



CONTRIBUTION A LA CARACTERISATION DU RECEPTEUR SOLAIRE DE LA CENTRALE CSP4AFRICA

MEMOIRE POUR L'OBTENTION DU
MASTER EN INGENIERIE DE L'EAU ET DE L'ENVIRONNEMENT
OPTION : Génie énergétique

Présenté et soutenu publiquement le 29 Octobre 2015 par

Omer Arsène KAAD DAY ZAL

Travaux dirigés par : **Dr. K. Edem N'TSOUKPOE**
Enseignant-Chercheur au LESEE
Yao M. SESHIE
Doctorant du LESEE

LABORATOIRE D'ENERGIE SOLAIRE ET ECONOMIES D'ENERGIE

Jury d'évaluation du stage :

Président : **Ing. Madieumbe GAYE**

Membres et correcteurs : **Dr. Daniel YAMEGUEU**
Dr. K. Edem N'TSOUKPOE

Promotion [2014/2015]

Au couple *Dieudonné et Solange DAY ZAL*

Qui cultive au quotidien un amour et un don de soi inconditionné, un dévouement au travail bien fait, une éthique morale qui devient très vite contagieuse et une promptitude à rendre service au-delà du possible.

«Derrière chaque grand homme, se trouve une femme»

Remerciements

Le présent mémoire est le résultat de l'effort conjoint de plusieurs personnes sans qui, ce document n'aurait jamais vu le jour. Il s'agit tout particulièrement de :

K. Edem N'TSOUKPOE et M. Yao SESHIE, mes deux directeurs de mémoire. Vous avez su encadrer mon travail avec toute la disponibilité et la rigueur scientifique qui vous caractérisent, mais aussi de la patience et beaucoup de compréhension.

Madieumbe GAYE, Henri KOTTIN et Jacques KONANE qui m'ont permis de relever les défis d'ingénieries liés au montage du banc expérimental, et de l'acquisition des données de caractérisation, du récepteur solaire.

L'équipe du Laboratoire énergie solaire et économie d'énergie « LESEE », dont l'ensemble du personnel représente un cadre conviviale, qui prône les valeurs de respect, de partage et de dépassement de soi.

L'équipe des stagiaires du LESEE, avec qui nous avons su partager des moments inoubliables durant cette période de stage ; *Vacramoko, Fredo, Lima, Aristide, Ramadji, Saran, Dopa, Amine, Chabid* et *Neya*.

Dieudonné DAY ZAL « dit DD » et Solange DAY ZAL, mes parents à qui est également dédié ce mémoire. Vous m'avez entouré depuis mes premiers pas d'un soutien émotionnel et matériel conséquent, et vous avez donné le meilleur de vous, pour mon accomplissement.

Toute « la fratrie DAY ZAL » ; *Ariane, Aymard, Nina, Ariel* et *Farida* « Mes meilleurs amis » Votre amour et votre amitié ont su traverser les barrières de la distance.

Résumé

CSP4Africa est un projet de développement et d'expérimentation d'une microcentrale à concentration, destinée à l'électrification des populations des zones rurales et périurbaines. Le récepteur solaire de la microcentrale, est composé d'une conduite hélicoïdale de 0,025 m de diamètre intérieur. Elle décrit un absorbeur cylindrique d'un mètre de profondeur et d'un diamètre de 0,7 m. La surface extérieure du récepteur, est recouverte d'une couche de laine de verre qui sert d'isolant, contre les pertes thermiques. Le rôle du récepteur, est de convertir le rayonnement solaire concentré en 100 kW de chaleur, grâce à un fluide caloporteur. Le Prototype expérimental monté pour la caractérisation dudit récepteur, est composé : d'un réservoir de stockage de $0,2 \text{ m}^3$; d'une pompe centrifuge de 0,3 kW; d'un débitmètre massique et d'un aéro-refroidisseur. Les températures cibles se mesurent grâce à des thermocouples de type K et la chute de pression entre l'entrée et la sortie du récepteur se mesure grâce à un manomètre différentiel. Une balance permet de mesurer la masse de gaz, dont la combustion dans l'air crée un environnement radiatif dans la cavité cylindrique de l'absorbeur. Les premiers tests ont conduit vers un rendement de conversion du récepteur de 75 % sans isolation. Il est en grande partie diminué par les pertes convectives sur la paroi du fond de la cavité d'une surface de $0,38 \text{ m}^2$. Ces pertes sont caractérisées par un coefficient de convection dont la valeur maximale est $0,025 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-2} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$. La chaleur gagnée par le fluide caloporteur dans la conduite, est caractérisé par un coefficient moyen de convection forcé de $0,05 \text{ kW} \cdot \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$. La bibliographie a permis d'établir les prévisions de fonctionnement du récepteur solaire. Pour un débit d'huile de $0,23 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ les pertes de charges du fluide caloporteur ne devrait pas dépasser 40,000 Pa et le coefficient de convection interne serait limité à $0,8 \text{ kW} \cdot \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$.

Mots clés

Absorbeur

Convection

Fluide caloporteur

Pertes de charge

Récepteur solaire

Abstract

CSP4Africa is a development project and experiment a micro power concentration, for the electrification of populations in rural and suburban areas. The receiver of microcentrale is a helical pipe 0.025 m internal diameter. Its role is to convert the concentrated solar radiation into 100 kW of heat through a heat transfer fluid. Experimental prototype said receiver is composed of a 0.2 m³ storage tank; a centrifugal pump of 0.3 kW; a mass flow meter and an air-cooler. Temperatures are measured by type K thermocouples and pressure drop by a differential pressure gauge. A scale to measure the mass of gas, the combustion in air creates a radiation environment of a maximal power of 16 kW. The receiver conversion efficiency up to 75% without isolation. It is largely decreased by convective losses on the bottom wall of the cavity. These losses are characterized by a convection coefficient of 0.025 kW·m⁻²·°C⁻¹. The heat gained by the heat transfer fluid is characterized by a mean coefficient of forced convection in the duct of 0.5 kW·m⁻²·°C⁻¹. The bibliography has established operational forecasts of the solar receiver. For the mass flow oil of 0.83 kg·s⁻¹, the pressure drop of the coolant should not exceed 40.000 Pa and the internal convection coefficient would be limited to 0.8 kW·m⁻²·°C⁻¹.

Keywords

Absorber

Convection

Coolant

Pressure drop

Solar receiver

Table des matières

<i>Dédicaces</i>	<i>ii</i>
<i>Remerciements</i>	<i>iii</i>
<i>Résumé</i>	<i>iv</i>
<i>Abstract</i>	<i>v</i>
<i>Table des matières</i>	<i>1</i>
<i>Liste des tableaux</i>	<i>3</i>
<i>Liste des figures</i>	<i>4</i>
<i>Nomenclature</i>	<i>7</i>
<i>Liste des abréviations</i>	<i>8</i>
<i>I Introduction</i>	<i>9</i>
<i>I.1 Contexte</i>	<i>9</i>
<i>I.2 Objectifs</i>	<i>10</i>
<i>I.3 Présentation de la structure d'accueil</i>	<i>11</i>
<i>II Synthèse bibliographique</i>	<i>12</i>
<i>II.1 Généralités</i>	<i>12</i>
II.1.1 Les différentes filières de CSP	12
II.1.2 Les récepteurs solaires	13
<i>II.2 La caractérisation des récepteurs solaires à cavité</i>	<i>14</i>
II.2.1 Les pertes de charge dans l'absorbeur	14
II.2.2 La convection dans l'absorbeur	16
II.2.3 Les pertes thermiques du récepteur solaire	18
<i>III Matériel et Méthodes</i>	<i>19</i>
<i>III.1 Matériel</i>	<i>19</i>
III.1.1 Le récepteur solaire	20
III.1.2 Le cycle thermodynamique	21
III.1.3 L'acquisition de données	22
<i>III.2 Méthodes</i>	<i>24</i>

III.2.1	Protocole expérimental.....	24
III.2.2	Approche mathématique.....	29
IV	Résultats et discussion.....	32
IV.1	Le Rendement du récepteur.....	35
IV.2	La convection interne	36
IV.3	La convection extérieur	38
V	Conclusion.....	40
VI	Perspectives et Recommandations	41
VII	Références bibliographiques.....	42
VIII	Annexes.....	43

Liste des tableaux

Tableau 1: Caractéristiques du récepteur solaire de la centrale CSP4Africa	21
Tableau 2: Références de la pompe.....	22
Tableau 3: Références de l'aéro-refroidisseur	22
Tableau 4: Références du débitmètre massique	22
Tableau 5: Références de l'acquisiteur	22
Tableau 6: Références du manomètre	23
Tableau 7: Références de la balance	23
Tableau 8: Les incertitudes des organes de mesure du prototype expérimental	24
Tableau 9: Identification des variables et des traitements du protocole de caractérisation du récepteur solaire, en fonction des questions de recherches	25
Tableau 10: Les grandeurs physiques et les hypothèses de calculs des approches mathématiques.....	29

Liste des figures

Figure 1: Schéma synoptique de la centrale CSP4Africa [2]	10
Figure 2: Schéma de Principe d'une centrale solaire à concentration (CSP).....	12
Figure 3: Schéma descriptif des quatre filières de CSP[3].....	13
Figure 4: Schéma d'un récepteur plan externe (a) et d'un récepteur à cavité (b). [3].....	14
Figure 5: Flux secondaires caractérisant l'écoulement dans une conduite hélicoïdale. [5].....	14
Figure 6: Influence du régime d'écoulement sur les flux secondaires, Adaptée de [8].....	15
Figure 7: Les différents niveaux de températures dans une conduite hélicoïdale. [13]	17
Figure 8: Schéma simplifié des puissances mises en jeux dans un récepteur à cavité.....	18
Figure 9: Définition de la zone de convection dans une cavité cylindrique [17].....	19
Figure 10: Schéma synoptique du prototype expérimental de caractérisation du récepteur solaire	19
Figure 11: Description du récepteur solaire de la centrale à tour CSP4AFRICA	21
Figure 12: Le réservoir de stockage du fluide caloporteur.....	21
Figure 13: La pompe centrifuge	22
Figure 14: L'aéro-refroidisseur.....	22
Figure 15: Le débitmètre massique	22
Figure 16: Le poste de combustion	22
Figure 17: L'acquisiteur de données.....	22
Figure 18: Les thermocouples du prototype expérimental.....	22
Figure 19: Le manomètre différentiel	23
Figure 20: La balance	23
Figure 21: Points de mesures des températures sur la paroi de la cavité, sur la paroi extérieure de la cartouche et sur la plaque du fond.	28
Figure 22: Pertes de charge de l'huile dans le récepteur solaire de la centrale CSP4Africa en fonction des corrélations de détermination du coefficient f_c de la littérature.....	30
Figure 23: Coefficient de convection forcée de l'huile donné par les corrélations du Nu de la littérature avec les paramètres géométriques de l'absorbeur du récepteur solaire de la centrale CSP4Africa.....	31

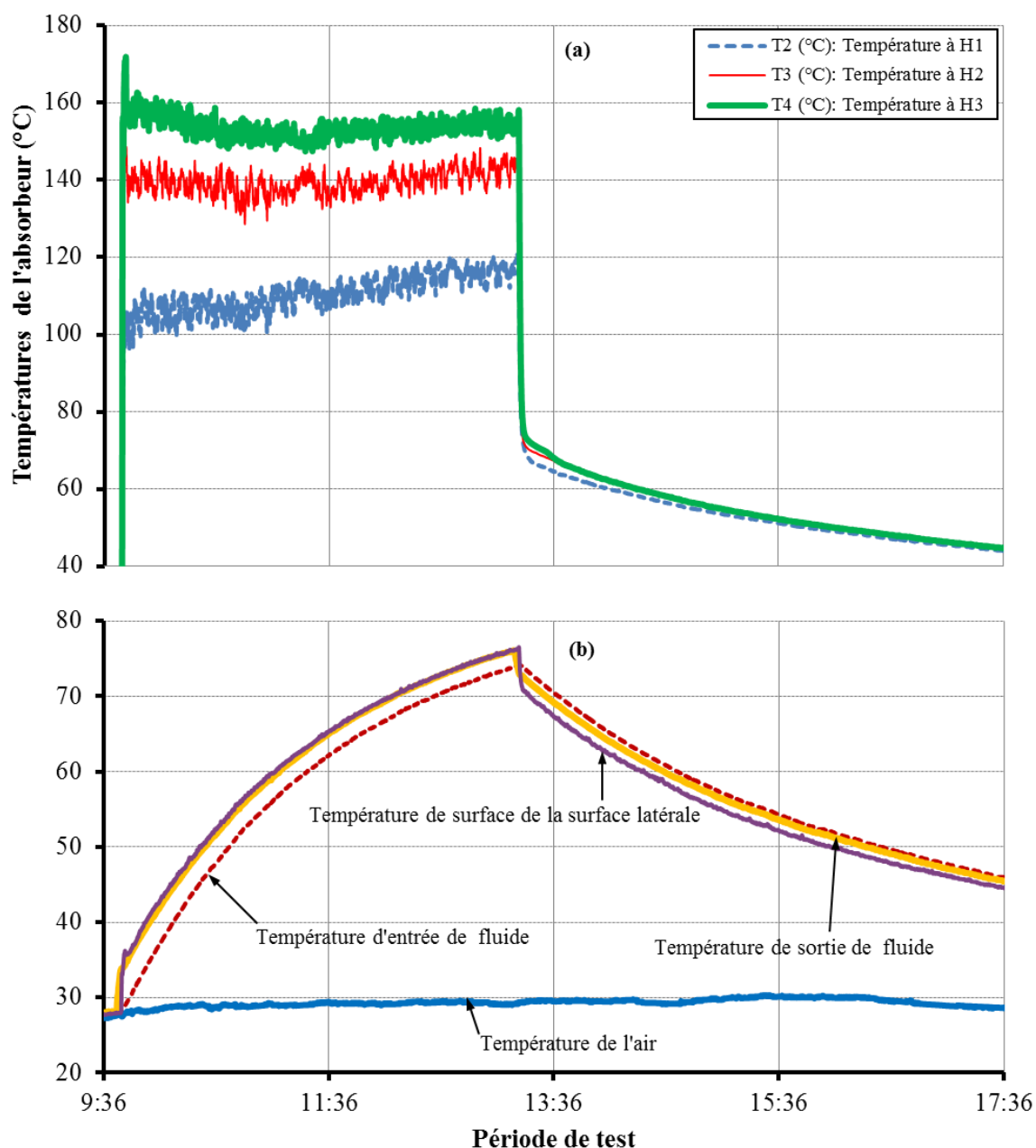


Figure 24: Températures de l'eau dans l'absorbeur, de l'air ambiant, des parois de la cavité et de surface de la cartouche durant le test de recirculation de l'eau; débit de traitement $0,1 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ (26/08/2015)..... 32

Figure 25: Températures de cavité aux points d'hauteurs $H_1 = 0,3$; $H_2 = 0,55$ et $H_3 = 0,85$; débit de traitement de l'essai $0,2 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ (Test du 03/09/2015)..... 34

Figure 26: Puissance du fluide et Puissance du bruleur durant le test de recirculation ; débit de traitement $0,27 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ (02/09/2015)..... 35

Figure 27: Pertes thermiques et du gain de chaleur du fluide caloporteur durant le test de recirculation ; débit de traitement $0,27 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ (02/09/2015)..... 36

Figure 28: Températures des parois internes des spires n°1 et n°38 au point de coordonnées

respectives $H_0 = 0$ m et $H_4 = 1$ m ; débit de traitement $0,27 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ (02/09/2015).....	37
Figure 29: Coefficient de convection interne de l'absorbeur durant le test de recirculation du fluide caloporteur. Base d'analyse : spire (n°1) et spire (n°38) ; débit de traitement $0,27 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ (02/09/2015).....	37
Figure 30: Température de la paroi de fond de la cavité, et température de la surface de la cartouche. Débit de traitement $0,27 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ (02/09/2015)	38
Figure 31: Coefficients de convection naturelle sur les parois latérale et de fond de la cavité,(02/09/2015)	39

Nomenclature

Général

d	Diamètre de la conduite	m
D	Diamètre de la spirale	m
De	Nombre de Dean	-
e	Epaisseur de la paroi	m
f_c	Coefficient de perte de charge dans la spire	-
f_s	Coefficient de perte de charge dans la conduite droite	-
h	Coefficient d'échange convectif	$\text{kW} \cdot \text{m}^{-2} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$
H	Hauteur du récepteur	m
He	Helical number	-
L	Longueur totale de la conduite	m
$\dot{m}$	Débit massique	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$
n	Nombre de spire	-
Nu_c	Nombre de Nusselt dans la conduite hélicoïdale	-
Nu_s	Nombre de Nusselt dans la conduite droite	-
p	Pas de la spirale	m
P_i	Pression du fluide au point de coordonnée (i)	Pa
Pr	Nombre de Prandtl	-
ΔP_c	Différence de pression de fluide dans la spirale	Pa
ΔP_s	Différence de pression de fluide dans la conduite droite	Pa
Q_f	Chaleur transmise au fluide caloporteur	kW
Re	Nombre de Reynolds	-
S	Surface	m^2
T	Température	$^\circ\text{C}$
V	Vitesse moyenne du fluide	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$

Indices/Exposants

a	Conditions ambiantes
e	Entrée du fluide dans le récepteur solaire
eq	Conditions d'équilibre
ext	Paroi extérieur de la cartouche
fond	Fond de la cavité
int	Intérieur de la conduite hélicoïdale
s	Sortie du fluide du récepteur solaire
we	Paroi extérieure
wi	Paroi intérieure

Lettres grecques

μ	Viscosité dynamique du fluide	$\text{Pa} \cdot \text{s}$
ρ	Densité du fluide	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$
λ	Conductivité thermique	$\text{kW} \cdot \text{m}^{-1} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$

Liste des abréviations

CEDEAO : Communauté économique des états de l'Afrique de l'ouest

CRS : Centrales solaires à tour

CSP : Centrales solaires à concentration (Concentrating solar power)

CTI : Commission française des Titres de l'Ingénieur

DNI : Ensoleillement normal direct (Direct normal irradiance)

DS : Centrales solaires à capteurs paraboliques

LESEE : Laboratoire énergie solaire et économie d'énergie

LFC : Centrales solaires à capteurs linéaires Fresnel

NEPAD : Nouveau partenariat pour le développement de l'Afrique

PDC : Pertes de charge

PT : Centrales solaires à capteurs cylindro-paraboliques

UEMOA : Union économique et monétaire ouest-africaine

I INTRODUCTION

I.1 Contexte

Face à un essor démographique constant, qui vient s'ajouter à une volonté de développement de tous les gouvernements du continent, l'Afrique, peine à satisfaire le besoin énergétique de toute sa population. On compte près de 600 millions de personnes privés d'électricité, soit, 42 % à l'échelle du continent. L'Afrique subsaharienne enregistre un taux d'électrification de seulement 32 % [1], qui descend à moins de 10 % dans les zones rurales [1].

