



Étude Numérique des Pertes Convectives par Convection Naturelle d'un Récepteur Solaire Cylindrique

Toufik Arrif^{1,2*}, Adel Benchabane², Amor Gama¹, Abdelfettah Belaid¹ et Hakim Merarda¹

¹ Unité de Recherche Appliquée en Energies Renouvelables, URAER, Centre de Développement des Energies Renouvelables, CDER, 47133, Ghardaïa, Algérie

² Université Mohamed Khider Biskra, Département de génie mécanique, Laboratoire de Génie énergétique et matériaux «LGEM», BP 145, RP07000 Biskra, Algérie

* E-mail : arriftou@yahoo.fr

Abstract— L'étude numérique des pertes par convection naturelle d'un récepteur solaire sous forme de cavité cylindrique est rapporté dans cette communication. Ce type de récepteurs peut être utilisé avec des concentrateurs paraboliques solaires (ou Parabolic dish) pour les applications de production d'électricité à des niveaux de température moyenne. Le récepteur est une cavité cylindrique d'un diamètre de 0.3m avec un rapport d'aspect égal à un, et un rapport d'ouverture de 1. Le logiciel *Fluent* est utilisé pour l'analyse du modèle (3D) du récepteur en trois dimensions. Dans cette étude, le tube du récepteur à l'intérieur de la cavité cylindrique est modélisé comme une spirale hélicoïdale similaire à celles qui existent dans les systèmes réels. Les simulations sont effectuées pour des températures d'entrée de 50 C⁰, 75 C⁰ et 100 C⁰ pour les angles d'inclinaison du récepteur 0 (cavité faisant face horizontalement), 30, 60 et 90 degrés (récepteur tourné vers le bas). On a constaté que les pertes convectives augmentent avec l'augmentation de la température moyenne du fluide et diminuent avec l'augmentation de l'inclinaison du récepteur.

Keywords— Pertes convectives, convection naturelle, récepteur solaire, concentrateurs paraboliques.

I. INTRODUCTION

Les récepteurs à cavité sont largement utilisés avec les systèmes de concentrateurs paraboliques (ou Parabolic dish) pour fournir la chaleur utiliser dans des procédé industrielle (*process heat applications*) [1] pour générer de l'énergie électrique [2], [3] et pour les réactions thermochimiques [4]. L'efficacité globale de tels systèmes est fonction des pertes thermiques qui se produisent à partir de ces récepteurs. On

observe dans la littérature que le transfert de chaleur convective constitue une part importante des pertes thermiques [5],[6],[7].

Les pertes convectives de ces récepteurs solaires à cavité ont révélés d'être dépendants de divers paramètres tels que l'inclinaison du récepteur (θ), condition aux limite des parois, rapport d'aspect (L / D), rapport d'ouverture (d / D), et les conditions de vent externe.

C'est la raison qui fait que l'analyse des pertes convectives de récepteurs solaire à cavité est compliquée par rapport à celle du transfert de chaleur par rayonnement et par conduction .

Des études expérimentales et numériques sur les pertes par convection naturelles dans des récepteurs à cavité de différentes formes utilisés avec des concentrateurs paraboliques solaires ont été réalisées.

Prakash et al [7],[8],[9] ont effectué des études expérimentales et théoriques sur des récepteurs cylindrique avec un tube en spirale insérer à l'intérieur tandis que N. Sendhil Kumar et al [1] ont effectué une étude sur les pertes thermiques par convection et radiation à travers un récepteur à cavité d'un système de concentrateurs paraboliques (ou Parabolic dish) on utilisant la CFD (Computational Fluid Dynamics). Les récepteurs à cavité en forme cylindrique ont été analysés expérimentalement et numériquement [5], [7], [10], [8]. Des investigations numériques sur des récepteurs hémisphériques ont été réalisées par Sendhil Kumar et Reddy [6],[11].

