



Mise en route de la boucle thermodynamique de la centrale solaire CSP4Africa

MÉMOIRE POUR L'OBTENTION DU DIPLÔME D'INGÉNIEUR 2iE AVEC GRADE
DE
MASTER EN GÉNIE ÉLECTRIQUE ET ÉNERGÉTIQUE

Présenté et soutenu publiquement le 23/01/2024 par

Patrice SEOGO (20200098)

**Directeur de mémoire : Dr-Ing. habil. Kokouvi Edem N'TSOUKPOE (HDR),
Maître de Conférences CAMES**

Encadrant 2iE : Dr-Ing. ABOUBAKAR GOMNA

Ing. Mahamadou MAIGA

Structures d'accueil du stage : Laboratoire Énergie Renouvelables et Efficacité Énergétique
(LabEREE) du 2iE

Jury d'évaluation du mémoire :

Président : Dr Marie SAWADOGO

Membres et correcteurs : Dr Sayon Dit Sadio SIDIBE
Dr-Ing. Gaëlle KO

Promotion [2023/2024]

DÉDICACES

À mon père M. Alphonse SEOGO, dont le courage et le dévouement m'ont toujours inspiré.

À ma mère Mme Angèle SEOGO/VALIA, en qui je puise ma ténacité et ma discipline.

À mon frère aîné M. Roger SEOGO, dont l'espoir et le don de soi au travail ont toujours été pour moi une source constante de motivation.

Je dédie ce travail

CITATIONS

« Apprenez à dire « non » au bien pour pouvoir dire « oui » au meilleur »

John C. Maxwell

REMERCIEMENTS

Je tiens tout d'abord à exprimer ma profonde gratitude envers l'ensemble du personnel de l'Institut International d'Ingénierie de l'Eau et de l'Environnement (2iE) pour avoir mis à ma disposition les ressources nécessaires, les infrastructures, ainsi que le cadre propice pour la réussite de mes études.

Je voudrais adresser mes remerciements les plus sincères à mon directeur de mémoire, le Dr-Ing. habil. Kokouvi Edem N'TSOUKPOE, Maître de Conférences CAMES, pour ses apports sous diverse forme, son expertise et sa patience tout au long de ce processus. Vos conseils avisés ont été essentiels pour orienter mes recherches dans la bonne direction.

Je tiens également à remercier chaleureusement le Dr-Ing. ABOUBAKAR GOMNA pour son encadrement, sa disponibilité et ses commentaires constructifs qui ont grandement enrichi mon travail.

Un merci spécial revient à l'ingénieur Mahamadou MAIGA, doctorant à 2iE, dont les conseils et les encouragements se sont avérés d'une aide inestimable pendant la période de mon stage.

J'exprime ma reconnaissance envers le Laboratoire Énergies Renouvelables et Efficacité Énergétique (LabEREE), dirigé par le Dr. Marie SAWADOGO/TIEMTORE, de m'avoir accordé un accueil chaleureux pour la réalisation de mon stage. Je vous remercie pour les précieux conseils et pour avoir mis à ma disposition les outils appropriés pour la réalisation de mes travaux de recherche de master.

Je tiens à remercier du fond du cœur mes parents pour leur soutien indéfectible, leurs encouragements constants et leur amour inconditionnel. Leur présence et leur confiance en moi ont été le moteur de ma réussite.

J'exprime ma reconnaissance envers la banque mondiale qui grâce à son financement m'a permis de poursuivre mes études dans cette prestigieuse école.

Enfin, je tiens à remercier toutes les personnes qui ont contribué à la réalisation de mon mémoire. Leurs soutiens inestimables ont joué un rôle essentiel dans la réussite de ce projet académique.

RÉSUMÉ

La présente étude se concentre sur la mise en marche de la boucle thermodynamique de la microcentrale solaire CSP4Africa. De ce fait, un diagnostic approfondi de l'installation a été réalisé. Ce qui a permis d'identifier et de réparer les équipements défectueux. De plus, nous avons conçu et développé un outil numérique pour la modélisation de la machine à cycle organique de Rankine de la microcentrale. Cet outil permet de comprendre le fonctionnement de la machine sans pour autant la mettre en marche. Enfin, des essais expérimentaux ont été réalisés dans le but de valider le modèle. Cependant, des difficultés liées à l'onduleur-réseau, ont empêché la collecte de données sur la production électrique de la microcentrale. Néanmoins, ces essais ont fourni des données sur la température de l'huile de jatropha à la sortie du générateur de vapeur, permettant ainsi d'effectuer une étude comparative entre les résultats expérimentaux et les données issues de la simulation. La comparaison a révélé un écart maximal de 1,89°C avec un taux de fiabilité de 99,57 %. Bien qu'elle soit non définitive, elle constitue une étape cruciale pour la validation du modèle, nécessitant des données sur la production électrique pour une validation complète.

Mots clés :

1. **CSP4Africa**
2. **Diagnostic**
3. **Expérimentation**
4. **Machine à cycles organique de Rankine**
5. **Modélisation**

ABSTRACT

The present study focuses on the commissioning of the thermodynamic loop of the CSP4Africa micro solar power plant. Consequently, a thorough diagnostic of the installation was conducted, allowing the identification and repair of faulty equipment. Additionally, we designed and developed a digital tool for modelling the Rankine organic cycle machine of the micro power plant. This tool enables an understanding of the machine's operation without actually putting it into operation. Finally, experimental tests were carried out to validate the model. However, difficulties related to the inverter-grid connection hindered the collection of data on the electrical production of the micro power plant. Nevertheless, these tests provided data on the temperature of the jatropha oil at the steam generator outlet, allowing for a comparative study between the experimental results and data derived from the simulation. The comparison revealed a maximum deviation of 1.89°C with a reliability rate of 99.57%. Although not definitive, this constitutes a crucial step for model validation, necessitating data on electrical production for complete validation.

Key words:

- 1. CSP4Africa**
- 2. Diagnostic**
- 3. Experimentation**
- 4. Modelling**
- 5. Rankine organic cycle machine**

LISTES DES ABRÉVIATIONS

2iE	Institut International d'Ingénierie de l'Eau et l'Environnement
CSP	Concentrated Solar Power
GV	Générateur de vapeur
LabEREE	Laboratoire Énergies Renouvelables et Efficacité Énergétique

NOMENCLATURE

μ_1	$\text{Pa} \cdot \text{s}$	Viscosité dynamique du fluide de travail dans le GV
μ_g	$\text{Pa} \cdot \text{s}$	Viscosité dynamique de l'huile de jatropha au niveau du GV
λ_1	$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$	Conductivité thermique du fluide de travail dans le GV
λ_g	$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$	Conductivité thermique de l'huile de jatropha au niveau du GV
ρ_1	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$	Masse volumique du fluide de travail dans le GV
ρ_g	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$	Masse volumique de l'huile jatropha au niveau du GV
η_G		Rendement global du système
η_{is_P}		Rendement isentropique de la pompe
η_{is_T}		Rendement isentropique de la turbine
η_{turbo_moteur}		Rendement turbomoteur
ε		Efficacité de l'échangeur
c_{pc}	$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$	Capacité thermique du fluide chaud
c_{pf}	$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$	Capacité thermique du fluide froid
c_{pv}	$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$	Capacité thermique du fluide de travail à l'état gazeux
c_{pl}	$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$	Capacité thermique du fluide de travail à l'état liquide
D_{hev}	m	Diamètre hydraulique des plaques du GV
D_t	m	Diamètre des conduites du circuit de l'huile de jatropha
D	m	Diamètre des réservoirs de stockage de l'huile de jatropha
e_{ev}	m	Épaisseur des plaques du GV
h_1	m	Hauteur de la partie conique des réservoirs
h_c	m	Hauteur du réservoir chaud contenant l'huile de jatropha
h_{res}	m	Hauteur des réservoirs
h_{vide}	m	Hauteur de la partie vide du réservoir froid
h_f	m	Hauteur l'huile de jatropha dans le réservoir froid
H_{1e}	$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$	Enthalpie du fluide de travail à l'entrée du GV
H_{1s}	$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$	Enthalpie du fluide de travail à la sortie du GV
H_{2e}	$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$	Enthalpie du fluide de travail à l'entrée du récupérateur
H_{TS}	$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$	Enthalpie du fluide de travail à la sortie de la turbine

Mise en route de la boucle thermodynamique de la centrale solaire CSP4Africa

H_{Te}	$J \cdot kg^{-1}$	Enthalpie du fluide de travail à l'entrée de la turbine
K_1	$W \cdot m^{-2} \cdot ^\circ C^{-1}$	Coefficient d'échange convectif du fluide travail au niveau du GV
K_g	$W \cdot m^{-2} \cdot ^\circ C^{-1}$	Coefficient d'échange convectif de l'huile de jatropha au niveau du GV
K	$W \cdot m^{-2} \cdot ^\circ C^{-1}$	Coefficient global d'échange convectif
l_{ev}	$J \cdot kg^{-1}$	Chaleur latente de vaporisation du fluide de travail (novec 649)
l_{GV}	m	Longueur du générateur de vapeur
L_{cond}	m	Longueur du condenseur
L_{recup}	m	Longueur du récupérateur
l_t	m	Longueur de la tuyauterie contenant de l'huile
LMTD		Moyenne Logarithmique de la Différence de Température
MB		Moving Boundary
\dot{m}_j	$kg \cdot S^{-1}$	Débit massique de l'huile de jatropha
\dot{m}_t	$kg \cdot S^{-1}$	Débit massique du fluide de travail
\dot{m}_1	$kg \cdot S^{-1}$	Débit massique du fluide travail dans le GV
\dot{m}_c	$kg \cdot S^{-1}$	Débit massique du fluide chaud
\dot{m}_f	$kg \cdot S^{-1}$	Débit massique du fluide froid
\dot{m}_g	$kg \cdot S^{-1}$	Débit massique de l'huile de jatropha au niveau du GV
\dot{m}_e	$kg \cdot S^{-1}$	Débit massique de l'eau de refroidissement
n_{ev}		Nombre de plaque du GV
n		Nombre de plaque de l'échangeurs
Nu_1		Nombre de Nusselt du fluide de travail au niveau du GV
Nu_g		Nombre de Nusselt de l'huile de jatropha au niveau du GV
NUT		Nombre de plaque de l'échangeurs
P_{r1}		Constante de Prandtl de l'huile de jatropha dans le GV
P_{rg}		Constante de Prandtl du fluide de travail au niveau du GV
P_1	Pa	Pression du fluide travail à la sortie de la pompe
P_2	Pa	Pression du fluide de travail à la sortie de la turbine
P_{el}	W	Puissance électrique produite par le système
P_m	W	Puissance mécanique

Mise en route de la boucle thermodynamique de la centrale solaire CSP4Africa

\dot{Q}_{cond}	W	Puissance thermique du condenseur
\dot{Q}_{ev}	W	Puissance thermique du générateur de vapeur
\dot{Q}_{recup}	W	Puissance thermique du récupérateur
\dot{Q}	W	Puissance thermique de l'échangeur
S_{ev}	m^2	Surface d'échange du GV
S	m^2	Surface d'échange de l'échangeur de chaleur
T_{1e}	$^{\circ}\text{C}$	Température du fluide de travail à l'entrée du GV
T_{1s}	$^{\circ}\text{C}$	Température du fluide de travail à la sortie du GV
T_{2e}	$^{\circ}\text{C}$	Température du fluide de travail à l'entrée du récupérateur
T_c	$^{\circ}\text{C}$	Température de condensation du fluide de travail
$T_c(x)$	$^{\circ}\text{C}$	Température du fluide chaud à la position x de l'échangeur
T_{ce}	$^{\circ}\text{C}$	Température d'entrée du fluide chaud
T_{conde}	$^{\circ}\text{C}$	Température de l'eau de refroidissement à l'entrée du condenseur
T_{conds}	$^{\circ}\text{C}$	Température de l'eau de refroidissement à la sortie du condenseur
T_{cs}	$^{\circ}\text{C}$	Température de sortie du fluide chaud
T_{eb}	$^{\circ}\text{C}$	Température d'ébullition du fluide de travail
$T_f(x)$	$^{\circ}\text{C}$	Température du fluide froid à la position x de l'échangeur
T_{fe}	$^{\circ}\text{C}$	Température de d'entrée du fluide froid
T_{fs}	$^{\circ}\text{C}$	Température de sortie du fluide froid
T_{ge}	$^{\circ}\text{C}$	Température de l'huile de jatropha à l'entrée du GV
T_{gs}	$^{\circ}\text{C}$	Température de l'huile de jatropha à la sortie du GV
T_{sp}	$^{\circ}\text{C}$	Température du fluide de travail à la sortie de la pompe
T_{st}	$^{\circ}\text{C}$	Température du fluide de travail à la sortie du récupérateur
V_1	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	Vitesse du fluide de travail dans le GV
V_g	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	Vitesse de l'huile de jatropha au niveau du GV
V_{RC}	m^3	Volume de l'huile dans le réservoir chaud
V_{RF}	m^3	Volume de l'huile dans le réservoir froid
V_T	m^3	Volume d'huile de jatropha dans la tuyauterie
V_G	m^3	Volume d'huile de jatropha dans le GV
$x_{l_{GV}}$	m	Longueur de la zone du GV où le fluide de travail est à

Mise en route de la boucle thermodynamique de la centrale solaire CSP4Africa

		l'état liquide
$X_{I_{cond}}$	m	Longueur de la zone du condenseur où le fluide de travail subit un changement de phase
$X_{II_{GV}}$	m	Longueur de la zone du GV où le fluide de travail subit un changement de phase
$X_{II_{cond}}$	m	Longueur de la zone du condenseur où le fluide de travail est à l'état gazeux
$X_{III_{GV}}$	m	Longueur de la zone du GV où le fluide de travail est à l'état gazeux
x	m	Variable de position

SOMMAIRE

Dédicaces	ii
Citations	iii
Remerciements	iv
Résumé	v
Abstract	vi
LISTES DES ABRÉVIATIONS	vii
Nomenclature	viii
LISTE DES TABLEAUX	3
LISTE DES FIGURES	4
I. Introduction	6
I.1 Contexte et justification	6
I.2 Objectifs.....	8
I.3 Cadre d'accueil et de travail : LabEREE	8
II. Revue Bibliographique	9
II.1 Généralités	9
II.2 Présentation des travaux de recherches réalisés sur la centrale CSP4Africa	10
II.3 Modélisation de la machine à cycle organique de Rankine	11
II.3.1 Introduction	11
II.3.2 Les échangeurs de chaleurs	12
II.3.3 Conclusion	17
III. Matériel et Méthodes	18
III.1 Diagnostic de la centrale	18
III.1.1 Matériel	18
III.1.2 Méthodes	19
III.2 Modélisation de la machine à cycle organique de Rankine	24
III.2.1 Hypothèses	24
III.2.2 Évolution des températures dans un échangeur à chaleur contre-courant	24
III.2.3 Description du modèle du système.....	27
III.2.4 Détermination du coefficient global d'échange.....	30
III.3 Protocole expérimental	32
III.3.1 Matériel	32
III.3.2 Méthodologie	32

IV. Résultats et Discussion	37
IV.1 Diagnostic de la centrale	37
IV.2 Modélisation de la machine à cycle organique de Rankine	39
IV.2.1 Variation de la puissance thermique du générateur de vapeur	39
IV.2.2 Vérification du premier principe de la thermodynamique	39
IV.2.3 Évolution de la puissance électrique et du rendement du système en fonction de la température de l'eau et de l'huile de jatropha	40
IV.2.4 Évolution de la puissance électrique et du rendement du système en fonction de la température et du débit de l'huile de jatropha	41
IV.2.5 Évolution de la puissance électrique et du rendement du système en fonction du débit de l'huile de jatropha et de la température de l'eau de refroidissement.....	41
IV.2.6 Conclusion	42
IV.3 Expérimentation	42
V. Conclusion.....	45
VI. Perspectives et recommandations	46
VII. Références Bibliographiques	47
VIII. Annexes.....	49

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 1: Liste du matériel utilisé pour le diagnostic	18
Tableau 2: Liste de matériel utilisé pour l'expérimentation	32
Tableau 3: Résultats des tests de résistance des bobines des moteurs	37

LISTE DES FIGURES

Figure 1: (a) Cartes de l'irradiation horizontale globale et (b) de l'irradiation normale directe de l'Afrique de l'Ouest[1, Solargis].....	6
Figure 2: Schéma synoptique de la microcentrale CSP4Africa [2]	7
Figure 3: Les différentes technologies des centrales solaires thermodynamiques.....	9
Figure 4: Illustration des composants d'une machine ORC.....	11
Figure 5: Découpage virtuel du générateur de vapeur d'une machine ORC suivant les phases du fluide de travail.....	13
Figure 6: Exemple de découpage d'un échangeur de chaleur en volume fini [11].....	16
Figure 7 : Test de continuité et résistance des moteurs.....	19
Figure 8: Test d'isolement :a) entre bobines et carcasse et b) entre bobines.....	20
Figure 9: Schéma des réservoirs chaud et froid	21
Figure 10: Schéma du générateur de vapeur (un échangeur à plaque).....	22
Figure 11: Représentation du parcours du novac 649 dans le système.....	24
Figure 12: Évolution de la température des fluides dans un échangeur de chaleur à contre-courant.....	25
Figure 13: Représentation de la composition d'une machine ORC	27
Figure 14: Algorithme du code de la modélisation.....	29
Figure 15: Représentation d'un échangeur à chaleur à plaques (évaporateur) contenant n plaques	30
Figure 16: Connexion entre le data logger et l'ordinateur	33
Figure 17: Disposition des bouteilles de gaz et des brûleurs	33
Figure 18: Schéma électrique permettant la mise en marche du système de production de la centrale	35
Figure 19:Écran de l'automate de la machine à cycle organique de Rankine montrant le bouton de l'arrêt manuel de la production.....	36
Figure 20 : État de l'huile dans le réservoir froid	38
Figure 21 : Nettoyage du circuit de refroidissement de l'alternateur.....	38
Figure 22 : Évolution de la puissance thermique du générateur en fonction de la température (a) et du débit de l'huile jatropha (b)	39
Figure 23 : Bilan énergétique du système	39
Figure 24: Variation de la puissance électrique et du rendement du système en fonction de la température de l'huile de jatropha et l'eau de refroidissement	40

Figure 25: Variation de la puissance électrique produite et du rendement en fonction de la température et du débit de l'huile de jatropha.....	41
Figure 26: Variation de la puissance électrique et du rendement du système en fonction du débit de l'huile de jatropha et de la température de l'eau de refroidissement.....	41
Figure 27: Température de l'huile de jatropha à la sortie du générateur issu de l'expérimentation(T_{gs}) et de la modélisation(T_{gs}').....	43
Figure 28: Écart de température de l'huile de jatropha à la sortie du générateur de vapeur issu de l'expérimentation et celle obtenue par simulation.....	44
Figure 29: Taux de fiabilité du modèle sur la température de l'huile de jatropha à la sortie du GV	44

I. INTRODUCTION

I.1 Contexte et justification

Dans un monde en perpétuelle mutation, l'industrialisation rapide et la forte croissance démographique ont généré une demande accrue en énergie. En plus de cette importante demande énergétique, les changements climatiques, et le tarissement des énergies fossiles incitent la planète à chercher de nouvelles sources d'énergie fiables et durables. Toutefois, au milieu de cette course effrénée vers le progrès, il est essentiel de rappeler que de nombreuses régions du monde, particulièrement les pays sous-développés, demeurent plongées dans l'obscurité, dépourvues d'un accès adéquat à l'électricité. Ce constat est particulièrement flagrant en Afrique occidentale où seul 56% de la population a accès à l'électricité [1]. En milieu rural, où réside pourtant la majorité de la population ouest-africaine, l'accès à l'électricité est encore plus limité. Pourtant, l'Afrique subsaharienne regorge d'un immense potentiel en énergie solaire, avec une irradiation annuelle moyenne variant de 1500 à 2600 kWh·m⁻² (Figure 1)[1, Solargis].

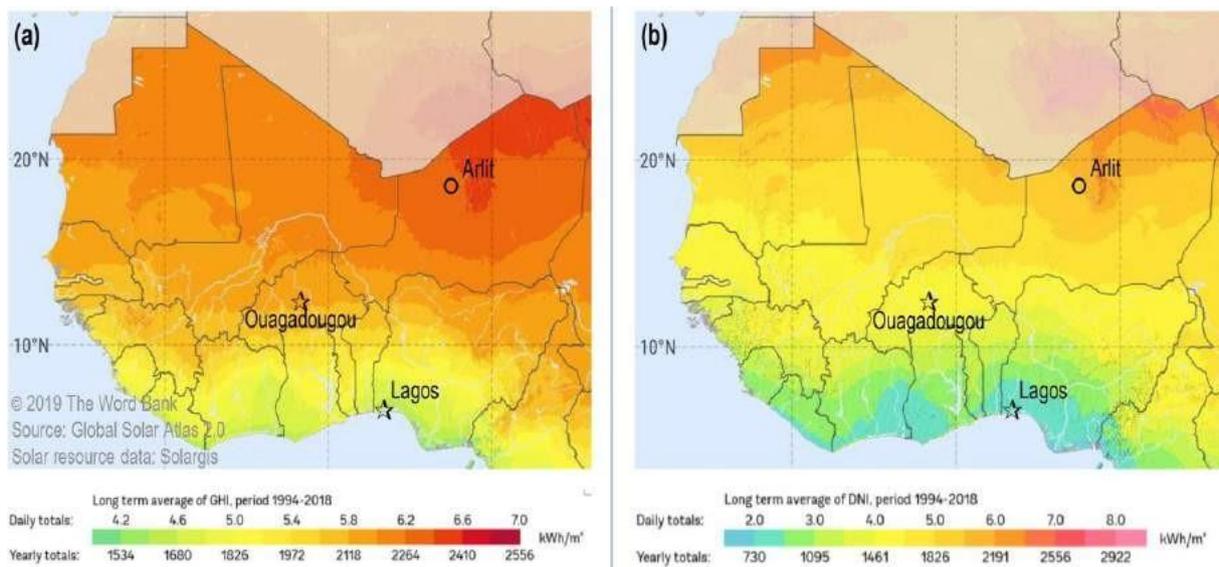


Figure 1: (a) Cartes de l'irradiation horizontale globale et (b) de l'irradiation normale directe de l'Afrique de l'Ouest[1, Solargis].

Mais pourquoi, malgré la présence d'un ensoleillement aussi abondant, cette partie de l'Afrique éprouve-t-elle tant de difficultés à répondre à ses besoins énergétiques ?