Le continent regorge pourtant d'un gisement solaire exceptionnel (4 à 7 kWh/m² par jour) qui serait valorisable, grâce à des unités de production décentralisées. Ces unités sont divisées en deux catégories qui sont ; les centrales solaires photovoltaïques et les centrales solaires thermodynamiques. Les premières représentent une technologie maîtrisée, facile de montage et fiable. Les secondes par contre, bien qu'une grande partie du matériel et de la main d'œuvre soit accessibles localement, deviennent rentables seulement pour de grandes puissances installées [2]. A ce jour, l'Afrique noir ne compte aucune centrale solaire à concentration fonctionnelle.

C'est dans ce cadre que le Laboratoire Energie Solaire et Economie d'Energie (LESEE) a initié le projet CSP4Africa (Figure 1) qui consiste, à l'étude de la rentabilité en zone subsaharienne d'une microcentrale solaire, pour mini-réseau[2]. Celle-ci devrait garantir une puissance de 8 kW_{el} destinée aux populations des zones rurales et péri-urbaines. À ce jour, plusieurs composantes de la centrale ont déjà été réalisées. C'est le cas du récepteur solaire, dont la caractérisation fera l'objet de ce mémoire.

Parcourir la bibliographie est donc cruciale, pour situer les objectifs de caractérisation du récepteur solaire de la centrale CSP4Africa. Afin de répondre aux interrogations émises au sortir de la recherche bibliographique, il est indispensable de mettre sur pieds un prototype expérimental. Celui-ci, permettra de mieux comprendre les phénomènes d'écoulement de fluide et de transfert de chaleur dans le récepteur. Les résultats attendus portent sur ; l'efficacité du récepteur, le coefficient de convection dans l'absorbeur, les pertes de charge du fluide caloporteur et les coefficients de déperditions thermiques du récepteur.

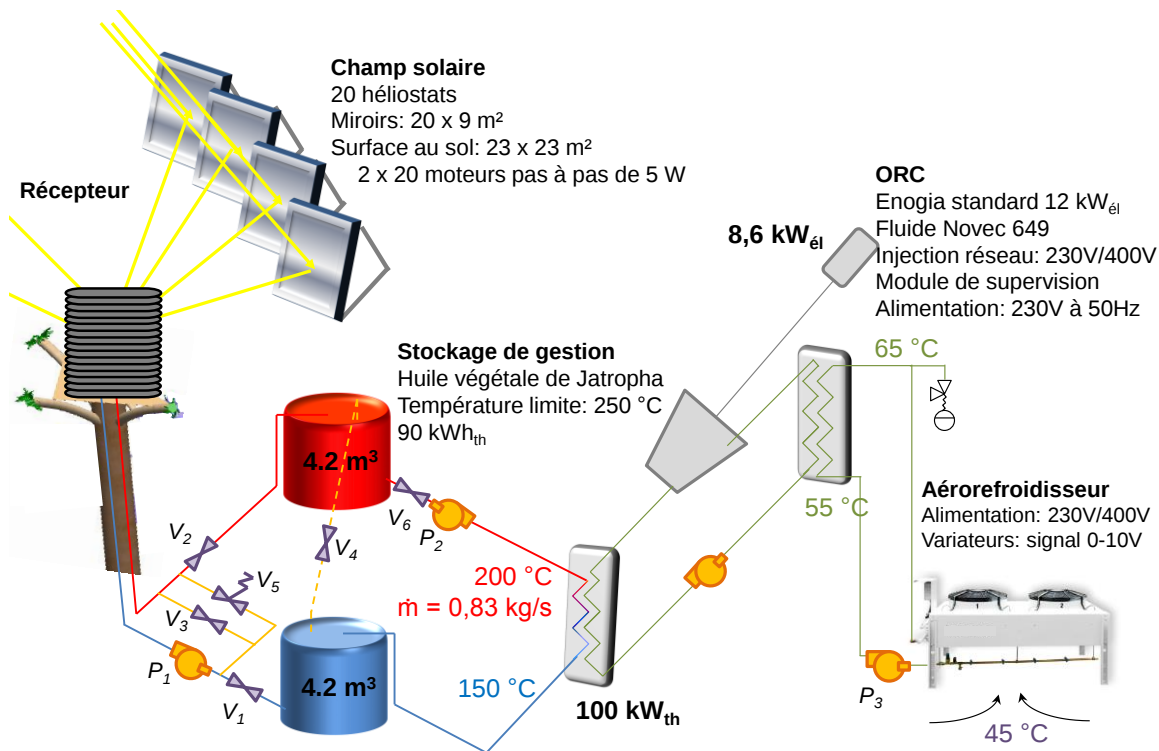


Figure 1: Schéma synoptique de la centrale CSP4Africa [2]

I.2 Objectifs

Le travail de caractérisation du récepteur solaire, qui sera développé tout le long de ce document vise à déterminer :

- les pertes de charge (PDC) du fluide caloporteur lorsqu'il traverse l'absorbeur. Les PDC réelles devront être déterminées de façon expérimentale. Elles pourraient néanmoins être approchées, en utilisant un modèle mathématique tiré de la bibliographie, basé sur le coefficient f_c de PDC.
- le coefficient de convection forcée (h_{int}) qui régit le transfert de chaleur entre le fluide caloporteur, et les parois internes de l'absorbeur. Sa détermination se fera également de façon expérimentale.
- Les pertes thermiques par convection naturelle sur les parois extérieures du récepteur. Il s'agira donc de déterminer le coefficient de convection (h_{ext}), qui régit ces pertes thermiques qui s'échappent à l'arrière du récepteur, et à travers l'ouverture de la cavité.

Afin d'atteindre ces objectifs, il est important de prendre connaissance des travaux existants sur la caractérisation des récepteurs solaires. Il s'agira :

- De parcourir la bibliographie, pour relever sous la forme d'une synthèse, les généralités sur la filière solaire thermodynamique et, les thématiques d'écoulement de fluide et de transfert de chaleur sur les récepteurs solaires.

- D'améliorer le protocole expérimental de caractérisation du récepteur solaire, jusqu'ici utilisé au (LESEE). De plus, un banc expérimental sera conçu pour la détermination des PDC et des coefficients (h_{int}) et (h_{ext}).

I.3 Présentation de la structure d'accueil

L'Institut International d'Ingénierie de l'Eau et de l'Environnement (**2iE**), est un établissement d'enseignement et de recherche spécialisé dans les domaines de l'Eau, de l'Energie, de l'Environnement et du Génie Civil. C'est la seule école d'ingénieur africaine dont les diplômes sont reconnus par la CTI. Le 2iE est un pôle d'excellence de l'UEMOA, de la CEDEAO, du NEPAD et membre associé de la Conférence des Grandes Ecoles de France. Le Laboratoire Energie Solaire et Economie d'Energie (LESEE) est l'un des laboratoires de 2iE. Il a pour objectif de contribuer à l'innovation industrielle dans le domaine du solaire pour une production et une utilisation rationnelle et durable de l'énergie électrique, mécanique, et thermique en Afrique surtout en zones rurales et périurbaines. Le responsable du LESEE est le Dr. Daniel YAMEGUEU. Il dirige une équipe composée de :

- 5 Enseignants-chercheurs,
- 6 Doctorants,
- 7 Ingénieurs de recherche,

Les activités du LESEE s'articulent autour de deux axes de recherche qui sont la conversion de l'énergie solaire sous environnements chaud et rude, et la gestion optimale d'énergie durable.

Axe 1 : Conversion de l'énergie solaire sous environnements chaud et rude.

Cet axe se décompose en trois sous axes de recherche :

- Systèmes solaires photovoltaïques en milieu hostile ;
- Centrales solaires à concentration (CSP) pour mini réseaux ;
- Habitats solaires.

Axe 2 : Gestion optimale d'énergie durable : production, transport, distribution.

Cet axe se décompose en deux sous axes de recherche :

- L'hybridation des systèmes énergétiques ;
- L'interaction sources-réseau intelligents-utilisateurs.

II SYNTHÈSE BIBLIOGRAPHIQUE

II.1 Généralités

En 1866 *Auguste Mouchout* produisit de la vapeur pour le tout premier moteur à vapeur grâce à un miroir cylindro-parabolique, mais ce n'est qu'en 1968, que le professeur Giovanni Francia a construit la toute première centrale solaire à concentration capable de délivrer une puissance de 1 MW à Sant'Ilario en Italie. Dès lors, plusieurs travaux dans le domaine ont conduit à la mise sur pieds de systèmes de plus en plus performants. Toute fois le principe de fonctionnement des centrales solaires à concentration reste le même. Le rayonnement direct du soleil (DNI), est d'abord concentré sur un récepteur grâce à des capteurs réfléchissants. Ensuite le récepteur transmet la chaleur produite par le rayonnement à un fluide caloporteur. Enfin, le fluide ainsi chauffé sert à produire de l'électricité ou de la chaleur pour divers usages [3]. Ce principe est résumé sur le schéma de la Figure 2 qui décrit la production d'électricité, après le captage du rayonnement solaire et le stockage de la chaleur pour palier au période de non ensoleillement.

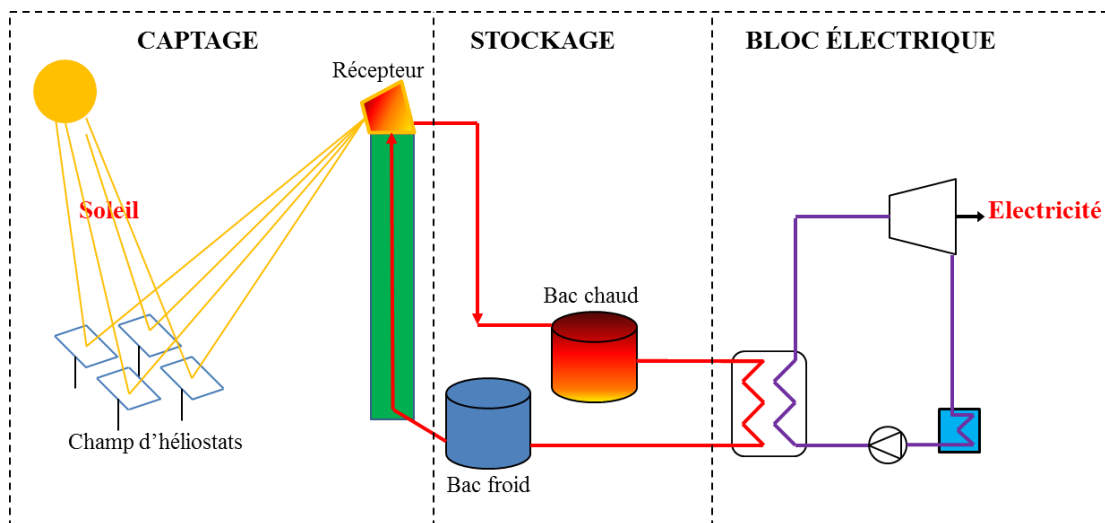


Figure 2: Schéma de Principe d'une centrale solaire à concentration (CSP)

II.1.1 Les différentes filières de CSP

Il existe quatre principales filières de CSP qui sont :

- Les centrales solaires à capteurs linéaires Fresnel (LFC)
- Les centrales solaires à capteurs cylindro-paraboliques (PT)
- Les centrales solaires à capteurs paraboliques (DS)
- Les centrales solaires à tour (CRS)

La Figure 3 présente ces différentes filières, en mettant l'accent sur le récepteur solaire, qui

est soit ponctuel (filières DS et CRS), soit linéaire (filières LFC et PT) [4].

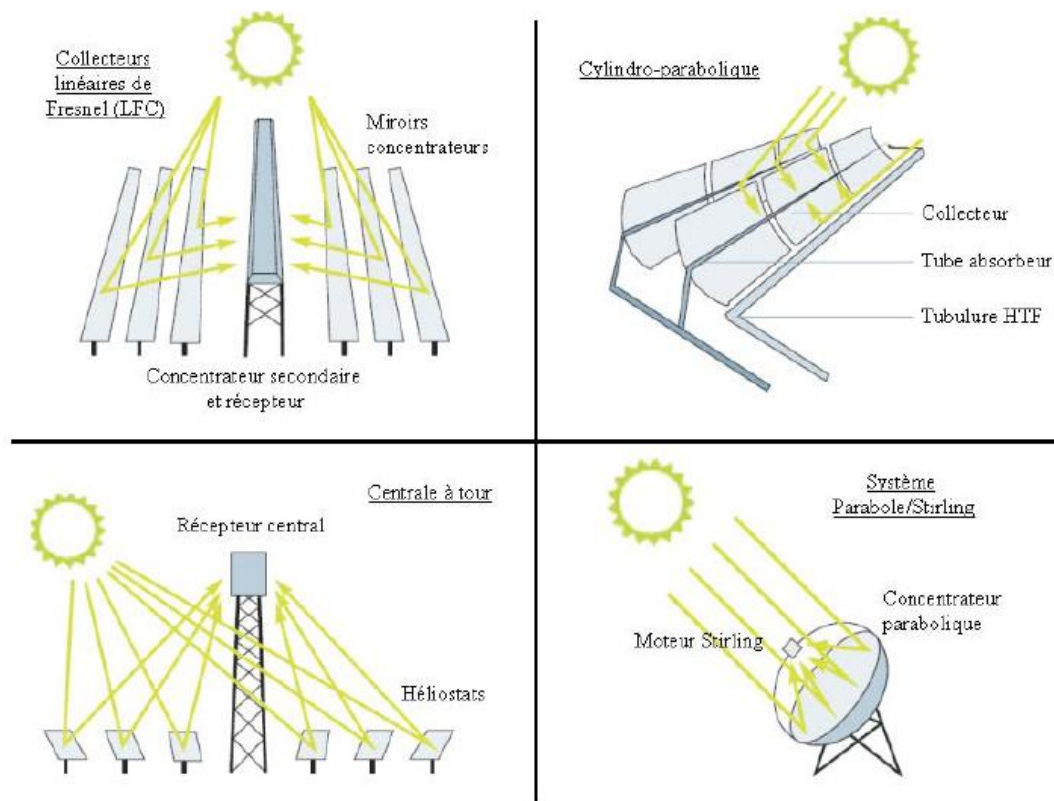


Figure 3: Schéma descriptif des quatre filières de CSP[3]

II.1.2 Les récepteurs solaires

Le récepteur solaire est un composant critique des centrales solaires thermodynamiques car, il est le siège des températures les plus élevées et des régimes transitoires violents [4]. En fonction de la configuration de l'absorbeur, on rencontre deux types de récepteurs [3,4]:

- **Les récepteurs plans** : le récepteur est composé de plusieurs tubes soudés qui constituent l'absorbeur. Les tubes sont concentriques et la distribution du fluide caloporteur se fait de la base du récepteur vers le haut [4].
- **Les récepteurs à cavité** : l'absorbeur se trouve dans une cavité dont la forme et les dimensions varient d'une centrale à une autre. La cavité permet d'améliorer l'absorptivité de l'absorbeur et de limiter les pertes thermiques [4]. La Figure 4 schématise ces deux catégories de récepteur.

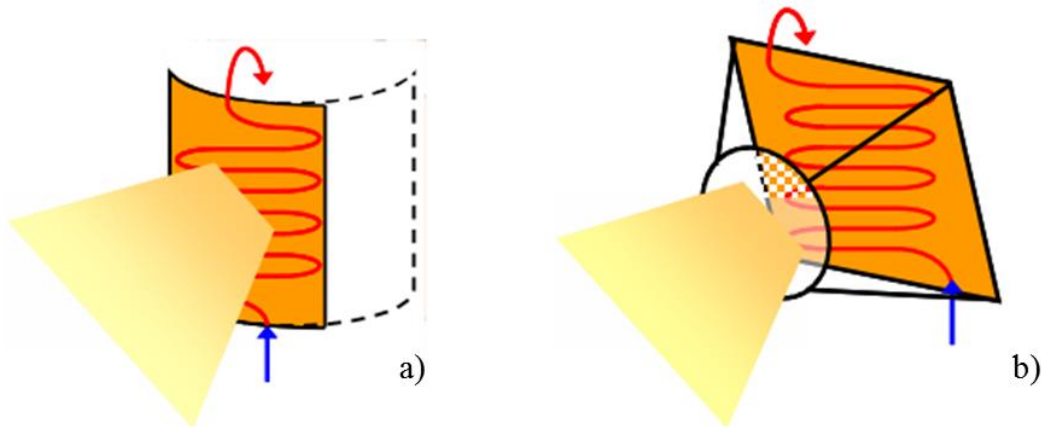


Figure 4: Schéma d'un récepteur plan externe (a) et d'un récepteur à cavité (b). [3]

II.2 La caractérisation des récepteurs solaires à cavité

II.2.1 Les pertes de charge dans l'absorbeur

Les observations du *Pr Eustice* (1910) [5] décrites par Les approches mathématiques de *W.R. Dean* (1927), sont les précurseurs des investigations sur l'écoulement des fluides, dans les conduites hélicoïdales [6,7]. Ils constatent que la chute de pression est plus importante, dans une conduite hélicoïdale que dans une conduite droite de mêmes dimensions. *Dean* établit que la raison principale de ce phénomène est que, dans une conduite courbe, une partie du flux de matière oscille continuellement entre l'axe et les parois de la conduite. Cette oscillation est caractérisée par une différence de vitesse du fluide, entre l'axe (grande vitesse), et les parois (petite vitesse) [5]. Ce mouvement est dû aux forces centrifuges causées par la courbure de la conduite qui engendre une perte d'énergie du fluide [5]. La Figure 5 présente sur une coupe transversale d'une section de conduite courbe, le résultat des forces centrifuges qui sont à l'origine de deux flux secondaires dérivés du flux principal qui pénètre dans la spirale [6,7,8]. Ces deux flux prennent le nom de vortex de Dean.

