

# Étude numérique de l'intensification des échanges dans un absorbeur de capteur solaire

Pascale Bouvier<sup>1,2,\*</sup>, Feriel Yahiat<sup>1,2</sup>, Serge Russeil<sup>1</sup>, Daniel Bougeard<sup>1</sup>

<sup>1</sup>IMT Nord Europe, Institut Mines-Telecom, Univ. Lille, Centre Énergie Environnement, F-59000 Lille, France

<sup>2</sup>Junia, Smart Systems and Energies, F-59000, Lille, France

*\*(auteur correspondant : pascale.bouvier@junia.com)*

**Résumé** - Les centrales thermiques solaires, munies de concentrateurs cylindro-paraboliques, disposent d'un absorbeur. La géométrie de ce dernier est un tube dont la surface est chauffée par le rayonnement solaire qui est concentré par un miroir cylindro-parabolique. L'objectif de notre travail porte sur l'intensification des transferts thermiques au niveau de l'écoulement interne de l'absorbeur du système. Deux configurations géométriques sont étudiées. La géométrie *SIT* (Swirl Internal Tube) où la paroi extérieure est droite de section circulaire tandis que le noyau central génère un mouvement de « swirl ». Et la géométrie *SET* (Swirl External Tube) où c'est la paroi extérieure qui engendre un mouvement de « swirl » tandis que le noyau est rectiligne et caractérisé par une section de passage elliptique. L'étude est menée par voie numérique pour plusieurs nombres de Reynolds, allant de 940 à 7500, et vise à évaluer l'impact des déformations sur les transferts de chaleur au sein de l'absorbeur. Après avoir validé la modélisation numérique sur le cas du collecteur SEGS LS-2 PTC, le facteur de performance thermo-hydraulique (PEC), pour un régime laminaire (Re=940), atteint une valeur égale à 1,2.

## Nomenclature

$c_p$	capacité thermique massique, $\text{Jkg}^{-1}\text{K}^{-1}$
$D_a$	diamètre de l'absorbeur, mm
$D_e$	diamètre externe, mm
$D_h = 4S/P$	diamètre hydraulique, mm
$f$	coefficient de frottement, -
$I_b$	irradiation directe normale, $\text{W.m}^{-2}$
$Nu = \frac{h_{moy}D_h}{\lambda}$	nombre de Nusselt, -
$P$	périmètre mouillé, m
$q_v$	débit volumique, $\text{l.min}^{-1}$
$Re = \frac{uD_h\rho}{\mu}$	= nombre de Reynolds, -
$T$	température, K
$T_m$	température de mélange, K

<i>Symboles grecs</i>	
$\lambda$	conductivité thermique, $\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$
$\mu$	viscosité dynamique, Pa.s
$\rho$	masse volumique, $\text{kg.m}^{-3}$
Indices et exposants	
<i>eau</i>	relatif à l'eau
<i>E</i>	relatif à l'entrée
<i>S</i>	relatif à la sortie
$A_{inox}$	relatif à l'acier inoxydable
0	géométrie de référence

## 1. Introduction

Dans le contexte actuel de préoccupation croissante face au changement climatique, l'utilisation de l'énergie solaire est devenue une option privilégiée pour garantir un avenir durable pour notre planète. Cependant des efforts considérables en recherche et développement sont encore nécessaires pour surmonter les défis liés à l'exploitation de cette ressource [1], [2], [3]. Les centrales thermiques solaires, munies de concentrateurs cylindro-paraboliques, disposent d'un absorbeur. La géométrie de ce dernier est un tube dont la surface, chauffée par le rayonnement solaire, est concentré par un miroir cylindro-parabolique. L'objectif de notre étude porte sur l'intensification des transferts thermiques au niveau de l'écoulement interne de l'absorbeur du système. C'est en fait la suite de l'étude [4] qui est davantage axée sur la technologie liée à l'absorbeur. Après une validation expérimentale du collecteur solaire SEGS LS-2 [5], nous

nous intéressons à deux configurations. La géométrie *SIT* (Swirl Internal Tube) où la paroi extérieure est droite, de section circulaire, tandis que le noyau central génère un mouvement de *Swirl*. Et la géométrie *SET* (Swirl External Tube) où c'est la paroi extérieure qui engendre un mouvement de *Swirl* tandis que le noyau est rectiligne et caractérisé par une section de passage elliptique. Dans cette communication, après avoir présenté la démarche dans le cas d'un tube annulaire simple, nous effecturons la modélisation numérique de deux géométries, la *SIT* et la *SET*, dans la configuration du capteur solaire concentré, où la densité de flux imposée n'est pas uniforme. Les performances thermo-hydrauliques en fonction du nombre de Reynolds sont évaluées après une analyse de la distribution des vecteurs vitesses transversaux et de la distribution de champs de température.