* Corresponding Author: arriftou@yahoo.fr

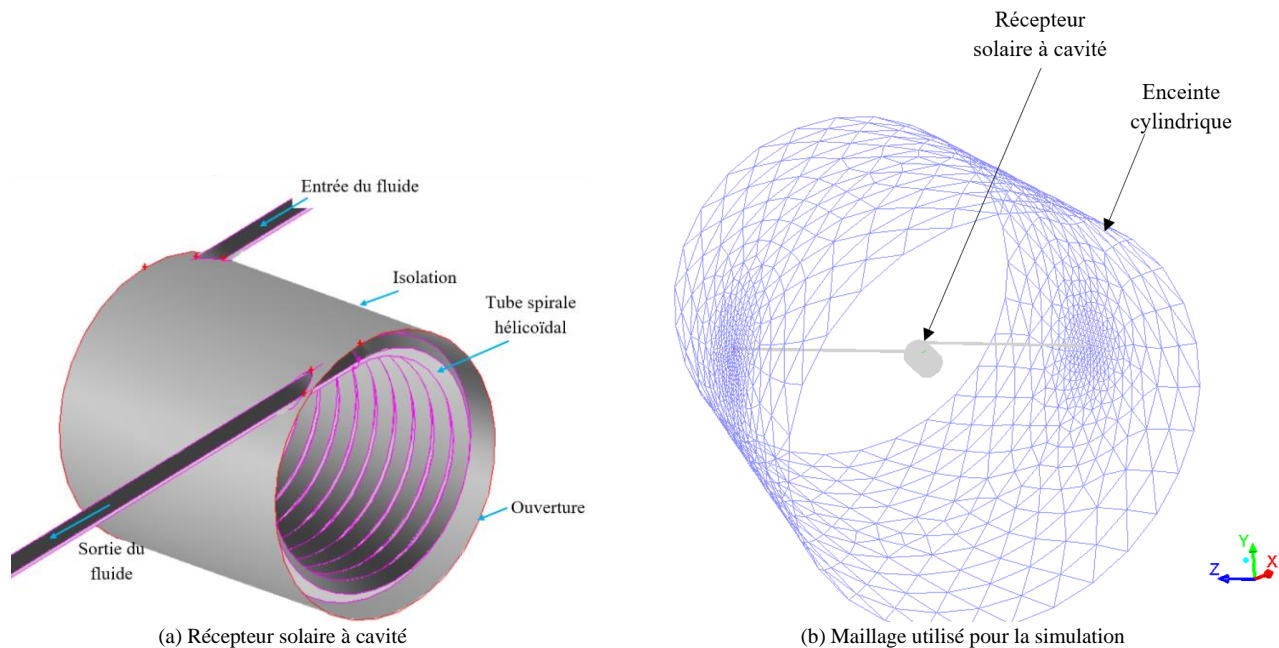


Figure 1 : Le récepteur à cavité avec le maillage utilisé pour la simulation.

On observe dans la littérature que la majorité des études numériques sur les pertes par convection naturelle sont effectuées sur les récepteurs utilisés pour des applications à haute température ($> 400^{\circ}\text{C}$) tels que la production d'électricité.

Les récepteurs à cavité utilisés avec des systèmes de concentrateurs paraboliques pour des applications qui utilise la chaleur pour des fin industrielle sont généralement de forme cylindrique, fonctionne à des températures moyennes (inférieures à 300°C).

Le récepteur utilisé pour les applications de chaleur industrielle (*process heat applications*) se compose d'un ensemble de tube enfermé dans une cavité cylindrique ouverte. Cette conception particulière du récepteur n'a pas de contraintes sévères sur le volume du tube utilisé et la chute de pression et est facile à fabriquer ce qui les rend différents de ceux utilisés pour les applications à haute température.

La modélisation numérique des récepteurs cylindrique à cavité rencontrés dans les applications de chaleur industrielle (températures inférieures à 300°C) est limitée. L'utilisation du logiciel *Fluent CFD* pour modéliser les tubes récepteurs et l'écoulement à l'intérieur de ces tubes a été démontrée par les études de Prakash et al. [7], [8] pour le récepteur à cavité ayant un rapport d/D supérieur à un. Il est donc remarqué que l'étude numérique des pertes par convection naturel de ce type de récepteurs pour différents diamètres à des niveaux de température d'environ 50°C - 100°C ayant le rapport d/D de 1 et 0.75 et 0.5 inclinées à différents angles n'a pas été encore réalisée.

Dans la présente communication, on rapporte l'analyse numérique des pertes thermiques par convection naturelle se produisant dans un récepteur solaire cylindrique de diamètre 0,3m avec L/D égal à un et des rapports d/D égal à 1.

Le tube récepteur est modélisé comme une spirale hélicoïdale et l'écoulement du fluide de travail à l'intérieur de la spirale hélicoïdale est également modélisé. Les simulations sont effectuées pour des températures d'entrée de fluide de 50°C , 75°C et 100°C et pour des angles d'inclinaison du récepteur de 0 (face du récepteur horizontale), 30, 60 et 90 degrés (face du récepteur vers le bas).