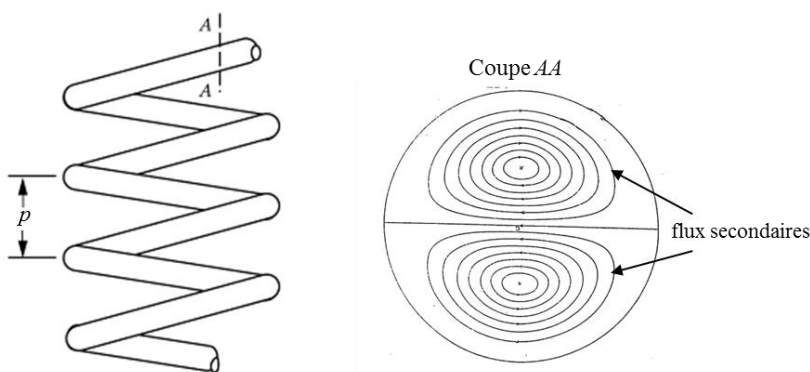


Figure 5: Flux secondaires caractérisant l'écoulement dans une conduite hélicoïdale. [5]

Afin de comprendre l'influence de la courbure sur la perturbation de l'écoulement dans une

conduite hélicoïdale, (Figure 5) Dean (1928) introduit le nombre de Dean (De) qui est défini par l'équation (1)

$$De = Re\sqrt{d/D}. \quad (1)$$

De montre que l'angle de la courbure d'une conduite est le facteur déterminant dans la qualité de l'écoulement. Ainsi, un même régime d'écoulement engendre plus ou moins de PDC en fonction de la courbure de la conduite. La Figure 6 présente les effets de la courbure sur l'écoulement, suivant qu'on se trouve dans une conduite de courbure standard (a) ou dans une conduite extrême (b). On y voit comment les perturbations d'écoulement du fluide augmentent avec le Re et le type de courbure de conduite.

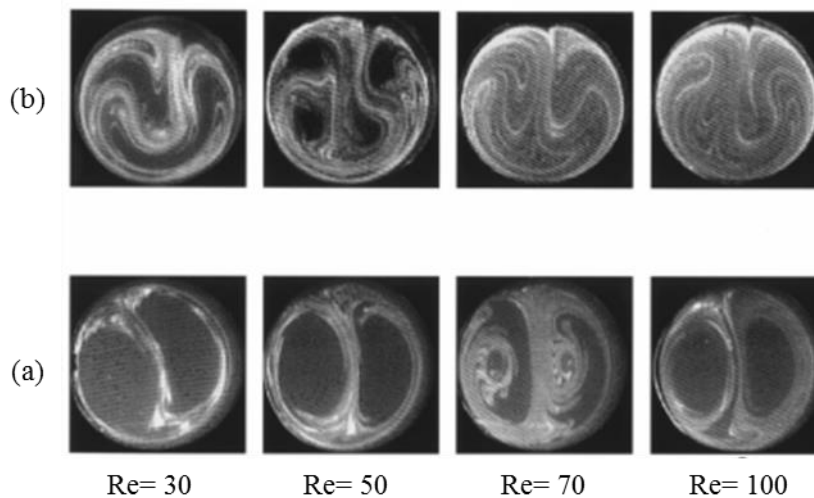


Figure 6: Influence du régime d'écoulement sur les flux secondaires, Adaptée de [8]

La chute de pression dans une conduite hélicoïdale, est défini par un coefficient de pertes de charge f_c (équation (4)). f_c traduit l'influence de la hauteur, de la pression statique et des forces de friction liée à la circulation du fluide dans la conduite. Il est déterminé dans la littérature par plusieurs corrélations. En 1928, *Dean* montra qu'il est possible pour un écoulement laminaire, d'approcher f_c en fonction des PDC obtenue dans une conduite droite de mêmes dimensions [6,10]. La corrélation qui en découle est présentée par l'équation (2).

$$f_c/f_s = 1,03058(De^2/288)^2 + 0,01195(De^2/288)^4 \quad (2)$$

Afin d'expliquer la chute de pression en régime turbulent qui limite les corrélations de *Dean*, *Ito* en 1959 commence par établir, une hypothèse mathématique sur la transition du régime laminaire au régime turbulent [6,12]. Pour cela, il définit un nombre critique de Reynolds (Re_{crit}) présenté par l'équation (3).

$$Re_{crit} = 2 \times 10^4 (d/D)^{0,32} \quad (3)$$

En règle générale, l'équation de *Darcy Weisbach* (l'équation (4)), reste la méthode mathématique la plus utilisée pour évaluer les pertes de charge dans une conduite [6,7].

$$\Delta P = f_c \frac{L}{d} \frac{V^2}{2g} \quad (4)$$

L'Annexe 1 présente plusieurs corrélations de détermination du coefficient de perte de charge f_c tirées de la bibliographie [6,9,13,16].

II.2.2 La convection dans l'absorbeur

En 1925, *Jeschke* établit que le transfert de chaleur est plus important dans une conduite hélicoïdale que dans une conduite droite de mêmes dimensions [5]. Il en ressort après l'étude de la circulation d'un flux d'air à l'intérieur d'un prototype, l'une des premières corrélations (l'équation (5)) du nombre de Nusselt, qui caractérisent le coefficient de transfert de chaleur h_{int} [6,8].

$$Nu_c = Nu_s \left[1 + 3,5 \left(\frac{d}{D} \right) \right] \quad (5)$$

Par la suite, il est admis que, le coefficient de convection par l'expression du Nu_c , est influencé par : le pas de la spirale, le rapport d/D et la viscosité du fluide à l'intérieur de la spirale [5]. Expérimentalement, il est difficile de décrire le transfert de chaleur sur toute la longueur de la paroi de la conduite. La cause principale est que la viscosité du fluide est fonction de la température de paroi de la conduite [5]. *Janssen* et *Hoogendoorn*, étudient l'influence des vortex de Dean sur le transfert de chaleur. Ils établissent que pour un $De < 20$, l'influence du rapport d/D est négligeable sur l'évaluation du Nu . Ils en déduisent une corrélation résumée par l'équation (6) [5].

$$Nu_c = 1,7(De^2 \cdot Pr)^{(1/6)} \quad (6)$$

La convection forcée dans une spirale, est caractérisée par plusieurs niveaux de température dans la conduite. Près des parois, la température est maximale, et décroît progressivement au fur et à mesure qu'on se rapproche de l'axe de la conduite. Cela est aussi le cas de la viscosité du fluide[5]. La Figure 7 présente en couleur foncée les zones de grande viscosité et en clair, les zones de basses viscosité. *Mikheev* a pu établir, une relation entre le Nu_c et la différence de viscosité du fluide dans une conduite de rapport $d/D < 0,167$. L'équation (7) présente cette corrélation[6,8].

$$Nu_c/Nu_s = \left(1 + 3,54 \left(\frac{d}{D} \right) \right) \frac{Pr_m}{Pr_w} \quad (7)$$

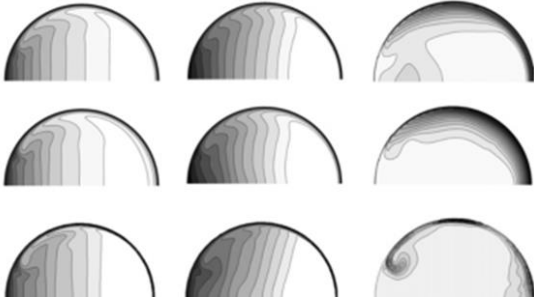


Figure 7: Les différents niveaux de températures dans une conduite hélicoïdale. [13]

En 1981, *Manlapaz* et *Churchill* font une revue de tous les travaux sur le Nusselt dans une spirale, en vue de trouver, une corrélation pour tous types de régimes de transfert. Ils établissent l'apport du pas de la spirale dans le calcul du Nu. Cela conduit à l'adoption du nombre adimensionnel (*He*) dont l'expression est donnée par l'équation (8) [7,9].

$$He = De\sqrt{1 + (p + \pi D)^2} \quad (8)$$

Ils démontrent que pour des valeurs de $p/D < 0,5$, l'influence du pas peut être négligée [5]. En considérant un flux de chaleur constant, l'équation (9) permet de définir le nombre de Nusselt dans une spirale. Pour des conditions de température constante aux parois, l'approximation prend la forme de l'équation (10) [6,8].

$$Nu_c = \left[\left(\frac{48}{11} + \frac{51/11}{\left(1 + \frac{1342}{Pr \cdot He^2}\right)^2} \right)^3 + 1.816 \left(\frac{He}{1 + \frac{1,15}{Pr}} \right)^{3/2} \right]^{1/3} \quad (9)$$

$$Nu_c = \left[\left(3,657 + \frac{4,343}{\left(1 + \frac{957}{Pr \cdot He^2}\right)^2} \right)^3 + 1,158 \left(\frac{He}{1 + \frac{0,477}{Pr}} \right)^{3/2} \right]^{1/3} \quad (10)$$

Quelques-unes des corrélations d'établissement du Nusselt de la littérature sont présentées dans l'Annexe 2 de ce document [6,8,9,12,13,15]. On déduit le coefficient de convection en utilisant l'équation (11) [6,8]. Expérimentalement, l'évaluation du coefficient de transfert par convection forcée se fait en exploitant le bilan du transfert de la chaleur. L'équation (12) résume ce bilan. La puissance absorbée par le fluide caloporteur dans le second membre, est le résultat de la convection du fluide sur la paroi de la spirale dans le premier membre, par la loi de Newton [6,8,15].

$$Nu = \frac{h \cdot \lambda}{d} \quad (11)$$

$$h_{int} \cdot S(T_w - T_f) = m_f \times C_p(T_s - T_e) \quad (12)$$

II.2.3 Les pertes thermiques du récepteur solaire

La conversion du rayonnement solaire en chaleur au niveau du récepteur, est accompagnée de pertes thermiques. Elles réduisent le rendement de conversion du récepteur comme le décrit L'équation (13). Le second membre de l'équation présente la part de la chaleur disponible qui est perdue.

$$\eta_c = 1 - \frac{pertes}{Q_{disponible}} \quad (13)$$

Les pertes thermiques dans un récepteur solaire à cavité sont de divers ordres. Les pertes avant (P_{av}) par convection et par rayonnement à travers l'ouverture de la cavité. On distingue aussi les pertes à l'arrière (P_{ar}) qui se font par convection dans l'ambiance [16].

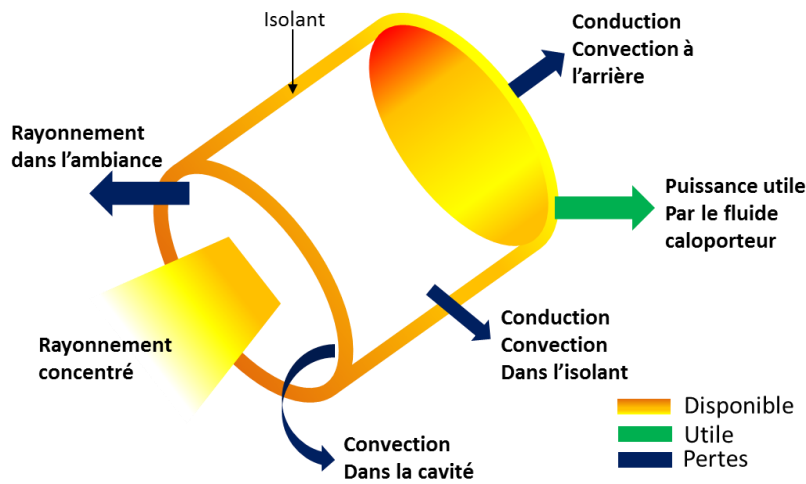


Figure 8: Schéma simplifié des puissances mises en jeu dans un récepteur à cavité

La Figure 8 schématise les différentes pertes et les puissances mises en jeu, durant la conversion du rayonnement solaire en chaleur concentrée. Les pertes par convection à l'avant et à l'arrière sont dues au fait que l'air, vient lécher l'excédent de calories au voisinage de la cavité et sur les parois extérieur du récepteur. On utilise la loi de Newton qui est présentée par l'équation (14) pour déterminer ces pertes thermiques.

$$P_{conv} = h_{ext} \cdot S(T_w - T_a) \quad (14)$$

Dans la cavité, il est démontré que le coefficient h_{ext} dépend de la forme, de l'inclinaison de la cavité et du rapport $AR = H/D < 2$ du récepteur [17,18,19]. En 2013, R. D. Jilte et al [17] ont démontré que, dans une plage de température comprise entre 250 °C et 650 °C, les cavités coniques provoquent moins de pertes thermiques que toutes les autres formes. Il s'en suit une estimation du nombre de Nusselt qui régit le coefficient de convection (h_{ext}) comme décrit par l'équation (15).

$$Nu = 0,122 \cdot Ra^{0,31} \left(\frac{T_w}{T_a} \right)^{0,066} (1 + \cos \theta)^{0,38} \quad (15)$$

En 2014, *Prakash et al* étudient la variation des pertes convectives en fonction de l'angle d'inclinaison du récepteur, pour des températures de parois de la cavité inférieures à 400 °C [19]. Il en ressort que la convection augmente avec l'inclinaison par rapport à la verticale de l'axe de la cavité. Ils établissent donc la corrélation du Nusselt présentée par l'équation (16).

$$Nu = 0,0133 \cdot Ra_d^{1/3} \left(\frac{d_{cav}}{d_{ouv}} \right)^{0,47} (1 + \cos \theta)^{2,6} \quad (16)$$

Plusieurs auteurs définissent la surface de convection comme étant la surface de la cavité qui se trouve en dessous du plan horizontal délimitant la zone de convection et la zone radiative [17,18,19]. La Figure 9 présente cette frontière entre la zone de convection et la zone de radiation.

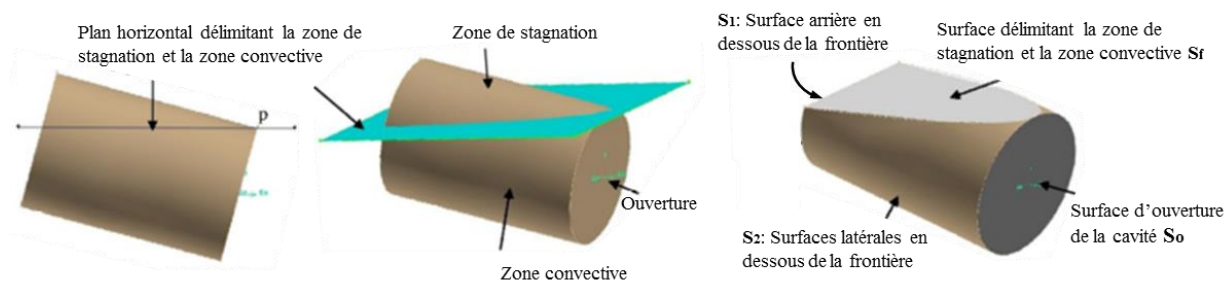


Figure 9: Définition de la zone de convection dans une cavité cylindrique [17]

III MATERIEL ET METHODES

III.1 Matériel

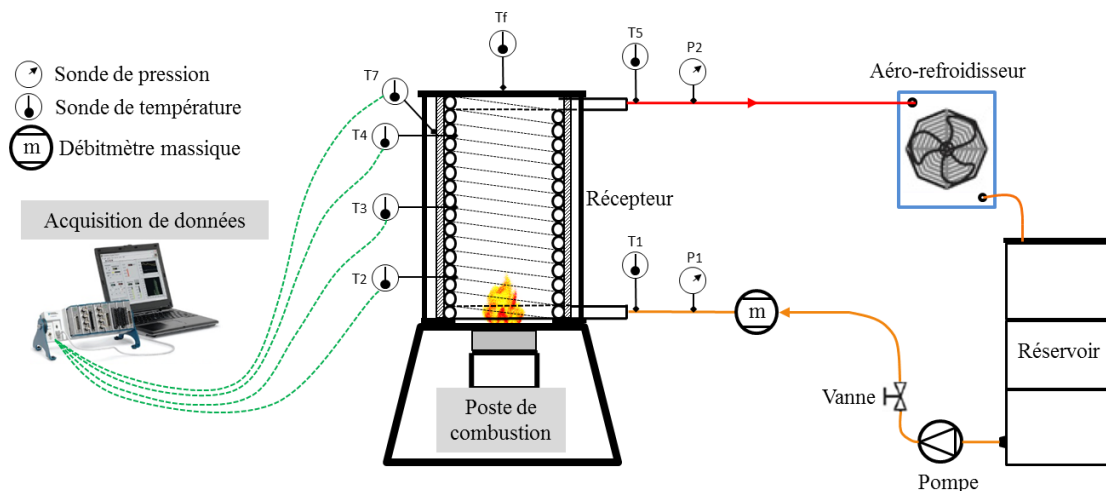


Figure 10: Schéma synoptique du prototype expérimental de caractérisation du récepteur solaire

Le prototype expérimental est présenté sur le schéma de la Figure 10. On y aperçoit ; la boucle de recirculation du fluide caloporteur, le poste de combustion et la centrale d'acquisition de données. La boucle de recirculation du fluide caloporteur dans le récepteur est composée ; d'un réservoir de stockage, d'une pompe centrifuge ; d'un débitmètre massique et d'un aéro-refroidisseur. Ces éléments sont interconnectés par un circuit de flexible de diamètre intérieur 0,025 m. Le poste de combustion assure le chauffage de l'absorbeur dans lequel circule le fluide caloporteur. Il est composé d'un bruleur relié à une bouteille de gaz butane. La centrale d'acquisition de données permet d'enregistrer en temps réel, les données brutes de manipulations. Elle est manuelle d'une part, et automatique d'autre part composée de ; l'acquisiteur de données et du débitmètre relié à un ordinateur qui mesurent toutes les 5 s les valeurs de :

- La température du fluide caloporteur à l'entrée et à la sortie (T_e , T_s) de l'absorbeur
- Des températures de parois de l'absorbeur (T_2 , T_3 , T_4 , T_7)
- La température de l'air ambiant à proximité du prototype expérimental (T_6)

L'opérateur relève toutes les 10 mn les valeurs de :

- La différence de pression du fluide caloporteur (ΔP), entre la sortie et l'entrée de l'absorbeur. L'organe de mesure utilisé est le manomètre différentiel.
- La masse de la bouteille de gaz, grâce à la balance.

