le système d'équations obtenu est résolu par un schéma implicite de la méthode différence finis suivant l'espace et le temps.

La figure.3 présente un absorbeur, ayant ses faces arrière et latérales parfaitement isolées, exposé au rayonnement solaire concentré



Figure.3 Exposition du concentrateur au soleil

4. Résultat et discussion

La figure 4 montre la variation de l'éclairement au cours de la journée, on constate que l'éclairement direct théorique suit l'éclairement mesuré, avec une erreur relative moins de 10 %.

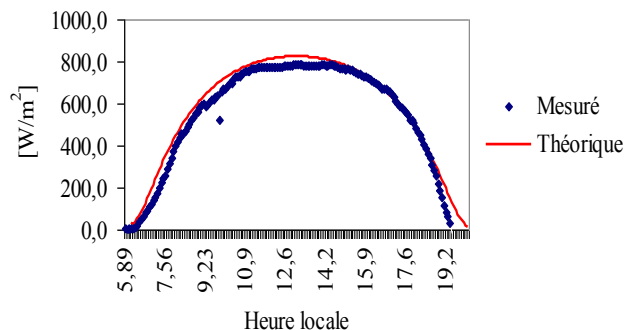


Figure.4 L'éclairement solaire direct du 27/06/2004.

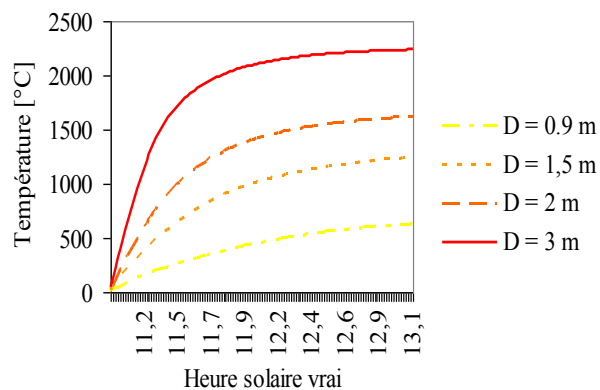


Figure.5 montre l'influence du miroir sur la température de l'absorbeur.

L'augmentation du Diamètre du réflecteur fait augmenter la concentration géométrique ce qui fait, augmenter la température de l'absorbeur. Lorsque la dimension du réflecteur augmente, le flux concentré au niveau de l'absorbeur augmente la valeur de la température à des niveaux élevés.

4.1 Évolution des puissances journalières

Dans les figures suivantes, nous montrons l'évolution de la puissance perdue, utile et absorbée durant le chauffage au cours des deux journées. Nous constatons que la puissance absorbée par la surface captatrice de l'absorbeur est inférieure à la puissance reçue par le réflecteur sphérique. Cette variation est due aux pertes par réflexion et absorption de la sphère et de l'absorbeur.

Quand la température de l'ouverture du récepteur augmente, le récepteur cède de la chaleur à l'environnement par conduction, rayonnement et convection. Plus l'écart entre la température de l'absorbeur et l'air ambiant est élevé, plus les pertes thermiques du concentrateur sont importantes et plus la puissance utile diminue.

Le chauffage continue jusqu'à atteindre l'état d'équilibre entre la puissance incidente du réflecteur et la puissance perdue (la puissance utile nulle) [31], Dans ce point la température de stagnation est atteinte. La puissance utile absorbée par l'ouverture du récepteur sert à chauffer l'eau qui se trouve à l'intérieur du récepteur et fait augmenter sa température jusqu'à la température d'ébullition. La valeur de la puissance utile absorbée par l'ouverture de l'absorbeur durant l'été est plus grande que celle de l'hiver.

