

## ETUDE NUMERIQUE DU TRANSFERT THERMIQUE EN CONVECTION MIXTE POUR UN TUBE ABSORBEUR D'UN CAPTEUR CYLINDRO PARABOLIQUE A DEUX DIFFERENTS FLUIDES CALOPORTEURS

R. TAHTAH<sup>1</sup>, A. BOUCHOUCHA<sup>2</sup> F. BENKAFADA<sup>2</sup>, C. ABID<sup>3</sup>

<sup>1</sup>Laboratoire des Energies Renouvelables et Développement Durable (LERDD), Université Des Frères Mentouri Constantine 1, Campus Chaab Ersas 25000, reda.th@gmail.com

<sup>2</sup>Laboratoire de Mécanique, Département de Génie Mécanique, Université Des Frères Mentouri Constantine 1. Campus Chaab Ersas, 25000 Constantine, Algérie, bouchoucha\_ali1@yahoo.fr/ fbenkafadar@yahoo.fr

<sup>3</sup>Unité Mixte de Recherche du Centre National de la Recherche Scientifique No. 6595, Institut Universitaire des Systèmes Thermiques Industriels, Université d'Aix-Marseille 1, 5 Rue Enrico Fermi, 13453 Marseille, France, cherifa.abid@univ-amu.fr

### RÉSUMÉ

Dans ce travail on présente une étude numérique de la convection mixte dans un tube absorbeur en cuivre d'un concentrateur cylindro-parabolique entre l'eau et l'huile en utilisant le code de calcul Fluent. Le flux solaire instantané de la journée est imposé uniformément sur l'épaisseur de tube en bas comme source de chaleur avec une circulation de fluide en régime laminaire. Les résultats obtenus indiquent la différence entre l'échange thermique entre les deux fluides caloporteurs exprimant l'importance de la chaleur spécifique de l'huile par rapport à l'eau ainsi que les caractéristiques physiques de l'absorbeur et le débit d'écoulement induit.

**Mots Clés :** *Convection mixte, Concentrateur cylindro-parabolique, Tube absorbeur.*

### NOMENCLATURE

D	diamètre de l'absorbeur	t*	temps ( $= V_0 t / D_i$ )
Gr*	nombre de Grashof modifier ( $= g\beta G D_i^5 / K_s v^2$ )	G*	génération de la chaleur volumetrique ( $= K_s^* / Re_0 Pr_0$ )
T*	température ( $= (T - T_0) / (G D_i^2 / K_s)$ )	<b>Symboles grecs</b>	
T <sub>b</sub> *	température de mélange	$\alpha$	diffusivité thermique, m <sup>2</sup> /s
V <sub>r</sub> *	vitesse radiale ( $= V_r / V_0$ )	$\beta$	coefficient d'expansion thermique 1/K
V <sub><math>\theta</math></sub> *	vitesse circonférentielle ( $= V_\theta / V_0$ )	$\mu^*$	viscosité dynamique ( $= \mu / \mu_0$ )
V <sub>z</sub> *	vitesse axiale ( $= V_z / V_0$ )	$\nu$	viscosité cinématique, m <sup>2</sup> /s
K*	conductivité thermique ( $= K / K_0$ )	$\theta$	coordonnée angulaire, rad
K <sub>s</sub> *	conductivité thermique solide ( $= K_s / K_0$ )	$\rho$	density, kg/m <sup>3</sup>
P*	préssion ( $= (P - P_0) / \rho_0 V_0^2$ )	$\tau^*$	contrainte visqueuse ( $= \tau / (\mu_0 V_0 / D_i)$ )
Pr	nombre de Prandtl, ( $= \nu / \alpha$ )	<b>Indices / Exponents</b>	
q	flux thermique W/m <sup>2</sup>	I, o	(Interieur / exterieur) de l'absorbeur
r*	rayon ( $= r / D_i$ )	r, $\theta$ , z	coordonnée cylindrique
Re	nombre de Reynolds ( $= V_0 D_i / \nu_0$ )	0	Entrée de l'absorbeur
z*	coordonnée axiale ( $= z / D_i$ )	*	Sans dimension

### 1. INTRODUCTION

Dans le contexte actuel, il est essentiel de développer des systèmes de production de chaleur à faible impact environnemental. La conversion de l'énergie solaire concentrée est une des voies technologiques

envisageables. Or, l'un des paramètres clés pour la conception de ces systèmes est le choix du fluide circulant dans l'échangeur solaire. Il existe de nombreuses possibilités, comme par exemple l'eau, la vapeur, les huiles thermiques et les sels fondus [1]. L'huile thermique présente de nombreux avantages; son approvisionnement ne pose aucun problème; elle peut être chauffée à des températures très élevées pour l'utiliser comme un fluide caloporteur dans l'échangeur.

