

**CONTRIBUTION A LA CONCEPTION DES CENTRALES SOLAIRES  
THERMODYNAMIQUES DE TROISIEME GENERATION : COUPLAGE  
ET OPTIMISATION DES TECHNOLOGIES EXISTANTES**

*MEMOIRE POUR L'OBTENTION DU MASTER D'INGENIERIE EN GENIE ENERGETIQUE  
LABORATOIRE ENERGIE SOLAIRE & ECONOMIE D'ENERGIE(LESEE)  
INSTITUT INTERNATIONAL D'INGENIERIE DE L'EAU ET DE L'ENVIRONNEMENT (2iE)*

.....

Présenté et soutenu publiquement le ... Juin 2009 par :

**YAMEGUEU NGUEWO Daniel**

Travaux dirigés par : **Pr. Yezouma COULIBALY**

**Dr. Yao AZOUMAH**

Enseignants-chercheurs,

*UTER GEI, Laboratoire LESEE*

**JURY D'EVALUATION DU MEMOIRE :**

Président :

Membres :-

-

-



## REMERCIEMENTS

*Je ne peux malheureusement pas citer ici tous ceux qui directement ou indirectement, ont contribué à la réalisation de ce mémoire. J'exprime à tous et à chacun ma profonde gratitude.*

*Cependant, je veux nommer :*

*En premier lieu le Seigneur Dieu tout puissant pour ses grâces abondantes à mon égard ,*

*Mon cousin M.Tiagueu Daniel qui m'a soutenu et encouragé dans l'accomplissement de mon rêve ,celui de suivre une formation ingénieur,*

*Mon Oncle M.Djiguel Gabriel pour ses précieux conseils ,*

*Ma Cousine Mme Tiague Odette pour son assistance dans mes moments difficiles,*

*Tous mes amis et particulièrement Ariane, Herbert et Tatiana pour leur soutien constant,*

*Tous mes enseignants de l'Université de Yaoundé I et de l'Institut International d'Ingénierie de l'Eau et de l'Environnement (2iE) dont je suis le fruit de l'effort de chacun,*

*Tous mes camarades de promotion pour leurs divers apports au cours de notre formation,*

*De façon particulière, je remercie mes encadreurs, qui se sont montrés très disponibles et toujours à mon écoute malgré les autres charges liés à leurs fonctions d'enseignants-chercheurs : Pr. **Yezouma COULIBALY** et Dr. **Yao AZOUMAH**.*

*Merci à tous et que le Seigneur vous bénisse !!*

## DEDICACES

*A mes parents bien aimés, M.Ngandeu Nguewo Jean Marie  
et Mme Ngandeu née Dahé Bibiane,*

*A mes frères Roger, Fernand, Thierry, William, Gabriel, Achille  
Et en particulier à mon frère M.Nguemayu Lambert Carlos,*

*A mes grands parents qui ne sont plus de ce monde,*

*A toute ma grande famille,*

*Je dédie ce travail.*

## **LISTE DES FIGURES ET TABLEAUX**

### **LISTE DES FIGURES**

<b>Figure 1.1</b> : évolution de la consommation énergétique mondiale en Mtep .....	<b>3</b>
<b>Figure 1.2</b> : carte de l'irradiation solaire moyenne du monde .....	<b>4</b>
<b>Figure 1.3</b> : Equipe de recherche actuel du LESEE.....	<b>5</b>
<b>Figure 1.4</b> : méthodologie de travail.....	<b>6</b>
<b>Figure 2</b> : Principales technologies de concentration solaire .....	<b>7</b>
<b>Figure 3.1</b> : schéma du transfert de puissance de l'absorbeur CCP au fluide .....	<b>20</b>
<b>Figure 3.2</b> : schéma du transfert de puissance au niveau du récepteur CT.....	<b>20</b>
<b>Figure 3.3</b> : schéma de couplage des technologies CCP et CT.....	<b>21</b>
<b>Figure 3.4</b> : échange de puissance au niveau du surchauffeur. ....	<b>22</b>
<b>Figure 3.5</b> : Diagramme de Grassmann du modèle couplé.....	<b>26</b>
<b>Figure 3.6</b> : profil de la température du récepteur CT.....	<b>30</b>
<b>Figure 3.7</b> : profil de la température de l'absorbeur CP .....	<b>30</b>
<b>Figure 3.8</b> : Efficacités énergétique et exergetique du modèle couplé CP-CT .....	<b>31</b>
<b>Figure 3.9</b> : Efficacités énergétique et exergetique de la conversion thermique-électrique du couplage CCP-CT .....	<b>31</b>
<b>Figure 3.10</b> : Efficacités énergétique et exergetique global du couplage CCP-CT.....	<b>32</b>
<b>Figure 3.11</b> : étude comparative des efficacités énergétiques des récepteurs CP, CT et CP-CT. ....	<b>34</b>
<b>Figure 3.12</b> :Surface des héliostats dans les technologies CT et couplage CCP-CT.....	<b>35</b>
<b>Figure 3.13</b> :Comparaison efficacité exergetiques des différents récepteurs .....	<b>35</b>
<b>Figure 3.14</b> :Comparaison des efficacités énergétiques de la conversion thermique-électrique.....	<b>35</b>
<b>Figure 3.15</b> :Comparaison des efficacités exergetiques de la conversion thermique-électrique.....	<b>36</b>
<b>Figure 3.16</b> :Comparaison des rendements globaux des technologies CP,CT et couplé CP-CT.....	<b>36</b>

### **LISTE DES TABLEAUX**

<b>Tableau 1</b> : Caractéristiques des quatre systèmes parabole-Stirling.....	<b>10</b>
<b>Tableau 2</b> : Différents types de stockage.....	<b>12</b>

## ***LISTE DES ABBREVIATIONS***

***2iE*** : Institut International d'Ingénierie de l'Eau et de l'Environnement

***AIE*** : Agence Internationale de l'Energie

***CFLR***: Compact Linear Fresnel Reflector

***CPC***: Compound Parabolic Concentrator

***CCP***: Centrale Cylindro-Parabolique

***CT***: Centrale à Tour

***DISS*** : Direct Solar System

***DLR*** : Centre Allemand de Recherche Aérospatial

***DS***: Dish Stirling

***ECOSTAR***: European Concentrated Solar Thermal Roadmap

***ESTIA*** : European Solar Thermal Industrie

***GEI*** : Génie Energétique et Industriel

***GMI*** : Global Marketing Initiative

***HSGT*** : Système Hybride Solaire Turbine à Gaz

***ISCC*** : Système à Cycle Combine Solaire Intégré

***LEC*** : Coût de production électrique

***LESEE*** : Laboratoire Energie Solaire & Economie d'Energie

***MCP*** : Matériaux à Changement de Phase

***NREL***: National Renewable Energy Laboratory

***PSA***: Plata forma Solar de Almeria

***RTILs***: Room temperature Ionic Liquid

***SEGS***: Solar Electric Generating System

***SRC***: Steam Rankine Cycle

***TAG***: Turbine à Gaz

***UE***: Union Européenne

## GLOSSAIRE

**Capteur cylindro-parabolique** : assemblage élémentaire constituant le capteur solaire de la plupart des centrales à concentration linéaire, constitué de miroirs de forme cylindro-parabolique, d'un tube absorbeur sous vide placé au foyer des miroirs, d'une structure de support, d'un mécanisme d'orientation sur un axe, et de fondations.

**Fluide de travail** : fluide qui permet d'actionner la turbine et de produire de l'électricité.

**Fluide caloporteur** : fluide circulant à travers le récepteur solaire, transférant la puissance thermique solaire vers le cycle thermodynamique. S'il est différent du fluide de travail un échangeur de chaleur est nécessaire.

**Héliostats** : assemblage élémentaire d'un concentrateur de centrale à tour constitué de miroirs, d'une structure de support, d'un mécanisme d'orientation sur deux axes, et de fondations, qui suit le soleil pour en réfléchir en permanence les rayons sur un récepteur fixe.

**Puissance thermique solaire** : puissance thermique gagnée par le fluide caloporteur à son passage dans le récepteur solaire de la centrale.

**Système solaire mixte** : installation génératrice d'électricité solaire thermodynamique dans laquelle l'énergie solaire est captée par deux ou plusieurs types de systèmes optiques. Il désigne généralement une centrale contenant des capteurs cylindro-paraboliques et un concentrateur héliostats-tour.

**Tour réfléchissante** : concept de concentrateur héliostats-tour dans lequel un réflecteur est placé en haut d'une tour pour renvoyer le flux concentré vers un récepteur placé en pied de la tour.