C'est dans le but de proposer une piste de solutions pour surmonter ce handicap en Afrique subsaharienne que le projet intitulé « CSP4Africa » a été lancé. Ce projet a pour objectif d'évaluer la viabilité de la technologie μ -CSP (microcentrale solaire à concentration) dans les milieux péri-urbains et ruraux. Le pilote expérimental de la microcentrale CSP4Africa, situé

sur le site de 2iE Kamboinsé, est de type centrale à tour. Il comprend un champ solaire de 100 kW_{th}, un récepteur de type cavité, une machine à cycle organique de Rankine (ORC), deux cuves de stockage, un aéro-refroidisseur et des équipements auxiliaires (Figure 2)[2]. Les travaux de recherche menés au sein du LabEREE ont déjà permis d'initier des tests sur la machine ORC, mais des travaux supplémentaires sont nécessaires pour les consolider. L'achèvement de ces tests contribuera à optimiser le fonctionnement de ce composant essentiel des centrales solaires à concentration et à fournir un modèle expérimentalement éprouvé pour la conception de futures machines à cycle organique de Rankine.

L'une des innovations majeures du projet CSP4Africa réside dans l'utilisation d'huiles végétales comme fluide de transfert de chaleur. À cet égard, l'huile végétale de *jatropha curcas* a été identifiée et des travaux de caractérisation ont été menés en laboratoire[3, 4]. Ce stage a également offert l'opportunité d'utiliser cette huile dans des conditions réelles, ce qui a permis de recueillir des données supplémentaires.

La réussite de ce projet permettra à la sous-région de se doter de microcentrales solaires à concentration, contribuant ainsi de manière significative à l'électrification des zones rurales et péri-urbaines de l'Afrique de l'Ouest.

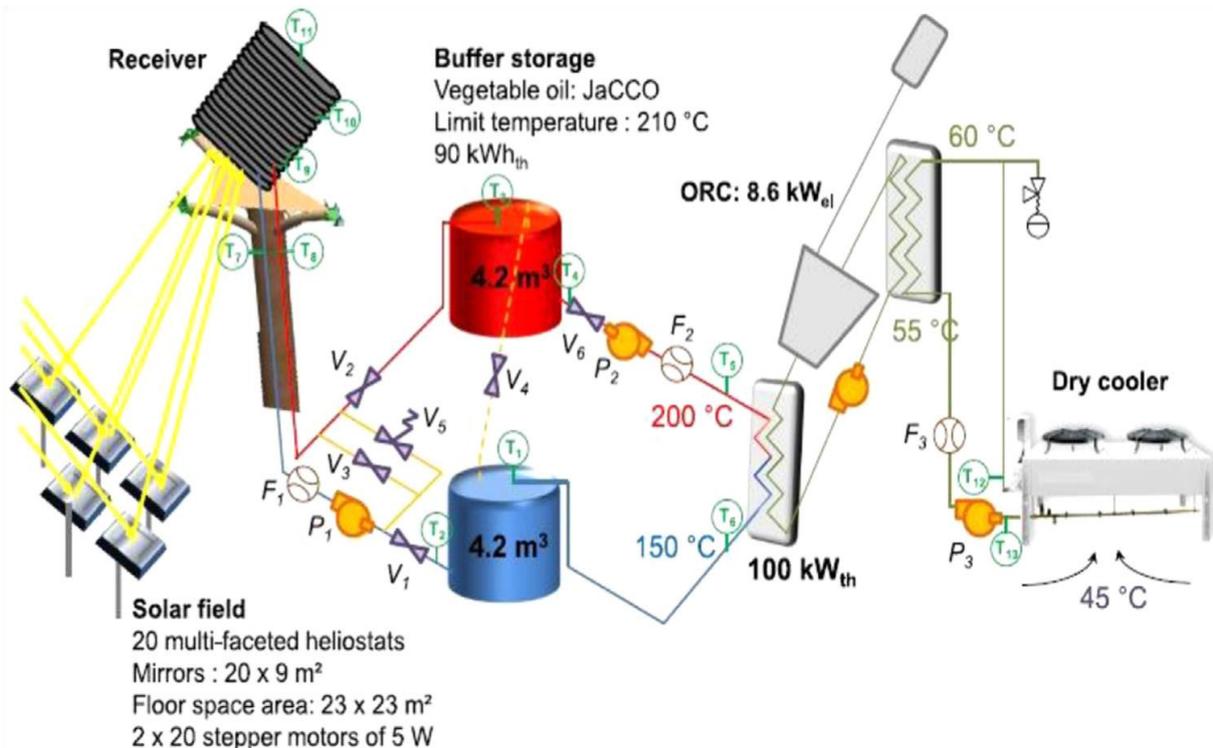


Figure 2: Schéma synoptique de la microcentrale CSP4Africa [2]

I.2 Objectifs

Le présent travail vise principalement à mettre en marche la boucle thermodynamique de la microcentrale CSP4Africa. Pour l'atteinte de ce but, les objectifs spécifiques suivants ont été définis :

- Réaliser un diagnostic exhaustif de l'installation afin de détecter d'éventuels défauts qui pourraient entraver sa mise en service efficace ;
- Développer un outil numérique permettant de simuler la machine à cycle organique de Rankine.
- Effectuer des essais préliminaires sur la machine à cycle organique de Rankine ;

I.3 Cadre d'accueil et de travail : LabEREE

Notre stage s'est déroulé au sein du Laboratoire Énergies Renouvelables et Efficacité Énergétique (LabEREE) de février à juin 2023. Le LabEREE, l'un des trois laboratoires de recherche de l'Institut International d'Ingénierie de l'Eau et de l'Environnement (2iE), est un centre d'excellence dédié à la recherche dans le domaine des énergies renouvelables et de l'efficacité énergétique. Ce laboratoire est placé sous la direction du Dr. Marie SAWADOGO/TIEMTORE, une figure éminente dans le domaine.

Le LabEREE regroupe une équipe d'enseignants-chercheurs reconnus sur le plan international, expérimentés et dévoués à la promotion de la recherche et du développement durable.

En plus cette équipe d'enseignants-chercheurs chevronnés, le LabEREE bénéficie également de l'apport essentiel d'ingénieurs et de techniciens qualifiés. Cette synergie entre les chercheurs expérimentés, les ingénieurs et les techniciens compétents crée un environnement de travail complet, propice à l'innovation et à l'avancement des connaissances dans le domaine des énergies renouvelables.

Les activités du LabEREE sont centrées sur deux principaux axes :

- Axe 1 : Énergie Renouvelables et Matériaux pour Système Énergétiques (ERMaSE)
- Axe 2 : Systèmes Multi-sources et Efficacité Énergétique (SMEE)

II. REVUE BIBLIOGRAPHIQUE

II.1 Généralités

Le solaire thermodynamique est une technologie de production d'énergie renouvelable qui exploite la lumière solaire en utilisant des miroirs ou des lentilles pour la concentrer en un point ou une ligne focalisée, générant ainsi de la chaleur. Cette chaleur est ensuite captée par un fluide appelé fluide caloporteur, qui a pour rôle de transférer cette chaleur à un autre fluide, connu sous le nom de fluide de travail. Sous l'influence de la chaleur, le fluide de travail s'évapore puis est canalisé vers une turbine à vapeur pour la production de l'électricité. Dans de grandes centrales, l'eau est souvent utilisée comme fluide de travail, tandis que dans les petites centrales un fluide organique est couramment utilisé. En outre, la chaleur captée par le récepteur solaire peut également être employée pour le chauffage domestique et les processus industriels.

Les premières expérimentations en solaire thermodynamique à concentration ont débuté dans les années 1860 en Afrique, principalement pour le pompage d'eau [5]. Dans les années 1950, les premiers moteurs solaires thermodynamiques ont été développés et testés en Afrique de l'Ouest [5]. Les centrales solaires thermodynamiques sont une technologie précieuse pour la production d'énergie renouvelable, car elles contribuent à la réduction des émissions des gaz à effet de serre. L'avantage majeur de cette technologie par rapport au solaire photovoltaïque réside dans la facilité à stocker l'énergie thermique par rapport à l'énergie électrique, ce qui leur permet de produire l'électricité pendant les périodes de forte demande énergétique. Cela est bénéfique non seulement pour les producteurs, car ils peuvent produire lorsque le prix de l'énergie est élevé, mais également pour les consommateurs, qui bénéficient d'une continuité de l'approvisionnement en électricité.

La figure 3 présente les principaux types de centrales thermodynamiques existantes : les centrales solaires à tour (a), les centrales linéaires de Fresnel (b), ainsi que les centrales cylindro-paraboliques (c).

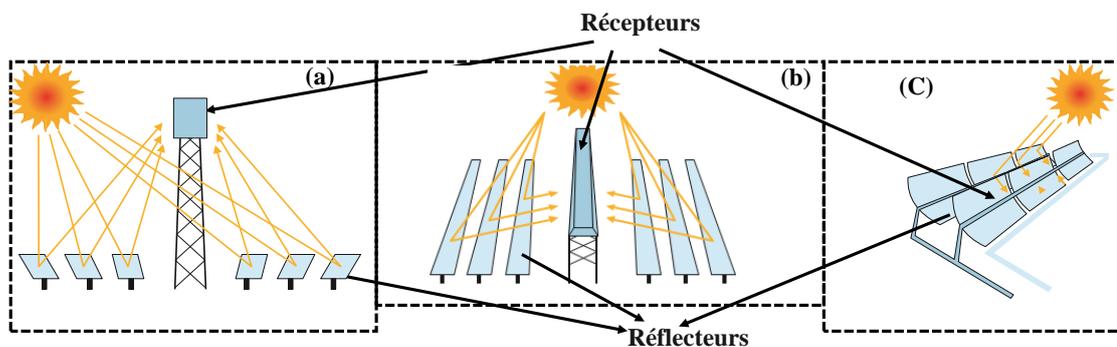


Figure 3: Les différentes technologies des centrales solaires thermodynamiques

II.2 Présentation des travaux de recherches réalisés sur la centrale CSP4Africa

La microcentrale thermodynamique CSP4Africa, comme évoqué à l'introduction, est un exemple de centrale solaire thermodynamique de type tour. Sa conception ainsi que sa construction ont été entreprises dans le but d'évaluer la faisabilité des microcentrales solaires thermodynamiques (μ -CSP) en Afrique subsaharienne, en examinant divers aspects tels que le renforcement des capacités, les considérations économiques et les défis techniques. Ce projet vise aussi à promouvoir l'utilisation de ressources locales pour la conception de μ -CSP dans la région, ce qui permettrait à l'Afrique subsaharienne de mettre en place des μ -CSP basées sur des technologies simples, robustes, adaptées au contexte local et abordables sur le plan financier [6]. Depuis sa mise en place, la centrale CSP4Africa a contribué au succès de nombreuses recherches scientifiques portant sur le solaire thermodynamique.

Gomna et al. [4], Kenda et al. [3] ont réalisé une étude sur la stabilité des huiles végétales utilisées comme fluide caloporteur ou matériau de stockage de chaleur dans les CSP. Ils ont pu montrer après plusieurs tests, que l'huile de jatropha présente une très bonne stabilité thermique. En plus de cette propriété, elle est biodégradable, économique et présente une excellente propriété de stockage thermique par rapport aux huiles biologiques couramment utilisées.

Kenda et al. [7] ont réalisé des recherches sur l'utilisation de la latérite, de l'argile, de la chaux éteinte pour la production de matériau de stockage thermique pour les centrales solaires thermodynamiques en Afrique de l'Ouest. Après cette étude, ils ont trouvé que sur le plan économique et thermique, l'huile de jatropha est meilleure comparativement au matériau étudié. N'Tsoukpoe et al. [8] ont réalisé une étude technico-économique de l'utilisation de l'huile de *jatropha* comme fluide caloporteur ou fluide de stockage de chaleur. Cette étude a montré que l'utilisation de cette huile végétale est économiquement rentable comparativement aux autres fluides couramment utilisés dans les CSP comme le Xceltherm dont l'huile de *jatropha* lui est 10 fois moins cher dans le cas du fonctionnement de la centrale CSP4Africa.

Seshie et al. [4] ont réalisé des recherches sur le fonctionnement des microcentrales, en milieu rurale en Afrique subsaharienne. Dans leurs recherches, 35 microcentrales ont été identifiées à travers le monde, cette identification a permis d'étudier les différents types de microcentrale CSP disponible et d'étudier leur principe de fonctionnement afin d'avoir une idée claire sur le type de CSP présentant de bonnes performances dans les conditions de l'Afrique Subsaharienne.

II.3 Modélisation de la machine à cycle organique de Rankine

II.3.1 Introduction

La machine à cycle organique de Rankine est une machine de production d'électricité à partir de la chaleur, qui utilise un fluide organique comme fluide de travail. Il est principalement constitué d'un générateur de vapeur, d'un condenseur, d'une pompe, d'une turbine et d'un alternateur (Figure 4). Outre ces éléments, le système intègre des composants supplémentaires. Parmi ceux-ci, on retrouve un récupérateur de chaleur, un réservoir de stockage du fluide de travail et un circuit de refroidissement de l'alternateur. Il y a aussi des instruments de mesures tels que les thermocouples, les débitmètres ainsi que des manomètres, utilisés pour le suivi des performances de la machine.

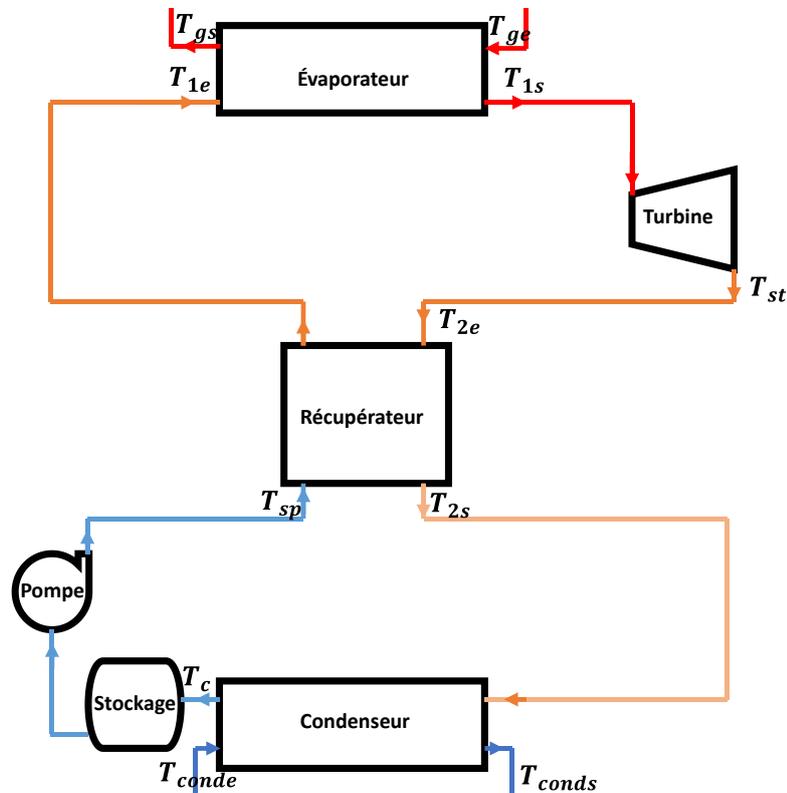


Figure 4: Illustration des composants d'une machine ORC

La pompe assure la compression du fluide de travail, puis le transfère vers le générateur de vapeur. Là, sous l'effet de la chaleur, le fluide subit un processus d'échauffement suivi de vaporisation. La vapeur ainsi produite, sous haute pression, est exploitée pour mettre en rotation une turbine couplée à un alternateur, générant ainsi de l'électricité. À la sortie de la turbine, le fluide de travail est acheminé vers un condenseur, passant préalablement par un récupérateur de chaleur, où il cède sa chaleur au fluide se dirigeant vers le générateur. Une fois refroidi, le fluide est réacheminé vers le générateur de vapeur, amorçant ainsi le redémarrage du cycle. Le fonctionnement d'une machine à cycle organique de Rankine peut être visualisé par un

processus de représentation virtuelle et mathématique de ses composants et de son comportement, permettant ainsi de simuler, d'analyser et de comprendre son fonctionnement dans un environnement virtuel sans le mettre en marche.

Pour la modélisation de cette machine, deux approches sont envisageables à savoir la modélisation de chacun de ses composants et la modélisation globale du système. La première approche consiste à modéliser chaque composant de la machine et de faire par la suite une interconnexion de ces différents modèles pour la construction du modèle de la machine. La seconde approche quant à elle, consiste en une caractérisation globale de la machine sans rentrer dans les détails [9]. Les modèles élaborés grâce à cette seconde approche se basent sur les débits et les températures des fluides en tant que grandeurs d'entrées, produisant ainsi des résultats concernant la performance globale du système ainsi que la production d'énergie, sans se concentrer sur l'analyse des composants individuels.

L'avantage de la première approche par rapport à la seconde est qu'elle permet en cas de défaillance du système de détecter rapidement les composants défectueux et ainsi d'effectuer les réparations dans un bref délai.

II.3.2 Les échangeurs de chaleurs

La machine à cycle organique de Rankine comprend trois échangeurs de chaleurs à savoir le générateur de vapeur, le récupérateur et le condenseur. Dans la littérature, il existe plusieurs méthodes de modélisation des échangeurs de chaleurs. Les méthodes classiques les plus utilisées sont :

- la méthode ε -NTU (efficacité et nombre d'unités de transfert) ;
- la méthode LMTD (méthode de la moyenne logarithme de la différence de température);
- la méthode MB (méthode de la limite mobile) ;
- et la technique de discrétisation en volumes finis.

En fonction du régime de fonctionnement, certaines méthodes sont plus appropriées que d'autres. Les méthodes ε -NTU et LMTD sont utilisées pour les régimes stationnaires tandis que la méthode MB et la technique de discrétisation en volumes finis sont utilisés dans le cadre d'un fonctionnement dynamique [9]. Dans les échangeurs de chaleurs des ORC (générateur de vapeur et condenseur), le changement de phase du fluide de travail complique leur modélisation puisque les méthodes mathématiques cités plus haut sont plus utilisés pour les échanges monophasiques (capacités thermiques des fluides constantes). Pour surmonter ce défi, une technique de découpage virtuel des échangeurs en plusieurs zones en fonction des différentes phases des fluides est utilisée pour une meilleure caractérisation. La figure 5 donne une

illustration du sectionnement virtuel d'un échangeur à chaleur diphasique à contre-courant.

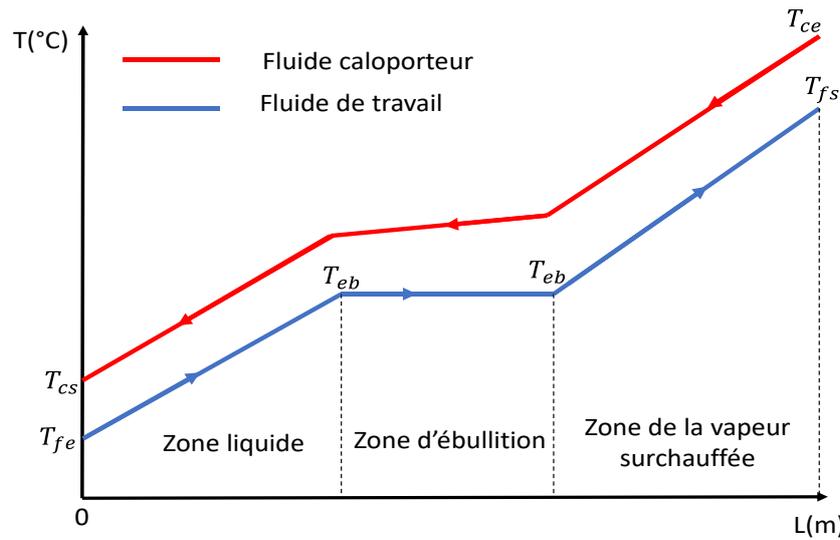


Figure 5: Découpage virtuel du générateur de vapeur d'une machine ORC suivant les phases du fluide de travail

II.3.2.1 La méthode ϵ -NTU (efficacité et nombre d'unités de transfert)

Cette méthode est couramment utilisée non seulement pour le dimensionnement des échangeurs de chaleur mais aussi pour l'évaluation de leurs performances. Pour ce qui est de l'évaluation des performances, la connaissance des dimensions de l'échangeur, les débits massiques des deux fluides ainsi que leurs températures d'entrées est nécessaire. À partir de ces données, le nombre d'unités de transfert (NUT) est calculé grâce à l'équation (1) puis s'en suit le calcul de l'efficacité de l'échangeur en contre-courant par le biais de l'équation (3) ou de l'équation (4). Après ces calculs, les températures de sorties des deux fluides ainsi que la puissance thermique de l'échangeur sont déduites. Pour la détermination des températures de sorties, l'équation (7) est utilisée si le fluide chaud a le plus petit débit de capacité ; dans le cas contraire c'est l'équation (8) qui est utilisée. Une fois que l'une des températures de sortie est déterminée, la seconde est calculée en utilisant l'équation (9) qui est basée sur le principe de conservation de l'énergie. Quant à la puissance thermique de l'échangeur, elle est obtenue par application de l'équation (10).

$$NUT = K \frac{S}{\dot{q}_{min}} \quad (1)$$

Avec $\dot{q}_{min} = \min(\dot{m}_c c_{pc} ; \dot{m}_f c_{pf})$; S : la surface de l'échangeur et K : le coefficient global d'échange de l'échangeur de chaleur. (2)

En contre-courant,

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NUT \cdot (1 - C)]}{1 - C \cdot \exp[-NUT \cdot (1 - C)]} \quad \text{si } C < 1 \quad [19] \quad (3)$$

$$\varepsilon = \frac{NUT}{1 + NUT} \quad \text{si } C = 1 \quad (4)$$

$$\text{Avec } C = \frac{\dot{q}_{min}}{\dot{q}_{max}} \quad (5)$$

$$\text{Et } \dot{q}_{max} = \max(\dot{m}_c c_{pc}; \dot{m}_f c_{pf}) \quad (6)$$

$$\varepsilon = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{T_{ce} - T_{fe}} \quad \text{si } \dot{q}_{min} = \dot{m}_c c_{pc} \quad (7)$$

$$\varepsilon = \frac{T_{fs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fe}} \quad \text{si } \dot{q}_{min} = \dot{m}_f c_{pf} \quad (8)$$

$$\dot{m}_c c_{pc} (T_{ce} - T_{cs}) = \dot{m}_f c_{pf} (T_{fs} - T_{fe}) \quad (9)$$

$$\dot{Q} = \varepsilon \cdot \dot{q}_{min} (T_{ce} - T_{fe}) \quad (10)$$

Le principal inconvénient de l'application de cette méthode pour les échangeurs de chaleurs des ORC est le changement de phase que subit le fluide de travail. En effet, le changement de phase entraîne une variation de la capacité thermique du fluide, ce qui est incompatible avec la méthode ε -NTU qui nécessite une capacité thermique constante du fluide tout au long de l'échangeur. Vargas et al. [10] ont résolu ce problème en subdivisant l'échangeur de chaleur en trois zones virtuelles en fonction de l'état du fluide comme l'illustre la figure 5. La méthode ε -NTU est ensuite appliquée à chaque portion de l'échangeur en débutant par la zone de surchauffe [10].