La convection mixte est générée par la combinaison d'un mouvement de convection naturelle et de convection forcée. Fand et Keswani [2] ont posé que le régime de convection mixte est atteint lorsque le flux de chaleur transféré diffère de plus de 5% de celui observé en convection naturelle ou en convection forcée pure.

Ce type d'écoulement, en régime laminaire dans un tube horizontal, a déjà fait l'objet de très nombreuses études. H.A Mohammed et Y.K Salman [3] ont observé que la présence de convection mixte laminaire dans un tube cylindrique horizontal est défavorable à l'échange de chaleur à faible nombre de Reynolds alors qu'elle est favorable pour des nombres de Reynolds plus élevés.

C.Abid et F.Papini [4] ont fait une étude expérimentale, analytique et numérique de la convection mixte dans un conduit horizontal parcouru par un fluide en régime laminaire et soumis à son paroi à une source de chaleur continue et uniformément distribuée. D.K. Choi et D.H. Choi [5] ont mis en évidence l'augmentation de l'échange thermique ainsi que l'apparition de rouleaux de convection naturelle, lié à l'établissement de la convection mixte dans un tube horizontal non uniformément chauffé sur sa circonférence.

Dans ce travail, une étude numérique de l'influence de la convection mixte interne sur l'échange de chaleur entre deux différents écoulements en régime laminaire et la paroi d'un tube cylindrique horizontal chauffé sur sa surface extérieure en bas est présentée. Les hypothèses de simulation doivent permettre d'approcher les conditions de fonctionnement d'un échangeur de chaleur chauffé par un flux solaire concentré linéique.

## 2. LE MODELE MATHEMATIQUE

### 2.1 Géométrie de l'absorbeur

L'absorbeur étudié est constitué d'un tube cylindrique horizontal de section constante dans lequel circule un fluide caloporteur à l'intérieur. Ce tube de 1 m de longueur a un diamètre interne de 20 mm et une épaisseur de paroi de 1 mm (figure 1). Le tube est chauffé par un flux solaire concentré absorbé par la paroi externe. Ce flux solaire concentré provient d'un miroir cylindro-parabolique qui réfléchit et concentre le rayonnement solaire sur une bande focale large d'environ 34 mm située sur la partie basse du tube (figure 2). Le flux de chaleur est considéré uniformément réparti sur la circonférence du tube.

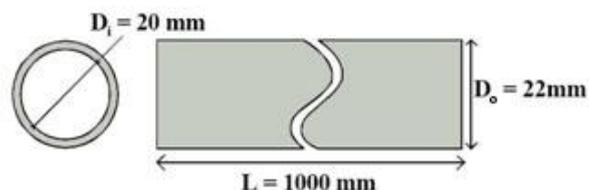


FIGURE 1. Représentation schématique du tube absorbant

### 2.2 Modélisation et maillage de l'absorbeur

La modélisation et le maillage de l'absorbeur ont été réalisés en trois dimensions et axisymétriquement avec le logiciel de modélisation et de maillage Gambit en configurant les conditions aux limites dans le logiciel de simulation Fluent. Afin de pouvoir simuler les conditions de chauffage, le flux solaire uniformément réparti sur la surface du tube, la paroi est modélisée en deux volumes: un correspond à la surface extérieure en contact avec l'air et l'autre à la surface extérieure en bas du tube imposé au flux solaire concentrique. Le

maillage qui a été réalisé sous Gambit est un maillage en O (figure 3), composé de 1533600 éléments hexagonaux. Le pas de maillage régulier suivant l'axe d'écoulement est égal à 3 mm.