## SOMMAIRE

<b>REMERCIEMENTS</b> .....	<b>iii</b>
<b>DEDICACES.</b> .....	<b>iv</b>
<b>LISTE DES FIGURES ET TABLEAUX</b> .....	<b>v</b>
<b>LISTE DES ABBREVIATIONS</b> .....	<b>vi</b>
<b>GLOSSAIRE</b> .....	<b>vii</b>
<b>SOMMAIRE</b> .....	<b>1</b>
<b>I-INTRODUCTION GENERALE</b> .....	<b>3</b>
I.1-CONTEXTE DE L'ETUDE .....	<b>3</b>
I.2- LA RESSOURCE SOLAIRE .....	<b>4</b>
I.3-LE CADRE DE L'ETUDE : LE LESEE.....	<b>5</b>
I.4-OBJECTIFS DU MEMOIRE .....	<b>6</b>
I.5-METHODOLOGIE ET ORGANISATION DU TRAVAIL .....	<b>6</b>
<b>II- ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE</b> .....	<b>7</b>
<b>II.1-APERÇU SUR LES TECHNOLOGIES EXISTANTES DES CENTRALES SOLAIRES THERMODYNAMIQUES</b> .....	<b>7</b>
II.1.1-Introduction .....	<b>7</b>
II.1.2- les centrales à capteurs linéaires .....	<b>8</b>
II.1.3- les centrales à tour .....	<b>9</b>
II.1.4-les centrales paraboliques .....	<b>10</b>
II.1.5-les cycles thermodynamiques .....	<b>11</b>
II.1.6 - le stockage .....	<b>12</b>
II.1.7- l'hybridation .....	<b>13</b>
II.1.8-les systèmes mixtes.....	<b>13</b>
II.1.9-L' Avenir des centrales solaires thermodynamiques .....	<b>13</b>
<b>II.2- SYNTHÈSE DE LA BIBLIOGRAPHIE SUR LA MODELISATION DES CENTRALES SOLAIRES A CONCENTRATION</b> .....	<b>14</b>
II.2.1-les centrales cylindro-paraboliques .....	<b>14</b>
II.2.2- les centrales à tour .....	<b>17</b>
<b>III-MODELISATION ET OPTIMISATION DU COUPLAGE DES TECHNOLOGIES EXISTANTES : COUPLAGE CCP-CT</b> .....	<b>19</b>
<b>III.1-INTRODUCTION</b> .....	<b>19</b>
<b>III.2-MODELISATION DU COUPLAGE CCP-CT</b> .....	<b>19</b>

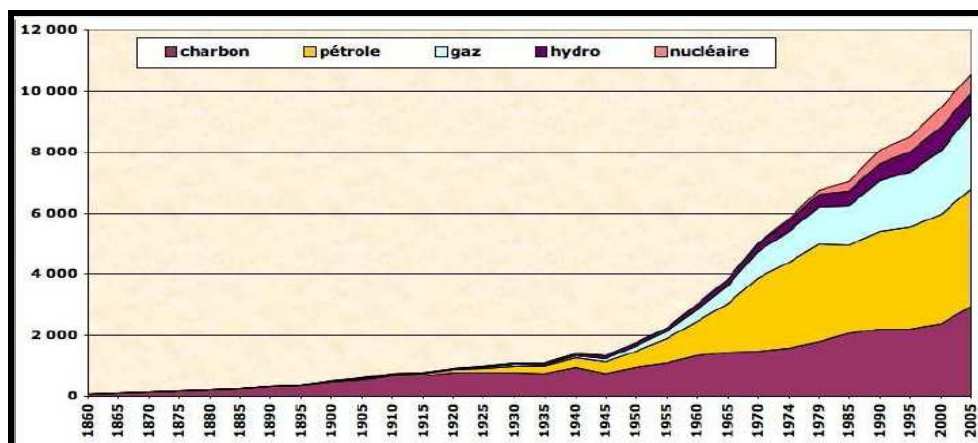


III.2.1-Options technologiques .....	19
III.2.2-Analyse énergétique du récepteur couplé CCP-CT.....	20
III.2.3-Analyse des transferts de puissance .....	22
III.2.4-Analyse exergetique .....	26
III.2.5-Simulations Numériques .....	28
III.2.6- Etude comparative du modèle couplé avec les technologies simples CCP et CT.....	33
<b>IV-CONCLUSION ET PERSPECTIVES .....</b>	<b>37</b>
<b>V-REFERENCES BIBIOGRAPHIQUES .....</b>	<b>39</b>
<b>VI-ANNEXES .....</b>	<b>41</b>
<b>RESUME.....</b>	<b>58</b>
<b>ABSTRACT.....</b>	<b>58</b>

## I-INTRODUCTION GENERALE

### I.1-CONTEXTE DE L'ETUDE

Le développement industriel, l'augmentation du parc automobile et la multiplication des équipements domestiques de ce dernier siècle sont l'une des causes de la forte croissance de la demande énergétique mondiale actuelle (*figure 1.1*). Ceci n'est pas sans conséquence pour notre société car on assiste aujourd'hui à un épuisement des ressources énergétiques fossiles et aussi à l'épineux problème des changements climatiques. Les enjeux du moment sont donc majeurs : à la fois satisfaire une demande énergétique sans cesse croissante avec des ressources fossiles en voie d'épuisement et également lutter contre les effets des dérèglements climatiques. Répondre à ces défis ne pourra se faire qu'à travers une meilleure gestion des ressources naturelles dans le cadre d'une économie durable. C'est ainsi que le développement et l'implémentation des énergies renouvelables et particulièrement de l'énergie solaire doivent être pris en compte pour une indépendance énergétique, gage du développement économique de tout pays.



**Figure 1.1** : évolution de la consommation énergétique mondiale en Mtep (source : AIE, Observatoire de l'Energie)

Les centrales solaires thermodynamiques apparaissent ainsi comme une solution au développement durable des pays à fort ensoleillement et donc de la plupart des pays de l'Afrique où l'irradiation solaire dépasse 2000 kWh/m<sup>2</sup>/an ; en effet, elles produisent une énergie électrique « propre » à partir de l'énergie rayonnée par le soleil. Cependant du fait du coût des investissements encore très élevé pour les pays en voie de développement, très peu de pays en Afrique dispose à ce jour de ce type de technologie, d'où la nécessité de réfléchir sur la

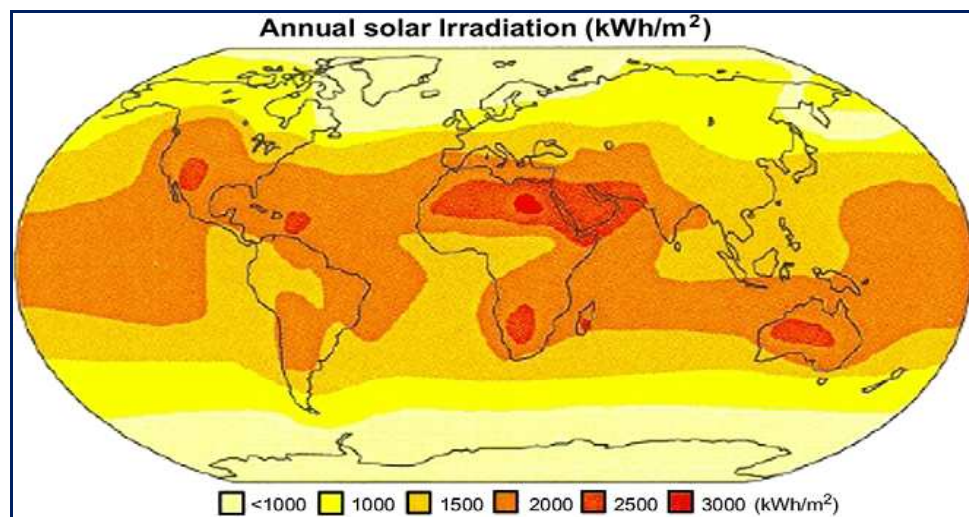
conception et le développement de nouvelles technologies moins coûteuses : *les centrales solaires thermodynamiques mixtes*.

## I.2- LA RESSOURCE SOLAIRE

Le rayonnement solaire est la source d'énergie la plus répandue et la plus régulièrement répartie sur la surface du globe terrestre. En une année, l'humanité toute entière consomme une énergie qui représente moins de 3% de ce que le soleil rayonne chaque jour [1]. Egalement 1% des surfaces des zones arides et semi-arides est suffisante pour produire l'électricité consommée dans le monde actuellement [2].

Dans la plupart des régions du monde, un kilomètre carré de terrain suffirait à générer jusqu'à 120 GWh d'électricité par an grâce à la technologie des centrales solaires thermodynamiques; cette énergie est équivalente à la production annuelle d'une centrale classique de 50 MW [3].

Comme on peut le constater sur la *figure 1.2*, les endroits les plus prometteurs pour l'implantation de ces technologies sont ceux de la ceinture solaire, c'est à dire les régions où l'ensoleillement normale directe excède 2000 kWh/m<sup>2</sup>/an; il s'agit des régions telles que : le sud-ouest des États-Unis d'Amérique, l'Amérique du Sud, une grande partie de l'Afrique (le Maghreb, les pays sahéliens, l'Afrique Australe), les pays méditerranéens et du Moyen Orient, les plaines désertiques d'Inde et du Pakistan, la Chine, l'Australie, l'Italie, l'Espagne, la Grèce, etc.



**Figure1.2 :** *carte de l'irradiation solaire moyenne du monde (source : [4])*

En Europe, le potentiel solaire permettrait de produire plus de 2000 TWh électriques par voie solaire concentrée, soit l'équivalent de 75% de l'électricité consommée en Europe en 2001 [1].

