

THÈSE DE DOCTORAT

Pour obtenir le grade de

DOCTEUR EN SCIENCE ET TECHNOLOGIE DE L'EAU, DE L'ÉNERGIE ET DE L'ENVIRONNEMENT DE 2IE

Spécialité : Énergie

Présentée et soutenue publiquement

Par

SESHIE Yao Manu

Le 05/02/2018

Réf : 2iE/2018-01

MODÉLISATION ET EXPÉRIMENTATION D'UNE MICROCENTRALE SOLAIRE A CONCENTRATION : CAS DE CSP4AFRICA

JURY

M. Kossi NAPO, Professeur titulaire (CAMES), UL, Togo	Président
M. Sié KAM, Maître de conférences (CAMES), UO1, Burkina Faso	Rapporteur
M. Bétaboalé NAON, Maître de conférences (CAMES), UNZ, Burkina Faso	Rapporteur
M. Joseph BATHIEBO, Professeur titulaire (CAMES), UO1, Burkina Faso	Examinateur
M. Emmanuel NANEMA, Maître de recherche (CAMES), CNRST, Burkina Faso	Examinateur
M. Yézouma COULIBALY, Maître de conférences (CAMES), 2iE, Burkina Faso	Directeur de Thèse
M. Kokouvi Edem N'TSOUKPOE, Maître-assistant (CAMES), 2iE, Burkina Faso	Invité

Laboratoire Energie Solaire et Economie d'Energie (LESEE, 2iE)

Je dédie ce document aux familles SESHIE et AYITE qui s'agrandissent petit à petit

À mon père Biava et à ma mère Dopé, sans qui je ne serai pas là en ce jour, sans qui je ne serai pas arrivé à ce niveau. Les mots peuvent exprimer tant de choses, mais le silence aussi. Je vous suis reconnaissant pour tous les efforts que vous avez fournis pour faire de moi ce que je suis aujourd'hui. Je vous remercie pour les soutiens multiformes, les encouragements, l'éducation et les nombreux sacrifices. Puisse Dieu vous bénir et vous combler abondamment. Qu'Il vous donne une longévité saine pour que vos yeux puissent contempler la promesse qu'Il m'a faite, le rêve que je me suis promis de réaliser. Père, Mère, je vous aime.

À ma sœur Imelda et ses enfants,

À mon beau-frère Hervé et à sa mère, À son petit frère Émile, à sa femme et à sa fille, À Claude AKOUSSAN, À David DWEGGAH, À Landry SESHIE À Ayi et Cécile AGBOBLI-ATAYI, À mon oncle Kowu et à mes tantes, Kiki, Marie, Afi et Madeleine

À mes chers amis de longue date, Nopé AMLALO, Maxime GABIAM, Elom EDOH, Edem DOH, Foly BAGLO, Paul Toyi BAFEI, Kafui KONDO, Robertine DE SOUZA À la famille BAGLO à Dakar, Et à la famille JIBIDAR à Paris. À mes amis Hervé et Hervin AKPO,

Remerciements

Étant dans le cadre de la thèse, il est normal de commencer mes remerciements par ceux qui en sont les initiateurs, directeurs et encadrants.

À vous, Prof Yézouma COULIBALY, je ne pense pas que je pourrai trouver les mots ici pour témoigner de l'admiration que j'ai pour vous en tant qu'enseignant et Directeur de thèse. Je ne sais comment vous remercier pour tous vos efforts, conseils et aides à la fois psychologique, technique et scientifique dans la direction de ce travail de thèse qui s'achève avec ce rapport. Grâce à vous j'ai fait un grand pas dans la maîtrise de domaines auxquels je n'aurais pas rêvé avant votre rencontre. Je veux parler de la thermique et de la thermodynamique. Le cours d'optimisation thermodynamique dont vous m'avez confié les travaux dirigés m'a en particulier permis de maîtriser des notions aussi théoriques que l'entropie, l'exergie et les irréversibilités qui se sont révélées indispensables dans mes travaux de thèse. Je vous en suis très reconnaissant. De tout mon cycle ingénieur, j'ai toujours été impressionné par la simplicité avec laquelle vous transmettez le savoir. Vous avez toujours eu l'art de rendre simple ce qui est compliqué et c'est tout à votre honneur. Par ailleurs, sous votre direction, j'ai eu l'opportunité de voir vos qualités de chercheur et superviseur dans la manière d'orienter les travaux de recherche. Je vous en serai toujours reconnaissant, car auprès de vous, j'ai encore eu la confirmation que le savoir se cache sous le silence et que l'humilité est une caractéristique fondamentale des grands hommes.

Dr Kokouvi Edem N'TSOUKPOE, je commence ces lignes en vous disant d'abord merci. Merci pour ces différentes remarques et critiques tant la recherche scientifique que dans la rédaction des documents. J'ai énormément appris de vous même si je ne mets pas cela en application pour le moment. Je reconnais en vous une capacité à déceler les erreurs même les plus cachées, à utiliser des approches simples pour trouver des solutions aux problèmes compliqués. Au-delà de ces capacités, il faut reconnaître et cela est sans appel, que vous êtes efficace, efficient et rigoureux dans tout ce que vous faites. C'est une joie et surtout une chance que nos routes se sont croisées, car je suis persuadé que ce n'est pas un hasard. Il est vrai que cela n'a pas du tout été facile dans nos relations au cours de ces années, mais j'en retiens le positif. Merci encore pour l'encadrement, pour l'enseignement et le parcours.

À vous Pr. Yao K. AZOUMAH, je vous remercie du fond du cœur pour tout ce que vous avez fait pour moi et pour me permettre d'être où je suis aujourd'hui. D'abord, un grand merci pour m'avoir permis de faire tous mes stages du cycle ingénieur dans votre laboratoire, me laissant l'opportunité de découvrir petit à petit le monde de la recherche, ses hauts et ses bas, ses douleurs et peines, ses joies et souffrances. Vous savez que je n'ai pas un langage de politicien, alors croyez-moi sur parole quand je dis que vous avez été pour moi un des modèles de travail au cours de ces dernières années. Votre vision et votre leadership sont des éléments qui m'ont beaucoup impressionné et manqué depuis votre départ du LESEE. Je vous remercie encore une fois pour m'avoir permis d'intégrer votre laboratoire et pour m'avoir offert les diverses opportunités qui m'ont conduit là où je suis aujourd'hui. Merci énormément.

Au Pr. Pierre NEVEU, j'ai été subjugué par vos qualités de chercheur au cours de nos différentes séances de travail dans cette thèse. Je vous adresse mes sincères remerciements pour m'avoir

supporté tout au long du parcours que nous avons fait ensemble. Je retiens de vous une efficacité dans votre exercice de la recherche et une certaine approche pour la résolution de problèmes scientifiques. J'ai appris bien de choses de vous qui me serviront dans ma vie scientifique. Je reste à ce jour toujours admiratif de vos qualités de chercheur et de vos compétences en ce domaine compliqué qu'est la thermodynamique. Vous méritez sans discussions votre titre de professeur de première classe.

C'est normal, mais c'est aussi un devoir pour moi d'adresser mes sincères remerciements à ceux qui ont rendu possible mes expérimentations, c'est-à-dire le doyen Madieumbe GAYE et Aboubakar GOMNA.

Doyen, votre abnégation à la tâche et votre détermination à faire fonctionner ces héliostats ont rendu possible mon désir d'avoir une véritable focale pour mes tests ; je vous en remercie. C'est certes un simple merci, mais croyez-moi, il est profond, honnête et vient du fond du cœur. Vos qualités et vos compétences en tant qu'ingénieur senior n'ont jamais été discutables pour moi, et ce depuis que j'ai été sous votre supervision lors de mon stage de M1. Les 7 mois que nous avons passés sous le soleil à régler ces héliostats sans oublier m'ont permis de bénéficier de vos connaissances, de vos conseils (qui m'ont beaucoup servi et me serviront encore) et de votre expérience. Je retiens par ailleurs, les approches que vous utilisez pour résoudre les problèmes auxquels nous nous sommes confrontés sur le terrain. Je n'en ai jamais douté, vous êtes un ingénieur chevronné et un aîné aux côtés de qui j'ai beaucoup appris non seulement sur le terrain, mais dans la vie de tous les jours. Merci à vous, merci pour tout.

À toi Aboubakar, que puis-je dire d'autre que merci. Merci à toi qui laissais ta thèse pour venir m'aider à faire avancer la mienne. Merci à toi, qui pendant de longs mois, as pris des risques énormes sans être dans les conditions de sécurité, pour travailler avec moi au-dessus de la tour et sur les équipements sensibles de cette installation de CSP4Africa. Merci à toi qui as pris sur toi de ne pas laisser couler la thèse d'un collègue. Merci à toi qui t'es promis de tout faire pour que ces expérimentations tant espérées dans ma thèse deviennent une réalité. Cela a été long, il y a eu des blessures physiques, mais nous y sommes arrivés. Merci à toi Aboubakar.

J'adresse aussi mes remerciements à vous Amidou BOLY et Gaëlle KO pour vos soutiens multiformes, vos aides financières et physiques. Merci tout particulièrement pour le temps et l'énergie consacrés pour la pose et l'orientation des miroirs sur les héliostats. Merci à toi Boly pour les différents déplacements pour l'achat de mes matériels depuis le début de cette thèse jusqu'à sa fin. À toi Gaëlle, merci beaucoup pour les conseils, la présence dans les moments difficiles.

À mon gars sûr et aîné de valeur David TSUANYO, j'ai toujours su trouver une oreille attentive et un conseiller dans mes moments de confusion, de découragement et d'isolement. Les choses n'arrivent pas par hasard et certains esprits sont faits pour se rencontrer sûrement. J'ai beaucoup appris de toi, d'abord en tant que stagiaire, ensuite en tant qu'étudiant puis en tant que doctorant. Merci d'avoir été là pour moi financièrement et moralement. Dave, tu as toutes mes considérations.

À vous Aristide DEJEAN, Eric KENDA et Gabin KOUCOÏ avec qui nous avons fait les Masters 1 et 2 et commencé ce parcours doctoral, je vous remercie pour votre présence, vos

soutiens financiers et multiformes. Il y a de cela 6 ans que nous avons été réunis dans une classe pour commencer le Master. Le destin a voulu que nous nous retrouvions pour un parcours doctoral. Comme j'aime à le dire, les choses n'arrivent pas au hasard. Nous avons fait nos parcours, connu les hauts et les bas dans nos relations, mais nous avons dépassé les difficultés pour rester ensemble jusque maintenant. J'ose espérer et même croire fermement que l'avenir nous réserve bien des surprises mes amis.

Aux autres membres de la « dream team » des Laboratoires Énergies, je veux citer Eric NOUMI, Paul Alain KOUTEU, Cedric CHEKEM, Alain TOSSA, Laetitia YOSSA, Linda BAMBARA, Grâce CHIDIKOFAN, Gloria KPINSOTON, je tiens à vous remercier pour les merveilleux moments passés ensemble, les moments de délires, de partage et d'échanges. Nous venons de différents pays, mais nous avons su vivre ensemble et montrer qu'une famille n'est pas forcément composée des enfants d'un même père ou d'une même mère. Me concernant, je remercier tout un chacun d'entre vous pour les choses et les moments que nous avons pu partager. Par ailleurs, je suis reconnaissant à tout un chacun de vous pour les conseils et les soutiens reçus de vous en ces temps de difficultés au cours de ma thèse. Merci à tout un chacun, merci énormément, merci encore.

Je profite de l'occasion pour vous remercier doyen Justin BASSOLE, Jacques KONANE et Moussa KADRI. De vous doyen, je retiens une pédagogie d'enseignement qui m'a toujours plu depuis mon arrivée à 2iE en L3. J'ai retrouvé cette pédagogie sur le terrain avec vous pour la résolution de quelques difficultés. Je retiens aussi la simplicité et surtout l'expertise avec laquelle vous abordez les situations difficiles. Ce fut une joie d'avoir eu à vous côtoyer. À Jacques KONANE mon ami, nous avons passé de bons moments ensemble lors de ton passage à 2iE. J'ai apprécié le temps passé à échanger avec toi sur des sujets personnels comme professionnels. Même après ton départ de 2iE, tu m'as consacré du temps quand j'en avais besoin. Merci beaucoup Jacques et que Dieu te donne le meilleur dans ta vie professionnelle. Merci à toi Kadri pour le temps passé ensemble, pour les câblages sur la centrale, pour ton apport pour CSP4Africa et les travaux relatifs à mes expérimentations. Merci pour les échanges personnels et professionnels. Il faudrait que l'on se voie plus fréquemment sur le terrain de football pour éprouver nos techniques.

À Natty KPAI mon ami, merci énormément pour le fou rire et encore le fou rire. Merci pour les échanges. On reste ensemble. Donnons-nous l'occasion encore une fois d'aller « mordre dedans » (rires).

Henri KOTTIN, mes mots ne suffiraient pas pour dire ce que j'ai appris à tes côtés. Ils ne suffiraient pas non plus pour dire à quel point tu me manques. Chaque fois, que je passe devant le Laboratoire Électrotechnique et que je lève la tête, des souvenirs immenses me reviennent à l'esprit et des émotions refont surface. Tu es un de mes modèles et je te remercie pour tout. Merci Henri, merci encore.

Je tiens à vous remercier tout particulièrement Prof Igor OUEDRAOGO pour les conseils et les encouragements dans ces moments de difficultés et de confusion que j'ai traversés. Vous avez su trouver les mots pour me réconforter et m'inciter à garder espoir en de jours meilleurs. Merci et que Dieu vous comble de ses immenses bénédictions.

Mes remerciements vont à l'endroit du reste du responsable du Laboratoire Énergie Solaire et Économie d'Énergie en la personne du Dr Daniel YAMEGUEU, du responsable du Laboratoire Biomasse Énergie et Biocarburants en la personne du Dr Sayon SIDIBE. Mes remerciements vont aussi au responsable du Laboratoire Eco Matériaux de Construction à savoir le Prof Adamah MESSAN pour les échanges et les conseils. Je n'oublie pas le reste du personnel des Laboratoires Énergies pour tous nos échanges.

Mes remerciements vont à ton endroit, Sédi AGBOKOU, avec qui j'ai beaucoup échangé sur divers sujets tout au long de ces dernières années. Merci d'avoir été présent pour nos échanges. Merci particulièrement des coups de main que tu m'as donnés dans cette thèse. Je profite de l'occasion pour te remercier Fidèle ANANIVI qui a su me soutenir et m'encourager depuis le Master 2 jusque lors. Je remercie aussi Eli ABOTCHI et Kossi TENGUE et ceux qui m'ont de près ou de loin soutenu dans cette thèse par leur présence et/ou leurs conseils.

Mes remerciements vont à votre endroit Dr Albert SUNNU pour les différents conseils et l'orientation, les discussions et les échanges.

Merci aussi à toi Emmanuel CLERC pour m'avoir enseigné et encadré au cours de mes stages et dans ma thèse. Tu es l'une des premières personnes à m'avoir enseigné à ne pas douter de moi. Je n'oublierai pas ce que j'ai appris de toi. Merci beaucoup.

À vous Ted DOSSA et Bertrand DONFACK avec qui j'ai tant partagé de choses en cycle ingénieur. C'est une amitié que je valorise et qui m'est très chère.

Je vous adresse mes sincères remerciements Professeur Kossi NAPO, pour avoir accepté de présider mon jury de soutenance et avoir fait le déplacement depuis Lomé en dépit de votre programme chargé. À vous Professeur Bétaboalé NAON et Professeur Sié KAM, mes vifs remerciements vous sont adressés aussi pour avoir accepté de rapporter mes travaux de recherche. Je vous remercie vivement d'avoir jugé le document digne d'être soutenu. Aux examinateurs de mon jury à savoir Professeur Joseph BATHIEBO et Professeur Emmanuel NANEMA, nos échanges au cours de la soutenance m'ont révélé que vous avez parcouru le document dans son fond et dans sa forme. Les questions et remarques pertinentes que vous avez soulevées par rapport aux différentes parties du manuscrit me donnent l'opportunité d'appréhender mon propre travail avec un autre point de vue. Je vous remercie vivement pour cela. Merci encore.

v

Résumé

Dans le but d'étudier la rentabilité des centrales solaires à concentration de petite puissance pour un déploiement dans les régions sahéliennes, une centrale à tour nommée CSP4Africa a été construite et est en expérimentation sur le site de la Fondation 2iE à Kamboinsé. Cette centrale dispose d'un champ solaire d'une puissance nominale de 100 kWth pour une production électrique estimée à 8,6 kWe. Les travaux de cette thèse se sont focalisés sur deux composants essentiels de la centrale que sont le récepteur solaire et le cycle organique de Rankine qui joue le rôle du bloc de conversion électrique. Dans un premier temps, une revue bibliographique a été faite sur les centrales solaires à concentration de puissance électrique comprise en 1 et 500 kWe. Cette étude a permis de constater que plusieurs microcentrales solaires ont été construites et testées au cours de ces dernières décennies, sans qu'aucune ne soit réalisée en Afrique Sub-saharienne à l'exception de l'Afrique du Sud. Un modèle dynamique du récepteur a été ensuite développé pour prédire le comportement de cet organe en condition réelle de fonctionnement. Ce modèle donne l'évolution de la température du fluide caloporteur à la sortie du récepteur en fonction du DNI. Une première simulation du modèle développé pour un flux incident constant de 100 kWth, sous une température ambiante de 45 °C, et un débit de circulation de 0,83 kg·s⁻¹ du caloporteur, a donné une différence de température de 41 °C entre l'entrée et la sortie du fluide caloporteur. Une seconde simulation à partir d'un DNI variable et présentant un pic de 693 W·m⁻² sous un environnement ambiant de 45 °C, un débit de circulation de 0,83 kg·s⁻¹ du caloporteur a donné une température maximale de 207 °C. Un modèle en régime stationnaire du cycle organique de Rankine a été également réalisé en couplant les modèles descriptifs de chacun des quatre composants principaux du cycle. Une série de simulations a conduit à évaluer le rendement du cycle en fonction des paramètres opératoires. Un rendement de 14% a été obtenu pour une pression d'évaporation de 16 bars, une température ambiante de 45 °C et un rendement isentropique de turbine de 0,9. Une autre simulation a montré que le rendement du cycle pouvait atteindre 16,3% pour une pression d'évaporation de 16 bars, un rendement isentropique de la turbine de 0,9, et une température ambiante de 25 °C. La dernière phase de ce travail a porté sur l'expérimentation du récepteur solaire en condition réelle. 3 héliostats sur un total de 20 prévus ont été utilisés. Les tests ont été conduits avec 1 puis 2 et enfin 3 héliostats. Les résultats obtenus avec 3 héliostats ont montré que pour un flux solaire incident de l'ordre de 7,5 kW, on observe une différence de température de 4,8 °C entre l'entrée et la sortie du fluide caloporteur dans le récepteur solaire. L'analyse des résultats obtenus des différents tests menés a montré que la puissance absorbée par le fluide caloporteur varie de 6% pour les tests avec un héliostat à 13% pour les tests avec trois héliostats. Ce faible taux de captation et transfert de l'énergie au fluide caloporteur est la conséquence du débit de circulation du fluide caloporteur très inférieur au débit nominal lors de nos expérimentations.

Mots-clés : solaire thermodynamique, microcentrale solaire à concentration, modélisation, expérimentation, récepteur solaire, récepteur solaire à cavité, cycle organique de Rankine.

Abstract

In order to study the profitability of small-scale concentrating solar power plants for their deployment in the Sahelian regions, a central receiver system named CSP4Africa has been built and is being tested on the site of the 2iE Foundation in Kamboinsé. The nominal power of its solar field is 100 kWth, for an estimated power generation of 8.6 kWe. The work in this thesis has focused on two essential components of the plant, namely the solar receiver and the organic Rankine cycle, which is the power block. Firstly, a literature review of small scale concentrating solar power plants with an electric power output between 1 and 500 kWe was carried out. This study found that several small scale concentrating solar power plants have been built and tested over the past decades, with none being carried out in Sub-Saharan Africa except in South Africa. A dynamic model of the receiver was then developed to predict the behavior of this component under real operating conditions. This model gives the evolution of the temperature of the heat transfer fluid at the output of the receiver according to the DNI. A first simulation of the model for a constant incident power of 100 kWth, under an ambient temperature of 45 °C, and a flow rate of 0.83 kg·s⁻¹ of the heat transfer fluid gave a temperature difference of 41 °C between the inlet and the outlet of the heat transfer fluid. A second simulation from a variable DNI with a peak of 693 W·m⁻² under an ambient of 45 °C, a flow rate of 0.83 kg·s⁻¹ of heat transfer fluid, gave a maximum temperature of 207 °C for the heat transfer fluid. A steady-state model of the organic Rankine cycle was also developed by coupling the descriptive models of each of the five major cycle components. A series of simulations was conducted to evaluate the efficiency of the cycle according to the operating parameters. An efficiency of 14% was obtained for an evaporation pressure of 16 bars, an ambient temperature of 45 °C, and a turbine isentropic efficiency of 0.9. Another simulation showed that the cycle efficiency could reach 16.3% for an evaporation pressure of 16 bars, an isentropic efficiency of the turbine of 0.9, and an ambient temperature of 25 °C. The last phase of this work focused on the experimentation of the solar receiver in real conditions. 3 heliostats out of a total of 20 were used. The tests were conducted with 1 then 2 and finally 3 heliostats. The results obtained with 3 heliostats showed that for an incident solar flux of the order of 7.5 kW, there is a temperature difference of 4.8 °C between the inlet and the outlet of the heat transfer fluid in the solar receiver. Analysis of the results obtained from various tests conducted showed that the rate of energy received by the heat transfer fluid varied from 6% for tests with one heliostat, to 13% for tests with three heliostats. This low rate of energy absorbed by the heat transfer fluid is the consequence of the mass flow of the heat transfer fluid, which was very low during our experiments.

Keywords: solar thermal power, small scale concentrating solar power plant, modeling, experiments, solar receiver, solar cavity receiver, organic Rankine cycle.

Table des matières

List	e des figures		i
List	e des tableaux		i
Abr	éviations		i
Noi	menclature		i
IN	TRODUCTI	ON GENERALE	
1.	Contexte de	l'accès à l'énergie en Afrique au sud du Sahara	4
2.	La microcen	trale solaire CSP4Africa.	4
3.	Organisatio	n du manuscrit	5
СН	ADITRE I	• REVUE BIBLIOCRAPHIOUE SUR LES MICROCENTRALES SO	I AIRES A
CO	NCENTRAT	TION	
1	Intro du stion		0
1.	Introduction	1	δ
2.	Description	des µCSP	11
	2.1. Systèn	nes à réception linéaire	11
	2.1.1. Tec	hnologie des capteurs cylindro-paraboliques	11
	2.1.1.1.	Centrale cylindro-parabolique Small Solar Power Systems (SSPS) [31]	11
	2.1.1.2.	μCSP installée au Solar Energy Center (SEC) [32]	12
	2.1.1.3.	μCSP à l'Universidad Nacional Autonóma de México (UNAM) [33]	12
	2.1.1.1.	Mehr-Niroo	13
	2.1.1.2.	Système de démonstration d'Archimede Solar Energy (ASE)	17
	2.1.1.3.	Sun2Power	
	2.1.1.4.	Système hybride CSP-biomasse en Inde	
	2.1.1.5.	Centrale solaire à Chonbouri [57]	
	2.1.1.6.	Centrale solaire de STG	19
	2.1.1.7.	Microsol	19
	2.1.1.8.	Micosol	20
	2.1.1.9.	Tresert	20
	2.1.2. Tec	hnologie des capteurs linéaires de Fresnel	21
	2.1.2.1.	Système HSPS	21
	2.1.2.2.	Augustin Fresnel 1 [69]	21
	2.2. Systèn	nes à concentration ponctuelle	22
	2.2.1. Tec	hnologie des CSP à tour	
	2.2.1.1.	Centrale à tour SSPS [31]	
	2.2.1.1.	Centrale solaire DAEGU [70]	
	2.2.1.1.	Systeme Tulip DST	
	2.2.2. Tec	nnologie des capteurs paraboliques	
	2.2.2.1.	Projet Sulaibyah	
	2.2.2.2.	vanguard 1	
	2.2.2.3.	Projet pilote de Dish-Stirling a Dubai	
	2.2.2.4.	AZ-1H [/5]	27

2	2.2.2.5.	Projet White Cliffs	27
2	2.2.2.6.	Solar Total Energy System (STES) [80]	28
2	2.2.2.7.	CSP Dish-Stirling dans la ville de Jinhae [92]	28
2.3.	Divers	es autres installations dans le monde	29
3. Con	clusion .		29
Positionn	ement d	u suiet de thèse	32
(SP4Afric	a [73]	
		c [, c]	
СНАРІТ	RE II	: MODELISATION DE LA CENTRALE SOLAIRE	34
1. Mo	délisatio	n du récepteur solaire	35
1.1.	Introd	uction	35
1.2.	Modél	isation du récepteur solaire en régime stationnaire	35
1.2.	1. Pris	e en compte des pertes convectives	38
1.2.	2. Pris	e en compte des pertes par conduction de la base du récepteur	40
1.2.	3. Pris	e en compte de la circulation du fluide caloporteur dans les spires	41
1.3.	Modél	isation du récepteur solaire en régime dynamique	43
1.4.	Simula	tions	45
1.4.	1. Sim	ulations en régime stationnaire	45
1.4.	2. Sim	ulations en régime dynamique	46
1.5.	Conclu	sion	47
2 Ma	dálicatio	n du cuelo organique de Pankine	10
2. IVIO	latrod	n du cycle organique de Rankine	40
2.1.	Los mo	uction	4840 مەر
2.2.	Les III 1 Éch	appeurs de shaleur	40 40
2.2.	1. EUN	la méthodo e NTU	
2	.2.1.1.	La méthode LMTD	
2	.2.1.2.	La technique de discrétication	
2	.2.1.3.	La modèle MP	JI
	Doscri	Le modele MB	
2.5.	Modál	ication de l'ORC en régime stationnaire	
2.4.	1 Mo	délication de l'évaporateur	
2.4.	1. 1010 2 Ma	délication du récupérateur	
2.4.	2. IVIO 2. Mo	délisation du condensour	
2.4.	5. 1010 4 Por	demont du corde thermodynamique	
2.4.	4. NEI	tions	
2.5.		lution du rendement du cycle en fonction de la procesion d'évanoration	
2.5.	1. EVU 2. Évo	lution du rendement du cycle en fonction de la pression d'évaporation	
2.5.	2. Ενυ 2 Ένο	lution du rendement du cycle en fonction de la temperature ambiante	
2.5.	5. EVU	sion	
2.0.	Concil	51011	59
СНАРІТ	FRE III	: EXPERIMENTATION DU RECEPTEUR SOLAIRE	60
1. Intr	oductior		61
2. Prés	sentatio	n de la centrale solaire à concentration CSP4Africa	62
2.1.	Le cha	mp solaire	62

2.2.

	2.3.	Le cycle organique de Rankine	64
3.	Dis	positif expérimental et mise en œuvre	66
	3.1.	Préparation du champ solaire	66
	3.2.	Récepteur solaire	69
	3.3.	Circuit du fluide caloporteur	71
	3.4.	Instrumentation du dispositif expérimental	71
4.	Pro	tocole expérimental	72
	4.1.	Méthodologie	73
	4.2.	Traitement des données	73
5.	Tes	ts de fonctionnement de la boucle thermique	73
6.	Tes	ts du récepteur solaire	75
	6.1.	Tests du récepteur solaire avec un héliostat.	76
	6.2.	Tests du récepteur solaire avec 2 héliostats	78
	6.3.	Tests avec 3 héliostats.	82
7.	Cor	clusion	85
СС	ONCL	USION GENERALE ET PERSPECTIVES	87
Bib	oliogra	phie	92
AN	NEX	ES	100
An	nexes	I. Cycles thermodynamiques pour la conversion de la chaleur basse et moyenne températures en	
éle	ctricit	ś	101
	7.1.	Le Cycle Organique de Rankine (ORC)	101
	7.2.	Le Cycle Goswami	102
	7.3.	Le Cycle Trilatéral Flash	103
	7.4.	Le Cycle Kalina	104
An	nexe l	. Expression des facteurs de forme utilisés dans le modèle du récepteur solaire	106
An	nexe l	I. Liste des articles et communications	109

Liste des figures

Figure 1 : Systèmes à concentration linéaire. (a) CSP à capteurs cylindro-paraboliques et (b) CSP à réflecteurs liné	aires
de Fresnel [25]	9
Figure 2 : Systèmes à concentration ponctuelle : (a) CSP à tour [26] et (b) CSP à moteur Dish-Stirling [27]	9
Figure 3 : Schéma de fonctionnement de la CSP à capteurs cylindro-parabolique SSPS [31]	12
Figure 4 : Schéma descriptif du système [33]	13
Figure 5 : Schéma descriptif du système Mehr-Niroo [36]	17
Figure 6 : Schéma descriptif de fonctionnement du système [38]	17
Figure 7 : Principe de fonctionnement de Microsol [49]	19
Figure 8 : Schéma descriptif du système HSPS [65]	21
Figure 9 : Aperçu de la centrale Augustin Fresnel 1 [69]	22
Figure 10 : Schéma descriptif de la centrale à tour SSPS [31]	23
Figure 11 : Vue de la centrale Sulaibyah [88]	26
Figure 12 : Vue de la centrale White Cliffs [84]	28
Figure 13 : Principe de fonctionnement de CSP4Africa [73]	33
Figure 14 : Schéma des échanges radiatifs sur une spire du récepteur solaire	36
Figure 15 : Paramètres géométriques utilisés dans le calcul de la longueur caractéristique [108]	39
Figure 16 : Identification des différentes parties du récepteur solaire	40
Figure 17 : Simulation du récepteur en régime stationnaire	45
Figure 18 : Courbe de DNI et variation du flux incident sur le récepteur de CSP4Africa	46
Figure 19 : Évolution de la température de sortie du fluide caloporteur en fonction du DNI	47
Figure 20 : Illustration de l'ORC de la centrale CSP4Africa	53
Figure 21 : Distribution des températures des deux fluides le long de l'évaporateur	54
Figure 22 : Vue schématique du condenseur	56
Figure 23 : Rendement du cycle thermodynamique en fonction de la pression d'évaporation	57
Figure 24 : Rendement du cycle thermodynamique en fonction de la température ambiante	58
Figure 25 : Rendement du cycle thermodynamique en fonction du rendement isentropique de la pompe	
Figure 26 : Position des héliostats utilisés dans les expérimentations sur le récenteur [73]	62
Figure 27 : (a) : Illustration du fonctionnement du suivi solaire (b) : Coffret de commande de l'héliostat	
Figure 28 : (a) Illustration de l'absorbeur. (b) illustration de l'absorbeur intégré dans la structure métallique du	
récenteur solaire et (c) anercu du récenteur solaire anrès fabrication	64
Figure 29 : Illustration d'une cuve de stockage de CSDAAfrica [72]	04 64
Figure 20 : Paprócantation schámatique de l'OPC de CSP4Africa	04
Figure 30 : Representation schematique de l'ORC de CSF4Ajrica.	05 67
Figure 31 : Etat à dvancement des travaux sur la colonne centrale à la date du 30 juin 2017	07 60
Figure 32 : Rayonnement solare concentre sur une cible placee devant le recepteur solaire	08
Figure 33 : Aspect de la colonne centrale à nellostats après l'orientation des miroirs	68
Figure 34 : (a) : Aperçu de la plaque arriere du recepteur solaire. (b) : Aperçu de l'ouverture creee dans la plaque	60
arriere du recepteur solaire	69
Figure 35 : Etat de l'absorbeur du recepteur solaire avant le lavage et l'application de la peinture selective	70
Figure 36 : Préparation et mise en place d'une tôle à surface réfléchissante	71
Figure 37 : Test N°1 de l'héliostat H33 avec un débit moyen de circulation de 279 kg·h ⁻	76
Figure 38 : Test N°2 de l'héliostat H33 avec un débit moyen de circulation de 279 kg·h ⁺	77
Figure 39 : Evolution de la température de l'huile de Jatropha à l'entrée et à la sortie du récepteur en fonction du	DNI
pour le Test N°2	78
Figure 40 : Test N°3 avec 2 héliostats (H32 et H33) sous un débit de circulation de 270 kg·h ⁻¹	79
Figure 41 : Test N°4 avec 2 héliostats (H32 et H33) sous un débit de circulation moyen de 307 kg h^{-1}	80
Figure 42 : Test N°5 avec 2 héliostats (H32 et H33) sous un débit de circulation de 303 kg·h ⁻¹	81