Pour l'étude d'une machine ORC en régime permanent, Bamgbopa et Uzgoren [11] ont utilisé la méthode ε -NTU en l'associant à un algorithme de calcul de surfaces virtuelles de l'échangeur correspondant à l'état du fluide de travail. Le même principe a été utilisé par Sun et Li [12] pour la caractérisation des échangeurs thermiques à faisceaux tubulaires.

II.3.2.2 La méthode LMTD (Moyenne Logarithmique de la Différence des température)

Cette approche convient davantage à la détermination des dimensions d'un échangeur de chaleur lorsque l'on dispose préalablement des débits massiques des fluides ainsi que leurs températures d'entrée et de sortie. Elle peut aussi être utilisée pour l'évaluation des

performances d'un échangeur de chaleur ayant des dimensions connues. Elle est couramment utilisée pour la modélisation des échangeurs de chaleurs des machines à cycle organique de Rankine. L'utilisation de cette méthode mathématique pour les échangeurs thermiques à contre-courant fait appel à l'équation (11).

$$\dot{Q} = KS \frac{\Delta T1 - \Delta T2}{\ln \left(\frac{\Delta T1}{\Delta T2} \right)} \quad (11)$$

$$\text{Avec } \Delta T1 = T_{ce} - T_{fs} \quad (12)$$

$$\text{Et } \Delta T2 = T_{cs} - T_{fe} \quad (13)$$

Comme la méthode ϵ -NTU, l'utilisation de la méthode LMTD nécessite aussi une subdivision de l'échangeur (générateur de vapeur, condenseur) en plusieurs blocs suivant l'état du fluide. Elle a déjà été utilisée à plusieurs reprises pour la modélisation des échangeurs de chaleur [13, 14].

Lecompte et al. [13], ont utilisé la méthode LMTD pour caractériser un générateur de vapeur et un condenseur qui sont respectivement des échangeurs à plaques et à ailettes. L'application de la méthode sur les différentes parties de l'échangeur leur donne un système de 8 équations à 8 inconnues résolues par la méthode « Trust Region Dogleg » [13].

Quoilin et al. [14], ont également utilisé la méthode LMTD pour la modélisation d'un générateur de vapeur et d'un condenseur d'une machine à cycle organique de Rankine. Leur approche consiste à utiliser un algorithme qui d'abord, pour le générateur de vapeur, calcule la quantité de chaleur nécessaire au fluide pour le passage de l'état liquide à l'état gazeux ainsi que la chaleur d'évaporation du fluide. Ensuite, l'algorithme détermine à partir des différentes quantités de chaleur calculées, la surface de l'échangeur utilisée, puis déduit la surface de l'échangeur correspondant à la zone de surchauffe, connaissant la surface totale de l'échangeur. Enfin, grâce à la connaissance de la surface de la zone de surchauffe, l'algorithme déduit la température de sortie des fluides.

II.3.2.3 La méthode MB (Moving Boundary Model)

La méthode MB est utilisée pour décrire le processus d'évaporation, de condensation et de production de vapeur dans un régime dynamique. Contrairement aux autres méthodes, il s'agit d'un modèle à variables réduites mais il reste un outil important pour la caractérisation des machines à cycle organique de Rankine [9]. Comme les méthodes précédentes, pour l'étude des échangeurs dont un fluide subit un changement de phase au cours des échanges thermiques

(générateur de vapeur, condenseur), l'échangeur de chaleur est découpé en zones virtuelles en fonction de l'état du fluide.

Cette méthode permet un suivi dynamique des performances des échangeurs en fonction de la variation des grandeurs d'entrées. Son principe se base sur deux équations principales que sont le bilan de masse et d'énergie du fluide [15].

Différents travaux [16–18] ont utilisé la méthode MB pour la modélisation des échangeurs de chaleurs servant à la valorisation de la chaleur fatale. Il ressort de leurs études que la méthode MB permet un bon suivi dynamique des échangeurs de chaleur.

II.3.2.4 La technique de discrétisation en volume fini

La technique de discrétisation en volume fini est une méthode numérique couramment utilisée pour la résolution des équations aux dérivées partielles (EDP) et dans le domaine de la simulation numérique. Dans le contexte de la modélisation des échangeurs thermiques, la méthode est basée sur le principe de la conservation de la quantité d'énergie et de la masse dans chaque volume. Elle réalise ainsi dans les différentes portions de volume le bilan de chaque grandeur comme l'illustre la figure 6. Dans la résolution des équations d'énergie, elle tient compte des propriétés thermiques du matériau, des sources de chaleur et des flux thermiques entrants et sortants. Quant à la résolution des équations massiques, pour chaque section, elle utilise le débit entrant et sortant.

Bamgbopa et Uzgoren [11], dans le cadre d'une étude sur un échangeur de chaleur en régime transitoire, ont aussi utilisé cette technique. Il ressort de de leur étude que la méthode de discrétisation en volume assure un meilleur suivi dynamique des échangeurs à chaleur grâce à la subdivision en volume fini de l'échangeur.

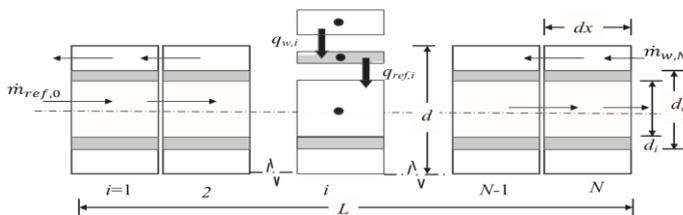


Figure 6: Exemple de découpage d'un échangeur de chaleur en volume fini [11]

II.3.3 Conclusion

Après avoir examiné diverses méthodes nous avons constaté que les méthodes de modélisation des échangeurs thermiques présentent tous des insuffisances pour les échanges diphasiques. Pour surmonter ce défi, les échangeurs de chaleurs sont subdivisés en plusieurs zones en fonction de l'état des fluides. Dans ce présent travail, nous avons opté l'utilisation de la méthode de modélisation qui tient compte de tous les composants. Ce modèle intègre à la fois la méthode ε -NTU et la méthode LMTD. Il repose sur un algorithme dont le principe de fonctionnement avoisine celui décrit par Quoilin et al. [14]. L'innovation du modèle que nous concevons par rapport à celui de Quoilin et al. [14] est qu'en plus de la subdivision des échangeurs de chaleur (générateur de vapeur, condenseur) en fonction de l'état du fluide de travail, l'algorithme sectionne chaque partie des échangeurs en plusieurs petits blocs afin de pouvoir tenir compte des différentes variations des paramètres (c_p , μ , λ , etc.) du fluide en fonction de l'évolution de la température. Ce découpage complexifie la modélisation. De ce fait, à la section III.2.2 nous avons développé des équations qui nous permettent le suivi de l'évolution de la température en fonction de la position sur l'échangeur. Ces équations jouent un rôle crucial, car elles permettent au programme de prendre en compte les variations des paramètres du fluide et de délimiter l'échangeur en fonction des différentes phases du fluide.

III. MATÉRIEL ET MÉTHODES

III.1 Diagnostic de la centrale

Nous avons initié notre travail par un examen complet de la boucle thermodynamique de la microcentrale CSP4Africa, qui est restée inexploitée pendant de nombreuses années. Avant le redémarrage de la centrale, il était donc impératif de réaliser une inspection exhaustive de l'ensemble de l'installation afin de détecter toute défaillance et d'effectuer les réparations nécessaires. Nous avons ainsi entrepris un diagnostic des moteurs électriques et leurs systèmes de commande, les réseaux de tuyauterie des fluides, ainsi que de la machine à cycle organique de Rankine. Pour ce qui est de la machine, il est essentiel de noter que, depuis son installation, sa mise en marche effective s'est toujours soldée par un échec. Notre objectif principal consiste donc à résoudre ce mystère et à la rendre opérationnelle.

III.1.1 Matériel

Le matériel utilisé pour la réussite du diagnostic est consigné dans le tableau 1.

Tableau 1: Liste du matériel utilisé pour le diagnostic

Matériel	Action
Multimètre (DINGQI, Digital multimeter AC/DC)	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Test d'isolement des moteurs ▪ Test de continuité des bobines des moteurs ▪ Test de résistance des moteurs
Tournevis	Démontages des borniers des moteurs
Pinces	
Clés	
Web_Gate_Client_Files,VJD Runtime Windows,Vijeo WebGate_Control,Data-Manager	Des logiciels installés sur le PC pour permettre le transfert de données et la communication un ordinateur et la machine ORC .
Un ordinateur portable	Pour la collecte des données et la communication avec la machine ORC

III.1.2 Méthodes

III.1.2.1 Diagnostic des moteurs électriques

Afin de déterminer l'état des différents moteurs, une série d'étapes a été suivie. Tout d'abord, la correspondance électrique entre la plaque signalétique des moteurs et le courant d'alimentation a été vérifiée. Cette étape a permis de s'assurer que les moteurs sont correctement alimentés, conformément aux spécifications du fabricant.

Ensuite, les carcasses des moteurs ont été examinées pour détecter d'éventuels signes de brûlure. Ces signes pourraient indiquer un court-circuit ou une surchauffe, pouvant causer des dommages aux moteurs.

Le démontage des borniers des moteurs et des barrettes de couplage des bobines a permis d'accéder aux bobines pour effectuer des tests de continuité et de résistance (Figure 7). Cette série de tests a permis de mesurer la capacité de chaque bobine à conduire l'électricité et à résister à la circulation du courant électrique. Le test de résistance des bobines d'un moteur toujours en bon état, présente des valeurs de résistances presque identiques.

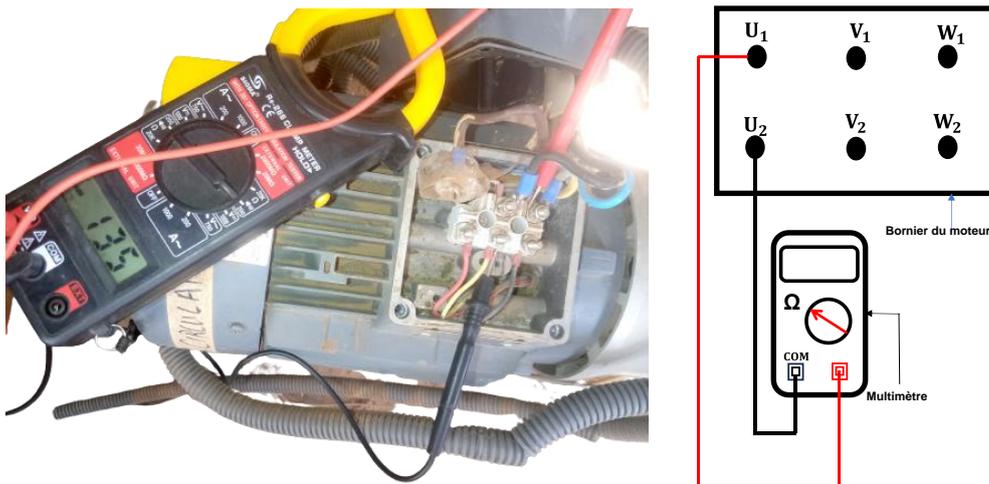


Figure 7 : Test de continuité et résistance des moteurs

Par la suite, des tests d'isolement ont été réalisés pour vérifier si les bobines étaient correctement isolées des carcasses des moteurs, réduisant ainsi tout risque potentiel de court-circuit (Figure 8a). Enfin, des tests d'isolement ont été effectués entre les différentes bobines de chaque moteur pour s'assurer que chacune est correctement isolée des autres afin d'éviter les éventuels courts-circuits (Figure 8b).

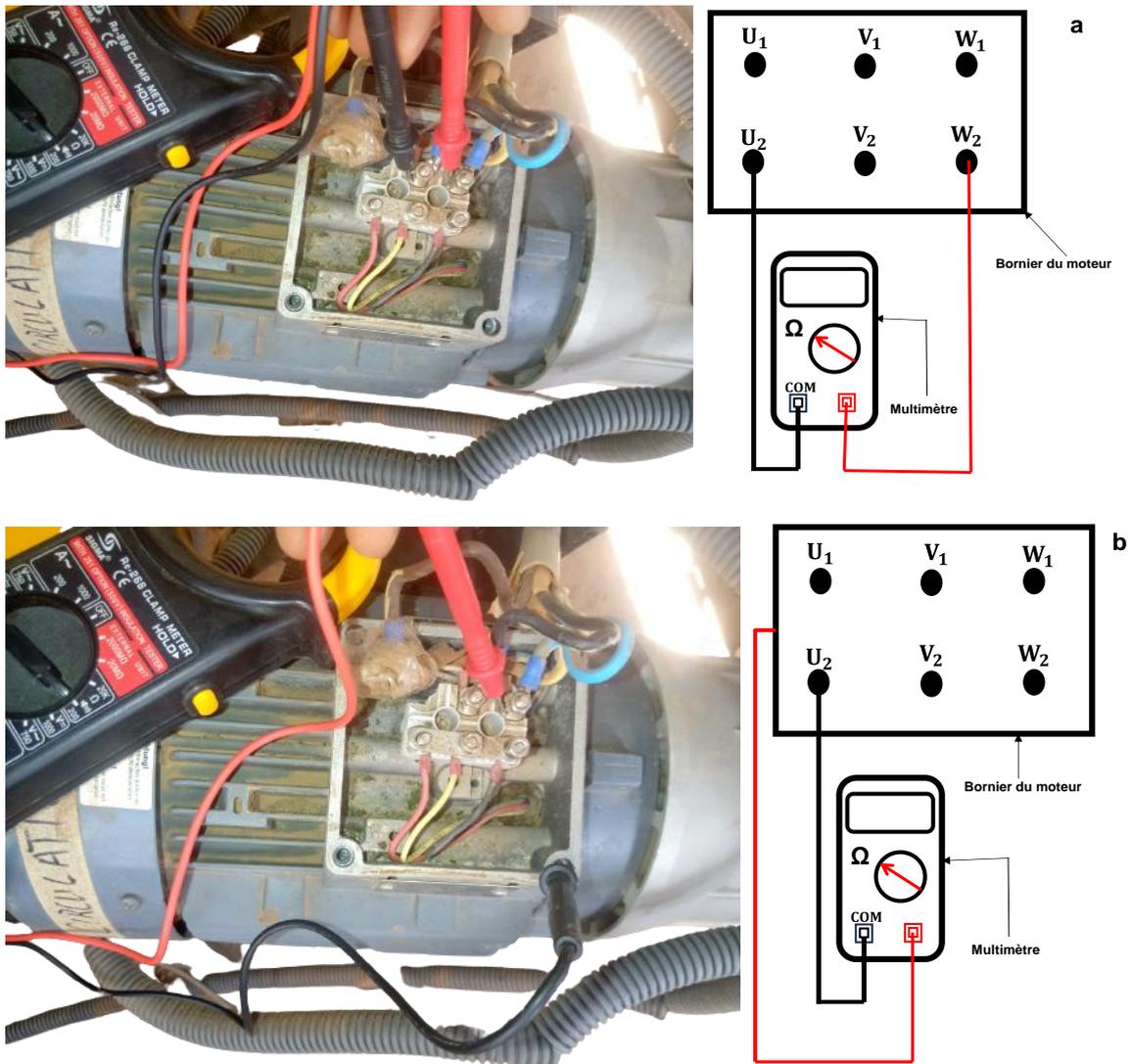


Figure 8: Test d'isolement :a) entre bobines et carcasse et b) entre bobines

Après avoir effectué tous ces tests, nous avons pu dresser un état des lieux complet des différents moteurs. Ainsi, un moteur est considéré en bon état s'il réussit tous les tests de continuité, de résistance et d'isolement, et s'il ne présente aucun signe de brûlure. De plus, il doit être alimenté conformément aux spécifications du fabricant. Si l'un de ces critères n'est pas satisfait, il peut être nécessaire de réparer ou de remplacer le moteur pour éviter tout risque de panne ou d'accident.

III.1.2.2 Commande des moteurs

Après le diagnostic des moteurs électrique s'en est suivi une inspection de la commande. À cet effet, des tests ont été réalisés sur les câbles électriques de connexion, les boutons-poussoirs, les contacteurs et les équipements de protection (disjoncteurs et relais), afin de s'assurer de leur bon fonctionnement grâce à un multimètre.

Ces tests ont permis de vérifier la capacité des câbles de connexion à transmettre correctement l'électricité entre les différents éléments de la commande, la fonctionnalité des boutons-

poussoirs à déclencher les actions souhaitées, la performance des contacteurs à ouvrir et fermer les circuits électriques, ainsi que la capacité des équipements de protection à détecter et à réduire les risques électriques, tels que les surcharges, les courts-circuits et les fuites de courant.

III.1.2.3 Diagnostic du circuit de l'huile de jatropha

Le diagnostic du circuit du fluide caloporteur nécessite une approche méthodique pour s'assurer du bon fonctionnement du système. Dans ce cadre, l'inspection visuelle s'avère une étape clé pour vérifier l'état des tuyauteries et des points de raccordement. Nous avons d'abord effectué l'inspection lorsque le système était à l'arrêt. Afin de confirmer l'état des tuyauteries et des jonctions, nous avons mis les circulateurs en marche. En effet, lorsque les circulateurs sont en marche, la pression dans le circuit augmente, ce qui permet de mieux visualiser les défauts du circuit tels que l'étanchéité du circuit et des points de raccordements ou les obstructions.

Nous avons également vérifié l'état de l'huile dans les réservoirs ainsi que la quantité d'huile disponible. En effet, l'état de l'huile peut donner des indications précieuses sur l'état du circuit. Par exemple, si l'huile présente des particules, cela peut indiquer que le circuit est obstrué ou que le fluide caloporteur doit être remplacé. Quant à la quantité d'huile disponible dans les réservoirs, sa vérification permet de détecter les éventuelles fuites et de s'assurer que le niveau est suffisant pour favoriser le bon fonctionnement de l'installation.

Pour l'estimation de la quantité d'huile dans les réservoirs, nous avons utilisé une méthode consistant à immerger une ficelle dont l'extrémité est attachée à une masse dans les réservoirs (Figure 9). Cela nous a permis d'estimer la hauteur de l'huile présente dans les réservoirs, ce qui nous a ensuite permis de calculer les volumes d'huile correspondants.

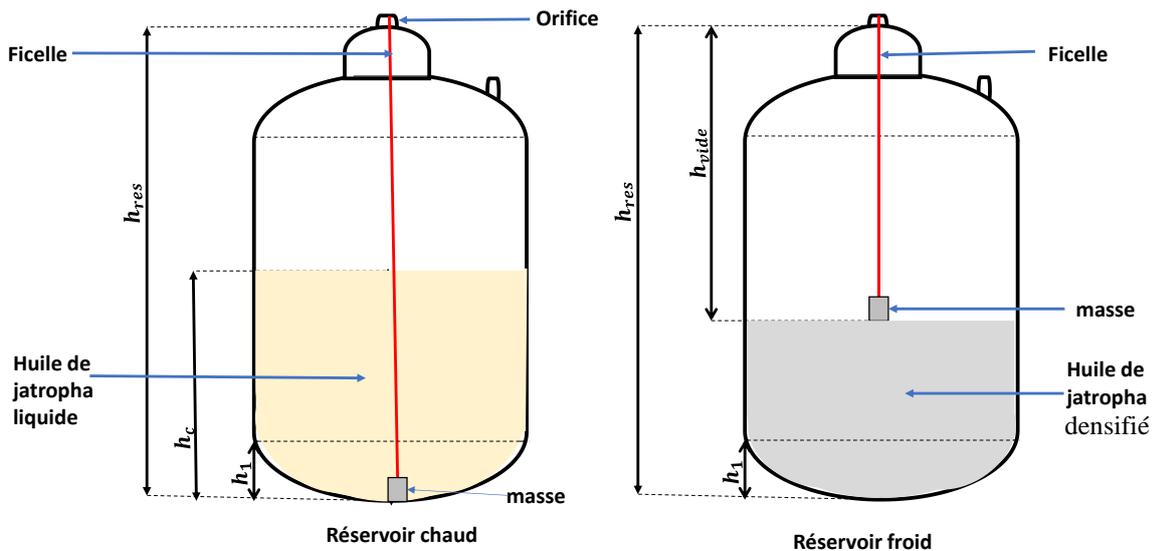


Figure 9: Schéma des réservoirs chaud et froid

- Quantité d'huile dans le réservoir chaud

$$V_{RC} = \begin{cases} \frac{1}{3}\pi \frac{D^2}{4} h_1 + \pi \frac{D^2}{4} (h_c - h_1) & \text{si } h_c > h_1 \\ \frac{1}{3}\pi \frac{D^2}{4} h_c & \text{sinon} \end{cases} \quad (14)$$

- Quantité d'huile dans le réservoir froid

$$V_{RF} = \begin{cases} \frac{1}{3}\pi \frac{D^2}{4} h_1 + \pi \frac{D^2}{4} (h_{res} - h_1 - h_{vide}) & \text{si } h_1 < h_{res} - h_{vide} \\ \frac{1}{3}\pi \frac{D^2}{4} (h_{res} - h_{vide}) & \text{sinon} \end{cases} \quad (15)$$

- Quantité d'huile dans le générateur de vapeur (Figure 10)

$$V_G = h \cdot l_{GV} \cdot e \cdot \frac{n-2}{2} \quad (16)$$

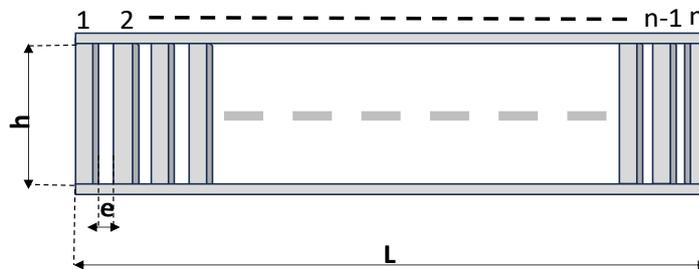


Figure 10: Schéma du générateur de vapeur (un échangeur à plaque)

- Quantité du fluide caloporteur dans la tuyauterie

$$V_T = \pi \frac{D_t^2}{4} l_t \quad (17)$$

La quantité totale d'huile de jatropha présente dans l'installation est la somme des volumes d'huile contenus par les différents composants du circuit.

III.1.2.4 Diagnostic du circuit de refroidissement

Le circuit de refroidissement est un élément crucial dans le bon fonctionnement d'une centrale thermique. Pour garantir le bon état de ce circuit, nous avons tout d'abord réalisé une inspection visuelle de l'ensemble du circuit de refroidissement. Cela permet de détecter d'éventuelles fuites, des déformations ou des dommages visibles sur les différents composants du circuit tels que les conduits, le circulateur et l'aéro-refroidisseur.

En ce qui concerne les conduits, comme dans le cas du circuit de l'huile de jatropha, nous avons mis en marche le circulateur afin de mieux observer l'état des conduits. Ces derniers peuvent être endommagés par l'usure, la corrosion ou les vibrations. Une vérification minutieuse permet de détecter les conduits fissurés ou usés qui nécessitent une réparation ou un remplacement.