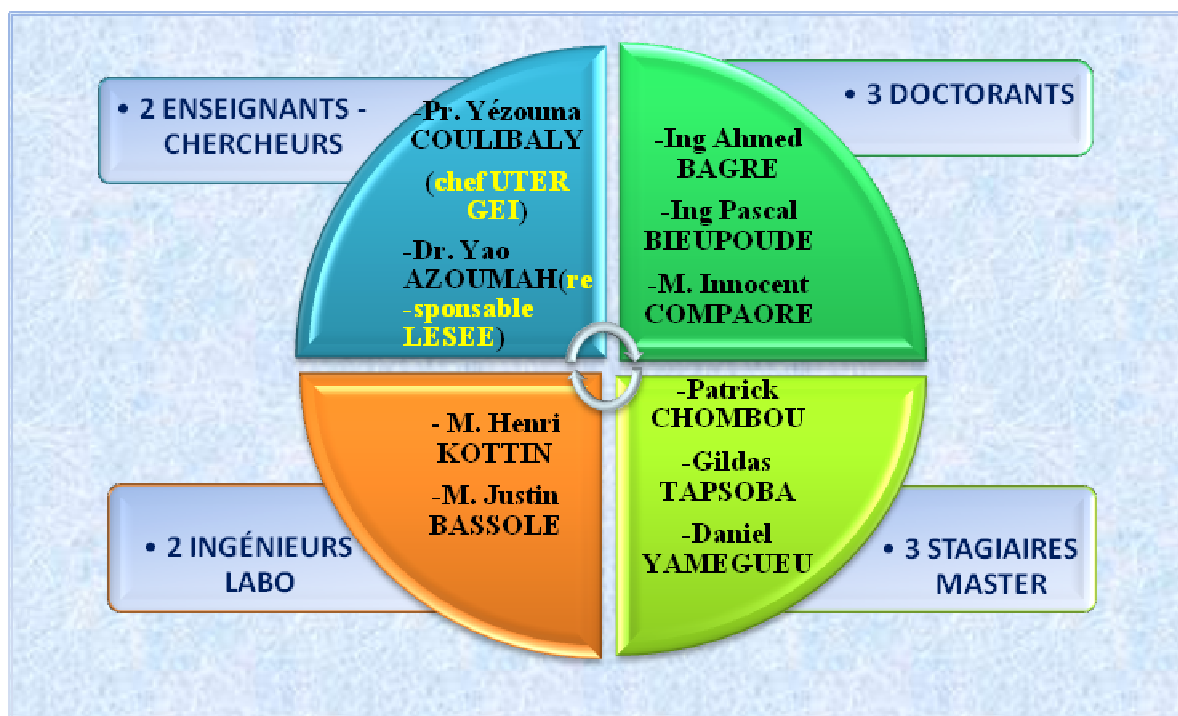
### I.3-LE CADRE DE L'ETUDE : LE LESEE

Notre stage, pour ce mémoire de fin d'études, s'est déroulé au laboratoire Energie Solaire & Economie d'Energie (**LESEE**) de l'Unité Thématique de Recherche et d'Enseignement Génie Energétique et Industrielle (UTER GEI) de l'Institut International d'ingénierie de l'Eau et de l'Environnement (2iE) de Ouagadougou. Ce laboratoire créé en Novembre 2008 a pour ambition de contribuer au développement des capacités d'innovation industrielle en Afrique dans le domaine du solaire (PV-Thermique basse et haute températures) pour une production et une utilisation rationnelle d'énergies électrique/thermique à petite et grande échelles.

Le projet scientifique du laboratoire se résume en quatre principaux axes à savoir :

- **AXE 1 : Evaluation « précise et continue » de la ressource solaire et des besoins en énergie en Afrique**
- **AXE 2 : Centrales solaires à concentration (thermodynamiques)**
- **AXE 3 : Habitat, architecture bioclimatique & Systèmes solaire PV/thermique (basse température)**
- **AXE 4 : Conception optimale et optimisation thermodynamique des systèmes énergétiques.**

L'équipe de recherche actuelle du **LESEE** se présente comme suit :



**Figure 1.3 :** Equipe de recherche actuel du LESEE

## I.4-OBJECTIFS DU MEMOIRE

L'Objectif général visé par notre travail est de: « Contribuer à la conception des centrales solaires thermodynamiques de troisième génération.»

Plus spécifiquement il s'agira de :

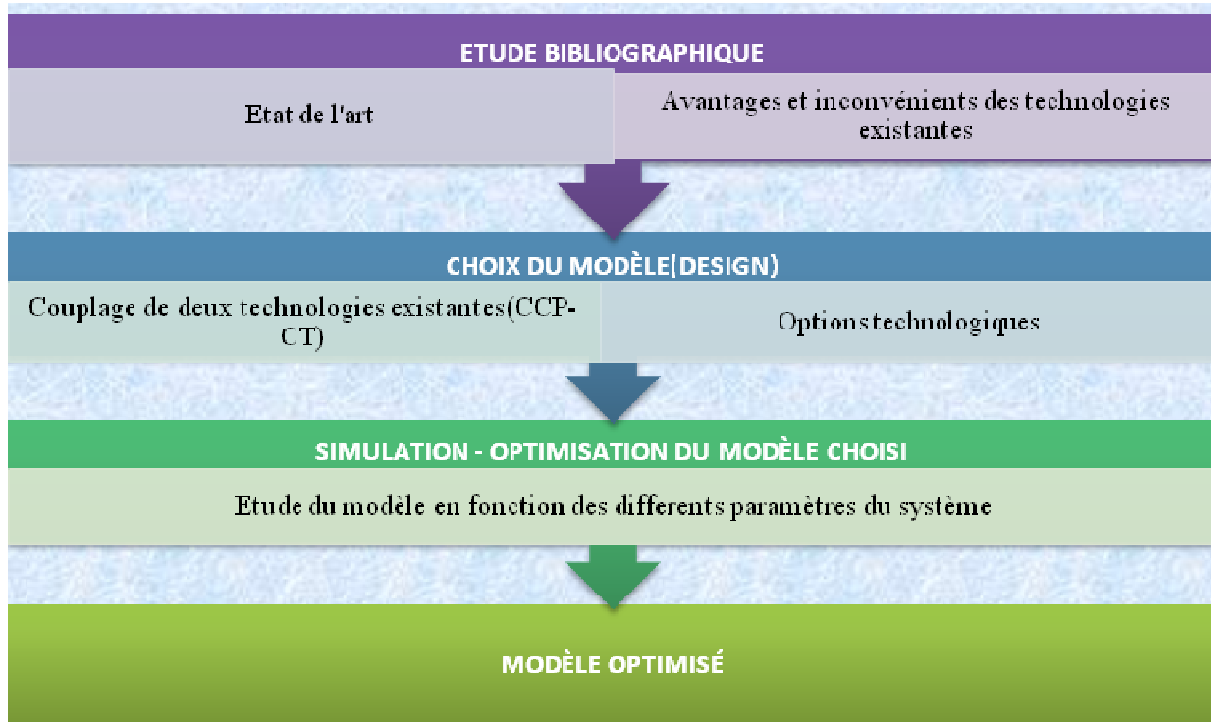
➤ **modéliser et optimiser le couplage des technologies existantes.**

Nous traiterons dans ce mémoire du couplage des centrales cylindro-parabolique(CCP) et à tour(CT) car ce sont les deux technologies les plus éprouvées à l'heure actuelle [1].

➤ **Comparer en termes d'efficacité énergétique/exergétique le modèle couplé à ceux des technologies existantes.**

## I.5-METHODOLOGIE ET ORGANISATION DU TRAVAIL

Pour atteindre notre objectif nous avons adopté la démarche résumée sur la *figure 1.4* suivante:



**Figure 1.4** : méthodologie de travail

## II- ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE

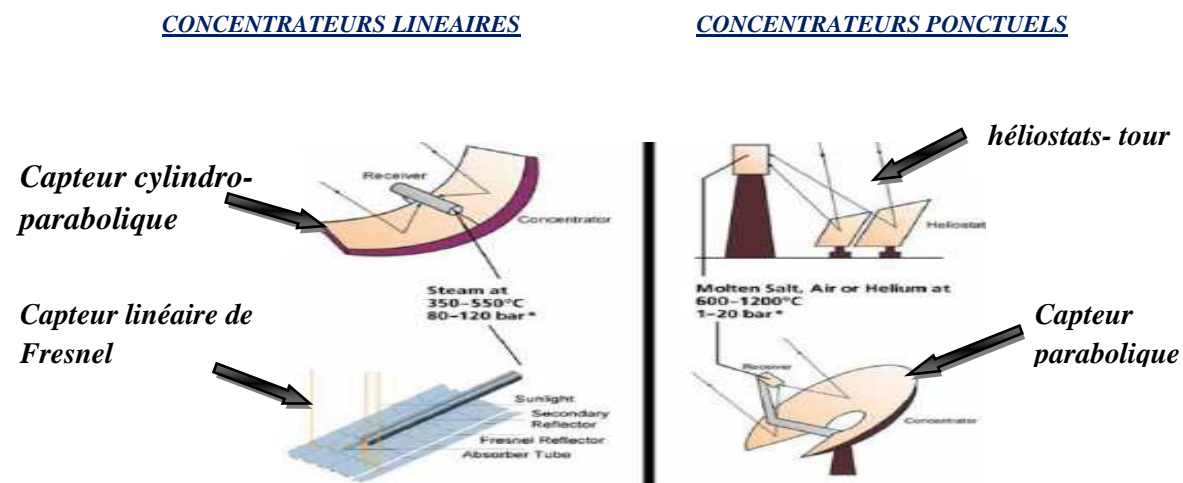
### II.1-APERÇU SUR LES TECHNOLOGIES EXISTANTES DES CENTRALES SOLAIRES THERMODYNAMIQUES

#### II.1.1-Introduction

On appelle « **solaire thermodynamique** » l'ensemble des techniques qui visent à transformer l'énergie rayonnée par le soleil en chaleur à température élevée puis celle-ci en énergie mécanique (et ensuite en énergie électrique) à travers un cycle thermodynamique [5].

La production d'électricité solaire par voie thermodynamique fait appel à des capteurs à concentration et l'expérience des trente dernières années montre que trois principales filières permettent en pratique de réaliser la **concentration du rayonnement solaire** dans des conditions techniques et économiques viables. Il s'agit (voir *figure 2.1*):

- des systèmes à capteurs linéaires (CCP et CLFR)
- des systèmes à récepteur central ou centrale à tour(CT)
- des systèmes paraboliques(PS)



*Figure 2: Principales technologies de concentration solaire (source [3])*

Chaque filière se divise en plusieurs technologies en fonction du type de récepteur, de fluide caloporteur, de système de stockage et de bloc électrique.

Un aspect très important des systèmes à concentration est que seule la radiation directe peut être mise à profit, la radiation diffuse ne pouvant pas être focalisée par le concentrateur. La centrale

solaire ne peut donc fonctionner que si le ciel est dégagé et que la radiation directe n'est pas diffusée par la couverture nuageuse.

## II.1.2- les centrales à capteurs linéaires

Les champs de capteurs sont constitués de miroirs (cylindro-paraboliques ou de Fresnel) qui réfléchissent le rayonnement solaire vers un récepteur parcouru par un fluide caloporteur (huile synthétique, eau/vapeur...).

Cette filière n'est installée que sur des terrains plats (pente inférieure à 3%) [1] et se décline en trois principales technologies à savoir :

### ➤ Les capteurs cylindro-paraboliques à caloporteur huile

Les systèmes à capteurs cylindro-paraboliques à caloporteur huile sont actuellement la plus mûre et la plus éprouvée des technologies de concentration solaire. Ils ont un faible facteur de concentration optique (40-80) [6] et la limite de stabilité du fluide caloporteur est de l'ordre de 400°C.