Figure 43 : Evolution de la température de l'huile de Jatropha à l'entrée et à la sortie du récepteur en fonction du	ı DNI
pour le Test N°5	82
Figure 44 : Test N°6 avec 3 héliostats (H31, H32 et H33) sous un débit de 315 kg·h ⁻¹	83
Figure 45 : Test N°7 avec 3 héliostats (H31, H32 et H33) sous un débit moyen de 335 kg \cdot h ⁻¹	84
Figure 46 : Evolution de la température de l'huile de Jatropha à l'entrée et à la sortie du récepteur en fonction du	ı DNI
pour le Test N°7	84
Figure 47 : a) : Schéma représentatif d'un ORC [134] et b) : Tracé d'un cycle utilisant le R345fa [135]	101
Figure 48 : Schéma descriptif d'un cycle Goswami [101]	102
Figure 49 : a) : Schéma d'un Cycle Trilatéral Flash et b) : Cycle Trilatéral Flash dans un diagramme T-s [139]	103
Figure 50 : Présentations de deux configurations différentes du cycle Kalina. (a) : Cycle Kalina utilisé pour la	
valorisation de la chaleur fatale [140] ; (b) : Cycle Kalina utilisé pour une centrale géothermique [143].	104

Liste des tableaux

Tableau 1 : Tableau comparatif des quatre types de CSP [29,30]	.10
Tableau 2 : Résumé des caractéristiques des μ CSP à concentration linéaire	.14
Tableau 3 : Résumé des caractéristiques des μ CSP à concentration ponctuelle	.24
Tableau 4 : Caractéristiques géométriques du récepteur solaire de CSP4Africa	. 35
Tableau 5 : Constantes utilisées pour le calcul de la longueur caractéristique [108]	. 39
. Tableau 6 : Récapitulatif des modèles utilisés pour la prédiction des performances de chaque composant de l'ORC	. 52
Tableau 7 : Caractéristiques des échangeurs de l'ORC de CSP4Africa	.53
Tableau 8 : Récapitulatif des éléments de mesure utilisés dans l'instrumentation	. 72

Abréviations

- CSP : Concentrating Solar Power (Centrale Solaire à concentration)
- DNI : Direct Normal Irradiance (Ensoleillement direct)
- GDV : Génération Directe de Vapeur
- HTF : Heat Transfer Fluid (Fluide caloporteur)
- μCSP : Microcentrale solaire à concentration

Nomenclature

	Général	
A_0, A_1, A_2, A_3	Coefficients	[-]
C _p	Chaleur spécifique	$[kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$
E	Énergie interne	[kJ]
g	Accélération de la pesanteur	$[\mathbf{m} \cdot \mathbf{s}^{-2}]$
h	Enthalpie	[kJ·kg⁻¹]
h'	Coefficient d'échange convectif	$[\mathbf{W} \cdot \mathbf{m}^{-2} \cdot \mathbf{K}^{-1}]$
Κ	Coefficient	[-]
m	Masse	[kg]
ṁ	Débit massique	[kg·s⁻¹]
\dot{M}_{mod}	Débit massique modifié	$[kg \cdot s^{-1}]$
Ν	Vitesse de rotation	[tr∙min ⁻¹]
q	Puissance	[kW]
R_1, R_2, R_3	Coefficients	[-]
S	Surface	$[m^2]$
r _p	Rapport des pressions du cycle	[-]
r _p	Rapport volumétrique interne	[-]
Т	Température	[K]
U	Coefficient global d'échange	$[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$
V	Volume	$[m^3]$
t	Temps	[s]
Tm	Couple de pertes mécaniques	[N·m]
Ŵ	Travail spécifique	[kW·kg⁻¹]
Ŵ	Travail	[kW]
Х	Rapport de capacité	[-]
Х	Température adimensionnée	[-]

	Exposants / Indices	
a	Ambiant	
c, conv	Convectif	
CF	Cooling Fluid (Fluide de refroidissement)	
e	Entrée	
el	Électrique	
FR	Fluide de refroidissement	
FT	Fluide de travail	
in	Interne	
irr	Irréversible	
is	Isentropique	
iv	Isochore	
lv	Zone liquide-vapeur	
méc	Mécanique	
n	Normalisé	
PN	Point nominal	
rad	Radiatif	
ref	Réfrigérant	
rés	Réservoir	
rév	Réversible	
S	Sortie	
W	Wall (Paroi)	
	Symboles grecques	
Δ	Différentiel	
α	Coefficient d'absorption	[-]
β	Coefficient de dilatation thermique	$[K^{-1}]$
3	Efficacité	[-]
λ	Conductivité thermique	$[W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$
γ	Coefficient isentropique moyen	[-]
η	Rendement	[-]
ρ	Coefficient de réflectivité	[-]
θ	Angle solaire zénithal	[rad]
μ	Viscosité dynamique	$[kg \cdot m^{-1} \cdot s^{-1}]$
ν	Viscosité cinématique	$[m^2 \cdot s^{-1}]$
υ	Volume spécifique	$[m^3 \cdot kg^{-1}]$
σ_{B}	Constante de Boltzmann	$[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-4}]$

Introduction générale

1. Contexte de l'accès à l'énergie en Afrique au sud du Sahara.

Parmi les problèmes liés au développement que rencontre l'Afrique, l'accès à l'électricité reste l'un des plus ardus. L'énergie est un besoin de base pour toute communauté puisqu'elle représente un indicateur de son niveau de développement [1,2]. Dans ce domaine, les communautés d'Afrique Sub-saharienne souffrent particulièrement du faible taux d'accès à l'électricité ; en témoigne le taux d'électrification national qui est de l'ordre de 32% en Afrique Sub-saharienne comparativement au Maghreb où il était de l'ordre de 99% en 2014 [3]. Ce déficit est encore plus critique en zone rurale quand on sait que 60% de la population africaine vit dans cette zone [4] pour un taux d'électrification inférieur à 19% [3]. Aussi longtemps que l'énergie contribuera au développement et à l'expansion des activités économiques des pays, l'essor socio-économique de l'Afrique Sub-saharienne sera conditionné par le développement de ses zones rurales qui englobent la majeure partie de sa population.

La production d'électricité en Afrique Sub-Saharienne dépend essentiellement des hydrocarbures [5]. Parallèlement, le continent dispose d'énormes réserves d'énergies renouvelables [6–8], quasi inexploitées pour la plupart d'entre elles ; on peut citer la biomasse, l'éolien et le solaire, sans compter l'hydroélectricité dont l'exploitation est plus avancée. La production d'électricité à partir des énergies renouvelables reste donc une option valable à explorer pour la production d'électricité sur le continent africain.

Pour ce qui est de l'énergie solaire pour la production d'électricité, deux technologies sont utilisables : le solaire photovoltaïque et le solaire à concentration. La première est assez connue en Afrique Sub-saharienne et a fait ses preuves depuis quelques décennies de par les installations domestiques. Les installations à moyennes et grandes échelles ont connu un réel intérêt au cours de cette dernière décennie. En Afrique de l'Ouest, on peut citer le cas de centrales photovoltaïques en fonctionnement au Cap-Vert [9], au Sénégal [10,11] et au Burkina Faso [12–14]. L'énergie solaire thermodynamique quant à elle est quasi-inconnue du grand public. Mise à part l'Afrique du Sud, aucune centrale solaire à concentration (CSP) n'est répertoriée dans les autres pays de la région Sub-saharienne. La littérature scientifique donne néanmoins certaines réalisations à petite échelle notamment au Mali [15] pour l'irrigation et une initiative au Niger pour la production d'électricité qui a avorté [16] par manque de moyens financiers.

2. La microcentrale solaire CSP4Africa.

La filière du solaire à concentration reste donc une technologie qui est loin de sa vulgarisation en Afrique Sub-saharienne. Et pourtant, d'après de nombreuses études techniques et économiques, un seuil d'ensoleillement direct (DNI) de 1800 kWh·m⁻²·an⁻¹ [17] permet de prétendre à la rentabilité d'une centrale solaire à concentration. La majeure partie de l'Afrique Sub-saharienne recevant un DNI supérieur à 1800 kWh·m⁻²·an⁻¹, il ressort que le développement des centrales solaires à concentration peut être envisagé comme une option pour la production de l'électricité en Afrique Sub-saharienne.

Dans le cadre de l'électrification rurale en Afrique sub-Saharienne, la mise en place des systèmes décentralisés pour la production d'électricité apparaît comme l'une des solutions les plus adaptées

à la configuration démographique des zones rurales, isolées et périurbaines. Dans le domaine de l'énergie solaire photovoltaïque, les systèmes décentralisés de production d'électricité peuvent être des centrales PV avec batteries, les centrales hybrides PV-GE avec ou sans batteries. Quant au solaire thermodynamique, les systèmes qui servent à la production décentralisée d'électricité sont les microcentrales solaires à concentration (μ CSP), qui sont par contre jugées non rentables. Cependant, l'option de stockage thermique dont elles peuvent bénéficier leur confère l'avantage d'avoir une production qui ne soit pas impactée par les intermittences de l'ensoleillement. Il est ainsi intéressant de voir comment une telle technologie peut être bénéfique pour l'électrification rurale, le Laboratoire Énergie Solaire et Economie d'Énergie de la Fondation 2iE, a initié le projet CSP4Africa en 2012. Ledit projet consiste en la construction et l'exploitation d'une μ CSP de 100 kW_{th} sur le site de 2iE sis à Kamboinsé, financé par l'Union européenne (UE) à travers l'Union africaine (UA). Le système est un pilote expérimental destiné à étudier la rentabilité de la filière μ CSP comme système de production d'électricité pour les communautés rurales des pays sahéliens.

3. Organisation du manuscrit

La présente thèse qui est une première sur une série à réaliser sur ce pilote se propose d'apporter un complément de connaissances théoriques et expérimentales à cette recherche sur le solaire à concentration en Afrique Sub-Saharienne. La thèse porte donc sur l'expérimentation et l'optimisation des μ CSP avec comme pilote expérimental, la centrale CSP4Africa. Elle vise à conduire des campagnes de tests et de caractérisation du pilote expérimental CSP4Africa en mettant un accent particulier sur deux composantes essentielles que sont le récepteur solaire et le cycle thermodynamique (machine ORC).

Le présent manuscrit est subdivisé en trois grands chapitres.

Le premier chapitre est consacré à la revue bibliographique sur les μ CSP. La spécificité des μ CSP vis-à-vis des CSP de grande taille est présentée. Ce chapitre décrit le processus de fonctionnement de chaque μ CSP de façon succincte et fournit ses caractéristiques techniques. L'analyse technique faite sur les μ CSP donne les raisons qui régissent les choix de certains de ses composants. Un descriptif des différents cycles thermodynamiques utilisés pour la conversion de la chaleur basse température en électricité, adaptables aux μ CSP est aussi fait.

Le second chapitre porte sur la modélisation du récepteur solaire et du cycle thermodynamique de CSP4Africa. Cette section est subdivisée en deux grandes parties portant sur chacun des composants susmentionnés. Dans la première partie qui traite du récepteur solaire, le modèle en régime stationnaire qui a servi à sa modélisation a été étendu aux transferts convectifs. Un modèle en régime dynamique a été ensuite élaboré. La première partie finit par la présentation de quelques résultats de simulation du modèle dynamique développé pour le récepteur solaire.

La seconde partie qui porte sur la modélisation du cycle thermodynamique présente d'abord les modèles utilisés pour décrire le fonctionnement de chacun des éléments constituant le cycle de l'ORC. La modélisation de tout le cycle est obtenue par couplage des modèles descriptifs de chacun des éléments de la machine. Une série de simulations des performances du cycle thermodynamique en fonction de certains paramètres est ensuite présentée.

Le chapitre 3 traite des résultats expérimentaux du récepteur solaire. Les résultats obtenus lors de la campagne de tests du récepteur solaire sont présentés puis discutés.

Chapitre I : Revue bibliographique sur les microcentrales solaires à concentration

1. Introduction

Le processus de production d'électricité d'une CSP est similaire à celui des centrales thermiques classiques à la seule différence que la chaleur ne provient pas du charbon, du gaz ou du combustible, mais plutôt du soleil. Des réflecteurs ou des miroirs sont utilisés pour réfléchir et concentrer les rayons du soleil sur un échangeur de chaleur appelé récepteur solaire. La concentration de l'énergie solaire sur le récepteur génère de la chaleur à haute température. Un fluide caloporteur (HTF) circule dans ce récepteur pour absorber l'énergie thermique augmentant ainsi sa température. Le caloporteur est ensuite utilisé pour alimenter directement un cycle thermodynamique ou indirectement en circulant dans des réservoirs de stockage. L'électricité est ensuite générée à travers un alternateur couplé à la turbine du cycle thermodynamique [18].

Quatre types de CSP sont actuellement utilisés dans le monde [19–21]. À travers la littérature, ces quatre types sont appelés CSP à capteurs cylindro-paraboliques, CSP à capteurs linéaires de Fresnel, CSP à capteurs paraboliques et CSP à tour.

La géométrie des différents réflecteurs implique une différence significative dans leur manière de réfléchir et concentrer les rayons solaires. On classe ainsi les différents types de CSP suivant deux catégories, à savoir les systèmes à concentration linéaire [22,23] et les systèmes à concentration ponctuelle [24]. Les systèmes à concentration linéaire font référence aux CSP dont la concentration des rayons solaires se fait sur la ligne focale du réflecteur tandis les systèmes à concentration ponctuelle sont relatifs à ceux dont la concentration se fait au point focal.

Les systèmes à concentration linéaire sont composés des CSP à capteurs cylindro-paraboliques et à capteurs linéaires de Fresnel. Les systèmes à concentration ponctuelle quant à eux, regroupent les CSP à capteurs paraboliques et les CSP à tour. Les Figure 1 et Figure 2 montrent les schémas descriptifs successifs des systèmes à concentrations linéaire et ponctuelle.

La spécificité de la géométrie des réflecteurs et leurs manières de concentrer le rayonnement solaire impliquent quelques différences techniques entre les quatre types de CSP. On peut noter que :

- Grâce à un facteur de concentration plus élevé, les systèmes à concentration ponctuelle atteignent des températures bien plus élevées que les systèmes à concentration linéaire.
- Le suivi automatique du soleil se fait suivant deux axes pour les systèmes ponctuels, et suivant un seul axe pour les systèmes linéaires [28]. Toutefois, il arrive que sur certains systèmes à concentration linéaire, le suivi du second axe se fasse manuellement compte tenu de la hauteur du soleil au fil des saisons et de l'année.
- Les CSP à tour et à capteurs linéaires de Fresnel disposent de récepteurs fixes tandis que les CSP à capteurs cylindro-paraboliques et les CSP à capteurs paraboliques sont mobiles [28].

Le Tableau 1 donne une comparaison des caractéristiques des quatre types de CSP.



Figure 1 : Systèmes à concentration linéaire. (a) CSP à capteurs cylindro-paraboliques et (b) CSP à réflecteurs linéaires de Fresnel [25]



Figure 2 : Systèmes à concentration ponctuelle : (a) CSP à tour [26] et (b) CSP à moteur Dish-Stirling [27]

	Technologie CSP					
	Cylindro-parabolique Tour Linéaire Fresnel		Linéaire Fresnel	Dish-Stirling		
Collecteurs solaires	Ligne focale	Point focal	Ligne focale	Point focal		
Récepteur solaire	Mobile	Fixe	Fixe	Mobile		
Cycle thermodynamique	Cycle de Rankine, cycle combiné	Cycle de Rankine, cycle de Brayton, cycle combiné	Cycle de Rankine	Cycle de Rankine, cycle de Stirling		
Concentration	70-80	> 1000	> 60	> 1300		
Températuredefonctionnementduchampsolaire (°C)	Moyenne (290 – 390)	Élevée (290 – 565)	Relativement basse (250 – 390)	Très élevée (550 – 750)		
Rendement maximal de la centrale (%)	14 - 20	23-35	18	30		
Facteur de capacité annuel (%)	20 - 25 (sans stockage), 40 - 53 (6h de stockage)	40 - 45 (6h - 7,5h de stockage), 65 - 80 (12h - 15h de stockage)	22 – 24	~ 25		
Maturité de la technologie	Commercialement prouvé	Commercial	Projet Pilote	Étape de démonstration		
Risque de développement technologique	Faible	Moyen	Moyen	Moyen		
Possibilités d'amélioration	Limité	Très significatif	Significatif	Àtraversuneproduction à masse		

Tableau 1 : Tableau comparatif des quatre types de CSP [29,30]

Contrairement aux CSP à grande échelle, les μ CSP se réfèrent aux CSP conçues pour fournir une petite puissance. Fondamentalement, c'est une centrale solaire de petite taille qui peut être soit autonome ou soit connectée à un mini-réseau: elle est alors adaptée aux besoins des petites communautés. Selon les besoins des communautés rurales d'Afrique subsaharienne, ce travail est axé sur des μ CSP définies produisant une puissance comprise entre 1 kW_e et 500 kW_e.

2. Description des µCSP

Plusieurs études ont été réalisées dans le cadre de la conception et de la mise en place des μ CSP dans les zones rurales et isolées. Au cours de ces cinquante dernières années, plusieurs systèmes de petite taille ont été construits et testés afin de disposer de bases solides sur les μ CSP pour leur optimisation et un futur déploiement. Cette section fait la description de chacune des μ CSP. Pour chaque type de CSP, les informations disponibles sont reprises dans un tableau et une description du système est faite.

Les μ CSP décrites dans ce document sont classées en deux catégories : les systèmes à réception linéaire (μ CSP à capteurs cylindro-paraboliques et à capteurs linéaires de Fresnel) et les systèmes à réception ponctuelle (μ CSP à tour et à capteurs paraboliques). Pour chaque technologie, les systèmes qui produisent uniquement de l'électricité sont d'abord décrits ; ensuite, sont décrites les μ CSP fonctionnant en cogénération puis en trigénération.

2.1. Systèmes à réception linéaire

Le Tableau 2 donne les caractéristiques principales des µCSP basées sur la réception linéaire.

2.1.1. Technologie des capteurs cylindro-paraboliques

2.1.1.1. Centrale cylindro-parabolique Small Solar Power Systems (SSPS) [31]

L'objectif principal du projet SSPS consiste à construire et tester deux μ CSP, chacune produisant 500 kW_e. Les deux systèmes, conçus à but démonstratif, utilisent les technologies des CSP à tour et à capteurs cylindro-paraboliques et sont installés côte à côte dans une ville proche d'Almeria (Espagne). La Figure 3 donne un aperçu du système à capteurs cylindro-paraboliques.

Le premier système qui est un système à capteurs cylindro-paraboliques, dispose d'un champ solaire d'une surface de 7602 m² est constitué de deux différents types de réflecteurs cylindroparaboliques. Le champ solaire est subdivisé en trois groupes de réflecteurs à travers lesquels circule l'hydrocarbure synthétique Santotherm 55 utilisé comme fluide caloporteur. Le système comprend deux cuves de stockage thermocline ; les deux premiers groupes de réflecteurs alimentent la première cuve avec le Santotherm 55 qui est également son matériau de stockage. Le troisième et dernier groupe de réflecteurs est connecté à la seconde cuve de stockage qui en plus du Santotherm 55 utilise de la fonte comme matériau de stockage. Le système dispose d'un cycle à vapeur pour la production de l'électricité ; le rendement thermique maximal enregistré pour ce cycle est de 19%.



Figure 3 : Schéma de fonctionnement de la CSP à capteurs cylindro-parabolique SSPS [31]

Les tests ont révélé un rendement de conversion thermique de 8% dans les conditions nominales de fonctionnement, ce qui est inférieur à la valeur de 12% calculée lors du dimensionnement. Le système a démontré un rendement global de 2,3% en conditions réelles de fonctionnement.

2.1.1.2. µCSP installée au Solar Energy Center (SEC) [32]

Cette centrale, conçue à but démonstratif, est la première CSP à être installée en Inde. Le système est constitué de réflecteurs cylindro-paraboliques d'une surface totale de 1250 m², et fournit 50 kW_e. Le Hytherm 500 sert de fluide caloporteur sous une condition opératoire de 200 °C / 300 °C successivement à l'entrée et à la sortie du récepteur solaire. Un stockage thermocline d'une capacité de 14 m³ est utilisé comme appoint avec le fluide caloporteur comme matériau de stockage. Les caractéristiques techniques et conditions opératoires du cycle thermodynamique et les informations relatives aux performances de la centrale sont cependant indisponibles. Toutefois, le système a démontré un rendement global de 10% au cours des différents tests.

La centrale a fonctionné presque pendant une année avant d'être arrêtée pour cause d'indisponibilité des pièces de rechange.

2.1.1.3. μCSP à l'Universidad Nacional Autonóma de México (UNAM)[33]

La mise en place de ce système vise à démontrer la faisabilité de la production électrique à faible puissance par la génération directe de vapeur. Pour ce faire, la recherche expérimentale s'est axée sur une partie du champ solaire d'une centrale CSP existante et implantée à l'intérieur de l'UNAM au Mexique. Un schéma descriptif du système est présenté sur la Figure 4.

Quatre réflecteurs cylindro-paraboliques de 14,5 m de long et connectés en série constituent le champ solaire dudit système. En absence de système de stockage, l'eau déminéralisée, utilisée comme fluide caloporteur, alimente directement le bloc de conversion thermodynamique à l'état de vapeur saturée à 165°C et 6,89 bar.



Figure 4 : Schéma descriptif du système [33]

À la sortie du champ solaire, la vapeur saturée est transformée en énergie mécanique à l'aide d'un moteur à piston de 2,24 kW. Un générateur électrique synchrone, utilisé dans les voitures et disposant d'une vitesse de rotation élevée, sert à convertir l'énergie mécanique en électricité. Le système est testé au laboratoire uniquement en régime stationnaire; les résultats ont montré un rendement global de 3%. Les auteurs ont conclu ensuite que le rendement global du système aurait pu augmenter si un générateur adapté à ce type d'application avait été utilisé.

2.1.1.1. Mehr-Niroo

Ce pilote expérimental dénommé Mehr-Niroo [34] vise à acquérir des compétences dans le développement des CSP à capteurs cylindro-paraboliques afin d'assurer la production future d'électricité en Iran à partir de l'énergie solaire [35]. Mehr-Niroo est une μ CSP de type cylindro-parabolique [36] connectée au réseau et qui fournit une puissance de 250 kW_e [37]. La centrale est implantée dans la ville de Shiraz en Iran. Le champ solaire de ce système comprend 48 réflecteurs cylindro-paraboliques qui font 25 m de long et de 3,4 m de large [35], disposés en 8 boucles parallèles. La Figure 5 donne un aperçu schématique de la centrale Mehr-Niroo.

Une huile thermique sert de fluide caloporteur et de matériau de stockage. La production d'électricité est faite à travers un cycle à vapeur d'eau [36] constitué d'une turbine, d'un condenseur, d'un dégazeur et d'un réservoir de stockage d'eau ; la vapeur surchauffée utilisée comme fluide de travail dans ledit cycle est à 250°C pour une pression de 2 MPa. Une particularité de la centrale Mehr-Niroo est que l'échange thermique entre le fluide caloporteur et le fluide de travail se fait à travers trois échangeurs de chaleur distincts servant de préchauffeur, de chaudière et de surchauffeur.

Les résultats issus des tests menés sur la centrale Mehr-Niroo ont montré une bonne compatibilité avec les conditions de dimensionnement [36].

Nom	Fluide	Type de	Cycle	Fluide de travail	Puissance	Date /	Lieu
	caloporteur /	stockage /	thermodynamiq	/ Conditions	électrique	Statut	
	Régime de	Matériau de	ue / Rendement	opératoires	[kWe] /		
	température	stockage	du cycle [%]	1	Rendement		
	-	C	•		global [%]		
ASE demo plant	Sels fondus /	Deux cuves /	Rankine / -	Eau / -	350	2013 /	Massa
[38,39]	290 °C-550°C	Sels fondus				Opératio	Martana,
						nnel	ITALIE
Cleco solar plant	Eau / -	No	ORC / -	- /-	15 – 50 / -	-/ -	Louisiane,
[40]							USA
CSP Biomass	- /220°C	- /-	ORC / -	- /-	256 / -	-/ -	Shive, INDE
plant [41-43]							
Gansu solar	- /-	- /-	- /-	- /-	200 / -	-/ -	Gansu,
plant [44]							CHINE
SEC solar plant	Hytherm 500 /	Thermocline /	- /-	- /230°C,	50 / 10	1989 /	Gurgaon,
[32]	$200^{\circ}\text{C} - 300^{\circ}\text{C}$	Hytherm 500		32 bar		Abandon	INDE
						né	
Middle East	Eau	No	ORC / -	- /-	18 / -	-/ -	Cyprus,
Technical							TURQUIE
University solar							
plant [45]							
Micosol [46–48]	Eau /60°C –	No	Hirn	Eau / 350°C, 30	3 / -	2014 /	La Rochelle,
	350, 30 bar			bar		Démonst	FRANCE
						ration	
Microsol [49–	Eau / 140°C –	Stockage une	ORC / -	R245fa / 140°C	10 / -	2013 /	Cadarache,
51]	180°C, 14 bar	cuve / Eau		$- 180^{\circ}C, 15 -$		Démonst	FRANCE

Tableau 2 : Résumé des caractéristiques des µCSP à concentration linéaire

				30 bar		ration	
STG solar plant	Monoéthylène	Thermocline /	ORC / -	R245fa /	3 / 5	2012 /	Lesotho,
[52–56]	glycol / 160°C	Monoéthylène				Fonction	AFRIQUE
		glycol				nel	DU SUD
Mehr-Niroo	Huile	Stockage une	Rankine / -	Eau / 250°C, 20	500 / -	2006 /	Shiraz,
[34–37]	thermique /	cuve / Huile		bar		Fonction	IRAN
	231°C – 265°C	thermique				nel	
Solartrough	Eau / 160°C, 6	Sans stockage	GDV / 7 – 8,5	Eau / 170°C –	10 / -	2006 /	Chonbouri,
station in	bar			220°C, 6 bar		Fonction	THAÏLAND
Chonbouri [57]						nel	E
SSPS (PT) [31]	Hydrocarbure	Stockage	Rankine / 19	Eau / -	500 / 2,3	1981 /	Almeria /
	synthétique	deux cuves /				Abandon	ESPAGNE
	Santotherm 55	Hydrocarbure				né	
	/ 225°C –	synthétique					
	295°C	Santotherm					
		55					
Sun2Power [58–	Syltherm XLT	Non	ORC / 8,5	R245fa / -	2,5 / 5	2014 / In	Liège,
60]	/ -					progress	BELGIQUE
TRESERT [61–	Eau / 217 °C	Ballon de	GDV / -	Eau / 217 °C, 22	50 / -	2012 /	Phitsanulok,
64]		vapeur /		bar		Fonction	THAÏLAND
		Vapeur				nel	E
		saturée					
UNAM solar	Eau	Non	GDV / -	Eau / 165°C,	2,24 / 3	1998 /	Mexico,
plant [33]	déminéralisée			6,89 bar		Démonst	MEXIQUE
						ration	
Xinjiang solar	- /-	- /-	- /-	- /-	180-	- /-	Xinjiang,
plant [44]							CHINE

	HSPS [65–67]	Eau / 120 °C –	- /-	ORC / -	R123 / -	10 – 25 / -	2000 /	Lausanne,
apteurs linéaires de Fresnel		150 °C			R134 / -		Démonst	SUISSE
							ration	
	BBEnergy solar	- /-	- /-	- /-	- /-	80 / -	2010 /	Johannesbur
	plant [68]						Fonction	g, AFRIQUE
							nel	DU SUD
	Eskom Solar	Eau, 250 °C	- /-	- /-	- /-	150 / -	2013 /	Johannesbur
	plant [68]						Fonction	g, AFRIQUE
							nel	DU SUD
	Augustin	Eau / 311°C	One-tank /	GDV / -	Eau / 311°C,	- /-	2011 /	Targasonne,
	Fresnel 1 [69]		Pressurized		100 bars		Fonction	FRANCE
C			Eau				nel	



Figure 5 : Schéma descriptif du système Mehr-Niroo [36]

2.1.1.2. Système de démonstration d'Archimede Solar Energy (ASE)

Cette centrale est mise en œuvre pour être une vitrine de la technologie des sels fondus. Elle doit aussi servir à prouver la maniabilité, la performance et la fiabilité des CSP à capteurs cylindroparaboliques utilisant les sels fondus comme caloporteur. La Figure 6 donne un aperçu de son principe de fonctionnement.

Le système est installé à Massa Martana en Italie. Il dispose d'un champ solaire d'une surface de 3398 m² et utilise comme fluide caloporteur et matériau de stockage, les sels fondus (60% NaNO₃ – 40% KNO₃) sous un régime opératoire de 290°C - 550°C [39]. Deux réservoirs de stockage de 25 m³ contenant chacun 50 tonnes de sels fondus et d'une capacité de 4,27 MWh, sont intégrés au système pour assurer un fonctionnement d'une durée de 5 heures en période de non-ensoleillement [38]. Un cycle à vapeur assure la production de l'électricité. La centrale fournit une puissance nominale de 350 kW_e avec un pic pouvant atteindre 420 kW_e.



Figure 6 : Schéma descriptif de fonctionnement du système [38]

Des tests relatifs à la congélation, à la vidange, au remplissage et à la décongélation des sels fondus dans le circuit du caloporteur ont été conduits ; les résultats ont montré des réponses satisfaisantes de la centrale [38], confirmant ainsi une maturité de ce type de système pour un déploiement à but commercial.

2.1.1.3. Sun2Power

La mise en place de ce système est entièrement réalisée par les étudiants, les chercheurs et les techniciens de l'Université de Liège (Belgique). Sun2Power est un système sans stockage qui utilise une machine ORC pour produire une puissance de 2,5 kW_e. La centrale est installée à Liège en Belgique.

La véritable innovation dans ce projet réside dans le fait que ce système est construit en utilisant des équipements et des composants à bas coûts [58,59]. Ainsi, pour la mise en place de la machine ORC qui assure la production électrique, les différents composants sont sélectionnés dans l'industrie HVAC suivant les caractéristiques techniques du cycle thermodynamique ; le générateur de vapeur, le récupérateur et le condenseur sont des échangeurs à plaque, la pompe est de type volumétrique et le processus de détente est réalisé par les compresseurs de type scroll [58].

Les différents composants et fluides utilisés sont sélectionnés en faisant un compromis entre le coût, l'efficacité et la disponibilité sur le marché. Par exemple, concernant le choix du fluide caloporteur, le Syltherm XLT est choisi au dépend du Termisk à cause de l'indisponibilité de ce dernier qui est pourtant moins cher et permet une réduction de la consommation électrique de la pompe de circulation [58].

Les simulations journalières de la centrale Sun2power ont donné un rendement global de 5% dans les conditions nominales de fonctionnement.

2.1.1.4. Système hybride CSP-biomasse en Inde

Ce système hybride est un pilote installé dans le village de Shive en Inde. Il a pour but de démontrer la faisabilité d'une centrale μ CSP-biomasse non connectée au réseau et pouvant fonctionner sans interruption. Le système combine un CSP à capteurs cylindro-paraboliques avec une chaudière à biomasse pour produire une puissance électrique de 256 kW_e [41]. Les biomasses utilisées dans la chaudière ne sont autres que des déchets agricoles disponibles localement [42]. Outre la chaudière à biomasse qui joue le rôle d'appoint, le pilote intègre un stockage thermique. La température du caloporteur en sortie des réflecteurs est de 220°C [42,43].

Les spécifications techniques du système et les paramètres opératoires du cycle thermodynamique n'ont pu être obtenus dans la littérature.

2.1.1.5. Centrale solaire à Chonbouri [57]

Ce système fut conçu uniquement à des fins scientifiques ; sa mise en place a pour seul objectif de démontrer la faisabilité d'une CSP de petite puissance. Il est installé à Chonbouri en Thaïlande. Le champ solaire de cette centrale fournit une puissance thermique de 100 kW_{th} grâce à des capteurs cylindro-paraboliques d'une surface totale de réflexion de 185 m². Le système fonctionne en GDV et n'intègre pas de stockage ; à la sortie du champ solaire, la vapeur saturée à 160°C et 6 bar

alimente directement un détendeur à vis de 10 kW_{e} . La centrale est hybridée avec une chaudière à biomasse et fournit de l'électricité et de la chaleur.

Le rendement global du système est de l'ordre de 7 à 8,5%.

2.1.1.6. Centrale solaire de STG

Cette μ CSP est un pilote de démonstration mis en place au Lesotho (Afrique du Sud) pour fournir de l'électricité et de la chaleur à une clinique [52]. Le champ solaire utilise des capteurs cylindroparaboliques pour une surface totale de réflexion de 75 m². Le mono éthylène glycol est utilisé comme fluide caloporteur avec une température opératoire de 160°C en sortie du récepteur solaire [56]. Le système dispose d'un stockage thermocline de 2 m³ de volume [53] utilisant comme matériaux le fluide caloporteur et une couche tassée de quartzite [55].