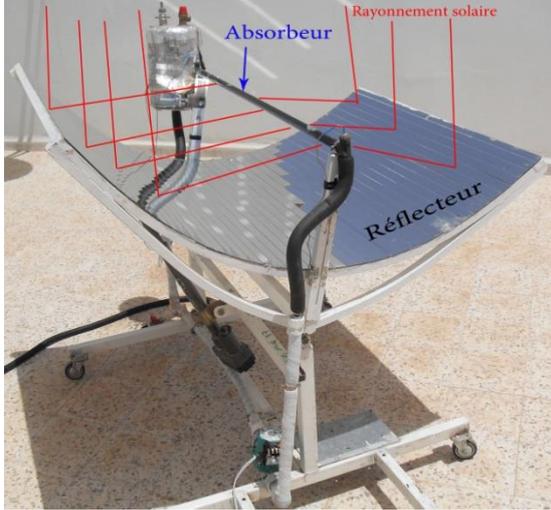


FIGURE 2. Représentation schématique du dispositif solaire

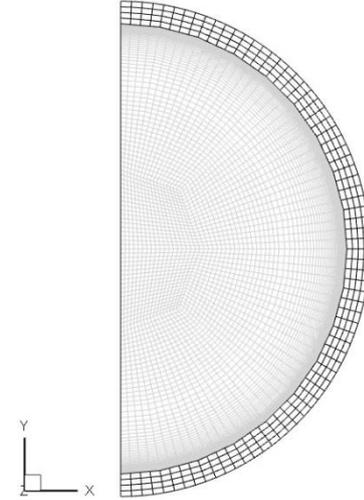


FIGURE 3. Maillage axisymétrique du tube absorbeur

### 2.3. Equations gouvernantes [6]

Equation de conservation de la masse:

$$\frac{1}{r^*} \frac{\partial}{\partial r^*} (r^* V_r^*) + \frac{1}{r^*} \frac{\partial V_\theta^*}{\partial \theta} + \frac{\partial V_z^*}{\partial z^*} = 0 \quad (1)$$

Equation de conservation de quantité de mouvement radiale:

$$\frac{1}{r^*} \frac{\partial}{\partial r^*} (r^* V_r^* V_r^*) + \frac{1}{r^*} \frac{\partial}{\partial \theta} (V_\theta^* r^*) + \frac{\partial}{\partial z^*} (V_z^* V_r^*) - \frac{V_\theta^{*2}}{r^*} = -\frac{\partial P^*}{r^*} + \frac{Gr_0^*}{Re_0^2} \cos\theta T^* + \frac{1}{Re_0} \left[ \frac{1}{r^*} \frac{\partial}{\partial r^*} (r^* \tau_{rr}^*) + \frac{1}{r^*} \frac{\partial}{\partial \theta} (\tau_{r\theta}^*) - \frac{\tau_{\theta\theta}^*}{r^*} + \frac{\partial}{\partial z^*} (\tau_{rz}^*) \right] \quad (2)$$

Equation de conservation de quantité de mouvement angulaire:

$$\frac{1}{r^*} \frac{\partial}{\partial r^*} (r^* V_r^* V_\theta^*) + \frac{1}{r^*} \frac{\partial}{\partial \theta} (V_\theta^* V_\theta^*) + \frac{\partial}{\partial z^*} (V_z^* V_\theta^*) + \frac{V_r^* V_\theta^*}{r^*} = -\frac{1}{r^*} \frac{\partial P^*}{\partial \theta} - \frac{Gr_0^*}{Re_0^2} \sin\theta T^* + \frac{1}{Re_0} \left[ \frac{1}{r^{*2}} \frac{\partial}{\partial r^*} (r^{*2} \tau_{\theta r}^*) + \frac{1}{r^*} \frac{\partial}{\partial \theta} (\tau_{\theta\theta}^*) + \frac{\partial}{\partial z^*} (\tau_{\theta z}^*) \right] \quad (3)$$

Equation de conservation de quantité de mouvement axiale:

$$\frac{1}{r^*} \frac{\partial}{\partial r^*} (r^* V_r^* V_z^*) + \frac{1}{r^*} \frac{\partial}{\partial \theta} (V_\theta^* V_z^*) + \frac{\partial}{\partial z^*} (V_z^* V_z^*) = -\frac{\partial P^*}{\partial z^*} + \frac{1}{Re_0} \left[ \frac{1}{r^*} \frac{\partial}{\partial r^*} (r^* \tau_{rz}^*) + \frac{1}{r^*} \frac{\partial}{\partial \theta} (\tau_{\theta z}^*) + \frac{\partial}{\partial z^*} (\tau_{zz}^*) \right] \quad (4)$$