## 2. Géométries *SIT*, *SET* et absorbeur annulaire de référence

Le dispositif qui est sélectionné, comme base de référence, est le module SEGS LS-2 PTC qui représente le modèle standard d'absorbeur, à savoir un tube droit simple. De nombreuses études [1], [2] l'utilisent car il y a de nombreux résultats expérimentaux pour valider nos modèles numériques [5]. D'ailleurs, dans cette communication, nous effectuons une validation de notre modèle numérique au paragraphe 3.3. avec les résultats du module SEGS LS-2 PTC. L'absorbeur annulaire de référence est représenté sur la figure 1.

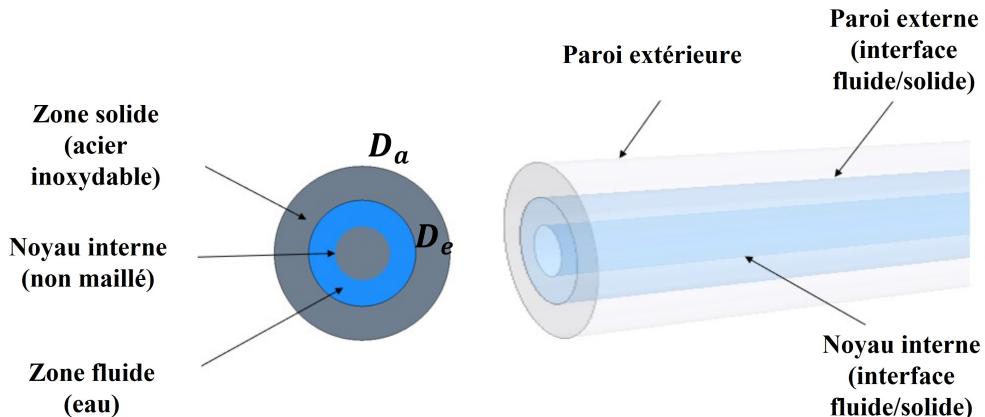


Figure 1 : Absorbeur annulaire de référence

Ce dernier sera utilisé dans la partie relative aux performances thermo-hydrauliques. Nous évaluerons l'impact des modifications géométriques des deux géométries : La *SIT* (Swirl Internal Tube) et la *SET* (Swirl External Tube) qui sont présentées sur les figures 2 et 3.

Les paramètres géométriques relatifs à chaque configuration sont résumés dans le tableau 1. Ces paramètres sont exprimés en fonction du diamètre hydraulique, soit  $a_e = A_e D_h$  mm est le demi grand axe de l'ellipse externe,  $b_e = B_e D_h$  mm est le demi petit axe de l'ellipse externe,  $a_i = A_i D_h$  mm est le demi grand axe de l'ellipse interne,  $b_i = B_i D_h$  mm est le demi petit axe de l'ellipse interne,  $p_i = P_i D_h$  mm est le pas de torsion de la paroi interne et  $p_e = P_e D_h$  mm est le pas de torsion de la paroi externe. La longueur du tube est  $L_{tube} = 2000$  mm.  $D_a$ ,  $D_e$  et  $D_h$  sont en mm tandis que  $A_e$ ,  $A_i$ ,  $B_e$ ,  $B_i$ ,  $P_e$  et  $P_i$  sont adimensionnels.