II. MODELE MATHEMATIQUE

A. MODEL PHYSIQUE

A l'aide de l'outil Gambit du logiciel CFD Fluent [12] le récepteur est modélisé comme une spirale hélicoïdale ayant un diamètre extérieur égal au diamètre du récepteur (D). La spirale hélicoïdale comporte plusieurs spires de sorte que la longueur de la cavité est égale au diamètre de la cavité ($L/D = 1$). Le tube ayant un diamètre de 0,025m. Le pas entre les spires de la spirale est d'environ 0.004-0.005m. La spirale hélicoïdale est entourée par une couche d'isolation sauf l'ouverture, donnant le récepteur une forme cylindrique. Le récepteur de 0,3m de diamètre (rapport d'ouverture de 1), ainsi que l'isolation est représenté dans la **Figure 1 (a)**.

Le récepteur ainsi que l'isolation est entourée d'une enceinte cylindrique. Ceci est réalisé quand la condition aux limite au



niveau de l'ouverture est inconnue, et aussi pour assurer que l'air entrant à l'intérieur de la cavité n'est pas affectée par les conditions extérieures. On a trouvé à partir d'une analyse préliminaire qu'une taille d'enceinte d'environ dix fois le diamètre de la cavité affecte l'écoulement d'air dans le récepteur mais une enceinte d'environ vingt fois le diamètre de la cavité consomme beaucoup de temps de calcul. Par conséquent, une taille d'enceinte d'environ quinze fois le diamètre de la cavité est jugée appropriée pour l'analyse en raison du flux d'air à l'intérieur de la cavité qui n'est pas affectée par la taille de l'enceinte, et le temps de calcul est également réduit. Les tubes d'entrée et de sortie du fluide sont étendus aux murs de l'enceinte et sont supposés être adiabatiques afin qu'ils n'affectent pas la température et le débit dans la région extérieure. La modélisation de l'écoulement du fluide dans le serpentin hélicoïdal permet d'obtenir des températures non uniformes sur le mur du récepteur semblables à celles observées dans des études expérimentales.

B. Conditions Aux Limites

Les conditions aux limites utilisées pour l'analyse numérique sont les suivants :

(1) la température d'entrée et la vitesse du fluide de travail sont spécifiés,

(2) l'état adiabatique est supposé pour les parois d'isolation de la cavité ;

(3) les parois de l'enceinte cylindrique sont maintenues à la température ambiante de 30°C.

Les températures d'entrée du fluide sont 50°C, 75°C, 100°C avec une vitesse de 0.21m/s.

III. PROCEDURE NUMERIQUE ET VALIDATION

A. Méthode Numérique

Comme le nombre de Reynolds du fluide de travail à l'intérieur de la spirale hélicoïdale indique que l'écoulement est turbulent, le modèle de turbulence $k-\epsilon$ est utilisé pour l'analyse en cour.

La solution est obtenue en résolvant simultanément l'équation de continuité, l'équation de mouvement et l'équation d'énergie en régime permanent. L'algorithme SIMPLE (*semi-implicit pressure-linked equation*) du logiciel *Fluent* est utilisé. Les modes de transfert de chaleur par rayonnement et conduction ne sont pas pris en compte.

Les schémas de discrétisation de la solution pour l'équation de quantité de mouvement et de l'énergie sont de premier ordre (*first-order upwind type*) de manière à réduire le temps de convergence. L'approximation de *Boussinesq* est utilisée pour

les propriétés de l'air. Les propriétés des matériaux : cuivre et air sont tirées de C.P Kothandaraman [13].

Les critères de convergence pour les résidus de continuité et les équations de vitesse sont de l'ordre de 10^{-4} tandis que pour l'équation de l'énergie, 10^{-7} . La solution est obtenue une fois que les critères de convergence sont satisfaits.

B. Génération De Maillage

Un maillage tetrahedral fin est utilisé dans le tube métallique de l'hélice spirale (un pas d'environ 4-10) et dans la région entre la spirale hélicoïdale et l'isolation (maillage d'environ 15-20). Un maillage grossier est utilisé pour l'enceinte (un pas d'environ 500). Le maillage grossit au fur et à mesure on s'approchant des parois de l'enceinte on partant du centre de la cavité. Le maillage utilisé pour la simulation du récepteur est représenté sur la **figure 1 (b)**. Le cuivre est choisi comme matériau du tube récepteur tandis que Dowtherm A [14] est sélectionné en tant que fluide circulant à l'intérieur du tube récepteur (également désigné sous le nom de fluide de travail). L'intérieur de la cavité et l'enceinte sont rempli d'air.