Equation de conservation de l'énergie:

$$\frac{1}{r^*} \frac{\partial}{\partial r^*} (r^* V_r^* T^*) + \frac{1}{r^*} \frac{\partial}{\partial \theta} (V_\theta^* T^*) + \frac{\partial}{\partial z^*} (V_z^* T^*) = G^* - \frac{1}{Re_0 Pr_0} \left[ \frac{1}{r^*} \frac{\partial}{\partial r^*} (r^* q_r^*) + \frac{1}{r^*} \frac{\partial}{\partial \theta} (q_\theta^*) + \frac{\partial}{\partial z^*} (q_z^*) \right] \quad (5)$$

$$\text{avec } G^* = \begin{cases} \frac{K_s^*}{\text{Re}_0 \text{Pr}_0} & \text{dans le solide} \\ 0 & \text{dans le fluide} \end{cases}$$

les composantes du tenseur des contraintes visqueuses sont:

$$\begin{aligned} \tau_{rr}^* &= 2\mu^* \frac{\partial V_r^*}{\partial r^*} & \tau_{r\theta}^* &= \tau_{\theta r}^* = \mu^* \left[ r^* \frac{\partial}{\partial r^*} \left( \frac{V_\theta^*}{r^*} \right) + \frac{1}{r^*} \frac{\partial V_r^*}{\partial \theta} \right] \\ \tau_{\theta\theta}^* &= 2\mu^* \left[ \left( \frac{1}{r^*} \frac{\partial V_\theta^*}{\partial \theta} + \frac{V_r^*}{r^*} \right) \right] & \tau_{\theta z}^* &= \tau_{z\theta}^* = \mu^* \left[ \frac{\partial V_\theta^*}{\partial z^*} + \frac{1}{r^*} \frac{\partial V_z^*}{\partial \theta} \right] \\ \tau_{zr}^* &= \tau_{rz}^* = \mu^* \left[ \frac{\partial V_z^*}{\partial r^*} + \frac{\partial V_r^*}{\partial z^*} \right] & \tau_{zz}^* &= 2\mu^* \frac{\partial V_z^*}{\partial z^*} \end{aligned} \quad (6)$$

et les densités de flux thermique sont:

$$q_r^* = -K^* \frac{\partial T^*}{\partial r^*}, \quad q_\theta^* = -\frac{K^*}{r^*} \frac{\partial T^*}{\partial \theta} \quad \text{et} \quad q_z^* = -K^* \frac{\partial T^*}{\partial z^*} \quad (7)$$

## 2.4 Conditions aux limites

Un débit massique est imposé sur la section d'entrée, dont les profils de vitesse et de température sont uniformes. La moitié basse du tube est soumise uniformément à une source de chaleur avec des pertes thermiques convectives et radiatives de la surface externe de l'absorbeur.

Cette étude concerne deux simulations différentes avec l'huile et l'eau. On considère l'hypothèse d'écoulement laminaire suivant l'axe z et axisymétrique à la normal avec une approximation de Boussinesq (La gravité s'exerçant suivant la direction y). Un écoulement dynamiquement et thermiquement pleinement développé avec une correction du débit massique est appliqué sur la section de sortie.

## 3. LES RESULTATS

Afin de valider la fiabilité de simulation du code de calcul Fluent, la simulation est effectuée pour la convection mixte développée entièrement dans un tube cylindrique en inconel de 1m de longueur, de 1cm de diamètre extérieur et de 0.2mm d'épaisseur, est parcouru par de l'eau, la simulation à été faite avec les conditions de l'expérimental de Abid et Papini [4].

la figure.4. représente la validation entre les résultats expérimentaux de Abid et la simulation par le code calcul Fluent, ces résultats indiquent l'évolution des températures à l'intérieur en bas et en haut du tube. L'écart entre les valeurs de simulation et les valeurs exactes est inférieur à 0.19%, d'après cette figure les valeurs simulées sont concordantes avec les valeurs expérimentaux et le code de simulation est fiable.