Le débitmètre renseigne à chaque instant de la manipulation sur ; le débit massique, la masse volumique et le débit volumique du fluide caloporteur.

III.1.1 Le récepteur solaire

Le récepteur de la centrale CSP4Africa est surfacique. La cavité est de forme cylindrique de diamètre $D = 0,7$ m et de profondeur $H = 1$ m. L'absorbeur est constitué d'une conduite hélicoïdale de 38 spires en acier galvanisé de diamètre intérieure $d_i = 0,025$ m. L'absorbeur est cintré par une feuille d'acier et recouvert d'un isolant en laine de verre. Une fois la centrale montée, il est prévu une tour de 15 m de haut qui surplombera le champ solaire, sur laquelle sera disposé le récepteur solaire. Tandis que le Tableau 1 résume les caractéristiques morphologiques du récepteur, la Figure 11 présente le récepteur solaire respectivement, en vue conceptuelle, une fois réalisée et en coupe transversale.

Tableau 1: Caractéristiques du récepteur solaire de la centrale CSP4Africa

Diamètre de la cavité	0,7 m (± 3 mm)
Diamètre du tube	0,025 m (± 3 mm)
Nombre de spires	38
Isolant extérieur	Laine de verre



Figure 11: Description du récepteur solaire de la centrale à tour CSP4AFRICA

III.1.2 Le cycle thermodynamique

III.1.2.1 Le réservoir de stockage

La Figure 12 décrit le réservoir de stockage du prototype expérimental. Le réservoir de stockage est un tonneau de $0,2 \text{ m}^3$ de volume. Sa hauteur est de 1 m et son diamètre est de 0,57 m. Une bouche d'alimentation percée à la base du tonneau, permet de ravitailler tout le circuit en fluide.

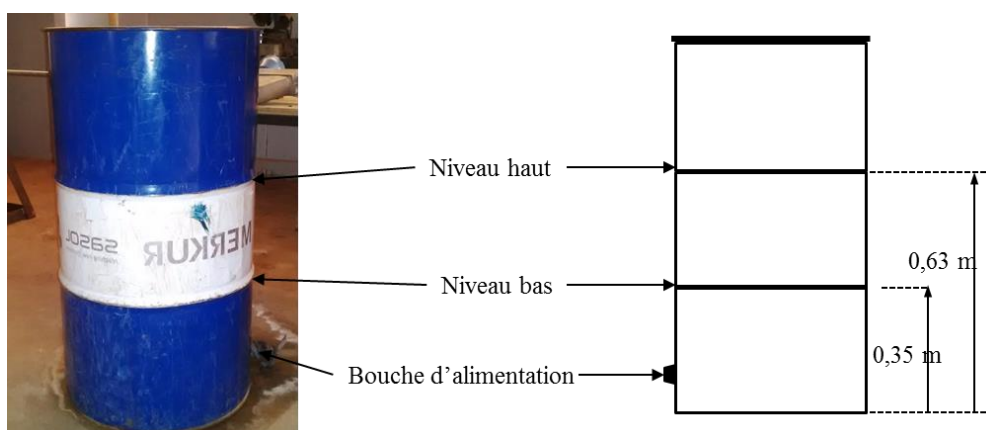


Figure 12: Le réservoir de stockage du fluide caloporteur

III.1.2.2 La pompe

La recirculation du fluide est assurée par une pompe centrifuge (Figure 13). Elle est de marque LEROY, d'une puissance nominale $P = 0,3 \text{ kW}$ et d'un $\cos \varphi = 0,8$.

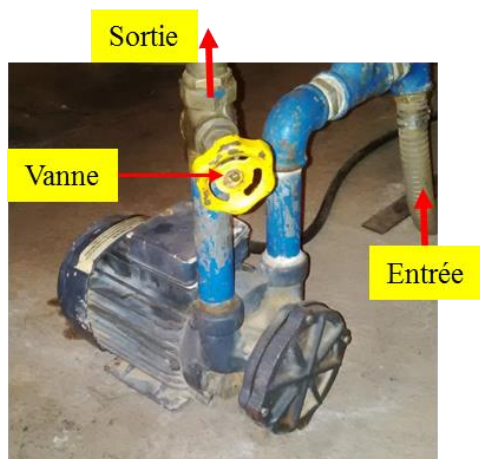


Figure 13: La pompe centrifuge

Tableau 2: Références de la pompe

Marque	LEROY-SOMER
Modèle	SP 20 T
N° Série	850576
Tension	220 – 380 V
Fréquence	50 Hz
Intensité	0,8 -1,4 A
Puissance	0,3 kW
T _a max (°C)	40 °C

III.1.2.3 L'aéro-refroidisseur

La Figure 14 présente l'aéro-refroidisseur dont les références se trouvent dans le Tableau 3



Figure 14: L'aéro-refroidisseur

Tableau 3: Références de l'aéro-refroidisseur

Marque	AKG
Modèle	D-34369
N° Série	5205.202.0000
Pression max	30 bar
Tmax (°C)	120 °C
volume	6,3 l
Ventilateur	SPAL
Tension (VA)	24 V

III.1.2.4 Le débitmètre massique

La Figure 15 présente le débitmètre massique de marque MICRO-MOTIO.



Figure 15: Le débitmètre massique

Tableau 4: Références du débitmètre massique

Marque	MICRO-MOTION
Modèle	F050S239CQFZZZZ
N° Série	14274083
Pression max	103 bar
Tmax (°C)	80 °C

III.1.2.5 Le poste de combustion

Le poste de combustion présenté sur la Figure 16 est composé d'un brûleur et d'une bouteille de gaz butane. La masse de gaz nette à pleine charge est d'environ 5 kg.



Figure 16: Le poste de combustion

III.1.3 L'acquisition de données

III.1.3.1 L'acquisiteur de données

La Figure 17 présente l'acquisiteur de donnée HCL. Ses références sont résumées dans le Tableau 5

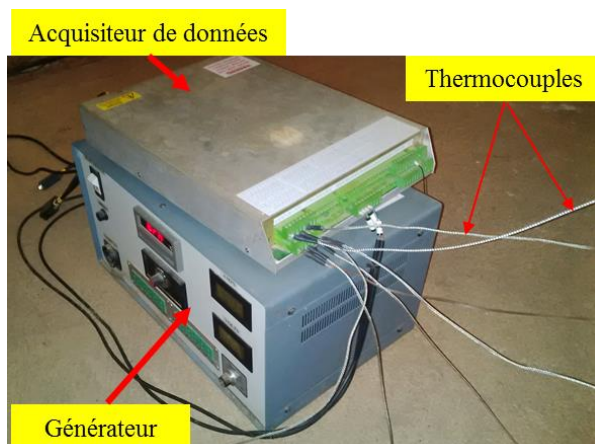


Figure 17: L'acquisiteur de données

Tableau 5: Références de l'acquisiteur

Marque	P.A.Hilton Ltd
N° Série	H111/12926
Tension	220 – 240 V
Fréquence	50 Hz
Intensité	8 A
Puissance	1,9 kW

III.1.3.2 Les thermocouples

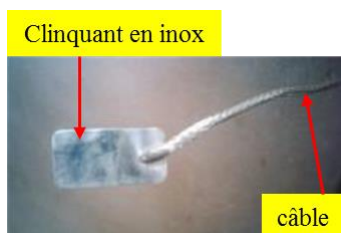


Figure 18: Les thermocouples du prototype expérimental

La Figure 18 présente les thermocouples du prototype expérimental. Ils sont de type K,

montés sur des clinquants en acier inoxydable. Les câbles de montage ont une longueur de 3 m, et la plage de température va de -30 °C à 350 °C.

III.1.3.3 Le manomètre différentiel

Le manomètre différentiel est de marque DIGITRON. Il est représenté sur la Figure 19. Ses références sont résumées dans le Tableau 6.



- Entrée du récepteur
- Sortie du récepteur

Tableau 6: Références du manomètre

Marque	DIGITRON
Modèle	PM 20
N° Série	5311227210
Unité	Mbar
Température	-10 °C – +50 °C
Pression	0,0 – 130 mbar
incertitude	± 0,01 mbar

Figure 19: Le manomètre différentiel

III.1.3.4 La balance

La Figure 20 présente la balance servant à peser la masse de gaz consommé durant les tests. Ses références sont résumées dans le Tableau 7.



Tableau 7: Références de la balance

Marque	OHAUS
Modèle	T51P
N° Série	0011355-6JL
Tension	100 – 240 V
Fréquence	50/60 Hz
Intensité	1 A

Figure 20: La balance

Le Tableau 8 présente les incertitudes des différents organes de mesure du prototype expérimental.

Tableau 8: Les incertitudes des organes de mesure du prototype expérimental

Matériel	Unités	Incertitude
Manomètre Différentiel	mbar	$\pm 0,1$ mbar
Sondes de température	°C	$\pm 2,7$ °C
balance	kg	
Le débit	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	
La masse volumique	$\text{g} \cdot \text{m}^{-3}$	
Acquisiteur de donnée	°C	
PT 100	°C	

III.2 Méthodes

III.2.1 Protocole expérimental

Le test à vide prévu par le protocole expérimental existant, poursuit les objectifs qui sont principalement, la vérification de la qualité de l'isolation et l'étude de la distribution de la chaleur sur les parois de l'absorbeur. Pour atteindre les objectifs fixés, le nouveau protocole se base sur l'étude de la température et la charge du fluide caloporteur dans l'absorbeur, la distribution des températures de parois de l'absorbeur et, la variation de la température ambiante. Les différents traitements du protocole expérimental sont présentés sur le Tableau 9. Il résume également des questions de recherche ainsi que les hypothèses émises pour caractériser le récepteur.

Tableau 9: Identification des variables et des traitements du protocole de caractérisation du récepteur solaire, en fonction des questions de recherches

Questions	Hypothèses	Variables indépendantes	Traitements	Variables dépendantes
Quelle est l'influence de l'isolation sur la quantité de chaleur absorbée par le fluide ?	L'isolation du récepteur permet d'augmenter la chaleur récupérée par le fluide sur les parois de l'absorbeur	Qualité de l'isolation extérieure	▪ Sans isolant ▪ Avec isolant	▪ Les températures d'entrée du fluide ▪ Les températures de sortie du fluide ▪ La variation de la masse de gaz
Quelle est l'influence du débit sur le transfert de chaleur entre l'absorbeur et fluide caloporteur ?	La convection est plus importante lorsque le débit de fluide dans l'absorbeur est élevé	Le dédit de fluide dans le récepteur	▪ Sans fluide ▪ $0,10 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ ▪ $0,20 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ ▪ $0,27 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$	▪ Les températures de parois de l'absorbeur ▪ Les températures du fluide caloporteur ▪ La durée du transfert
Quelle est l'influence du type de fluide sur le transfert de chaleur avec l'absorbeur ?	L'eau garantit un meilleur transfert de chaleur que l'huile de Jatropha.	Type de fluide caloporteur dans le récepteur	▪ Sans fluide ▪ L'eau ▪ L'huile de Jatropha	▪ Les températures de parois de l'absorbeur ▪ Les températures du fluide caloporteur ▪ La durée du transfert
Quel est l'impact du type de fluide sur la perte de charge?	L'huile de Jatropha génère plus de perte de charge que l'eau.	Type de fluide caloporteur dans le récepteur	▪ Sans fluide ▪ L'eau ▪ L'huile de Jatropha	▪ La pression à l'entrée du récepteur ▪ La pression à la sortie du récepteur

Le protocole expérimental compte deux principaux tests :

- Le test à vide
- Le test avec circulation de fluide caloporteur

Chaque test du protocole expérimental est répété par trois fois pour s'assurer de la fidélité des résultats. Chaque essai requiert la présence d'au moins deux personnes.

III.2.1.1 Le test à vide

Il se déroule en trois étapes consécutives qui sont :

1. Le pesage

- Peser la bouteille de gaz butane grâce à la balance

2. L'allumage du banc d'acquisition

Il permet de suivre durant la manipulation l'évolution des grandeurs à mesurer

- Se rassurer que tout l'appareillage est connecté à une source de tension
- Allumer le l'acquisiteur de données, puis l'ordinateur
- Ouvrir sur l'ordinateur la fenêtre HCL de lecture de données
- Observer pendant 5 min les valeurs des paramètres (températures, pression et débit) pour déceler d'éventuelles erreurs

3. Le chauffage

La durée du chauffage dépend des températures de parois de l'absorbeur qui stagnent après une durée donnée. Cette durée est fonction de la puissance de la flamme. Il faut donc :

- disposer le poste de combustion sur l'axe de la cavité (**Erreur ! Source du renvoi introuvable.**),
- De façon simultanée, allumer le bruleur et relever l'heure de début
- S'assurer de la qualité de la flamme (flamme de couleur bleue témoin d'une combustion complète avec l'air)
- Relever la masse de la bouteille de gaz toutes les 10 mn
- Attendre jusqu'à la stagnation des températures de parois de la cavité.
- De façon simultanée, arrêter le bruleur et relever l'heure de fin
- Peser la bouteille de gaz une dernière fois.

4. Le refroidissement

Il permet d'étudier l'inertie thermique du récepteur soumis à la température ambiante sous l'effet de sa propre masse. Il se déroule comme suit.

- Laisser refroidir le récepteur, pendant environ 8 h

- Arrêter l'enregistrement de données par le banc d'acquisition au bout des 8 h
- Eteindre le banc d'acquisition et mettre hors tension tout l'appareillage

III.2.1.2 Le test avec recirculation du fluide caloporteur

Le test de recirculation du fluide caloporteur permet de comprendre, le transfert de chaleur par la variation de la température du fluide. Les paramètres suivis sont les profils de température du fluide, les profils de température de l'absorbeur et de l'air ambiant, le débit du fluide et la puissance du brûleur. Le test comporte cinq étapes qui sont dans l'ordre :

1. le pesage

Il reste conforme à la description du test à vide

2. L'allumage du banc d'acquisition

Il reste conforme à la description du test à vide

3. La recirculation du fluide caloporteur

Cette étape permet d'établir le régime d'écoulement de la manipulation, elle se déroule comme suit :

- Remplir le réservoir au moins à 1/3 de son volume total
- Ouvrir la vanne de sécurité de la pompe et démarrer la pompe
- Attendre le retour du fluide dans le réservoir
- Compléter le fluide jusqu'au trait de jauge correspondant à environ 2/3 du réservoir
- Ajuster la vanne à la position donnant le débit de consigne de l'essai par lecture
- Attendre 5 mn pour assoir un régime d'écoulement permanent

4. Le chauffage

La durée du chauffage est conditionnée par la température du fluide. Celle-ci ne doit pas dépasser la consigne d'utilisation du débitmètre fixée à 85 °C. Il se déroule comme suit :

- Disposer le poste de combustion sur l'axe de la cavité (**Erreur ! Source du renvoi introuvable.**)
- De façon simultanée, allumer le brûleur et relever l'heure de début
- S'assurer de la qualité de la flamme (flamme de couleur bleue)
- Relever la masse de la bouteille de gaz toutes les 10 mn
- Attendre que l'eau atteigne une température d'environ 80 °C à l'entrée du récepteur.
- De façon simultanée, arrêter le brûleur et relever l'heure de fin
- Peser la bouteille de gaz une dernière fois

5. Le refroidissement

Il permet de comparer l'inertie thermique du récepteur soumis à la recirculation du fluide chaud par rapport au test à vide.

- Laisser circuler le fluide pendant 4 h, en observant son refroidissement
- Arrêter l'enregistrement des données par le banc d'acquisition au terme des 4 h
- Arrêter la pompe
- Eteindre le banc d'acquisition et mettre hors tension tout l'appareillage

Le test de circulation de fluide caloporteur dure environ 8 h. Les données brutes sont répertoriées dans un formulaire conforme au **Erreur ! Source du renvoi introuvable.** La rédaction du protocole expérimental s'est fait suivant le guide de conception et de rédaction des protocoles expérimentaux. La Figure 21 présente les différents points où la température est mesurée sur le récepteur solaire. La hauteur H_i est donnée par rapport à l'ouverture de la cavité.

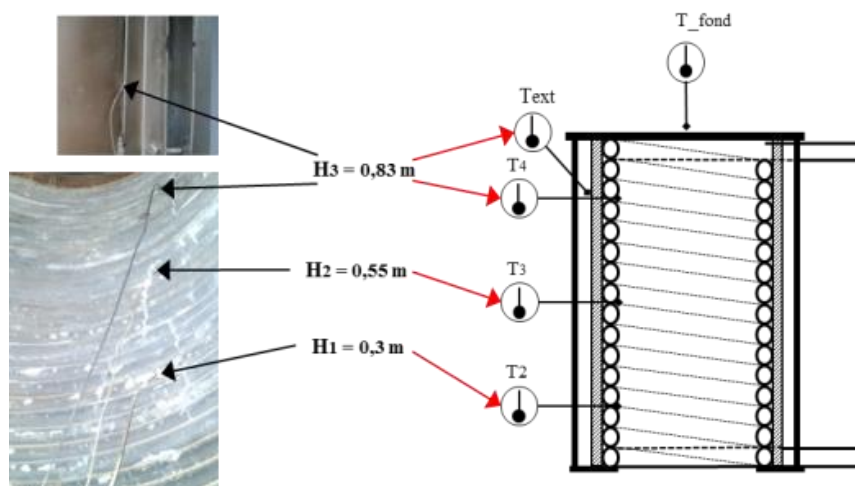


Figure 21: Points de mesures des températures sur la paroi de la cavité, sur la paroi extérieure de la cartouche et sur la plaque du fond.

III.2.2 Approche mathématique

Le Tableau 10 présente toutes les hypothèses qui accompagnent les calculs afférents à l'approche mathématique durant l'exploitation des données brutes d'expérimentation.