Sur la base de ce concept, neuf systèmes électriques à génération solaire (SEGS) ont été mises sur pied dans le désert de Mojave en Californie aux Etats-Unis entre 1981 et 1991.

L'*annexe 1.1* montre le schéma simplifié du concept des centrales SEGS.

### ➤ Les capteurs cylindro-paraboliques à caloporteur eau

On les appelle des installations à génération directe de vapeur (DSG) car ici l'eau joue le rôle de fluide caloporteur et de fluide de travail. Le cycle est ainsi largement simplifié (*voir annexe 1.2*). Cette technologie est considérée comme une évolution de la catégorie CCP car les coûts d'investissements, d'exploitation et de maintenance d'une centrale commerciale utilisant cette technologie seraient fortement réduits [1]. La difficulté de ce concept est qu'aux conditions de température et de pression nécessaires à la détente dans une turbine à vapeur (env. 100 bars et 400°C), l'écoulement diphasique stratifié de l'eau dans les tubes absorbeurs cause des effets d'asymétrie et d'instabilité, et donc de forts gradients de température difficilement acceptables pour les matériaux [7].

Trois modes de fonctionnement ont pu être testés et sont présentés en *annexe 1.3*.

Il a été prouvé que le mode « recirculation » est la meilleure option car très facilement contrôlable et stable [3].

### ➤ Les capteurs linéaires à miroirs de Fresnel

Un facteur de coût important dans la technologie des capteurs CCP est la mise en forme du verre pour avoir la configuration parabolique requise. Afin de diminuer ce coût, plusieurs groupes de

recherche travaillent actuellement sur des prototypes de collecteurs linéaires à miroirs de Fresnel. L'idée est d'approximer la forme parabolique du collecteur par une succession de miroirs plats. Un tout premier prototype de 2500 m<sup>2</sup> de cette technologie a été mis sur pied en 2001 par la société Solarmundo en liège (voir *annexe 1.4*) et selon leur étude cette technologie pourrait mener à une réduction des coûts de production de 50% (pour une production de 400 à 800 MW) par rapport aux réflecteurs traditionnels.

### II.1.3- les centrales à tour

Les centrales à tour (CT) sont constituées de nombreux miroirs ou héliostats concentrant les rayons solaires vers une chaudière située au sommet d'une tour. Le facteur de concentration optique d'une installation CT varie de 200 à 1000 et le fluide caloporteur peut atteindre des températures comprises entre 250 et 1000 °C selon le type de récepteur et de caloporteur, ce qui permet de mettre en œuvre un cycle de Rankine, ou un cycle à gaz (Brayton) ou même un cycle combiné (vapeur-gaz). Elle a une capacité de production entre 10 et 200 MWel [1] .

Cette filière se décline en quatre principales technologies, qui se différencient principalement par la nature du fluide caloporteur :

#### ➤ **Systèmes à caloporteur sels fondus**

Les sels fondus (composés par exemple de nitrate de sodium et de nitrate de potassium) représentent un fluide de stockage économique et adapté au niveau de température d'un cycle de Rankine. Il paraît donc intéressant d'employer des sels fondus à la fois comme fluide caloporteur et fluide de stockage d'une centrale à tour. La température des sels peut atteindre environ 560 °C ce qui permet d'actionner une turbine à vapeur plus performante que celles couplées à un champ de capteurs cylindro-paraboliques.

Cette technologie est la plus développée des concepts de centrales à tour. Parmi ses réalisations, on peut citer « THEMIS » en France et « Solar Two » aux USA.

Le schéma d'une telle centrale est présenté en *annexe 1.5*.

#### ➤ **Les systèmes à tour à caloporteur vapeur**

Cette technologie a été envisagée dans les centrales à tour dès la fin des années 1970 et permet de simplifier au maximum l'intégration de l'énergie solaire dans un cycle à vapeur conventionnel, le récepteur solaire jouant le rôle de générateur de vapeur. La principale difficulté réside dans le fait que l'évaporation et la surchauffe de l'eau dans les tubes absorbeurs causent de forts gradients de température et donc des contraintes thermomécaniques qui occasionnent des



surchauffes des parois absorbantes, des déformations et finalement des fuites raccourcissant la durée de vie du récepteur. (Voir le schéma de l'installation en *annexe 1.6*)

La pointe actuelle de cette filière est la centrale PS10 (11 MW<sub>el</sub>) inaugurée en mars 2007 qui représente une étape essentielle dans la réduction des risques technologiques.

➤ **Systèmes à caloporteur air et récepteur ouvert**

Le circuit de transfert de chaleur est basé sur un schéma où l'air atmosphérique est aspiré à travers un récepteur volumétrique à absorbeur poreux (treillis métallique ou céramique) au travers duquel il est chauffé jusqu'à environ 700°C et utilisé pour alimenter un cycle vapeur entre 480-540°C. L'air en sortie d'échangeur est rejeté devant l'entrée du récepteur pour minimiser les pertes thermiques. Le rendement total est assez faible pour une centrale à tour, à cause des performances relativement mauvaises des récepteurs volumétriques actuels qui sont moins développés que les récepteurs à sels ou à vapeur saturée. Le schéma de ce type de centrale est présenté en *annexe 1.7*.

### II.1.4-les centrales paraboliques

Les capteurs paraboliques suivent le soleil sur 2 axes afin de concentrer le rayonnement solaire sur le foyer de la parabole réfléchissante. Le rapport de concentration est souvent supérieur à 2000 avec une température de 750°C.

La technologie la plus répandue de cette filière est la parabole-Stirling (*voir annexe 1.8*)

Quatre systèmes paraboles-Stirling sont actuellement au stade de démonstration ou de pré-commercialisation après plusieurs milliers d'heures de test (*voir tableau 1*).

Système	SAIC-STM	SBP	SES	WGA
Concentrateur	tambourins	paraboloïde	paraboloïde approchée	paraboloïde
Nombre de facettes	16	12	82	32
Surface de verre (m <sup>2</sup> )	117,2	53	91	42,9
Moteur	STM 4-120 double acting	SOLO 161	Kockums / SES 4-95	SOLO 161
Fluide de travail	H <sub>2</sub>	He / H <sub>2</sub>	H <sub>2</sub>	H <sub>2</sub>
Nombre d'unités installées	5	11	7	2
Puissance nominale (kW <sub>el</sub> )	23	10	25	9,5
Rendement net maximal	20%	23%	29,4%	24,5%
Rendement net annuel	14,5%	15,7%	24,6%	18,9%

**Tableau 1 : Caractéristiques des quatre systèmes parabole-Stirling (source : [1])**

## II.1.5-les cycles thermodynamiques

### ➤ Le cycle de Rankine ou cycle à vapeur

Le cycle de Rankine est le transformateur thermomécanique le mieux connu parce que le plus anciennement mis en œuvre par l'industrie moderne. Dans ce cycle, la chaleur est transportée par l'huile synthétique depuis les collecteurs jusqu'à la chaudière, où l'eau est évaporée. La vapeur est ensuite détendue dans la turbine, condensée et comprimée puis renvoyée dans l'évaporateur. Il est utilisé aussi bien dans les centrales cylindro-parabolique que dans les centrales à tour. (Voir schéma du cycle en *annexe 2.1*).

L'utilisation d'un cycle de Rankine nécessite des températures élevées ; sa température maximale de fonctionnement est de 565°C et son efficacité chute si la température de la vapeur à l'entrée de la turbine est inférieure à 300 °C. Le champ solaire doit donc obligatoirement être de taille importante si l'on veut optimiser le rendement du cycle.

Le refroidissement par eau des cycles de Rankine est conseillé (en effet un refroidissement par air augmenterait le LEC d'environ 10% [1]), ce qui pose la contrainte d'une source d'eau abondante et bon marché à proximité de la centrale.

### ➤ Le cycle de Brayton ou cycle à gaz

Pour le cycle de Brayton conventionnel, on utilise une turbine à gaz à cycle ouvert dans laquelle de l'air est comprimé et brûlé avec un combustible dans une chambre à combustion. Les gaz de combustion chauds sont détendus dans une turbine couplée à un générateur électrique. Dans un cycle fermé, le fluide de travail est comprimé, chauffé et ensuite détendu dans une turbine. Les gaz sont ensuite refroidis, puis comprimés et recyclés.

Ce cycle est utilisé dans les centrales à tour; il peut l'être aussi dans les centrales paraboliques.

Le schéma du cycle est présenté en *annexe 2.1*

### ➤ le cycle combiné

Le cycle combiné est constitué par une cascade des deux cycles suivants :

- ❑ Un cycle à gaz (cycle de Brayton) qui épuise les calories du caloporteur entre la température maximum, supposée élevée, et une température intermédiaire compatible avec les exigences du cycle à vapeur.
- ❑ Un cycle à vapeur apte à épuiser au mieux les calories restantes en même temps que de recycler les pertes du cycle de tête.

Un tel cycle est capable d'atteindre des rendements dépassant les 50% s'il dispose d'une source de chaleur à plus de 700°C. Il peut être utilisé aussi bien dans les centrales à tour que dans les centrales cylindro-paraboliques. Voir le schéma du cycle en *annexe 2.3*.

### ➤ le cycle de Stirling

Ce transformateur thermomécanique (*voir annexe 2.4*) est considéré depuis plus d'un siècle comme le meilleur des moteurs thermiques tant son rendement théorique est élevé. Il s'agit d'un moteur à piston à chauffage externe, utilisant couramment l'hélium ou l'hydrogène comme fluide thermodynamique. Le système chargé de transformer la chaleur provenant de la radiation solaire en puissance mécanique est monté directement sur le capteur parabolique, à proximité de son foyer solaire. Dans le cas des capteurs paraboliques, la source chaude se situe généralement à une température de 700 °C et la source froide est assurée par l'air ambiant, brassé par un ventilateur à l'arrière du moteur. Le rendement chaleur-électricité du moteur Stirling à ces températures peut atteindre 40%.