Le bloc de conversion électrique est un ORC prévu pour fournir une puissance de 3 kW_{e} . Cependant, une machine ORC de cette puissance était indisponible à l'époque [54] et sa fabrication en industrie pouvait s'avérer onéreuse. Ainsi, prenant en compte les coûts et la disponibilité sur le marché, les composants ont été obtenus dans l'industrie HVAC pour monter une machine ORC de 3 kW_{e} et ainsi réduire son coût d'investissement.

L'ORC est ensuite testé avec le R123 et le R245fa comme fluides de travail ; les tests ont donné des résultats satisfaisants [54].

2.1.1.7. Microsol

Le projet Microsol vise l'électrification rurale des zones isolées par un système solaire autonome [51]. Le système est conçu pour fonctionner en tri-génération ; il produit simultanément de l'électricité, de l'eau et de la chaleur aux populations des zones isolées [50]. La Figure 7 montre le principe de fonctionnement de Microsol.



Figure 7 : Principe de fonctionnement de Microsol [49]

Le champ solaire de Microsol délivre une puissance de 150 kW_{th} à partir de 1600 m² de réflecteurs cylindro-paraboliques [49]. L'eau joue le rôle fluide caloporteur et alimente le bloc de conversion électrique à 180°C, 16 bar à travers un réservoir de stockage de 20 m³ [51]. Le bloc de conversion électrique est un système de cogénération ORC qui fournit simultanément 10 kW_e d'électricité et

de la chaleur. Une unité de traitement d'eau est ensuite couplée au bloc de conversion électrique ; ladite unité fournit 2 m^3 d'eau potable par jour [50].

Installée à Cadarache en France, la centrale est inaugurée en novembre 2013, mais les informations relatives à ses performances restent indisponibles dans la littérature.

2.1.1.8. Micosol

L'objectif du prototype Micosol (Micro Cogénération Solaire) est de démontrer l'importance de l'utilisation de l'énergie solaire pour la mise en place d'un système à cogénération.

Installé à La Rochelle en France, le champ solaire de cette centrale est constitué de capteurs cylindro-paraboliques d'une surface totale de 48 m² [48]. Le système fonctionne en génération directe de vapeur (GDV) et n'intègre pas de stockage. À la sortie du récepteur solaire, l'eau est envoyée dans un surchauffeur pour être transformée en vapeur surchauffée à 350°C et 30 bar [47]. La vapeur surchauffée alimente ensuite un moteur à piston de 3 kW_e pour produire de l'électricité. La centrale est un système à cogénération qui produit 3 kW_e d'électricité et fournit 25 kW_{th} de chaleur [48].

Des tests sont conduits sur les composants et ensuite sur le système entier. Les résultats des tests ont révélé un rendement thermique de 50% pour le champ solaire. Les expérimentations du moteur à piston ont montré qu'il est important que la pression à son entrée soit la plus élevée possible (20 - 30 bar) pour accroître son rendement et sa production électrique. Les tests du prototype quant à eux ont donné des rendements thermique et global respectifs de 34,3% et de 2,7% [46].

2.1.1.9. Tresert

Le système TRESERT (Trigeneration in School of Renewable Energy Technology), installé à Phitsanulok en Thaïlande [61], a pour objectif d'exhiber une technologie innovante pour la fourniture décentralisée d'électricité, de chaleur et froid [42] à travers une centrale hybride CSPbiomasse.

Le système utilise des réflecteurs cylindro-paraboliques d'une surface totale de captation de 928 m². La centrale fonctionne en GDV ; l'eau est envoyée dans le récepteur solaire et en ressort à l'état de vapeur saturée, puis est recueillie dans un ballon de vapeur de 0,75 m³. Dans le ballon, la vapeur est séparée du liquide. La vapeur est ensuite envoyée dans un séchoir avant d'alimenter la turbine [63]. Le bloc de conversion électrique comprend la turbine pour la production de l'électricité et une machine frigorifique à absorption pour le conditionnement d'air. La chaudière à biomasse joue le rôle d'appoint et permet de stabiliser la température à laquelle la vapeur alimente la turbine.

Le système produit 500 kW_{th} de chaleur [61] et 50 kW_e d'électricité [42]. La chaleur dissipée par le condenseur est ensuite utilisée pour produire une puissance frigorifique de 105 kW à travers la machine à absorption. Une puissance thermique de 224,25 kW_{th} reste cependant disponible pour faire du chauffage d'eau.

2.1.2. Technologie des capteurs linéaires de Fresnel

2.1.2.1. Système HSPS

La centrale HSPS (Hybrid Solar Power System) est réalisée à travers le projet SPS (Solar Power System) de l'École Polytechnique Fédérale de Lausanne (EPFL). Ce projet a pour objectif de démontrer les performances d'un pilote expérimental d'une CSP hybride de petite puissance, qui pourrait répondre aux besoins énergétiques des villages isolés. HSPS est une μ CSP qui produit une puissance électrique de 10 à 25 kW_e. La Figure 8 montre le schéma descriptif du système HSPS.



Figure 8 : Schéma descriptif du système HSPS [65]

Son champ solaire de 100 m² utilise des réflecteurs semblables aux capteurs linéaires de Fresnel [66] et est couplé à un moteur Diesel de 15 kW_e pour garantir la production électrique en périodes nuageuses ou au cours de la nuit.

Le système utilise de l'eau pressurisée comme fluide caloporteur et n'intègre pas de stockage. Le bloc de conversion électrique utilise deux ORC en série utilisant deux fluides de travail différents [65].

Des tests en conditions réelles furent menés sur le prototype HSPS. Lors du fonctionnement en mode solaire, le rendement global s'est révélé inférieur de 35% à celui estimé parce que les tests ne se sont pas déroulés dans les conditions opératoires nominales des ORC [65].

Au début des années 2000, un projet d'amélioration des différents composants du système est entrepris dans le but d'augmenter le rendement global, réduire l'encombrement et améliorer certains problèmes de fiabilité [67].

2.1.2.2. Augustin Fresnel 1 [69]

L'objectif du projet Augustin Fresnel 1 est de démontrer la viabilité de la technologie des capteurs linéaires de Fresnel comme concentrateurs des centrales solaires à grande échelle à l'image d'Alba Nova 1 (12 MW_{e}). Ainsi, Augustin Fresnel 1 dispose d'un champ solaire constitué de 400 m² de réflecteurs linéaires de Fresnel fournissant une puissance de 250 kW_{th}. Le système

fonctionne en GDV et intègre un stockage en eau pressurisée. La Figure 9 donne un aperçu de la centrale installée à Targasonne en France.



Figure 9 : Aperçu de la centrale Augustin Fresnel 1 [69]

Une particularité de cette centrale est la suivante : pour éviter la congélation de l'eau dans le circuit du fluide caloporteur, des résistances électriques sont installées le long des tuyauteries tandis que des éléments chauffants sont insérés dans les cuves de stockage.

Pour étudier le comportement du champ solaire, des tests sont conduits afin d'évaluer la production thermique et déterminer le rendement du système.

2.2. Systèmes à concentration ponctuelle

Le Tableau 3 donne les caractéristiques principales des µCSP basées sur la réception ponctuelle.

2.2.1. Technologie des CSP à tour

2.2.1.1. Centrale à tour SSPS [31]

Le champ solaire de cette centrale à tour conçue à Almeria en Espagne est constitué de 93 héliostats pour une surface de réflexion totale de 3655 m². Le système utilise deux récepteurs solaires, le premier de type cavité a une surface absorbante de 17 m² et présente un rendement de 71% tandis que le second, qui est de type plan a une surface absorbante de 7,8 m² pour un rendement de 91%. La Figure 10 donne le schéma de principe de la centrale à tour SSPS.

Le fluide caloporteur est du sodium fondu et fonctionne suivant un régime opératoire de 290 - 530 °C comme indiqué sur la Figure 10 ; il représente aussi le matériau du système de stockage à deux cuves qui est intégré au système. Le bloc de conversion électrique comprend un moteur à piston de 6 cylindres qui sert à la détente de la vapeur surchauffée.

Les tests menés sur la centrale sont incomplets et les données disponibles sont insuffisantes pour établir les bilans d'énergies du système. Toutefois, les extrapolations des données obtenues ont donné un rendement global de 2,3% pour la centrale.


Figure 10 : Schéma descriptif de la centrale à tour SSPS [31]

2.2.1.1. Centrale solaire DAEGU [70]

Ce projet coréen consiste à la mise en place d'une centrale à tour de 200 kW_e dans la ville de Daegu. Le champ solaire est constitué de 450 héliostats pour une surface totale de réflexion de 1800 m². Le récepteur solaire, fait à base de matériaux céramiques poreux, a une surface de 4 m², et est monté à 43 m de hauteur sur une tour. L'air est utilisé comme fluide caloporteur suivant un régime opératoire de 700 – 1000°C. Un cycle de Rankine utilisant l'eau comme fluide de travail sert de bloc de conversion électrique. Le rendement global de la centrale est évalué à 13%.

2.2.1.1. Système Tulip DST

Ce système est une centrale hybride conçue et commercialisée par AORA Solar en Israël. Le système combine une centrale CSP et du biogaz pour produire 100 kW_e d'électricité et 170 kW_{th} de chaleur. Diverses options de carburants (gaz naturel, biogaz, Biodiesel, etc.) sont disponibles pour la centrale, ce qui lui permet de fonctionner sans interruption ; le système intègre par ailleurs un système de stockage [71].

Le récepteur solaire est placé au-dessus de la tour qui fait 33 m de haut. L'air joue le rôle de fluide de travail suivant un régime opératoire de 650 – 1000°C à 4,5 bar pour faire tourner un cycle de Brayton pour la production de l'électricité. Les conditions opératoires à l'entrée de la turbine du cycle sont 950°C et 4.5 bar.

Deux de ces systèmes ont été installés à Samar (Israël) et à Almeria (Espagne) [72]. Les données relatives aux performances de la centrale commercialisée par AORA Solar n'ont pu être trouvées dans la littérature.

	Nom	Fluide	Type de	Cycle	Fluide de travail	Puissance	Date /	Lieu
		caloporteur /	stockage /	thermodynamiq	/ Conditions	électrique [kWe]	Statut	
		Régime de	Matériau de	ue / Rendement	opératoires	/ Rendement		
		température	stockage	du cycle [%]		global [%]		
	CSP4Africa	Huile de	Two-tanks /	ORC / 10	Novec 649 / -	8,6 / 8,6	En cours	Ouagadougo
	[73]	Jatropha	Jatropha					u,
		Curcas /	curcas oil					BURKINA
		150°C - 210°C						FASO
	DAEGU solar	Air / 700°C –	- /-	Rankine / -	Eau / -	200 / 13	2011 /	Daegu,
	plant [70,74]	1000°C					Démonst	COREE DU
							ration	SUD
L	Système Tulip	Air, 1000 °C /	- /-	Brayton / -	Air / 950°C,	100 / -	2009 /	Samar,
ino	DST [71,72]	4.5 bar			4.5 bar		Commer	ISRAËL
à1							cial	
rale	SSPS (CRS)	Sodium fondu	Deux cuves /	Rankine / -	Vapeur / -	500 / 2,3	1981 /	Almeria,
ent	[31]	/ 270°C -	Sodium fondu				Abandon	ESPAGNE
Ŭ		530°C					né	
	AZ-TH [75]	- /-	No	Stirling / 33	Hydrogène / -	80 / 22,6	2006,	Casaquemad
es							Commer	a,
iqu							cial	ESPAGNE
bol	Project pilote	- /-	No	- /-	- /-	110 / -	-/-	Dubai,
aral	de Dish							ARABIE
s p:	Stirling à							SAOUDITE
una	Dubai [76,77]							
aptı	Inner	- /-	- /-	- /-	- /-	100 / -	-/-	Mongolie,
Ü	Mongolia solar							CHINE

Tableau 3 : Résumé des caractéristiques des µCSP à concentration ponctuelle

plant [44]							
STES [78-80]	Syltherm 800 /	Trois cuves /	Rankine / -	Vapeur /	400 / -	-/-	Georgia,
	260 °C –	Syltherm 800		382 °C, 48 bar			USA
	400 °C	et minerai de					
		fer					
Projet White	Eau / 550°C,	Batteries au	Rankine / -	Vapeur /	25 / 9,1 % (avec	1982 /	White Cliffs,
Cliffs [81-84]	7 MPa	plomb		450 °C, 6.9 MPa	vapeur à 360 °C	Démonst	AUSTRALI
					et 6 MPa à un	ration	E
					ensoleillement		
					of 1000 W·m ⁻²)		
Projet	Huile	Thermocline /	ORC / -	Toluène /	100 / -	1981 /	Sulaibyah,
Sulaibyah [85–	synthétique /	Huile		320 °C, 15 bar		Démonst	KOWEÏT
87]	235 °C –	synthétique				ration	
	345 °C						
Vanguard 1	Hydrogène /	- /-	Cycle Stirling/ -	- /-	25 / 29,4	1984 /	Californie,
[88–91]	720 °C,					Démonst	USA
	20 MPa					ration	
Système Dish-	- /-	- /-	Cycle Stirling/	Hélium /	10 / 19	2006 /	Jinhae /
Stirling à			30	700 °C,		Démonst	COREE DU
Jinhae [92]				3 – 15 MPa		ration	SUD
McDonnell	Hydrogène /	- /-	Cycle Stirling/ -	- /-	25 / 29	1985 /	Californie,
Douglas [89]	720 °C,					Démonst	USA
	20 MPa					ration	
Heliofocus	Air / 1000 °C	- /-	Rankine / -	Vapeur / -	500 / -	En cours	Ramat
[93]							Hovav,
							ISRAËL

2.2.2. Technologie des capteurs paraboliques

2.2.2.1. Projet Sulaibyah

La centrale solaire Sulaibyah est conçue pour produire de l'électricité pour des besoins agricoles à Sulaibyah au Koweït [87]. Cette centrale est un système hybride produisant 100 kW_e à partir de réflecteurs paraboliques et d'un système de chauffage d'huile [85]. La Figure 11 présente une vue de la centrale.



Figure 11 : Vue de la centrale Sulaibyah [88]

Le champ solaire est constitué de 56 réflecteurs paraboliques d'une surface totale de 1025 m². Le fluide caloporteur est de l'huile synthétique utilisé dans un récepteur sphérique suivant un régime opératoire de 235 – 345°C. La même huile synthétique constitue le matériau de stockage d'un système thermocline de 700 kW_{th}. Le bloc de conversion électrique est un ORC utilisant du toluène comme fluide de travail aux conditions opératoires de 320°C et 15 bar à l'entrée de la turbine [85].

D'après Böer [85], d'autres applications thermiques supplémentaires sont intégrées à la centrale en 1985 ; toutefois, le rendement du système est resté à la moitié de la valeur prévue.

2.2.2.2. Vanguard 1

Ce système est un prototype de CSP à moteur Dish-Stirling, conçue pour produire une puissance de 25 kW_e [89]. Le réflecteur est constitué de 336 miroirs pour une surface de réflexion totale de 86,7 m². Le bloc de conversion électrique est constitué d'un récepteur solaire, d'un moteur Stirling, d'un équipement de rejet de chaleur pour le moteur Stirling, d'une génératrice asynchrone et d'autres composants [90]. Le système est installé en Californie aux États-Unis.

Le moteur Stirling est un moteur de 4 cylindres qui utilise de l'hydrogène aux conditions opératoires maximales de 720°C et 20 MPa.

Le système Vanguard 1 est testé de février 1984 à juin 1985. Les résultats ont montré un taux de disponibilité de 72% pour le système pour les 18 mois de tests [90]. Les tests ont par ailleurs révélé un rendement global maximal de 29,4% et un rendement moyen journalier de 22,7% [91].

2.2.2.3. Projet pilote de Dish-Stirling à Dubai.

Ce pilote est considéré comme un outil d'apprentissage pour renforcer l'industrie solaire locale, développer des CSP à grande échelle à Dubai [76] et montrer aux investisseurs la manière dont la technologie fonctionne dans l'environnement de Dubai [77].

Cette centrale est constituée de 10 systèmes Dish-Stirling de 8,85 m de diamètre chacun pour une puissance totale de 110 kW_e. Le groupe suédois Cleanergy qui est concepteur de la centrale a confirmé que cette dernière a produit 47000 kWh d'électricité pour 12650 heures de fonctionnement.

2.2.2.4. AZ-TH [75]

L'objectif de ce projet est de construire et faire fonctionner une CSP commerciale de 80 kW_e à Casaquemada en Espagne Ladite centrale est composée de 7 systèmes à capteurs paraboliques identiques produisant chacun 11,2 kW_e; la centrale vise une production de 104 MWh d'électricité par année.

Chacun des systèmes comprend un réflecteur de 56,5 m², un récepteur solaire à cavité et un moteur Solo Stirling 161 couplé à un générateur pour la production d'électricité. Le réflecteur fournit une puissance de 43 kW_{th} au récepteur solaire ; avec un rendement de 83%, le récepteur transmet une puissance thermique de 37,5 kW_{th} à l'hydrogène qui joue le rôle de fluide de travail.

Les tests ont montré un rendement global de 22,6% pour le système ; ce rendement reste valable pour toute la centrale vu que les 7 systèmes Dish-Stirling sont identiques.

2.2.2.5. Projet White Cliffs

Ce projet consiste en la construction d'une CSP expérimentale pour fournir de l'électricité à certaines zones non connectées au réseau électrique. Le système est censé être autonome et fournir continuellement de l'électricité à une petite communauté [82]. La centrale comprend 14 systèmes à capteurs paraboliques produisant 25 kW_e d'électricité [81,84]. La Figure 12 donne un aperçu de la centrale installée à White Cliffs en Australie.

Chaque système comprend un capteur parabolique disposant d'une surface d'ouverture de 19,8 m² qui réfléchit les rayons solaires dans un récepteur solaire à cavité. L'eau est utilisée comme fluide caloporteur et chauffée à travers le récepteur solaire pour sortir sous forme de vapeur surchauffée à 550°C et 7 MPa. Le bloc de conversion électrique est constitué d'un moteur Diesel à 3 cylindres, modifié pour fonctionner comme un moteur à vapeur ; un système électrique diesel de secours de 25 kW_e est couplé à la centrale. Une batterie en plomb de 720 Ah est intégrée à la centrale comme système de stockage [82].



Figure 12 : Vue de la centrale White Cliffs [84]

Les tests de la centrale ont démontré un rendement global de l'ordre de 9,1% avec de la vapeur en conditions opératoires de 360°C et 6 MPa sous un ensoleillement de 1000 W·m⁻² [82].

2.2.2.6. Solar Total Energy System (STES) [80]

Cette μ CSP est construite à Shenandoah (USA) pour fournir une puissance électrique de 400 kW_e et 3 MW_{th} de chaleur à une usine (knitwear facility). On distingue trois sous-systèmes sur la centrale : le champ solaire et le système de stockage, le bloc de conversion électrique et le système d'utilisation thermique. Son champ solaire comprend 120 systèmes paraboliques et est conçu pour fournir une puissance thermique maximale de 2,93 MW_{th}. Chaque système est doté d'un réflecteur parabolique de 7 m de diamètre et d'un récepteur à cavité à l'intérieur duquel se trouve un enroulement hélicoïdal qui joue le rôle d'absorbeur. Le système de stockage de la centrale comporte trois réservoirs pour une capacité totale de 17,58 kWh. Le Syltherm 800 est utilisé comme caloporteur suivant un régime opératoire de 260°C – 400°C et constitue avec la fonte, les matériaux utilisés pour le système de stockage.

Le bloc de conversion électrique utilise un cycle de Rankine ; l'eau qui est le fluide caloporteur alimente un turbogénérateur en état de vapeur surchauffée à 382°C et 48 bar.

Le système d'utilisation thermique est utilisé pour le chauffage et le refroidissement de l'usine et de l'infrastructure mécanique de la centrale.

2.2.2.7. CSP Dish-Stirling dans la ville de Jinhae [92]

Ce système Dish-Stirling, installé dans la ville de Jinhae (Corée du Sud) possède un concentrateur de 42 m^2 de surface réflective et fournit une puissance de $10 \text{ kW}_{\text{th}}$.

Le moteur Stirling du système possède un rendement maximal de 30% ; il utilise l'hélium comme fluide de travail aux conditions opératoires de 700°C à 3-15 MPa.

Les tests du système en conditions réelles montrent qu'au-delà d'un DNI de 400 W·m⁻², la puissance produite augmente linéairement avec l'augmentation du DNI tandis que le rendement global est maintenu à 19%; un autre constat est que ce même rendement décroît exponentiellement pour de faibles ensoleillements.

2.3. Diverses autres installations dans le monde

D'autres μ CSP ont été répertoriées à travers le monde. Cependant, les données relatives à leurs paramètres techniques et conditions opératoires de certains de ces systèmes manquent dans la littérature scientifique.

À l'université de la Louisiane, une μ CSP de 15 – 50 kW_e utilisant la technologie des capteurs cylindro-paraboliques est en fonctionnement au Cleco Alternative Energy Center. Son champ solaire fournit une puissance thermique de 650 kW_{th} qui sert à chauffer l'eau, utilisée comme caloporteur. L'unité de puissance est une machine ORC fournie par Electratherm [40]. Le même fabricant a fourni une machine ORC de 18 kW_e comme unité de puissance d'une μ CSP installée au Middle East Technical University (METU NCC) à Chypre. Ce système dispose d'un champ solaire de 2325 m² de surface utilisant des réflecteurs cylindro-paraboliques ; le champ solaire fournit une puissance thermique de 200 à 400 kW_{th} pour chauffer de l'eau qui joue le rôle de fluide caloporteur. Le système n'intègre pas de stockage ; il dispose cependant d'un brûleur de 300 kW comme appoint pour faire un approvisionnement constant d'eau chaude à la machine ORC [45]. La référence [44] présente une μ CSP expérimentale de 180 kW_e installée en Xinjiang (Chine) utilisant des capteurs cylindro-paraboliques.

Un système de démonstration de 80 kW_e mis en place par BBEnergy en 2010 et un système pilote de 150 kW_e conçu par Eskom en 2013 sont installés en Afrique du Sud à titre de recherche et développement [68]. Les deux μ CSP utilisent des réflecteurs linéaires de Fresnel comme concentrateurs.

À l'université de Stellenbosch, un projet d'héliostats pour μ CSP à tour dénommé Helio100 est achevé en 2015; le système utilise une approche simple et innovante pour résoudre les problèmes que rencontrent actuellement les champs d'héliostats [94].

Concernant les systèmes à capteurs paraboliques, McDonnell Douglas a mis en place une centrale Dish-Stirling en 1985. La centrale utilise un paraboloïde de 88 m² de surface et fournit 25 kW_e d'électricité ; ses performances sont similaires à celles du système Vanguard 1 [89]. Un système Dish-Stirling est en cours de construction à Ramat Hovav (Israël) par Heliofocus à travers le projet Stardust ; le système fournira une puissance de 500 kW_e [93].

La référence [44] présente deux autres μ CSP dont les champs solaires sont hybridés. La première, conçue par Huayuan Fengjisha Co. Ltd, est un système Dish-Stirling de 100 kW_e avec un champ solaire utilisant des réflecteurs cylindro-paraboliques. Quant à la seconde, elle est de type expérimental et fournit 200 kW_e; son champ solaire est constitué de réflecteurs linéaires de Fresnel et de capteurs cylindro-paraboliques.

3. Conclusion

Les μ CSP décrites ci-dessus montrent plusieurs études menées dans le domaine au cours de ces 50 dernières années. Il a ainsi été observé que la mise en place de ce type de système vise principalement l'approvisionnement des zones rurales et isolées en électricité et dans certains cas, la production de froid en utilisant la cogénération.

Les modes opératoires des différentes μ CSP ont permis de distinguer deux types de configuration pour ces systèmes. La première configuration est principalement utilisée dans les pays développés en Europe et en Amérique. Pour ce type de configuration, les systèmes visent uniquement la production de l'électricité ; le système est donc conçu pour optimiser la production d'électricité. Dans cette configuration, certains systèmes sont plus axés sur la génération directe de vapeur parce qu'il offre l'opportunité de se passer d'un échangeur de chaleur entre le récepteur solaire et le bloc de conversion électrique, réduisant de ce fait les coûts d'investissement du système. Par ailleurs, l'utilisation d'une μ CSP en mode GDV évite la difficulté liée à la gestion des fluides organiques dans le bloc de conversion électrique.

La seconde configuration est plus utilisée en Asie du Sud-Est et dans la région méditerranéenne. Les μ CSP mises en place dans les zones ci-dessus mentionnées sont plus orientées vers l'hybridation afin de fournir de l'électricité et/ou de l'eau chaude et/ou du froid. Le potentiel en biomasse [95,96] de ces régions offre un énorme avantage pour l'hybridation de leurs μ CSP. Outre la capacité à fonctionner en système poly-génération, les μ CSP hybrides peuvent produire de l'électricité sans interruption ; cela permet d'avoir un système autonome qui peut se passer de stockage.

Plus de 50% des μ CSP citées dans ce travail sont des systèmes à concentration linéaire, donc utilisant les réflecteurs linéaires de Fresnel ou les réflecteurs cylindro-paraboliques. La maturité prouvée des capteurs cylindro-paraboliques sur les CSP de grandes tailles offre l'opportunité de les utiliser sur les petits systèmes afin de réduire les coûts du champ solaire et dans le même temps limiter les contraintes techniques liées à leurs structures ; la preuve est que 45% des μ CSP présentées dans ce document utilisent les capteurs cylindro-paraboliques.

Quant aux réflecteurs linéaires de Fresnel, leurs améliorations récentes ont montré qu'ils pouvaient présenter un rendement de captation égal à celui des capteurs cylindro-paraboliques. C'est ainsi que les systèmes à concentration linéaire se présentent aujourd'hui comme une technologie mature, maniable et maîtrisée pour la mise en œuvre des μ CSP; les avantages sont également d'ordre financier, puisque les coûts d'investissement, d'opération et de maintenance sont réduits.

Les μ CSP à tour sont quant à elles peu nombreuses ; leurs champs solaires sont composés d'héliostats de petite surface (<10 m²) en comparaison aux héliostats des CSP à grande taille qui ont une surface réflective de 50 à 120 m². En effet, l'expérience montre qu'un héliostat de grande taille est non seulement peu maniable, mais aussi de gestion compliquée ; compte tenu de sa taille et de son poids, le suivi solaire sur deux axes cause plusieurs contraintes mécaniques. L'utilisation d'un petit héliostat réduit en quelque sorte ces contraintes mécaniques et évite dans le même temps, les grands travaux de génie civil (terrassement par exemple) sur le champ solaire. Par ailleurs, l'utilisation de petits héliostats implique une image réduite du rayonnement concentré entraînant de ce fait la réduction de la taille du récepteur ; les pertes de flux par débordement sont ainsi réduites. Le champ solaire de Helio100 [94] donne une idée d'un héliostat de petite taille.

Concernant ses paramètres opératoires, les μ CSP fonctionnent le plus souvent à moyenne et basse températures (<300°C). De ce fait le rendement de leurs blocs électriques est de l'ordre de 8 à 12%. La production d'électricité à partir de ce niveau de température relativement bas requiert des cycles thermodynamiques spécifiques ou l'utilisation de compresseurs volumétriques, et de

turbines à vis pour la détente du fluide de travail. Cinq cycles ont été ainsi répertoriés dans la littérature pour la conversion de la chaleur moyenne ou basse température en électricité. On peut citer : le Cycle Organique de Rankine (ORC) [97,98], le cycle Kalina [99], le cycle Goswami [100,101], le cycle Trilatéral flash [102,103] et le cycle Uehara [104] (Annexe I). Les études théoriques et expérimentales de ces différents cycles ont montré que l'ORC était un meilleur choix par rapport aux autres cycles parce qu'il est moins complexe et requiert moins de maintenance [105].

Concernant le caloporteur, son choix est directement lié au niveau de température de la source chaude. Comme cela peut être observé dans ce travail, le fonctionnement à moyenne et basse températures fait appel à des fluides spécifiques comme les huiles thermiques. Outre leurs caractéristiques de transfert de chaleur, ces huiles sont choisies en faisant un compromis entre leur disponibilité sur le marché, leur compatibilité avec le matériau de l'absorbeur et leur stabilité chimique dans la plage de température opératoire. Le système à tour SSPS [31] et la centrale de démonstration d'ASE [38] sont les seules µCSP à utiliser respectivement du sodium et des sels fondus. Il est important de rappeler que ces deux caloporteurs (sodium et sels fondus) sont plus adaptés aux centrales à haute température (>500°C) et peuvent également permettre de mettre en place des µCSP avec un rendement global relativement bon. Malheureusement, leur utilisation entraîne plusieurs contraintes techniques sur le circuit du caloporteur et fait appel à une consommation supplémentaire d'énergie pour les maintenir en phase liquide au-delà de 290°C. Il en ressort donc que l'utilisation de ces fluides comme caloporteurs dans des systèmes installés en zones rurales et isolées serait compliquée en termes de gestion et de maintenance des systèmes. Cela induirait par ailleurs une augmentation des coûts d'investissements ce qui est contraire à l'idée des µCSP. Ces arguments peuvent expliquer la raison pour laquelle SSPS et le système d'ASE ont été conçus comme centrales de démonstration et pourquoi aucune autre µCSP fonctionnelle n'utilise le sodium ou les sels fondus comme caloporteurs. Les huiles thermiques restent ainsi plus adaptées aux µCSP de par la facilité de leur gestion.

Ce document fait une description succincte des μ CSP qui produisent une puissance électrique comprise entre 1 kW_e et 500 kW_e. 34 systèmes ont été identifiés dans ce travail. Leurs processus de fonctionnement sont décrits selon les informations disponibles. L'analyse technique révèle que le régime de température de plus de 60% de ces μ CSP est autour de 300 °C. Ceci induit l'utilisation de cycles thermodynamiques spécifiques dont les rendements sont relativement faibles.

Tout au long de la conception et la construction de plusieurs de ces systèmes, le choix du type de réflecteurs, du cycle thermodynamique et du type de stockage vise à diminuer les coûts d'investissement, d'exploitation et de maintenance. Ceci explique la raison pour laquelle certaines de ces centrales utilisent des cylindro-paraboliques pour le champ solaire et des compresseurs volumétriques modifiés pour le cycle thermodynamique. Un compromis entre les aspects techniques et économiques sert ensuite de base pour développer de telles centrales afin de rendre de l'électricité produite abordable. Les pays en développement, en particulier ceux de l'Afrique subsaharienne, pourraient alors tirer profit des μ CSP comme solution pour l'élévation du taux d'électrification rurale. Cependant, seul un nombre limité des μ CSP présentés fonctionnent en conditions réelles pour la production d'électricité. Il est donc nécessaire de mettre en œuvre ces types de systèmes pour en étudier la fiabilité en conditions réelles.

Même si les centrales CSP à petite échelle sont encore principalement en phase de démonstration, leurs intérêts pour la production d'électricité dans les zones rurales et isolées font penser que ces systèmes pourront être disséminés dans les années à venir. Ceci doit être étayé par une analyse de marché pour les μ CSP afin de vérifier leur pertinence économique et les conditions d'intégration du marché.

Le nombre de μ CSP à tour présent est relativement faible. Pourtant le facteur de concentration de cette technologie permet d'obtenir un niveau élevé de température opératoire et donc d'envisager l'augmentation du rendement global du système. Il est donc nécessaire d'étudier ce type de technologie qui présente des opportunités d'amélioration aussi bien au niveau de son champ de réflecteurs que de son bloc de conversion électrique.

Positionnement du sujet de thèse

Cette thèse est la toute première d'une série à réaliser à partir d'un projet initié à 2iE.La centrale CSP4Africa est un pilote expérimental qui a pour but d'étudier la rentabilité des μ CSP en Afrique Sub-Saharienne. Dans le souci de réduire les coûts d'investissement du système, les matériaux localement disponibles ont été mis à contribution et la main-d'œuvre locale a été sollicitée pour la fabrication de certains composants.

Le présent travail de recherche porte sur l'expérimentation et l'optimisation d'une μ CSP de type tour. Il vise à conduire une campagne d'expérimentations sur le pilote CSP4Africa à travers les tests de deux de ses composants : le récepteur solaire et l'ORC.

Concernant le récepteur solaire, un modèle statique a été mis en place pour son dimensionnement avant la thèse. Ce modèle a ensuite été étendu pour décrire le comportement du récepteur en régime dynamique. La campagne de tests du récepteur a pour but de valider ce modèle de dimensionnement afin d'optimiser ledit récepteur par rapport aux conditions opératoires de CSP4Africa. Cette campagne doit permettre de disposer d'un modèle expérimentalement éprouvé pour la conception des récepteurs de type cavité.