Quant au circulateur et à l'aéro-refroidisseur, nous avons utilisé la méthodologie de diagnostic

des moteurs électriques décrite à la section III.1.2.1. L'aéro-réfrigérateur est un composant essentiel du circuit de refroidissement car c'est lui qui permet de dissiper la chaleur récupérée au fluide de travail. En cas de dysfonctionnement de ce composant, la température du fluide de travail risque d'augmenter considérablement, ce qui peut causer des dommages importants.

III.1.2.5 Diagnostic de la machine à cycle organique de Rankine

Nous avons entamé la vérification du bon fonctionnement de la machine à cycle organique de Rankine, en plusieurs étapes. Tout d'abord, nous avons vérifié la connexion électrique de la machine au réseau électrique pour nous assurer qu'elle est correctement connectée et en mesure de fournir de l'électricité en toute sécurité. Ensuite, nous avons inspecté les composants électriques, tels que les pompes, les relais, les contacteurs, ainsi que l'automate, afin de nous assurer de leur bon fonctionnement. Nous avons également vérifié les échangeurs de chaleur, à savoir le générateur de vapeur, le récupérateur et le condenseur, pour nous assurer qu'ils sont en bon état et qu'il n'y a pas de fuites (figure 4). Enfin, nous avons installé des logiciels spécifiques (Tableau 1) qui nous permettent de communiquer avec la machine et aussi télécharger les données enregistrées par les différents capteurs après les tests.

III.2 Modélisation de la machine à cycle organique de Rankine

Nous avons débuté la modélisation par l'établissement des hypothèses de l'étude. Ensuite, nous avons formulé les équations mathématiques décrivant le fonctionnement de la machine. Puis en dernier lieu, nous avons employé un algorithme dans le langage de programmation Visual Basic (VBA Excel) pour l'exécution des diverses équations de modélisation.

III.2.1 Hypothèses

Pour mener à bien la modélisation de la machine à cycle organique de Rankine, nous avons utilisé les hypothèses suivantes :

- Chauffage isobare du fluide de travail,
- Refroidissement isobare du fluide de travail
- Détente isentropique au niveau de la turbine
- Compression isentropique au niveau de la pompe
- Le fluide à la sortie du condenseur est du liquide saturant
- Le récupérateur de chaleur est un échangeur de chaleur à chaleur sensible

Le fluide de travail utilisé est le novéc 649.

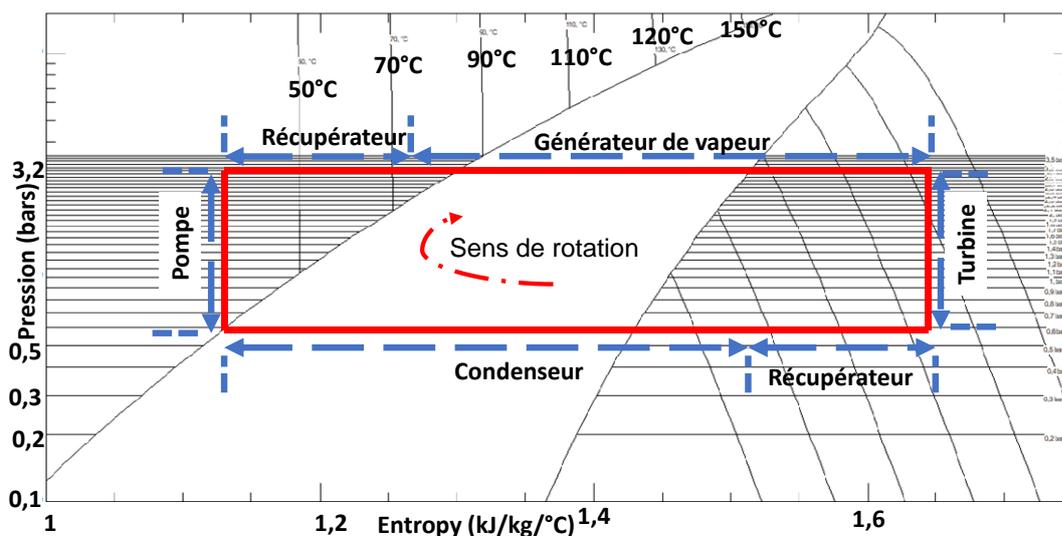


Figure 11: Représentation du parcours du novéc 649 dans le système

La figure 11 représente le parcours du fluide de travail (novéc 649) dans le système en considérant les hypothèses établies.

III.2.2 Évolution des températures dans un échangeur à chaleur contre-courant

La figure 12 représenté le sens de variation des températures des fluides dans un échangeur de chaleur à contre-courant. Toutes les équations développées ci-dessous sont faites en considérant un échangeur de chaleur à contre-courant.

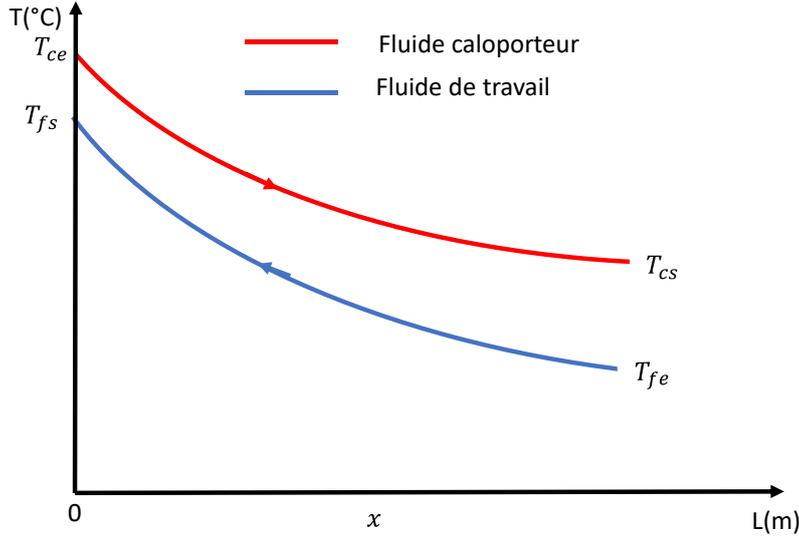


Figure 12: Évolution de la température des fluides dans un échangeur de chaleur à contre-courant

D'après le principe de conservation de l'énergie, on a :

$$\dot{Q} = \dot{m}_c c p_c (T_{ce} - T_{cs}) = \dot{m}_f c p_f (T_{fs} - T_{fe}) \quad (18)$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_c c p_c [T_c(x) - T_{cs}] = \dot{m}_f c p_f [T_f(x) - T_{fe}] \quad (19)$$

Ainsi, d'après la figure 12, on a :

$$d\dot{Q} = \dot{m}_c c p_c dT_c = \dot{m}_f c p_f dT_f = K [T_c(x) - T_f(x)] dS \quad (20)$$

$$dT_c(x) = \frac{K}{\dot{m}_c c p_c} [T_c - T_f] dS \quad (21)$$

$$dT_f(x) = \frac{K}{\dot{m}_f c p_f} [T_c - T_f] dS \quad (22)$$

En faisant une différence entre l'équation (21) et l'équation (22) et en considérant les températures T_c et T_f au point x on a :

$$dT_c(x) - dT_f(x) = K [T_c(x) - T_f(x)] \left(\frac{1}{\dot{m}_c c p_c} - \frac{1}{\dot{m}_f c p_f} \right) dS \quad (23)$$

$$\frac{d(T_c(x) - T_f(x))}{T_c(x) - T_f(x)} = K \left(\frac{1}{\dot{m}_c c p_c} - \frac{1}{\dot{m}_f c p_f} \right) dS \quad (24)$$

$$\ln \frac{T_c(x) - T_f(x)}{T_{cs} - T_{fe}} = K \left(\frac{1}{\dot{m}_c c p_c} - \frac{1}{\dot{m}_f c p_f} \right) S \quad (25)$$

$$T_c(x) - T_f(x) = (T_{cs} - T_{fe}) e^{K \left(\frac{1}{\dot{m}_c c p_c} - \frac{1}{\dot{m}_f c p_f} \right) S(x)} \quad (26)$$

En utilisant l'équation (19), on peut exprimer $T_f(x)$ en fonction de $T_c(x)$ comme suite :

$$T_f(x) = T_{fe} + \frac{\dot{m}_c c p_c}{\dot{m}_f c p_f} [T_c(x) - T_{cs}] \quad (27)$$

En remplaçant $T_f(x)$ dans l'équation (26) par son expression de l'équation (27), on a :

$$\left(1 - \frac{\dot{m}_c c p_c}{\dot{m}_f c p_f}\right) T_c(x) - T_{fe} + \frac{\dot{m}_c c p_c}{\dot{m}_f c p_f} T_{cs} = (T_{cs} - T_{fe}) e^{K \left(\frac{1}{\dot{m}_c c p_c} - \frac{1}{\dot{m}_f c p_f}\right) S(x)} \quad (28)$$

$$\text{Ainsi } T_c(x) = \frac{T_{fe} - \frac{\dot{m}_c c p_c}{\dot{m}_f c p_f} T_{cs} + (T_{cs} - T_{fe}) e^{K \left(\frac{1}{\dot{m}_c c p_c} - \frac{1}{\dot{m}_f c p_f}\right) S(x)}}{1 - \frac{\dot{m}_c c p_c}{\dot{m}_f c p_f}} \quad (29)$$

En utilisant à nouveau l'équation (19), on exprime $T_c(x)$ en fonction de $T_f(x)$:

$$T_c(x) = T_{cs} + \frac{\dot{m}_f c p_f}{\dot{m}_c c p_c} [T_f(x) - T_{fe}] \quad (30)$$

En remplaçant $T_c(x)$ dans l'équation (26) par son expression de l'équation (30), on a :

$$\left(\frac{\dot{m}_f c p_f}{\dot{m}_c c p_c} - 1\right) T_f(x) = \frac{\dot{m}_f c p_f}{\dot{m}_c c p_c} T_{fe} - T_{cs} + (T_{cs} - T_{fe}) e^{K \left(\frac{1}{\dot{m}_c c p_c} - \frac{1}{\dot{m}_f c p_f}\right) S(x)} \quad (31)$$

$$\text{Ainsi, } T_f(x) = \frac{T_{fe} - \frac{\dot{m}_c c p_c}{\dot{m}_f c p_f} T_{cs} + \frac{\dot{m}_c c p_c}{\dot{m}_f c p_f} (T_{cs} - T_{fe}) e^{K \left(\frac{1}{\dot{m}_c c p_c} - \frac{1}{\dot{m}_f c p_f}\right) S(x)}}{1 - \frac{\dot{m}_c c p_c}{\dot{m}_f c p_f}} \quad (32)$$

$$\text{Pour les échangeurs à plaques } S(x) = (n - 2) \cdot l \cdot x \quad (33)$$

Ainsi les équations (29) et (32) deviennent :

$$T_c(x) = \frac{T_{fe} - \frac{\dot{m}_c c p_c}{\dot{m}_f c p_f} T_{cs} + (T_{cs} - T_{fe}) e^{Kl(n-2) \left(\frac{1}{\dot{m}_c c p_c} - \frac{1}{\dot{m}_f c p_f}\right) x}}{1 - \frac{\dot{m}_c c p_c}{\dot{m}_f c p_f}} \quad (34)$$

$$T_f(x) = \frac{T_{fe} - \frac{\dot{m}_c c p_c}{\dot{m}_f c p_f} T_{cs} + \frac{\dot{m}_c c p_c}{\dot{m}_f c p_f} (T_{cs} - T_{fe}) e^{Kl(n-2) \left(\frac{1}{\dot{m}_c c p_c} - \frac{1}{\dot{m}_f c p_f}\right) x}}{1 - \frac{\dot{m}_c c p_c}{\dot{m}_f c p_f}} \quad (35)$$

III.2.3 Description du modèle du système

Grâce aux différentes équations et hypothèses, nous avons conçu un algorithme pour la modélisation de la machine ORC qui au lancement, choisit une valeur initiale comprise entre 0 et 5 pour le pincement du condenseur (Figure 13).

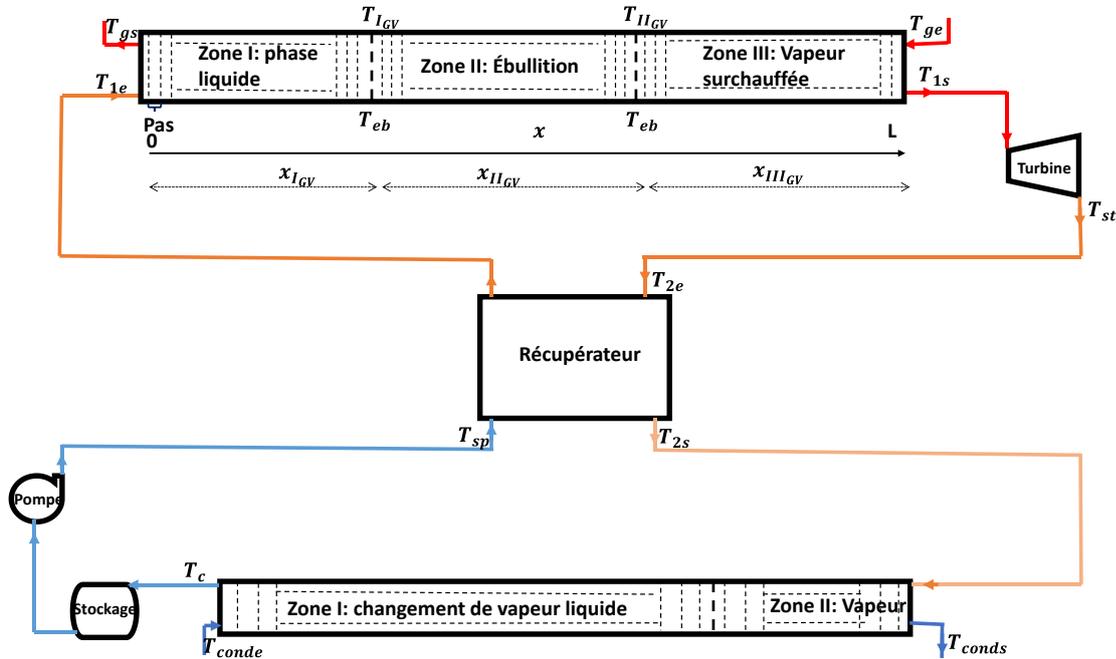


Figure 13: Représentation de la composition d'une machine ORC

La connaissance de la valeur du pincement et de la température d'entrée de l'eau de refroidissement (T_{conde}) permet la détermination de la température de condensation (T_c) du fluide de travail (novec649) et sa température à l'entrée du condenseur (T_{2s}). Ensuite, le fluide de travail sortant du condenseur étant considéré comme du liquide saturant (hypothèses), la température T_{sp} (sortie de la pompe) est déterminée grâce à la température T_c et du rendement isentropique de la pompe. Au niveau du récupérateur, les deux températures T_{sp} et T_{2s} étant connues, le programme applique les équations 34 et 35 afin de déterminer la température du fluide à l'entrée du générateur de vapeur (T_{1e}) et celle à l'entrée du récupérateur (T_{2e}).

De ce fait, au niveau du générateur de vapeur, la température T_{1e} et celle de l'huile de jatropha à l'entrée du générateur de vapeur (T_{ge}) sont connues. L'algorithme détermine maintenant les températures de sorties T_{1s} et T_{gs} . Pour ce faire, il prend d'abord une valeur initiale comprise entre les températures T_{1e} et T_{ge} comme température de l'huile de jatropha à la sortie du générateur de vapeur (T_{gs}). Une fois cette valeur choisie, le programme applique dans un premier temps les équations (34) et (35) suivant un pas régulier dans le sens croissant de x jusqu'à ce que $T_1(x)$ (température du fluide travail en fonction de la position x) soit égale à la température d'évaporation du fluide de travail (T_{eb}). Cette température marque le début de la

deuxième partie de l'échangeur. À ce niveau, l'on détermine la quantité de chaleur nécessaire au changement de phase du fluide de travail. Connaissant la température de l'huile de jatropha au début du changement de phase du fluide de travail, l'on détermine la température de l'huile de jatropha à la sortie de la deuxième zone de l'échangeur (T_{gII}). La température du fluide de travail étant constante dans cette zone et égale à T_{eb} , le programme applique à nouveau l'équation (34) dans le sens croissant de x jusqu'à ce que la température $T_g(x)$ atteigne T_{gII} . Le programme ayant en mémoire la longueur déjà parcouru par le fluide de travail. Il applique pour une dernière fois les équations 34 et 35 jusqu'à l'extrémité de la dernière zone de l'échangeur permettant ainsi de déterminer les températures T_{ge} et T_{1S} . La température T_{ge} étant déjà connue, elle est comparée avec celle obtenue par calcul. S'il y a égalité, alors la valeur initiale de T_{gs} considérée au lancement du programme est la bonne. Dans le cas contraire, la méthode de la dichotomie est utilisée pour choisir une autre valeur de T_{gs} et le cycle de calcul itératif reprend. Cette technique est utilisée jusqu'à ce que la bonne valeur de T_{gs} permettant d'avoir une égalité à $0,25^\circ\text{C}$ près, entre la valeur de T_{ge} calculée et celle déjà connue.

Une fois cette bonne valeur de T_{gs} déterminée, nous avons automatiquement la température du fluide de travail à l'entrée de la turbine (T_{1S}). Ainsi, la température du fluide à la sortie de la turbine (T_{st}) peut être calculée grâce au rendement isentropique de la turbine. Cette température est comparée à la température T_{2e} . Si les deux valeurs sont égales à $0,25^\circ\text{C}$ près, alors la valeur du pincement du condenseur choisie est la bonne. Dans le cas contraire, une autre valeur de pincement est choisie grâce à la méthode de la dichotomie et les calculs sont repris. Cette méthode est appliquée jusqu'à ce que la bonne valeur du pincement soit trouvée.

À la fin de ces calculs, le programme calcule la puissance thermique (pour le chauffage du fluide de travail), la puissance électrique produite, la puissance mécanique reçu par la turbine, ainsi que le rendement de la machine en fonction de la température T_{ge} , du débit de fluide travail et de la température de l'eau de refroidissement. Afin d'avoir des résultats conformes à la réalité, chaque zone des échangeurs de chaleur est subdivisée en plusieurs portions. Plus le pas est petit, plus les résultats sont corrects. L'inconvénient d'un très petit pas est que le temps de simulation devient très long (des jours voire des semaines). Dans notre cas le pas optimal que nous avons trouvé est de 1 cm.

Pour chacun des deux autres échangeurs à savoir, le condenseur et le récupérateur, nous avons utilisé le même raisonnement.

La figure 14 présente la structure de l'algorithme de modélisation.

III.2.4 Détermination du coefficient global d'échange

Pour le calcul du coefficient global d'échange nous avons pris en compte les phénomènes de convections qui se produisent au niveau des deux fluides ainsi que la conduction à travers la matière. L'équation 36 représente l'expression du coefficient global d'échange et la figure 15 présente un schéma d'un échangeur à plaque.

$$\frac{1}{K_{ev}} = \frac{1}{K_1} + \frac{1}{K_g} + \frac{e}{\lambda_p} \quad (36)$$

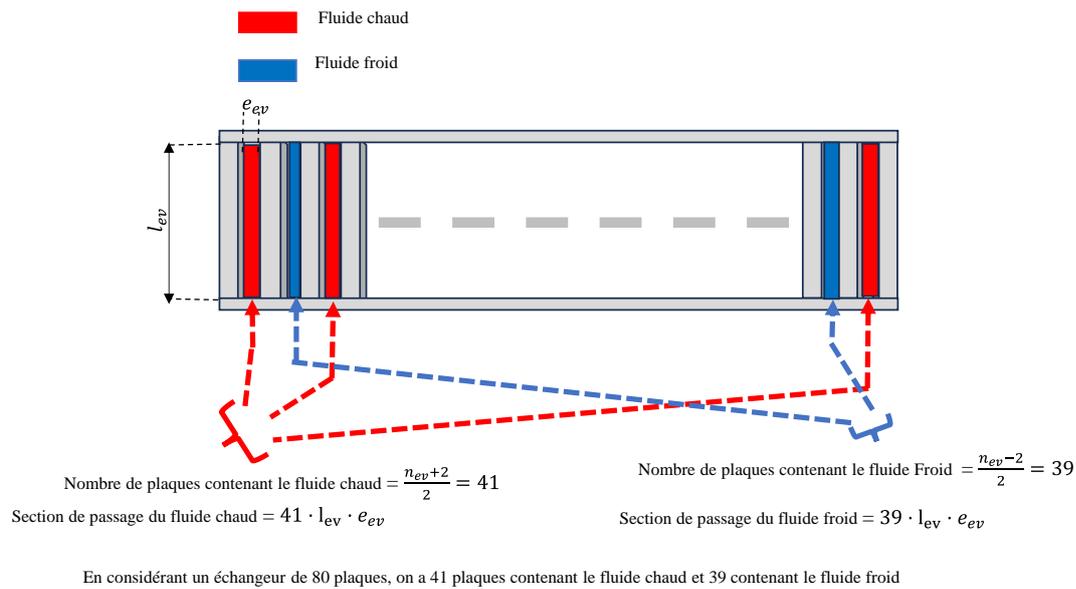


Figure 15: Représentation d'un échangeur à chaleur à plaques (évaporateur) contenant n_{ev} plaques

III.2.4.1 Détermination du coefficient d'échange convectif du côté du fluide de travail

La détermination du coefficient d'échange convectif nécessite la détermination des nombres de Reynolds, de Prandtl ainsi que de Nusselt. De ce fait, dans la suite, nous avons donné en premier lieu les expressions de ces nombres adimensionnels et en second lieu celle du coefficient d'échange convectif.

- Expression du nombre de Reynolds

$$Re_1 = \frac{\rho_1 \cdot V_1 \cdot D_{hev}}{\mu_1} \quad (37)$$

$$Or D_{hev} = \frac{4 \cdot s_{ev}}{P_{ev}} = \frac{2 \cdot l_{ev} \cdot e_{ev}}{l_{ev} + e_{ev}} \quad (38)$$

$$Et V_1 = \frac{\dot{m}_1}{\rho_1 \cdot 39 \cdot l_{ev} \cdot e_{ev}} \text{ car } V_1 = \frac{\dot{m}_1}{\rho_1 \cdot S} \text{ et } S = 39 \cdot l_{ev} \cdot e_{ev} \quad (39)$$

Ainsi

$$Re_1 = \frac{2 \cdot \dot{m}_1}{39 \cdot (l_{ev} + e_{ev}) \cdot \mu_1} \quad (40)$$

- Expression du nombre de Prandtl

$$Pr_1 = \frac{cp_1 \cdot \mu_1}{\lambda_1} \quad (41)$$

Les différents paramètres cp_1 , μ_1 , λ_1 sont déterminés en fonction de la température grâce au logiciel Refprop.