## II.1.6 - le stockage

Le stockage augmente considérablement la valeur de l'électricité produite en lissant la production de la centrale. En effet il est plus intéressant pour un distributeur d'électricité de disposer d'un moyen de production permettant de produire de manière constante et prévisible, selon une courbe de charge prédéterminée, que de subir les aléas de production d'une centrale produisant « au fil du soleil ». Le stockage permet d'accroître la durée de fonctionnement (facteur de capacité) des centrales par rapport aux heures d'ensoleillement disponibles, qui passe typiquement de 20% sans stockage à 30-50% avec stockage [2]. Les différents types de stockage sont résumés dans *le tableau 2* suivant. Nous les avons expliqués à *l'annexe 3*.

Technologie	Incertitude / Risque	Disponibilité commerciale	Fluide caloporteur
Sels fondus	Moyen-faible	< 5 ans	Sels, huile
RTIL	Fort	> 10 ans	Sels, huile
Béton/céramique	Moyen	< 5 ans	Huile
Ballon de vapeur	Bas	< 5 ans	Vapeur
MCP	Moyen	> 10 ans	Vapeur
Billes fixes	Moyen-faible	< 5 ans	Air
Lit fluidisé	Fort	5-10 ans	Air
Réaction chimique	Fort	> 10 ans	Air

**Tableau 2** : Les différents types de stockage disponibles (source : [1])

### **II.1.7- l'hybridation**

La disponibilité de l'énergie solaire étant intermittente, il n'est pas rentable d'investir dans un champ solaire seul avec sa turbine et son générateur électrique. Afin de mettre à profit le système même quand l'énergie solaire n'est pas disponible, l'installation est généralement hybridée : une unité auxiliaire au gaz, au pétrole ou au biocarburant est utilisée pendant les périodes nuageuses ou en fin de journée afin d'assurer une production continue.

Il existe plusieurs types d'hybridations ; parmi elles, on peut citer les concepts **HSGT** et **ISCC** développés en *annexe 4*.

### **II.1.8-les systèmes mixtes**

Les systèmes mixtes combinent plusieurs filières de capteurs solaires thermodynamiques dans une même installation. Comme nous l'avons dit plus haut, la contribution à la conception et à l'optimisation de ce type de technologie constitue l'objet de notre étude qui sera présenté dans la suite de notre travail.

### **II.1.9-L'Avenir des centrales solaires thermodynamiques**

Les scénarios de pénétration du marché et de croissance des centrales solaires thermodynamiques, élaborés par les acteurs de la recherche (programme Européen ECOSTAR) et par les industriels du secteur (association Européenne ESTIA), conduisent à l'horizon 2015 à 5000 MW<sub>el</sub> de capacité installée dans le monde. Ce chiffre de 5000 MW<sub>el</sub> en 2015 représente également l'objectif du Global Market Initiative (GMI) auquel ont souscrit quelques nations à Bonn en 2004.

Pays moteur en Europe dans ce domaine, l'Espagne envisage une capacité électro-solaire installée de 500 MW<sub>el</sub> et 2900 GWh<sub>el</sub> produits entre 2005 et 2010. L'objectif de l'Union Européenne(UE) est de rendre les centrales solaires thermodynamiques économiquement compétitives en abaissant le coût de production de l'électricité jusqu'à 5 C€/kWh en 2020, le coût actuel de l'électricité normalisée étant entre 15 et 20 C€/kWh sous un climat méditerranéen [1]. Au niveau international, la recherche sur l'énergie solaire concentrée est fédérée par le programme SolarPACES de l'Agence Internationale de l'Energie(AIE) dont l'objectif actuel est d'atteindre une capacité de production en énergie solaire concentrée de 630 GWh à l'horizon 2050 [WWW.ddmagazine.com/centrale-solaire-thermique-californie.html].

La liste des projets prévus pour 2015 est présentée en *annexe 5*.

## **II.2- SYNTHESE DE LA BIBLIOGRAPHIE SUR LA MODELISATION DES CENTRALES SOLAIRES A CONCENTRATION**

Afin de délimiter de façon plus précise le domaine d'étude sur lequel portera ce mémoire, nous avons décidé de consacrer l'essentiel de cette partie aux centrales cylindro-parabolique(CCP) et à tour(CT) parce que ce sont les deux technologies qui interviendront dans le modèle de couplage que nous proposons.

### **II.2.1-les centrales cylindro-paraboliques**

Plusieurs études ont été menées sur la modélisation des centrales cylindro-paraboliques. Toutes ces études concernent la détermination de l'efficacité de l'absorbeur à travers la puissance effectivement transmise au fluide caloporteur (puissance utile) par l'absorbeur.

Les travaux pionniers sont ceux de Hottel et Whillier(1958) et de Bliss(1959) qui développent un modèle permettant le calcul de la conversion du rayonnement solaire en énergie thermique. Dans ce modèle le coefficient de perte de chaleur  $U$  est supposé constant le long de l'absorbeur.

En 1981, Dunkle propose un modèle qui prend en compte la variation du coefficient de perte de chaleur en fonction de la température ; mais l'inconvénient de ce modèle est que le coefficient de perte de chaleur est fonction de la température du fluide plutôt que de la température de l'absorbeur ce qui ne rend pas compte de l'efficacité réelle du récepteur [8].

En 1982 et 1985, Rabl et al, à partir des résultats expérimentaux montrent qu'une meilleure approximation des pertes de chaleur au niveau des absorbeurs peut être sous la forme quadratique suivante [9]:

$$q_p = U_0 \Delta T + U_1 (\Delta T)^2 \quad (1)$$

Avec  $\Delta T$ , la différence entre la température de l'absorbeur  $T_a$  et la température ambiante  $T_e$

et  $q_p$ , la puissance surfacique.

Or le coefficient de perte de chaleur étant exprimé par :

$$U = \frac{dq_p}{dT_a} \quad (2)$$

Il vient que:

$$U = U_0 + U_1 \Delta T \quad (3)$$

Où  $U_0$  et  $U_1$  sont des constantes caractéristiques du collecteur.

En 1994, ces résultats sont confirmés par Dudley.

En 1997, partant des différentes définitions suivantes de la puissance utile transmise au fluide caloporteur à chaque position de l'absorbeur :

$$q_u(x) = h[T_a(x) - T_f(x)] \quad (4)$$

$$q_u(x) = q_a(x) - q_p(x) \quad (5)$$

$$q_u(x) = \left(\frac{\dot{m}C_p}{P}\right) \frac{dT_f(x)}{dx} \quad (6)$$

Et des résultats expérimentaux de Rabl et Dudley, Fraidenraich et al [9] obtiennent l'expression suivante donnant la quantité totale de puissance thermique transmise au fluide par l'absorbeur :

$$Q_u(x) = (\dot{m}C_p) \left[ \frac{U(L) - U(0)}{2U_1} \right] * \left[ \frac{U(L) + U(0) + 2h}{2h} \right] \quad (7)$$

Où :

$h$  est le coefficient de transfert de chaleur de l'absorbeur au fluide,  $\dot{m}$  le débit massique du fluide caloporteur et  $C_p$  sa chaleur massique.

$U(L)$  et  $U(0)$  sont respectivement les valeurs du coefficient de perte de chaleur à l'entrée et la sortie du collecteur, définis par :

$$U(L)^2 = U_s^2 - 4U_1q_u(L) \quad (8)$$

$$U(0)^2 = U_s^2 - 4U_1q_u(0) \quad (9)$$

Avec  $q_u(0)$  et  $q_u(L)$ , les valeurs de la puissance utile transmise au fluide caloporteur à l'entrée et à la sortie de l'absorbeur et  $U_s$  le coefficient des pertes de chaleur au point de stagnation défini par :

$$U_s = \sqrt{U_0^2 + 4 * U_1q_a} \quad (10)$$

$$q_a = \eta_{opt} * C * I \quad (11)$$

avec :

$\eta_{opt}$  : Le rendement optique des capteurs.

$C$  : La concentration des capteurs.

$I$  : La radiation solaire incidente.

En 1998, encore Fraidenraich et al [10] obtiennent une expression plus complète de la puissance utile transmise au fluide qui tient compte de tous les paramètres du système à savoir :

$$Q_u(x) = \frac{\dot{m}C_p q_a}{U_s F'_V} (1-E_V) * \frac{F'_V + (1-F'_V) \frac{U(0)}{U_s}}{F'_V E_V + (1-F'_V E_V) \frac{U(0)}{U_s}} \left[ 1 - \frac{U^2(0)}{U_s^2} \right] \quad (12)$$

Où :

$F'_V$  est appelé facteur d'efficacité du collecteur et est défini par :

$$F'_V = \frac{h}{h+U_s} \quad (13)$$

$$E_V = \exp(-\Gamma_V L) \quad (14)$$

$$\Gamma_V = \frac{F'_V P U_s}{\dot{m} C_p} \quad (15)$$

$P$  est le périmètre de l'absorbeur et  $L$ , sa longueur.

Finalement l'efficacité énergétique du récepteur est donnée par :

$$\eta = \frac{Q_u}{I^* S_{Coll}} = \eta_{OPT} \frac{F_r}{F'_V} \frac{F'_V + (1-F'_V) \frac{U(0)}{U_s}}{F'_V E_V + (1-F'_V E_V) \frac{U(0)}{U_s}} \left[ 1 - \frac{U^2(0)}{U_s^2} \right] \quad (16)$$

où:  $F_r$  est le facteur d'extraction de chaleur de l'absorbeur, défini par :

$$F_r = \frac{\dot{m} C_p (1-E_V)}{S_a U_s} \quad (17)$$

$S_a$  et  $S_{Coll}$ , sont respectivement les surfaces de l'absorbeur et du collecteur CCP.

Ensuite, l'efficacité énergétique maximale du récepteur est obtenue en faisant varier les paramètres de l'équation, notamment le rapport :  $\frac{U(0)}{U_s}$

Partant des résultats de Fraidenraich [10], Milton et al en 2008 [8] trouvent une efficacité énergétique maximale de 0,735 dans le cas des collecteurs LS2 des centrales SEGS en Californie.