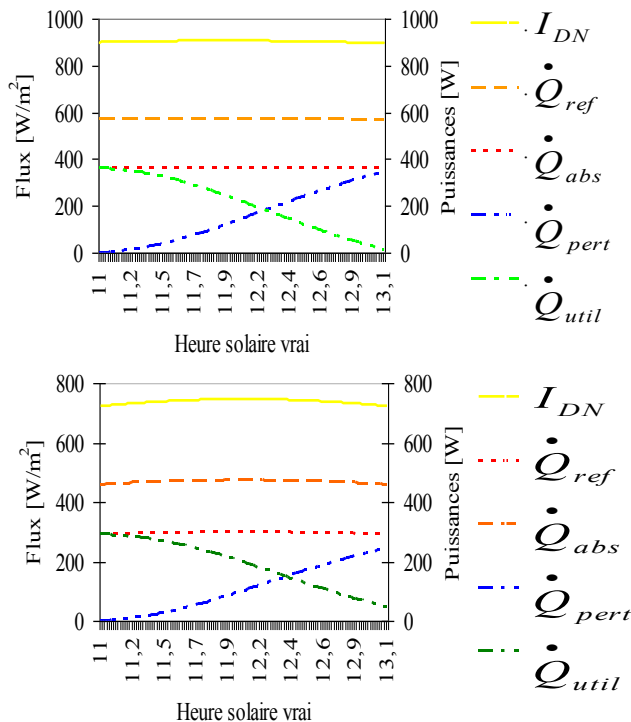


Figure.6 variation des différentes puissances en fonction de la journée de 22/07/2008 et 22/12/2008.

4.2 Évolution théorique de la température d'absorbeur

Au début du chauffage, à $t = 0$ s, la température d'ouverture d'absorbeur égale à la température ambiante, après un pas du temps de (05) minutes de chauffage, cette température croît avec en fonction du rayonnement solaire concentré à l'ouverture de l'absorbeur, elle atteint 40°C en hiver et 60°C en été. Elle continue à augmenter ou sa valeur devienne stationnaire (température de stagnation) [28]. Dans ce cas l'absorbeur est en état d'équilibre, c'est-à-dire que toute les surface d'absorbeur à la même température, cet état d'équilibre est très difficile à établir à cause :

- l'influence du vent,
- La température maximale ambiante est atteinte entre 12h00 et 14h00,

Eclairage important

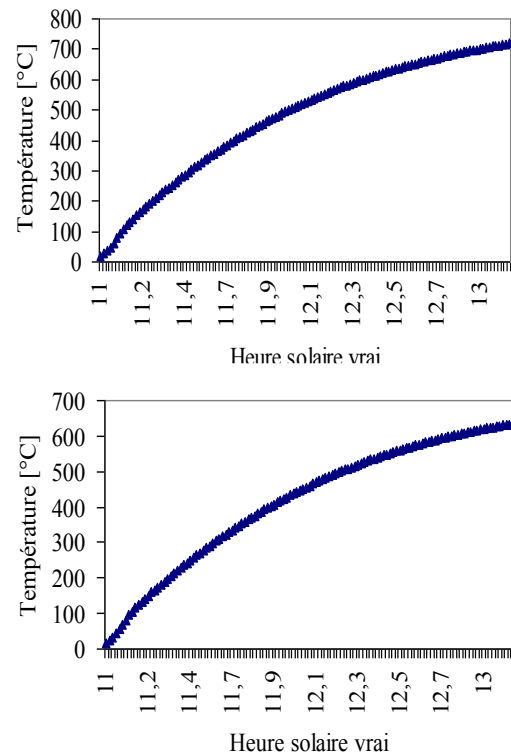


Figure.7 Variation de la température de l'absorbeur durant les journées du 22/07/2008 et 22/12/2008

4.3 Évolution des flux thermiques

L'évolution des flux ont la même révolution par rapport aux puissances, mais seulement du point de vu valeurs sont plus puissant par rapport à l'éclairage solaire direct de l'ordre de plus 40 fois. C'est-à-dire quarante (40) Soleil.