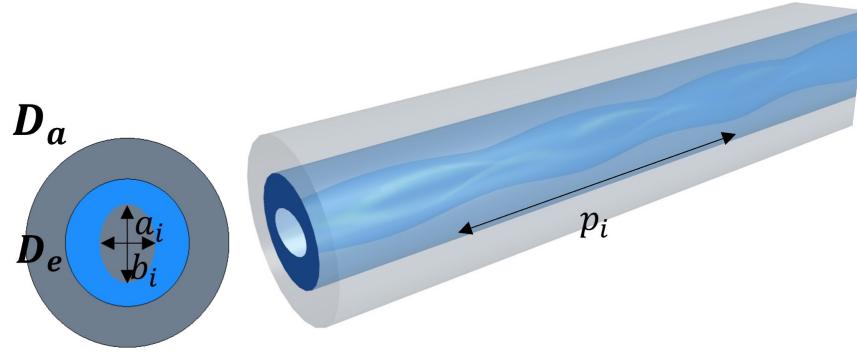


Figure 2 : La géométrie *SIT*

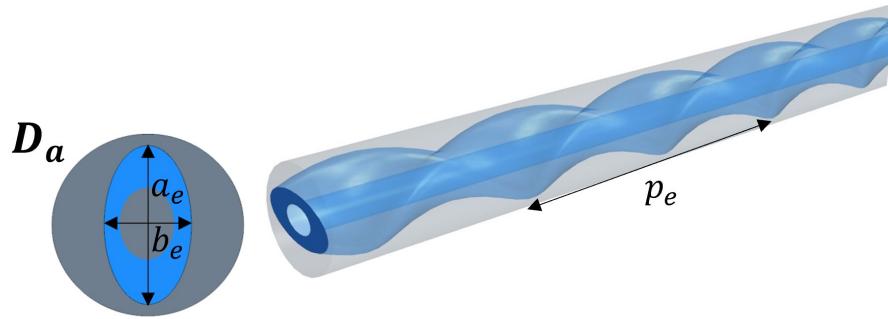


Figure 3 : La géométrie *SET*

Cas	$D_a$	$D_e$	$D_h$	$A_e$	$B_e$	$A_i$	$B_i$	$P_i$	$P_e$
<i>SIT</i>	70	42,7	22	—	—	12,3	8,6	—	8,66
<i>SET</i>	70	—	22	1,39	0,72	0,56	0,39	12	—
<i>Ref</i>	70	42,7	22	—	—	0,47	0,47	—	—

Tableau 1 : Paramètres géométriques des configurations proposées

### 3. Le modèle numérique

#### 3.1. Modèle, propriétés du fluide et conditions aux limites

Les équations de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie sont résolues pour des écoulements laminaires ou turbulents, en fonction du nombre de Reynolds. L'écoulement est stationnaire et incompressible dans les géométries *SIT*, *SET* et l'absorbeur de référence. Le couplage entre la pression et la vitesse est effectué en utilisant l'algorithme SIMPLE. Des schémas de discrétisation au second ordre amont sont utilisés pour les termes de divergence et centrés pour les gradients. Pour assurer une convergence satisfaisante, les seuils des résidus sont fixés à  $10^{-8}$  pour l'énergie et  $10^{-5}$  pour les autres équations. Afin de s'assurer

davantage de la bonne convergence, le bilan de masse et d'énergie entre l'entrée et la sortie ont été également vérifiés pour chaque simulation. Les simulations par volumes finis ont été réalisées avec le logiciel *StarCCM+*. Le fluide circulant dans l'espace annulaire est de l'eau (*Eau*) et la paroi extérieure est en acier inoxydable (*Acier<sub>inox</sub>*). Les propriétés physiques sont supposées constantes sur l'intervalle de température considéré et présentées dans le tableau 2.

	$\rho$ ( $kg.m^{-3}$ )	$\mu$ ( $Pa.s$ )	$\lambda$ ( $W.m^{-1}.K^{-1}$ )	$c_p$ ( $J.kg^{-1}.K^{-1}$ )
<i>Eau</i>	997,56	$8,88.10^{-4}$	0,62	4181
<i>Acier<sub>inox</sub></i>	8030	—	20	503

Tableau 2 : Propriétés thermophysiques du fluide et du solide

Les conditions aux limites sont les suivantes :

- Un débit est imposé à l'entrée du domaine de calcul en régime laminaire et turbulent. Il correspond à des nombres de Reynolds allant de 940 à 7500 dans le cas de l'absorbeur de référence. Pour l'écoulement turbulent, le modèle  $k - \omega$  SST, est utilisé pour des nombres de Reynolds supérieurs à 2000. Il permet de mieux reproduire les tourbillons longitudinaux, les zones de recirculation ainsi que les gradients de pression [6].
- La paroi extérieure est en acier inoxydable, de diamètre  $D_a$  et est soumise à un flux non uniforme (paragraphe 3.2). Tandis que le noyau (paroi intérieure) est adiabatique.
- A la sortie du tube, tous les gradients longitudinaux sont nuls, excepté pour la pression.