Un maillage de 41441 nœuds à travers tout le domaine **figure 1 (b)** a été adoptée pour la solution car il a montré une variation négligeable de 0.27% avec un maillage plus raffinée.

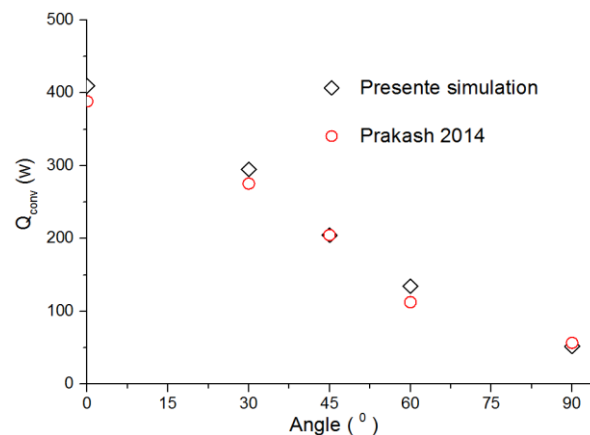


Figure 2 variation de perte par convection naturelle avec l'inclinaison pour températures d'entrée du fluide 150°C et un rapport d'ouverture = 1.

Afin de valider le modèle de cette étude numérique, nous présentons sur **Figure 2** le profil des pertes par convection naturelle a travers l'ensemble du tube intérieur, pour une vitesse et température d'entrée de 0.21m/s et 150°C avec celle de [9].



IV. RESULTATS ET DISCUSSIONS

Tous les résultats sont obtenus à partir de chaque simulation numérique en régime permanent. La chute de température du fluide de travail à l'intérieur de la spirale hélicoïdale est prise comme la perte convective se produisant dans le récepteur.

Dans ce travail, la perte par convection naturelle est calculée comme suit :

$$Q_{conv} = \dot{m}C_p(T_{fe} - T_{fs}), \quad (1)$$

\dot{m} : est le débit massique du fluide,

c_p : est la chaleur spécifique du fluide de travail,

T_{fe} : est la température d'entrée de fluide,

T_{fs} : est température de sortie du fluide,

Les propriétés de l'air sont prises à la température moyenne (*film temperature*) :

$$T_{film} = 0.5(T_m + T_a) \quad (3)$$

Où

T_m : est la température moyenne définie comme suit (*mean temperature*) :

$$T_m = 0.5(T_{fe} + T_{fs}) \quad (4)$$

T_a : est la température ambiante,

Les valeurs de perte convective à différentes températures d'entrée sont tracées en fonction de l'inclinaison pour un rapport d'ouverture de 1 sur la **figure 3**. On peut constater que les pertes convectives augmentent avec l'augmentation de la température d'entrée du fluide et diminue avec l'inclinaison du récepteur.

La diminution de perte convective avec l'augmentation de l'inclinaison du récepteur est due à la formation de zones de stagnation de l'air dans la cavité lorsque celle-ci est inclinée de 0° à 90°. On observe que les valeurs de pertes convectives diminuent d'environ 90.71% lorsque le récepteur est incliné de 0° à 90° pour la température d'entrée de 75°C. La tendance est similaire pour la température d'entrée de 50°C et 100°C.

Le débit massique du fluide de travail est maintenu constant (taux de débit massique de 0.000119 kg/s). Par conséquent, une température d'entrée élevée mènent à des températures moyennes du fluide plus élevées, T_m ($T_m = 0.5(T_{fe} + T_{fs})$).

La température moyenne du fluide est considérée comme la température moyenne du récepteur et une augmentation de cette température, conduit à des courants d'air convectifs plus élevés au sein de la cavité causant plus de pertes convectives.