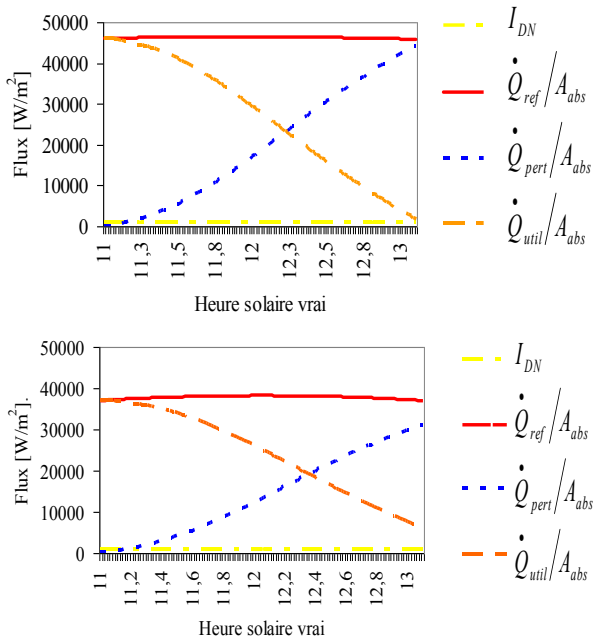


Figure.8 Variation des flux thermique du 22/07/2008 et de 22/12/2008

4.5 Évolution des pertes thermiques

Les pertes thermiques par rayonnement sont très importantes par rapport aux pertes thermiques par convection et par conduction à cause du rayonnement solaire concentré vers la surface captatrice, même les pertes thermiques par conduction sont négligeables à cause de faible épaisseur de l'absorbeur de plus il est du nature métallique (conductivité thermique de l'acier est considérable),

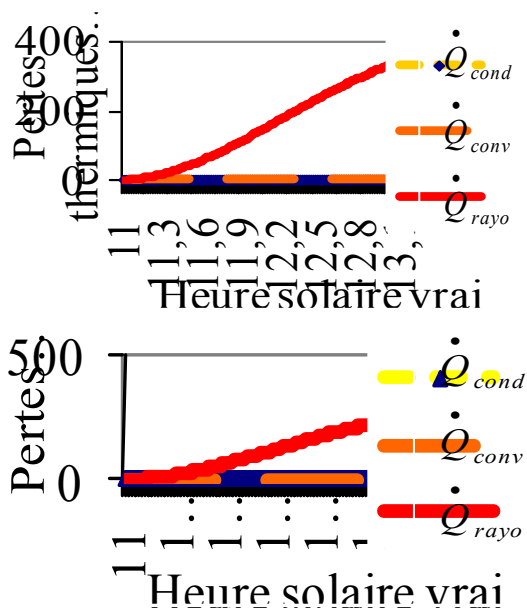


Figure.9 Variation des pertes thermique du 22/07/2008 et 22/12/2008.

Pour les pertes thermiques par convection à cause de la surface est faible surface d'échange Qui minimise ces pertes avec le vent devant les pertes thermiques par rayonnement qui jouent un rôle primordial à cause de quatrième puissance de température de l'absorbeur (concentration).

4.6 L'influence du vent sur les pertes thermiques

Les différentes variations temporelles des puissances des pertes thermiques en fonction du vent fort d'une vitesse de 15 m/s montré à la figure.7 , comparant la figure.8 où le vent est faible 1m/s , les pertes par conduction sont négligeables par rapport aux autres pertes (convection et rayonnement) pour les pertes par convection sont augmenter lorsque la vitesse du vent augmente, les pertes par rayonnement diminue lorsque la vitesse du vent augmente parce que cette dernière est en fonction de la température à la puissance quatre (4) de l'absorbeur qui diminue en fonction de la vitesse du vent.