Les expérimentations sur l'ORC ont pour but de valider expérimentalement un modèle de fonctionnement. En outre la validation du modèle de l'ORC permettra de déterminer les conditions opératoires optimales du cycle thermodynamique par rapport au régime de température en sortie du fluide caloporteur.

Ces différentes campagnes ont donc pour objectif d'optimiser les conditions opératoires du récepteur et du cycle thermodynamique afin d'augmenter le rendement de production électrique du système.

CSP4Africa [73]

Le projet CSP4Africa a pour objectif de construire une μ CSP rentable pour la production de l'électricité dans les zones rurales des pays sahéliens. Pilote expérimental en cours d'installation, le projet vise la fabrication de la majorité des composants du système par la main-d'œuvre locale et en mettant à profit les matériaux localement disponibles. Le projet est basé au 2iE de Ouagadougou financé par l'Union africaine.

Le champ solaire comprend 20 héliostats. Chacun des héliostats est composé de neufs concentrateurs de 1 m² pour une puissance de 100 kW_{th}. Le récepteur solaire est de type cavité cylindrique avec enroulement hélicoïdal comme absorbeur ; le récepteur solaire est monté audessus d'une tour de 15 m de haut. La Figure 13 montre le principe de fonctionnement de CSP4Africa.



Figure 13 : Principe de fonctionnement de CSP4Africa [73]

L'huile de *Jatropha Curcas* [106], une huile non comestible est utilisée comme fluide caloporteur et matériau de stockage suivant le régime opératoire $150 - 210^{\circ}$ C. Une machine à vapeur utilisant un ORC de 8,6 kW_e avec le Novec649 comme fluide de travail représente le bloc de conversion électrique du système.

Chapitre II : Modélisation de la centrale solaire

1. Modélisation du récepteur solaire

1.1. Introduction

Dans le cadre du projet CSP4Africa, un modèle a été mis en place pour dimensionner le récepteur solaire de la centrale CSP4Africa. Ce modèle, utilisé dans les travaux de Tescari [107], est basé sur les transferts radiatifs entre les différentes surfaces d'une cavité considérée comme un corps noir. Le récepteur obtenu a une hauteur de 1 m et un diamètre d'ouverture de 0,7 m. Son absorbeur est un enroulement hélicoïdal en forme de cylindre de 1 m de hauteur. Il est fait d'une tuyauterie en acier galvanisé d'un diamètre intérieur de 2,5 cm. Le Tableau 4 présente quelques caractéristiques du récepteur solaire

	Unité	Valeur
Diamètre intérieur du tube	mm	25,4
Hauteur du récepteur solaire	m	1
Diamètre interne du récepteur	m	0,7
Longueur du tube	m	83,6
Augmentation de la hauteur à chaque rotation	mm	25,4
Surface interne totale	m²	6,7

Tableau 4 : Caractéristiques géométriques du récepteur solaire de CSP4Africa

Dans les conditions réelles de fonctionnement, la puissance incidente reçue du champ solaire par le récepteur est variable et dépend du DNI qui n'est pas fixe. La température du fluide caloporteur en sortie du récepteur solaire varie donc en fonction de la puissance incidente. Cependant dans le cadre d'une centrale solaire à concentration, le cycle thermodynamique doit être alimenté par le fluide caloporteur avec un débit et une température constants pour fonctionner à son régime optimal afin de délivrer une puissance électrique maximale. Il est donc nécessaire de connaître la variation de la température du fluide caloporteur en sortie du récepteur en fonction du DNI pour prévoir une régulation du débit. Cette régulation du débit de circulation permettrait de s'assurer que le fluide caloporteur alimente le cycle thermodynamique avec une température quasi constante. La mise en place d'un modèle dynamique pour le récepteur s'avère donc nécessaire pour prédire l'évolution de la température du fluide caloporteur en sortie du récepteur sous l'effet de la variation du DNI. Le travail présenté dans ce document est réalisé pour un corps gris. Le modèle est d'abord développé en régime stationnaire puis le modèle en régime dynamique est présenté.

Dans la partie simulation, la réponse du modèle dynamique sous certaines conditions est présentée et le résultat est commenté.

1.2. Modélisation du récepteur solaire en régime stationnaire

Le modèle repose sur le bilan de chaleur des différentes surfaces d'échange du récepteur. Dans cette première partie, seules les pertes radiatives sont prises en compte. On considère ici les N

spires et la base du récepteur sur lesquelles on applique le bilan de chaleur. La Figure 14 montre les échanges radiatifs sur une spire *i* du récepteur solaire.



Figure 14 : Schéma des échanges radiatifs sur une spire du récepteur solaire

On considère un bilan énergétique sur la surface de la spire *i*. La puissance nette reçue par la spire en question est la différence entre la puissance radiative entrante $q_{rad,e}$ et la puissance radiative sortante $q_{rad,s}$. On obtient l'équation 1 :

$$\dot{q}_{rad,net,i} = \dot{q}_{rad,e} - \dot{q}_{rad,s} \tag{1}$$

Dans l'hypothèse d'un corps gris, l'émissivité ε du matériau est égale à son absorptivité α . On peut donc écrire la réflectivité ρ du matériau en posant :

$$\rho = 1 - \alpha = 1 - \varepsilon \tag{2}$$

En considérant le bilan radiatif défini sur la spire *i*, on obtient les expressions des puissances radiatives entrante et sortante sur la spire *i* données par les équations 3 et 4.

$$\dot{q}_{rad,e,i} = I_0 \cdot F_{0-i} + \sigma_B \cdot F_{0-i} \cdot T_a^4 \cdot S_0 + \sum_{k=1}^{N+1} \dot{q}_{rad,s,k} \cdot F_{k-i}$$
(3)

$$\dot{q}_{rad,s,i} = \rho \cdot \dot{q}_{rad,e,i} + \varepsilon_i \cdot \sigma_B \cdot S_i \cdot T_i^4 \tag{4}$$

 F_{k-i} est le facteur de forme de l'élément k vers i (Annexe II) et I_0 , la puissance incidente envoyée par le champ solaire

En introduisant l'équation (1 dans l'équation 4, on obtient l'équation 5 :

Chapitre II

$$\dot{q}_{rad,s,i} = \rho \cdot \left(\dot{q}_{rad,net,i} + \dot{q}_{rad,s,i} \right) + \varepsilon_i \cdot \sigma_B \cdot S_i \cdot T_i^4 \tag{5}$$

Cette équation peut se réécrire comme suit :

$$\dot{q}_{rad,s,i} = \dot{q}_{rad,net,i} \cdot \left(\frac{1 - \varepsilon_i}{\varepsilon_i}\right) + \sigma_B \cdot S_i \cdot T_i^4 \tag{6}$$

On introduit ensuite la notion de température équivalente T_0 en posant :

$$I_0 + \sigma_B \cdot T_a^4 \cdot S_0 = \sigma_B \cdot T_0^4 \cdot S_0 \qquad \Rightarrow \quad T_0^4 = T_a^4 + \frac{I_0}{\sigma_B \cdot S_0}$$

En substituant cette équation dans le bilan de puissance dur la spire *i*, on obtient :

$$\dot{q}_{rad,net,i} = \sigma_B \cdot S_0 \cdot T_0^4 \cdot F_{0-i} + \sum_{k=1}^{N+1} \left(\dot{q}_{rad,net,k} \cdot F_{k-i} \cdot \left(\frac{1 - \varepsilon_k}{\varepsilon_k} \right) \right) + \sum_{k=1}^{N+1} \left(\sigma_B \cdot S_k \cdot T_k^4 \cdot F_{k-i} \right) - \dot{q}_{rad,net,i} \cdot \left(\frac{1 - \varepsilon_i}{\varepsilon_i} \right) - \sigma_B \cdot S_i \cdot T_i^4$$

$$(7)$$

L'équation 7 peut être réécrite sous la forme :

$$\begin{aligned} \dot{q}_{rad,net,i} &= \varepsilon_i \cdot \sigma_B \cdot S_0 \cdot T_0^4 \cdot F_{0-i} + \varepsilon_i \cdot \sum_{k=1}^{N+1} \left(\dot{q}_{rad,net,k} \cdot F_{k-i} \cdot \left(\frac{1 - \varepsilon_k}{\varepsilon_k} \right) \right) \\ &+ \varepsilon_i \cdot \sigma_B \cdot \left(\sum_{k=1}^{N+1} S_k \cdot T_k^4 \cdot F_{k-i} - S_i \cdot T_i^4 \right) \end{aligned}$$

$$(8)$$

La loi de sommation des facteurs de forme $\sum_{k=0}^{k=N+1} F_{i-k} = 1$ nous permet de modifier le dernier terme de l'équation 8 qui devient 9 :

$$\dot{q}_{rad,net,i} = \varepsilon_i \cdot \sigma_B \cdot S_0 \cdot T_0^4 \cdot F_{0-i} + \varepsilon_i \cdot \sum_{k=1}^{N+1} \left(\dot{q}_{rad,net,k} \cdot F_{k-i} \cdot \left(\frac{1 - \varepsilon_k}{\varepsilon_k} \right) \right) + \varepsilon_i \cdot \sigma_B \cdot \left(\sum_{k=1}^{N+1} S_k \cdot T_k^4 \cdot F_{k-i} - \sum_{k=0}^{N+1} S_i \cdot T_i^4 \cdot F_{i-k} \right)$$
(9)

On additionne ensuite les premier et avant dernier termes de l'équation 9 puisqu'ils s'expriment de la même manière ; on obtient ainsi :

$$\dot{q}_{rad,net,i} = \varepsilon_i \cdot \sum_{k=1}^{N+1} \left(\dot{q}_{rad,net,k} \cdot F_{k-i} \cdot \left(\frac{1 - \varepsilon_k}{\varepsilon_k} \right) \right)$$

$$+ \varepsilon_i \cdot \sigma_B \cdot \left(S_0 \cdot T_0^4 \cdot F_{0-i} + \sum_{k=1}^{N+1} S_k \cdot T_k^4 \cdot F_{k-i} - \sum_{k=0}^{N+1} S_i \cdot T_i^4 \cdot F_{i-k} \right)$$

$$(10)$$

L'équation 10 donne :

$$\dot{q}_{rad,net,i} = \varepsilon_i \cdot \sum_{k=1}^{N+1} \left(\dot{q}_{rad,net,k} \cdot F_{k-i} \cdot \left(\frac{1 - \varepsilon_k}{\varepsilon_k} \right) \right) + \varepsilon_i \cdot \sigma_B \cdot \left(\sum_{k=0}^{N+1} S_k \cdot T_k^4 \cdot F_{k-i} - \sum_{k=0}^{N+1} S_i \cdot T_i^4 \cdot F_{i-k} \right)$$
(11)

En appliquant la loi de réciprocité des facteurs de forme $F_{j-i} \cdot S_j = F_{i-j} \cdot S_i$ sur l'avant-dernier terme de l'équation 11, on obtient l'équation 12 :

$$\dot{q}_{rad,net,i} = \varepsilon_i \cdot \sum_{k=1}^{N+1} \left(\dot{q}_{rad,net,k} \cdot F_{k-i} \cdot \left(\frac{1 - \varepsilon_k}{\varepsilon_k} \right) \right) + \varepsilon_i \cdot \sigma_B \cdot \left(\sum_{k=0}^{N+1} S_i \cdot T_k^4 \cdot F_{i-k} - \sum_{k=0}^{N+1} S_i \cdot T_i^4 \cdot F_{i-k} \right)$$
(12)

En simplifiant l'équation 12 :

$$\dot{q}_{rad,net,i} = \varepsilon_i \cdot \sum_{k=1}^{N+1} \left(\dot{q}_{rad,net,k} \cdot F_{k-i} \cdot \left(\frac{1 - \varepsilon_k}{\varepsilon_k} \right) \right) + \varepsilon_i \cdot \sigma_B \cdot S_i \cdot \left(\sum_{k=0}^{N+1} \left(T_k^4 - T_i^4 \right) \cdot F_{i-k} \right)$$
(13)

L'équation exprimant la puissance radiative nette sur la spire *i* s'écrit finalement :

$$\dot{q}_{rad,net,i} = \varepsilon_i \cdot \sum_{k=1}^{N+1} \left(\left(\sigma_B \cdot S_k \cdot T_k^4 \right) \cdot F_{k-i} \cdot \left(\frac{1 - \varepsilon_k}{\varepsilon_k} \right) \right) + \varepsilon_i \cdot \sigma_B \cdot S_i \cdot \left(\sum_{k=0}^{N+1} \left(T_k^4 - T_i^4 \right) \cdot F_{i-k} \right)$$
(14)

L'équation 14 est aussi valable pour la base du récepteur

1.2.1. Prise en compte des pertes convectives

Le calcul des pertes convectives dans la cavité est fait à partir de la corrélation de Paitoonsurikarn et al. [108]. Cette corrélation a été établie pour estimer les pertes par convection naturelle à l'intérieur des cavités des récepteurs pour CSP à moteur Dish-Stirling. Au vu de sa taille et de la surface de son absorbeur, le récepteur solaire de CSP4Africa peut être assimilé à un récepteur pour CSP à moteur Dish-Stirling.

La longueur caractéristique de la cavité du récepteur solaire est obtenue par l'équation 15 [108]:

$$L_{S} = \left| \sum_{i=1}^{3} a_{i} \cdot \cos(\phi + \psi_{i})^{bi} \cdot L_{i} \right|$$
(15)

Où ϕ est l'angle d'inclinaison du récepteur solaire par rapport à l'horizontale, L₁, L₂ et L₃ sont respectivement le diamètre de la cavité, la profondeur de la cavité et le diamètre de l'ouverture conformément à la Figure 15. Les constantes a_i, b_i et ψ_i sont données dans le Tableau 5.



Figure 15 : Paramètres géométriques utilisés dans le calcul de la longueur caractéristique [108]

Le calcul du coefficient d'échange convectif est ainsi fonction des nombres adimensionnels de Rayleigh, Prandtl et de Nusselt.

Tableau 5 :	Constantes	utilisées 1	pour le	calcul	de la	longueur	caractéristia	ue l	1081
1 0000000 0 1	constantes	consects p		00000000			can acter istry	~~ L	1001

i	a _i (-)	b _i (-)	Ψ_i (rad)
1	4,08	5,41	-0,11
2	-1,17	7,17	-0,30
3	0,07	1,99	-0,08

Les nombres de Rayleigh et Prandtl sont exprimés respectivement par les équations 16 et 17

$$Ra = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_w - T_a) \cdot L_s^3}{v \cdot \alpha}$$
(16)

$$\Pr = \frac{\mu \cdot c_p}{\lambda} \tag{17}$$

La constante g est la constante gravitationnelle ; les paramètres α , β , ν , μ , λ et c_p représentent respectivement la diffusivité thermique, le coefficient de dilatation thermique, la viscosité cinématique, la viscosité dynamique, la conductivité thermique et la chaleur spécifique de l'air.

Le nombre de Nusselt est obtenu par la corrélation [108] :

$$Nu = 0.0196 \cdot Ra^{0.41} \cdot \Pr^{0.13}$$
(18)

Le coefficient d'échange convectif est exprimé en fonction du Nusselt par l'équation 19 :

$$h' = \frac{\lambda \cdot Nu}{L_s} \tag{19}$$

Les pertes convectives pour la spire i sont donc obtenues par la formule :

$$\dot{q}_{conv}(i) = h_{conv,i} \cdot S_i \cdot (T_i - T_a)$$
⁽²⁰⁾

1.2.2. Prise en compte des pertes par conduction de la base du récepteur

Dans le cadre de notre récepteur solaire qui a une géométrie cylindrique, l'absorbeur représente la partie latérale qui est l'enroulement hélicoïdal. Une illustration des différentes parties est présentée sur la Figure 16.



Figure 16 : Identification des différentes parties du récepteur solaire

La base du récepteur est quant à elle soumise au flux solaire concentré, mais n'échange pas d'énergie avec le fluide caloporteur, car n'étant pas un absorbeur. Cette puissance thermique que reçoit la base du récepteur est donc perdue par rayonnement, par convection et par conduction. La perte par rayonnement de la plaque du fond est représentée par l'équation 14. Les pertes convectives internes sont décrites par l'équation 20 qui constitue les pertes internes par convection naturelle à travers l'ouverture de la cavité. Les pertes convectives externes de la base du récepteur vers l'ambiance sont ainsi obtenues par l'équation 21 à travers un coefficient h_{cocd} nommé coefficient conducto-convectif.

$$Q_{cocd,base} = h_{cocd} \cdot S_{base} \cdot (T_{base} - T_{amb})$$
⁽²¹⁾

Le coefficient de conducto-convection h_{cocd} est ainsi exprimé par la relation :

$$\dot{h_{cocd}} = \frac{1}{\frac{1}{h_c} + \frac{e_{isolant}}{\lambda_{isolant}}}$$
(22)

Le coefficient h'_c représente le coefficient d'échange convectif de l'air en contact avec la laine de verre ; ce travail est fait avec une valeur de $h'_c = 10 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$. Les pertes convectives sur la

partie externe des spires sont calculées d'une manière identique. Sachant que l'enroulement hélicoïdal est isolé avec deux couches de laine de verre comme la base du récepteur, le coefficient h_c est considéré identique pour les spires et la base du récepteur solaire.

1.2.3. Prise en compte de la circulation du fluide caloporteur dans les spires

Dans cette partie de la modélisation, la circulation du fluide caloporteur à l'intérieur des spires est intégrée. La température du fluide caloporteur est supposée constante à l'intérieur d'une spire donnée. Dans un souci de cohérence, les indices utilisés pour décrire la température du caloporteur dans chaque spire suivent la logique des indices utilisés pour les températures des spires. Les températures des spires 1 à N spires sont respectivement nommées T_1 à T_N et la température de la paroi de fond est nommée T_{N+1} . Le flux incident est remplacé par sa température équivalente qui est désignée par T_{N+2} . Les températures des différents volumes de fluide caloporteur contenus dans les spires sont désignées par T_{N+3} à T_{2N+2} . En résumé, T_i représente la température de la spire *i* et T_{N+2+i} la température du fluide caloporteur contenue dans cette spire *i*.

Le nouveau bilan de puissance sur la spire *i* est :

$$m_i \cdot c_{p,i} \cdot \frac{dT_i}{dt} = \dot{q}_{rad,net}(i) - \dot{q}_{conv}(i) - \dot{q}_{HTF}(i)$$
(23)

Le bilan de puissance sur la base du récepteur est donnée par :

$$m_{base} \cdot c_{p,base} \cdot \frac{dT_{N+1}}{dt} = \dot{q}_{rad,net}(N+1) - \dot{q}_{conv}(N+1)$$
(24)

Le bilan de puissance du fluide caloporteur dans la spire *i* est donné par l'équation 25 :

$$m_{HTF} \cdot c_{p,HTF} \cdot \frac{dT_{N+2+i}}{dt} = \dot{q}_{HTF} (N+2+i) + \dot{m}_{HTF} \cdot c_{p,HTF} \cdot (T_{N+1+i} - T_{N+2+i})$$
(25)

Dans les expressions des différents bilans de puissance, les températures sont adimensionnées par la température ambiante. Les équations 23, 24 et 25 deviennent successivement 26, 27 et 28 :

$$\frac{dT_i}{dt} = \frac{1}{m_i \cdot c_{p,i}} \left[\dot{q}_{rad}(i) - \dot{q}_{conv}(i) - \dot{q}_{HTF}(i) \right]$$
(26)

$$\frac{dT_{N+1}}{dt} = \frac{1}{m_{base} \cdot c_{p,base}} \left[\dot{q}_{rad} \left(N+1 \right) - \dot{q}_{conv} \left(N+1 \right) \right]$$
(27)

$$\frac{dT_{N+2+i}}{dt} = \frac{1}{m_{HTF} \cdot c_{p,HTF}} \Big[\dot{q}_{HTF} (N+2+i) + \dot{m}_{HTF} \cdot c_{p,HTF} \cdot (T_{N+1+i} - T_{N+2+i}) \Big]$$
(28)

Le terme $q_{rad,net}(i)$ représente la puissance radiative nette reçue par la spire et est exprimée par l'équation 14. Le terme $q_{conv}(i)$ représente la perte convective de la spire i et est donné par l'équation 20. Le terme $q_{HTF}(i)$ représente la puissance nette transmise au fluide caloporteur à travers la spire *i* et s'exprime comme suit :

$$\dot{q}_{htf}(i) = h_{HTF} \cdot T_a \cdot S_i \cdot (x_i - x_{i+N+2}) \tag{29}$$

Le terme x_k représente la température adimensionnée de l'élément k. Le coefficient h'_{HTF} représente le coefficient d'échange entre le fluide caloporteur et la paroi interne de la spire. Étant dans le cadre d'un fonctionnement en régime stationnaire, la puissance incidente ne varie pas en fonction du temps. La température équivalente qu'on en déduit est donc constante ; on exprime alors sa dérivée temporelle par :

$$\frac{dT_{N+2}}{dt} = 0\tag{30}$$

Toutes les températures sont ensuite adimensionnées par la température ambiante. On obtient un système d'équations 31 qui décrit la circulation du fluide caloporteur dans les spires ; il est exprimé comme suit :

$$\begin{cases} \frac{dx_{1}}{dt} = \frac{1}{m_{1} \cdot Cp \cdot T_{a}} \left[\dot{q}_{rad,net}(1) - (\dot{h}_{conv}(1) + \dot{h}_{cocd}) \cdot S_{1} \cdot T_{a} \cdot (x_{1} - 1) - \dot{h}_{HTF} \cdot T_{a} \cdot S_{1} \cdot (x_{1} - x_{N+3}) \right] \cdot \\ \cdot \\ \frac{dx_{i}}{dt} = \frac{1}{m_{i} \cdot Cp \cdot T_{a}} \left[\dot{q}_{rad,net}(i) - (\dot{h}_{conv}(i) + \dot{h}_{cocd}) \cdot S_{i} \cdot T_{a} \cdot (x_{i} - 1) - \dot{h}_{HTF} \cdot T_{a} \cdot S_{i} \cdot (x_{i} - x_{N+2+i}) \right] \cdot \\ \cdot \\ \frac{dx_{N}}{dt} = \frac{1}{m_{N} \cdot Cp \cdot T_{a}} \left[\dot{q}_{rad,net}(N) - (\dot{h}_{conv}(N) + \dot{h}_{cocd}) \cdot S_{e} \cdot T_{a} \cdot (x_{N} - 1) \right] \\ \frac{dx_{N+1}}{dt} = \frac{1}{m_{N+1} \cdot Cp \cdot T_{a}} \left[\dot{q}_{rad,net}(N + 1) - (\dot{h}_{conv}(N + 1) + \dot{h}_{cocd}) \cdot S_{N+1} \cdot T_{a} \cdot (x_{N+1} - 1) \right] \\ \frac{dx_{N+2}}{dt} = 0 \end{aligned}$$
(31)
$$\frac{dx_{N+3}}{dt} = \frac{1}{m_{HTF} \cdot Cp_{HTF} \cdot T_{a}} \left[\dot{h}_{HTF} \cdot T_{a} \cdot S_{1} \cdot (x_{1} - x_{N+3}) \\ - \dot{m}_{HTF} \cdot Cp_{HTF} \cdot T_{a} \cdot (x_{i} - x_{N+2+i}) \\ - \dot{m}_{HTF} \cdot Cp_{HTF} \cdot T_{a} \cdot S_{i} \cdot (x_{i} - x_{N+2+i}) \\ - \dot{m}_{HTF} \cdot Cp_{HTF} \cdot T_{a} \cdot S_{i} \cdot (x_{i} - x_{N+2+i}) \\ \vdots \\ \frac{dx_{2N+2}}{dt} = \frac{1}{m_{HTF} \cdot Cp_{HTF} \cdot T_{a}} \left[\dot{h}_{HTF} \cdot T_{a} \cdot S_{i} \cdot (x_{i} - x_{N+2+i}) \\ - \dot{m}_{HTF} \cdot Cp_{HTF} \cdot T_{a} \cdot S_{i} \cdot (x_{i} - x_{N+2+i}) \\ \vdots \\ \vdots \\ \frac{dx_{2N+2}}{dt} = \frac{1}{m_{HTF} \cdot Cp_{HTF} \cdot T_{a}} \left[\dot{h}_{HTF} \cdot T_{a} \cdot S_{N} \cdot (x_{i} - x_{2N+2}) - \dot{m}_{HTF} \cdot Cp_{HTF} \cdot T_{a} \cdot (x_{2N+1} - x_{2N+2}) \right] \end{cases}$$

L'expression adimensionnée de la puissance radiative nette sur la spire *i* décrite par l'équation 14 s'écrit :

$$\dot{q}_{rad,net,i} = \varepsilon_i \cdot T_a^4 \cdot \sum_{k=1}^{N+1} \left(\left(\sigma_B \cdot S_k \cdot x_k^4 \right) \cdot F_{k-i} \cdot \left(\frac{1 - \varepsilon_k}{\varepsilon_k} \right) \right) + \varepsilon_i \cdot \sigma_B \cdot S_i \cdot T_a^4 \cdot \left(\sum_{k=0}^{N+1} \left(x_k^4 - x_i^4 \right) \cdot F_{i-k} \right)$$
(32)

1.3. Modélisation du récepteur solaire en régime dynamique

Le modèle du récepteur solaire développé dans la section 1.2 considère trois paramètres d'entrées à savoir l'ensoleillement direct (DNI), le débit de circulation du fluide caloporteur et sa température d'entrée dans le récepteur.

Dans le cadre d'un fonctionnement en conditions réelles, le récepteur opère en régime dynamique. Ce régime dynamique est caractérisé par la variation du DNI qui est le seul paramètre sur lequel on ne peut agir. La modélisation du récepteur en régime dynamique s'avère donc essentielle pour prédire ses performances sous un ensoleillement variable. La mise en place

d'un modèle dynamique pour le récepteur revient donc à considérer la variation du DNI dans le modèle en régime stationnaire. La variation du DNI implique ainsi la variation du flux incident et donc sa température équivalente.

Les bilans de puissance définis sur les spires et les différents volumes de caloporteur dans le précédent système d'équations sont maintenus. La variation du DNI est exprimée à travers la variation de la température équivalente en posant :

$$\frac{dT_{N+2}}{dt} = f'(t)$$

La fonction f' est la dérivée de la température équivalente par rapport au temps. Notons que dans l'expression de la température équivalente T_{N+2} , on retrouve le terme I_0 qui représente la puissance incidente et qui est fonction du DNI. Le modèle en régime dynamique du récepteur solaire est donc défini par le système d'équations 33.

$$\begin{cases} \frac{dx_{i}}{dt} = \frac{1}{m_{i} \cdot Cp \cdot T_{a}} \Big[\dot{q}_{rad,net}(1) - (\dot{h}_{conv}(1) + \dot{h}_{cocd}) \cdot S_{1} \cdot T_{a} \cdot (x_{1} - 1) - \dot{h}_{HTF} \cdot T_{a} \cdot S_{1} \cdot (x_{1} - x_{N+3}) \Big] \\ \vdots \\ \vdots \\ \frac{dx_{i}}{dt} = \frac{1}{m_{i} \cdot Cp \cdot T_{a}} \Big[\dot{q}_{rad,net}(i) - (\dot{h}_{conv}(i) + \dot{h}_{cocd}) \cdot S_{i} \cdot T_{a} \cdot (x_{i} - 1) - \dot{h}_{HTF} \cdot T_{a} \cdot S_{i} \cdot (x_{i} - x_{N+2+i}) \Big] \\ \vdots \\ \vdots \\ \frac{dx_{N}}{dt} = \frac{1}{m_{N} \cdot Cp \cdot T_{a}} \Big[\dot{q}_{rad,net}(N) - (\dot{h}_{conv}(N) + \dot{h}_{cocd}) \cdot S_{e} \cdot T_{a} \cdot (x_{N} - 1) \Big] \\ \frac{dx_{N+1}}{dt} = \frac{1}{m_{N+1} \cdot Cp \cdot T_{a}} \Big[\dot{q}_{rad,net}(N + 1) - (\dot{h}_{conv}(N + 1) + \dot{h}_{cocd}) \cdot S_{N+1} \cdot T_{a} \cdot (x_{N+1} - 1) \Big] \\ \frac{dx_{N+2}}{dt} = f'(t) \\ \frac{dx_{N+2}}{dt} = f'(t) \\ \frac{dx_{N+2+i}}{dt} = \frac{1}{m_{HTF} \cdot Cp_{HTF} \cdot T_{a}} \Big[\dot{h}_{HTF} \cdot T_{a} \cdot S_{1} \cdot (x_{1} - x_{N+3}) \\ - \dot{m}_{HTF} \cdot Cp_{HTF} \cdot T_{a} \cdot (x_{i} - x_{N+2+i}) \\ - \dot{m}_{HTF} \cdot Cp_{HTF} \cdot T_{a} \cdot S_{N} \cdot (x_{i} - x_{N+2+i}) \Big] \\ \vdots \\ \frac{dx_{2N+2}}{dt} = \frac{1}{m_{HTF} \cdot Cp_{HTF} \cdot T_{a}} \Big[\dot{h}_{HTF} \cdot T_{a} \cdot S_{N} \cdot (x_{i} - x_{N+2+i}) \\ - \dot{m}_{HTF} \cdot Cp_{HTF} \cdot T_{a} \cdot S_{N} \cdot (x_{i} - x_{2N+2}) \Big] \\ \vdots \\ \frac{dx_{2N+2}}{dt} = \frac{1}{m_{HTF} \cdot Cp_{HTF} \cdot T_{a}} \Big[\dot{h}_{HTF} \cdot T_{a} \cdot S_{N} \cdot (x_{i} - x_{2N+2}) \\ - \dot{m}_{HTF} \cdot Cp_{HTF} \cdot T_{a} \cdot S_{N} \cdot (x_{i} - x_{2N+2}) \Big] \\ \end{cases}$$

1.4. Simulations

Les modèles stationnaire et dynamique développés pour le récepteur solaire sont simulés sous différentes conditions afin de voir l'évolution des températures des spires et plus particulièrement la température du fluide caloporteur en sortie du récepteur. Rappelons que es paramètres d'entrée du modèle sont la température du fluide caloporteur à l'entrée du récepteur solaire, son débit de circulation et la puissance incidente issue du champ solaire. D'après les conditions de dimensionnement de CSP4Africa, le régime opératoire est de 150/250°C ; la température d'entrée du récepteur est donc de 150°C. Le débit de circulation nominal du fluide est 0,83 kg·s⁻¹. La puissance incidente étant fonction du DNI, nous procéderons dans cette section à deux types de simulations : la simulation en régime stationnaire (DNI constant) et en régime dynamique (DNI variable). Pour toutes les simulations, les débits seront maintenus à sa valeur nominale, c'est-à-dire 0,83 kg·s⁻¹.

1.4.1. Simulations en régime stationnaire

La simulation décrite dans cette section donne les températures de la 1^{ère} et dernière spire ainsi que des volumes de fluide présents dans ces dernières. Cette simulation est réalisée pour une puissance incidente de 100 kW_{th}, un débit de circulation du caloporteur de 0.83 kg·s⁻¹. La température d'entrée du fluide caloporteur est à 150 °C et la température ambiante à 45 °C. La Figure 17 donne l'évolution des températures de quelques spires et des fluides qu'elles contiennent pour des émissivités de 0,9 pour la paroi des spires et 0,5 pour la base.



Figure 17 : Simulation du récepteur en régime stationnaire

Les résultats de simulation indiquent que la température des spires évolue en fonction de leur position ; plus on s'éloigne de l'ouverture du récepteur, plus la température des spires augmente. La paroi de la 1^{ère} spire atteint un régime stationnaire en 60 s tandis que la dernière spire met presque 600 s soit 12 min pour atteindre son régime stationnaire. Il faut remarquer que le fluide dans la 1^{ère} spire atteint son régime stationnaire en même temps que la spire en question et il en est de même pour la dernière spire. Les conditions de simulation donnent ainsi un régime

transitoire de 600 s pour stabiliser la température du fluide caloporteur à la sortie du récepteur. On observe une différence de température de 2,92 °C entre la température de sortie du caloporteur et la température de la dernière spire.

1.4.2. Simulations en régime dynamique

Il est nécessaire de rappeler que le régime dynamique fait uniquement référence à la variation de la puissance incidente sur le récepteur solaire, donc du DNI. Une courbe de DNI en fonction du temps s'avère donc nécessaire. L'expression DNI(t) a été intégrée au système d'équations différentielles décrivant le fonctionnement en régime dynamique afin d'obtenir la variation de la puissance en fonction du temps.