Tableau 10: Les grandeurs physiques et les hypothèses de calculs des approches mathématiques

Grandeurs	Nomenclature	Valeurs
Diamètre extérieur de la conduite	d_e (m)	0,032
Diamètre intérieur de la conduite	d_i (m)	0,025
Diamètre de la cavité	D (m)	0,7
Longueur du récepteur	L (m)	83,6
PCI du gaz butane	(kWh·kg ⁻¹)	12,66
Chaleur massique de l'eau à 80 °C	C_p (kJ·kg ⁻¹ ·°C ⁻¹)	4,18
Chaleur massique de l'eau à 150 °C	C_p (kJ·kg ⁻¹ ·°C ⁻¹)	4,31
Conductivité thermique de l'eau à 80 °C	λ_e (kW·m ⁻¹ ·°C ⁻¹)	0,000667
Conductivité thermique de l'huile à 150 °C	λ_h (kW·m ⁻¹ ·°C ⁻¹)	0,000684
Conductivité thermique de l'acier à 80 °C	λ_a (kW·m ⁻¹ ·°C ⁻¹)	0,05
Masse volumique de l'eau à 80 °C	ρ_e (kg·m ⁻³)	986
Masse volumique de l'huile à 150 °C	ρ_h (kg·m ⁻³)	917
Rugosité de l'acier galvanisé	ε (m)	0,00015
Viscosité dynamique de l'huile à 150 °C	μ (Pa·s ⁻¹)	0,081

III.2.2.1 Les pertes de charge

Le coefficient de perte de charge qui caractérise le récepteur solaire se détermine expérimentalement grâce à l'équation (17). Elle fait intervenir la perte de charge réelle entre la sortie et l'entrée du fluide caloporteur ($\Delta P = P_s - P_e$), le diamètre de la conduite, la longueur du récepteur et la vitesse de circulation du fluide caloporteur.

$$Fanning \text{ friction factor} \quad f_c = \frac{\Delta P}{2\rho V^2} \left(\frac{d}{L} \right) \quad (17)$$

En introduisant les paramètres de fonctionnement nominal du récepteur sur la microcentrale CSP4Africa dans le calcul des pertes de charge, on obtient la Figure 22. Elle montre que la perte de charge augmente avec le débit. On estime donc les pertes maximales dans le récepteur une fois la centrale installée, à environ 40,000 Pa. Les corrélations ayant servi à la détermination de cette valeur sont présentées dans l'annexe 1 de ce document.

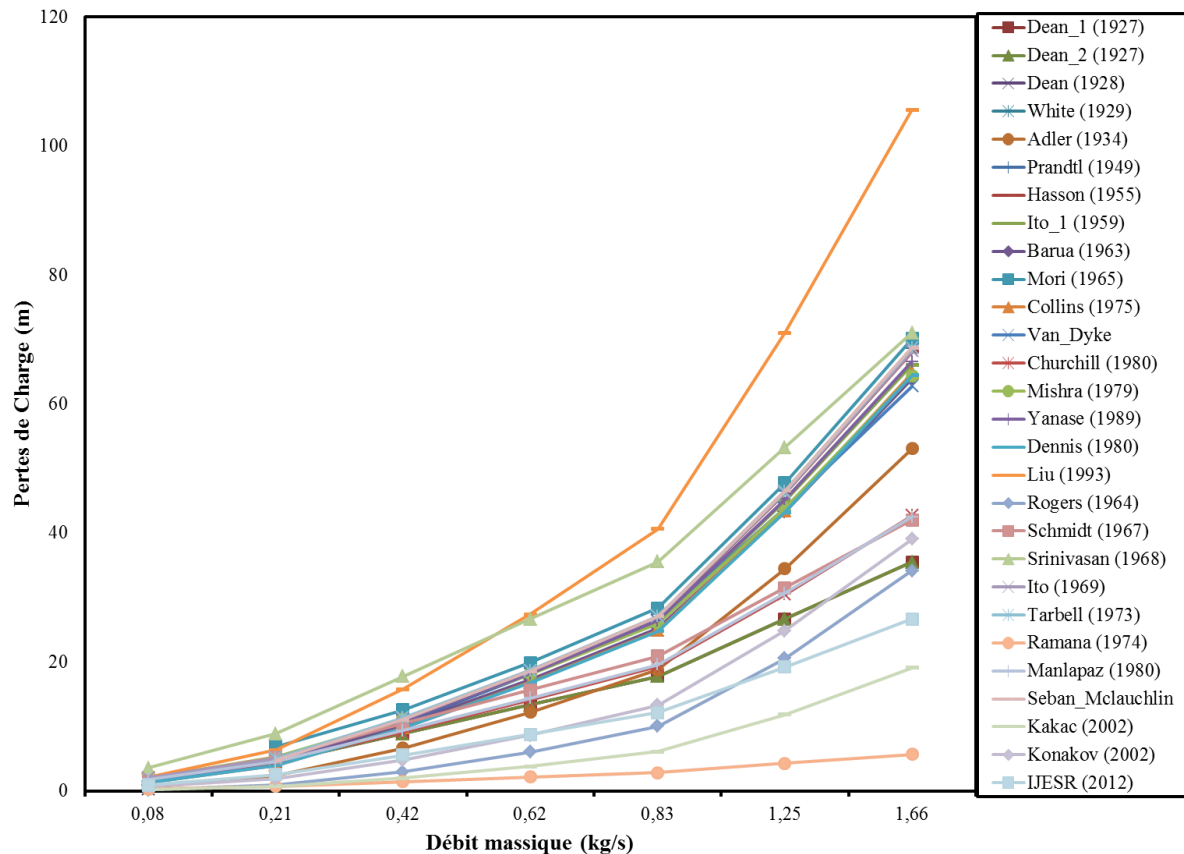


Figure 22: Pertes de charge de l'huile dans le récepteur solaire de la centrale CSP4Africa en fonction des corrélations de détermination du coefficient f_c de la littérature

III.2.2.2 Le coefficient de convection dans l'absorbeur

L'échange de chaleur entre les parois et le fluide caloporteur est résumé par l'équation (18). Elle montre que, le gain de chaleur du fluide se traduit par l'écart de température (ΔT), entre l'entrée T_e et la sortie T_s du récepteur.

$$Q_f = \dot{m} \cdot C_p (T_s - T_e) = h_{\text{int}} \cdot S (\bar{T}_{wi} - \bar{T}_f) \quad (18)$$

La détermination de la température de la paroi interne T_{wi} de la conduite se fera en utilisant la loi de *Fourier*. On suppose que toute la chaleur qui pénètre la conduite est transmise au fluide caloporteur. L'équation (19) permet de déduire T_{wi} connaissant la surface extérieure, la conductivité thermique de l'acier et la température de paroi extérieure T_{we} .

$$\dot{m} \cdot C_p (T_s - T_e) = \frac{(T_{we} - T_{wi})}{\frac{e}{\lambda_a \cdot S}} \quad (19)$$

On peut également déterminer le coefficient de convection forcé à l'intérieur de l'absorbeur par la méthode du Nusselt présentée par l'équation (11) p17.

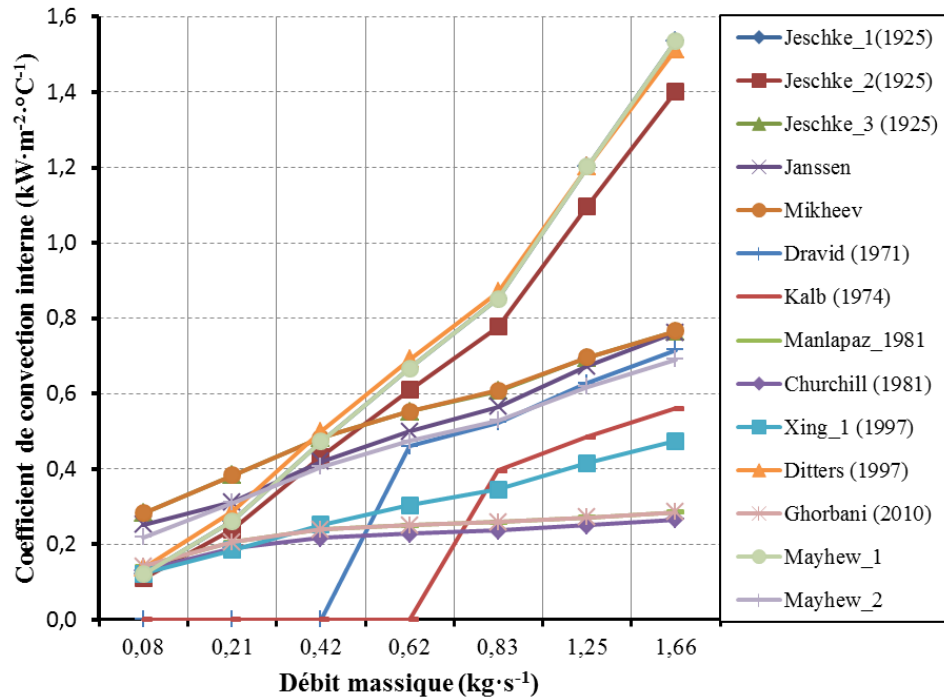


Figure 23: Coefficient de convection forcée de l'huile donné par les corrélations du Nu de la littérature avec les paramètres géométriques de l'absorbeur du récepteur solaire de la centrale CSP4Africa

La Figure 23 présente les différentes corrélations du nombre de Nu dans une conduite hélicoïdale. En y introduisant les caractéristiques du récepteur de la centrale CSP4Africa, le coefficient de convection à l'intérieur de la conduite, serait compris entre $0,2 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-2} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$ et $1 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-2} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$. Les valeurs nulles du coefficient de convection pour un débit non nul de l'huile, sont dues au fait que les variables de détermination, ne sont pas comprises dans le domaine de définition des corrélations concernée. Les expressions mathématiques des corrélations du Nusselt, accompagnées de leur domaine de définition sont présentées dans l'Annexe 2.

III.2.2.3 Le coefficient de convection à l'arrière du récepteur

Nous négligerons les pertes thermiques à travers l'ouverture de la cavité car, on estime que dans cette position, les pertes convectives sont pratiquement nulles. Etant donné que le flux de chaleur n'est pas constant sur toute la surface de la cavité, on utilisera le front de la flamme (ff) pour déterminer les pertes convectives sur la surface du fond, qui permettront de déterminer son coefficient de convection (l'équation (20)), et seulement après, on peut caractériser la convection naturelle sur la cartouche.

$$h_{ext} = ff \cdot \frac{\Delta m_g \cdot PCI}{S_{font} \cdot (T_{paroi} - T_a)} \quad (20)$$

IV RESULTATS ET DISCUSSION

Les résultats et analyses présentés dans cette partie, ne concernent que les tests de recirculation du fluide caloporteur. Le fluide caloporteur est l'eau liquide. La puissance maximale du brûleur est de 16 kW. Le débit maximal du fluide caloporteur est $0,27 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$, et les débits de traitement sont $\dot{m}_1 = 0,27 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$; $\dot{m}_2 = 0,20 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$ et $\dot{m}_3 = 0,10 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$. Les tests à vide ne seront pas présentés dans les résultats, car ils ne sont pas d'un grand intérêt pour les objectifs fixés. Néanmoins l'Annexe 4 les résume brièvement.

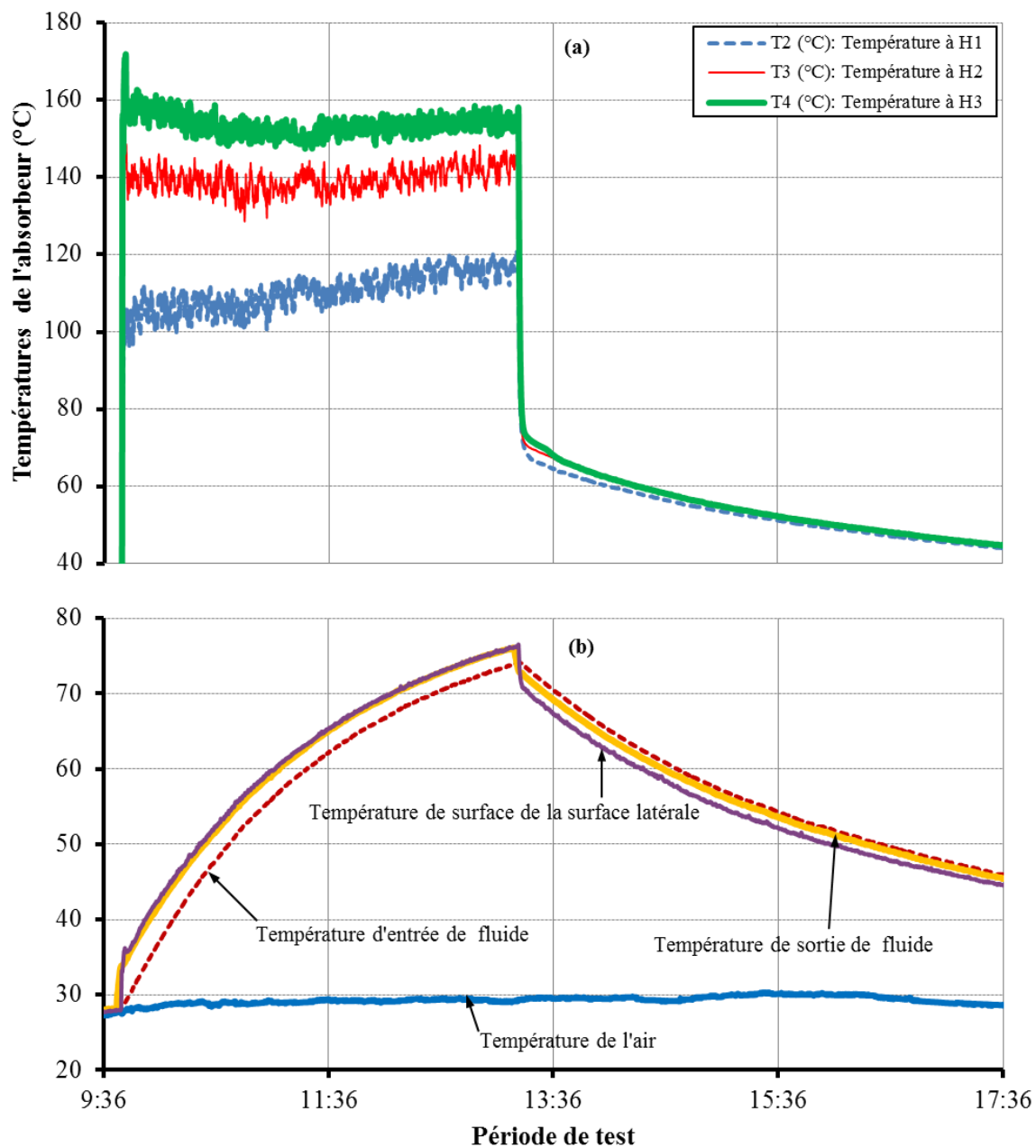
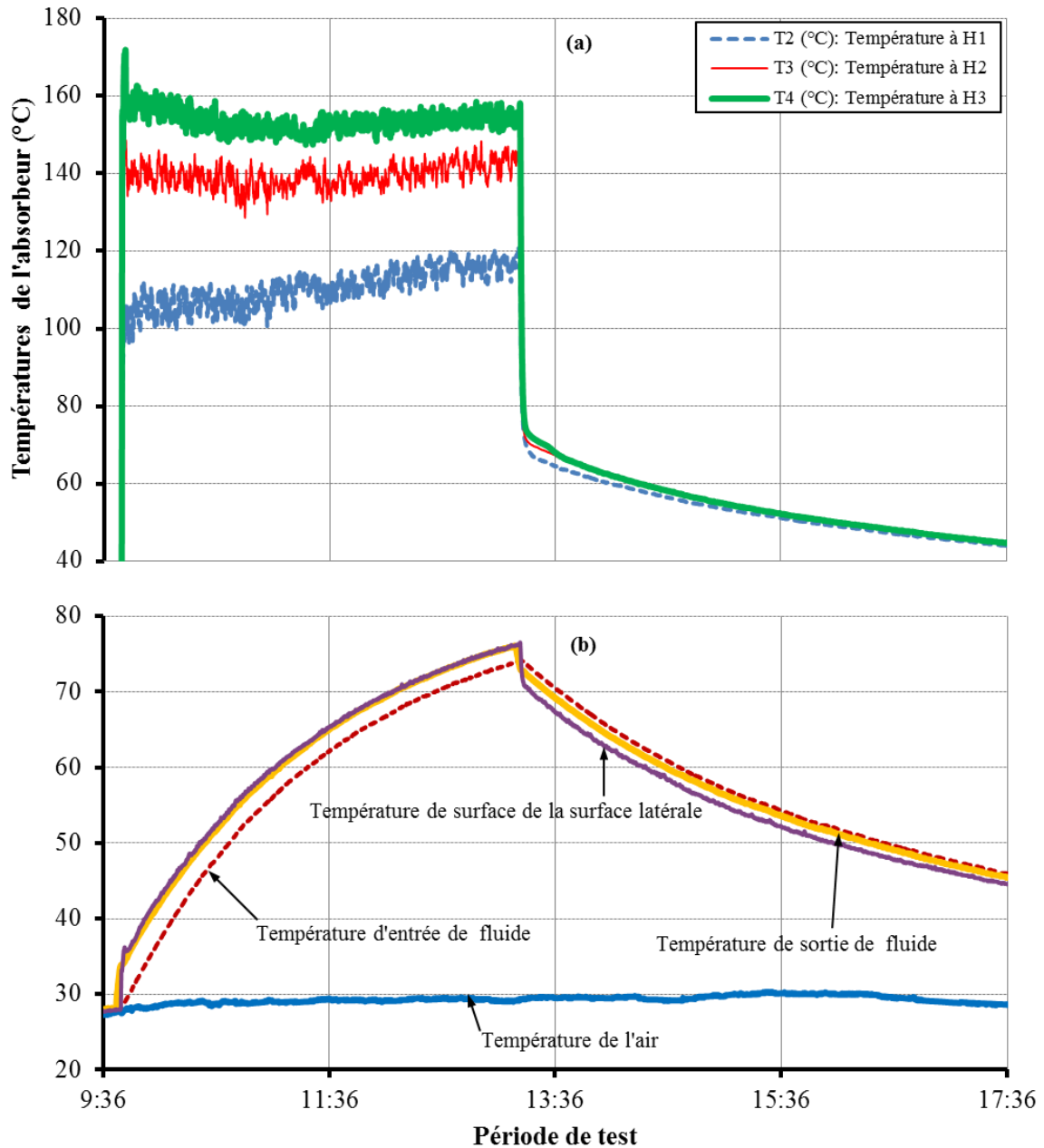


Figure 24: Températures de l'eau dans l'absorbeur, de l'air ambiant, des parois de la cavité et de surface de la cartouche durant le test de recirculation de l'eau; débit de traitement $0,1 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$ (26/08/2015)



La

Figure 24 présente l'évolution dans le temps des températures de parois de la cavité (T_2 , T_3 , T_4), du fluide à l'entrée et à la sortie de l'absorbeur (T_e , T_s), de la surface extérieure de la cartouche (T_{ext}) et de l'air ambiant (T_a). On constate que, grâce à l'emplacement du prototype expérimental dans un hangar, la température ambiante ne varie pratiquement pas. Par contre, les températures de parois de la cavité, augmentent instantanément dès le début du chauffage jusqu'à atteindre les maxima de $T_2 \approx 110$ °C ; $T_3 \approx 140$ °C et $T_4 \approx 160$ °C. Celles-ci retombent à moins de 80 °C, aussitôt qu'on éteint le brûleur. L'écart de température (ΔT) du fluide caloporteur, est maximal au début du chauffage et environ égale à 6 °C. Ensuite, Il décroît progressivement jusqu'à la fin du chauffage. Cela traduit le fait que, l'aéro-refroidisseur ne parvient pas à refroidir suffisamment le fluide caloporteur. La température de la surface de la

cartouche T_{ext} , suit la tendance des profils des températures du fluide caloporteur.