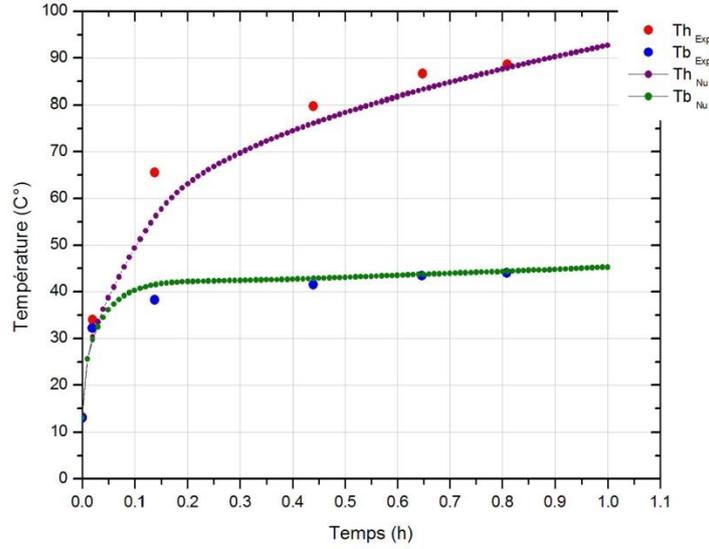


FIGURE 4. Validation des résultats simulés de code de calcul Fluent avec les résultats expérimentaux de Abid.

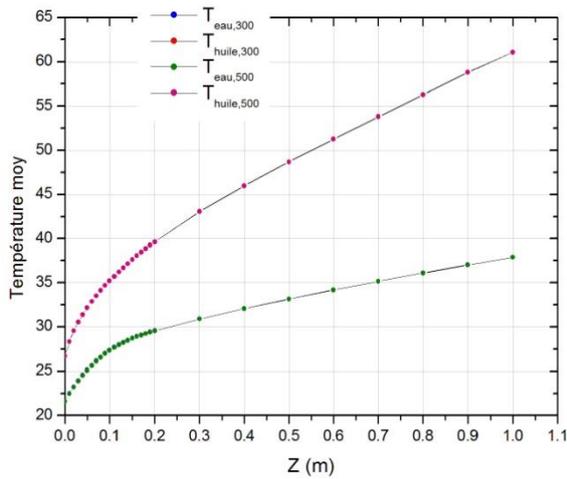


FIGURE 5. La température moyenne de l'eau et l'huile suivant l'axe d'écoulement z

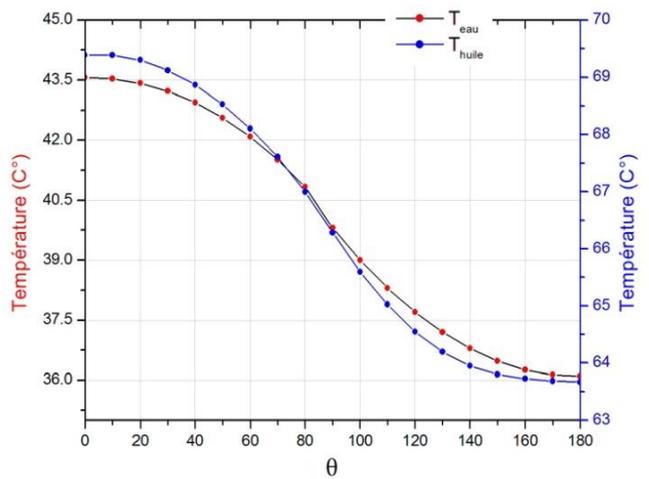


FIGURE 6. La température près de la paroi intérieure suivant  $\theta$  à  $z=0.05$

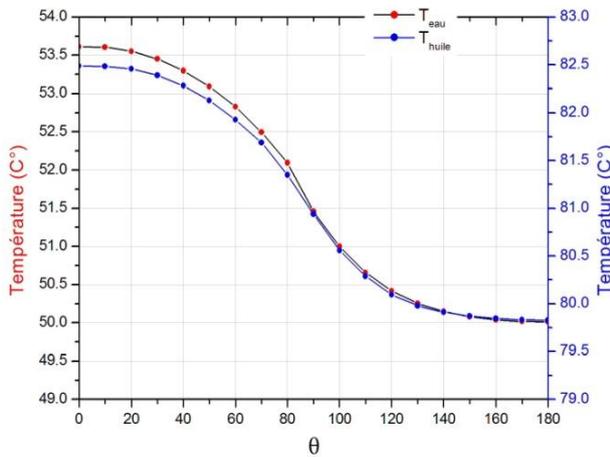


FIGURE 7. La température près de la paroi intérieure suivant  $\theta$  à  $z=0.5$