- Expressions du nombre de Nusselt

Le nombre de Nusselt est fonction du nombre de Prandtl et du nombre de Reynolds.

$$Nu_1 = \begin{cases} 0,664 \cdot Re_1^{0,5} \cdot Pr_1^{0,33} & \text{si } Re_1 \leq 5 \cdot 10^5 \\ 0,0265 \cdot Re_1^{0,8} \cdot Pr_1^{0,33} & \text{si } Re_1 > 5 \cdot 10^5 \end{cases} \quad [19] \quad (42)$$

- Expression du coefficient d'échange convectif

$$K_1 = \frac{Nu_1 \cdot \lambda_1}{D_{hev}} \quad (43)$$

En utilisant l'expression de D_{hev} de l'équation (38), on obtient :

$$K_1 = \frac{Nu_1 \cdot \lambda_1 \cdot (l_{ev} + e_{ev})}{2 \cdot l_{ev} \cdot e_{ev}} \quad (44)$$

III.2.4.2 Détermination du coefficient d'échange convectif côté fluide caloporteur

Dans cette section, nous calculons le coefficient global d'échange convectif entre l'huile de jatropha et la paroi. Il convient de noter que ce coefficient d'échange convectif diffère de celui calculé précédemment (voir équation (44)) en raison des disparités des paramètres (λ , μ , cp), des débits entre les deux fluides ainsi que de leurs vitesses d'écoulement, résultant de la différence entre le nombre de plaques.

- Expression du nombre de Reynolds

$$Re_g = \frac{\rho_g \cdot V_g \cdot D_{hev}}{\mu_g} \quad (45)$$

$$\text{Et } V_g = \frac{\dot{m}_g}{\rho_g \cdot 41 \cdot l_{ev} \cdot e_{ev}} \text{ car } V_1 = \frac{\dot{m}_g}{\rho_g \cdot S} \text{ et } S = 41 \cdot l_{ev} \cdot e_{ev} \quad (46)$$

En utilisant les expressions des équations (38) et (46), le nombre de Reynolds peut s'exprimer de la façon suivante.

$$Re_g = \frac{2 \cdot \dot{m}_g}{41 \cdot (l_{ev} + e_{ev}) \cdot \mu_g} \quad (47)$$

- Expression du nombre de Prandtl

$$Pr_g = \frac{cp_g \cdot \mu_g}{\lambda_g} \quad (48)$$

Pour le fluide caloporteur, les paramètres cp_g , μ_g , et λ_g sont déterminés par des équations qui sont fonction de la température. Ces équations ont été incluses à l'annexe I.

- Expressions du nombre de Nusselt

$$Nu_g = \begin{cases} 0,664 \cdot Re_1^{0,5} \cdot Pr_1^{0,33} & \text{si } Re_1 \leq 5 \cdot 10^5 \\ 0,0296 \cdot Re_1^{0,8} \cdot Pr_1^{0,33} & \text{si } Re_1 > 5 \cdot 10^5 \end{cases} \quad [19] \quad (49)$$

- Expression du coefficient d'échange convectif

$$K_g = \frac{Nu_g \cdot \lambda_g \cdot (l_{ev} + e_{ev})}{2 \cdot l_{ev} \cdot e_{ev}} \quad (50)$$

III.3 Protocole expérimental

III.3.1 Matériel

Pour la réussite du test expérimental, le matériel utilisé est consigné dans le tableau 2.

Tableau 2: Liste de matériel utilisé pour l'expérimentation

Matériel	Action
Trois bouteilles de gaz butane	Chauffage de l'huile de jatropha
Trois brûleurs	
Un ordinateur	Collecte des données des tests
Un datalogger	

III.3.2 Méthodologie

La réalisation du test expérimental a suivi le suivi le protocole suivant :

- Vérification de la disponibilité de l'eau dans les circuits de refroidissement

Initialement, il faut vérifier la présence d'eau au niveau des circuits de refroidissement à savoir le circuit du condenseur et le circuit de refroidissement de l'alternateur. Cette étape préliminaire est primordiale pour s'assurer du bon fonctionnement du système de refroidissement, garantissant ainsi des conditions favorables pour l'expérimentation.

- Mise en place du dispositif de collecte de données

Ensuite, il faut insérer le module des capteurs (précablé) dans le data logger et grâce à un câble de type B/USB, une connexion de transfert de donnée entre l'ordinateur et le data logger a été

établie comme l'illustre la figure 16. Les données recueillies sont entre autres le débit de l'huile de jatropha, la température de cette huile à l'entrée et à la sortie du générateur.

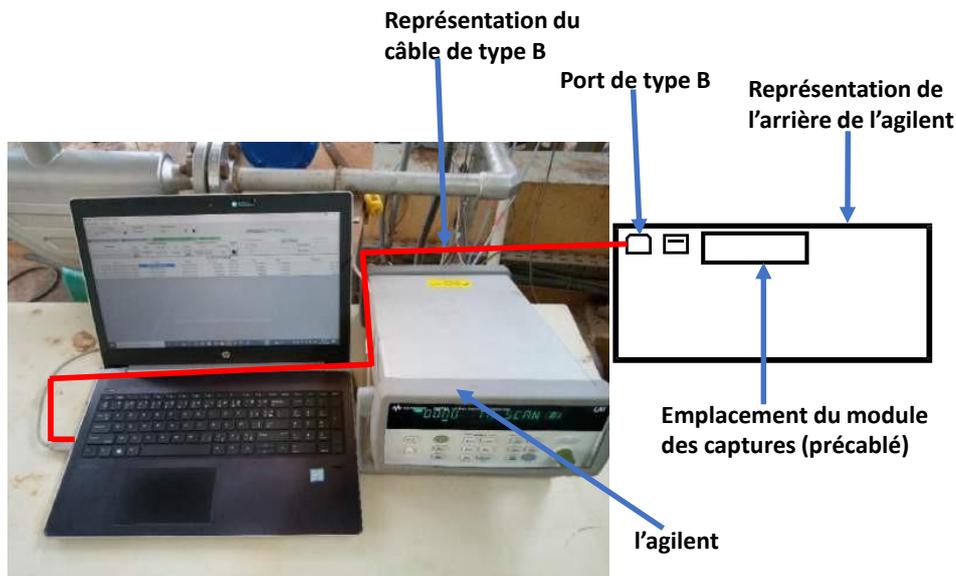


Figure 16: Connexion entre le data logger et l'ordinateur

- Mise en place du dispositif de chauffage de l'huile de jatropha

Une fois la connexion établie, les bouteilles de gaz ainsi que les brûleurs sont positionnés sous le réservoir chaud et une vérification minutieuse des bouteilles de gaz ainsi que les raccordements avec les brûleurs a été vérifié afin de détecter toute éventuelle fuite de gaz. Cette vérification a été réalisée en utilisant de la mousse de savon, qui permet de visualiser rapidement et efficacement tout échappement indésirable de gaz. La figure 17 montre une illustration de la disposition des bouteilles de gaz ainsi que les brûleurs sous le réservoir. Une fois le dispositif en place, le chauffage de l'huile de jatropha contenue dans le réservoir est entamé.



Figure 17: Disposition des bouteilles de gaz et des brûleurs

- Démarrage des tests

Avant le démarrage des tests, un raccordement entre l'onduleur et l'ORC grâce à un câble DB9 est établie pour permettre leur communication. La Figure 18 est un schéma électrique montrant la position des appareils de protection et commande de la boucle thermodynamique.

Pendant le chauffage, nous suivons l'évolution de la température de l'huile de jatropha à l'aide d'une sonde de température placée à l'intérieur du réservoir.

Ensuite, le système de refroidissement de la machine est enclenché pour favoriser le refroidissement de la machine.

Une fois que la température de l'huile de jatropha atteint la température de test, le débit du gaz est ajusté afin de maintenir une température constante lors du test.

Le démarrage de la production s'effectue de manière automatique en fonction de certaines conditions basées sur des paramètres tels que la température de la boucle chaude, la température de l'eau de refroidissement à l'entrée du condenseur, la température de la turbine, la pression du fluide de travail à l'entrée de la turbine et l'accrochage de l'onduleur au réseau. Si toutes ces conditions sont réunies, la production débute. Cette approche automatisée permet d'assurer un démarrage fluide et sécurisé de la production.

En cas de dégradation d'une des conditions nécessaires au démarrage de la production, celle-ci s'arrête automatiquement. Cette mesure de sécurité permettait de prévenir tout incident potentiel et de protéger l'intégrité du système.

- Mise à l'arrêt du système

À la fin des tests, l'arrêt de la centrale peut être effectué de manière automatique ou manuelle. Pour l'arrêt automatique, nous éteignons d'abord le feu de chauffage de l'huile et laissons tous les appareils en marche. Le fluide caloporteur diminue alors en température, entraînant la baisse de la température du fluide de travail. Lorsque la température du fluide de travail à l'entrée de la turbine devient inférieure à 90 °C, l'ORC détecte une erreur et arrête la production.

Quant à l'arrêt manuel, il est réalisé en utilisant la touche « arrêt utilisateur » de l'écran capteur de l'ORC. Cette option est beaucoup plus utilisée pour les arrêts d'urgences La figure 19 donne une image de l'écran capteur de l'ORC.

Quelque soit l'option utilisée pour l'arrêt, le système de refroidissement reste fonctionnel pendant au moins 10 minutes afin de garantir un parfait refroidissement de l'ORC.

Le test se termine par le désamorçage de tous les différents équipements électriques.

Mise en route de la boucle thermodynamique de la centrale solaire CSP4Africa

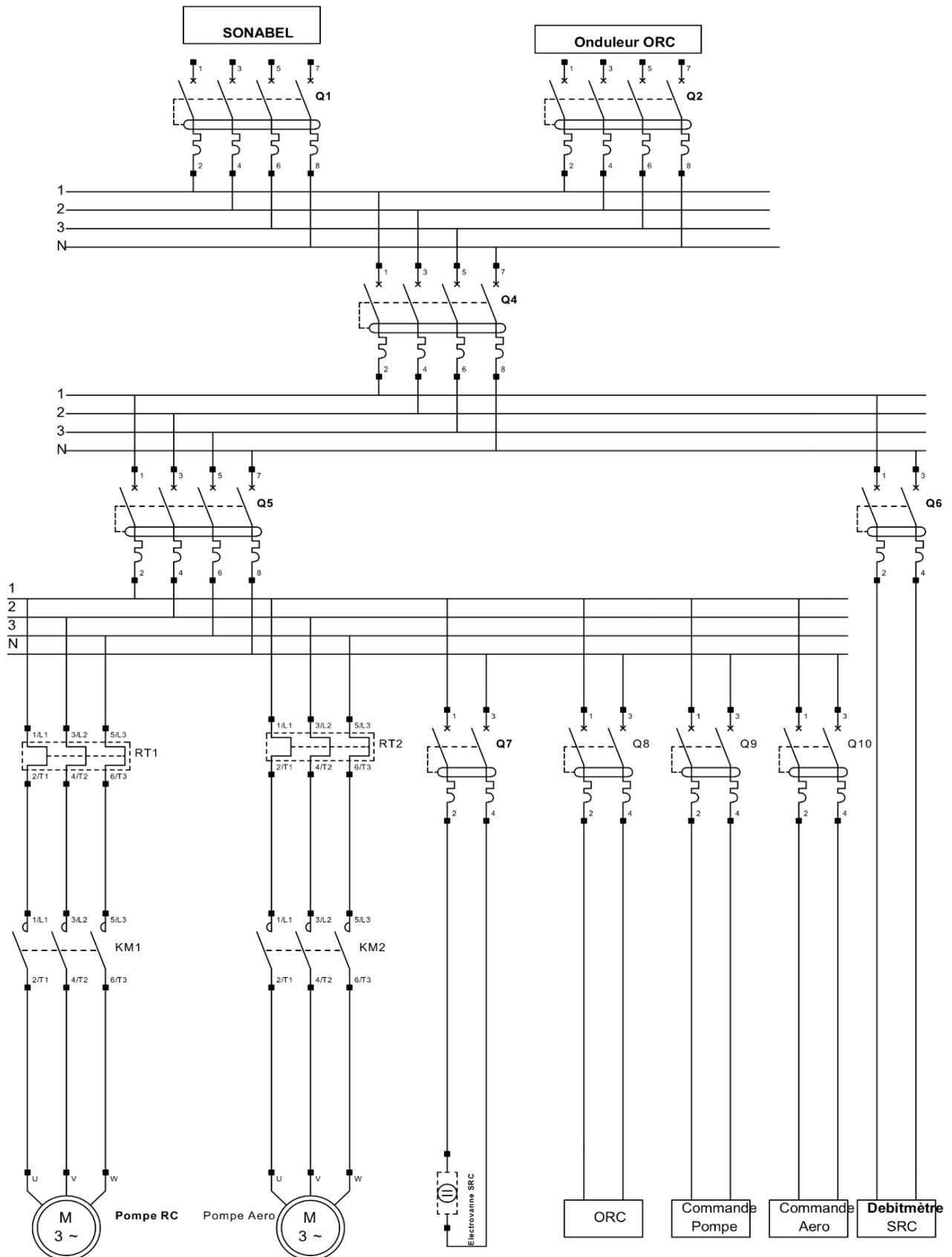


Figure 18: Schéma électrique permettant la mise en marche du système de production de la centrale

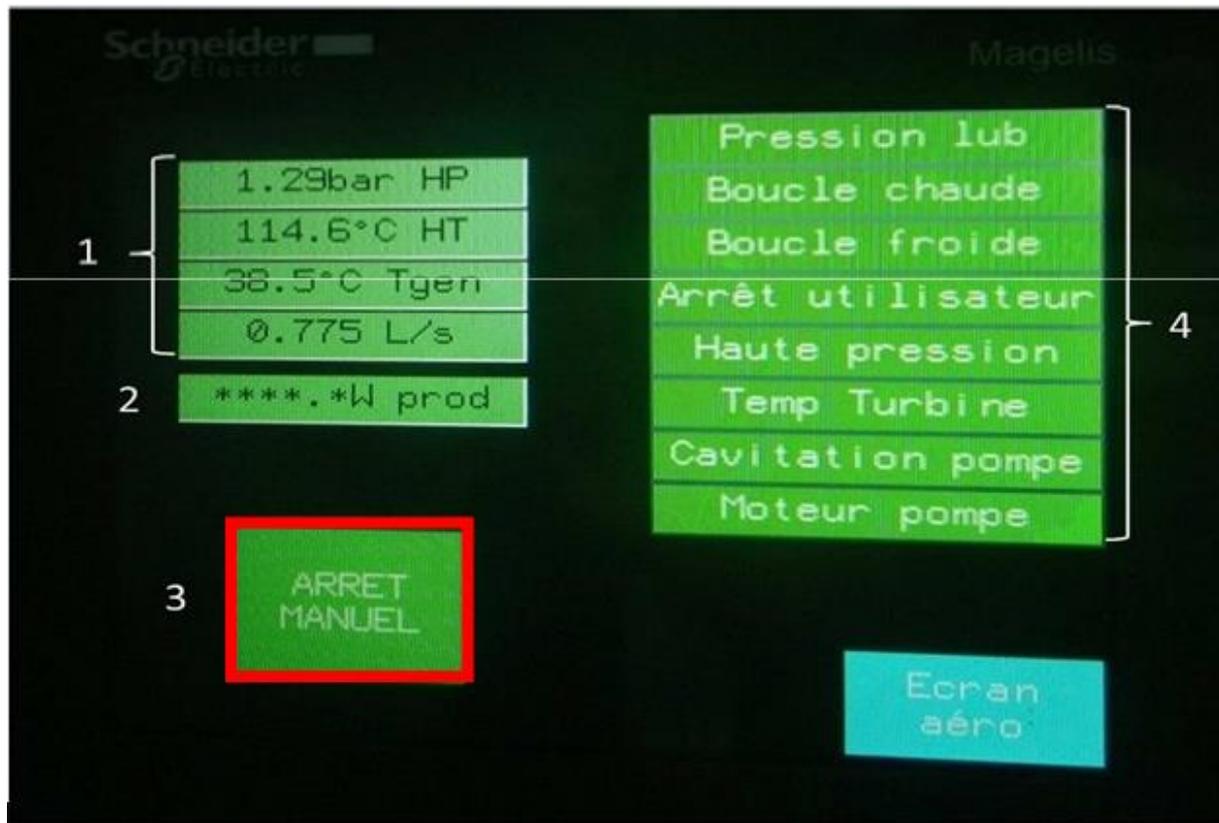


Figure 19:Écran de l'automate de la machine à cycle organique de Rankine montrant le bouton de l'arrêt manuel de la production

IV. RÉSULTATS ET DISCUSSION

IV.1 Diagnostic de la centrale

- Diagnostic des moteurs électriques

En appliquant la méthodologie décrite à la section III.1.1 sur les différents moteurs, nous avons constaté que tous les moteurs sont en bon état de fonctionnement. En effet, les tests de continuité et d'isolement ont été effectués avec succès sur toutes les bobines de chaque moteur. De plus pour ce qui du test de résistance des bobines des moteurs, nous avons trouvé que toutes les bobines de chaque moteur présentent des résultats similaires (Tableau 3). Cela montre qu'aucune bobine d'un moteur n'est défailante. Ensuite, aucun signe de brûlure ou de surchauffe n'a été détecté sur les carcasses des moteurs. Enfin, chaque moteur a été correctement alimenté, conformément aux spécifications du fabricant.

Tableau 3: Résultats des tests de résistance des bobines des moteurs

	Résistance en ohm		
	Bobine 1	Bobine 2	Bobine 3
Pompe réservoir chaud	12,5	12,4	12,5
Pompe réservoir froid	14,6	14,4	14,5
Pompe Aero-refroidisseur	10,3	10,2	10,3
Pompe de vidange	6,9	7	6,8

- Commande des moteurs

Lors du diagnostic, nous avons trouvé des boutons-poussoirs non opérationnels, un contacteur défectueux et un relais grillé. Ces équipements ont donc été remplacés pour garantir le bon fonctionnement de la commande des moteurs.

En somme, cette étape du diagnostic électrique nous a permis de vérifier la fonctionnalité de chaque composant de la commande, y compris les équipements de protection.

- Diagnostic du circuit de l'huile de jatropha

Nous avons constaté que toute la tuyauterie est en bon état. Certains points de raccordement présentent des fuites mais très négligeables. Nous avons aussi trouvé que le fluide caloporteur, n'était plus utilisable (Figure 20) . Nous l'avons donc vidangé et remplacé par une nouvelle huile (Annexe II). Pour ce qui est de l'estimation de la quantité d'huile de jatropha dans les réservoirs y compris dans les tuyauteries, nous avons trouvé 985 litres. Les détails des calculs sont joints à l'annexe III.



Figure 20 : État de l'huile dans le réservoir froid

- Diagnostic du circuit de refroidissement

Nous avons constaté une baisse du niveau d'eau dans l'aéro-réfrigérateur. Cette réduction de la quantité d'eau est probablement due à de petites fuites au niveau des serpentins. Nous l'avons donc rempli à nouveau pour favoriser le refroidissement du système (Annexe IV). Pour ce faire, nous avons d'abord rempli un réservoir d'eau que nous avons initialement nettoyé (Annexe V) afin d'éviter d'obstruer les serpentins de l'aéro-refroidisseur lors de la recharge. Nous avons par la suite rechargé l'aéro-refroidisseur grâce à l'eau du réservoir et d'une pompe.

Nous avons aussi constaté que le boîtier de raccordement de l'aéro-refroidisseur au réseau n'était plus en bon état ce qui a conduit à sa substitution par un nouveau (Annexe VI).

En ce qui concerne le système de refroidissement de l'alternateur, nous avons constaté que le circuit était obstrué. Nous avons donc effectué un nettoyage complet du circuit après avoir démonté la pompe, le réservoir de stockage et certains points de raccordement, permettant ainsi de restaurer pleinement la fonctionnalité du circuit (Figure 21).



Figure 21 : Nettoyage du circuit de refroidissement de l'alternateur

- Diagnostic de la machine à cycle organique de Rankine

Après le diagnostic de l'ORC, nous avons remarqué, que tous ces composants sont fonctionnels et les raccordements électriques sont effectués conformément aux instructions du constructeurs. Cependant, nous avons constaté un dysfonctionnement du système de collecte de données au niveau de la machine. Ce dysfonctionnement a été résolu grâce à une reconfiguration du système de collecte.

IV.2 Modélisation de la machine à cycle organique de Rankine

IV.2.1 Variation de la puissance thermique du générateur de vapeur

Dans cette section, nous présentons l'évolution de la puissance thermique du générateur de vapeur ainsi que la variation de la puissance thermique au niveau des différentes zones de l'échangeur en fonction de la température et du débit de l'huile de jatropha. (Figure 22)

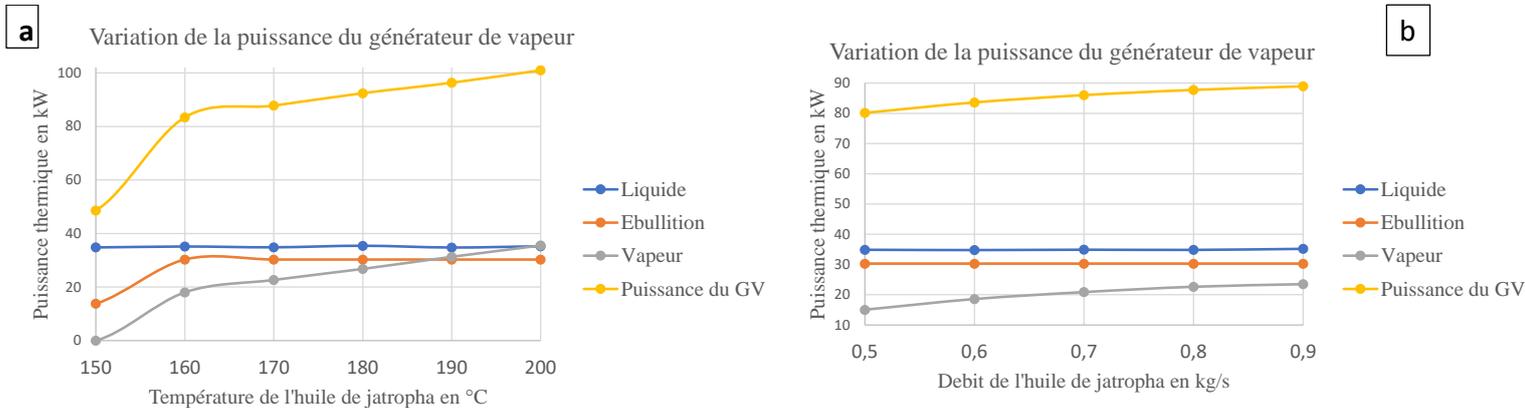


Figure 22 : Évolution de la puissance thermique du générateur en fonction de la température (a) et du débit de l'huile jatropha (b)

Nous constatons une augmentation de la puissance du générateur avec l'augmentation de la température de l'huile de jatropha et son débit (Annexe VII). Cette augmentation s'explique par le fait que l'efficacité d'un échangeur de chaleur est dépendant des températures d'entrées et de sorties des fluides qui le parcourent.