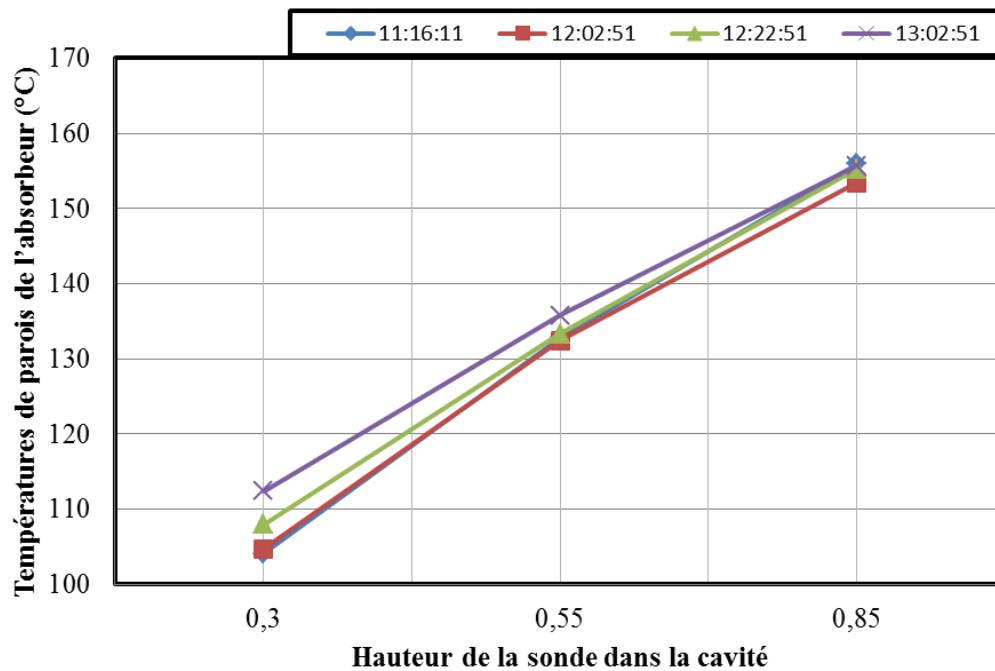


Figure 25: Températures de cavité aux points d'hauteurs $H_1 = 0,3$; $H_2 = 0,55$ et $H_3 = 0,85$; débit de traitement de l'essai $0,2 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ (Test du 03/09/2015)

La Figure 25 présente l'évolution des températures de parois de l'absorbeur, en fonction des hauteurs de prises de températures dans la cavité. On constate que la température des parois de l'absorbeur croît de façon linéaire de la base vers le fond de la cavité. La côte de croissance est d'environ 0.8. On suppose donc que, la température du fluide évolue de la même manière à l'intérieur de l'absorbeur.

IV.1 Le Rendement du récepteur

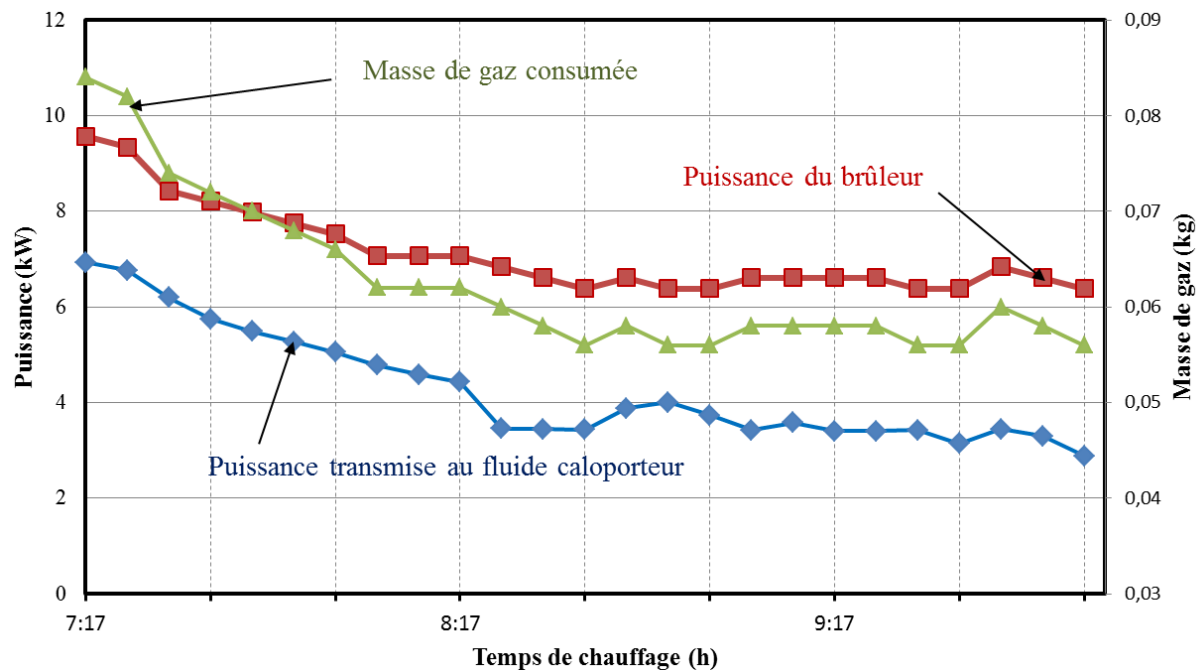


Figure 26: Puissance du fluide et Puissance du brûleur durant le test de recirculation ; débit de traitement $0,27 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$ (02/09/2015)

La Figure 26 présente l'évolution de la puissance du fluide caloporteur et du brûleur durant le chauffage. La décroissance observée sur les deux profils, traduit de la diminution progressive de la quantité de gaz dans la bouteille. Le profil de la puissance du fluide, est obtenu en utilisant l'équation (18) qui met en jeu l'écart de température du fluide entre la sortie et l'entrée de l'absorbeur. Le profil de la puissance du brûleur s'obtient en multipliant le débit de gaz par le PCI du butane. La combustion du gaz dans l'air est considérée complète.

La Figure 27 montre que les pertes thermiques croient durant le chauffage, bien que la consommation de gaz reste constante durant l'étape. On estime donc que la convection dans l'absorbeur est plus importante en début de chauffage, à cause de la faible température du fluide. La puissance du brûleur est inférieure à 14 kW, avec une température d'entrée du fluide variant de 25°C à 75°C . Le gain de chaleur du récepteur diminue progressivement de 75 % à 50 %, cela sans isolation extérieure. On observe sur la Figure 27 l'évolution des pertes thermiques qui sont directement opposées au gain de chaleur de l'eau.

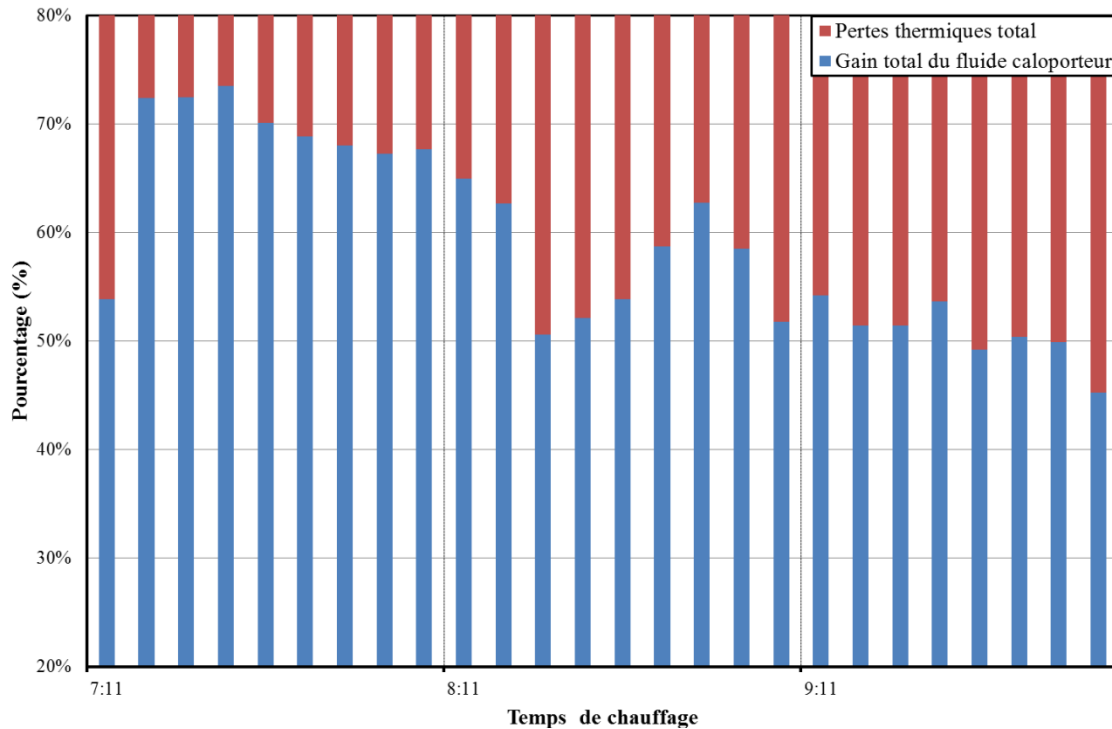


Figure 27: Pertes thermiques et du gain de chaleur du fluide caloporteur durant le test de recirculation ; débit de traitement $0,27 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$ (02/09/2015)

IV.2 La convection interne

Il a déjà été établi (Figure 25) que la température sur la paroi de la cavité, augmente de façon linéaire de la base du récepteur vers le fond. Cela signifie que le flux de chaleur est plus important au fond qu'à la base de la cavité. La pente de cette progression nous permet de déduire par la loi de *Fourier*, les températures des parois internes des spires n°1 et n°38. Nous analysons spécialement la première spire (n°1) et la dernière spire (n°38) car, les températures du fluide caloporteur y sont connues. Celles-ci nous permettent de déduire les températures de film (T_f) du fluide dans les spires n°1 et n° 38 qui sont présentées dans la Figure 28.

On définit le pincement (δT_j) comme étant, la différence entre la température de la paroi interne de l'absorbeur, et la température de film du fluide dans la spire (j). La Figure 28 montre que le pincement est plus important et constant dans la dernière spire ($\delta T_{38} \approx 50^\circ\text{C}$) que dans la première ($\delta T_{1_max} \approx 30^\circ\text{C}$ et décroît jusqu'à moins de $\delta T_{1_min} = 5^\circ\text{C}$). Selon l'équation (18), le pincement et le coefficient de convection interne du fluide dans la spire sont inversement proportionnels.

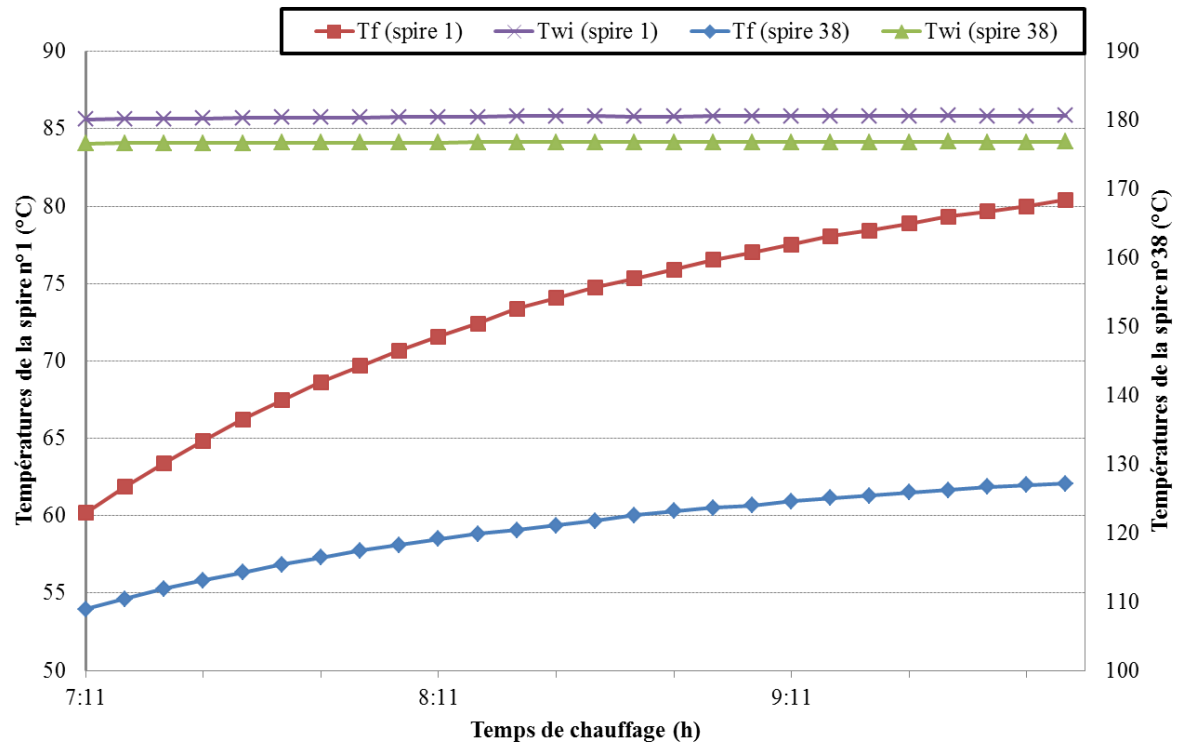


Figure 28: Températures des parois internes des spires n°1 et n°38 au point de coordonnées respectives $H_0 = 0$ m et $H_4 = 1$ m ; débit de traitement $0,27 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$ (02/09/2015)

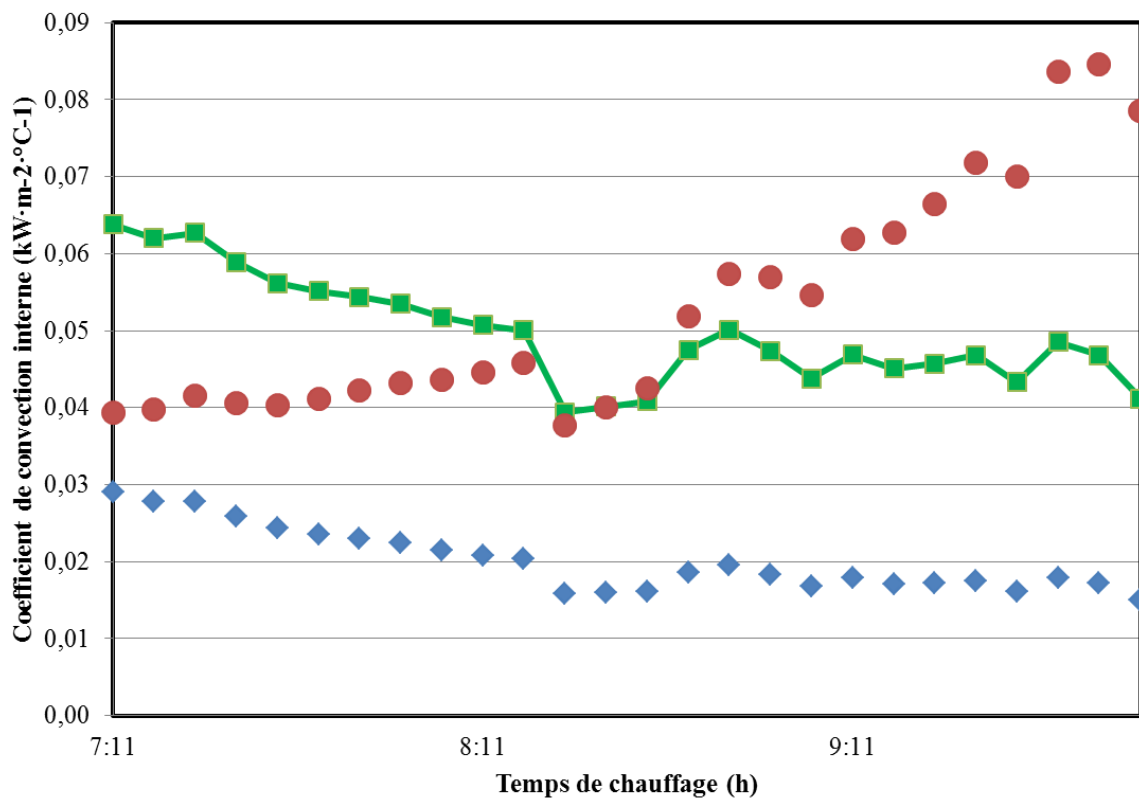


Figure 29: Coefficient de convection interne de l'absorbeur durant le test de recirculation du fluide caloporteur. Base d'analyse : spire (n°1) et spire (n°38) ; débit de traitement $0,27 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$ (02/09/2015)

La Figure 29 présente l'évolution du coefficient h_{int} durant le chauffage. On constate que la

convection est plus important dans la spire n°1 ($h_{\text{int_max1}} = 0,09 \text{ kW}\cdot\text{m}^{-2}\cdot^{\circ}\text{C}^{-1}$), que dans la spire n°38 ($h_{\text{int_max38}} = 0,03 \text{ kW}\cdot\text{m}^{-2}\cdot^{\circ}\text{C}^{-1}$). Cela veut dire que le coefficient de convection (h_{int}) est plus grand à la base du récepteur qu'au fond de la cavité. Il varie de $0,04 \text{ kW}\cdot\text{m}^{-2}\cdot^{\circ}\text{C}^{-1}$ à $0,09 \text{ kW}\cdot\text{m}^{-2}\cdot^{\circ}\text{C}^{-1}$. L'aire du graphe de la Figure 29 comprise entre les deux profils (spire n°1 et spire n°38) représente les valeurs des coefficients h_{int} des spires intermédiaires. Le coefficient h_{int} moyen est donc considéré comme étant la moyenne entre la valeur au fond et l'ouverture de la cavité. Ainsi, la Figure 29 montre que le coefficient de convection interne moyen du récepteur oscille entre $0,04 \text{ kW}\cdot\text{m}^{-2}\cdot^{\circ}\text{C}^{-1}$ à $0,06 \text{ kW}\cdot\text{m}^{-2}\cdot^{\circ}\text{C}^{-1}$. Cette croissance est soutenue par la base du récepteur.