La Figure 18 montre une courbe de DNI utilisée dans le cadre de cette simulation ainsi que la puissance délivrée par le champ solaire en fonction du DNI. La puissance incidente P_{inc} fournie par le champ est estimée par la formule :

$$P_{inc} = DNI \cdot S_{conc} \cdot \rho_{conc}$$
(34)

Avec S_{conc} et ρ_{conc} , la surface des concentrateurs de CSP4Africa et leur coefficient moyen de réflectivité.



Figure 18 : Courbe de DNI et variation du flux incident sur le récepteur de CSP4Africa

La Figure 19 illustre l'évolution de la température d'entrée du fluide caloporteur dans le récepteur, sa température dans la première spire et sa température de sortie du récepteur dans un environnement de 45 °C pour un débit de circulation de 0,83 kg·s⁻¹ et un coefficient de réflectivité du champ solaire pris à 0,85. L'émissivité des spires est égale à 0,9 et celle de la base égale à 0,5. La simulation a été conduite de 6h à 18h avec des données d'entrée identiques à

celles de la simulation en régime stationnaire. Le récepteur est alimenté avec un fluide caloporteur à température constante de 150 °C tout au long de la simulation. La réponse du modèle dynamique montre que la température en sortie du récepteur est fonction du flux incident et par suite du DNI ; le profil de température obtenu pour le fluide en sortie du récepteur présente la même forme que la courbe de DNI. Le fluide caloporteur atteint une température maximale de 207° C sous un pic d'ensoleillement de 693 W·m⁻².

Dans le cas pratique d'une centrale solaire à concentration où une température de sortie du fluide caloporteur quasi invariante est envisagée, une régulation par le débit s'avère nécessaire.



Figure 19 : Évolution de la température de sortie du fluide caloporteur en fonction du DNI

1.5. Conclusion

Un modèle est développé pour prédire les performances du récepteur solaire de CSP4Africa. Ce modèle considère comme paramètres opératoires la température d'entrée du fluide caloporteur dans le récepteur, son débit de circulation et le flux incident sur le récepteur solaire. L'objectif du modèle est d'obtenir la température du fluide caloporteur à la sortie du récepteur en fonction des conditions opératoires. Des simulations en régime stationnaire (flux incident sur le récepteur invariant) et dynamique (DNI variable avec le temps) sont conduites pour évaluer la réponse du modèle. Les résultats obtenus de la simulation en régime dynamique montrent un profil de température du caloporteur en sortie du récepteur qui présente une bonne corrélation avec l'évolution du DNI tout au long de la période de simulation.

2. Modélisation du cycle organique de Rankine

2.1. Introduction

Il y a de cela quelques décennies, un énorme potentiel de production d'électricité fut décelé dans les sources de chaleur à basse température. Cela suscita un réel engouement pour la recherche de la valorisation des chaleurs fatales industrielles et autres ressources thermiques disponibles comme la géothermie, le solaire etc. Cependant, le rendement de conversion de ces sources de chaleur en puissance mécanique par les cycles thermodynamiques usuels (Cycle de Rankine, Cycle de Brayton etc.) est faible et non rentable au vu de leurs plages de température (<370°C) [109]. D'autres cycles thermodynamiques furent alors conçus pour améliorer l'aspect technico-économique de la conversion en électricité des sources de chaleur à basse température ; on peut citer le cycle Goswami [110], le cycle Kalina [111], le cycle Trilatéral Flash [112], le cycle supercritique de Rankine [113] et le cycle organique de Rankine [114].

Dans le présent cas d'étude, après analyse, le cycle organique de Rankine (ORC) s'est avéré être le meilleur choix technico-économique, en comparaison avec les autres cycles. Il est par ailleurs moins complexe et requiert moins de maintenance [105].

Un ORC est utilisé comme bloc de conversion électrique sur la centrale CSP4Africa. Cette machine est constituée d'échangeurs de chaleurs et de composants électromécaniques dont les conditions opératoires ne sont pas fournies. Par ailleurs, les caractéristiques relatives à certains composants comme la turbine sont confidentielles et ne sont donc pas fournies par le fabricant. Les conditions opératoires de la machine sont donc inconnues. Il s'avère donc nécessaire de disposer d'un outil capable de prévoir les performances de la machine sous différentes conditions opératoires afin d'optimiser son fonctionnement. Il est donc question de modéliser le cycle organique de Rankine qui sera utilisé sur la centrale CSP4Africa comme bloc de conversion électrique. Pour ce faire, une étude bibliographique a d'abord été conduite sur les différents modèles utilisés pour prédire les performances des ORC. Compte tenu des conditions de fonctionnement et des caractéristiques des composants de notre système, des modèles types ont été adoptés pour la modélisation de chacun des composants conduisant à un modèle global du cycle. Une série de simulations est ensuite conduite pour évaluer le rendement du système ORC en fonction de différents paramètres opératoires.

2.2. Les modèles utilisés pour la prédiction des performances des ORC

La conception d'une machine à cycle organique de Rankine se fait par assemblage de ses composants. Il en est de même pour les modèles qui décrivent son fonctionnement, car ils sont obtenus par interconnexion des modèles de ses différents composants. Afin de tirer un meilleur rendement d'une machine ORC, une optimisation thermodynamique est nécessaire et est basée sur la prédiction des performances des composants et du cycle global.

Dans le cadre des projets utilisant les machines ORC, on se retrouve dans deux cas de figure : le 1^{er} cas qui fait appel à l'utilisation de nouveaux systèmes ORC qui n'ont jamais été testés et qu'il faut totalement dimensionner compte tenu des besoins de l'application. Le second cas traite des systèmes existants et dont il faut optimiser le fonctionnement. De ce fait, la prédiction des

performances de ces systèmes ORC peut être vue sous deux approches : la première approche, la plus adaptée au 1^{er} cas de figure fait appel à des modèles mathématiques pour une optimisation composante par composante tandis que la seco^{nde} traite plutôt d'une optimisation du procédé global. Dans le cadre de nos travaux, nous avons adopté la première approche qui s'adapte mieux à notre contexte. L'objet de cette partie est de présenter les différentes méthodes utilisées pour la conception et la prédiction des performances des systèmes ORC.

La première approche fait appel à des modèles mathématiques pour l'évaluation des performances de chaque composante de l'ORC : échangeurs de chaleur, pompe, machine de détente et réservoir de stockage. Il est à noter qu'au vu du domaine d'application, de la variation de la température et/ou du débit, la source chaude induit un fonctionnement en régime permanent ou transitoire de la machine. Dans le cas d'un fonctionnement en régime transitoire, des modèles dynamiques sont utilisés uniquement pour les échangeurs de chaleur, tandis que le fonctionnement des composants électromécaniques est toujours décrit par des modèles statiques.

2.2.1. Échangeurs de chaleur

Un échangeur de chaleur est un dispositif qui permet de transférer de l'énergie thermique entre deux ou plusieurs fluides, entre un solide et un fluide, ou entre des particules solides et un fluide. Ces corps sont à différentes températures et sont en contact thermique [115].

Dans les deux échangeurs de chaleur du cycle organique de Rankine, les processus d'évaporation et de condensation entraînent un changement de phase du fluide de travail ; on peut donc distinguer respectivement au cours de l'évaporation, la phase liquide, la phase d'ébullition et la phase vapeur et au cours de la condensation, la phase vapeur, la phase de condensation puis la phase liquide. Ce changement de phase du fluide de travail entraîne la variation de ses propriétés thermodynamiques, et rend la modélisation des échangeurs de chaleur des ORC assez complexes.

Dans la revue bibliographique, les différents auteurs ont utilisé plusieurs approches de modélisation des échangeurs de chaleur : on peut citer des méthodes classiques telles la méthode ε -NTU (efficacité et nombre d'unités de transfert) et la méthode LMTD (Log Mean Temperature Difference) et d'autres approches comme le MB (Moving Boundary Model) et la technique de discrétisation en volumes finis. Il faut noter aussi qu'en fonction du régime (permanent ou transitoire) de la source chaude, certains modèles sont plus adaptés que d'autres. C'est ainsi que les méthodes ε -NTU et LMTD sont utilisés pour des régimes stationnaires tandis que le MB et la discrétisation en volumes finis sont utilisés dans le cadre d'un fonctionnement dynamique

Chacune de ses méthodes est ainsi décrite et explicitée dans cette partie.

2.2.1.1. La méthode ε-NTU

Elle est généralement utilisée lorsque les débits massiques des deux fluides, leurs températures d'entrée dans l'échangeur, le type et les dimensions de ce dernier sont connus [116]. Le travail revient donc à calculer la puissance thermique échangée par les deux fluides et leurs températures en sortie de l'échangeur. Cependant, un problème majeur survient : le changement de phase du fluide de travail rend la méthode ε -NTU inadaptée puisque la chaleur spécifique dudit fluide ne peut plus être considérée constante dans tout l'échangeur. Vargas et al. [117]

subdivise l'échangeur de chaleur en trois zones virtuelles correspondant à l'état du fluide de travail dans la zone liquide, dans la zone d'ébullition et dans la zone de surchauffe. Il applique ainsi la méthode ε -NTU à chacune de ses trois zones en commençant par la zone de surchauffe. Il détermine graduellement les températures des deux fluides aux frontières de chaque zone y compris les températures en sortie de l'échangeur.

Cette méthode est reprise par Bamgbopa et Uzgoren [97] pour l'étude d'un ORC en régime permanent. Les auteurs ont aussi proposé un algorithme basé sur cette méthode de résolution pour le calcul des surfaces d'échange de chacune des zones en question, connaissant en amont la surface totale de l'échangeur. Ils valident cette approche sur les échangeurs de chaleur de leur ORC. Cet algorithme semble cependant convenir plus pour la modélisation d'un échangeur dont la surface est connue en amont.

Une approche similaire, mais pas très détaillée a été utilisée dans [118] pour des échangeurs de chaleur à faisceaux tubulaires. La méthode du modèle distribué est d'abord utilisée pour subdiviser l'évaporateur en trois segments distincts, délimitant les différents états du fluide travail. Au niveau de chaque segment, l'efficacité et la puissance thermique échangée sont calculées. Les puissances thermiques de chaque segment sont ensuite sommées pour retrouver la puissance thermique échangée par les deux fluides à l'évaporateur ou au condenseur.

2.2.1.2. La méthode LMTD

Cette méthode est plus adaptée pour la détermination des dimensions d'un échangeur de chaleur pour atteindre les températures en sortie des fluides en connaissant en amont les débits massiques des fluides, leurs températures d'entrée et de sortie. Cependant, dans le cas des échangeurs de chaleur des machines ORC, seules les températures d'entrée des fluides des sources chaude et froide sont connues. Les autres paramètres à savoir les débits massiques et les températures d'entrée du fluide de travail peuvent être imposés, mais représentent des variables d'optimisation.

Pour appliquer cette méthode, les différents auteurs subdivisent comme précédemment les échangeurs en trois zones suivant l'état du fluide. Lecompte et al. [119] utilisent la méthode LMTD pour modéliser l'évaporateur et le condenseur qui sont respectivement des échangeurs à plaques et à tube avec ailettes. Après application de la méthode sur chacune des trois zones de l'évaporateur, ils obtiennent un système de huit équations à huit inconnues qu'ils résolvent par la méthode « Trust Region Dogleg ». Un travail analogue est réalisé sur le condenseur pour lequel la procédure complète de calcul est inspirée de Bell et al. [120] et Stewart et al. [121].

Quoilin et al. [122] utilisent une approche totalement différente. Sur base de la méthode LMTD, ils proposent un algorithme de dimensionnement de l'évaporateur et du condenseur qui sont des échangeurs à plaques. Ledit algorithme se base sur le choix d'un pincement, d'une chute de pression et d'une largeur arbitraire de plaque. Un processus itératif, basé sur la variation de la largeur de la plaque, met fin à l'algorithme lorsque la chute de pression calculée à partir des formules équivaut à celle choisie arbitrairement.

Manente et al. [123] expriment la puissance thermique reçue à l'évaporateur et celle rejetée au condenseur en fonction du coefficient de transfert de chaleur, de la surface des échangeurs et du LMTD. Au vu de la variation de la température et du débit de la source chaude, une approche

dite « hors norme » est utilisée pour décrire le comportement transitoire des échangeurs de chaleur à faisceau tubulaire et évaluer ces différentes puissantes mentionnées : en cas de variation de la source chaude, le nouveau coefficient de transfert de chaleur de l'échangeur est obtenu en fonction du nouveau débit massique, du débit massique et du coefficient de transfert de chaleur du point nominal. Cela revient à dire la puissance thermique reçue ou rejetée par les échangeurs de chaleur est obtenue par le nouveau coefficient global de transfert de chaleur. Il faut noter que la variation de la source chaude doit entraîner celle du LMTD, mais aucune information n'a été fournie quant au calcul de ce dernier.

2.2.1.3. La technique de discrétisation

La seule à notre connaissance à avoir été utilisée pour la modélisation d'un échangeur dans le cadre d'un ORC est la discrétisation en volumes finis. Lors de l'étude du comportement des échangeurs en régime transitoire, Bamgbopa et al. [97] utilisent une discrétisation en volume fini pour résoudre l'équation de l'énergie du fluide de travail à travers l'échangeur.

Ne connaissant que les propriétés thermodynamiques des deux fluides à l'entrée de l'échangeur à contre-courant, les équations différentielles de chaque nœud sont résolues en allant de l'entrée du réfrigérant vers sa sortie. Les équations des volumes finis du fluide de travail sont décrites par leurs enthalpies ; celles du fluide caloporteur et de la paroi séparant les deux fluides sont exprimées par leurs températures.

2.2.1.4. Le modèle MB

C'est un modèle en régime transitoire permettant de décrire le processus d'évaporation, de condensation et de génération de vapeur. Comme modèle à nombre réduit de variables, il est un outil important pour la détermination des paramètres de contrôle. Il présente cependant un inconvénient : autant il y a de conditions d'opérations des échangeurs et des conditions d'entrée dans le matériel qu'on peut avoir, autant on a de modèles mathématiques qui en découlent [124].

Le modèle MB subdivise l'échangeur de chaleur en trois zones délimitées par l'état du fluide à l'image des méthodes ɛ-NTU et LMTD. L'idée de modèle est de suivre de façon dynamique les longueurs des différentes zones [124] au vu des fluctuations que peut subir la source chaude. Ce modèle est régi par trois équations principales que sont le bilan différentiel de masse, le bilan différentiel d'énergie du fluide et le bilan différentiel d'énergie sur la paroi. Ces dernières sont par la suite ramenées à des équations à une dimension par application des hypothèses de modélisation des échangeurs de chaleur. Zhang et al. [125], Wei et al. [126] et Zhang et al. [127] utilisent ce modèle pour décrire le fonctionnement des échangeurs de chaleur des machines ORC utilisées pour la valorisation de la chaleur fatale.

Wei et al.[126] font une comparaison de ce modèle avec une nouvelle technique de discrétisation. Ladite technique de discrétisation diffère des autres techniques dans le sens où elle introduit un bilan global moyen de quantité de mouvement à travers le canal de l'échangeur au lieu d'un bilan local de quantité de mouvement à travers le canal de l'échangeur ou des bilans locaux de quantité de mouvement pour chaque cellule. Il en est ressorti que le modèle MB est moins complexe que la technique de discrétisation utilisée, du fait qu'il possède moins de variables et une vitesse de calcul plus élevée.

	Modèles							
Réf.	Évaporateur	Détendeur	Condenseur	Pompe	Réservoir			
[123]	$U = U_{PN} \cdot \left(\frac{m}{m_{PN}}\right)^n$		$U = U_{PN} \cdot \left(\frac{m}{m_{PN}}\right)^n$		$V\frac{d\rho}{dt} = \sum m \; ; \frac{dE}{dt} = \sum (m \cdot h)$			
[128]	Volumes finis	$\dot{W} = \dot{m}_{FT} \cdot (w_{is} + w_{iv}) \cdot \eta_{m\acute{e}c}$	$pinch_{cd} = \min \begin{pmatrix} T_{FT,s,cd} - T_{FR,e}, \\ T_{FT,e,lv,cd} - T_{FR,s,lv} \end{pmatrix}$	$\eta_{pp,is} = A_0 + A_1 \cdot \log(X_{pp}) + A_2 \cdot \log(X_{pp})^2 + A_3 \cdot \log(X_{pp})^3$	$\frac{d\rho}{dt} = \frac{1}{\rho_{f,l} \cdot V_{r\acute{e}s}} \cdot (\dot{M}_{s,\alpha l} - \dot{M}_{e,pp})$			
[129]	Méthode ε-NTU	$\dot{W}_{in} = \dot{m}_{FT} \cdot (w_{in,is} + w_{in,iv})$ $\dot{W} = \dot{W}_{in} - 2 \cdot \pi \cdot N_{rot} \cdot T_m$	Méthode ε-NTU	$\eta_{pp} = rac{\dot{W}_{pp,is}}{\dot{W}_{el,pp}}$				
[126]	Modèle MB	$M_{\rm mod} = \dot{m} \cdot (abs(T_e) \land 0,5) / p_e$	Modèle MB	$\Delta p_n = R_1 N_n + 2R_2 N_n \dot{V}_n - R_3 \left \dot{V}_n \right \dot{V}_n$	$\frac{dM}{dt} = m_e - m_s, \frac{dE}{dt} = W + Q$			
[127]	Modèle MB	$\dot{W} = \dot{m}_{FT} \cdot (w_{is} + w_{iv})$	Modèle MB	$h_{pp,s} = h_{pp,e} + \frac{\overline{v}_{p} \cdot (P_{pp,s} - P_{pp,e})}{\eta_{pp}}$	$\frac{dh_{r\acute{es}}}{dt} = \frac{m_{r\acute{es},s} \cdot (h_{r\acute{es},e} - h_{r\acute{es},s})}{m_{r\acute{es}}}$			
[125]	Modèle MB	$\dot{W} = \dot{m}_{ref} \cdot (h_s - h_e)$ $h_s = \frac{h_{s,is}(p_{ev}, h_e, p_{cd}) - h_e}{\eta_{tb}} + h_e$	Modèle MB	$h_{pp,s} = h_{pp,e} + \frac{\overline{\nu}_{p} \cdot (P_{pp,s} - P_{pp,e})}{\eta_{pp}}$				
[97]	Méthode ε-NTU / Volumes finis	$\dot{W} = \left(\frac{P_{in}}{\rho_{in}}\right) \cdot \left(K - \frac{r_{v}}{r_{p}}\right)$	Méthode ε-NTU / Volumes finis	$\eta_{pp,is} = A_0 + A_1 \cdot \log(X_{pp}) + A_2 \cdot \log(X_{pp})^2 + A_3 \cdot \log(X_{pp})^3$				
[119]	Méthode LMTD	$\dot{W} = \dot{m}_{FT} \cdot (w_{is} + w_{iv})$	Méthode LMTD	$\dot{W}_{pp} = \Delta h_{pp} \cdot \dot{m}_{ref}$, $\varepsilon_{pp} = \frac{\Delta h_{is,pp}}{\Delta h_{pp}}$				
[122]	Méthode LMTD	$\dot{W} = \dot{m}_{FT} \cdot (w_{is} + w_{iv})$	Méthode LMTD	$arepsilon_{pp} = rac{\Delta h_{s,pp}}{\Delta h_{pp}}$				
[118]	Méthode E-NTU	$\dot{W} = \dot{m} \cdot C_{p} \cdot \overline{\eta \cdot T_{e}} \cdot \left(1 - \left(\frac{P_{e}}{P_{s}}\right)^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}\right)$	Méthode ε-NTU	$W_{_{pp}}=rac{\overline{W_{_{bhp}}}}{\eta_{_{pp}}}$				

 Tableau 6 : Récapitulatif des modèles utilisés pour la prédiction des performances de chaque composant de l'ORC

2.3. Description de l'ORC de CSP4Africa

Le bloc de conversion électrique de CSP4Africa est un cycle organique de Rankine. La machine est constituée de trois échangeurs de chaleur que sont l'évaporateur, le condenseur et le récupérateur. Deux composants électromécaniques sont aussi intégrés dans le cycle à savoir la pompe et la turbine. On retrouve aussi un réservoir entre le condenseur et la pompe.

Le Tableau 7 donne les caractéristiques des différents échangeurs de l'ORC

Composant	Évaporateur	Condenseur	Récupérateur	
Surface totale d'échange (m ²)	10.1	12.6	7.42	
Largeur d'une plaque (m)	0.243	0.243	0.364	
Hauteur d'une plaque (m)	0.525	0.525	0.374	
Épaisseur d'une plaque (mm)	1	1	1	
Nombre de plaques	80	100	60	
Espacement entre les plaques (mm)	0.5	0.5	0.5	

Tableau 7 : Caractéristiques des échangeurs de l'ORC de CSP4Africa

La Figure 20 donne un aperçu des composants de l'ORC et leur interconnexion.



Figure 20 : Illustration de l'ORC de la centrale CSP4Africa

Les points 1 et 2 indiquent respectivement la sortie du condenseur et de la pompe. Les points 3 et 4 se réfèrent aux sorties du récupérateur (côté liquide) et de l'évaporateur tandis que 5 et 6 indiquent respectivement la sortie de la turbine et du récupérateur (côté vapeur).

2.4. Modélisation de l'ORC en régime stationnaire

La machine ORC de CSP4Africa dispose de trois échangeurs de chaleur à plaques du fabricant SWEP. La pompe est un modèle G25 de la marque Hydra-Cell. Les caractéristiques de la turbine ne sont pas fournies par le fabricant pour cause de confidentialité.

Dans cette partie, un modèle mathématique est mis en place pour décrire les performances de l'ORC sous plusieurs conditions opératoires. Sachant que CSP4Africa dispose d'un stockage à deux cuves, on considère que le fluide caloporteur qui alimente l'ORC est à température constante ; il s'en suit que l'ORC va fonctionner en régime stationnaire. Le modèle développé dans ce cadre sera donc un modèle stationnaire.

Le fonctionnement de chaque composant de l'ORC est décrit par un modèle qui prend en compte ses caractéristiques. Les différents modèles sont ensuite couplés pour obtenir le modèle descriptif du système.

2.4.1. Modélisation de l'évaporateur

Il est considéré comme le composant le plus critique du système du moment qu'il représente l'interface entre la source chaude et le cycle thermodynamique. Dans le cadre de ce travail, et considérant que le fluide de travail (Novec 649) subit un changement d'état, il est important de considérer toutes les phases du réfrigérant dans l'évaporateur.

Un modèle basé sur la méthode ε-NUT présenté par Vargas et al. [97] est utilisé pour décrire l'évaporateur. Cette approche subdivise l'évaporateur en trois zones correspondant à l'état du fluide de travail : zone liquide, zone d'ébullition et zone de vapeur surchauffée. La Figure 21 donne un aperçu de la subdivision de l'évaporateur en trois zones relatives à l'état du fluide travail.



Figure 21 : Distribution des températures des deux fluides le long de l'évaporateur

Les paramètres d'entrée du modèle sont la température d'entrée du fluide caloporteur, la température d'entrée du fluide de travail, la pression d'évaporation du fluide de travail et les caractéristiques de l'échangeur. Les débits massiques des deux fluides étant inconnus, un ratio de débit est introduit dans le modèle pour évaluer son impact sur les performances du système.

++Une procédure itérative est intégrée au modèle et prend fin lorsque la somme des surfaces occupées par les trois zones donne la surface totale de l'échangeur.

2.4.2. Modélisation du récupérateur

Le rôle du récupérateur dans ce type de système est d'augmenter la température du fluide en sortie de la pompe avant son entrée dans l'évaporateur en réduisant la température de la vapeur surchauffée en sortie de la turbine. Ce mode de fonctionnement permet d'augmenter le rendement énergétique du cycle thermodynamique. Dans le cas de cet ORC, le récupérateur échange de la chaleur entre le liquide sous-refroidi en sortie de la pompe et la vapeur surchauffée en sortie de la turbine. On admet qu'il n'y a pas de changement de phase dans le composant.

L'application du premier principe sur le récupérateur donne :

$$h_3 - h_2 = h_5 - h_6 \tag{35}$$

Connaissant les températures du fluide de travail en sortie de la pompe et de la turbine, l'efficacité du récupérateur est donnée par l'équation 36 :

$$\mathcal{E}_{RC} = \frac{T_3 - T_2}{T_5 - T_2} \qquad \text{Si } Cp_{23} \le Cp_{56}$$

$$\mathcal{E}_{RC} = \frac{T_5 - T_6}{T_5 - T_2} \qquad \text{Si } Cp_{56} \le Cp_{23}$$

(36)

où Cp_{23} est la chaleur spécifique moyenne du fluide entre les points 2 et 3 et Cp_{56} , la chaleur spécifique du fluide entre les points 5 et 6.

Un logiciel de calcul des performances des échangeurs obtenu sur le site du fabricant [130] est utilisé pour simuler le fonctionnement du récupérateur afin de déterminer son efficacité suivant les conditions opératoires utilisées.

2.4.3. Modélisation du condenseur

Dans le souci de simplifier la modélisation du condenseur, un pincement est appliqué entre la sortie du fluide de travail et l'entrée du fluide de refroidissement comme le montre la Figure 22.



Figure 22 : Vue schématique du condenseur

Dans le cas de cette étude, la température en sortie du fluide de refroidissement est fixée en imposant une différence de température. L'équation 37 donne l'expression de la température du fluide de refroidissement à la sortie du condenseur :

$$T_{CF_s} = T_{CF_e} + \Delta T' \tag{37}$$

Les composants électromécaniques à savoir la turbine et la pompe sont modélisés par leurs rendements isentropiques qui sont respectivement donnés par les équations 38 et 39 :

$$\eta_{is_TB} = \frac{\Delta h_{irr}}{\Delta h_{r\acute{e}\nu}} = \frac{h_5 - h_4}{h_{5'} - h_4} \tag{38}$$

$$\eta_{is_{PP}} = \frac{\Delta h_{r\acute{e}v}}{\Delta h_{irr}} = \frac{h_{2} - h_{1}}{h_{2} - h_{1}}$$
(39)

2.4.4. Rendement du cycle thermodynamique

Le rendement de l'ORC est calculé en faisant le rapport du travail mécanique net sur la puissance thermique qui entre dans le système. Il est défini par l'équation 40 :

$$\eta_{cycle} = \frac{W_{TB} - W_{PP}}{Q_{HTF}} \tag{40}$$

2.5. Simulations

Le modèle développé dans la section 2.4 est simulé pour évaluer le rendement du cycle thermodynamique. Ne connaissant pas les conditions opératoires optimales de l'ORC de CSP4Africa, le rendement recherché est simulé en fonction de certains paramètres pouvant impacter le fonctionnement du système ; il s'agit de pression d'évaporation du fluide de travail, du rendement isentropique de la turbine et de la température ambiante. Dans cette section, l'évolution du rendement du système simulé en fonction de ces trois paramètres pour observer la réponse du modèle.

2.5.1. Évolution du rendement du cycle en fonction de la pression d'évaporation

La simulation est faite avec une température de caloporteur à 210 °C sous un environnement de 45 °C. Le rendement isentropique de la pompe est fixé à 0,8. Le rendement isentropique de la turbine varie de 0,6 à 0,9. La Figure 23 présente les rendements obtenus pour une pression d'évaporation de 9 à 16 bar en faisant varier le rendement isentropique de la turbine.

Pour chaque rendement isentropique considéré pour la turbine, l'augmentation de la pression d'évaporation entraîne celle du rendement du système. Les courbes de rendement ne présentent aucun point d'inflexion pouvant prétendre à un optimum. Il en ressort que pour un meilleur rendement du cycle thermodynamique, il est préférable d'opérer à la plus haute pression d'évaporation possible. Le rendement maximal obtenu pour cette simulation est de 14% pour une pression d'évaporation de 16 bar et une température ambiante de 45 °C.



Figure 23 : Rendement du cycle thermodynamique en fonction de la pression d'évaporation

2.5.2. Évolution du rendement du cycle en fonction de la température ambiante

La simulation est faite avec une température de caloporteur à 210 °C et une pression d'évaporation du fluide de travail à 16 bar. Le rendement isentropique de la pompe est fixé à 0,8. Le rendement isentropique de la turbine varie de 0,6 à 0,9. La Figure 24 présente les rendements obtenus pour température ambiante allant de 25 à 45 °C en faisant varier le rendement isentropique de la turbine.

Les différentes courbes montrent que l'augmentation de la température ambiante entraîne une décroissance du rendement du système, et ce pour tous les rendements isentropiques considérés pour la turbine. Cette tendance est en accord avec le rendement de Carnot puisque le rendement du système diminue lorsque la différence de température entre la source chaude et la froide diminue. Les courbes des différents rendements ne présentent aucun optimum ; il en ressort que le système fournira un meilleur rendement dans les saisons de l'année où la température ambiante est basse.

Par ailleurs, pour une pression d'évaporation de 16 bar sous une ambiance de 45 °C, on obtient un rendement de 14% comme dans la section 2.5.1.



Figure 24 : Rendement du cycle thermodynamique en fonction de la température ambiante

2.5.3. Évolution du rendement du cycle en fonction du rendement isentropique de la pompe

La simulation est faite avec une température de caloporteur à 210 °C et une pression d'évaporation du fluide de travail à 16 bar. La température ambiante est fixée à 45°C. Le rendement isentropique de la turbine varie de 0,6 à 0,9. La Figure 25Figure 24 présente les rendements du cycle obtenus pour un rendement isentropique de la turbine allant de 0,6 à 0,95 en faisant varier le rendement isentropique de la pompe.

Les rendements du système présentés sur la Figure 25 croissent avec le rendement isentropique de la turbine. Par ailleurs, l'augmentation du rendement isentropique de la pompe permet
d'accroître le rendement du cycle thermodynamique. On note par ailleurs, une diminution de l'écart entre les différentes courbes de rendement lorsque le rendement isentropique de la pompe augmente.



Figure 25 : Rendement du cycle thermodynamique en fonction du rendement isentropique de la pompe

2.6. Conclusion

Un modèle de prédiction des performances est mis en place pour l'ORC de CSP4Africa. Ce modèle est obtenu en couplant les modèles descriptifs des différents composants de l'ORC. L'évaporateur a été modélisé par la méthode ε -NUT prenant en compte le changement de phase du fluide de travail. Une efficacité est imposée au récupérateur et le condenseur est modélisé par pincement. Les composants électromécaniques quant à eux sont décrits par leurs rendements isentropiques.

Le rendement du système est ensuite calculé. L'évolution du rendement est ainsi évaluée en fonction de certains paramètres pouvant avoir une incidence sur les performances du système. Les différentes simulations n'ont révélé aucun optimum au niveau du rendement. Les simulations ont par ailleurs révélé qu'il est préférable de fonctionner à une pression élevée pour espérer obtenir du système un grand rendement.

Chapitre III : Expérimentation du récepteur solaire

1. Introduction

Dans le cadre de ces travaux de thèse, un récepteur à cavité de type tubulaire a été fabriqué pour la centrale à tour CSP4Africa. Ledit récepteur a été dimensionné par un modèle simplifié basé sur les échanges radiatifs entre les surfaces d'une cavité cylindrique. Il est donc nécessaire de conduire des tests sur le récepteur afin de les comparer aux simulations du modèle ; pour ce faire, des expérimentations en conditions réelles s'imposent avec un flux solaire concentré par des réflecteurs.

Ce chapitre traite donc des travaux d'expérimentations conduits en conditions réelles sur le récepteur solaire de CSP4Africa. Le champ solaire n'étant pas opérationnel dans son ensemble pour obtenir la puissance incidente nominale de 100 kW_{th} et le temps imparti étant limité, seuls 4 héliostats sur un total de 20 constituant le champ solaire ont été préparés pour obtenir un rayonnement solaire concentré. D'abord, des travaux de réglage et de soudure ont été effectués sur les héliostats de janvier à juillet 2017 pour les rendre fonctionnels. Ces travaux ont consisté à régler les concentrateurs des différents héliostats ainsi que la structure mécanique pour leur permettre de réfléchir les rayons solaires à l'intérieur du récepteur lors du suivi solaire. Ensuite, des tests ont été effectués sur l'algorithme de contrôle pour assurer un meilleur suivi du soleil par les héliostats au cours de la journée. Finalement, des contraintes mécaniques liées à la conception de la structure des héliostats leur permettent d'être fonctionnels uniquement entre 11h à 14h.

Des miroirs ont ensuite été placés sur les héliostats sélectionnés. Des réglages ont été effectués pour que chaque réflecteur puisse réfléchir les rayons solaires à l'intérieur du récepteur ; ces travaux ont duré d'août à octobre 2017. L'instrumentation de la boucle thermique et du récepteur solaire a ensuite été réalisée pour obtenir les températures aux différents points de mesure.

Un volume de 1400 L d'huile de Jatropha curcas a été versé dans la cuve froide pour servir de caloporteur. Le système a été testé à plusieurs reprises pour évaluer le fonctionnement du circuit du caloporteur et les problèmes associés. Une partie des problèmes relevés a été résolue pour rendre la boucle thermique opérationnelle afin de pouvoir expérimenter le récepteur.