### 3.2. Densité de flux imposé

Au niveau de la paroi extérieure solide, une densité de flux non uniforme est imposée. Cette dernière est issue de la méthode de Monte Carlo Ray-Trace (MCRT) qui est basée sur le comportement statistique prédictif du lancer de rayon pour modéliser le transfert thermique par rayonnement [7]. La densité de flux en fonction de  $\theta$  est représentée sur la figure 4. C'est cette densité de flux, variable sur le périmètre du tube, qui est imposée comme condition limite à la paroi extérieure des tubes dans nos simulations.

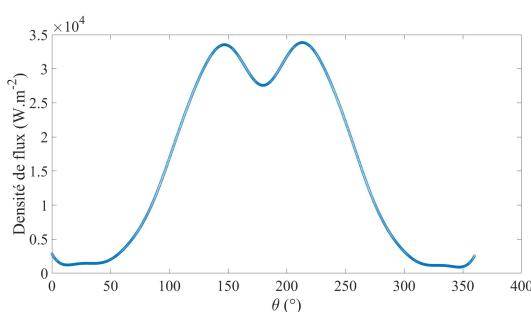


Figure 4 : Densité de flux non uniforme

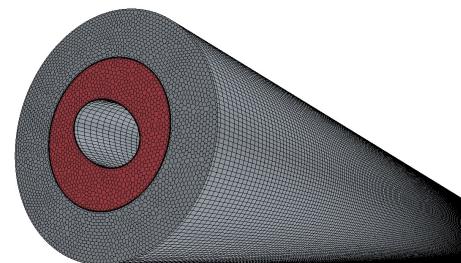


Figure 5 : Maillage de la SIT

### 3.3. Maillage

La géométrie des différentes configurations et le maillage sont réalisés sous *StarCCM+*. Le type de maillage appliqué sur tout le domaine de calcul est polyédrique. A proximité des parois externe et interne, le maillage est resserré de manière à capter au mieux les forts gradients pariétaux. La validation du maillage a été effectuée sur la configuration du SEGS LS-2 PTC [5].

Les résultats sont dans le tableau 3. Une erreur relative de 1% est observée ce qui est acceptable. Un exemple de maillage correspondant à la géométrie *SIT* est présenté sur la figure 5.

Cas	Fluide	$q_v$	$I_b$	$T_{mE}(\text{°C})$	$T_{mS}(\text{°C})$
Expérimental	<i>Eau</i>	20, 7	925, 1	29, 5	47, 3
Numérique	<i>Eau</i>	20, 7	1000	29, 5	47, 8

Tableau 3 : Validation avec le SEGS LS-2 PTC

### 3.4. Topologie de l'écoulement et distribution de la température

#### 3.4.1. Profils de vitesse

Les macro-déformations pariétales provoquent l'apparition d'écoulements secondaires. L'observation de la distribution des vecteurs vitesse transversaux, sur la section de sortie, permet d'analyser avec plus d'attention leurs topologies. La figure 6 présente cette distribution, sur la section de sortie, pour les deux configurations étudiées et pour un nombre de Reynolds de 3750. Nous savons que les macro-déformations de type "torsion" génèrent un écoulement secondaire principalement tangentiel [8]. Dans le cas de la configuration *SIT*, cet écoulement se situe principalement à proximité du noyau central. En revanche, dans le cas de la configuration *SET*, nous observons un écoulement tangentiel plus intense à proximité de la paroi externe.