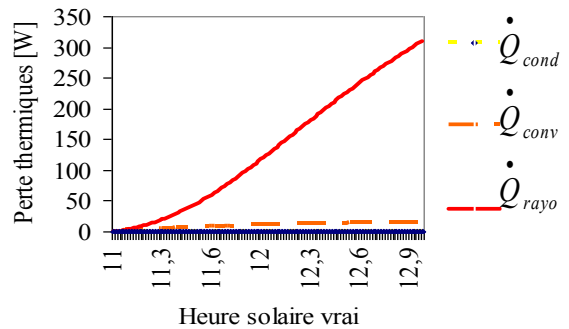


Figure.10 Variation des pertes thermique du 22/07/2008

4.7 Efficacité thermique du concentrateur

La figure.10 représente les variations du rendement du concentrateur au cours de la journée. Le rendement du système est maximal au début du chauffage ou la température du récepteur est égale à la température ambiante. L'absorbeur ne cède pas de la chaleur au milieu ambiant. Lorsque la température de l'absorbeur augmente, le rendement diminue jusqu'à devenir faible. Le temps de chauffage est long à la période hivernale par rapport à la période estivale. On peut monter, pour une température d'utilisation donnée. Que le rendement thermique n'augmente pratiquement plus au-delà d'une valeur déterminée du rapport de concentration [32, 35] ; ceci est de nature à faciliter la récupération de la chaleur produite et à limiter les difficultés technologiques lors de la réalisation du miroir concentrateur.

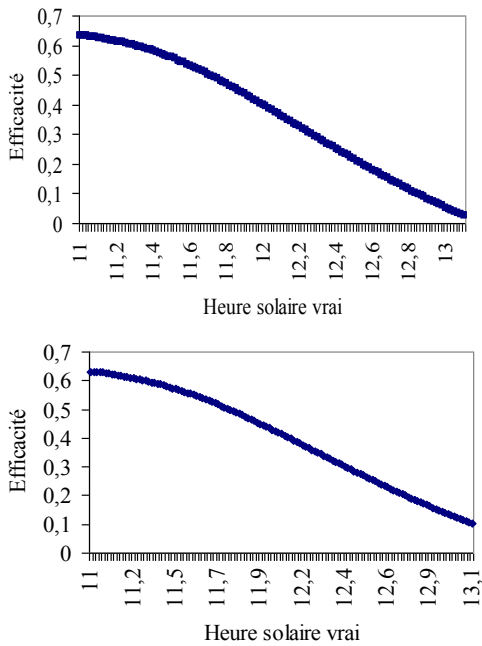


Figure.11 Évolution d'efficacité du concentrateur du 22/07/2008 et 22/12/2008.

4.8 La distribution de la température

Sachant que les propriétés thermophysiques de l'acier diffèrent de celle de l'eau $\lambda_{eau} = 0,6 \text{ W/m/K}$, $\lambda_{acier} = 48 \text{ W/m/K}$, $C_{peau}(T) = [4180 - 5700] \text{ J/kg/K}$, $C_{p\text{acier}} = 465 \text{ J/kg/K}$, ce qui signifie que le transfert thermique par conduction est plus important dans les parois de l'absorbeur que dans l'eau située à l'intérieur du récepteur. Illustré à la figure V.23.

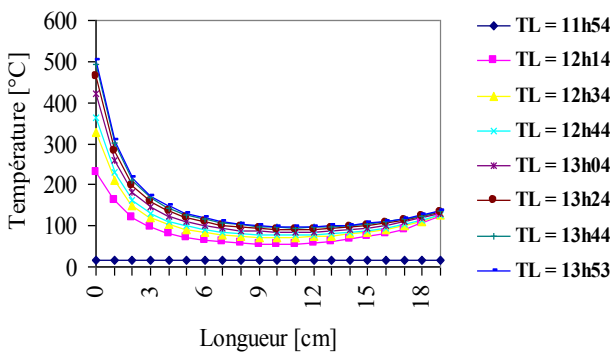


Figure.12 Distribution de la température de l'eau au niveau du récepteur

On constate que la courbe théorique et les niveaux de mesures (thermocouple) suivent pratiquement la même allure, cependant on remarque une légère hausse à

l'extrémité de la courbe liée du fait que les propriétés physiques de l'acier (absorbeur) et de l'eau telles que la conductivité thermique et la capacité calorifique qui sont différentes. En effet la propagation de la chaleur par conduction dans l'absorbeur (acier) est plus rapide que dans l'eau, de ce fait l'absorbeur, dans sa partie supérieure devient une source de chaleur ce qui explique l'augmentation de la température.