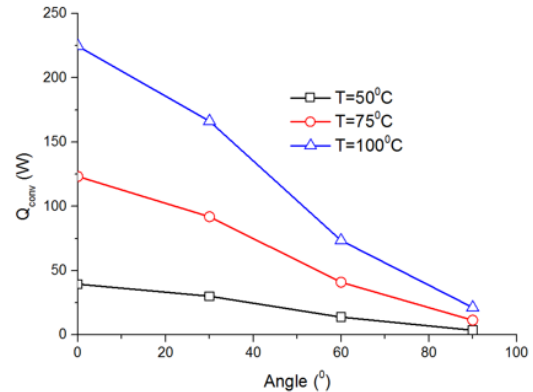


Figure 3. variation de perte par convection naturelle avec l'inclinaison pour différentes températures d'entrée pour un rapport d'ouverture = 1.

Le coefficient de transfert de chaleur par convection (h) est donnée par :

$$h = \frac{Q_{conv}}{A_w(T_m - T_a)} \quad (4)$$

Où

A_w : est la surface totale du tube récepteur,

Les résultats obtenus comprennent aussi les profils de vitesse et température de l'air dans le récepteur. La **figure 4** montre les profils de vitesse à différentes inclinaisons pour la température d'entrée de 75°C. La région ayant des vitesses égales ou inférieures à la vitesse de l'air ambiant est considérée comme zone de stagnation. Des vitesses plus élevées se réfèrent au mouvement de masse d'air et donc la région montrant des vitesses supérieures est interprétée comme zone convective. On peut remarquer que la vitesse maximale dans le récepteur à 90° est d'environ 0,04 m/s tandis que la vitesse de l'air la plus élevée qui entoure le récepteur est d'environ 0,25 m/s. La frontière entre la zone de stagnation et la zone convective est désigné comme zone frontière ou zone limite où un changement brusque de vitesse d'air est observé. Pour l'angle d'inclinaison 0° la zone frontière ou zone limite est absente car la condition de formation de cette zone de stagnation n'est pas satisfaite à la majorité des endroits dans le récepteur. Des tendances similaires sont observées pour les températures d'entrée de 50° et 100°.

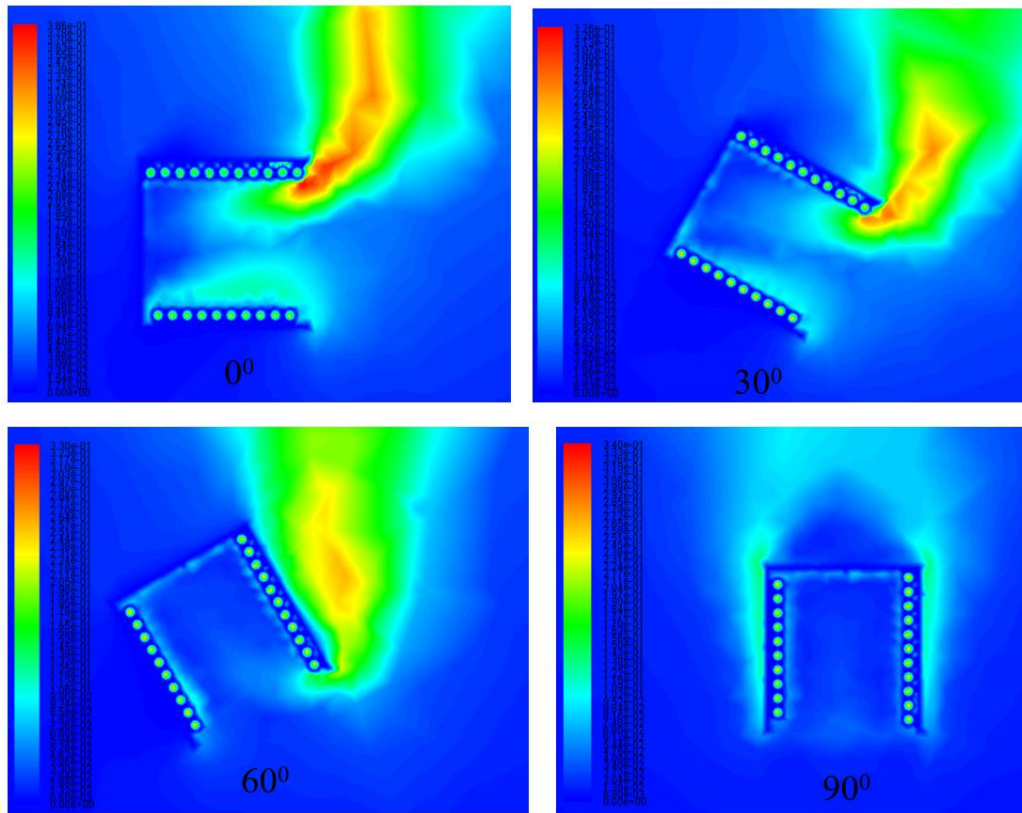


Figure 4. Les profils de vitesse pour la température d'entrée de fluide 75°C pour différentes inclinaisons
(Valeurs exprimées en m/s)

V. CONCLUSIONS

Dans cette communication, les pertes par convection naturelle se produisant dans un récepteur cylindrique à cavité utilisés avec des concentrateurs solaires paraboliques pour des applications à température moyenne sont étudiées numériquement. Les effets de la température d'entrée du fluide, inclinaison du récepteur sur les pertes convectives sont analysées.