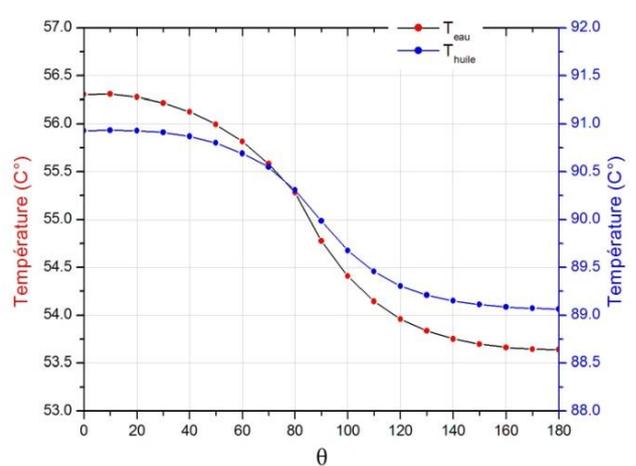


FIGURE 8. La température près de la paroi intérieure suivant  $\theta$  à  $z=1$

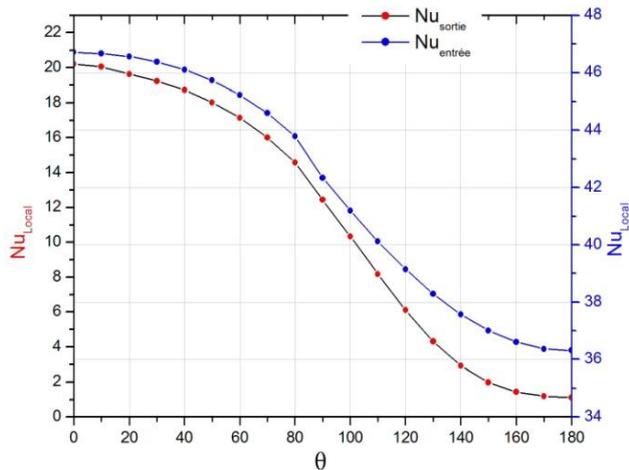


FIGURE 9. Comparaison de Nusselt Local de l'eau entre l'entrée et la sortie

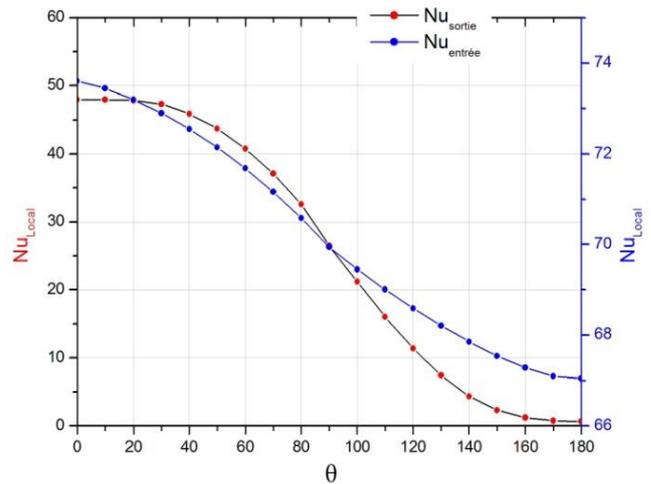


FIGURE 10. Comparaison de Nusselt Local de l'huile entre l'entrée et la sortie

La figure 5 illustre l'évolution de la température moyenne suivant l'axe d'écoulement  $z$  de l'eau et l'huile qui présente deux parties: la zone de développement à  $z=[0,0.2]$  et la zone d'établissement linéaire à  $z=[0.2,1]$ . À la sortie en remarque un  $\Delta T=24^{\circ}\text{C}$  entre les deux fluides. Cette figure indique aussi l'élimination de l'effet de maillage entre une simulation avec 300 nœuds et 500 nœuds suivant l'axe d'écoulement  $z$ .