IV.2.2 Vérification du premier principe de la thermodynamique

Dans cette partie, nous vérifions le respect du premier principe de la thermodynamique à savoir le principe de la conservation de l'énergie par le système.

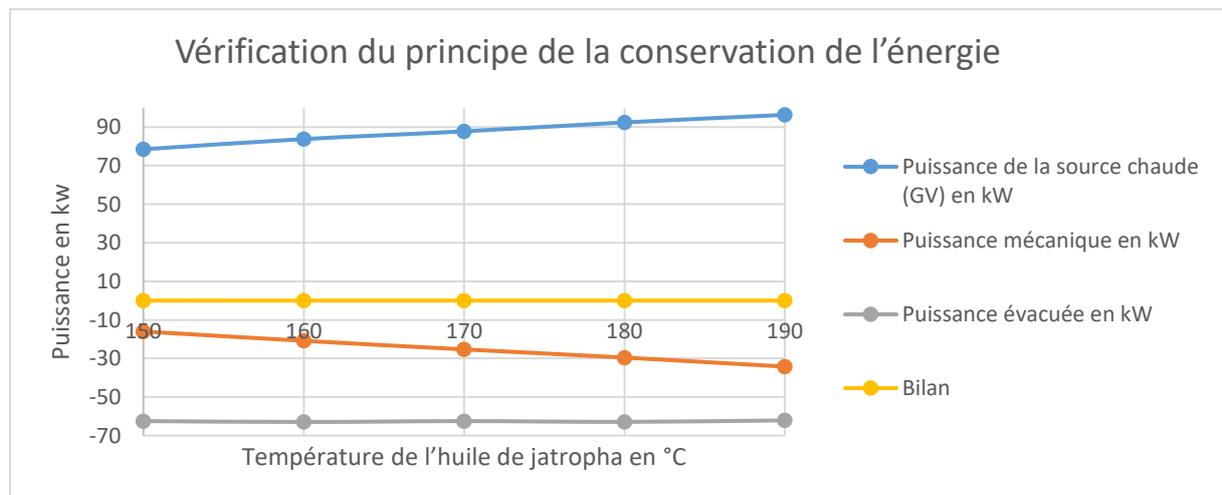


Figure 23 : Bilan énergétique du système

La figure 23 montre un bilan énergétique sensiblement nul pour les différents tests

(Annexe VIII). Nous pouvons donc dire que le système est conforme au premier principe de la thermodynamique.

IV.2.3 Évolution de la puissance électrique et du rendement du système en fonction de la température de l'eau et de l'huile de jatropha

Dans cette section, nous évaluons la puissance électrique et le rendement du système. Elle montre la relation existante entre la puissance du GV et la température et/ou le débit de l'huile de jatropha.

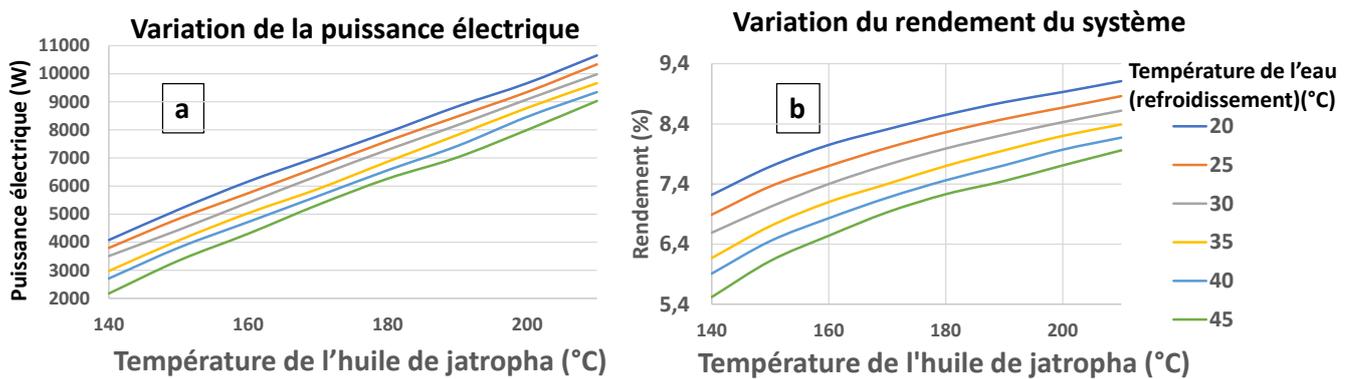


Figure 24: Variation de la puissance électrique et du rendement du système en fonction de la température de l'huile de jatropha et l'eau de refroidissement

Nous constatons dans un premier temps une variation croissante de l'énergie électrique produite ainsi que le rendement du système lorsque la température de l'huile de jatropha à l'entrée du générateur augmente (Annexe IX). Dans un second temps, nous remarquons non seulement une décroissance de l'énergie électrique produite par le système mais aussi son rendement avec l'augmentation de la température de l'eau de refroidissement. En effet ces deux observations sont tout à fait normales. En ce qui concerne la première observation, elle s'explique par le fait que l'augmentation de la température de l'huile de jatropha à l'entrée de du générateur de vapeur augmente la puissance thermique transférée au fluide de travail et ainsi augmente l'énergie produite. Le rendement du système étant lié à la puissance électrique produite, elle présente une variation similaire à celle de la puissance électrique. Quant à la deuxième observation, elle est conforme au second principe de la thermodynamique.

Dans les conditions nominales de fonctionnement du système c'est à dire lorsque la température de l'huile de jatropha est égale à 200°C et celle de l'eau à 35°C, la simulation montre que le système possède un rendement électrique de 8,2%. Ce rendement est inférieur au rendement donné par le constructeur de la machine qui est 8,6 %. Cette situation peut s'expliquée par les petits écarts de résultats tout au long du processus de calcul.

IV.2.4 Évolution de la puissance électrique et du rendement du système en fonction de la température et du débit de l'huile de jatropha

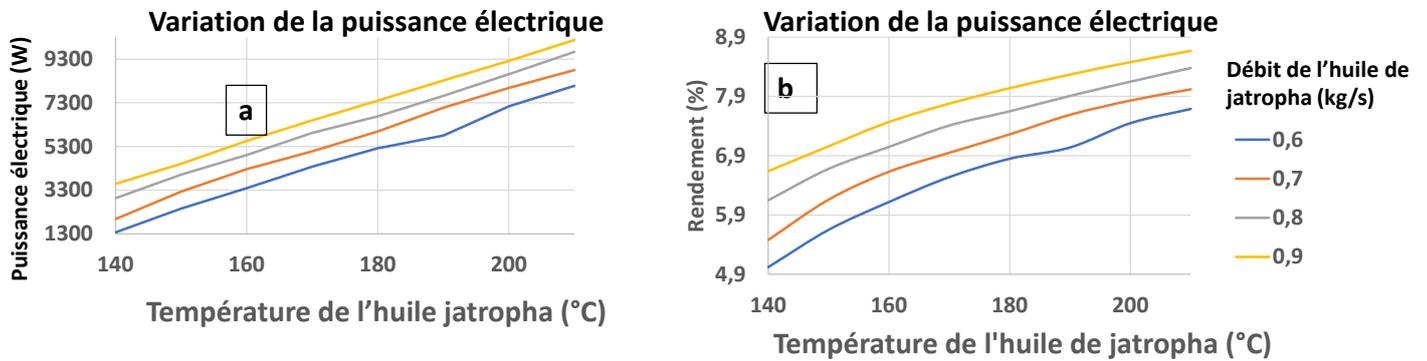


Figure 25: Variation de la puissance électrique produite et du rendement en fonction de la température et du débit de l'huile de jatropha

Nous constatons qu'une augmentation de la température de l'huile de jatropha à l'entrée du générateur de vapeur et/ou de son débit engendre l'augmentation de la puissance électrique produite ainsi que le rendement (Annexe X). En effet l'augmentation de la température de l'huile de jatropha à l'entrée du générateur de vapeur et/ou l'augmentation de son débit entraîne une augmentation de la puissance thermique échangée au niveau du générateur de vapeur. Cette situation justifie l'augmentation de la puissance électrique produite ainsi que le rendement du système.

IV.2.5 Évolution de la puissance électrique et du rendement du système en fonction du débit de l'huile de jatropha et de la température de l'eau de refroidissement

L'évaluation de la puissance électrique produite ainsi que le rendement du système en fonction de la température de l'eau de refroidissement et du débit de l'huile de jatropha donne la figure suivante (Annexe XI).

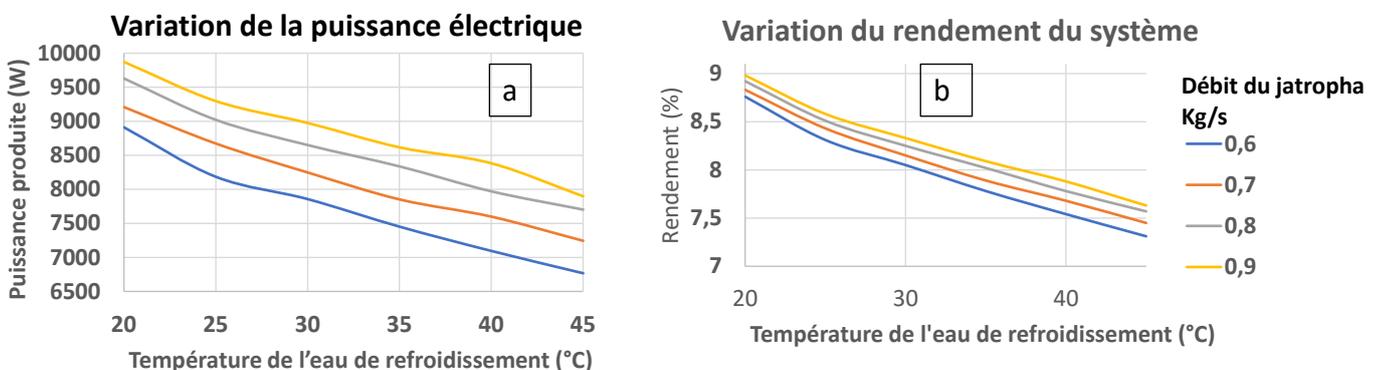


Figure 26: Variation de la puissance électrique et du rendement du système en fonction du débit de l'huile de jatropha et de la température de l'eau de refroidissement

L'observation de la figure 26 montre une hausse de la puissance électrique produite avec l'augmentation du débit de l'huile de jatropha comme au niveau de la figure 25. Cependant, elle décroît avec l'augmentation de la température de l'eau de refroidissement comme au niveau de la figure 24.

IV.2.6 Conclusion

La température de l'eau de refroidissement étant largement liée à la température du milieu, l'observation générale des figures 24, 25 et 26 nous montre qu'en considérant un même débit et une même température d'huile de jatropha pour une production annuelle, la puissance électrique produite par la centrale atteint son minimum pendant la période la plus chaude de l'année et son maximum pendant la période la plus froide. De ce fait pour garder une production électrique constante, il est nécessaire de faire varier la température et/ou le débit de l'huile de jatropha en sens opposé par rapport à celui de la température du milieu ambiant au cours de l'année. En plus de ces résultats présentés, le programme permet de suivre l'évolution de la température du fluide de travail (novec 649) en fonction de la température et du débit de l'huile de jatropha. Étant donné que le fluide de travail dispose d'une température limite de fonctionnement, ce suivi assure le fonctionnement du système dans des conditions adéquates. Cet instrument permet également de réguler les débits et températures des différents fluides afin de répondre à une demande de production d'une puissance électrique donnée.

IV.3 Expérimentation

Tout d'abord, nous avons chauffé l'huile de jatropha et mis le système en marche en suivant scrupuleusement toutes les étapes décrites à la section III.3. Pour ce qui est de la température de l'huile de jatropha, nous avons pu atteindre une température de 185 °C comme température maximale. Lorsque la température du fluide de travail a atteint la température de 90°C, le système s'est automatiquement mis en marche. C'est-à-dire que la pompe permettant de véhiculer le fluide de travail s'est mis en marche et l'on attendait le bruit de la rotation de la turbine. Cependant, l'onduleur relié à la machine à cycle organique de Rankine devant permettre l'injection de l'énergie électrique produite sur le réseau est resté inactif. Or, nous entendions le bruit de la rotation de la turbine et nous arrivions même à mesurer une tension aux bornes de l'alternateur (Annexe XII). Nous avons réessayé à plusieurs reprises mais nous avons toujours été confronté à ce problème. Après plusieurs vérifications, nous avons trouvé qu'il s'agit d'un défaut de communication entre la machine à cycle organique de Rankine et l'onduleur. Malheureusement, c'est un problème que nous ne pouvons pas résoudre car nous n'avons

pas accès au programme de l'automate pour faire une quelconque modification. Cependant, cette communication est indispensable pour le lancement de la production de l'énergie électrique. De ce fait, nous n'avons pas pu recueillir des données expérimentales sur la puissance électrique de la machine à cycle organique de Rankine. Ces données devraient nous permettre de réaliser une comparaison avec les résultats de la simulation de la machine à cycle organique de Rankine. Cette comparaison nous permettrait de déceler les insuffisances du modèle conçu et ainsi les corriger afin de le rendre conforme au fonctionnement de la machine. Néanmoins, nous avons pu collecter des données expérimentales sur les températures de l'huile de jatropha à l'entrée et à la sortie du générateur de vapeur (Annexe XIII). Les données expérimentales sur la température de l'huile de jatropha à la sortie du GV, nous a permis de réaliser une comparaison avec celle générée par la simulation comme le montre la figure 27 . Quant à la figure 28, elle montre l'écart entre la température obtenue expérimentalement et celle obtenue par simulation.



Figure 27: Température de l'huile de jatropha à la sortie du générateur issu de l'expérimentation(Tgs) et de la modélisation(Tgs')

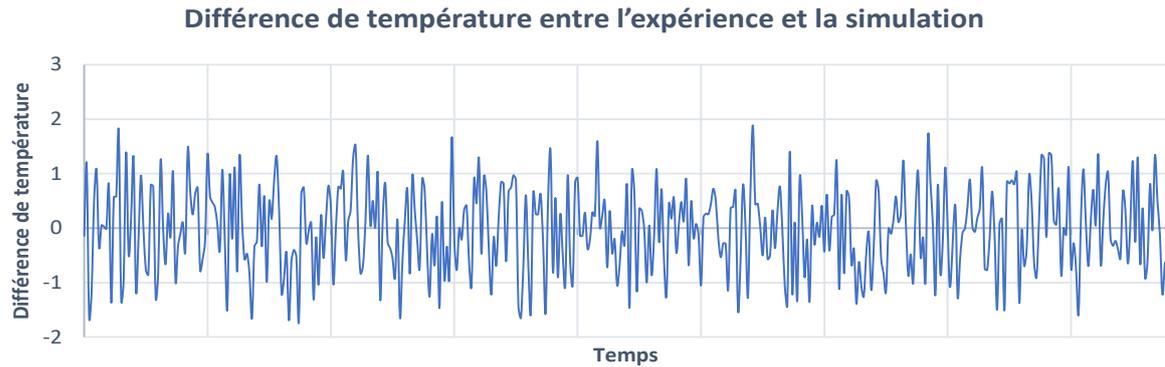


Figure 28: Écart de température de l’huile de jatropha à la sortie du générateur de vapeur issu de l’expérimentation et celle obtenue par simulation

L’observation de la figure 27 nous montre que la température expérimentale de l’huile de jatropha à la sortie du générateur de vapeur et celle générée par le modèle ne sont pas parfaitement égales. Cependant l’on constate que la différence maximale est de 1,89 °C ce qui n’est pas élevée. Par calcul, le taux de fiabilité du modèle est de 99,57 % (Figure 29). Ce taux montre que les résultats issus de la simulation sont quasiment identiques aux résultats expérimentaux. En effet, le taux de fiabilité est le rapport entre la température expérimentale de l’huile de jatropha à la sortie du générateur de vapeur et celle issue de la simulation. Un taux de fiabilité de 100% montre une parfaite égalité entre les résultats expérimentaux et ceux issus de la simulation.

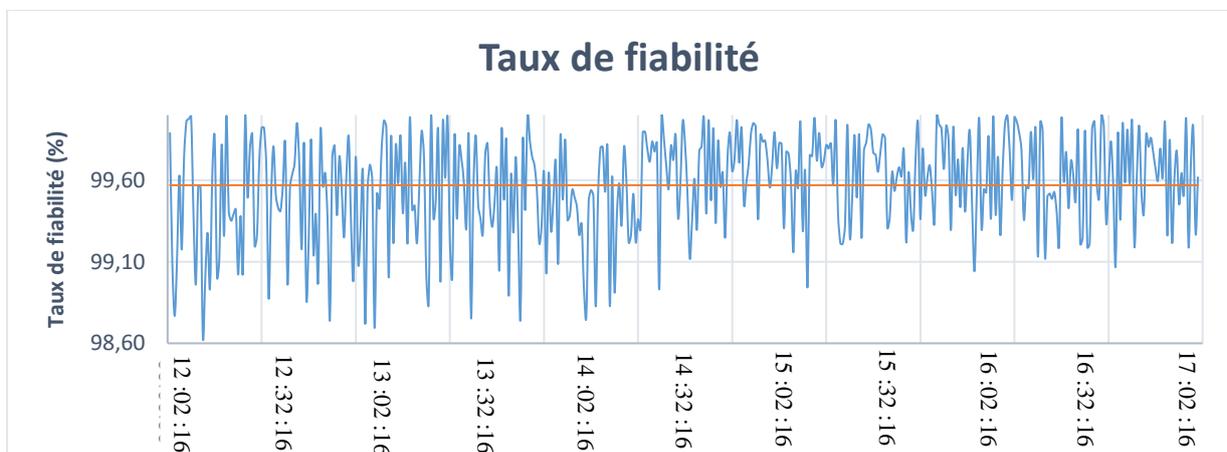


Figure 29: Taux de fiabilité du modèle sur la température de l’huile de jatropha à la sortie du GV

V. CONCLUSION

Le cheminement suivi au cours de ce mémoire a été caractérisé par une série d'étapes cruciales visant à mettre en opération la microcentrale thermodynamique CSP4Africa. Nous avons débuté la démarche par un examen exhaustif de l'installation, une phase fondamentale qui nous a permis d'identifier et de réparer les équipements défectueux. Cette première étape nous a permis d'établir un état des lieux de la boucle thermodynamique de la microcentrale CSP4Africa et de mettre en œuvre les actions requises pour sa mise en service effective.

À la suite de cette phase, nous avons entrepris la conception et le développement d'un outil informatique spécialement conçu pour modéliser la machine à cycle organique de Rankine, un composant central de l'installation. Cet outil offre la possibilité de simuler et d'analyser le fonctionnement de la machine à cycle organique de Rankine de manière détaillée.

La dernière étape de ce travail s'est articulée autour de l'expérimentation. Nous avons élaboré un protocole expérimental rigoureux pour assurer la réussite des différents tests en toute sécurité. Ce processus expérimental a été suivi méticuleusement tout au long des expérimentations. Cependant, nous avons fait face à un dysfonctionnement de l'onduleur-réseau permettant l'injection de l'électricité produite. Cette difficulté a entravé la réalisation des tests concernant la production électrique de la centrale. Pourtant, pendant les essais, la machine à cycle organique de Rankine fonctionnait correctement, comme en témoigne la mesure de la tension électrique aux bornes du générateur électrique.

Après une analyse minutieuse de l'onduleur, nous avons conclu qu'il s'agissait d'un problème de communication entre l'onduleur et la machine à cycle organique. Malgré cela, nous avons pu recueillir des données expérimentales sur les températures de l'huile de jatropha à l'entrée et à la sortie du générateur de vapeur. Cela nous a permis de réaliser une étude comparative entre l'expérimentation et la simulation. En utilisant la température d'entrée de l'huile de jatropha et de certaines données tels que les débits de l'huile de jatropha et du fluide de travail, les rendements isentropiques de la turbine et du circulateur de la machine, l'algorithme a généré les températures de sortie de l'huile de jatropha. La comparaison entre la température de sortie expérimentale et celle issue de la modélisation a révélé des résultats prometteurs, l'écart maximal entre ces deux températures étant de $1,89^{\circ}\text{C}$ avec un taux de fiabilité de 99,57 %. Bien que cette comparaison ne soit pas suffisante pour valider pleinement le modèle ainsi que les hypothèses initialement posées, elle reste essentielle. En effet, la validation effective du modèle ne peut se faire qu'avec les données sur la production électrique, car c'est l'objectif principal de la conception de cet outil numérique.

VI. PERSPECTIVES ET RECOMMANDATIONS

Pour la mise en marche effective de la centrale solaire thermodynamique CSP4Africa, et la validation du modèle de la machine à cycle organique de Rankine, nous proposons les activités suivantes :

- Effectuer un diagnostic approfondi de l'onduleur-réseau de l'installation ainsi que sa communication avec la machine à cycle organique de Rankine sous la direction d'un expert.
- Réaliser davantage de tests expérimentaux, en mettant particulièrement l'accent sur les tests relatifs à la production électrique de la centrale, afin de valider le modèle de la machine à cycle organique de Rankine.
- Envisager de mettre régulièrement la centrale en marche afin de maintenir son bon état de fonctionnement, évitant ainsi la nécessité de procéder à un diagnostic complet de l'installation à chaque fois qu'un sujet de recherche nécessitant des tests expérimentaux est abordé.
- Envisager la conception d'un outil numérique plus grand prenant en compte tous les équipements de la centrale dans le but d'avoir une centrale virtuelle.