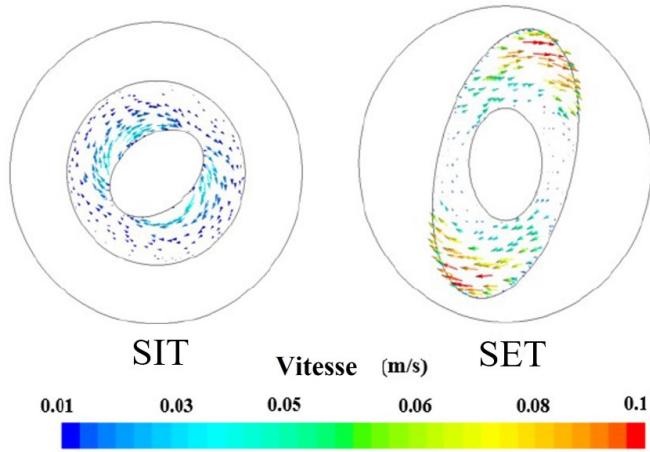


Figure 6 : Distribution des vecteurs vitesse transversaux

#### 3.4.2. Distribution de la température

Une première évaluation qualitative de l'influence de ces macro-déformations sur le transfert thermique a été réalisée en visualisant la distribution de température sur la paroi extérieure ainsi que sur la section de sortie des différentes configurations, comme illustré dans la figure 7. Une similitude de distribution de température entre l'absorbeur annulaire de référence et la configuration *SIT* est observée. Cette observation s'explique par le fait que l'écoulement tangentiel généré près du noyau n'est pas suffisant pour homogénéiser la température sur toute la section de passage ni pour améliorer le transfert de chaleur. C'est dû au fait que le noyau

interne est adiabatique. La distribution de température est un peu meilleure dans le cas de la *SET* mais nous n'obtenons pas une homogénéisation de la température.

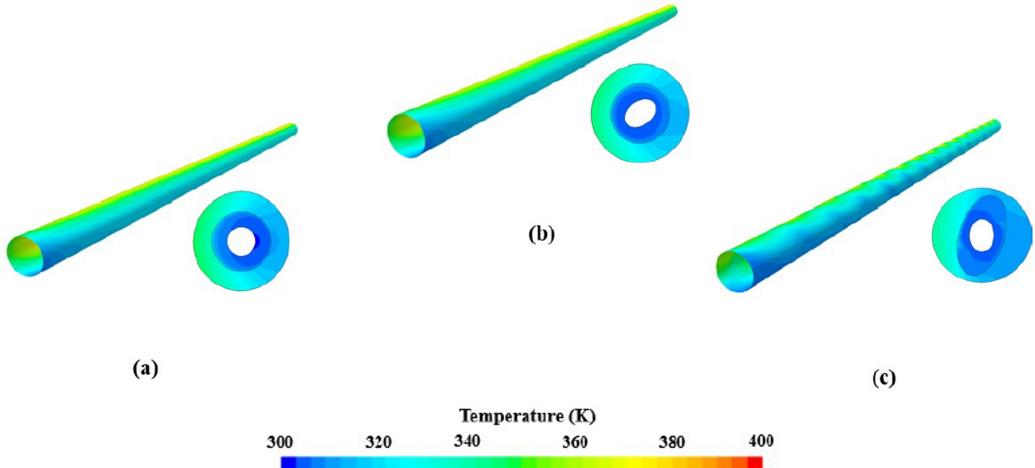


Figure 7 : Distribution de température pour un  $Re=3750$

#### 4. Performances thermo-hydrauliques

Pour évaluer les performances thermo-hydrauliques des configurations *SIT* et *SET*, un facteur de performances est utilisé : le PEC (Performance Evaluation Criterion) qui est calculé par la relation suivante (Eq. (1))

$$PEC = \left( \frac{Nu}{Nu_0} \right) \left( \frac{f}{f_0} \right)^{-\frac{1}{3}} \quad (1)$$

où le nombre de Nusselt est défini par l'expression

$$Nu = \frac{h_{moyen} D_h}{\lambda} \quad (2)$$

qui fait intervenir le coefficient d'échange moyen en  $h_{moyen}$  en  $W.m^{-2}K^{-1}$  basé sur la longueur  $L$  du tube.

Quand au facteur de frottement, il est défini par l'expression

$$f = 2 \frac{\Delta p D_h}{\rho u^2 L} \quad (3)$$

où  $u$  est la vitesse du fluide en  $m.s^{-1}$  et  $\Delta p$  la variation de pression statique en  $Pa$ .