Les figures 6,7,8 représentent l'évolution de la température de la couche entre la paroi et le fluide suivant  $\theta$  pour trois différentes positions de  $z$ , ces courbes prennent l'allure des courbes de Gauss [4]; à  $z=0.05$  en remarque que  $\Delta T_{\text{huile}} = 6^{\circ}\text{C}$  et  $\Delta T_{\text{eau}} = 7^{\circ}\text{C}$ , à  $z=0.5$   $\Delta T_{\text{huile}} = 3^{\circ}\text{C}$  et  $\Delta T_{\text{eau}} = 4^{\circ}\text{C}$  et à  $z=1$   $\Delta T_{\text{huile}} = 1.5^{\circ}\text{C}$  et  $\Delta T_{\text{eau}} = 3^{\circ}\text{C}$ .

La différence entre l'huile et l'eau suivant  $\theta$  en haut de l'absorbeur à l'entrée  $\Delta T_e = 26^{\circ}\text{C}$ , à la sortie  $\Delta T_s = 34^{\circ}\text{C}$  par contre, en bas de l'absorbeur à l'entrée  $\Delta T_e = 28^{\circ}\text{C}$  et à la sortie  $\Delta T_s = 35^{\circ}\text{C}$ .

Ces résultats indiquent que l'échange de chaleur avec l'huile thermique est très important par rapport à l'eau.

es figures 9 et 10 étudient la variation de Nusselt local pour l'eau et l'huile suivant  $\theta$ , en remarque que les valeurs de l'huile sont plus élevées que celles de l'eau et qu'elles sont plus élevées à l'entrée qu'à la sortie.

#### 4. CONCLUSION

Le concentrateur cylindro-parabolique est basé sur les paramètres d'optimisation de la courbe parabolique et sa réflexion des rayonnements solaires, la distance focale du tube absorbeur, le choix de matériaux absorbants, ainsi que le fluide caloporteur utilisé et ces caractéristiques physiques.

Cette étude numérique tient compte de l'échange thermique entre l'absorbeur et le fluide caloporteur pour un écoulement laminaire avec un flux imposé uniformément en bas du tube, dont le transfert thermique est meilleur avec l'huile par rapport à l'eau, d'où la nécessité d'augmenter la surface d'échange de l'absorbeur et de diminuer le débit d'écoulement de l'eau pour optimiser l'échange thermique de ce dernier

On conclut depuis ce travail que les caractéristiques physiques de fluide caloporteur présentent des résultats différents entre les deux fluides caloporteurs

Dans les conditions étudiées, l'utilisation de l'huile thermique permet de réduire l'écart de température entre le fluide caloporteur et la paroi. Ainsi, en ajoutant un isolant à la partie supérieur de l'absorbeur, les pertes thermiques seront minimisées.

#### REFERENCES

- [1] Perier-Muzet, M., Alaphilippe, M., Blancher, S., Stouffs, P., Etude numérique du transfert thermique en convection mixte pour un échangeur de chaleur air/solaire, *Proc. Congrès Français de thermique, Energies et Transports Durables 2010*, Le Touquet, France, Vol 2, pp 143-148.
- [2] R.M. Fand, K.K. Keswani, Combined natural and forced convection heat transfer from horizontal cylinders to water, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 16 (1973), 1175–1191.
- [3] H.A. Mohamed, Y. K. Salman, Experimental investigation of mixed convection heat transfer for thermally developing flow in a horizontal circular cylinder, *Applied Thermal Engineering*, 27 (2007), 1522-1533.
- [4] C.Abid, F.Papini, A.Ropke, D.Veyret. Etude de la convection mixte dans un conduit cylindrique. Approches analytique/numérique et détermination expérimental de la température de paroi par thermographie infrarouge. *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 37. No. 1, pp.91-101. 1994
- [5] D. K. Choi, D. H. Choi, Developing mixed convection flow in a horizontal tube under circumferentially non-uniform heating, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 37-13 (1994), 1899-1913.
- [6] T. Boufendi, M. Afrid, Three-Dimensional conjugate conduction-mixed convection with variable fluid properties in a heated horizontal pipe, *Rev. Energ. Ren.* Vol. 8 (2005) 1-18