VII. RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES

-
- [1] K. E. N'Tsoukpoe, S. C. Lekombo, F. Kemausuor, G. K. Ko, et E. H. B. Diaw, « Overview of solar thermal technology development and applications in West Africa: Focus on hot water and its applications », *Scientific African*, vol. 21, p. e01752, sept. 2023, doi: 10.1016/j.sciaf.2023.e01752.
- [2] Y. M. Seshie, K. E. N'Tsoukpoe, P. Neveu, Y. Coulibaly, et Y. K. Azoumah, « Small scale concentrating solar plants for rural electrification », *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 90, p. 195-209, juill. 2018, doi: 10.1016/j.rser.2018.03.036.
- [3] E. S. Kenda, K. E. N'Tsoukpoe, I. W. K. Ouédraogo, Y. Coulibaly, X. Py, et F. M. A. W. Ouédraogo, « *Jatropha curcas* crude oil as heat transfer fluid or thermal energy storage material for concentrating solar power plants », *Energy for Sustainable Development*, vol. 40, p. 59-67, oct. 2017, doi: 10.1016/j.esd.2017.07.003.
- [4] A. Gomna, K. E. N'Tsoukpoe, N. Le Pierrès, et Y. Coulibaly, « Thermal stability of a vegetable oil-based thermal fluid at high temperature », *African Journal of Science, Technology, Innovation and Development*, vol. 12, n° 3, p. 317-326, avr. 2020, doi: 10.1080/20421338.2020.1732080.
- [5] F. Caille, « L'énergie solaire thermodynamique en Afrique: La Société française d'études thermiques et d'énergie solaire, ou Sofretes (1973-1983) », *Afrique contemporaine*, vol. N° 261-262, n° 1, p. 65-84, sept. 2018, doi: 10.3917/afco.261.0065.
- [6] K. E. N'Tsoukpoe *et al.*, « Integrated design and construction of a micro-central tower power plant », *Energy for Sustainable Development*, vol. 31, p. 1-13, avr. 2016, doi: 10.1016/j.esd.2015.11.004.
- [7] E. S. Kenda, X. Py, K. E. N'Tsoukpoe, Y. Coulibaly, et N. Sadiki, « Thermal Energy Storage Materials Made of Natural and Recycled Resources for CSP in West Africa », *Waste Biomass Valor*, vol. 9, n° 9, p. 1687-1701, sept. 2018, doi: 10.1007/s12649-017-9904-2.
- [8] K. E. N'Tsoukpoe, N. Le Pierrès, Y. M. Seshie, et Y. Coulibaly, « Technico-economic comparison of heat transfer fluids or thermal energy storage materials: A case study using *Jatropha curcas* oil », *African Journal of Science, Technology, Innovation and Development*, vol. 13, n° 2, p. 193-211, févr. 2021, doi: 10.1080/20421338.2020.1838082.
- [9] Yao Manu Seshie, Yézouma Coulibaly, et Kokouvi Edem N'Tsoukpoe, « Optimal Operating Conditions of an Organic Rankine Cycle under Steady Heat Input », *JEPE*, vol. 11, n° 12, déc. 2017, doi: 10.17265/1934-8975/2017.12.003.
- [10] J. V. C. Vargas, J. C. Ordóñez, et A. Bejan, « Power extraction from a hot stream in the presence of phase change », *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 43, n° 2, p. 191-201, janv. 2000, doi: 10.1016/S0017-9310(99)00146-5.
- [11] M. O. Bamgbopa et E. Uzgoren, « Numerical analysis of an organic Rankine cycle under steady and variable heat input », *Applied Energy*, vol. 107, p. 219-228, juill. 2013, doi: 10.1016/j.apenergy.2013.02.040.
- [12] J. Sun et W. Li, « Operation optimization of an organic rankine cycle (ORC) heat recovery power plant », *Applied Thermal Engineering*, vol. 31, n° 11-12, p. 2032-2041, août 2011, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2011.03.012.
- [13] S. Lecompte, H. Huisseune, M. van den Broek, S. De Schampheleire, et M. De Paepe, « Part load based thermo-economic optimization of the Organic Rankine Cycle (ORC) applied to a combined heat and power (CHP) system », *Applied Energy*, vol. 111, p. 871-881, nov. 2013, doi: 10.1016/j.apenergy.2013.06.043.

- [14] S. Quoilin, S. Declaye, B. F. Tchanche, et V. Lemort, « Thermo-economic optimization of waste heat recovery Organic Rankine Cycles », *Applied Thermal Engineering*, vol. 31, n° 14-15, p. 2885-2893, oct. 2011, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2011.05.014.
- [15] G. Manente, A. Toffolo, A. Lazzaretto, et M. Paci, « An Organic Rankine Cycle off-design model for the search of the optimal control strategy », *Energy*, vol. 58, p. 97-106, sept. 2013, doi: 10.1016/j.energy.2012.12.035.
- [16] J. Zhang, W. Zhang, G. Hou, et F. Fang, « Dynamic modeling and multivariable control of organic Rankine cycles in waste heat utilizing processes », *Computers & Mathematics with Applications*, vol. 64, n° 5, p. 908-921, sept. 2012, doi: 10.1016/j.camwa.2012.01.054.
- [17] D. Wei, X. Lu, Z. Lu, et J. Gu, « Dynamic modeling and simulation of an Organic Rankine Cycle (ORC) system for waste heat recovery », *Applied Thermal Engineering*, vol. 28, n° 10, p. 1216-1224, juill. 2008, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2007.07.019.
- [18] J. Zhang, Y. Zhou, R. Wang, J. Xu, et F. Fang, « Modeling and constrained multivariable predictive control for ORC (Organic Rankine Cycle) based waste heat energy conversion systems », *Energy*, vol. 66, p. 128-138, mars 2014, doi: 10.1016/j.energy.2014.01.068.
- [19] Y. Jannot, « COURS DE TRANSFERTS THERMIQUES ».

VIII. ANNEXES

Sommaire des annexes

Annexe I: Propriété de l'huile de jatropha en fonction de la température[8].....	50
Annexe II: Les détails de calcul de la quantité d'huile de jatropha dans le système	51
Annexe III: Recharge des réservoirs d'huile:.....	52
Annexe IV: Recharge de l'aéro-refroidisseur en eau:	53
Annexe V: Nettoyage du polytank	54
Annexe VI: Changement du boîtier de raccordement de l'aéro-refroidisseur	55
Annexe VII: Variation de la puissance thermique du GV en fonction de la température et du débit de l'huile de jatropha.....	56
Annexe VIII: Vérification du premier principe de la thermodynamique.....	57
Annexe IX: Variation de la puissance électrique et du rendement du système en fonction de la température de l'huile de jatropha et l'eau de refroidissement	58
Annexe X: Variation de la puissance électrique produite et du rendement en fonction de la température et du débit de l'huile de jatropha.....	59
Annexe XI: Variation de la puissance électrique et du rendement du système en fonction du débit de l'huile de jatropha et de la température de l'eau de refroidissement.....	60
Annexe XII: Tension (V) mesurée aux bornes de l'alternateur lors de l'expérimentation	61
Annexe XIII: Données expérimentales (Tgs) et celles issus de la simulation (Tgs') de la température de l'huile de jatropha à la sortie du générateur de vapeur.....	62

Annexe I: Propriété de l'huile de jatropha en fonction de la température[8]

- Expression de la densité [$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$] de l'huile de jatropha en fonction de la température [$^{\circ}\text{C}$]

$$\rho = -0,7392T + 933,47 \quad (1)$$

- Expression de la capacité calorifique spécifique [$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$] de l'huile de jatropha en fonction de la température [$^{\circ}\text{C}$]

$$cp = 2,262 \cdot 10^{-6}T^4 - 1,0423 \cdot 10^{-3}T^3 + 0,12947T^2 + 0,441T + 1960,8 \quad (2)$$

- Expression de la conductivité thermique [$\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$] de l'huile de jatropha en fonction de la température [$^{\circ}\text{C}$]

$$\lambda = 2,8 \cdot 10^{-7}T^2 - 2,258 \cdot 10^{-4}T + 0,1736 \quad (3)$$

- Expression de la viscosité absolue [$\text{Pa}\cdot\text{S}$] de l'huile de jatropha en fonction de la température [$^{\circ}\text{C}$]

$$\mu = 32,867T^{-1,8371} \quad (4)$$

Annexe II: Les détails de calcul de la quantité d'huile de jatropha dans le système

En appliquant l'équation (14), on a :

$$V_{RC} = \frac{1}{3} \pi \frac{1,75^2}{4} 0,4 + \pi \frac{1,75^2}{4} (0,6 - 0,4)$$

$$V_{RC} = 0,8018 \text{ m}^3 \text{ soit } 801,8 \text{ L}$$

En appliquant l'équation 15, on a :

$$V_{Rf} = \frac{1}{3} \pi \frac{1,75^2}{4} 0,2 \text{ car } h_{res} - h_{vide} < h_1$$

$$V_{Rf} = 0,1603 \text{ m}^3 \text{ soit } 160,3 \text{ L}$$

L'application de l'équation (16), donne :

$$V_G = 0,525 \cdot 0,243 \cdot 0,0005 \cdot \frac{80-2}{2}$$

$$V_G = 0,00995 \text{ m}^3 \text{ soit } 9,95 \text{ L}$$

L'application de l'équation (17), donne :

$$V_T = \pi \frac{0,0254^2}{4} 25$$

$$V_T = 0,01267 \text{ m}^3 \text{ soit } 12,67 \text{ L}$$

Le volume total d'huile est égal :

$$V_{Total} = 801,8 + 160,3 + 9,95 + 12,67$$

$$V_G = 984,72 \text{ L}$$

Annexe III: Recharge des réservoirs d'huile:



Annexe IV: Recharge de l'aero-refroidisseur en eau:



Annexe V: Nettoyage du polytank



Annexe VI: Changement du boîtier de raccordement de l'aéro-refroidisseur



Annexe VII: Variation de la puissance thermique du GV en fonction de la température et du débit de l'huile de jatropha

Variation de la puissance thermique du GV en fonction de la température de l'huile de jatropha							
Temperature (°C)	140	150	160	170	180	190	200
Puissance au niveau de la zone liquide (kW)	34,83	34,80	35,11	34,84	35,38	34,77	35,20
Puissance au niveau de la zone d'ebullition (kW)	9,19	13,75	30,27	30,27	30,27	30,27	30,27
Puissance au niveau de la zone de vapeur (kW)	0,00	0,00	18,02	22,67	26,78	31,30	35,53
Puissance du générateur de vapeur(kW)	44,02	48,55	83,40	87,78	92,43	96,35	101,00
Variation de la puissance thermique du GV en fonction du débit massique de l'huile de jatropha							
Debit (kg/s)	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9		
Puissance au niveau de la zone liquide (kW)	34,88	34,78	34,90	34,84	35,18		
Puissance au niveau de la zone d'ebullition (kW)	30,27	30,27	30,27	30,27	30,27		
Puissance au niveau de la zone de vapeur (kW)	15,02	18,57	20,87	22,65	23,50		
Puissance du générateur de vapeur(kW)	80,17	83,62	86,04	87,76	88,96		

Annexe VIII: Vérification du premier principe de la thermodynamique

Température (°C)	150	160	170	180	190
Puissance de la source chaude (GV) en kW	78,4969418	83,7966234	87,8151787	92,4281377	96,345285
Puissance mécanique en kW	-16,0122826	-20,8548018	-25,3002218	-29,5414278	-34,2267464
Puissance évacuée en kW	-62,48	-62,94	-62,5	-62,88	-62,11
Bilan (verification du 1er principe de la thermo)	0,00465916	0,0018216	0,01495692	0,00670995	0,00853857

Annexe IX: Variation de la puissance électrique et du rendement du système en fonction de la température de l'huile de jatropha et l'eau de refroidissement

Données sur la variation de la puissance électrique produite en fonction de la température de l'huile de jatropha et l'eau de refroidissement								
Température huile (°C)	140	150	160	170	180	190	200	210
Température eau de refroidissement (°C)	Puissance électrique produite (W)							
20	4078,4	5162,9	6163,4	7036,4	7916	8838,2	9666	10651,7
25	3794,9	4832,5	5746,7	6673,3	7606,7	8479,3	9351	10335,3
30	3510,9	4439,3	5412,7	6370,7	7291,8	8169,3	9087,2	9978,3
35	2973,5	4060,8	5033,8	5896,8	6869	7820,1	8782,4	9662,2
40	2706,3	3802,3	4720,8	5640,7	6562,9	7428,2	8465,8	9346,4
45	2173,5	3342,7	4303,9	5332,5	6264,2	7022,4	8000,7	9029,9
Données sur la variation du rendement du système en fonction de la température de l'huile de jatropha et l'eau de refroidissement								
Température huile (°C)	140	150	160	170	180	190	200	210
Température eau de refroidissement (°C)	Rendement (%)							
20	7,22	7,69	8,05	8,31	8,55	8,76	8,93	9,11
25	6,89	7,36	7,7	8	8,26	8,48	8,67	8,86
30	6,59	7,02	7,4	7,72	7,99	8,22	8,43	8,62
35	6,17	6,7	7,1	7,4	7,7	7,96	8,2	8,39
40	5,91	6,45	6,83	7,17	7,46	7,71	7,97	8,17
45	5,52	6,12	6,54	6,93	7,23	7,45	7,71	7,96

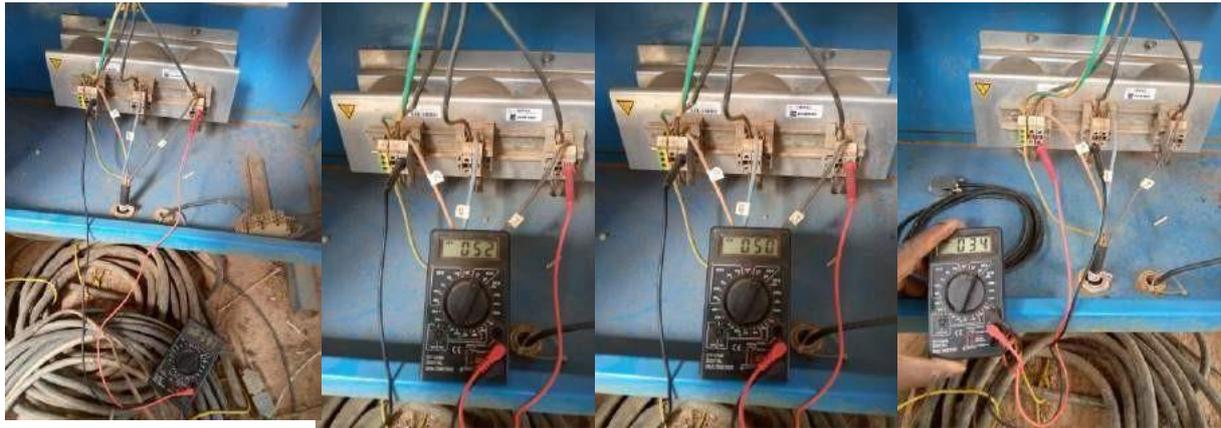
Annexe X: Variation de la puissance électrique produite et du rendement en fonction de la température et du débit de l'huile de jatropha

Données sur la variation de la puissance électrique produite en fonction de la température et du débit de l'huile de jatropha								
Température huile (°C)	140	150	160	170	180	190	200	210
Débit de l'huile de jatropha (kg/s)	Puissance électrique produite (W)							
	0,6	1373,2	2451,4	3389,8	4375,7	5221,9	5795,4	7133,7
0,7	1978	3228,8	4263,7	5075,5	5989,7	7074,2	7981,5	8797,2
0,8	2933,5	4013,7	4905,2	5922,5	6683,2	7619,5	8605,3	9628,7
0,9	3588,6	4505,2	5557,8	6489,4	7399,5	8315,8	9216,3	10176,6
Données sur la variation du rendement du système en fonction de la température et débit de l'huile de jatropha								
Température huile (°C)	140	150	160	170	180	190	200	210
Débit de l'huile de jatropha (kg/s)	Rendement (%)							
	0,6	5,02	5,65	6,12	6,54	6,85	7,04	7,45
0,7	5,48	6,16	6,63	6,95	7,26	7,59	7,83	8,02
0,8	6,15	6,68	7,05	7,41	7,65	7,91	8,15	8,38
0,9	6,64	7,06	7,47	7,78	8,04	8,27	8,48	8,67

Annexe XI: Variation de la puissance électrique et du rendement du système en fonction du débit de l'huile de jatropha et de la température de l'eau de refroidissement

Données sur la variation de la puissance électrique produite en fonction du débit de l'huile jatropha et de la température de l'eau de refroidissement						
Température eau (°C)	20	25	30	35	40	45
Débit de l'huile de jatropha (kg/s)	Puissance électrique produite (W)					
0,6	8912,9	8185,5	7857,2	7451,6	7094,7	6766,3
0,7	9207,5	8672,2	8247,4	7851,7	7598,9	7244,1
0,8	9628,7	9021,1	8650,6	8336,7	7970,3	7701,7
0,9	9870,8	9295,4	8973,8	8615,9	8381,7	7897,4
Données sur la variation du rendement du système en fonction du débit de l'huile de jatropha et de la température de l'eau de refroidissement						
Température eau (°C)	20	25	30	35	40	45
Débit de l'huile de jatropha (kg/s)	Rendement électrique (%)					
0,6	8,76	8,31	8,05	7,78	7,54	7,31
0,7	8,83	8,43	8,15	7,89	7,68	7,45
0,8	8,92	8,51	8,25	8,02	7,78	7,57
0,9	8,98	8,58	8,33	8,09	7,88	7,63

Annexe XII: Tension (V) mesurée aux bornes de l'alternateur lors de l'expérimentation



Annexe XIII: Données expérimentales (Tgs) et celles issus de la simulation (Tgs') de la température de l'huile de jatropha à la sortie du générateur de vapeur

Heure	Débit (kg/h)	Tge (°C)	Tgs (°C)	Tgs' (°C)	Différence						
						12:08:56	3097,9	148,22	130,54	130,43	0,103
12:02:16	3105,2	139,14	130,45	130,60	-0,144	12:09:06	3096,8	147,82	130,47	130,90	-0,428
12:02:26	3102,8	142,42	130,94	129,76	1,177	12:09:16	3099,5	148,12	130,45	128,98	1,470
12:02:36	3104,6	144,75	130,68	132,31	-1,630	12:09:26	3098,1	148,45	130,43	129,77	0,659
12:02:46	3103,6	145,63	130,68	131,85	-1,171	12:09:36	3096,2	148,35	130,59	130,34	0,250
12:02:56	3100,7	145,78	130,61	130,13	0,484	12:09:46	3098,8	148,32	130,53	129,90	0,638
12:03:06	3102,3	145,85	130,70	129,62	1,078	12:09:56	3097,2	148,43	130,52	129,78	0,743
12:03:16	3103,7	146,76	130,79	131,14	-0,341	12:10:06	3097,4	148,47	130,52	131,29	-0,772
12:03:26	3102,5	147,08	130,83	130,78	0,050	12:10:16	3095,3	148,67	130,25	130,82	-0,568
12:03:36	3101,4	147,05	130,77	130,74	0,031	12:10:26	3096,5	148,59	130,37	130,60	-0,231
12:03:46	3102,6	147,35	130,59	130,60	-0,010	12:10:36	3097,9	148,61	130,43	129,07	1,353
12:03:56	3102,4	147,73	130,76	129,96	0,794	12:10:46	3096,0	148,60	130,35	129,76	0,588
12:04:06	3101,1	147,32	130,43	131,80	-1,368	12:10:56	3096,3	148,51	130,45	129,97	0,473
12:04:16	3101,2	147,66	130,45	129,88	0,570	12:11:06	3097,3	148,47	130,25	129,86	0,383
12:04:26	3105,1	147,67	130,76	130,18	0,580	12:11:16	3098,2	148,63	130,42	130,36	0,063
12:04:36	3101,8	147,66	130,66	128,87	1,786	12:11:26	3097,8	148,52	130,33	130,74	-0,407
12:04:46	3100,7	147,59	130,61	131,93	-1,321	12:11:36	3095,9	148,70	130,37	129,30	1,073
12:04:56	3100,8	147,97	130,60	131,55	-0,950	12:11:46	3094,0	148,61	130,30	130,52	-0,226
12:05:06	3100,5	147,85	130,73	129,34	1,392	12:11:56	3095,7	148,49	130,30	131,79	-1,491
12:05:16	3102,3	148,25	130,39	130,87	-0,478	12:12:06	3096,9	148,40	130,25	129,28	0,974
12:05:26	3101,1	148,01	130,48	130,31	0,172	12:12:16	3095,2	148,14	130,46	130,66	-0,194
12:05:36	3099,9	147,83	130,76	129,46	1,295	12:12:26	3094,8	148,37	130,26	129,15	1,109
12:05:46	3098,9	147,85	130,61	131,76	-1,157	12:12:36	3090,7	148,25	130,50	131,30	-0,797
12:05:56	3098,3	147,64	130,62	130,86	-0,236	12:12:46	3093,3	148,12	130,34	129,00	1,336
12:06:06	3098,1	147,99	130,43	129,46	0,968	12:12:56	3092,5	148,42	130,35	130,23	0,120
12:06:16	3100,7	147,63	130,45	130,45	0,005	12:13:06	3093,5	148,37	130,38	130,95	-0,569
12:06:26	3098,1	147,77	130,32	131,09	-0,773	12:13:16	3093,1	148,31	130,58	131,05	-0,469
12:06:36	3097,5	147,61	130,41	131,26	-0,851	12:13:26	3093,6	148,26	130,45	131,29	-0,840
12:06:46	3100,0	147,67	130,37	129,58	0,795	12:13:36	3094,7	148,40	130,29	131,95	-1,659
12:06:56	3098,2	147,64	130,43	129,67	0,755	12:13:46	3092,5	148,28	130,49	130,83	-0,342
12:07:06	3097,3	147,79	130,41	131,69	-1,289	12:13:56	3093,1	148,25	130,56	130,81	-0,244
12:07:16	3097,9	147,66	130,43	131,24	-0,813	12:14:06	3094,0	148,12	130,46	129,66	0,801
12:07:26	3099,5	147,68	130,51	129,25	1,259	12:14:16	3092,8	148,05	130,56	130,89	-0,333
12:07:36	3100,4	147,70	130,33	130,34	-0,008	12:14:26	3092,1	148,46	130,21	129,62	0,584
12:07:46	3099,0	147,94	130,32	130,98	-0,661	12:14:36	3093,1	148,54	130,34	131,33	-0,986
12:07:56	3095,9	147,82	130,34	130,08	0,267	12:14:46	3091,9	148,43	130,39	129,90	0,490
12:08:06	3097,3	147,85	130,45	130,61	-0,158	12:14:56	3093,1	148,64	130,34	130,16	0,172
12:08:16	3097,7	148,04	130,30	129,26	1,041	12:15:06	3096,3	148,59	130,43	129,55	0,875
12:08:26	3100,0	148,30	130,24	131,21	-0,972	12:15:16	3094,4	148,71	130,48	129,16	1,317
12:08:36	3100,4	148,12	130,26	130,61	-0,351	12:15:26	3092,2	148,57	130,39	130,05	0,333
12:08:46	3098,1	148,24	130,21	130,31	-0,102	12:15:36	3094,0	148,54	130,24	131,43	-1,194