C'est une formulation qui est largement répandue dans les milieux académique et industriel, car elle permet d'évaluer à la fois l'amélioration du transfert thermique et l'impact sur la puissance de pompage nécessaire caractérisé par le coefficient de frottement  $f$ . Cette approche est particulièrement utilisée pour l'optimisation et le dimensionnement des installations, où l'équilibre entre l'efficacité du transfert thermique et la consommation énergétique est un facteur clé. Nous utilisons ce facteur pour évaluer l'effet global de ces deux configurations sur

l'amélioration du transfert de chaleur. Le nombre de Nusselt a été tracé en fonction du nombre de Reynolds pour les géométries *SIT* et *SET* comme illustré sur la figure 8. La superposition des courbes entre l'absorbeur de référence et la configuration *SIT* confirme que la simple torsion du noyau interne ne suffit pas à améliorer le transfert thermique dans ce type d'absorbeur annulaire, compte tenu des conditions thermiques de l'étude. En revanche la torsion de la paroi externe dans la configuration *SET* entraîne une intensification du transfert thermique. Le nombre de Nusselt augmente de façon significative. À titre d'exemple, il passe de 4 pour la géométrie de référence, à 13,6 pour un nombre de Reynolds de 940, ce qui représente une augmentation de quasi 200 % en régime laminaire. Le facteur de frottement a aussi été évalué (voir figure 9). Les résultats montrent que l'application de déformations pariétales augmente non seulement les performances thermiques, mais également le frottement par rapport à la géométrie de référence. L'augmentation la plus importante est observée en régime laminaire, pour un nombre de Reynolds de 940. Par rapport à la géométrie de référence, une augmentation du  $f$  de 16,5 % dans le cas de la *SIT* et de 80 % dans le cas de la *SET*. Pour les performances thermo-hydrauliques, le cas de la *SIT* sont inférieures à 1 sur toute la plage de débit considérée dans cette étude. Cela est dû au fait que la présence d'un noyau torsadé contribue à l'augmentation des pertes de charge sans intensifier le transfert thermique, ce qui conduit à des performances thermo-hydrauliques insatisfaisantes ( $PEC < 1$ ). En revanche, pour la *SET*, le  $PEC$  est de 1,2 pour le régime laminaire ( $Re = 940$ ).

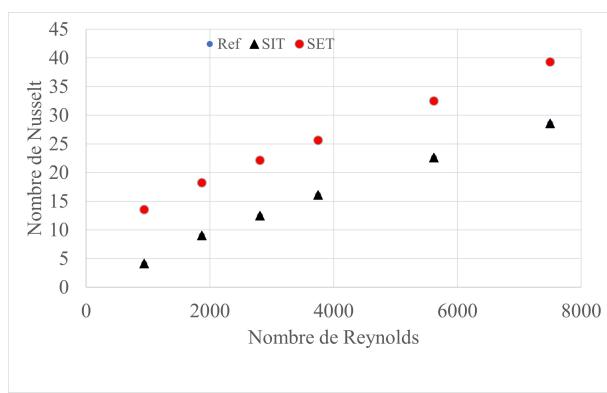


Figure 8 : Variation du nombre de Nusselt

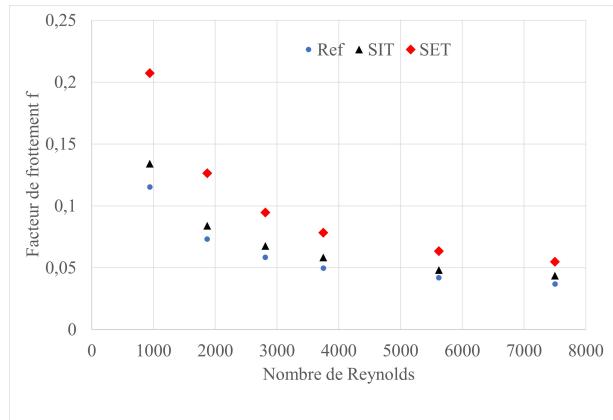


Figure 9 : Variation du facteur de frottement  $f$

## 5. Conclusion

L'étude numérique menée sur l'intensification des échanges thermiques dans un absorbeur de capteur solaire a permis d'évaluer l'impact des modifications géométriques sur les performances thermo-hydrauliques du système. Deux configurations, *SIT* (Swirl Internal Tube) et *SET* (Swirl External Tube), ont été étudiées et comparées à une géométrie de référence. Les résultats obtenus montrent que la configuration *SIT*, caractérisée par la torsion du noyau, ne génère pas une amélioration significative du transfert thermique dû à la limitation de l'écoulement tangentiel. En revanche, la configuration *SET*, caractérisée par la torsion de la paroi externe, entraîne une augmentation notable des performances thermo-hydrauliques qui atteignent 1,2 pour un Reynolds de 940.