IV.3 La convection extérieur

Les surfaces subissant la convection naturelle de l'air ambiant sont ; la surface latérale de la cartouche et de la surface de la plaque du fond de la cavité. La Figure 30 présente l'évolution des températures de fond de la cavité (T_{fond}), et de la surface extérieure de la cartouche (T_{ext}). On constate qu'après seulement 30 mn, la température du fond de la cavité se stabilise à une valeur de 350°C . Celle de la cartouche extérieure est en équilibre thermique avec le fluide caloporteur, par conséquent les profils de températures des deux paramètres sont identiques.

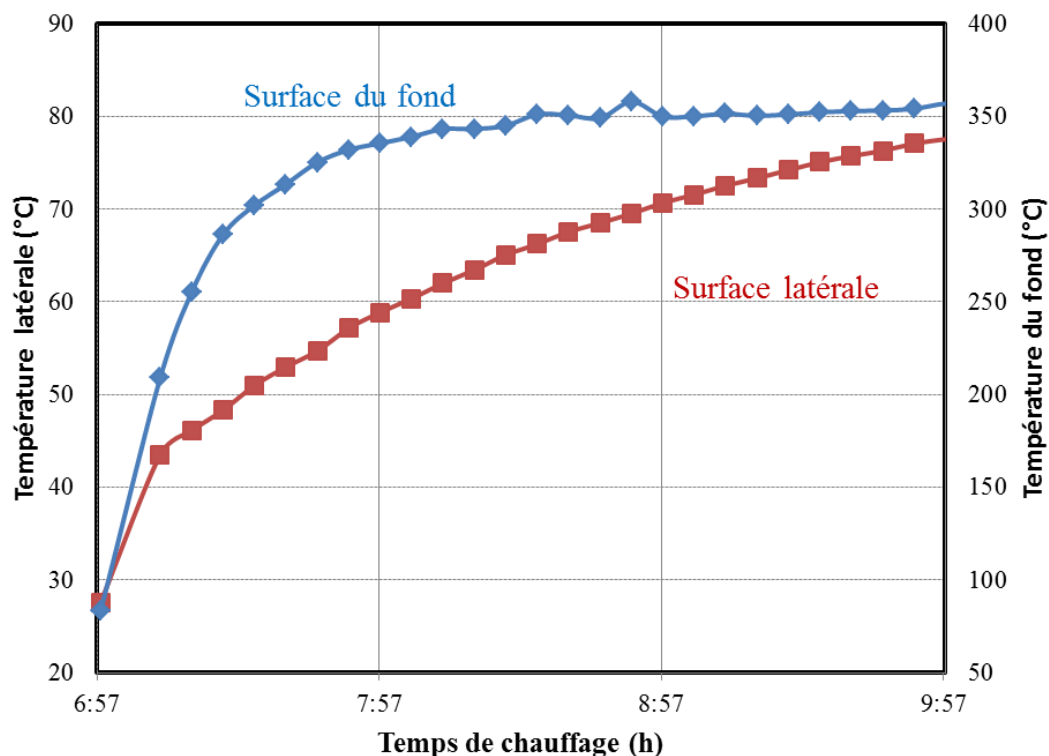


Figure 30: Température de la paroi de fond de la cavité, et température de la surface de la cartouche. Débit de traitement $0,27 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$ (02/09/2015)

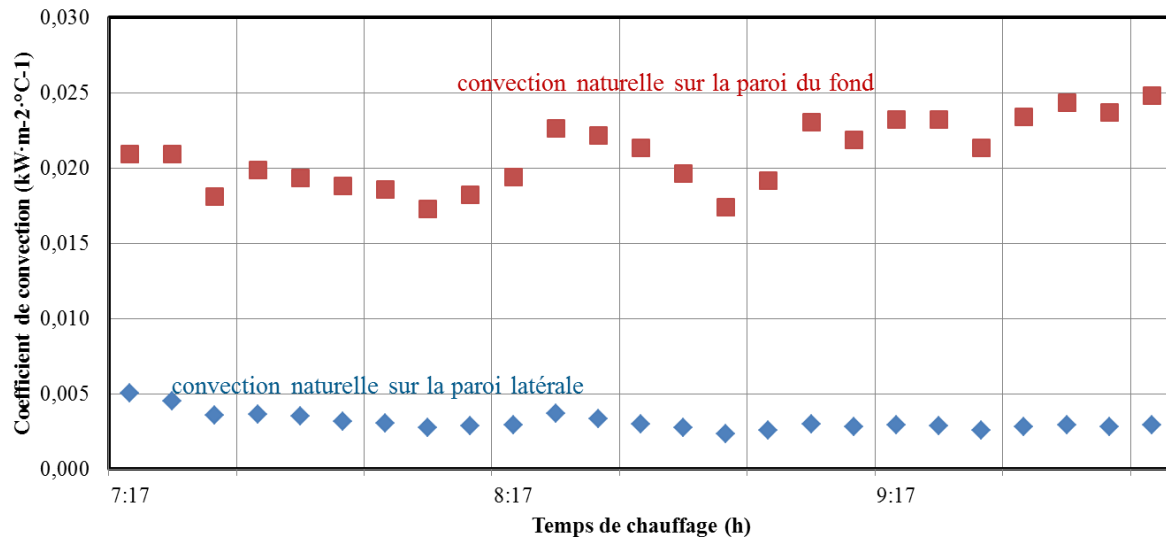


Figure 31: Coefficients de convection naturelle sur les parois latérale et de fond de la cavité,(02/09/2015)

La Figure 31 présente l'évolution du coefficient de convection naturelle sur les parois arrière du récepteur. La paroi du fond de la cavité, étant celle par laquelle les déperditions thermiques sont les plus importantes, enregistre un coefficient de convection allant jusqu'à $0,025 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-2} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$. La paroi de surface de la cartouche voit son coefficient de convection, diminuer tout le long de l'étape de chauffage de $0,005 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-2} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$ à $0,0035 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-2} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$. On se rend compte que le coefficient de convection de la paroi est inversement proportionnel, à la différence de températures entre la paroi et l'air ambiant (équation (20)).

V CONCLUSION

Le récepteur de la centrale CSP4Africa est une conduite hélicoïdale d'un diamètre intérieur $d_i = 25 \text{ mm}$ et d'une longueur totale $L = 83,6 \text{ m}$. La cavité de l'absorbeur est cylindrique, d'une profondeur de 1 m et, il est recouvert à l'extérieur d'un isolant en laine de verre. Le protocole expérimental mis sur pieds pour la caractérisation au sol dudit récepteur, comprends deux principaux tests; le test à vide et le test avec recirculation du fluide caloporteur. Nous avons pu réaliser les tests de recirculation, avec de l'eau comme fluide caloporteur et sans isolation extérieure du récepteur. Les débits d'essais étaient : $\dot{m}_1 = 0,27 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$, $\dot{m}_2 = 0,20 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ et $\dot{m}_3 = 0,10 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$. La température ambiante moyenne mesurée durant les tests était de $T_a = 27^\circ\text{C}$. Les temps de séjour du fluide dans le récepteur correspondant aux débits, étaient respectivement de $t_1 = 2 \text{ mn } 24 \text{ s}$, $t_2 = 3 \text{ mn } 18 \text{ s}$ et $t_3 = 6 \text{ mn } 48 \text{ s}$.

On a pu établir que le rendement du récepteur durant les manipulations, décroît de 75% à 50% . Plusieurs facteurs sont à l'origine de ces résultats. Premièrement les tests ont été réalisés sans isolation externe. Deuxièmement, la surface du fond de la cavité qui fait $0,38 \text{ m}^2$ est importante et peu rentabilisée. Les pertes thermiques qui amoindrissent le rendement sont en grande partie dues à cette surface. Elles sont caractérisées par un coefficient de convection naturelle qui peut atteindre $0,025 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-2} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$. Toutefois les pertes convectives sur les parois extérieures de la cartouche du récepteur ne sont pas à négliger. Ces dernières sont caractérisées par un coefficient de convection naturelle variant de $0,0035 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-2} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$ à $0,005 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-2} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$.

A cause du manque de refroidissement sur le prototype expérimental, la température du fluide caloporteur augmente continuellement durant la phase de chauffage. Cela nous a permis de montrer que le fluide gagne mieux la chaleur lorsque sa température est basse. Le coefficient de convection moyen $h_{\text{int_moy}}$ du fluide caloporteur, oscille entre $0,04 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-2} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$ et $0,06 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-2} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$. Le coefficient de convection interne est plus important dans les spires de base ($h_{\text{int_max1}} = 0,09 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-2} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$) que dans les spires du dessus de la cavité. ($h_{\text{int_max38}} = 0,03 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-2} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$). Grace à la bibliographie, nous avons pu prédire que, le coefficient de convection interne sur le pilote CSP4Africa serait compris entre $0,2 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-2} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$ et $0,8 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-2} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$. Les pertes de charge quant à elle pourraient atteindre la valeur de $\Delta P = 40,000 \text{ Pa}$.

VI PERSPECTIVES ET RECOMMANDATIONS

Notre contribution à la caractérisation du récepteur solaire s'achève sur la détermination, de plusieurs indicateurs de performance du récepteur. Il s'agit : du rendement de conversion ; du coefficient de convection forcée du fluide caloporteur et, du coefficient de convection extérieur. Nos travaux étant régis par des contraintes de temps, il ne nous a pas été possible de caractériser efficacement les pertes de charge qui sont induites lors du transit du fluide caloporteur dans l'absorbeur. Néanmoins, le protocole expérimental que nous avons mis sur pied, permettra de parfaire cette investigation. Il permettra en outre de trouver le rendement de conversion du récepteur, mais aussi, les coefficients de transferts convectifs à l'intérieur et à l'extérieur du récepteur lorsque l'isolation extérieure sera de nouveau posée. Une fois monté sur la tour, nous recommandons que les travaux de caractérisation soient repris afin, de trouver les valeurs de ces indicateurs en fonctionnement normal du récepteur solaire. Le récepteur étant soumis à des régimes de températures important, il serait pertinent de mener une étude de caractérisation des matériaux (Acier galvanisé). Nous recommandons pour de futurs projets de conception de centrale à concentration au LESEE, de considérer pour le récepteur solaire, la piste des cavités coniques. Dans ce type, toute la surface de la cavité est utilisée. De plus il est admis dans la bibliographie, qu'elles génèrent moins de pertes thermiques à travers l'ouverture que les cavités cylindriques.

VII REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] “world energy outlook,” Agence Internationale de l’Energie (AIE), 2014.
- [2] K. E. N’Tsoukpoe, “CSP4Africa: développement d’un pilote économiquement viable d’une mini-CSP pour la production d’électricité pour mini-réseau en Afrique,” 2iE, Burkina Faso, 2015.
- [3] B. Grange, “Modélisation et dimensionnement d’un récepteur solaire à air pressurisé pour le projet PEGASE,” Thèse de doctorat, Université de Perpignan, Perpignan, France, 2014.
- [4] Y. M. Seshie, “Conception et montage d’un récepteur solaire pour centrale à tour,” mémoire de master, Fondation 2iE, 2iE, Burkina Faso, 2013.
- [5] D. G. Prabhanjan, “Influence of coil characteristics on heat transfer to Newtonian fluids,” Aug. 2000.
- [6] A. Shaukat, “Pressure drop correlations for flow through regular helical coil tubes,” vol. 28, no. 4, p. 17, Oct. 2000.
- [7] T. J. Gaskill, “Heat transfer of a multiple helical coil heat exchanger Using a microencapsulated phase change material slurry,” master thesis, Texas A&M University, Texas A&M University, 2011.
- [8] W. Logie, “Immersed Coil Heat Exchangers,” p. 12, Oct. 2007.
- [9] P. S. Purandare, M. M. Lele, and R. Gupta, “Parametric Analysis of Helical Coil Heat Exchanger,” 29-10-2012, vol. 1, no. 8, p. 5, Oct. 2012.
- [10] J. . Jayakumar, J. C. Mandal, P. K. Vijayan, Rohidas Bhoi, and S. M. Mahajani, “Experimental and CFD estimation of heat transfer in helically coiled heatexchangers,” 2008, vol. 86, no. 3, 2008.
- [11] A. B. Korane, P. S. Purandare, and K. V. Mali, “pressure drop analysis of helical coil heat exchanger for circular and square-coiled pattern,” 283538493, vol. 2, no. 8/361–369, p. 9, May2012.
- [12] E. A. .Karima and S. J. Sherza, “An investigation of shell-helical coiled tube heat exchanger used for solar water heating system,” vol. 4, no. 15, p. 10, 2013.
- [13] I. Di Piazza and M. Ciofalo, “Numerical prediction of turbulent flow and heat transfer in helically coiled pipes,” 49 2010, p. 11, Oct. 2009.
- [14] O. Dwire, “A study of pressure drop in helical coil,” Thesis, Institute of technology, california, 1948.
- [15] M. Noori, “Experimental Study of Free Convection in Coiled Tube Heat Exchanger with Vertical Orientation,” vol. 18, no. 4, p. 7, Dec. 2011.
- [16] P. GARCIA, “Outils d’évaluation technico-économique et d’aide à la conception des centrales solaires thermodynamiques futures,” Université de Perpignan, Perpignan, 2007.
- [17] R. D. Jilte, S. B. Kedare, and J. K. Nayak, “Natural convection and radiation heat loss from open cavities of different shapes and sizes used with dish,” vol. 3, no. 1, Jan. 2013.
- [18] N. Bellel, “Study of two types of cylindrical absorber of a spherical concentrator,” vol. 6(2011), pp. 217–227, 2011.
- [19] M. Prakash, “Numerical study of natural convection heat from cylindrical solar cavity receivers,” vol. 2014 (2014), p. 7, Jan. 2013.

VIII ANNEXES

Annexe 1: Corrélations de détermination du coefficient de pertes de charge dans une conduite hélicoïdale

Auteurs	Corrélations	Conditions d'écoulement
Dean (1928)	$f_c/f_s = 1,03058(De^2/288)^2 + 0,01195(De^2/288)^4$	Laminaire ; $De < 20$
White (1929)	$f_s/f_c = \begin{cases} 1 \\ 1 - (1 - (11,6/De)^{0,45})^{(1/0,45)} \end{cases}$	Laminaire ; $De < 11,6$ $11,6 < De < 2000$
White (1932)	$f_c = 0,08 \cdot Re^{-1/4} + 0,012\sqrt{d/D}$	Turbulent ; $15\ 000 < Re < 100\ 000$
Alder (1934)	$f_c/f_s = 0,1064\sqrt{De}$	Laminaire ; $Re < 2300$
Prandtl (1949)	$f_c/f_s = 0,37(0,5 \cdot De)^{0,36}$	Laminaire ; $40 < De < 2000$
Hasson (1955)	$f_c/f_s = 0,556 + 0,0969\sqrt{De}$	Laminaire ; $Re < 2300$
Ito (1959)	$f_c/f_s = 21,5 \cdot De/[1,56 + \lg De]^{5,73}$	Laminaire ; $13,5 < De < 2000$
Ito (1959)	$f_c\sqrt{D/d} = 0,0791[Re(d/D)^2]^{-0,2}$	Laminaire ; $Re(d/D)^2 > 6$
Ito (1959)	$4f_c\sqrt{D/d} = 0,029 + 0,304[Re(d/D)]^{-1/4}$	Laminaire ; $0,034 < Re(d/D)^2 < 300$
Ito (1959)	$f_c\sqrt{D/d} = 0,0081 + 0,4[Y^2\sqrt{d/D}]^{1,27}$	Turbulent ; $Y^2\sqrt{d/D} < 12$ Ou $Y^3e^Y = Re\sqrt{d/D}$
Ito (1959)	$f_c = 0,2965/Y^2$	Turbulent ; $Y^2\sqrt{d/D} > 5,3$
Kubair (1961)	$f_c = 0,7716 \exp(3,553 \cdot d/D)Re^{-0,5}$	$2000 < Re < 9000$; $0,037 < d/D < 0,097$ $9000 < Re < 25\ 000$; $10 < D/b < 27$