### III.2.2- les centrales à tour

Comme avec les centrales cylindro-paraboliques, le problème opérationnel fondamental avec les centrales à tour est la collection et la conversion du rayonnement solaire en énergie électrique avec des pertes minimales. L'objectif est donc d'optimiser l'efficacité thermique du collecteur qui est définie comme étant le ratio de l'énergie utile fournie au fluide caloporteur sur la radiation solaire incidente pendant le même temps.

L'efficacité d'un champ d'héliostats dépend non seulement de la réflectivité des miroirs mais aussi de la disposition de ces derniers les uns par rapport aux autres.

La première configuration d'une centrale à tour a été proposée par Rabl en 1976; ce système est formé d'un réflecteur hyperboloïde placé au sommet d'une tour et qui concentre les rayonnements solaires sur un récepteur situé au niveau du sol.

Les travaux de Vant-Hull en 1991 montrent que cette configuration proposée par Rabl en 1976 n'est pas la meilleure car elle offre un faible facteur de concentration et on note d'importantes pertes de puissance causées notamment par la mauvaise réflectivité des miroirs sur le récepteur situé au sommet de la tour [11]. Cependant l'intégration dans ce système d'une nouvelle technologie de miroirs à haute réflectivité et d'un cycle thermodynamique à haute efficacité permettrait de l'optimiser.

En 1986, Faas SE et al montrent que pour les petites puissances (de l'ordre de 1MW), la configuration avec la tour au nord du champ d'héliostats est celle qui offre une meilleure efficacité.

Partant de ce résultat, Zhihao et al dans le cadre du projet DAHAN en 2009 effectuent des simulations sur quatre dispositions différentes des miroirs dans le champ (voir *annexe 7*) savoir :

- ▶ La disposition nord-sud en grain
- ▶ La disposition nord-sud en étage
- ▶ La disposition radiale en grain
- ▶ La disposition radiale en étage

Cette étude montre que la disposition *nord-sud en étage* est celle qui offre un meilleur rendement [12].

De façon générale, la puissance utile fournie au fluide caloporteur par un système CT est défini comme la puissance absorbée par le récepteur à laquelle on soustrait les pertes radiatives et convectives :



$$Q'_u = Q'_a - Q_{Conv} - Q_{rad} \quad (18)$$

Or :

$$Q'_a = \alpha * \eta_{ch-coll} * I * S'_{coll} \quad (19)$$

$$Q_{rad} = \sigma \varepsilon S_a (T_r^4 - T_e^4) \quad (20)$$

$$Q_{conv} = h_c S_r (T_r - T_e) \quad (21)$$

D'où :

$$Q'_u = \alpha \eta_{ch-coll} * I_{coll} * S'_{coll} - \sigma \varepsilon S'_a (T_r^4 - T_e^4) - h_c S_r (T_r - T_e) \quad (22)$$

Il vient que l'efficacité énergétique du récepteur est égale à :

$$\eta' = \frac{Q'_u}{I S'_{coll}} = \alpha \eta_{ch-coll} - \frac{\sigma \varepsilon S'_a (T_r^4 - T_e^4) - h_c S_r (T_r - T_e)}{I S'_{coll}} \quad (23)$$

Avec :

$\alpha$  : Absorptivité du récepteur

$\varepsilon$  : Diffusivité du récepteur(en inconel)

$\sigma$  : Constante de Boltzmann

$T_r$  : Température du récepteur CT

$T_e$  : Température ambiante

$S'_{coll}$  : Surface totale des héliostats

$S'_a$  : Surface de l'absorbeur (CT)

$S_r$  : Surface de la cavité réceptrice

$h_c$  : Coefficient des pertes par convection

$\eta_{ch-coll}$  : Le rendement du champ d'héliostats

## **III-MODELISATION ET OPTIMISATION DU COUPLAGE DES TECHNOLOGIES EXISTANTES : COUPLAGE CCP-CT**

### **III.1-INTRODUCTION**

La modélisation est un outil important pour prédire les performances des centrales solaires thermodynamiques.

Comme nous avons eu à le signaler précédemment, nous allons dans ce qui suit proposer une modélisation du couplage des centrales cylindro-paraboliques et à tour car ce sont aujourd'hui, les deux technologies qui permettent la production à grande échelle de l'électricité par voie solaire.

Après avoir obtenu notre modèle couplé, nous effectuerons par la suite des comparaisons avec les technologies CCP et CT prises séparément.

### **III.2-MODELISATION DU COUPLAGE CCP-CT**

#### **III.2.1-Options technologiques**

Les travaux de P. Garcia, M. Matos et al, Z.Yao nous permettent d'envisager les options technologiques suivantes ([1], [8] et [12]):

- Le système CCP est à génération directe(DGS) de vapeur (La préchauffe et l'évaporation ont lieu au niveau des absorbeurs cylindro-paraboliques),
- l'eau joue le double rôle de fluide caloporteur et de travail,
- La température d'évaporation est prise égale à 311°C (ce niveau de température offre en effet une meilleure efficacité pour le système),
- La surchauffe a lieu au niveau de la boucle de sels fondus de la centrale à tour et la température de surchauffe est prise égale à 560°C car les sels fondus (Solar Salt) se désagrègent au-delà de 565°C,
- Le récepteur du système CT a une géométrie de cavité (ouverture circulaire et fond large), la nature du matériau est l'inconel,
- Les tubes absorbeurs du système CCP sont en Acier (AISI 316),
- La tour est placée au nord du champ d'héliostat et a une disposition nord sud en étage.
- Le cycle thermodynamique est un cycle Hirn (Rankine avec surchauffe) à 560°C et 100 bars
- La puissance produite est de 1,45 MWe avec 6000m<sup>2</sup> d'héliostats et 2200 m<sup>2</sup> de collecteurs cylindro-paraboliques.

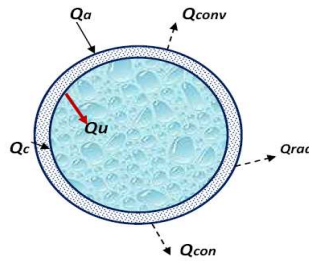
### III.2.2-Analyse énergétique du récepteur couplé CCP-CT

Le modèle couplé CCP-CT que nous proposons est basé essentiellement sur les travaux de Fraidenraich et al [10] ; nous nous sommes référés également aux travaux de Zhihao et al [12] .Les résultats de ces travaux ont été adaptés en fonction des options technologies de notre modèle.

S'agissant du système CCP, l'analyse des transferts de puissance telle que illustrée par la *figure 3.1* a conduit fraidenraich et al à l'expression suivante de la puissance utile :

$$Q_u(x) = \frac{\dot{m}C_p q_a}{U_s F'_V} (1-E_V) * \frac{F'_V + (1-F'_V) \frac{U(0)}{U_s}}{F'_V E_V + (1-F'_V E_V) \frac{U(0)}{U_s}} \left[ 1 - \frac{U^2(0)}{U_s^2} \right] \quad (24)$$

Avec les paramètres de l'équation tels que définis précédemment.

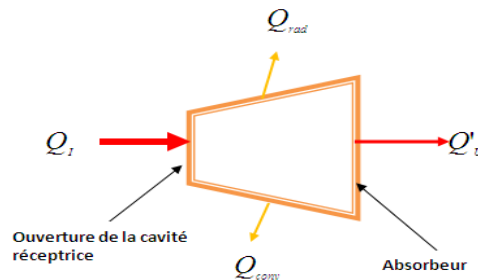


**Figure 3.1** : schéma du transfert de puissance de l'absorbeur CCP au fluide

En ce qui concerne le système CT, l'analyse des échanges de puissance au niveau du récepteur (voir *figure 3.2*), conduit au résultat suivant :

$$Q'_u = \alpha \eta_{ch-coll} I_{coll} S'_{coll} - \sigma \varepsilon S'_a (T_r^4 - T_e^4) - h_c S_r (T_r - T_e) \quad (25)$$

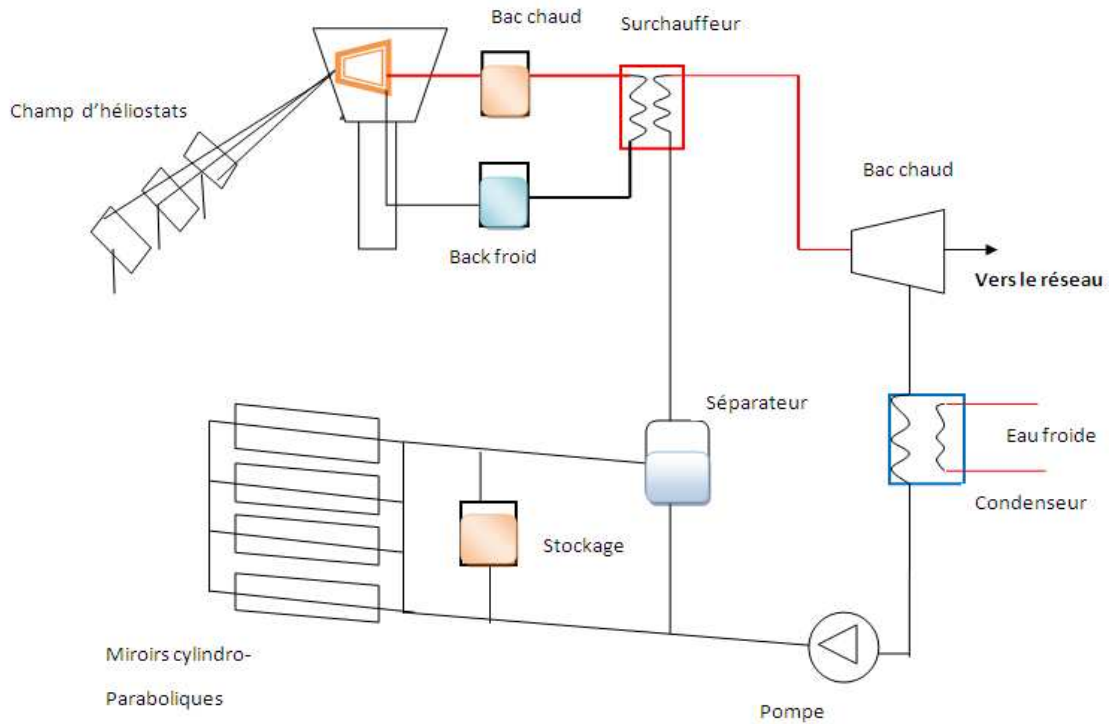
Avec les paramètres de l'équation tels que définis précédemment.