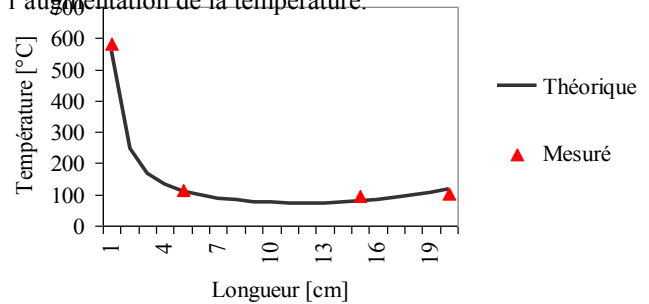


Figure.13 comparaison entre température de l'absorbeur mesurée et estimée

La figure.13 montre la concordance entre les points des mesurés par les thermocouples et la stratification thermique calculée par le modèle

4.9 L'influence de la sélectivité

Pour simuler l'intérêt de la sélectivité thermique, Nous prenons par exemple une couche sélective sur une surface captatrice de l'absorbeur comme Fe_3O_4 est comparée avec une surface non sélective comme l'acier. Pour les températures relativement élevées, dans les conditions des systèmes de la concentration du flux solaire, on a vu que les pertes par convection et conduction pouvaient être négligées en première approximation par rapport aux pertes radiatives, Sur les figures 13 et 14. On peut comparer les efficacités thermiques de conversion et thermo énergétique d'un absorbeur sélectif ($\alpha_{abs} = 0,85$, $\varepsilon_{abs} = 0,12$) à ceux d'un absorbeur non sélective ($\alpha_{abs} = 0,8$, $\varepsilon_{abs} = 0,8$).

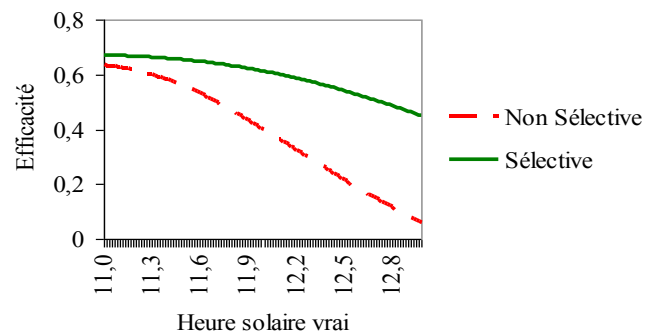


Figure.14 Différence d'efficacité entre surface sélective et non sélective

On constate que dans tous les cas la sélectivité conduit à une augmentation de rendements mais que ce gain n'est vraiment intéressant que pour des facteurs de concentration inférieurs à 100 et pour des températures inférieures à 1 000 K (727°C) [1], la figure.14 montre clairement l'importance du sélectivité qui concerne l'efficacité (Rendement) thermique.

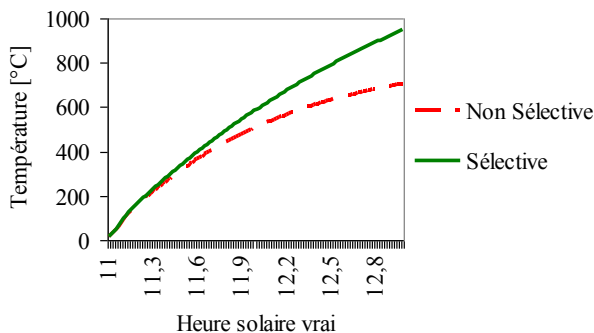


Figure.15 Différence de la température de l'absorbeur entre surface sélective et non sélective

Dans les figures.16, les pertes thermique diminue à cause de la sélectivité de la surface captatrice conduit à retarder la température de stagnation qui rend la puissance utile plus importante celui de la surface non sélective c'est à dire le rayonnement concentré sera plus disponible et conduit l'efficacité thermique à augmenté de plus en plus par rapport à la surface non sélective de l'absorbeur.

Ceci confirme bien l'intérêt des surfaces sélectives dans la conversion photothermique à haute température.