Mise en route de la boucle thermodynamique de la centrale solaire CSP4Africa

12:15:46	3092,5	148,60	130,40	131,33	-0,924
12:15:56	3092,9	148,66	130,52	130,97	-0,449
12:16:06	3094,3	148,56	130,37	132,06	-1,692
12:16:16	3094,5	148,62	130,43	131,04	-0,606
12:16:26	3093,5	148,74	130,27	130,66	-0,397
12:16:36	3093,8	148,70	130,40	130,92	-0,521
12:16:46	3093,6	148,55	130,48	132,21	-1,727
12:16:56	3092,1	148,42	130,43	129,79	0,633
12:17:06	3094,0	148,48	130,39	129,63	0,751
12:17:16	3093,5	148,51	130,47	130,73	-0,264
12:17:26	3094,0	148,46	130,41	130,45	-0,042
12:17:36	3093,1	148,41	130,52	130,42	0,099
12:17:46	3091,7	148,35	130,57	131,88	-1,314
12:17:56	3092,5	148,35	130,43	130,60	-0,164
12:18:06	3093,4	148,74	130,32	131,35	-1,032
12:18:16	3093,3	148,75	130,28	130,04	0,241
12:18:26	3092,5	148,75	130,23	130,78	-0,548
12:18:36	3094,4	148,66	130,34	130,18	0,163
12:18:46	3094,5	148,62	130,31	129,53	0,783
12:18:56	3094,8	148,70	130,42	130,04	0,382
12:19:06	3097,6	148,61	130,37	131,40	-1,032
12:19:16	3095,4	148,60	130,54	130,56	-0,019
12:19:26	3092,4	148,79	130,45	129,69	0,759
12:19:36	3095,2	149,11	130,54	129,82	0,723
12:19:46	3094,3	148,93	130,43	129,40	1,025
12:19:56	3095,1	148,86	130,76	131,33	-0,575
12:20:06	3094,4	148,99	130,70	130,57	0,127
12:20:16	3095,5	148,99	130,62	130,29	0,336
12:20:26	3092,8	149,14	130,43	129,13	1,292
12:20:36	3093,6	149,13	130,90	129,39	1,508
12:20:46	3095,3	149,12	130,79	130,80	-0,009
12:20:56	3095,9	149,28	131,04	131,86	-0,827
12:21:06	3093,8	149,25	130,64	131,33	-0,688
12:21:16	3094,8	149,47	130,61	130,49	0,117
12:21:26	3093,9	149,42	130,44	129,11	1,333
12:21:36	3092,7	149,20	130,48	130,43	0,056
12:21:46	3096,4	148,93	130,53	130,02	0,503
12:21:56	3093,9	149,22	130,73	130,72	0,012
12:22:06	3094,6	149,25	130,87	129,86	1,008
12:22:16	3094,4	149,13	130,76	132,07	-1,315
12:22:26	3092,9	149,20	130,80	130,65	0,157

12:22:36	3092,1	149,39	130,62	129,79	0,831
12:22:46	3093,5	149,36	130,81	131,06	-0,253
12:22:56	3092,1	149,19	130,98	131,35	-0,366
12:23:06	3093,0	149,24	130,71	131,26	-0,557
12:23:16	3094,8	149,29	130,64	131,55	-0,915
12:23:26	3093,0	149,39	130,75	130,60	0,154
12:23:36	3091,7	149,25	130,71	132,36	-1,647
12:23:46	3093,9	149,34	130,90	131,49	-0,596
12:23:56	3094,3	149,26	130,66	130,50	0,162
12:24:06	3094,6	149,36	130,61	129,89	0,710
12:24:16	3093,5	149,20	130,78	131,61	-0,834
12:24:26	3093,3	149,02	131,18	130,22	0,957
12:24:36	3095,3	149,21	131,01	130,69	0,322
12:24:46	3095,2	149,43	130,83	131,06	-0,229
12:24:56	3095,5	149,58	130,85	131,58	-0,729
12:25:06	3092,7	149,49	130,68	129,78	0,896
12:25:16	3093,0	149,10	130,79	130,08	0,703
12:25:26	3095,0	149,29	130,89	131,32	-0,432
12:25:36	3093,2	149,35	130,79	132,05	-1,257
12:25:46	3092,1	149,26	130,83	130,95	-0,111
12:25:56	3094,8	149,42	131,00	131,68	-0,683
12:26:06	3094,0	149,28	130,99	130,79	0,205
12:26:16	3094,7	149,30	131,01	132,48	-1,468
12:26:26	3094,5	149,39	131,05	130,57	0,478
12:26:36	3093,9	149,25	131,04	131,99	-0,951
12:26:46	3094,0	149,46	130,74	131,07	-0,337
12:32:46	3049,4	99,10	132,47	133,39	-0,918
12:32:56	3078,5	112,39	132,84	131,18	1,662
12:33:06	3086,8	123,30	132,04	132,24	-0,202
12:33:16	3087,7	131,19	131,49	132,26	-0,771
12:33:26	3090,3	135,75	132,04	132,05	-0,007
12:33:36	3092,7	140,01	132,21	132,42	-0,207
12:33:46	3090,8	144,13	132,29	131,95	0,340
12:33:56	3093,7	146,98	132,22	131,81	0,412
12:34:06	3093,5	148,68	132,20	132,82	-0,620
12:34:16	3095,6	149,84	132,00	133,05	-1,048
12:34:26	3093,4	149,96	132,10	131,20	0,895
12:34:36	3093,6	149,63	132,13	131,67	0,458
12:34:46	3094,4	149,86	132,22	130,94	1,285
12:34:56	3092,0	150,25	132,52	132,99	-0,472
12:35:06	3092,8	150,19	132,21	131,27	0,942

Mise en route de la boucle thermodynamique de la centrale solaire CSP4Africa

12:35:16	3095,4	150,63	132,00	131,31	0,691
12:35:26	3091,7	150,31	131,93	132,30	-0,374
12:35:36	3093,5	149,96	132,13	133,35	-1,219
12:35:46	3093,5	150,17	132,28	132,44	-0,162
12:35:56	3092,7	150,44	132,22	132,91	-0,689
12:36:06	3093,2	150,49	131,92	131,72	0,197
12:36:16	3093,5	150,63	132,00	131,15	0,849
12:36:26	3091,8	150,47	131,91	131,10	0,813
12:36:36	3093,6	150,24	131,96	132,57	-0,608
12:36:46	3092,9	150,09	131,93	131,27	0,665
12:36:56	3094,9	150,22	131,96	131,22	0,742
12:37:06	3092,6	150,21	132,14	131,16	0,973
12:37:16	3092,6	150,10	132,14	131,26	0,882
12:37:26	3091,8	150,02	132,21	133,64	-1,426
12:37:36	3091,0	150,26	131,94	133,59	-1,651
12:37:46	3091,8	150,60	131,89	132,60	-0,703
12:37:56	3091,2	150,69	132,18	131,57	0,607
12:38:06	3091,6	150,51	132,24	132,90	-0,659
12:38:16	3092,5	150,51	132,22	133,79	-1,570
12:38:26	3093,2	150,45	132,12	131,48	0,642
12:38:36	3091,6	150,46	132,25	131,98	0,266
12:38:46	3093,8	150,34	132,11	131,86	0,259
12:38:56	3094,8	150,34	132,07	131,45	0,622
12:39:06	3091,8	150,20	132,30	132,56	-0,262
12:39:16	3090,2	149,99	132,20	133,77	-1,568
12:39:26	3092,1	150,11	132,18	131,69	0,496
12:39:36	3093,7	150,15	132,14	130,71	1,437
12:39:46	3093,2	150,16	132,35	133,16	-0,810
12:39:56	3093,0	150,29	132,55	131,99	0,555
12:40:06	3093,5	150,38	132,74	133,65	-0,905
12:40:16	3093,3	150,32	132,38	132,11	0,261
12:40:26	3092,1	150,57	132,20	132,72	-0,521
12:40:36	3092,8	150,73	132,41	133,45	-1,041
12:40:46	3093,5	150,53	132,18	131,20	0,975
12:40:56	3094,0	150,60	132,38	133,03	-0,643
12:41:06	3094,9	150,54	132,19	133,23	-1,040
12:41:16	3093,1	150,46	132,16	131,32	0,844
12:41:26	3090,9	150,32	132,15	131,22	0,928
12:41:36	3093,3	150,24	132,12	132,26	-0,139
12:41:46	3093,7	150,51	132,27	132,41	-0,136
12:41:56	3092,2	150,36	132,13	131,85	0,283

12:42:06	3092,4	150,42	132,16	132,54	-0,379
12:42:16	3092,9	150,11	132,08	132,30	-0,215
12:42:26	3092,6	150,03	132,16	131,86	0,296
12:42:36	2339,5	149,91	132,15	131,92	0,226
14:08:16	1876,8	164,67	149,58	147,98	1,599
14:08:26	3063,7	171,73	160,66	160,64	0,016
14:08:36	3092,2	171,05	160,06	159,82	0,237
14:08:46	3098,9	169,82	158,92	158,42	0,496
15:01:57	2167,9	169,40	158,19	158,91	-0,721
15:02:07	3066,5	183,50	167,00	166,68	0,314
15:02:17	3090,3	182,90	165,90	166,36	-0,459
15:02:27	3099,2	182,60	164,78	164,98	-0,205
15:02:37	3102,4	182,82	164,85	165,90	-1,046
15:02:47	3103,0	182,30	165,15	165,83	-0,682
15:02:57	3105,7	182,25	165,08	165,14	-0,059
15:03:07	3106,5	182,90	165,46	165,76	-0,306
15:03:17	3104,7	179,63	164,94	164,15	0,792
15:03:27	3104,3	177,85	164,43	165,89	-1,462
15:03:37	3103,7	179,82	164,61	163,57	1,040
15:03:47	3103,2	179,80	164,67	164,02	0,644
15:03:57	3101,0	180,04	164,61	165,77	-1,164
15:04:07	3101,0	180,70	164,44	164,08	0,362
15:04:17	3098,6	180,78	164,63	164,30	0,320
15:04:27	3097,7	181,30	164,49	164,52	-0,031
15:04:37	3098,7	181,70	163,96	164,96	-0,997
15:04:47	3097,8	181,65	164,46	164,41	0,050
15:04:57	3096,6	181,68	164,24	165,10	-0,864
15:05:07	3099,2	182,22	164,36	164,49	-0,132
15:05:17	3100,6	182,22	164,09	163,00	1,088
15:05:27	3100,8	182,32	163,85	164,11	-0,259
15:05:37	3100,8	182,44	164,06	163,34	0,719
15:05:47	3101,9	182,43	164,00	164,59	-0,584
15:05:57	3101,7	182,59	163,83	165,07	-1,243
15:06:07	3102,2	182,56	163,77	163,32	0,445
15:06:17	3101,4	182,25	164,19	164,01	0,173
15:06:27	3101,5	182,15	163,95	163,39	0,561
15:06:37	3101,5	181,93	163,79	164,24	-0,446
15:06:47	3102,0	182,13	164,00	163,95	0,050
15:06:57	3099,5	181,87	164,20	163,72	0,480
15:07:07	3098,6	182,12	163,93	163,80	0,128
15:07:17	3100,1	182,12	163,93	163,04	0,897

Mise en route de la boucle thermodynamique de la centrale solaire CSP4Africa

15:07:27	3100,5	182,25	163,69	164,38	-0,684
15:07:37	3100,9	182,29	163,40	162,91	0,495
15:07:47	3100,3	182,30	163,48	163,66	-0,185
15:07:57	3098,3	181,97	163,43	163,35	0,079
15:08:07	3098,1	181,80	163,33	163,44	-0,119
15:08:17	3099,4	181,70	163,34	164,39	-1,052
15:08:27	3099,5	181,75	163,35	163,15	0,198
15:08:37	3098,1	181,80	163,35	163,09	0,268
15:08:47	3098,2	181,81	163,28	163,03	0,257
15:08:57	3098,4	181,69	163,44	162,99	0,445
15:09:07	3098,2	181,54	163,21	162,48	0,726
15:09:17	3097,7	181,23	163,20	162,69	0,506
15:09:27	3097,5	181,33	163,51	163,68	-0,171
15:09:37	3096,2	181,38	163,28	163,81	-0,534
15:09:47	3099,0	181,45	162,98	163,26	-0,278
15:09:57	3098,3	181,49	163,20	163,49	-0,289
15:10:07	3096,0	181,51	162,84	163,98	-1,139
15:10:17	3098,1	181,20	162,87	162,50	0,367
15:10:27	3097,2	181,06	162,90	162,52	0,385
15:10:37	3095,0	181,47	162,80	162,13	0,678
16:49:59	2943,9	71,77	178,04	179,55	-1,512
16:50:09	3105,1	91,20	178,90	179,52	-0,621
16:50:19	3116,6	115,59	178,15	177,35	0,791
16:50:29	3121,7	136,92	177,86	177,79	0,073
16:50:39	3121,2	153,20	178,74	180,02	-1,278
16:50:49	3120,2	168,24	178,58	177,97	0,606
16:50:59	3116,0	178,42	178,56	176,67	1,888
16:51:09	3112,6	186,17	178,41	177,97	0,439
16:51:19	3112,9	190,84	178,27	177,82	0,451
16:51:29	3110,9	194,27	178,09	178,06	0,029
16:51:39	3111,6	196,78	178,02	178,52	-0,499
16:51:49	3111,7	198,38	177,92	177,73	0,195
16:51:59	3109,7	198,94	178,27	178,84	-0,565
16:52:09	3108,9	199,57	176,93	177,42	-0,497
16:52:19	3108,6	200,02	178,02	177,69	0,328
16:52:29	3106,3	200,06	178,15	178,52	-0,366
16:52:39	3107,7	200,18	178,07	177,75	0,312
16:52:49	3107,2	200,11	177,90	177,14	0,760
16:52:59	3106,0	199,98	177,92	177,97	-0,055
16:53:09	3102,4	199,72	177,98	179,05	-1,077
16:53:19	3104,6	199,54	177,84	179,25	-1,408

16:53:29	3104,2	199,55	177,75	176,34	1,405
16:53:39	3104,2	199,68	177,66	178,86	-1,201
16:53:49	3105,5	199,87	177,69	177,59	0,105
16:53:59	3102,0	199,83	177,54	178,87	-1,336
16:54:09	3103,3	199,94	177,30	176,38	0,917
16:54:19	3103,7	199,94	177,31	177,10	0,216
16:54:29	3102,8	199,89	177,24	178,14	-0,901
16:54:39	3104,2	200,10	177,30	177,52	-0,212
16:54:49	3102,4	199,76	177,35	178,70	-1,347
16:54:59	3103,2	199,47	177,65	177,25	0,394
16:55:09	3104,7	199,12	177,66	177,97	-0,303
16:55:19	3104,6	199,69	177,56	177,45	0,102
16:55:29	3101,6	199,25	177,29	177,45	-0,157
16:55:39	3102,6	200,05	177,35	176,95	0,409
16:55:49	3102,3	199,96	177,06	177,49	-0,432
16:55:59	3101,4	200,00	177,15	176,53	0,617
16:56:09	3101,9	199,75	177,13	177,53	-0,408
16:56:19	3102,5	199,23	177,20	177,00	0,208
16:56:29	3099,5	199,29	176,99	176,74	0,254
16:56:39	3099,4	198,99	177,15	175,93	1,219
16:56:49	3100,5	199,26	177,20	178,32	-1,118
16:56:59	3100,9	199,25	176,91	176,29	0,617
16:57:09	3100,3	199,18	176,89	177,71	-0,827
16:57:19	3101,3	199,12	177,00	176,33	0,671
16:57:29	3099,1	199,44	176,89	176,32	0,566
16:57:39	3099,6	199,14	176,76	177,43	-0,666
16:57:49	3100,3	199,10	176,73	177,12	-0,382
16:57:59	3100,1	198,97	176,49	177,88	-1,391
16:58:09	3099,9	199,41	176,45	177,07	-0,623
16:58:19	3099,4	199,76	176,51	177,57	-1,067
16:58:29	3100,9	199,77	176,72	177,96	-1,242
16:58:39	3100,1	199,74	176,53	176,98	-0,455
16:58:49	3100,8	199,69	176,46	176,55	-0,081
16:58:59	3100,9	199,17	176,50	177,63	-1,135
16:59:09	3100,4	199,40	176,65	177,01	-0,365
16:59:19	3100,3	199,38	176,45	175,59	0,866
16:59:29	3099,1	200,20	176,47	175,80	0,673
16:59:39	3100,0	200,73	176,37	176,92	-0,547
16:59:49	3100,7	198,92	176,53	177,36	-0,833
16:59:59	3100,3	197,11	176,48	177,65	-1,167
17:00:09	3100,0	196,99	176,20	176,21	-0,006

Mise en route de la boucle thermodynamique de la centrale solaire CSP4Africa

17:00:19	3100,2	197,43	176,15	176,26	-0,104
17:00:29	3099,4	197,33	176,28	176,13	0,147
17:00:39	3099,0	197,13	176,47	175,89	0,583
17:00:49	3100,2	197,43	176,32	176,21	0,112
17:00:59	3100,0	197,77	176,22	175,95	0,268
17:01:09	3097,9	197,40	176,05	174,80	1,243
17:01:19	3099,3	197,67	176,04	175,91	0,128
17:01:29	3100,3	197,54	175,88	176,74	-0,866
17:01:39	3100,4	197,27	176,21	176,69	-0,480
17:01:49	3098,9	196,87	176,33	177,33	-1,002
17:01:59	3098,9	197,18	175,88	175,52	0,355
17:02:09	3100,3	197,53	175,82	174,78	1,040
17:02:19	3098,9	196,82	175,93	176,45	-0,526
17:02:29	3096,3	196,94	176,14	176,31	-0,170
17:02:39	3098,9	197,10	175,58	176,56	-0,975
17:02:49	3098,8	196,62	175,69	174,00	1,684
17:02:59	3097,4	197,13	175,56	174,73	0,831
17:03:09	3098,6	197,25	175,31	175,28	0,033
17:03:19	3097,7	197,04	175,27	176,50	-1,226
17:03:29	3098,8	196,91	175,29	174,49	0,799
17:03:39	3099,4	197,08	175,43	176,26	-0,836
17:03:49	3099,5	196,88	175,25	175,47	-0,227
17:03:59	3098,6	196,44	175,15	174,03	1,116
17:04:09	3099,9	196,90	175,10	175,12	-0,012
17:04:19	3099,5	196,89	175,23	176,30	-1,077
17:11:09	3075,0	119,63	170,28	169,84	0,435
17:11:19	3096,5	146,48	170,68	171,95	-1,267
17:11:29	3102,3	167,59	171,51	172,08	-0,568
17:11:39	3103,8	179,18	171,53	171,61	-0,086
17:11:49	3108,7	186,54	171,69	171,69	-0,005
17:11:59	3107,8	190,54	171,61	171,22	0,389
17:12:09	3106,3	192,77	171,76	170,87	0,889
17:12:19	3105,4	194,10	171,79	171,77	0,026
17:12:29	3108,0	195,05	171,56	171,63	-0,068
17:12:39	3107,3	195,58	171,26	171,07	0,186
17:12:49	3107,8	195,84	171,38	171,01	0,370
17:12:59	3106,8	195,94	171,36	170,26	1,097
17:13:09	3107,7	196,04	171,09	171,83	-0,743
17:13:19	3105,8	196,03	171,07	171,84	-0,770
17:13:29	3106,4	195,97	171,12	171,29	-0,176
17:13:39	3107,4	196,09	170,91	170,23	0,672

17:13:49	3106,7	196,18	171,00	171,14	-0,142
17:13:59	3104,2	196,21	170,93	172,42	-1,498
17:14:09	3104,3	196,14	170,96	170,88	0,074
17:14:19	3105,5	196,14	170,74	170,57	0,167
17:14:29	3106,2	196,19	170,71	172,22	-1,505
17:14:39	3105,3	196,18	170,69	169,83	0,857
17:14:49	3105,1	196,14	170,56	169,74	0,821
17:14:59	3106,2	196,13	170,52	169,65	0,876
17:15:09	3101,7	196,11	170,43	169,62	0,806
17:15:19	3103,6	196,02	170,49	169,46	1,025
17:15:29	3103,1	196,02	170,28	171,64	-1,363
17:15:39	3103,4	196,08	170,19	170,22	-0,033
17:15:49	3102,7	195,83	170,32	171,01	-0,697
17:15:59	3104,1	195,71	170,26	170,65	-0,388
17:16:09	3103,1	195,68	170,15	169,17	0,973
17:16:19	3103,1	195,58	170,08	169,60	0,483
17:16:29	3103,5	195,51	169,96	170,59	-0,628
17:16:39	3102,9	195,39	169,84	170,74	-0,902
17:16:49	3102,0	195,40	169,82	169,67	0,153
17:16:59	3102,6	195,20	169,72	168,38	1,341
17:17:09	3102,7	195,13	169,77	168,49	1,274
17:17:19	3101,7	194,97	169,77	169,93	-0,162
17:17:29	3102,4	195,03	169,59	168,22	1,375
17:17:39	3100,9	195,05	169,65	168,31	1,334
17:17:49	3099,9	195,06	169,54	169,39	0,147
17:17:59	3100,5	195,08	169,42	169,36	0,065
17:18:09	3101,4	195,03	169,43	168,72	0,714
17:18:19	3100,1	194,86	169,34	170,21	-0,868
17:18:29	3100,4	194,92	169,33	169,32	0,003
17:18:39	3100,0	194,54	169,25	169,37	-0,119
17:18:49	3101,1	193,07	169,20	168,08	1,120
17:18:59	3101,2	191,23	169,11	169,83	-0,724
17:19:09	3098,8	189,88	169,01	169,28	-0,272
17:19:19	3100,7	189,30	168,85	169,58	-0,731
17:19:29	3100,3	189,22	168,76	170,34	-1,584
17:19:39	3100,4	189,11	168,70	168,52	0,184
17:19:49	3100,0	188,89	168,56	167,47	1,083
17:19:59	3099,0	188,70	168,49	168,41	0,084
17:20:09	3099,6	188,72	168,32	169,02	-0,698
17:20:00	3099,6	188,66	168,19	168,04	0,150
17:20:29	3099,3	188,48	168,15	167,45	0,706

Mise en route de la boucle thermodynamique de la centrale solaire CSP4Africa

17:20:39	3099,5	188,22	167,97	167,91	0,056
17:20:49	3100,4	188,99	167,95	166,60	1,352
17:20:59	3100,3	188,63	167,78	168,44	-0,659
17:21:09	3100,5	188,57	167,69	167,58	0,107
17:21:19	3101,4	188,55	167,65	166,86	0,790
17:21:29	3098,8	188,18	167,43	166,42	1,015
17:21:39	3100,4	187,96	167,44	167,64	-0,199
17:21:49	3100,1	188,19	167,23	167,55	-0,325
17:21:59	3098,9	188,31	167,15	167,39	-0,233
17:22:09	3100,0	187,83	167,07	167,46	-0,384
17:22:19	3100,7	187,92	166,96	167,52	-0,553
17:22:29	3100,3	187,86	166,87	166,20	0,671
17:22:39	3101,1	187,50	166,82	166,48	0,343
17:22:49	3099,4	187,73	166,66	167,30	-0,647
17:22:59	3099,1	188,13	166,52	166,45	0,073
17:23:09	3100,3	187,52	166,49	165,26	1,230
17:23:19	3100,8	187,72	166,44	166,69	-0,252
17:23:29	3097,4	187,70	166,27	164,97	1,301
17:23:39	3097,6	187,65	166,20	166,85	-0,654
17:23:49	3102,1	187,16	166,11	165,74	0,366
17:23:59	3098,1	186,85	165,99	166,90	-0,913
17:24:09	3098,4	186,66	165,93	166,52	-0,591
17:24:19	3098,1	186,62	165,80	164,99	0,809
17:24:29	3098,9	187,15	165,68	165,72	-0,035
17:24:39	3098,7	186,75	165,60	164,26	1,341
17:24:49	3099,4	186,78	165,50	165,00	0,501
17:24:59	3098,6	186,85	165,45	165,57	-0,120
17:25:09	3098,2	186,27	165,32	166,54	-1,212
17:25:19	3100,4	185,96	165,25	165,89	-0,634