Finalement, un certain nombre de tests ont été conduits sur le récepteur en conditions réelles sous différentes puissances incidentes et différents débits de circulation du fluide caloporteur. Les résultats obtenus pour chacun de ces tests sont présentés, analysés et discutés.

2. Présentation de la centrale solaire à concentration CSP4Africa.

2.1. Le champ solaire

La centrale solaire à concentration CSP4Africa est implantée sur le site de la Fondation 2iE à Kamboinsé situé à une vingtaine de kms au nord-est de Ouagadougou. C'est une centrale solaire à concentration de type tour dimensionnée pour une puissance nominale incidente de 100 kW_{th}. La Figure 26 donne un aperçu du plan d'implantation de la centrale CSP4Africa



Figure 26 : Position des héliostats utilisés dans les expérimentations sur le récepteur [73]

Le champ solaire est constitué de 20 héliostats multi-facettes dont un échantillon est donné par les blocs H31, H32... de la Figure 26. Comme indiqué par la Figure 26, ils sont arrangés en 5 colonnes de 4 lignes. Chaque héliostat est constitué de 9 concentrateurs de 1 m² de surface chacun sur lesquels sont posés 9 réflecteurs d'une surface de 0,33 m \times 0,33 m et d'une épaisseur de 4 mm. Chaque héliostat comprend 81 miroirs qui réfléchissent les rayons solaires vers le récepteur solaire. Les réflecteurs sont des miroirs ordinaires obtenus sur le marché à Ouagadougou. La structure mécanique qui sert de support aux concentrateurs comprend un chariot qui coulisse sur deux barres cylindriques horizontales suivant l'axe est-ouest pour assurer un mouvement azimutal. Le même chariot coulisse sur deux autres barres cylindriques orientées nord-sud pour assurer le mouvement relatif à l'élévation du soleil. Le suivi solaire est assuré par

deux moteurs commandés à partir d'une carte électronique Arduino dans laquelle est embarqué l'algorithme de Michalsky. Cet algorithme permet de calculer la position du soleil à chaque instant de la journée suivant le lieu géographique considéré. La Figure 27 donne un aperçu du fonctionnement de la commande des héliostats.



Figure 27 : (a) : Illustration du fonctionnement du suivi solaire, (b) : Coffret de commande de l'héliostat

L'ensemble du champ tient sur une surface de $19.5m \times 23.5$ m, ce qui fait moins de 5 ares de surface totale de rayonnement solaire direct reçu.

2.2. Le récepteur

Le récepteur solaire (Tableau 4) est une cavité à géométrie cylindrique de 0,7 m de diamètre et de 1 m de hauteur. Son absorbeur est un enroulement hélicoïdal obtenu à partir d'un tube de diamètre 25 mm formant la partie latérale de la cavité. L'absorbeur est recouvert à sa partie extérieure par une tôle en acier galvanisé permettant de maintenir l'enroulement hélicoïdal stable. La Figure 28 donne un aperçu du récepteur solaire et de son absorbeur. La base de la cavité est recouverte avec une tôle en acier galvanisé.



Figure 28 : (a) Illustration de l'absorbeur, (b) illustration de l'absorbeur intégré dans la structure métallique du récepteur solaire et (c) aperçu du récepteur solaire après fabrication

Le récepteur solaire est isolé par deux couches de laines de verre d'épaisseur 5 cm la couche. Il est placé dans une boîte hexagonale qui va sur la tour. Celle-ci est une structure métallique de 15 m de hauteur entièrement réalisée sur place. Le récepteur solaire ainsi placé sur la tour est orienté vers le champ solaire avec une inclinaison de 30 ° par rapport à l'horizontale.

La centrale intègre un système de stockage à deux cuves de volume identique (Figure 13) ; les cuves ont une forme cylindrique avec des bases arrondies avec une hauteur et un diamètre de 1,75 m. La Figure 29 montre un schéma des cuves de stockage de la centrale CSP4Africa



Figure 29 : Illustration d'une cuve de stockage de CSP4Africa [73]

Conformément à la Figure 13, une pompe de circulation P1 est connectée à la sortie de la cuve froide pour envoyer le caloporteur dans le récepteur. À la sortie du récepteur solaire, le fluide caloporteur est directement envoyé dans la cuve chaude. Une seconde pompe P2, connectée à la sortie de la cuve chaude permet d'alimenter le bloc de conversion électrique avec le fluide caloporteur. Chacune des pompes est connectée à sa sortie à un débitmètre pour mesurer le débit de circulation du caloporteur dans le récepteur et dans le générateur de vapeur du bloc de conversion électrique.

2.3. Le cycle organique de Rankine

Le bloc de conversion électrique est une machine ORC d'une puissance électrique de 8,6 kW_e fournie par le fabricant Enogia. Il dispose de trois échangeurs de chaleur, de deux composants électromécaniques. Les échangeurs de chaleur sont le générateur de vapeur, le condenseur et le récupérateur. La pompe et la turbine représentent les composants électromécaniques.

La Figure 30 donne une illustration du cycle organique de Rankine utilisé pour le projet CSP4Africa.



Figure 30 : Représentation schématique de l'ORC de CSP4Africa.

En dehors des composants principaux susmentionnés, la machine intègre d'autres organes qui participent au fonctionnement, à l'instrumentation et à la sécurité du système. On peut citer le filtre, le réservoir d'eau, l'aéro-refroidisseur, le réservoir contenant le fluide de travail et des éléments de mesure tels que les pressostats, les thermostats et les sondes de température.

L'ORC est connecté à un aéro-refroidisseur de marque Thermokey qui permet d'évacuer la chaleur du condenseur. Cet aéro-refroidisseur est un échangeur de chaleur eau/air. L'eau est envoyée dans le condenseur par une pompe pour extraire de la chaleur au fluide de travail. À la sortie du condenseur, cette eau est refroidie par l'air ambiant et renvoyée dans le condenseur. Le réseau de circulation de l'eau est un circuit fermé qui intègre une pompe placée entre l'aéro-refroidisseur et le condenseur.

3. Dispositif expérimental et mise en œuvre

Dans le cadre des expérimentations faites et qui portent sur le récepteur solaire, le dispositif expérimental utilisé comprend un champ solaire et une boucle thermique. Dans ce document, la boucle thermique désigne le circuit « cuve froide – pompe – débitmètre – récepteur – cuve chaude ». Dans cette section, une description des travaux réalisés sur chaque partie des composants pour rendre le dispositif expérimental fonctionnel est également faite.

3.1. Préparation du champ solaire

Le projet CSP4Africa a permis l'acquisition et montage du dispositif expérimental. La complexité même du dispositif ainsi que les difficultés de réglage afférentes n'ont pas permis une progression rapide des travaux de montage. La mise en marche du champ solaire de CSP4Africa a connu du retard. Les concentrateurs et les moteurs n'étaient pas intégrés aux différentes structures. Au vu du temps imparti pour procéder à l'expérimentation du récepteur dans le cadre de cette thèse, il a été décidé d'utiliser une des 5 colonnes d'héliostats afin de conduire les tests. Pour ce faire, le choix s'est porté sur la colonne centrale (3^{ème} colonne) alignée sur l'axe du récepteur solaire et dont les héliostats présentaient moins de contraintes mécaniques que ceux des autres colonnes. Ces héliostats sont nommés Hij, *i* décrivant le numéro de la colonne et *j* la position de l'héliostat sur la colonne. Dans le cadre de ces expérimentations, les héliostats utilisés sont nommés H31, H32, H33 et H34 comme indiqué sur la Figure 26.

L'héliostat H32 a été pris comme référence. Sur chacun des concentrateurs ainsi montés, un miroir réflecteur a été fixé au centre. Les tests de suivi solaire de l'héliostat H32 ont révélé que l'image de son rayonnement solaire concentré ne pouvait être maintenue à l'intérieur du récepteur solaire au cours du suivi. En effet, il a été observé qu'au cours de la journée, l'image du rayonnement concentré de l'héliostat H32 pouvait observer un retard sur l'axe est-ouest ou encore sur l'axe nord-sud, dû d'une part aux contraintes mécaniques et d'autre part à l'algorithme de suivi solaire. Les travaux sur l'héliostat de référence H32 ont permis de déceler et comprendre les difficultés de réglages du système. Ils ont consisté en divers réglages et ajustements de la structure mécanique même de l'héliostat ainsi que de ses composants, pour aboutir à des alignements et soudures adéquats des pièces démontables.

Les travaux expérimentaux ont donc porté essentiellement sur les réglages de l'héliostat H32, qui a servi de base pour détecter les problèmes et les contraintes liés au dysfonctionnement des autres héliostats. C'est ainsi que les réglages effectués sur l'héliostat H32 et la correction de l'algorithme de suivi solaire ont permis de résoudre le problème lié au retard de l'image du rayonnement concentré. Néanmoins, d'autres contraintes mécaniques se sont avérées néfastes au bon fonctionnement du système et ont abouti à la limitation du temps de fonctionnement des héliostats de 11h à 14h uniquement. À la suite de ces premiers réglages, le travail a consisté à résoudre individuellement les problèmes liés aux trois autres héliostats. Le rayonnement concentré de chaque héliostat a été étudié et corrigé pour être maintenu à l'intérieur du récepteur tout au long de la période du suivi solaire. La Figure 31 donne un aperçu de l'état d'avancement des travaux sur les 4 héliostats de la colonne centrale en juin 2017. Le montage, les fixations et

soudures afférentes sont toutes réalisées localement à partir d'artisans locaux. La Figure 31 montre les miroirs fixés au centre de chacun des concentrateurs des héliostats.



Figure 31 : État d'avancement des travaux sur la colonne centrale à la date du 30 juin 2017

Le réglage du rayonnement concentré et le suivi solaire des héliostats H31, H33 et H34 ont été faits durant la période de mai à juillet 2017. Le rayonnement solaire concentré de chacun des 4 héliostats, obtenu à partir des 9 miroirs centraux a été testé sur plusieurs jours de 11h à 14h ; ces tests ont donné des résultats satisfaisants quant au bon fonctionnement du suivi solaire de chacun des 4 héliostats. Le suivi solaire est le problème le plus ardu rencontré lors du montage du système expérimental.

Après la résolution des problèmes liés au suivi solaire, les travaux sur le champ solaire ont porté sur la pose des miroirs réflecteurs sur les différents concentrateurs de chaque héliostat. Dans le principe des héliostats multi-facettes de CSP4Africa, l'orientation des miroirs sur un concentrateur doit avoisiner la forme concave afin que les images réfléchies par les 9 miroirs d'un même concentrateur puissent se superposer. Le réglage des miroirs s'est déroulé d'août à mi-octobre 2017 soit pendant plus de 2 mois. En effet, ce réglage ne pouvant être fait qu'entre 11h et 14h qui est la plage de fonctionnement utile des héliostats, il a été réalisé dans une période de l'année où le ciel de Ouagadougou est fréquemment couvert par les nuages ; ceci a donc occasionné plusieurs jours d'inactivité sur le champ solaire. La Figure 32 présente une image du rayonnement concentré obtenu à partir d'un cumul des images des quatre héliostats.



Figure 32 : Rayonnement solaire concentré sur une cible placée devant le récepteur solaire

Ce résultat a mis fin à une longue série de travaux de réglages et qui est à notre avis l'une des phases les plus délicates et les plus difficiles La Figure 33 donne un aperçu des héliostats H31, H32, H33 et H34 après la pose et l'orientation de l'ensemble des miroirs réflecteurs.



Figure 33 : Aspect de la colonne centrale d'héliostats après l'orientation des miroirs

Les contraintes mécaniques de l'héliostat H34 se sont amplifiées lors de la pose et de l'orientation de ses miroirs réflecteurs. Des tentatives de résolution du problème ont été initiées ; cependant, au vu du temps imparti pour conduire les expérimentations, il a été décidé de se passer de l'héliostat H34 au cours des expérimentations.

3.2. Récepteur solaire

Le récepteur solaire entièrement réalisé et rendu opérationnel au sol a été monté sur la tour et positionné sur son support non sans difficulté. Une des difficultés rencontrées a été l'accès à l'intérieur de la cavité par l'ouverture avant pour peindre l'absorbeur. C'est la raison pour laquelle une ouverture arrière a été réalisée à la base du récepteur. Il était en effet plus simple et moins dangereux d'y accéder par sa plaque arrière. Une ouverture carrée fut donc faite dans la plaque arrière avec une meule pour offrir un accès à l'intérieur de la cavité du récepteur comme l'indique la Figure 34.



Figure 34 : (a) : Aperçu de la plaque arrière du récepteur solaire. (b) : Aperçu de l'ouverture créée dans la plaque arrière du récepteur solaire

L'accès à la cavité du récepteur solaire a permis de constater l'état de l'absorbeur. Les différents tests réalisés au sol avec des brûleurs à gaz ont fait fondre la peinture absorbante précédente mise sur l'absorbeur. Par ailleurs, ces mêmes effets ont fait fondre la peinture antirouille qui était le premier revêtement de l'absorbeur lors de sa fabrication. La Figure 35 montre l'état de l'absorbeur avant le traitement de sa surface.

Le constat de la surface endommagée de l'absorbeur a de ce fait nécessité un traitement qui a retardé les expérimentations. L'absorbeur a été entièrement nettoyé et débarrassé de ces traces de peinture et de rouille. Un lavage a permis d'obtenir une surface propre prête pour un second traitement pour obtenir une surface interne absorbante. C'est la peinture solaire sélective HI/SORB II [131] de la société SOLKOTE qui a été utilisée. La face interne de la plaque arrière de l'absorbeur a été également traitée et peinte avec une peinture blanche réfléchissante. Il faut signaler que toutes ces opérations ont été entièrement réalisées de façon locale par le personnel du Laboratoire Energie Solaire et Économie d'Énergie. C'est l'une des difficultés pour la réalisation d'une expérimentation d'une telle envergure dans une ville telle que Ouagadougou.



Figure 35 : État de l'absorbeur du récepteur solaire avant le lavage et l'application de la peinture sélective

Dans le modèle de dimensionnement de la plaque arrière de l'absorbeur il a été prévu que sa surface devait être réfléchissante diffuse idéale au lieu d'une réflexion spéculaire. La raison invoquée est que le rayonnement réfléchi par cette plaque doit être uniformément ramené et réparti sur les spires absorbantes du récepteur. Dans la préparation du récepteur, il était donc indiqué de chercher et trouver un artifice pour faire de sa plaque du fond, une surface diffuse comme le prévoit le modèle de dimensionnement. Pour ce faire, des films réfléchissants obtenus dans le commerce local ont été utilisés pour obtenir cette surface diffuse. Une plaque en tôle circulaire de 0,65 m de diamètre a été peinte en blanc (Figure 36a). Les films réfléchissants ont été fixés pour couvrir toute sa surface. Les bords des films ont été aplatis pour épouser la forme circulaire de la tôle. La Figure 36 montre quelques étapes liées à la préparation et à l'insertion de la tôle à surface réfléchissante diffuse à l'intérieur du récepteur.



Figure 36 : Préparation et mise en place d'une tôle à surface réfléchissante

La tôle est placée dans la cavité à partir de l'ouverture avant du récepteur et fixée sur la plaque de fond de manière à réfléchir et diffuser les rayons solaires incidents.

3.3. Circuit du fluide caloporteur

Comme indiqué ce fluide sert de véhicule aux calories extraites du récepteur vers le circuit du cycle organique de Rankine. Le circuit du fluide caloporteur comporte deux cuves de stockage dont le rôle est de servir de tampon régulateur entre les périodes de faible ensoleillement et de fort ensoleillement (Figure 13). Le fluide caloporteur retenu est le Jatropha curcas. À propos du circuit du caloporteur, le travail s'est focalisé sur le remplissage de la cuve froide avec le fluide caloporteur. Un volume de 1200 L de caloporteur a d'abord été nécessaire dans la cuve de stockage froide. Une pompe spéciale de circulation a été acquise et utilisée à cet effet. Cependant, les dimensions de la base semi-sphérique des cuves de stockage ont été surévaluées. On se retrouve ainsi avec un volume important de fluide caloporteur en dessous du niveau d'aspiration de la pompe et un temps de pompage trop court. De ce fait, l'option qui offerte pour pouvoir pomper l'intégralité du caloporteur est de connecter la vidange de la cuve froide, qui se trouve au point le plus bas, à la pompe P1. Des tentatives de mise en application de cette option se sont révélées infructueuses. Au vu de cette situation, un volume supplémentaire de 200 L d'huile a été rajouté dans la cuve froide pour augmenter le temps de circulation du caloporteur dans le récepteur.

3.4. Instrumentation du dispositif expérimental

Lors de la mise en place du circuit du caloporteur et conformément à la Figure 13, il a été retenu 11 points de mesure de température. Le caloporteur circulant à pression atmosphérique, la mesure de pression n'a pas été jugée nécessaire. Par ailleurs le débit est directement mesuré par les débitmètres intégrés dans le circuit en sortie des cuves chaude et froide. Dans le cadre des tests sur le récepteur solaire, des points de mesure de température ont été identifiés. Ils sont au nombre de 6 et sont identifiés dans le Tableau 8.

Grandeurs	Désignation	Unités	Caractéristiques
Température du fluide caloporteur à la	T2	°C	Sonde Pt100 à résistance
sortie de la cuve froide			platine, Montage 4 fils.
Température du fluide caloporteur à	T7	°C	Sonde Pt100 à résistance
l'entrée du récepteur solaire			platine, Montage 4 fils
Température du fluide caloporteur à la	T8	°C	Sonde Pt100 à résistance
sortie du récepteur solaire			platine, Montage 4 fils
Température du fluide caloporteur à	T3	°C	Sonde Pt100 à résistance
l'entrée de la cuve chaude			platine, Montage 4 fils
Température de l'air à l'intérieur de la	T11	°C	Sonde Pt100 à résistance
cavité du récepteur sans l'influence			platine, Montage 4 fils
directe du flux incident			
Température de l'air à l'intérieur de la	T12	°C	Sonde Pt100 à résistance
cavité du récepteur soumis au flux			platine, Montage 4 fils
solaire incident			
Débit massique de circulation du fluide	F1	kg∙h⁻¹	KHRONE OPTIMASS
caloporteur dans le récepteur solaire			6000 F-HT S25

Tableau 8 : Récapitulatif des éléments de mesure utilisés dans l'instrumentation

Les 6 sondes de températures ont été d'abord calibrées puis installées aux emplacements prévus. Concernant les sondes T11 et T12, deux orifices ont été percés dans la plaque à films réfléchissants fixée à la plaque arrière du récepteur solaire. La sonde T11 est couverte par une tôle peinte en blanc pour éviter le contact direct avec le flux concentré incident dans la cavité. Une seconde tôle peinte également en blanc protège l'élément sensible de T12 par l'arrière pour lui éviter d'être en contact avec le flux radiatif réfléchi par la plaque arrière du récepteur.

Le débitmètre et les sondes de température sont connectés à un banc d'acquisition de marque Keysight pour l'enregistrement des données. Les valeurs des DNI sont fournies par la centrale météo du Laboratoire Energie Solaire et Economie d'Energie (LESEE) située à 100 m du site de la centrale.

4. Protocole expérimental

L'objectif de ce protocole expérimental est de conduire les tests sur le récepteur solaire en conditions réelles de manière à pouvoir obtenir des résultats expérimentaux crédibles à comparer aux résultats de simulation du modèle dynamique pour valider ce dernier.

Pour ce faire, la conduite des tests est faite directement avec le rayonnement concentré du champ solaire. Les valeurs mesurées sont les températures du fluide caloporteur à l'entrée et à la sortie du récepteur solaire, le débit de circulation du fluide caloporteur dans le récepteur et la variation du DNI au cours des tests. L'obtention de l'évolution du DNI permet d'évaluer la variation de la puissance incidente sur le récepteur. La variation de la température en sortie du caloporteur permet de voir sa réponse par rapport à la variation du flux incident connaissant le débit et la température du caloporteur à l'entrée du récepteur qui sont fixés pour chaque test.

4.1. Méthodologie

Une séquence expérimentale sur la boucle thermique est réalisée en respectant le protocole ciaprès :

1 – Nettoyage des miroirs de chaque héliostat avec de l'eau et un pinceau

2 – Synchronisation des horloges des cartes Arduino avec l'horloge mondiale.

3 – Réglage du rayonnement solaire concentré des différents héliostats dans la cavité du récepteur solaire

4 – Mise en marche du suivi solaire des héliostats et redirection puis ajustement du rayonnement reçu sur la cavité du récepteur

5 - Démarrage du test et acquisition des données

La mise en marche et le suivi sans décrochage du suivi solaire s'est avéré être la phase critique de cette procédure. En général, plusieurs tentatives sont nécessaires pour arriver à stabiliser l'image au point focal désiré. C'est l'une des raisons qui fait que le temps d'expérimentation actuel dans une journée est limité à quelque 3 heures.

4.2. Traitement des données

Comme pour méthodologie expérimentale cette étape nécessite également un protocole que nous décrivons ci-après. Il faut remarquer que ces données sont issues de divers appareils pas nécessairement compatibles en termes de formatage des données. Le traitement nécessite donc les séquences suivantes :

Dans un premier temps un recueil des valeurs ponctuelles de l'ensoleillement direct de la centrale météo est effectué. Ces valeurs ponctuelles permettent le tracé de la courbe de DNI en fonction du temps pour la période du test.

À partir du DNI nous déduisons la courbe évolutive du flux incident du récepteur en fonction du temps. Cette déduction est faite en tenant compte en particulier de la surface du champ solaire et du coefficient de réflectivité des miroirs. L'étape suivante consiste à faire un tracé des profils de température du caloporteur à l'entrée et à la sortie du récepteur solaire et à les comparer à la courbe de variation du flux incident. Enfin une évaluation de la puissance nette absorbée par le fluide caloporteur est faite.

Puisque l'objectif de ces expérimentations est de valider le modèle dynamique du récepteur solaire, un seul type d'expérimentations est envisagé. C'est celui de la réalisation des tests de circulation du fluide caloporteur de la cuve froide vers la cuve chaude en passant par le récepteur solaire soumis au rayonnement concentré. Les paramètres à faire varier au cours de ces tests sont le débit du fluide caloporteur et le flux incident dans le récepteur.

5. Tests de fonctionnement de la boucle thermique

Une série de manipulations auxiliaires a été mise en place et réalisée pour s'assurer du bon fonctionnement de la boucle thermique et des composants associés avant le début des expérimentations. Les problèmes d'étanchéité sont connus pour être l'un des problèmes majeurs des boucles thermiques. Cette boucle n'a pas failli à la règle.

Les tests de fonctionnement de la boucle thermique ont essentiellement porté sur le pompage de l'huile de Jatropha curcas de la cuve chaude vers la cuve froide en passant par le récepteur, avec ou sans rayonnement solaire. Ces tests ont révélé les problèmes suivants :

- Fuites sur le circuit du caloporteur : ces fuites d'huile de Jatropha curcas ont été localisées à plusieurs endroits. Pratiquement tous les coudes et manchons sur le circuit du caloporteur présentent des fuites d'huiles, certaines plus critiques que d'autres.
- Difficulté à stabiliser le débit du caloporteur : en effet, lors des tests du système, la variation du débit était très importante (entre 23 et 370 kg·h⁻¹). Même en cas de recirculation, il était compliqué d'obtenir une valeur stable pour le débit.
- Mauvais écoulement dans le récepteur solaire : en effet, dans la connexion du récepteur solaire au circuit du caloporteur, la cuve froide d'où est pompé le caloporteur est connectée à la partie supérieure du récepteur solaire (dernière spire vers la plaque du fond) et la partie inférieure (1^{ère} spire au niveau de l'ouverture de la cavité) est connectée à la cuve chaude. L'objectif étant d'assurer une descente gravitaire du caloporteur dans le récepteur. Cependant le débit trop faible de l'huile entraîne un mauvais écoulement dans le récepteur puisque le fluide ne remplit pas toute la section des spires
- Débit de circulation ne pouvant excéder 400 kg·h⁻¹: pour l'ensemble des tests liés à la mise en service de la boucle thermique, le débit de la pompe connectée à la cuve froide n'a jamais atteint la valeur de 400 kg·h⁻¹ qui est très basse par rapport au débit nominal de 2988 kg·h⁻¹. Ce problème peut être dû soit à la présence de l'air dans le circuit du caloporteur ou soit à la viscosité du fluide qui est très élevé compte tenu du niveau de température auquel se font les tests.

Des solutions pratiques ont été trouvées et mises en œuvre pour résoudre les problèmes mentionnés ci-dessus.

Concernant le récepteur solaire, les connexions du circuit du caloporteur en entrée et sortie ont été inversées. Ainsi, la cuve froide a été connectée au récepteur par la première spire tandis que la cuve chaude a été reliée à la dernière spire ceci dans le but d'éviter l'écoulement gravitaire constaté au niveau du récepteur. Cet écoulement gravitaire est dû à des poches de vide dans les tuyauteries de transport du fluide qui provoquent une chute gravitaire de celui-ci quand son écoulement est dirigé vers le sol. Ainsi, le fluide circulant du point le plus bas du récepteur solaire vers son point le plus haut, le contact entre le caloporteur et la surface intérieure des spires est maintenant assuré.

Concernant l'air présent dans le circuit du caloporteur, une partie de cet air a été purgée par les orifices présents sur la tuyauterie notamment les points d'insertion des sondes de température. Cette manœuvre a par ailleurs permis de stabiliser le débit du fluide caloporteur même si la limite supérieure escomptée de $400 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$ n'a jamais été atteinte. La recherche de solutions pour purger tout le système de façon adéquate est toujours en cours.

Les fuites d'huile sont un autre problème rencontré dans cette expérimentation. Le problème afférent n'a pas été entièrement résolu non plus en raison des grosses difficultés rencontrées dans

l'étanchéité de joints de serrage. Ce travail était au départ dédié à l'entreprise qui a réalisé le circuit de circulation de fluide caloporteur. Pour des raisons diverses indépendantes de notre volonté, cette phase du projet n'a jamais été exécutée convenablement.

Malgré les problèmes cités, nous sommes cependant arrivés à mettre en place un fonctionnement convenable pour les expérimentations voulues. La boucle thermique a pu être rendue opérationnelle pour les expérimentations du récepteur en particulier avec toutefois l'inconvénient de ne pas pouvoir atteindre la valeur nominale du débit et donc de la puissance de la centrale.

6. Tests du récepteur solaire

Les tests du récepteur solaire ont été conduits avec les héliostats H31, H32 et H33. Les contraintes mécaniques constatées lors du réglage de l'héliostat H34 se sont amplifiées après la pose et le réglage de ses miroirs réflecteurs. Ces contraintes ont eu une incidence sur le rayonnement concentré dont la taille est devenue plus large que l'ouverture du récepteur. Il a donc été donc difficile de concentrer les rayons réfléchis par les miroirs dans la cavité du récepteur solaire. La dispersion du rayonnement concentré de H34 étant importante, il était quasi impossible de faire une estimation du nombre de miroirs qui réfléchissaient convenablement à l'intérieur de la cavité du récepteur. Le choix a été d'abandonner l'héliostat H34 dont le réglage des contraintes prendrait énormément de temps.

D'autre part, les tests de fonctionnement du champ solaire ont révélé un problème lié à l'orientation du récepteur. Dans l'idéal, le récepteur solaire devait être orienté sur le centre du champ solaire, ou plus précisément centré sur les héliostats H32 et H33. Cependant, l'observation du champ solaire à travers l'ouverture du récepteur solaire montre que ce dernier est plus orienté sur H33 puisque H31 n'est pas visible à partir de l'ouverture. L'orientation du récepteur solaire de 30 ° vers le champ solaire par rapport à l'horizontale n'est donc pas correcte. Cela entraîne par ailleurs une mauvaise distribution du flux incident sur l'absorbeur ce qui peut avoir des incidences sur le transfert de chaleur au fluide caloporteur. Au vu de cette situation, il a été nécessaire dans cette phase expérimentale de conduire aussi des tests uniquement avec H33 qui est le mieux orienté sur le récepteur.

Par ailleurs, la préparation du dispositif expérimental ayant pris du temps jusqu'en décembre, le soleil se retrouve au Sud. Ainsi, cette position du soleil entraîne une ombre de la tour qui se répercute sur l'héliostat H31 de 10h40 à 13h10. Ainsi durant cette période une partie des réflecteurs de H31 sont inutilisables ; ce qui rend difficile l'estimation de la puissance incidente envoyée par H31.

La dernière contrainte technique rencontrée lors de la préparation du dispositif expérimental a été le temps lié au transfert du caloporteur de la cuve chaude à la cuve froide. En effet, ayant stabilisé le débit du caloporteur et disposant d'un volume de fluide réduit, les tests de circulation prennent un temps maximal de 25 min. Ne disposant d'aucune interconnexion entre les deux cuves, une petite pompe à eau a été utilisée pour transférer le fluide caloporteur de la cuve chaude à la cuve froide. Cette pompe à eau effectue ce transfert en un temps voisin de 40 à 45 min.

Au vu des contraintes techniques mentionnées ci-dessus et sachant que les héliostats ne sont opérationnels qu'entre 11h et 14h, seulement trois tests sont possibles au cours d'une même journée d'expérimentation au vu du temps que prend le transfert du caloporteur de la cuve chaude à la cuve froide. Dans le souci de faire varier la puissance incidente au niveau du récepteur, les expérimentations ont été conduites successivement avec un héliostat, puis deux héliostats et enfin trois héliostats.

6.1. Tests du récepteur solaire avec un héliostat.

Ces tests ont été conduits avec l'héliostat H33 parce qu'il était le mieux orienté sur l'axe du récepteur solaire. Les Figure 37 et Figure 38 donnent les résultats expérimentaux du récepteur solaire soumis au rayonnement incident de l'héliostat H33.



Figure 37 : Test N°1 de l'héliostat H33 avec un débit moyen de circulation de 279 kg·h⁻¹

Au début des tests, le rayonnement solaire concentré de H33 est envoyé dans la cavité du récepteur solaire pour chauffer l'absorbeur jusqu'à la température de saturation, la pompe de circulation étant à l'arrêt. Les valeurs de température données par les sondes à l'entrée et la sortie du récepteur sont relatives à l'air dans la tuyauterie. La température indiquée à la sortie de la cuve froide est celle du volume d'huile stockée dans la tuyauterie entre le réservoir froid et la pompe de circulation. Cette huile est chauffée par la tuyauterie elle-même chauffée directement par le rayonnement solaire incident sur le tube.

À l'atteinte de la température de saturation, la pompe de la cuve froide est mise en marche pour envoyer l'huile de Jatropha curcas dans le récepteur solaire. Au bout d'une minute de pompage de l'huile, la pompe stabilise de manière automatique son débit de circulation. La température en sortie du caloporteur augmente progressivement jusqu'à atteindre sa température d'équilibre où

un écart quasi constant est observé avec la température de l'huile à l'entrée du récepteur solaire. Par ailleurs, l'évolution de la température de l'huile en sortie de la cuve froide observe la même tendance que celle de l'huile en entrée du récepteur. On observe une différence de température de 5 °C entre ces deux mesures pour les deux tests. Cette différence est notamment liée à l'effet de la tuyauterie de montée du caloporteur vers le récepteur, qui est non isolée et soumise à la température ambiante. Sous l'effet de l'ensoleillement, la tuyauterie accumule ainsi de la chaleur dès le lever du soleil et qu'elle transmet ensuite au caloporteur pendant les phases de circulation.



Figure 38 : Test N°2 de l'héliostat H33 avec un débit moyen de circulation de 279 kg·h⁻¹

Sur la Figure 38, on peut noter l'impact de la variation de la température de l'huile dans la cuve froide sur l'évolution des températures du caloporteur à l'entrée et à la sortie du récepteur.

D'autre part, lors du suivi solaire de l'héliostat H33, il a été remarqué qu'un des concentrateurs focalisait son rayonnement en dehors du récepteur solaire. Par ailleurs, le rayonnement solaire concentré des 8 concentrateurs restants n'est pas assez compact ; cette dispersion autour de l'ouverture du récepteur est la conséquence des contraintes mécaniques même très faibles et qui sont à l'origine des difficultés du suivi solaire des héliostats. La puissance incidente ainsi perdue est estimée à 40% de la puissance totale incidente envoyée par l'héliostat H33. Elle a été obtenue à partir de la formule

$$P_{inc} = (1 - pertes) \cdot n \cdot S_{mirroir} \cdot DNI \cdot \rho \cdot \cos\theta$$
(41)

- n est le nombre de miroirs dont les rayons réfléchis convergent dans la cavité du récepteur,
- S_{mirroir} est la surface d'un miroir,
- ρ est le coefficient de réflectivité des miroirs estimé à 0,7 et
- θ est l'angle solaire zénithal.