	$f_c = 0,003538 \exp(1,887 \cdot d/D) \text{Re}^{-0,009}$	
Barua (1963)	$f_c/f_s = 0,509 + 0,0918\sqrt{\text{De}}$	Laminaire ; $\text{Re} < 2300$
Rogers (1964)	$f_c = 0,076\text{Re}^{-0,25} + 0,00725(d/D)^{0,5}$	$0,034 < \text{Re}(d/D)^2 < 300 ; D/d < 31$
Mori (1965)	$f_c/f_s = 0,108 \sqrt{\text{De}}/[1 - 3,253/\sqrt{\text{De}}]$	Laminaire ; $13,5 < \text{De} < 2000$
Mori (1965)	$f_c\sqrt{D/d} = 0,075[\text{Re}(d/D)^2] - 0,2[1 + 0,112[\text{Re}(d/D)^2]]^{-0,2}$	Turbulent ; $\text{Re} > 2300$
Schmidt (1967)	$f_c/f_s = 1 + 0,14 \cdot \text{Re}^x$	Ou $x = [1 - 0,0644(D/d)^{0,312}]/(D/d)^{0,97}$
Srinivasan (1968)	$f_c = 32/\text{Re}$	$\text{Re}\sqrt{d/D} < 30$
	$f_c = 5,22 \left(\text{Re}\sqrt{d/D} \right)^{-0,6}$	$30 < \text{Re}\sqrt{d/D} < 300$
	$f_c = 1,8 \left(\text{Re}\sqrt{d/D} \right)^{-0,5}$	$300 < \text{Re}\sqrt{d/D} < \text{Recrit}\sqrt{d/D}$
	$f_c = 1,084 \left(\text{Re}\sqrt{d/D} \right)^{-0,2}$	$\text{Re} > \text{Recrit}$
Ito (1969)	$f_c/f_s = 0,1033\sqrt{\text{De}} [(1 + 1,729/\text{De})^{0,5} - (1,729/\text{De})^{0,5}]^{-3}$	
Tarbell (1973)	$f_c/f_s = 1 + (0,0008279 + 0,007964 \cdot d/D)\text{Re} - 2,096 \times 10^{-7}\text{Re}^2$	$20 < \text{De} < 500 ; 3 < D/d < 30$
Ramana (1974)	$f_c = 1,55 \exp(14,12 \cdot d/D)\text{Re}^{-1}$	$\text{Re} < 1200$
	$f_c = 1,55 \exp(14,12 \cdot d/D)\text{Re}^{-0,64}$	$1200 < \text{Re} < 27\,000$
	$f_c = 0,0382 \exp(11,17 \cdot d/D)\text{Re}^{-0,2}$	$27\,000 < \text{Re} < \text{Recrit}$
	$f_c = 0,01065 \exp(d^{0,94}/D^{0,1})\text{Re}^{-0,2}$	$\text{Re} > \text{Recrit}$
Collins (1975)	$f_c/f_s = 0,38 + 0,1028\sqrt{\text{De}}$	Laminaire ; $\text{Re} < 2300$
Van dyke (1978)	$f_c/f_s = 0,47136 \cdot \text{De}^{1/4}$	Laminaire ; $\text{De} > 30$

Mishra 1979	$f_c/f_s = 1 + 0.033[\lg \text{He}]^4$ $f_c = 0,0791 \cdot \text{Re}^{-1/4} + 0,0075\sqrt{d/D}$	
Dennis (1980)	$f_c/f_s = 0,388 + 0,1015\sqrt{\text{De}}$	
Manlapaz (1980)	$f_c/f_s =$ $[(1 - 0,18/(1 + (35/\text{He})^2)^{0,5})^m + (1 + d/\{3D\})^2(\text{He}/88,33)]^{0,5}$	
Churchill (1980)	$f_c/f_s =$ $[(1 - 0,18/(1 + (35/\text{De})^2)^{0,5})^m + (1 + d/\{3D\})^2(\text{De}/88,33)]^{0,5}$	
Yanase (1989)	$f_c/f_s = 0,557 + 0,0938\sqrt{\text{De}}$	Laminaire ; $\text{Re} < 2300$
Liu (1993)	$f_c \cdot \text{Re} = [16 + (0,378 \cdot \text{De} \cdot \delta^{1/4} + 12,1)\text{De}^{1/2} \delta^{1/2} \gamma^2] \times [1 +$ $(\{0,0908 + 0,0233 \cdot \delta^{1/2}\}\text{De}^{1/2} - 0,132 \cdot \delta^{1/2} + 0,37 \cdot \delta - 0,2)/(1 + 49/\Gamma$	Ou $\delta = R/[(R)^2(p/2\pi)^2] ;$ $\gamma = \eta/(\delta \cdot \text{De})^{1/2} ;$ $\eta = (p/2\pi)/[R^2(p/2\pi)^2]$
Seban Mclauchlin (1962)	$f_c/f_s = [1 - (1 - \{11,6/\text{De}\}^{0,45})^{2,22}]^{-1}$ $f_c/f_s = [\text{Re}(d/D)^2]^{(1/2D)}$	Laminaire ; $\text{Re} < 2300$ Turbulent ; $\text{Re}(d/D)^2 > 6$
Kakac (2002)	$f_c = [1,58 \cdot \ln \text{Re} - 3,28]^{-2}$	
Konakov (2002)	$f_c = [1,8 \cdot \ln \text{Re} - 1,5]^{-2}$	
IJESR (2012)	$f_c = (26,934/\text{Re}^{0,869}) \times (d/D)^{0,1}$ $f_c = (12,312/\text{Re}^{0,769}) \times (d/D)^{0,023}$	$\text{Re} < 2300 ;$ $2300 < \text{Re} < 6500$
Srinivasan (IJESR	$f_c/f_s = 0,1125 \cdot \text{De}^{0,5}$	Laminaire ; $\text{De} > 300$

2012)	$f_c(D/d)^{0,45} = 0,0084[\text{Re}(D/d)^{-2}]^{-0,2}$	Turbulent ; $\text{Re}(d/D)^{-2} < 700$
Afedes	$f_c = 0,486.\rho.g[0,32(d/D)^{0,398}]$	

Annexe 2: Corrélations du nombre de Nusselt caractérisant les transferts de chaleur dans une conduite hélicoïdale en convection forcée.

Auteurs	Corrélations	Conditions d'écoulement
Petukhov		
Jeschke_1 (1925)	$Nu_c = 0,023 \cdot Re^{0,85} \cdot Pr^{0,4} (d/D)^{0,1}$	Température de parois constante
Jeschke_2 (1925)	$Nu_c = 0,021 \cdot Re^{0,85} \cdot Pr^{0,4} (d/D)^{0,1}$	Température du film
Jeschke_3 (1925)	$Nu_c/Nu_s = (1 + 3,5(d/D))$	-
Schmidt	$Nu_c/Nu_s = 1 + 3,6(1 - d/D)(d/D)^{0,8}$	-
Janssen	$Nu_c = \begin{cases} 1,7(De^2 \cdot Pr)^{1/6} \\ 0,7 \cdot Re^{0,43} \cdot Pr^{1/6} (d/D)^{0,07} \end{cases}$	$De < 20 ; (De^2 \cdot Pr)^{0,5} > 100$ $100 < De < 8,3 \cdot 10^2$
Pratt	$Nu_c/Nu_s = (1 + 3,4(d/D))$	$1,5 \cdot 10^3 < De < 2 \cdot 10^4$
MchLaughlin (1963)	$Nu_c = Re \cdot Pr^{0,4} \frac{f_c}{8}$	-
Mikheev	$Nu_c/Nu_s = 1 + 3,54(d/D)(Pr_m/Pr_w)$	$d/D < 0,167$
Rogers_1 (1964)	$Nu_c = 0,023 \cdot Re^{0,85} \cdot Pr^{0,4} (d/D)^{0,1}$	-
Rogers_2 (1964)	$Nu_c/Nu_s = Re^{0,05} (d/D)^{0,1}$	-
Dravid (1971)	$Nu_c = (0,76 + 0,65 \cdot De^{0,5}) \cdot Pr^{0,175}$	$50 < De < 2000 ; 5 < Pr < 175$
Kalb (1974)	$Nu_c = 0,836 \cdot De^{0,5} \cdot Pr^{0,1}$	$80 < De < 1200 ; 0,7 < Pr < 5,80$

Manlapaz (1981)	$Nu_c = \left[\left(\frac{48}{11} + \frac{51/11}{\left(1 + \frac{1342}{Pr \cdot He^2}\right)^2} \right)^3 + 1,816 \left(\frac{He}{1 + \frac{1,15}{Pr}} \right)^{3/2} \right]^{1/3}$	He < 2000 ; 0 < Pr < 1600
Churchill (1981)	$Nu_c = \left[\left(3,657 + \frac{4,343}{\left(1 + \frac{957}{Pr \cdot He^2}\right)^2} \right)^3 + 1,158 \left(\frac{He}{1 + \frac{0,477}{Pr}} \right)^{3/2} \right]^{1/3}$	He < 2000 ; 0 < Pr < 1600
Xing_1 (1997)	$Nu_c/Nu_s = 0,00619 \cdot Re^{0,92} \cdot Pr^{0,4} (1 + 3,455(d/D))$	0,7 < Pr < 5 ; $5 \cdot 10^3 < Re < 1.1 \cdot 10^5$
Xing_2 (1997)	$Nu_c/Nu_s = 0,0269 \cdot Re^{0,12} (1 + 3,455(d/D))$	-
Xin (1997)	$Nu_c = (2,153 + 0,318 \cdot De^{0,643}) \cdot Pr^{0,177}$	20 < De < 2000 ; 0,7 < Pr < 175
Yildiz (1997)	$Nu_c = 0,0551 \cdot De^{0,864} \cdot Pr^{0,4}$	1250 < De < 2850
Churchill (1997)	$Nu_c = Re \cdot Pr^{1/3} \frac{f_c}{8}$	f_c
Ditters (1997)	$Nu_c = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4}$	Fluide eau et air
Guo (1998)	$Nu_c = 0,328 \cdot Re^{0,58} \cdot Pr^{0,4}$	6000 < Re < 180.000
Salimpour (2008)	$Nu_c = 0,152 \cdot De^{0,431} \cdot Pr^{1,06} (d/D)^{-0,277}$	De < 3000
Mandal (2009)	$Nu_c = 0,55 \cdot De^{0,637} \cdot Pr^{0,4}$	14000 < Re < 86000
Ghorbani (2010)	$Nu_c = \left[\left(\frac{48}{11} + \frac{51/11}{\left(1 + \frac{1342}{Pr \cdot He^2}\right)^2} \right)^3 + 1,816 \left(\frac{He}{1 + \frac{1,15}{Pr}} \right)^{3/2} \right]^{1/3}$	-

Annexe 3: Corrélations du nombre de Nusselt caractérisant la convection naturelle dans les cavités cylindriques

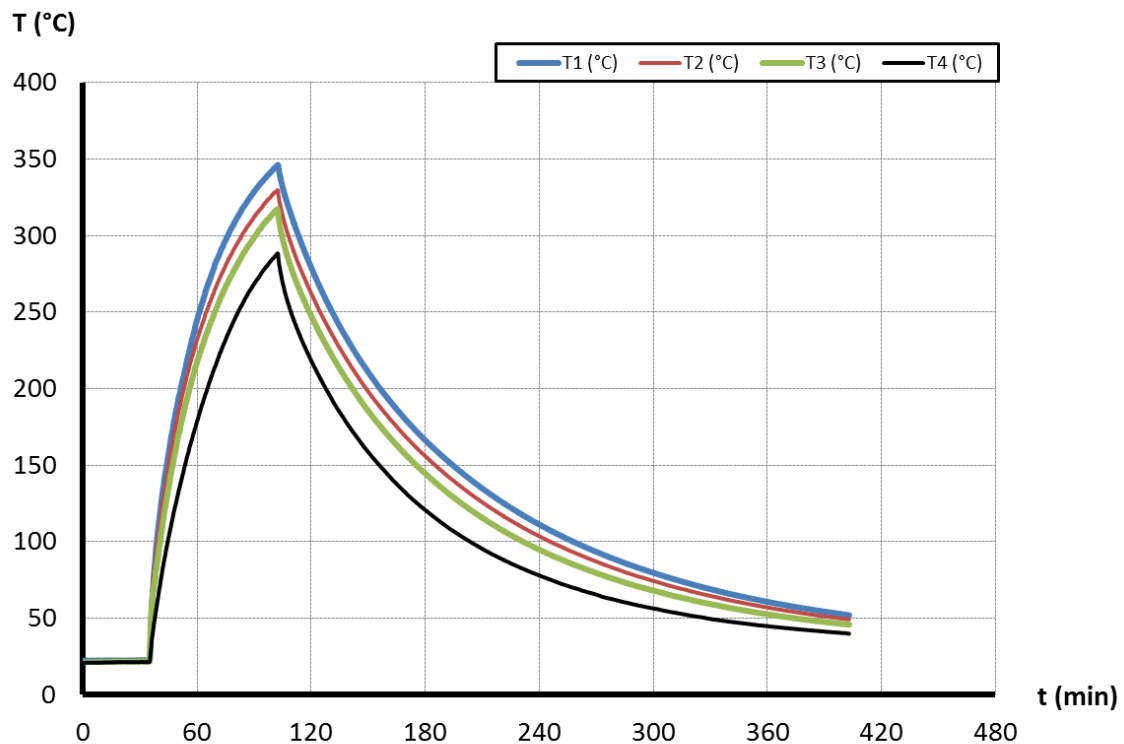
Le nombre de Nusselt caractérisant le coefficient de convection responsable des pertes thermiques à travers les cavités cylindriques

Auteurs	Corrélations	Conditions d'écoulement
Jilte (2013)	$Nu = 0,122 \cdot Ra^{0,31} \left(\frac{T_w}{T_a} \right)^{0,066} (1 + \cos \theta)^{0,38}$	$2 \cdot 10^8 < Ra < 6 \cdot 10^8$
Prakash (2014)	$Nu = 0,0133 \cdot Ra^{(1/3)} \left(\frac{D_{cav}}{D} \right)^{0,47} (1 + \cos \theta)^{2,6}$	$3,7 \cdot 10^7 < Ra < 3,1 \cdot 10^8$

Le nombre de Nusselt caractérisant le coefficient de convection responsable des pertes thermiques sur les parois latérales du récepteur

Auteurs	Corrélations	Conditions d'écoulement
Furbo (1984)	$Nu = 0,6 + \frac{0,387 \cdot Gr^{0,192}}{\left(1 + \left(\frac{0,559}{Pr_f} \right)^{9/16} \right)^{8/27}}$	-
Garcia (2005)	$Nu = 0,303 \cdot Re^{0,72} Pr^{0,37} \left(\frac{d}{D} \right)^{0,12} \left(\frac{p}{D} \right)^{0,377}$	-
Salimpour (2008)	$Nu = 19,64^{0,513} Pr^{0,129} \left(\frac{p}{2 \cdot D} \right)^{0,938}$	-

Annexe 4: Le test à vide : Résultat de l'échantillon du 08/09/2014



Le test à vide est réalisé pour étudier la distribution des températures de parois de la cavité, et estimer le facteur de forme qui caractérise chaque spire de l'absorbeur du récepteur solaire. Ce facteur est utilisé dans le modèle de conception du récepteur, et permet de comprendre, comment le rayonnement concentré du soleil se répartit sur toute la surface de l'absorbeur.

Un échantillon des résultats de test à vide est présenté sur la figure ci-dessus. On peut voir qu'à la différence du test de recirculation du fluide caloporteur, les températures de parois de la cavité n'augmentent pas subitement jusqu'à une valeur limite, mais croient plutôt progressivement. On note aussi que les températures de parois sont plus de deux fois plus élevées que durant les tests de recirculation du fluide. Cela s'explique simplement car l'eau prend plus de 50 % de la chaleur qui se trouve sur les parois de l'absorbeur et laisse celles-ci à une température plus faible et beaucoup plus constante.

On observe également que, le récepteur prend beaucoup plus de temps à refroidir que durant le test de recirculation, soit 5 h en moyenne. Cela dénote d'une bonne inertie thermique. Ce comportement est crucial lorsqu'on sait que le récepteur solaire durant son fonctionnement normal est soumis à de brusque changement de température

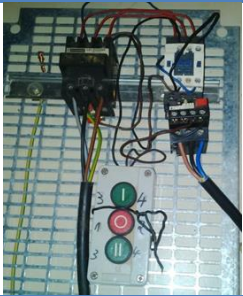
Annexe 5 : Tableau des données brutes d'expérimentation

										Date : / /				
Début de la manipulation										N° essai				
Heure :		M _g (kg) :								ṁ (kg/s)				
Etapes	Δt ₁ (s)	Te	Ts	T2	T3	T4	T6	Ta		Δt ₂ (min)	M _g (kg)	Pe	Ps	Tf
préliminaires														
Début														
Chauffage	00									00				
	05									05				
	10									10				
	15									15				
	...									...				
Fin/début	...									...				
Refroidissement	...									...				
	...									...				
	...									...				
	...									...				
	...									...				
	...									...				
	...									...				
fin	...								...					
Fin de la manipulation														
Heure :		M _g (kg) :												
Membres														
Opérateur 1 :														
Opérateur 2 :														

Annexe 6: Liste de quelques tâches réalisées

Tâches	Etapes	Matériels	durées	Résultats
Conception et construction du support du récepteur solaire	- Conception du récepteur - Découpage des cornières - Soudure des différents éléments	Poste de soudure à l'arc électrique, Meule électrique, cornière de 60	Un jour	
Maintenance de la pompe centrifuge	- Démontage de la volute - Décrassage de l'élise - Démontage du joint d'étanchéité - Nettoyage des pièces mécaniques - Séchage des pièces mécaniques - Graissage des parties mécaniques - Remontage de la pompe.	Caisse à outils, huile	Un jour	
Montage des thermocouples de mesure des températures de l'eau	- Fabrication des joints en caoutchouc - Montage du thermocouple	Caisse à outils ; caoutchouc	Un jour	

Contribution à la caractérisation du récepteur solaire de la centrale CSP4Africa

Installation du réservoir de stockage	▪ Perçage de l'orifice d'alimentation ▪ Montage de l'embout d'étanchéité	Perceuse ; lime métallique	Une semaine	
Commande de la pompe centrifuge	▪ Réalisation du câblage de commande ▪ Réalisation du câblage de puissance	Caisse à outils ; Sectionneur porte fusible ; Fusibles de 2 A ; Contacteur ; Relai thermique Boutons poursois.	-	
Montage du banc expérimental	▪ Pose du récepteur sur son support ▪ Montage des singularités ▪ Montage des flexibles	Caisse à outils ; Filasse	-	
Programmation des corrélations des coefficients de perte de charge et de transferts convectifs des annexes 1, 2 et 3		Logiciel de programmation VBA du programme Excel	-	