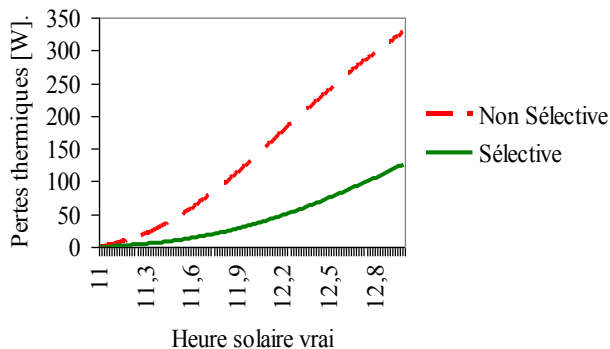


Figure.16 Différence des pertes thermiques entre surface sélective et non sélective

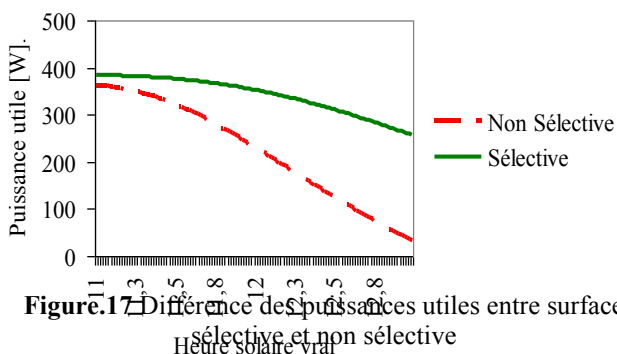


Figure.17 Différence des puissances utiles entre surface sélective et non sélective

4.10 Comparaison entre température mesurée et estimée

Dans la figure.17 montre la stratification de la température de l'eau mesuré par les thermocouples. L'augmentation de l'eau augmente lorsque en expose le concentrateur vers le soleil. La durée du chauffage diminue avec l'intensité de l'éclairément, a chaque fois l'éclairément est importante le fluide atteint des températures plus importante (>100°C) jusqu'à la température de stagnation (le fluide sans circulation dans l'absorbeur).

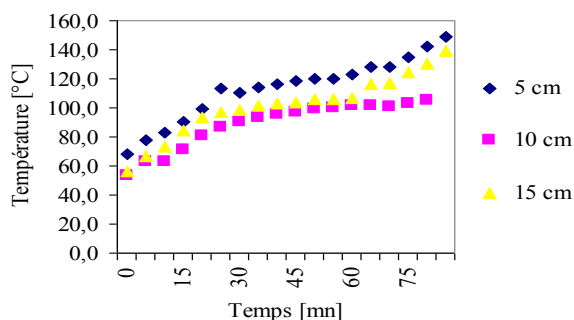


Figure.17 Stratification de la température mesurée de l'absorbeur

Dans la figure.18 le calcul des niveaux des températures de l'absorbeur sont suivent la température mesuré par les thermocouples d'une manière qualitative, d'une manière quantitative les valeurs de température mesurées et calculées sont assez proche.

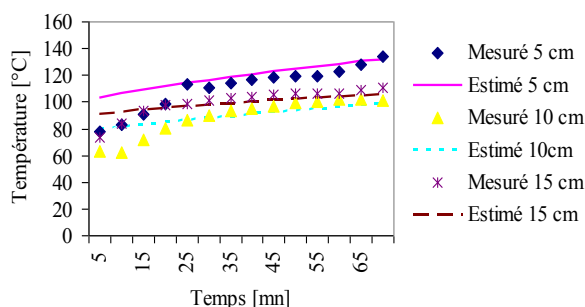


Figure.18 Comparaison entre la stratification thermique mesuré et estimé [09h48 - 10h58]

D'après la figure.19, À $t = 0s$ la différence entre la température d'entrée de l'eau du réseau communal et la température de la sortie du serpentin ($T_e = T_s$) est nulle. Par contre théoriquement la différence est différente de zéro à cause de la puissance utile qui est fonction du rayonnement solaire direct. On constate que l'estimation suit la mesure avec des fluctuations dues à plusieurs facteurs au niveau de l'expérience ; comme par exemple

la variation temporaire de l'éclairement solaire direct lié au passage nuageux.