**Figure 3.2** : schéma du transfert de puissance au niveau du récepteur CT

En combinant donc ces deux modèles comme présenté à la **figure 3.3**, le fluide de travail (eau) reçoit une certaine puissance  $Q_U$  dans le système CCP qui le porte à une température de  $311^\circ\text{C}$  et une puissance  $Q'_U$  dans le système CT qui le porte à une température de  $560^\circ\text{C}$ . La puissance totale reçue par le fluide dans le système couplé est donc égale à :

$$Q_{uT} = Q_u + Q'_u = \frac{\dot{m} C_p \eta_{opt} C I (1 - E_v) *}{U_s F'_v} \frac{F'_v + (1 - F'_v) \frac{U(0)}{U_s}}{F'_v E_v + (1 - F'_v) \frac{U(0)}{U_s}} \left[ 1 - \frac{U^2(0)}{U_s^2} \right] + \alpha \eta_{ch-coll} I_{coll} S'_{coll} - \sigma \epsilon S'_a (T_r^4 - T_e^4) - h_c S_r (T_r - T_e) \quad (26)$$



**Figure 3.3 : schéma de couplage des technologies CCP et CT**

Nous constatons que l'expression de la puissance utile totale fournie au fluide de travail (eau) par les deux sous-systèmes (CCP et CT) n'est pas « homogène » car chaque terme à priori est indépendant de l'autre. Mais nous allons établir dans ce qui suit l'influence mutuelle de ces deux termes.

### III.2.3-Analyse des transferts de puissance

➤ *Au niveau de l'absorbeur CT:*

$$h' S'_a (T_r - T_{m2}) = \dot{m}_2 C_{p2} (T_{2S} - T_{2e}) \quad (27)$$

$T_{2e}$  et  $T_{2S}$  sont les températures d'entrée et de sortie du fluide 2(sels fondus) de l'absorbeur CT.

$T_{m2}$  : La température moyenne (logarithmique) du fluide 2 dans l'absorbeur CT.

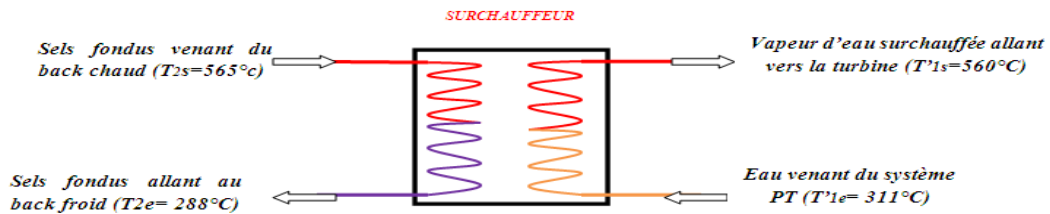
$\dot{m}_2$  : Le débit massique du fluide 2.

$C_{p2}$  : La chaleur massique du fluide 2.

$h'$  : Le coefficient global de transfert de chaleur de l'absorbeur CT au fluide 2.

➤ *Au niveau du surchauffeur :*

La **figure 3.4** suivante illustre bien les transferts de puissances au niveau du surchauffeur.



**Figure 3.4** : échange de puissance au niveau du surchauffeur.

Ainsi, on a:

$$\dot{m}_2 C_{p2} (T_{2S} - T_{2e}) = \dot{m}_1 C_{p1} (T'_{1S} - T'_{1e}) \quad (28)$$

où

$T'_{1e}$  et  $T'_{1S}$  sont les températures d'entrée et de sortie du fluide 1(vapeur d'eau) du surchauffeur.

$\dot{m}_1$  est le débit massique du fluide 1(vapeur d'eau).

$C_{p1}$  est la chaleur massique du fluide 1.

➤ *Au niveau de l'absorbeur CCP :*

$$\dot{m}_1 C_{p1} (T_{1S} - T_{1e}) = h S_a (T_a - T_{m1}) \quad (29)$$

Avec :

$h$  : Coefficient global de transfert de chaleur de l'absorbeur CCP au fluide 1

$S_a$  : Surface de l'absorbeur CCP

$T_a$  : Température de l'absorbeur CCP

$T_{m1}$  : Température moyenne (logarithmique) du fluide 1 dans l'absorbeur CCP

$T_{1e}$  et  $T_{1S}$  : Températures d'entrée et de sortie du fluide 1 de l'absorbeur CCP

$T_a$  est la température moyenne de l'absorbeur et s'exprime comme suit :

$$T_a = \frac{T_a^e + T_a^S}{2} \quad (30)$$

Où  $T_a^e$  et  $T_a^S$  sont respectivement les températures de l'absorbeur à son entrée et à sa sortie.

De l'équation (3), on a :

$$T_a^e = \frac{U(0) + U_o}{2U_1} + T_e \quad (31)$$

et

$$T_a^S = \frac{U(L) + U_o}{2U_1} + T_e \quad (32)$$

D'où :

$$T_a = \frac{U(0) + U(L) - 2U_o}{4U_1} + T_e \quad (33)$$

$U(0)$  et  $U(L)$  sont respectivement les coefficients de pertes de chaleur à l'entrée et à la sortie de l'absorbeur CCP.

$$\frac{U(L)-U(0)}{U_s} = \frac{(1-E_v) \left[ 1 - \frac{U^2(0)}{U_s^2} \right]}{2 \left[ F'_v E_v + (1-F'_v E_v) \frac{U(0)}{U_s} \right]} \quad (34)$$

En implémentant les équations (27), (28), (29), (33) et (34) dans le logiciel MATHEMATICA®, on trouve l'expression de  $T_r$  suivante (voir *annexe 4.2*) :

$$T_r = \frac{\dot{m}_1 C_{p1}}{h'S'_a} \left[ T'_{1s} - \frac{hS_a}{\dot{m}_1 C_{p1}} \left[ \frac{U_s}{8U_1} \left[ \frac{(1-E_v) \left[ 1 - \frac{U^2(0)}{U_s^2} \right]}{F'_v E_v + (1-F'_v E_v) \frac{U(0)}{U_s}} + 4 \frac{U(0)}{U_s} \right] - \frac{U_0}{2U_1} + T_e - T_{m1} \right] - T'_{1e} \right] + T_{m2} \quad (35)$$

Cette expression (35) fait bien ressortir la dépendance de la température de l'absorbeur de la centrale CT aux paramètres de la centrale CCP, notamment du rapport des coefficients de pertes de chaleur à l'entrée et au point de stagnation de l'absorbeur CCP,  $\frac{U(0)}{U_s}$

Dans la suite, toutes nos simulations se feront en fonction de ce rapport car il rend bien compte de la puissance transmise au fluide. En effet  $U_s$  étant le coefficient de pertes maximal que peut réaliser l'absorbeur, plus ce rapport est petit, plus l'absorbeur est efficace et plus il est grand, moins l'absorbeur est efficace.

Nous avons réécrit l'expression (35) sous la forme compacte suivante :

$$T_r = A - B \left[ \frac{(1-E_v) \left[ 1 - \frac{U^2(0)}{U_s^2} \right]}{F'_v E_v + (1-F'_v E_v) \frac{U(0)}{U_s}} + 4 \frac{U(0)}{U_s} \right] \quad (36)$$

Où  $A$  et  $B$  sont des constantes définies par :

$$A = \frac{\dot{m}_1 C_{p1}}{h'S'_a} (T'_{1s} - T'_{1e}) + \frac{hS_a}{h'S'_a} \left( \frac{U_0}{2U_1} + T_{m1} - T_e \right) + T_{m2} \quad (37)$$

$$B = \frac{hS_a}{h'S'_a} * \frac{U_s}{8U_1} \quad (38)$$

Finalement, le couplage CCP-CT est modélisé par le système suivant :

$$\left\{ \begin{array}{l}
 Q_{ut} = \frac{\dot{m}_1 C_{p1} \eta_{opt} CI (1 - E_v)}{U_s F'_v} * \frac{F'_v + (1 - F'_v) \frac{U^2(0)}{U_s^2}}{F'_v E_v + (1 - F'_v) \frac{U(0)}{U_s}} \left[ 1 - \frac{U^2(0)}{U_s^2} \right] + \alpha \eta_{ch-Coll} S'_{Coll} I - \sigma \varepsilon S'_a (T_r^4 - T_e^4) - h' S_r (T_r - T_e) \\
 T_r = A - B \left[ \frac{(1 - E_v) \left[ 1 - \frac{U^2(0)}{U_s^2} \right]}{F'_v E_v + (1 - F'_v) \frac{U(0)}{U_s}} + 4 \frac{U(0)}{U_s} \right] \\
 A = \frac{\dot{m}_1 C_{p1}}{h' S'_a} (T'_{1s} - T_e) + \frac{h S_a}{h' S'_a} \left( \frac{U_0}{2U_1} + T_{m1} - T_e \right) + T_{m2} \\
 B = \frac{h S_a * U_s}{h' S'_a * 8U_1}
 \end{array} \right. \quad (39)$$

Où tous les paramètres du système ont été définis précédemment.

Dans la suite le choix des valeurs des différents paramètres qui interviennent dans ce système doit tenir compte des conditionnements de fonctionnement de notre modèle( évaporation à 311°C et surchauffe à 560°C).

Le rendement énergétique du récepteur couplé CCP-CT se déduit donc par :

$$\eta_{en} = \frac{Q_{ut}}{(S_{Coll} + S'_{Coll}) * I} \quad (40)$$

$S_{Coll}$  et  $S'_{Coll}$  sont respectivement les surfaces des collecteurs CCP et CT.