- Pertes = 0,4

La Figure 39 donne la variation du DNI et l'évolution des températures du caloporteur à l'entrée et à la sortie du récepteur dans le cas du test N°2. La différence de température entre l'entrée et la sortie est quasi constante et est de 0,7 °C.



Figure 39 : Evolution de la température de l'huile de Jatropha à l'entrée et à la sortie du récepteur en fonction du DNI pour le Test N°2.

Le DNI a augmenté au fil de l'expérimentation indiquant une croissance de 850 à 910 W·m⁻² entre le début et la fin de l'expérimentation N°2. Cependant, la différence de température entre l'entrée et la sortie du caloporteur dans le récepteur est restée quasi-constante même si on observe une légère augmentation entre la $21^{\text{ème}}$ et la $25^{\text{ème}}$ minute de l'expérimentation. L'augmentation simultanée des deux profils de température est directement causée par l'augmentation de la température du caloporteur en sortie de la cuve froide comme on peut le voir sur la Figure 38. Cette tendance montre bien que pour le test N°2 avec l'héliostat H33, le régime d'équilibre donne une différence de température de 0,7 °C. Le fluide caloporteur a donc reçu une puissance nette de 0,11 kW sur une moyenne de 1,82 kW envoyée dans la cavité.

6.2. Tests du récepteur solaire avec 2 héliostats

Ces tests ont été conduits avec les héliostats H32 et H33.

Dans le test N°3 dont les résultats obtenus sont présentés par la Figure 40, la puissante incidente est envoyée dans la cavité, mais le régime stationnaire n'est pas atteint avant le lancement de la

circulation du caloporteur. Ceci se traduit par l'augmentation brusque de la température de l'air ambiant dans la cavité.



Figure 40 : Test N[•]3 avec 2 héliostats (H32 et H33) sous un débit de circulation de 270 kg·h⁻¹

Au lancement de la pompe de circulation, le fluide caloporteur absorbe la chaleur résiduelle stockée dans l'absorbeur. Ainsi sa température en sortie du récepteur augmente rapidement au cours des deux premières minutes avant de décroître pour atteindre son niveau d'équilibre. L'allure des profils de température du fluide caloporteur à l'entrée et à la sortie du récepteur est imposée par le profil thermique du caloporteur en sortie de la cuve froide et observe ainsi les mêmes tendances. Comme on peut l'observer pour le test N°3, la différence de température du caloporteur en sortie et à l'entrée du récepteur solaire est quasi-constante et de l'ordre de 3,5 °C lorsque le régime d'équilibre est atteint. On peut néanmoins observer une diminution de cet écart entre les 19^{ème} et 23^{ème} minutes du test.

Concernant le test N°4, l'absorbeur est chauffé à partir des héliostats H32 et H33 jusqu'à saturation avant le lancement de la pompe de circulation. Ainsi le profil de température de l'air dans la cavité observe une certaine limite. La mise en circulation du fluide caloporteur entraîne l'absorption de la chaleur contenue dans la cavité. Cela se traduit par une diminution brusque de la température de l'air sans la cavité comme le montre la Figure 41. Par ailleurs, l'absorbeur étant chauffé jusqu'à la limite supérieure, le fluide caloporteur observe une croissance brusque de 35 °C. Cela s'explique par l'accumulation de la chaleur dans le fluide présent dans les spires du récepteur lorsque la pompe de circulation est à l'arrêt.



Figure 41 : Test N[•]4 avec 2 héliostats (H32 et H33) sous un débit de circulation moyen de 307 kg·h⁻¹

Le volume de fluide contenu dans les spires et chauffé par le flux incident est expulsé en début de circulation, ce qui explique cette variation de température du caloporteur en sortie du récepteur. Par la suite, le fluide atteint un niveau d'équilibre et son profil de température se stabilise tout au long de l'expérimentation (Figure 41). Une différence de température de 3,2 °C est observée entre les températures d'entrée et de sortie du caloporteur dans le récepteur solaire pour le test N°4. Au cours du test N°5 dont les résultats sont présentés sur la Figure 42, le récepteur est chauffé jusqu'à sa température de saturation uniquement avec l'héliostat H33. Le flux solaire de H32 a été envoyé dans la cavité quelques minutes avant le début de la circulation. Ce qui se traduit par l'augmentation rapide de la température de l'air dans la cavité. Par ailleurs, la saturation de la chaleur obtenue avec le rayonnement solaire concentré de H33 a augmenté la température du fluide contenue dans les spires. C'est ainsi qu'au lancement de la pompe, ce volume de fluide ainsi chauffé est expulsé en premier lieu. D'où la variation brusque de la température du caloporteur obtenu en sortie du récepteur, avant un retour au régime d'équilibre entre les 5^{ème} et 8^{ème} minutes de l'expérimentation. Au cours du test N°5, la température du caloporteur en entrée du récepteur solaire est restée quasi-constante en phase de circulation tandis que celle en sortie de la cuve froide a connu une légère augmentation vers la fin du test. La Figure 43 montre l'évolution du fluide caloporteur à l'entrée et à la sortie du récepteur solaire en fonction de la variation du DNI pour le test avec deux héliostats H32 et H33.



Figure 42 : Test N[•]5 avec 2 héliostats (H32 et H33) sous un débit de circulation de 303 kg·h⁻¹

Au vu des performances de concentration du flux solaire de l'héliostat H32, les pertes de flux par débordement ont été estimées à 10%. La puissance totale incidente envoyée dans la cavité du récepteur est ainsi obtenue en sommant la puissance envoyée par chacun des deux héliostats. Sur la Figure 43, on observe l'évolution du DNI et son influence sur la température du caloporteur en sortie du récepteur. Le DNI étant variable au cours du test N°5, il s'en suit une variation de la puissance incidente.

On peut observer entre les 6^{eme} et 11^{eme} minutes du test N°5 que la variation du DNI a entraîné celle de la température du caloporteur en sortie du récepteur avec 1 à 2 minutes de retard. Par ailleurs, la même tendance est observée entre les 11^{eme} et 21^{eme} minutes où la croissance du DNI entraîne l'augmentation de la température de sortie du caloporteur. Ainsi, selon les résultats du test N°5, la variation du DNI et par conséquent de la puissance incidente influence directement la température du caloporteur à la sortie du récepteur, et ce avec un temps de retard compris entre 1 et 2 minutes. Les tests N°3 et N°4 ont observé un DNI quasi croissant ce qui fait que ce phénomène n'a pas été observé



Figure 43 : Evolution de la température de l'huile de Jatropha à l'entrée et à la sortie du récepteur en fonction du DNI pour le Test N[•]5

6.3. Tests avec 3 héliostats.

Les tests conduits avec trois héliostats H31, H32 et H33 se sont déroulés au-delà de 13h pour s'assurer que la tour ne fasse pas de l'ombre sur l'héliostat H31. La Figure 44 présente les résultats du test N°6 correspondant.



Figure 44 : Test N[•]6 avec 3 héliostats (H31, H32 et H33) sous un débit de 315 kg·h⁻¹

Au début du test N°6, le rayonnement solaire concentré des 3 héliostats est envoyé dans la cavité du récepteur solaire pour chauffer l'absorbeur jusqu'à sa température de saturation d'où la constance de la température de l'air dans la cavité. Au lancement de la pompe de circulation, le fluide stocké dans les spires et chauffé par le flux incident est évacué d'où la variation brusque de la température du caloporteur à la sortie du récepteur. Ensuite, la température du caloporteur décroît pour atteindre progressivement son niveau d'équilibre tandis que les températures à la sortie de la cuve froide et à l'entrée du récepteur restent constantes avec une différence de 3,8 °C.

Au cours du test N°6, une différence de température moyenne de 5,3 °C est observée entre les températures d'entrée et de sortie du fluide caloporteur dans le récepteur solaire ce qui correspond à une puissance nette de l'ordre de 1 kW.

Les résultats du test N°7 donnés par la Figure 45 sont obtenus dans des conditions similaires que pour le test N°6. La circulation du caloporteur a débuté après que l'absorbeur ait atteint sa température de saturation. Dans le test N°7, la différence de température entre la sortie de la cuve froide et l'entrée du récepteur est restée constante sur toute la durée du test. Le profil de température du fluide caloporteur en sortie du récepteur observe une faible variation.

La Figure 46 montre les profils de température du caloporteur à l'entrée et à la sortie du récepteur en fonction de la variation du DNI.



Figure 45 : Test N[•]7 avec 3 héliostats (H31, H32 et H33) sous un débit moyen de 335 kg·h⁻¹



Figure 46 : Evolution de la température de l'huile de Jatropha à l'entrée et à la sortie du récepteur en fonction du DNI pour le Test N•7

On observe une variation de la température de sortie du caloporteur en fonction du DNI. Cependant, il n'y a pas une bonne corrélation entre la variation de la température en sortie du caloporteur et la fluctuation du DNI. En effet, on s'attendrait à la même tendance pour les deux courbes, mais la réponse du fluide caloporteur à la variation du flux incident n'est pas aussi immédiate et se traduit par un retard compris entre 1 et 2 min, dépendant fortement du débit de circulation du caloporteur.

7. Conclusion

Pour évaluer la réponse du récepteur solaire dans les conditions réelles de fonctionnement de CSP4Africa, il est nécessaire de conduire des expérimentations sur le récepteur avec un flux solaire. Le champ solaire de CSP4Africa n'étant pas totalement fonctionnel, nos travaux se sont déroulés sur la colonne centrale composée de 4 héliostats et comptant pour 20% de la superficie du champ solaire. La préparation de la colonne centrale du champ solaire utilisée pour les expérimentations a été très longue dans le temps. Une première partie du travail a consisté à régler les héliostats pour permettre un suivi solaire convenable. Ce travail a porté sur le réglage des pièces de la structure mécanique des héliostats pour leur permettre d'être opérationnels et de suivre la course du soleil de façon à s'assurer que le rayonnement solaire concentré reste constamment à l'intérieur de la cavité du récepteur. Cette partie du travail a été réalisée uniquement avec les miroirs centraux de chaque concentrateur. La seconde partie de la préparation du champ solaire a consisté à placer les miroirs sur les concentrateurs et à les orienter de sorte que les rayons qu'ils réfléchissent atteignent l'intérieur du récepteur solaire.

Après la phase de préparation du champ solaire et du récepteur, le circuit du caloporteur a été instrumenté et les tests de fonctionnement de la centrale ont été lancés.

La phase relative aux pré-tests du circuit du caloporteur a révélé des difficultés et des limites qui sont entre autres la difficulté à stabiliser le débit, le mauvais écoulement du caloporteur dans le récepteur, la présence d'air dans la tuyauterie du fluide caloporteur et la difficulté de la pompe à atteindre le débit nominal de dimensionnement de la centrale. Ces problèmes susmentionnés ont trouvé pour la plupart des solutions.

Des expérimentations en situations réelles ont été ensuite conduites avec un héliostat, deux héliostats et trois héliostats afin d'obtenir diverses puissances incidentes dans la cavité du récepteur solaire.

Les différents tests ont révélé une bonne réponse du fluide caloporteur à la variation puissance incidente du champ solaire. Pour le test avec un seul héliostat, une très faible différence de température a été observée entre l'entrée et la sortie du caloporteur. Cette différence croît avec la puissance incidente, donc avec le nombre d'héliostats. Par ailleurs, pour certains des tests réalisés, il a été observé l'influence de la puissance incidente du champ sur la température du fluide caloporteur en sortie du récepteur. Toutefois, une évaluation de la puissance nette reçue par le fluide caloporteur donne moins de 15% de la puissance incidente dans la cavité. Ce faible ratio est imputé au faible débit de circulation du caloporteur qui entraîne un écoulement

laminaire et par suite un faible coefficient d'échange entre le caloporteur et la paroi de l'absorbeur.

Suite aux divers tests réalisés, il ressort que le flux moyen obtenu par un héliostat dont les réflecteurs ne subissent aucun ombrage est de l'ordre de 2,6 à 2,8 kW sous un DNI variant entre $500 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2}$ et $550 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2}$. En considérant une période de l'année où aucun des réflecteurs du champ solaire n'est ombragé, le champ solaire de CSP4Africa délivrerait un flux incident estimé entre 52 à 56 kW.

Conclusion générale et perspectives

Les travaux de cette thèse qui a porté sur la modélisation et l'expérimentation de la microcentrale solaire CSP4Africa en cours de montage, réglages et optimisation au 2iE de Ouagadougou. Ces travaux avaient pour objectif général l'optimisation d'une microcentrale solaire à concentration de type tour telle que la microcentrale CSP4Africa. Le premier objectif spécifique de cette étude visait à développer des modèles descriptifs pour le récepteur solaire et le bloc de conversion électrique ou cycle organique Rankine couplé avec un alternateur. Le second objectif a porté sur l'expérimentation des deux composants dont les modèles ont été développés précédemment pour parvenir à leurs validations expérimentales.

Le premier chapitre a porté sur la revue des microcentrales solaires à concentration installées de part et d'autre dans le monde et délivrant une puissance de 1 à 500 kWe. Une liste non exhaustive de 34 µCSP a été identifiée pour les quatre types de technologie existants en solaire thermodynamique. La littérature a montré les différents concepts de µCSP développés depuis un demi-siècle. Pour chacune de ces centrales, un descriptif de leur processus de fonctionnement a été fait. Les informations relatives aux températures opératoires de leurs récepteurs, les fluides caloporteurs utilisés, les cycles thermodynamiques et leurs conditions opératoires ainsi que différents types de rendement ont été fournis selon leur disponibilité dans la littérature. L'analyse technique des µCSP utilisées comme systèmes de production décentralisée d'électricité a révélé que ces systèmes fonctionnent généralement à basses et moyennes températures. Ce niveau de température a une incidence directe sur le choix de certains composants spécifiques du système notamment les fluides caloporteurs et les cycles thermodynamiques. Ainsi, les fluides caloporteurs les plus utilisés par les µCSP sont les huiles minérales et/ou synthétiques. Outre le niveau de température, ces huiles sont choisies pour des raisons de disponibilité, de coûts et de simplicité dans la gestion du système. Quant aux cycles thermodynamiques pour la conversion de la chaleur en électricité, le cycle de Rankine se trouve être le plus utilisé pour les µCSP soit avec l'eau, soit avec des réfrigérants comme fluides de travail. L'analyse technique a également révélé que des améliorations futures sur les cycles thermodynamiques pour la conversion de la chaleur à basse ou moyenne température pourraient accroître le rendement global de ces systèmes.

Le chapitre 2 est consacré à la modélisation des deux composants principaux de la centrale. Dans une première partie, une modélisation du récepteur solaire a été faite pour décrire son comportement en régime stationnaire puis en régime dynamique. Ce récepteur solaire est de type cavité cylindrique et son absorbeur est un enroulement hélicoïdal qui forme la partie latérale de la cavité. La base du récepteur est une surface passive. Le modèle du récepteur, développé à partir de l'hypothèse d'un corps gris sur sa surface absorbante, établit un bilan de puissance sur chaque spire. Ce bilan de puissance prend en compte le flux solaire incident, le flux reçu de l'environnement, le flux reçu de l'émission des surfaces connexes de la cavité, le flux émis vers les ces surfaces connexes et vers l'environnement et la puissance reçue par le fluide caloporteur. Les pertes convectives internes à travers l'ouverture et externes sur la laine de verre sont prises en compte dans le modèle. Une simulation en régime stationnaire avec un flux incident constant est réalisée pour déterminer l'évolution des températures des spires et du fluide caloporteur à la sortie du récepteur. Le régime dynamique est ensuite modélisé en faisant varier la puissance incidente. Une simulation de ce régime dynamique montre l'évolution de la température du fluide caloporteur en sortie du récepteur solaire en fonction de l'évolution du DNI. La seconde partie du chapitre 2 traite de la modélisation du cycle organique de Rankine (ORC) qui est utilisé comme bloc de conversion électrique sur CSP4Africa. L'objectif de cette modélisation est de prédire le comportement de l'ORC suivant les conditions opératoires auxquelles il est soumis. Après une revue bibliographique des modèles utilisés pour prédire les performances des ORC, il a été constaté que les modèles de ces cycles thermodynamiques sont généralement obtenus en couplant les modèles de leurs composants. Cependant, l'ORC utilisé sur CSP4Africa étant une machine commerciale, les caractéristiques de certains composants comme la pompe et de la turbine ne sont pas fournies par le fabricant. Ces deux composants électromécaniques sont alors modélisés par leurs rendements isentropiques. L'évaporateur et le récupérateur sont modélisés par la méthode ɛ-NUT et le condenseur par la méthode du pincement. Le modèle du cycle complet est donc obtenu en connectant les modèles des composants selon le processus de fonctionnement du système. Des simulations du système sont réalisées pour connaître l'évolution du rendement énergétique du cycle par rapport à la variation de certains paramètres comme la pression opératoire au condenseur, la température ambiante et le rendement isentropique. Les courbes de rendement obtenues ne présentent aucun point d'inflexion. Les simulations révèlent ainsi que faire fonctionner l'ORC à la plus haute pression opératoire du fluide de travail, ou encore à la plus basse température ambiante possible permet d'accroître le rendement énergétique du cycle jusqu'à 14%.

Le chapitre 3 présente le dispositif expérimental et traite des expérimentations conduites sur le récepteur solaire. Dans ce chapitre, le dispositif expérimental est présenté. La préparation, le réglage et la mise en fonctionnement des héliostats utilisés pour les tests sont décrits. La préparation du récepteur et du circuit du caloporteur est présentée suivant les différentes étapes de leur réalisation. La boucle thermique a été instrumentée et testée. La mise en service de la boucle thermique a révélé les différentes difficultés liées à la circulation du fluide caloporteur de la cuve froide à la cuve chaude. Ces difficultés sont entre autres la présence d'air dans le circuit du fluide caloporteur, la difficulté de la pompe à atteindre le débit nominal de dimensionnement, une mauvaise circulation du fluide dans les spires du récepteur et des fuites d'huile à quelques points de connexion sur le circuit du caloporteur. Ces problèmes ont pu être partiellement résolus pour rendre la boucle thermique opérationnelle.

Les tests sur le récepteur ont été conduits successivement avec un héliostat, puis 2 héliostats et enfin 3 héliostats dans les conditions réelles de fonctionnement. Les résultats obtenus ont révélé que le fluide absorbe une très petite partie de la puissance incidente envoyée par les réflecteurs. Cette part reçue par le caloporteur varie de 6,04% pour le test avec 1 héliostat à 12,58% pour le test avec 3 héliostats. Après analyse, ce faible ratio est imputé au faible débit de circulation du fluide caloporteur qui entraîne un régime d'écoulement laminaire donc un coefficient d'échange fluide-paroi très faible. Cependant aucune solution effective n'est trouvée pour faire fonctionner la pompe à son débit nominal.

Toutefois, la différence de température de 6 à 7 °C obtenue sur le fluide caloporteur entre son entrée et sa sortie du récepteur lors de certains tests conduits avec 3 héliostats semble prometteuse pour espérer une validation expérimentale en cas de circulation à débit nominal (2988 kg·h⁻¹ et plus), ce qui entraînerait un écoulement en régime turbulent.

Comme perspectives et comme suite à ces travaux de thèse qui ne sont que le début d'une série à venir, plusieurs perspectives sont envisageables pour l'optimisation des composants et de l'ensemble de la centrale CSP4Africa. Les travaux réalisés dans cette première phase bien que partiels sont encourageant. Ils donnent la base et les axes de recherche et d'amélioration pour une optimisation de la centrale. Parmi ces axes on peut citer :

- Le problème posé par l'augmentation du débit de circulation du fluide caloporteur : actuellement le débit maximal atteint pour le caloporteur au cours des tests est de l'ordre de 400 kg·h⁻¹, ce qui est très éloigné du débit nominal de 2988 kg·h⁻¹ envisagé pour la centrale. Ce faible débit entraîne un écoulement en régime laminaire dans les spires du récepteur et donc le coefficient d'échange fluide-paroi est très faible. Cette limitation du débit à une très faible valeur peut-être due à la présence de l'air dans la tuyauterie et dans les cuves de stockage ou encore à la viscosité du fluide caloporteur. La solution à cette limitation de la valeur du débit permettrait de faire tourner la pompe à des débits élevés correspondant aux régimes d'écoulement turbulents. Ceci permettra un meilleur transfert de chaleur au fluide caloporteur et une augmentation de la différence de température entre l'entrée et la sortie de ce fluide. Par ailleurs, l'écoulement en régime turbulent est une base nécessaire pour la validation expérimentale du modèle dynamique développé pour le récepteur solaire.
- Le choix de l'angle d'inclinaison du récepteur par rapport à l'horizontale : L'observation du champ solaire ou plus précisément de la ligne centrale d'héliostats à travers la base du récepteur a révélé que le récepteur était plus orienté sur le troisième héliostat et induit une distribution non uniforme des flux des héliostats sur l'absorbeur. D'une manière générale, la modification du support du récepteur qui permettrait un réglage manuel de l'angle d'inclinaison du récepteur solaire est une solution à envisager à long terme. Elle permettra d'augmenter substantiellement l'apport d'énergie due à une meilleure focalisation des héliostats.
- La modification de la base du récepteur solaire pour en faire une surface diffuse : Dans le développement du modèle du récepteur, la base arrière est considérée comme une surface passive qui réfléchit le rayonnement de manière diffuse. Les tôles réfléchissantes actuellement utilisées pour obtenir cette surface diffuse sont peu adaptées à cette fonction. Il convient donc de trouver un matériau susceptible de jouer ce rôle de surface à réflexion diffuse.
- L'instrumentation du récepteur solaire : La température de l'air dans la cavité est mesurée pour évaluer les pertes convectives par l'ouverture de la cavité. Dans le modèle dynamique du récepteur, ces pertes convectives sont calculées à partir de la température des spires et non à partir de la température de l'air dans la cavité. Au cours des différents tests sur le récepteur, deux sondes ont été placées dans la cavité du récepteur. La première est exposée au flux incident tandis que la seconde est protégée du flux incident par une tôle peinte en blanc. La sonde qui était protégée flux incident. Il s'en suit que sous l'effet du flux incident, la tôle peinte en blanc s'échauffe et crée un micro climat de chaleur dans lequel baigne la sonde même s'il y a une distance de 10 cm qui les sépare. Il convient donc d'utiliser les températures de quelques spires pour le calcul des pertes convectives par l'ouverture. Par ailleurs, un accroissement du nombre de points de

mesure expérimentale des températures des spires permettra une meilleure précision des résultats.

- Tests sur le cycle organique de Rankine : le bloc de conversion électrique est une machine commerciale. Elle a été conçue suivant les caractéristiques des sources chaude et froide fournies au fabricant. Celui-ci n'a en retour fourni aucune condition opératoire pour la machine. Il s'avère donc nécessaire de caractériser cette machine. Le champ solaire de CSP4Africa n'étant pas suffisamment fonctionnel pour atteindre la température requise pour tester la machine ORC, une solution alternative doit être envisagée. Des brûleurs à gaz peuvent être acquis et utilisés pour un chauffage direct du fluide caloporteur à travers la base de la cuve chaude. Ceci devrait permettre de tester le cycle thermodynamique sous plusieurs conditions opératoires telles que les niveaux de température et débit du fluide caloporteur.

Bibliographie

- [1] Kebede E, Kagochi J, Jolly CM. Energy consumption and economic development in Sub-Sahara Africa. Energy Econ 2010;32:532–7. doi:10.1016/j.eneco.2010.02.003.
- [2] Paul S, Bhattacharya RN. Causality between energy consumption and economic growth in India: a note on conflicting results. Energy Econ 2004;26:977–83. doi:10.1016/j.eneco.2004.07.002.
- [3] World Energy Outlook, Statistics / World Energy Outlook / 2016 n.d. http://www.oecdilibrary.org/energy/world-energy-outlook-2016_weo-2016-en (accessed December 17, 2017).
- [4] The World Bank Group. Agriculture & Rural Development | Data 2016. data.worldbank.org/topic/agriculture-and-rural-development (accessed May 30, 2016).
- [5] Breakdown of Electricity Generation by Energy Source | The Shift Project Data Portal n.d. http://www.tsp-data-portal.org/Breakdown-of-Electricity-Generation-by-Energy-Source#tspQvChart (accessed January 15, 2018).
- [6] Amankwah-Amoah J. Solar Energy in Sub-Saharan Africa: The Challenges and Opportunities of Technological Leapfrogging. Thunderbird Int Bus Rev 2015;57:15–31. doi:10.1002/tie.21677.
- [7] Dasappa S. Potential of biomass energy for electricity generation in sub-Saharan Africa. Energy Sustain Dev 2011;15:203–13. doi:10.1016/j.esd.2011.07.006.
- [8] Mukasa AD, Mutambatsere E, Arvanitis Y, Triki T. Development of wind energy in Africa. Tunis, Tunisia: African Development Bank; 2013.
- [9] ECREEE. Largest Solar PV in Africa inaugurated in Praia 2013. http://www.ecreee.org/news/largest-solar-pv-africa-inaugurated-praia (accessed November 10, 2017).
- [10] Présidence de la République du Sénégal. Inauguration de la centrale solaire de Bokhol 2016. http://www.presidence.sn/actualites/inauguration-de-la-centrale-solaire-de-bokhol_407 (accessed November 10, 2017).
- [11] Maillard M. Senergy 2, la plus grande centrale solaire d'Afrique de l'Ouest, inaugurée au Sénégal 2016. http://www.lemonde.fr/afrique/article/2016/10/25/senergy-2-la-plusgrande-centrale-solaire-d-afrique-de-l-ouest-inauguree-au-senegal_5020110_3212.html (accessed January 30, 2017).
- [12] Ecofin A. Burkina Faso : le financement de la centrale solaire de Zagtouli de 33 MW est bouclé. Agence Ecofin 2016. http://www.agenceecofin.com/solaire/2403-36877-burkinafaso-le-financement-de-la-centrale-solaire-de-zagtouli-de-33-mw-est-boucle (accessed January 30, 2017).
- [13] Coulibaly N. Burkina: démarrage des travaux de la centrale solaire de Zagtouli. JeuneAfrique.com 2016. http://www.jeuneafrique.com/334281/economie/burkinademarrage-de-construction-de-centrale-solaire-de/ (accessed November 10, 2017).
- [14] RFI. Burkina Faso: vers la mise en route de la centrale photovoltaïque de Zagtouly RFI. RFI Afr 2017. http://www.rfi.fr/afrique/20170730-burkina-faso-vers-mise-route-centralephotovoltaique-zagtouly (accessed November 10, 2017).
- [15] Bronicki LY. Short review of the long history of ORC power systems and their modern implementation 2013.
- [16] Wright A. Réponses au questionnaire du Bimensuel Sahel Sciences: S.SC. 2007.
- [17] Ramdé EW, Azoumah Y, Brew-Hammond A, Rungundu A, Tapsoba G. Site Ranking and Potential Assessment for Concentrating Solar Power in West Africa. Nat Resour 2013;04:146–53. doi:10.4236/nr.2013.41A019.
- [18] Behar O, Khellaf A, Mohammedi K. A review of studies on central receiver solar thermal power plants. Renew Sustain Energy Rev 2013;23:12–39. doi:10.1016/j.rser.2013.02.017.

- [19] Py X, Azoumah Y, Olives R. Concentrated solar power: Current technologies, major innovative issues and applicability to West African countries. Renew Sustain Energy Rev 2013;18:306–15. doi:10.1016/j.rser.2012.10.030.
- [20] Zhang HL, Baeyens J, Degrève J, Cacères G. Concentrated solar power plants: Review and design methodology. Renew Sustain Energy Rev 2013;22:466–81. doi:10.1016/j.rser.2013.01.032.
- [21] Xu X, Vignarooban K, Xu B, Hsu K, Kannan AM. Prospects and problems of concentrating solar power technologies for power generation in the desert regions. Renew Sustain Energy Rev 2016;53:1106–31. doi:10.1016/j.rser.2015.09.015.
- [22] EERE O of EE& RE. Linear Concentrator System Basics for Concentrating Solar Power. Energy.gov 2013. https://energy.gov/eere/energybasics/articles/linear-concentratorsystem-basics-concentrating-solar-power (accessed July 11, 2017).
- [23] (DLR) I for SR of the GAC. DLR Institute of Solar Research Line Focus Systems -Proven technology with development potential n.d. http://www.dlr.de/sf/en/desktopdefault.aspx/tabid-7088/18782_read-43608/ (accessed July 11, 2017).
- [24] (DLR) I for SR of the GAC. DLR Institute of Solar Research Point Focus Systems n.d. http://www.dlr.de/sf/en/desktopdefault.aspx/tabid-7089/17123_read-43304/ (accessed July 11, 2017).
- [25] U.S. Department of Energy O of EE and RE. Linear Concentrator System Basics for Concentrating Solar Power. Energy.gov 2013. energy.gov/eere/energybasics/articles/linear-concentrator-system-basics-concentratingsolar-power (accessed April 11, 2016).
- [26] U.S Department of Energy O of EE and RE. Concentrating Solar Power Tower System Basics. Energy.gov 2013. energy.gov/eere/energybasics/articles/concentrating-solarpower-tower-system-basics (accessed April 11, 2016).
- [27] U.S Department of Energy O of EE and RE. Concentrating Solar Power Dish/Engine System Basics. Energy.gov 2013. energy.gov/eere/energybasics/articles/concentrating-solar-power-dishengine-system-basics (accessed April 11, 2016).
- [28] Liu M, Steven Tay NH, Bell S, Belusko M, Jacob R, Will G, et al. Review on concentrating solar power plants and new developments in high temperature thermal energy storage technologies. Renew Sustain Energy Rev 2016;53:1411–32. doi:10.1016/j.rser.2015.09.026.
- [29] Liu M, Steven Tay NH, Bell S, Belusko M, Jacob R, Will G, et al. Review on concentrating solar power plants and new developments in high temperature thermal energy storage technologies. Renew Sustain Energy Rev 2016;53:1411–32. doi:10.1016/j.rser.2015.09.026.
- [30] Behar O, Khellaf A, Mohammedi K. A review of studies on central receiver solar thermal power plants. Renew Sustain Energy Rev 2013;23:12–39. doi:10.1016/j.rser.2013.02.017.
- [31] ASME DC | Journal of Solar Energy Engineering | Performance of the SSPS Solar Power Plants at Almeria 1988. solarenergyengineering.asmedigitalcollection.asme.org/article.aspx?articleid=1454807 (accessed March 18, 2016).
- [32] Kumar A. Concentrating solar power 2009.
- [33] Almanza R, Lentz A. Electricity production at low powers by direct steam generation with parabolic troughs. Sol Energy 1998;64:115–20. doi:10.1016/S0038-092X(98)00046-2.
- [34] Yaghoubi M, Armodly U, Kanan P. Shiraz solar thermal power plant construction and steam generation. SolarPACES Conf. Ger., 2009.
- [35] Azizian K, Yaghoubi M, Niknia I, Kanan P. Analysis of Shiraz Solar Thermal Power Plant Response Time. J Clean Energy Technol 2013:22–6. doi:10.7763/JOCET.2013.V1.6.
- [36] Azizian K, Yaghoubi M, Hesami R, Mirhadi S. Shiraz pilot solar thermal power plant design, construction, installation and commissioning procedure 2010.