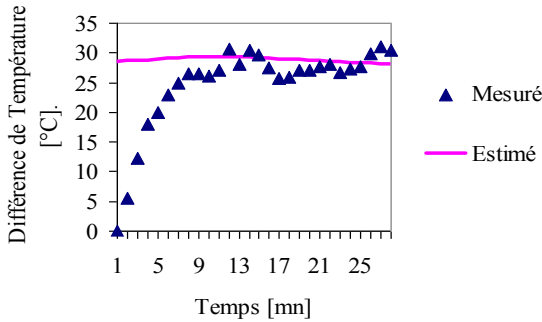


Figure.19 Comparaison entre la variation de différences températures mesurée et estimée, pour $\dot{m} = 0,007 \text{ kg/s}$ de 05/08/2008

La figure.20 montre la variation de la différence de la température de l'absorbeur en fonction du débit.

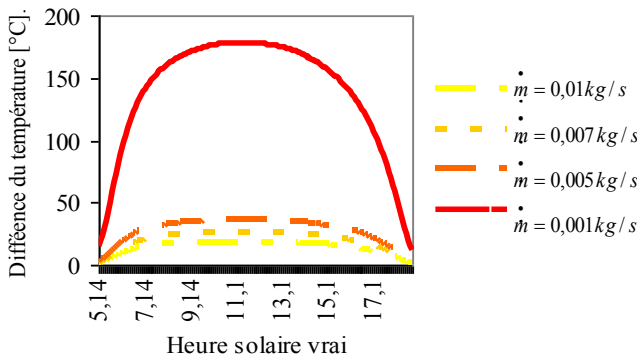


Figure.20 Simulation de différences températures en fonction de leur débit de la journée 05/08/2008

CONCLUSION

Le présent travail est une contribution dans le domaine des concentrateurs solaires sphérique, il s'intéresse particulièrement aux problèmes de transfert de chaleur dans l'absorbeur, en effet lorsque nous concentrons le rayonnement solaire à travers un système optique par lequel l'absorbeur convertit l'énergie solaire concentré en énergie thermique cela permet de répondre aux différents besoins : production d'eau chaude, production d'énergie électrique par la génération de vapeur d'eau, stérilisation d'objet (instruments médicaux), etc.

Une partie de l'énergie concentrée sur la surface captatrice est perdue par réflexion sur la couverture de cette dernière : Ce sont les pertes optiques. Une autre part de l'énergie thermique produite par l'absorption des photons incidents est perdue par transfert vers l'environnement du concentrateur ceux sont des pertes

thermiques. Les pertes thermiques par rayonnement sont par contre proportionnelles à la puissance quatrième de la température, conformément à la loi de Stefan-Boltzmann. Parmi les résultats les plus importants, nous pouvons citer que:

- L'augmentation du diamètre du réflecteur entraîne une augmentation de la température du fluide caloporteur dans l'absorbeur.
- Fixation de la tache solaire au milieu de l'absorbeur.
- Le rendement thermique du concentrateur est d'autant meilleur que la température de l'absorbeur est basse.
- La sélectivité améliore les paramètres de l'absorbeur du concentrateur.
- L'inconvénient principal de la sélectivité c'est pour des températures très élevées le risque de la détérioration du matériau sera possible [1].
- Sélectivité optimisable pour absorption maximale et émission minimale.
- traitements de surface
- La diminution du débit massique entraîne une augmentation de la température du fluide caloporteur.
- La prédiction de l'évolution du champ de la température dans l'espace et dans le temps au niveau de l'absorbeur.

REFERENCES

- [1] N.M. Bahadori, Design of solar autoclave. Solar Energy, Vol.18, pp. 489- 496. Pergamon press 1976.
- [2] S. Bonned et A. Alaphillipe, conversion thermodynamique de l'énergie solaire dans des Installations de faible et moyenne puissance. Energ. Ren : 11^{ème} journées internationales de thermique. pp. 73-80. 2003.
- [3] D. Kedwards, L. Marlot, Capteurs Solaires, Edition SCM, Paris 1979.
- [4] A. Rabl, Optical and thermal Properties of compound Parabolic concentrators, Solar Energy. Vol 18, pp 497-511. Pergamon press 1976.
- [5] Duffie, J.A. and W. A. Beckman, J. Wiley, Solar Engineering of Thermal Processes, 2nd Ed, Inc, 1991.