Les pertes convectives augmentent avec l'augmentation de la température moyenne du fluide pour tous les rapports d'ouverture et inclinaisons du récepteur. Les pertes convectives diminuent avec l'augmentation de l'inclinaison du récepteur. On observe que les valeurs des pertes convectives diminution d'environ 90.71% lorsque l'inclinaison du récepteur augmente de 0° à 90°. La variation des pertes par convection avec l'inclinaison est non linéaire.

Vue l'importance de la zone de stagnation car celle-ci définit la quantité d'air chaud non évacué à l'extérieur du récepteur et de ce fait la valeur de perte par convection, le prochain travail va être concentré sur la détermination et la quantification de cette zone de stagnation.

RÉFÉRENCES

- [1] N. S. Kumar and K. S. Reddy, "Investigation of Convection and Radiation Heat Losses From Modified Cavity Receiver of Solar Parabolic Dish Using Asymptotic Computational Fluid Dynamics," *Heat Transf. Eng.*, vol. 31, no. 7, pp. 597–607, 2010.
- [2] K. Lovegrove, A. Zawadzki, and J. Coventy, "Taking the ANU Big Dish to commercialization," *Clean Energy? – Can Do!*, p. 9, 2006.
- [3] S. Doctoral-colloquium, "Thermal modelling of the Dish/Stirling system," p. 160, 2006.
- [4] A. Steinfeld, C.- Zurich, and R. Palumbo, "Solar Thermochemical Process Technology," *Encycl. Phys. Sci. Technol.*, vol. 15, pp. 237–256, 2001.
- [5] T. Taumoefolau, S. Paitoonsurikarn, G. Hughes, and K. Lovegrove, "Experimental Investigation of Natural Convection Heat Loss From a Model Solar Concentrator Cavity Receiver," *J. Sol. Energy Eng.*, vol. 126, no. 2, p. 801, 2004.



Le 4^{ème} Séminaire International sur les Energies Nouvelles et Renouvelables

The 4th International Seminar on New and Renewable Energies

Unité de Recherche Appliquée en Energies Renouvelables,
Ghardaïa - Algeria 24 - 25 Octobre 2016



- [6] N. Sendhil Kumar and K. S. Reddy, "Numerical investigation of natural convection heat loss in modified cavity receiver for fuzzy focal solar dish concentrator," *Sol. Energy*, vol. 81, no. 7, pp. 846–855, 2007.
- [7] M. Prakash, S. B. Kedare, and J. K. Nayak, "Investigations on heat losses from a solar cavity receiver," *Sol. Energy*, vol. 83, no. 2, pp. 157–170, 2009.
- [8] M. Prakash, S. B. Kedare, and J. K. Nayak, "Determination of stagnation and convective zones in a solar cavity receiver," *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 49, no. 4, pp. 680–691, 2010.
- [9] M. Prakash, "Numerical Study of Natural Convection Heat Loss from Cylindrical Solar Cavity Receivers," vol. 2014, 2014.
- [10] S. Paitoonsurikarn and K. Lovegrove, "Numerical Investigation of Natural Convection Loss in Cavity-Type Solar Receivers," *Sol.2002-Australian New Zeal. Sol. Energy Soc.*, vol. 133, no. May2011, p. 6, 2002.
- [11] N. Sendhil Kumar and K. S. Reddy, "Comparison of receivers for solar dish collector system," *Energy Convers. Manag.*, vol. 49, no. 4, pp. 812–819, 2008.
- [12] I. Ansys, *ANSYS FLUENT theory guide*, vol. 15317, no. November, 2011.
- [13] J. Melorose, R. Perroy, and S. Careas, *No Title No Title*, vol. 1, 2015.
- [14] Dow Chemical Company, "Dowtherm A (therminol_VP1) Heat Transfer Fluid, Product Technical Data," 1997.