- [37] Azizian K, Yaghoubi M, Kenary A. Design experience of the first solar parabolic thermal power plant for various regions in Iran. Iran J Energy 2000;6:2–20.
- [38] Maccari A, Bissi D, Casubolo G, Guerrini F, Lucatello L, Luna G, et al. Archimede Solar Energy Molten Salt Parabolic Trough Demo Plant: A Step Ahead towards the New Frontiers of CSP. Energy Procedia 2015;69:1643–51. doi:10.1016/j.egypro.2015.03.122.
- [39] Maccari A. Dall'acqua al sale fuso, L'evoluzione dei fluidi termovettori negli impianti solari a concentrazione 2014.
- [40] ElectraTherm. Solar Thermal in Louisiana 2015. electratherm.com/case-studies/solar-thermal-in-louisiana/ (accessed April 8, 2016).
- [41] Government of India M of S& T. Annual report 2012 2013. New Delhi: Department of Science & Technology; 2013.
- [42] Rawlins J, Ashcroft M. Small-scale concentrated solar power. A review of current activity and potential to accelerate deployment. 2013.
- [43] Venkat S. Solar Biomass Distributed Power Generation Project Mr.Venkat Subramaniam, Thermax | REaction 2012 2012. www.eai.in/reaction2012/solar-csp-and-solar-thermal/solar-biomass-distributed-power-generation-project-mr-venkat-subramaniam-thermax/ (accessed April 1, 2016).
- [44] State grid Energy Research Institute. Research on the Potential of China's CSP Market 2013.
- [45] ElectraTherm. Solar Thermal in Cyprus ElectraTherm 2015. electratherm.com/casestudies/solar-thermal-in-cyprus/ (accessed April 8, 2016).
- [46] Bouvier J-L. Étude expérimentale d'une installation de micro-cogénération solaire couplant un concentrateur cylindro-parabolique et un moteur à cycle de Hirn. La Rochelle, 2014.
- [47] Micosol Concentration solaire Nos références Exoès 2011. www.exoes.com/FR/references/concentration-solaire/micosol.html#.Vv6tEHog03d (accessed April 1, 2016).
- [48] Bouvier J-L. Projet Micosol: Prototype d'un micro-générateur à énergie solaire 2012.
- [49] Microsol Concentration solaire Nos références Exoès 2011. www.exoes.com/FR/references/concentration-solaire/microsol.html#.Vv6rCXog03e (accessed April 1, 2016).
- [50] Schneider Electric press releases 2013. www2.schneiderelectric.com/corporate/en/press/press-releases/viewer-pressreleases.page?c_filepath=/templatedata/Content/Press_Release/data/en/shared/2013/11/20 131120_the_microsol_collaborative_project_inaugurates_its_first_demonstrator_.xml (accessed April 1, 2016).
- [51] Mathieu A. Contribution à la conception et à l'optimisation thermodynamique d'une Microcentrale Solaire Thermo-électrique. Thèse de doctorat. Université de Lorraine, 2012.
- [52] Chandler DL. Bringing power to the people and heat as well. MIT Energy Initiat 2012. http://news.mit.edu/2012/solar-thermal-stg-international-0806 (accessed April 1, 2016).
- [53] Quoilin S, Orosz M, Hemond H, Lemort V. Performance and design optimization of a low-cost solar organic Rankine cycle for remote power generation. Sol Energy 2011;85:955–66. doi:10.1016/j.solener.2011.02.010.
- [54] Orosz MS, Mueller A, Quoilin S, Hemond H. Small scale solar ORC system for distributed power. Camb MA USA 2009.
- [55] STG International. Solar_orc_scheme 2010. www.stginternational.org/wpcontent/uploads/2014/04/Solar_orc_scheme.jpg (accessed April 1, 2016).
- [56] Orosz M, Quoilin S, Hemond H. SORCE: A design tool for solar organic Rankine cycle systems in distributed generation applications 2010.
- [57] Krueger J, Rakwichian W, Sukchai S, Pongtornkulpanich A. Small Solar Trough Power Plant in Thailand. Int J Renew Energy 2012;7:23–36.
- [58] Dumont O, Georges E, Declaye S, Lemort V, Quoilin S. Dimensionnement et modélisation d'une microcentrale solaire 2013.
- [59] Dumont O, Melotte N. Projet "PEYRESQ": partie solaire. Etude du concentrateur solaire pour le projet de micro-centrale 2011.
- [60] Sun2Power. Sun2Power 2012. www.sun2power.eu/fr/home/ (accessed April 1, 2016).
- [61] ititpro.com das it-Business Portal 2012. www.ititpro.com/presse-485180-detail.html (accessed April 1, 2016).
- [62] Rawlins J, Ashcroft M. Small-scale concentrated solar power. A review of current activity and potential to accelerate deployment. 2013.
- [63] Krüger D, Krüger J, Sukchai S, Breitzke P, Rahbani M, Schenk H, et al. Solar cogeneration with parabolic trough collectors in TRESERT, Marrakesch, Marokko: 2012.
- [64] Solarlite. TRESERT, Phitsanulok Thailand. Trigeneration (electricity, heat, refrigeration) 2015. www.solarlite.de/en/project_phitsanulok.cfm (accessed April 1, 2016).
- [65] Kane EHM, Favrat D. Multicriteria Optimisation of Small Hybrid Solar Power System. 2002.
- [66] Kane M, Larrain D, Favrat D, Allani Y. Small hybrid solar power system. Energy 2003;28:1427–43. doi:10.1016/S0360-5442(03)00127-0.
- [67] Giroud M, El Hajal M, Favrat D. SPS (Solar Power System) mini-centrale pilote électrothermo-solaire de 10 kWe Phase 5 : Développement du prototype industriel de l'unité ORC – année 2002. Lausanne, Switzerland: École Polytechnique Fédérale de Lausanne; 2002.
- [68] CSPWorld. CSP World Map | CSP World 2015. www.cspworld.org/cspworldmap (accessed August 17, 2016).
- [69] Itskhokine D, Lécuillier P, Benmarraze S, Guillier L, Rabut Q. Augustin Fresnel 1 Project—Design, Construction and Testing of a Linear Fresnel Pilot Plant in the Pyrenees. SolarPACES 2012 Conf., 2012.
- [70] Lee H-J, Kim J-K, Lee S-N, Yoon H-K, Kang Y-H, Park M-H. Calculation of Optical Efficiency for the First Central-receiver Solar Concentrator System in Korea. Energy Procedia 2015;69:126–31. doi:10.1016/j.egypro.2015.03.015.
- [71] AORA. product | AORA 2015. aora-solar.com/product/ (accessed March 31, 2016).
- [72] Duran JM. AORA Solar's tulip system. A hybrid solar thermal solution 2013.
- [73] N'Tsoukpoe KE, Azoumah KY, Ramde E, Fiagbe AKY, Neveu P, Py X, et al. Integrated design and construction of a micro-central tower power plant. Energy Sustain Dev 2016;31:1–13. doi:10.1016/j.esd.2015.11.004.
- [74] Concentrating Solar Tower Power System | Daesung group n.d. www.daesung.com/en/html/sub02_02_03.asp (accessed March 29, 2016).
- [75] Osuna R, Enrile J, Sánchez M, Fernández-Quero V, Barragán J, Ruiz V, et al. AZ-TH, 80 kWe solar dish-stirling facility, Seville, SPAIN: 2006.
- [76] Sambidge A. Dubai's DEWA inks deal for solar power trial project. Arab Bus 2014. www.arabianbusiness.com/dubai-s-dewa-inks-deal-for-solar-power-trial-project-535886.html (accessed April 1, 2016).
- [77] Looking to solar to diversify the energy mix. Oxf Bus Group 2015. www.oxfordbusinessgroup.com/analysis/looking-solar-diversify-energy-mix (accessed April 1, 2016).
- [78] Böer KW. Advances in Solar Energy: An Annual Review of Research and Development. Springer Science & Business Media; 2012.
- [79] Drbal L, Westra K, Boston P. Power Plant Engineering. Springer Science & Business Media; 2012.
- [80] Poche AJ. Solar total energy project at Shenandoah, Georgia system design, 1980.
- [81] Drbal L, Westra K, Boston P. Power Plant Engineering. Springer Science & Business Media; 2012.

- [82] Kaneff S (Stephen), New South Wales. Office of Energy. The White Cliffs project: overview for the period 1979-89 / prepared by S. Kaneff. Sydney: Office of Energy; Sydney: Office of Energy, c1991.
- [83] The White Cliffs Solar Steam Engine 2016. www.rossen.ch/solar/wcengine.html (accessed August 11, 2016).
- [84] Dalitz C. White Cliffs Solar Power Station Plaquing Nomination Report. Country Energy; 2006.
- [85] Böer KW. Advances in Solar Energy: An Annual Review of Research and Development. Springer Science & Business Media; 2012.
- [86] Drbal L, Westra K, Boston P. Power Plant Engineering. Springer Science & Business Media; 2012.
- [87] Johansson TB. Renewable Energy: Sources for Fuels and Electricity. Island Press; 1993.
- [88] Böer KW. Advances in Solar Energy: An Annual Review of Research and Development. Springer Science & Business Media; 2012.
- [89] Romero-Alvarez M, Zarza E. Concentrating solar thermal power. Handb Energy Effic Renew Energy 2007:21–1.
- [90] Droher JJ, Squier SE. Performance of the Vanguard Solar Dish-Stirling Engine Module. Final Report. Rockwell International Corp., Canoga Park, CA (USA). Energy Technology Engineering Center; 1986.
- [91] Johansson TB. Renewable Energy: Sources for Fuels and Electricity. Island Press; 1993.
- [92] Kim J-S, Kang Y-H, Lee S-N, Yoon H-K, Yu C-K, Kim J-K, et al. Operation Results of Dish-Stirling Solar Power System. Proc. ISES World Congr. 2007 Vol – Vol V, Springer, Berlin, Heidelberg; 2008, p. 1854–7. doi:10.1007/978-3-540-75997-3_378.
- [93] Heliofocus. Stardust project 2016. http://www.heliofocus.com/stardust-project-new/ (accessed August 17, 2016).
- [94] University of Stellenbosch STERG. Home. Helio 100 2014. http://helio100.sun.ac.za/ (accessed April 1, 2016).
- [95] Bhattacharya SC, Abdul Salam P, Runqing H, Somashekar HI, Racelis DA, Rathnasiri PG, et al. An assessment of the potential for non-plantation biomass resources in selected Asian countries for 2010. Biomass Bioenergy 2005;29:153–66. doi:10.1016/j.biombioe.2005.03.004.
- [96] Danish M, Naqvi M, Farooq U, Naqvi S. Characterization of South Asian Agricultural Residues for Potential Utilization in Future "energy mix." Energy Procedia 2015;75:2974– 80. doi:10.1016/j.egypro.2015.07.604.
- [97] Bamgbopa MO, Uzgoren E. Numerical analysis of an organic Rankine cycle under steady and variable heat input. Appl Energy 2013;107:219–28. doi:10.1016/j.apenergy.2013.02.040.
- [98] Quoilin S, Declaye S, Tchanche BF, Lemort V. Thermo-economic optimization of waste heat recovery Organic Rankine Cycles. Appl Therm Eng 2011;31:2885–93. doi:10.1016/j.applthermaleng.2011.05.014.
- [99] Zhang X, He M, Zhang Y. A review of research on the Kalina cycle. Renew Sustain Energy Rev 2012;16:5309–18. doi:10.1016/j.rser.2012.05.040.
- [100] Chen H. Converting low grade heat into electrical power n.d. www.eng.usf.edu/~hchen4/Goswami%20Cycle.htm (accessed November 23, 2016).
- [101] Xu F, Goswami DY, Bhagwat SS. A combined power/cooling cycle. Energy 2000;25:233–246.
- [102] Ajimotokan HA. A study of trilateral flash cycles for low-grade waste heat recovery-topower generation 2014.
- [103] Traedal S. Analysis of the Trilateral Flash Cycle for Power Production from low Temperature Heat Sources. Institutt for energi-og prosessteknikk, 2014.

- [104] Goto S, Motoshima Y, Sugi T, Yasunaga T, Ikegami Y, Nakamura M. Construction of simulation model for OTEC plant using Uehara cycle. Electr Eng Jpn 2011;176:1–13. doi:10.1002/eej.21138.
- [105] Chen H, Goswami DY, Stefanakos EK. A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of low-grade heat. Renew Sustain Energy Rev 2010;14:3059–67. doi:10.1016/j.rser.2010.07.006.
- [106] Kenda ES, N'Tsoukpoe KE, Ouédraogo IWK, Coulibaly Y, Py X, Ouédraogo FMAW. Jatropha curcas crude oil as heat transfer fluid or thermal energy storage material for concentrating solar power plants. Energy Sustain Dev 2017;40:59–67. doi:10.1016/j.esd.2017.07.003.
- [107] Tescari S. Optimisation géométrique dérivée de l'approche constructale pour réacteurs thermochimiques sous rayonnement solaire concentré. PhD Thesis. Université de Perpignan Via Domitia, n.d.
- [108] Paitoonsurikarn S, Lovegrove K. A new correlation for predicting the free convection loss from solar dish concentrating receivers. Solar, vol. 2006, 2006, p. 44th.
- [109] HUNG TC, SHAI TY, WANG SK. A REVIEW OF ORGANIC RANKINE CYCLES (ORCs) FOR THE RECOVERY OF LOW-GRADE WASTE HEAT.pdf 1997;22:661–7.
- [110] Martin C, Goswami DY. Effectiveness of cooling production with a combined power and cooling thermodynamic cycle. Appl Therm Eng 2006;26:576–82. doi:10.1016/j.applthermaleng.2005.07.007.
- [111] Lolos PA, Rogdakis ED. A Kalina power cycle driven by renewable energy sources. Energy 2009;34:457–64. doi:10.1016/j.energy.2008.12.011.
- [112] Zamfirescu C, Dincer I. Thermodynamic analysis of a novel ammonia–water trilateral Rankine cycle. Thermochim Acta 2008;477:7–15. doi:10.1016/j.tca.2008.08.002.
- [113] Schuster A, Karellas S, Aumann R. Efficiency optimization potential in supercritical Organic Rankine Cycles. Energy 2010;35:1033–9. doi:10.1016/j.energy.2009.06.019.
- [114] Tchanche BF, Lambrinos G, Frangoudakis A, Papadakis G. Low-grade heat conversion into power using organic Rankine cycles – A review of various applications. Renew Sustain Energy Rev 2011;15:3963–79. doi:10.1016/j.rser.2011.07.024.
- [115] Kreith F, Goswami DY. Handbook of Energy Efficiency and Renewable Energy. n.d.
- [116] Cengel YA. Heat transfer, A practical approach. n.d.
- [117] Vargas JVC, Ordóñez JC, Bejan A. Power extraction from a hot stream in the presence of phase change. Int J Heat Mass Transf 2000;43:191–201. doi:10.1016/S0017-9310(99)00146-5.
- [118] Sun J, Li W. Operation optimization of an organic rankine cycle (ORC) heat recovery power plant. Appl Therm Eng 2011;31:2032–41. doi:10.1016/j.applthermaleng.2011.03.012.
- [119] Lecompte S, Huisseune H, van den Broek M, De Schampheleire S, De Paepe M. Part load based thermo-economic optimization of the Organic Rankine Cycle (ORC) applied to a combined heat and power (CHP) system. Appl Energy 2013;111:871–81. doi:10.1016/j.apenergy.2013.06.043.
- [120] Bell KJ, Mueller AC. Engineering Data Book II. Wolverine Tube, Inc; 2001.
- [121] Stewart SW. Enhanced finned-tube condenser design and optimization. Georgia Institute of Technology, 2003.
- [122] Quoilin S, Declaye S, Tchanche BF, Lemort V. Thermo-economic optimization of waste heat recovery Organic Rankine Cycles. Appl Therm Eng 2011;31:2885–93. doi:10.1016/j.applthermaleng.2011.05.014.
- [123] Manente G, Toffolo A, Lazzaretto A, Paci M. An Organic Rankine Cycle off-design model for the search of the optimal control strategy. Energy 2013;58:97–106. doi:10.1016/j.energy.2012.12.035.

- [124] Jensen JM, Tummescheit H. Moving Boundary Models for Dynamic Simulations of Two-Phase Flows, Oberpfaffenhofen, Germany: 2002.
- [125] Zhang J, Zhang W, Hou G, Fang F. Dynamic modeling and multivariable control of organic Rankine cycles in waste heat utilizing processes. Comput Math Appl 2012;64:908–21. doi:10.1016/j.camwa.2012.01.054.
- [126] Wei D, Lu X, Lu Z, Gu J. Dynamic modeling and simulation of an Organic Rankine Cycle (ORC) system for waste heat recovery. Appl Therm Eng 2008;28:1216–24. doi:10.1016/j.applthermaleng.2007.07.019.
- [127] Zhang J, Zhou Y, Wang R, Xu J, Fang F. Modeling and constrained multivariable predictive control for ORC (Organic Rankine Cycle) based waste heat energy conversion systems. Energy 2014;66:128–38. doi:10.1016/j.energy.2014.01.068.
- [128] Quoilin S, Aumann R, Grill A, Schuster A, Lemort V, Spliethoff H. Dynamic modeling and optimal control strategy of waste heat recovery Organic Rankine Cycles. Appl Energy 2011;88:2183–90. doi:10.1016/j.apenergy.2011.01.015.
- [129] Quoilin S, Lemort V, Lebrun J. Experimental study and modeling of an Organic Rankine Cycle using scroll expander. Appl Energy 2010;87:1260–8. doi:10.1016/j.apenergy.2009.06.026.
- [130] SSP calculation software SWEP n.d. https://www.swep.net/support/ssp-calculation-software/ (accessed December 26, 2017).
- [131] Solkote Selective Solar Absorbing Paint Technical Specifications. SOLEC-Sol Energy Corp n.d. https://www.solec.org/solkote/solkote-technical-specifications/ (accessed January 28, 2018).
- [132] Feidt M, Kheiri A, Le VL. Analyse exergétique d'un Cycle Organique de Rankine (COR) souscritique pour récupérer les chaleurs perdues à basse température, Sozopol, Bulgaria: 2012.
- [133] Rowshanaie O, Mustapha SB, Ahmad KA, Rowshanaie H. Increasing Electricity generation By Using Organic Rankine Cycle (ORC) Through the Fluegas of Boilers as a Heat Source. J Multidiscip Eng Sci Technol 2014;1:161–170.
- [134] Quoilin S, Declaye S, Tchanche BF, Lemort V. Thermo-economic optimization of waste heat recovery Organic Rankine Cycles. Appl Therm Eng 2011;31:2885–93. doi:10.1016/j.applthermaleng.2011.05.014.
- [135] Bamgbopa MO, Uzgoren E. Numerical analysis of an organic Rankine cycle under steady and variable heat input. Appl Energy 2013;107:219–28. doi:10.1016/j.apenergy.2013.02.040.
- [136] Goswami DY. Solar Thermal Power Technology: Present Status and Ideas for the Future. Energy Sources 1998;20:137–45. doi:10.1080/00908319808970052.
- [137] Patel RD, Shukla P, Ghodke S. Thermodynamic Analysis of Combined Power and Cooling Cycle Using Process Heat from a Passout Turbine as a Heating Source. vol. Vol.2-Issue 2 (February-2013), IJERT; 2013.
- [138] Nouman J. Comparative studies and analyses of working fluids for Organic Rankine Cycles ORC. 2012.
- [139] Saadatfar B, Fakhrai R, Fransson T. Thermodynamic vapor cycles for converting low-to medium-grade heat to power: a state-of-the-art review and future research pathways. J MacroTrends Energy Sustain 2014;2.
- [140] Matsuda K. Low heat power generation system. Appl Therm Eng 2014;70:1056–61. doi:10.1016/j.applthermaleng.2014.03.037.
- [141] Paanu T, Niemi S, Rantanen P. Waste heat recovery–Bottoming cycle alternatives. Proc. Univ. Vaasa Rep., vol. 175, 2012, p. 22.
- [142] Zhang X, He M, Zhang Y. A review of research on the Kalina cycle. Renew Sustain Energy Rev 2012;16:5309–18. doi:10.1016/j.rser.2012.05.040.
- [143] Campos Rodríguez CE, Escobar Palacio JC, Venturini OJ, Silva Lora EE, Cobas VM, Marques dos Santos D, et al. Exergetic and economic comparison of ORC and Kalina

cycle for low temperature enhanced geothermal system in Brazil. Appl Therm Eng 2013;52:109–19. doi:10.1016/j.applthermaleng.2012.11.012.

- [144] Knudsen T, Clausen LR, Haglind F, Modi A. Energy and Exergy Analysis of the Kalina Cycle for Use in Concentrated Solar Power Plants with Direct Steam Generation. Energy Procedia 2014;57:361–70. doi:10.1016/j.egypro.2014.10.041.
- [145] Campos Rodríguez CE, Escobar Palacio JC, Venturini OJ, Silva Lora EE, Cobas VM, Marques dos Santos D, et al. Exergetic and economic comparison of ORC and Kalina cycle for low temperature enhanced geothermal system in Brazil. Appl Therm Eng 2013;52:109–19. doi:10.1016/j.applthermaleng.2012.11.012.
- [146] Modi A, Haglind F. Performance analysis of a Kalina cycle for a central receiver solar thermal power plant with direct steam generation. Appl Therm Eng 2014;65:201–8. doi:10.1016/j.applthermaleng.2014.01.010.
- [147] Lee DH, Yang YM, Park CD, Lee SW, Park B-S. Development and Test of a 100kW class ORC power-generator for low temperature geothermal applications n.d.

Annexes

Annexes I. Cycles thermodynamiques pour la conversion de la chaleur basse et moyenne températures en électricité

Quatre cycles thermodynamiques sont généralement utilisés pour la conversion en électricité de la chaleur à basse ou moyenne température. Il s'agit du cycle organique de Rankine (ORC), du cycle Goswami, du cycle Trilatéral Flash et du cycle Kalina [132,133].

7.1. Le Cycle Organique de Rankine (ORC)

L'ORC, comme son nom l'indique, est avant tout un cycle de Rankine. Il utilise cependant comme fluide de travail, des réfrigérants ou des fluides organiques dont les points d'ébullition, assez bas, permettent une meilleure conversion de la chaleur à basse température. Il est caractérisé par quatre états que sont l'évaporation, la détente, la condensation et la compression schématisées sur la Figure 47



Figure 47 : a) : Schéma représentatif d'un ORC [134] et b) : Tracé d'un cycle utilisant le R345fa [135]

Sur l'ORC, l'évaporation et la condensation sont réalisées par deux échangeurs de chaleurs (évaporateur et condenseur) tandis que la détente et la compression sont effectuées par deux machines électromécaniques (pompe et turbine). Ces éléments constituent donc les composantes d'une machine ORC, composantes auxquelles peut s'ajouter optionnellement un réservoir liquide.

Le principe de fonctionnement d'un ORC conformément à la Figure 47 est le suivant :

Étape 1 - 2: Le fluide de travail est comprimé par la pompe vers l'évaporateur en augmentant son enthalpie et sa pression.

Étape 2 - 3: Le fluide de travail entre dans l'évaporateur en état de liquide saturé. Elle prend de l'énergie thermique à la source chaude et sa température augmente jusqu'à ébullition partielle où il est en état de liquide-vapeur. Tout le fluide est complètement vaporisé au cours de l'échange avec la source chaude et sort de l'évaporateur en état de vapeur surchauffée.

Le processus d'évaporation se fait à température et à pression constantes.

Étape 3 - 4: La vapeur est ensuite détendue à travers une machine de détente ou une turbine. La vapeur, refroidie à la fin de la détente est envoyée dans le condenseur.

Étape 4 - 1: La vapeur échange sa chaleur avec une source froide et est refroidie à travers le condenseur. À la sortie du condenseur, le fluide est à l'état de liquide saturé. Et ainsi, recommence le processus. La condensation se fait à pression constante.

Il faut noter que le réservoir liquide se trouve entre le condenseur et la pompe. Jouant le rôle de stockage, il permet de stabiliser le débit de fluide pompé, afin d'éviter les fluctuations au niveau de l'évaporateur.

7.2. Le Cycle Goswami

Proposé par Yogi Goswami en 1998 [101], ce cycle produit simultanément de l'électricité et du froid. Il est issu de la combinaison d'un cycle de Rankine utilisant de l'ammoniac comme fluide de travail et d'un cycle de froid par absorption utilisant le mélange eau-ammoniac [100,136]. Le mélange eau-ammoniac fut le premier fluide de travail utilisé dans le cycle Goswami. Plus tard, d'autres fluides binaires furent proposés. La Figure 48 donne un aperçu du cycle Goswami.



Figure 48 : Schéma descriptif d'un cycle Goswami [101]

Selon le principe de fonctionnement du cycle Goswami [137], la solution eau-ammoniac est pompée de l'absorbeur et mise sous haute pression (point 2). Le fluide est ensuite divisé en deux parties. Une partie de ce fluide passe à travers l'échangeur (point 2) pour récupérer de la chaleur

au mélange provenant de la chaudière. L'autre partie est envoyée dans le rectifieur (point 3') pour refroidir la vapeur d'ammoniac sortant de la chaudière et condenser une partie de son constituant en eau. Les deux parties sont ensuite mélangées (point 3) avant d'être envoyées dans la chaudière. La chaudière servira donc à chauffer le mélange pour faire vaporiser l'ammoniac (point 4). Pour obtenir une forte concentration en vapeur d'ammoniac (point 6), une partie de l'eau présente dans la vapeur (point 4) est condensée dans le rectificateur. Le condensat riche en eau retourne dans la chaudière (point 5) tandis que la vapeur enrichie en ammoniac est surchauffée (point 7). Après la détente et en sortie de la turbine, la vapeur d'ammoniac dont la température a extrêmement diminué (point 8) est utilisée pour produire du froid à travers un échangeur de chaleur dédié à la réfrigération (point 9). La vapeur d'ammoniac est ensuite injectée dans le mélange à faible taux d'ammoniac présent dans l'absorbeur pour obtenir un mélange à fort taux d'ammoniac (point 1). Le mélange à faible taux d'ammoniac en sortie de la chaleur que mélange a faible taux d'ammoniac passe ensuite dans une vanne régulatrice de pression pour aller dans l'absorbeur.

7.3. Le Cycle Trilatéral Flash

La spécificité de ce cycle réside dans le fait que son processus de détente commence sur la ligne de liquide saturé [138]. Il est constitué d'un générateur de vapeur, d'une turbine, d'un condenseur et d'une pompe et optionnellement d'un récupérateur. La Figure 49 donne une un aperçu de ce type de cycle pour une configuration sans récupérateur.



Figure 49 : a) : Schéma d'un Cycle Trilatéral Flash et b) : Cycle Trilatéral Flash dans un diagramme T-s [139]

Le principe de fonctionnement de fonctionnement du Cycle Trilatéral Flash est similaire à celui d'un Cycle Organique de Rankine. La seule différence est liée à l'état du fluide de travail à la sortie du générateur de vapeur qui dans le Cycle Trilatéral Flash, est toujours en phase de liquide saturé ; il n'y a donc pas de phase d'ébullition réduisant ainsi les irréversibilités [138]. Dépendant de la nature du fluide, la fin de la détente peut se faire en phase vapeur ou en phase liquide-vapeur. Dans ce dernier cas, il en ressort que le processus de détente s'est entièrement déroulé en zone diphasique.

Le Cycle Trilatéral Flash permet d'avoir une bonne compatibilité entre la source chaude et le fluide de travail dans le générateur de vapeur [138] entraînant de ce fait un meilleur échange de chaleur entre les deux fluides [139].

Le plus grand problème technique dans la mise réalisation de ce cycle reste la disponibilité d'un détendeur ou d'une turbine pouvant fonctionner en phase liquide-vapeur.

7.4. Le Cycle Kalina

Le cycle Kalina, du nom de son inventeur Alexander I. Kalina a été conçu en 1983 [140]. Il est considéré comme un cycle de Rankine modifié ou plutôt un cycle à absorption inversé [141]. À l'origine, il était conçu pour remplacer le cycle de Rankine utilisé dans l'étage inférieur des systèmes énergétiques à cycles combinés et aussi pour produire de l'électricité à partir de la chaleur à basse température [142]. Le schéma descriptif de deux configurations du cycle Kalina est présenté sur la Figure 50.



Figure 50 : Présentations de deux configurations différentes du cycle Kalina. (a) : Cycle Kalina utilisé pour la valorisation de la chaleur fatale [140] ; (b) : Cycle Kalina utilisé pour une centrale géothermique [143].

Le cycle Kalina utilise l'eau-ammoniac comme fluide de travail ; ce mélange lui confère l'avantage d'avoir des processus d'évaporation et de condensation qui ne se fassent pas à températures constantes. Dans le cas du générateur de vapeur, la variation de la température d'évaporation du mélange permet d'extraire plus d'énergie de la source chaude en comparaison avec un fluide pur [140]; ceci offre l'opportunité de réduire la production d'entropie et d'obtenir un plus grand travail mécanique [143]. Knudsen et al. [144] révèlent que, dans le cas d'un système à génération directe de vapeur, l'évolution de la température d'évaporation dans le cycle de Kalina permet d'améliorer le profil de température du fluide de travail et du stockage à chaleur sensible aussi bien en phase de charge qu'en phase de décharge.

La Figure 50a montre le processus de fonctionnement du cycle Kalina. Le mélange eauammoniac est envoyé dans le générateur de vapeur où il est chauffé par la source chaude et partiellement vaporisé. À la sortie de l'évaporateur, le fluide est envoyé dans le séparateur où le liquide est dissocié de la vapeur. Du séparateur, la vapeur (riche en ammoniac) est envoyée dans la turbine pour produire du travail. Le liquide (enrichie en eau) est refroidi à travers le régénérateur ; une vanne est utilisée pour réduire la pression du liquide, qui est ensuite envoyé dans l'absorbeur où il est mélangé avec la vapeur en sortie de la turbine. Le nouveau mélange est ainsi condensé. La phase liquide obtenue à la sortie du condenseur est ainsi pompée vers le générateur de vapeur pour recommencer le processus [140].

Au-delà des quatre cycles utilisés pour la conversion de la chaleur basse et moyenne température, d'autres cycles peuvent obtenus par modification du processus opératoire de l'ORC : il s'agit du Cycle transcritique et du Cycle supercritique de Rankine [132,133].

Plusieurs études comparatives furent réalisées entre ces cinq cycles. Certaines études [138,139] ont affirmé que le Cycle Trilatéral Flash a démontré un meilleur rendement que l'ORC. D'autres références [145,146] montrent que le cycle Kalina a montré de bien meilleures performances par rapport à l'ORC dans des conditions spécifiques. Cependant, au vu de la simplicité de sa configuration, son fonctionnement à basse pression, la liberté de choix au niveau de sa conception (plusieurs fluides de travail et de mélanges, modes transcritique ou supercritique) [147] et son faible besoin en maintenance [132], l'ORC reste la technologie la plus pratique.

Annexe II. Expression des facteurs de forme utilisés dans le modèle du récepteur solaire

Les facteurs de forme ont été obtenus de: A CATALOG OF RADIATION HEAT TRANSFER CONFIGURATION FACTORS de John R. Howell, University of Texas at Austin, <u>http://www.engr.uky.edu/rtl/Catalog/tablecon.html</u>

C87 : Facteur de forme d'une spire vers une autre



Posons :

 $\begin{aligned} a &= D/2, l_1 = d, A_1 = A_i, A_2 = A_k, \\ l_1 &= d, l_2 = abs(k-i) d, l_3 = l_2 + d \\ L_i &= 2 l_i/D \implies L_1 = 2\phi, \qquad L_2 = 2 abs(k-i) \phi \qquad L_3 = 2 (abs(k-i)+1)\phi \\ X(L) &= (L^2 + 4)^{1/2} \\ F_{i-k} &= \frac{1}{4(L_3 - L_2)} [2L_1(L_3 - L_2) + (L_3 - L_1)X(L_3 - L_1) - (L_2 - L_1)X(L_2 - L_1) - L_3X(L_3) + L_2X(L_2)] \\ &= F(i, k, \phi) \end{aligned}$

Bibliographie

C78 : Facteur de forme d'une spire vers l'ouverture du récepteur



Posons : h=d, $D=2r \implies H=d/D=\phi$

C40 : Facteur de forme de la base vers l'ouverture



Posons :

a = L, R = D/(2L)= (2f)⁻¹
X=2+R⁻²= 2+4f² = 2 (1+2f²)
$$F_{0-n+1} = 1+2f\left[f - \sqrt{1+f^2}\right]$$

= F(n, f)



C81 : Facteur de forme d'une spire vers la base

Posons

$$h_{1} = d, r = D/2 \implies H_{1} = 2d/D = 2 \phi$$
Pour F_{i-0}, h₂ = (i-1) d $\implies H_{2} = 2$ (i-1) d/D=2 (i-1) ϕ
Pour F_{i_n+1}, h₂ = (n-i) d $\implies H_{2} = 2$ (n-i) d/D = 2 (n-i) ϕ

$$F_{i-base} = \frac{1}{4} \left\{ \left(1 + \frac{H_{2}}{H_{1}} \right) \left[4 + \left(H_{1} + H_{2} \right)^{2} \right]^{1/2} - \left(H_{1} + 2H_{2} \right) - \frac{H_{2}}{H_{1}} \left(4 + H_{2}^{2} \right)^{1/2} \right\} = F(i,\phi)$$

Annexe III. Liste des articles et communications

Article accepté

• Yao Manu Seshie, Yézouma Coulibaly, Kokouvi Edem N'Tsoukpoe. Optimal operating condition of an organic Rankine cycle under steady heat input, *Journal of Energy and Power Engineering 11 (2017) 759 - 770, doi: 10.17265/1934-8975/2017.12.003.*

Article en révision

• Yao Manu Seshie, Kokouvi Edem N'Tsoukpoe, Pierre Neveu, Yézouma Coulibaly, Yao K. Azoumah. Small scale concentrating solar plants for rural electrification. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*.

Communication

• Yao Manu Seshie, Kokouvi Edem N'Tsoukpoe, Pierre Neveu, Yao K. Azoumah, Solar cavity design for a central receiver system. *International Conference on Renewable Energy, Zewail City of Science and Technology, 6th of October, Caire, Egypte, Février 2016.*