Ces travaux ouvrent la voie à de nouvelles optimisations d'absorbeurs solaires, notamment en combinant les avantages des différentes configurations pour maximiser le rendement des

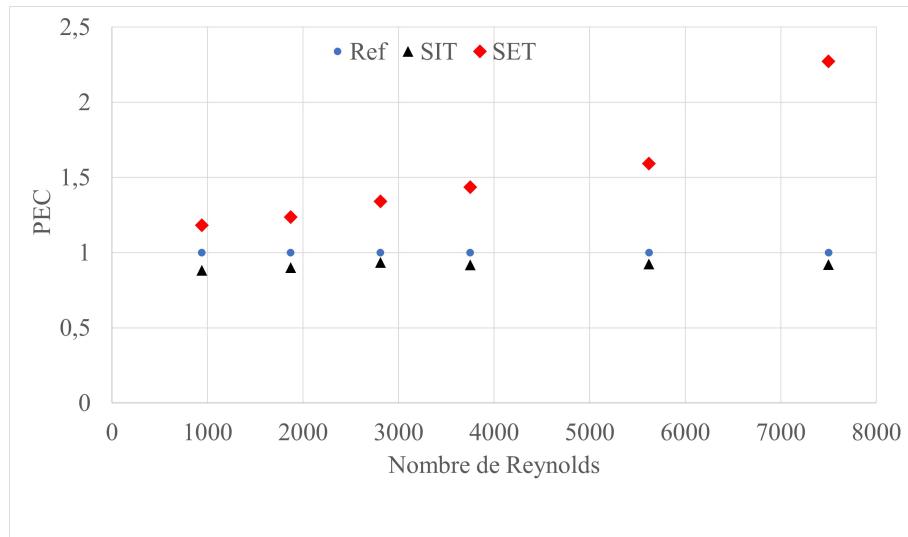


Figure 10 : Variation du facteur de performances thermo-hydrauliques

centrales thermiques solaires tout en minimisant les pertes de charge. Une fois que l'absorbeur sera optimisé, il sera intégré dans une Centrale Solaire à Concentration.

## Références

- [1] H. Yilmaz, A. Mwesigye, Modeling, simulation and performance analysis of parabolic trough solar collectors : A comprehensive review, *Applied Energy* 225 (2018) 135–174
- [2] W. Ajbar, A. Parrales, A. Huicochea, J.A. Hernandez, Different ways to improve parabolic trough solar collectors' performance over the last four decades and their applications : A comprehensive review, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 156 (2022)
- [3] E. Kabir, P. Kumar, S. Kumar, Adedeji A., Adelodund, K.-H. Kim, Solar energy : Potential and future prospects, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 82 (2018) 894900
- [4] P. Bouvier, F. Yahiat, S. Russeil, C. Andre, D. Bougeard, Étude expérimentale et numérique des déformations pariétales sur l'intensification des transferts de chaleur et du mélange dans un écoulement interne tubulaire. *32ème Congrès Français de thermique STRASBOURG*, France 2024
- [5] V.E Dudley, G.J Kolb, A.R Mahoney, T.R Mancini, C.E Matthews, M. Sloan, D. Kearney, Test results : SEGS LS-2 solar collector, *Report of Sandia National Laboratories (SANDIA-94-1884)*, 1994
- [6] C. Habchi, M. Oneissi, S. Russeil, D. Bougeard, T. Lemenand, Chaotic mixing in a planar, curved channel using periodic slip, *Chemical Engineering and Processing - Process Intensification* 169 (2021).
- [7] M. A. B. Taher, U. Pelay, S. Russeil, D. Bougeard, Étude numérique des performances optiques d'un concentrateur, *JITH-19ème édition des journées internationales de thermique*, Tanger – Maroc (2022) 15–20.
- [8] F. Yahiat, P. Bouvier, S. Russeil, D. Bougeard, C. André, Swirl influence on thermohydraulic performances within a heat exchanger/reactor with macro deformed walls in laminar flow regime, *Chem. Eng. Process., Process Intensif.* 189 (2023) 109373

Les auteurs souhaitent exprimer leur gratitude au Master Bowen Wang