Et par la suite, le rendement énergétique de la conversion thermique-électrique est donné par :

$$\eta_{ent} = \frac{P_{el}}{Q_{ut}} \quad (41)$$

Où  $P_{el}$  est la puissance électrique fournit par le bloc de puissance.

La puissance énergétique totale du système est donnée par :

$$\eta_T = \eta_{en} * \eta_{ent} \quad (42)$$

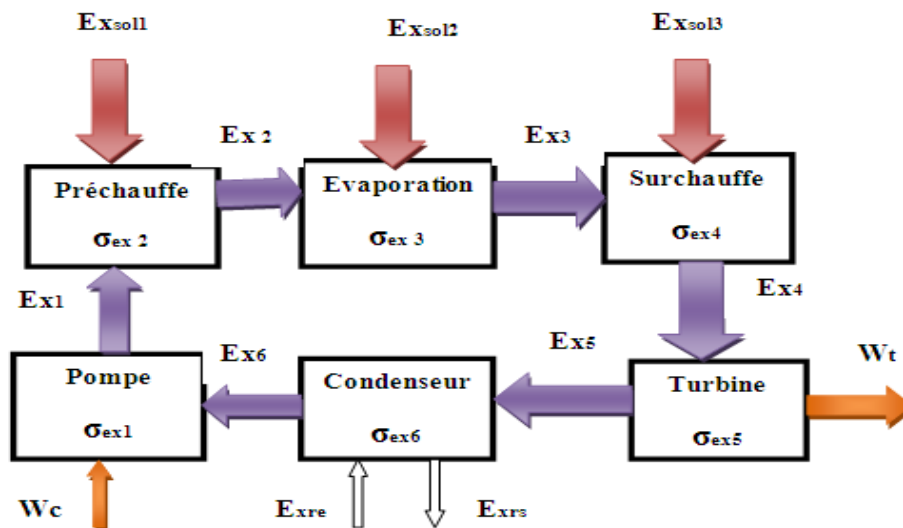


### III.2.4-Analyse exergetique

L'étude exergetique permet d'estimer la qualité d'un flux énergétique en liant sa puissance à un niveau de température.

Le diagramme de Grassmann suivant traduit bien les échanges d'exergie dans notre système. Comme nous avons eu à le signaler, la boucle cylindro-parabolique, à génération directe de vapeur constitue les étages de préchauffe et d'évaporation ; la surchauffe est réalisée grâce aux sels fondus de la centrale à tour. Les caractéristiques principales du système sont celles énoncées précédemment à savoir : Un cycle de Hirn à 560 °C et 100 bars.

Les quantités  $Ex$  et  $\sigma_{ex}$  représentent respectivement l'exergie et la destruction d'exergie,  $W_t$  la puissance fournie par la turbine et  $W_c$  le travail du compresseur (pompe).



**Figure 3.5 : Diagramme de Grassmann du modèle couplé**

L'exergie utile reçue par le fluide dans le système couplé sera simplement égale à la somme des exergies reçues par le fluide dans chaque sous-système :

Nous aurons donc :

$$EX_{ut} = EX_u + EX'_u \quad (43)$$

Or :

$$EX_u = \left(1 - \frac{T_e}{T_a}\right) * Q_u \quad (44)$$

et

$$EX'_u = \left(1 - \frac{T_e}{T_r}\right) * Q'_u \quad (45)$$

D'Où :

$$EX_{ut} = \left(1 - \frac{T_e}{T_a}\right) * Q_u + \left(1 - \frac{T_e}{T_r}\right) * Q'_u \quad (46)$$

Il vient donc que le rendement exergetique du récepteur couplé CCP-CT est :

$$\eta_{ext} = \frac{EX_{ut}}{(S_{coll} + S'_{coll}) * I} \quad (47)$$

Le rendement exergetique de la conversion thermique-énergétique est donné par :

$$\eta'_{ext} = \frac{P_{el}}{EX_{ut}} \quad (48)$$

Le rendement exergetique total du système est donné par :

$$\eta'_T = \frac{P_{el}}{EX_{ST}} \quad (49)$$

Où  $EX_{ST}$  est l'exergie solaire totale et est définie

par :

$$EX_{ST} = \left[\left(1 - \frac{T_e}{T_a}\right) * S_{coll} + \left(1 - \frac{T_e}{T_r}\right) * S'_{coll}\right] I \quad (50)$$

Où tous les paramètres ont déjà été définis précédemment.

### III.2.5-Simulations Numériques

#### ➔ les paramètres de simulation

Nous rappelons que notre modèle couplé CCP-CT est étudié ici pour une production de 1,45 MWe ; pour ce faire les considérations suivantes sont faites :

##### ■ Récepteur CP (en couplage)

Les caractéristiques des absorbeurs cylindro-paraboliques sont très variables et dépendent des niveaux de températures désirés. Nous avons opté pour un absorbeur aux caractéristiques suivantes :

Longueur  $L=200m$ , concentration  $C=35$ , efficacité optique  $\eta_{opt} = 75\%$  .

Le diamètre des absorbeurs cylindro-paraboliques est très variable; nous considérons ici un diamètre  $D=100mm$

L'épaisseur également peut atteindre 5mm ; nous choisissons pour notre modèle une épaisseur  $e=3mm$ .

L'absorbeur est en acier inoxydable (AI 316) de coefficient de conductivité thermique  $\lambda_a = 22,9 W / mK$  .

Les valeurs des coefficients  $U_0$  et  $U_1$  sont choisies en fonction du niveau de température que l'on souhaite avoir ; Pour les niveaux de température désirés dans notre modèle, nous avons :

$$U_0 = -3 W / m^2 K \text{ et } U_1 = 0,4 W / m^2 K^2$$

La valeur de  $U_0$  choisie est celle utilisée par Fraidenraich et al [9] dans leur simulation  $U_1$  est une valeur que nous avons obtenue après plusieurs essais sur notre modèle pour avoir les niveaux de température désirés.

##### ■ Récepteur CT (en couplage)

Le récepteur CT est en inconel, d'émissivité  $\epsilon=0,88$  et d'absorptivité  $\alpha=0,97$ .

Nous avons considéré une géométrie semblable à celle du projet PEGASE à THEMIS [1] à savoir :  $S'_a = 20,4 m^2$  et  $S_r = 9,1 m^2$

Le champ d'héliostats a une surface  $S'_{coll} = 6000 m^2$  avec un rendement  $\eta_{ch-coll} = 80\%$

Les coefficients d'échange global et de pertes par convection du récepteur CT sont respectivement :  $h' = 414 W / m^2.K$  et  $h_c = 23,54 W / m^2.K$  .

Les calculs de  $h'$  et de  $h_c$  sont présentés respectivement en *annexe 9.2 et 9.3*.

### ■ *Fluide de travail (eau)*

Pour la production de 1,45 MWe par le couplage CCP-CT, le débit massique de la vapeur d'eau nécessaire est  $\dot{m}_1 = 1,1 \text{ kg / s}$  et la vitesse de circulation  $V = 0,5 \text{ m / s}$

L'eau entrant dans le système à 27°C et ressortant à 560°C, les propriétés de la vapeur d'eau sont prises à la température moyenne (logarithmique) de 249°C.

La Chaleur massique, la masse volumique, la viscosité dynamique et la conductivité thermique ont respectivement pour valeurs [13]:

$$C_{p1} = 3,7 \text{ kJ / kg .K}, \rho = 19,04 \text{ kg / m}^3, \mu = 1,73 * 10^{-5} \text{ pa.s}, \lambda = 4,75 * 10^{-2} \text{ W / m.k}$$

La température de l'air ambiant est prise égale à 30°C.

La valeur du coefficient global d'échange de l'absorbeur CP au fluide est  $h = 74 \text{ W / m}^2 \text{ K}$  (voir le calcul en *annexe 9.1*)

### ■ *Les sels fondus*

La surchauffe de l'eau de 311 à 560°C se fait au niveau de la boucle des sels fondus. Nous préconisons le « solar salt » qui peut-être utilisé à des températures atteignant 600°C. Le bac froid est à 288°C et le bac chaud à 560°C. L'inconvénient majeur des sels fondus est leur point de solidification élevé qui nécessite des installations de chauffage des bacs de stockage et un traçage (thermique ou électrique) des conduites.

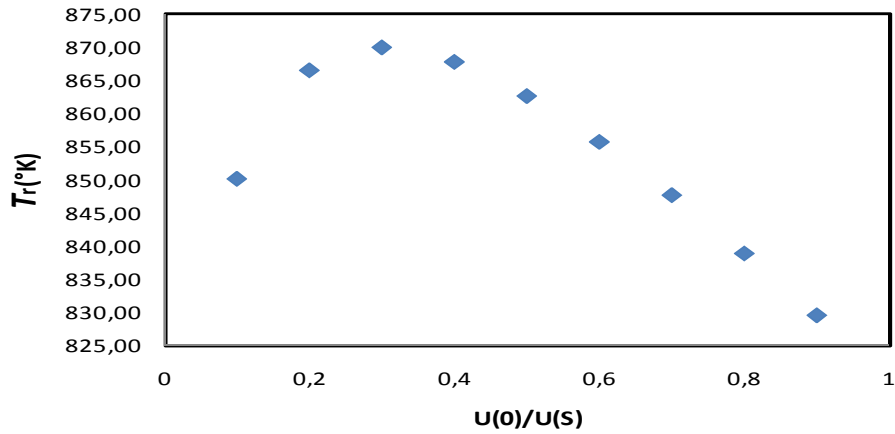
### ➡ **Représentations graphiques et analyses**

Toutes les représentations graphiques qui suivent sont faites pour une valeur de l'irradiance solaire normale directe  $I=950 \text{ W/m}^2$ .

La température  $T_r$  du récepteur CT est un paramètre très important qui nous renseigne sur la capacité de notre modèle à pouvoir surchauffer la vapeur d'eau à la température voulue.

Comme nous pouvons le constater à la *figure 3.6*, la température du récepteur CT varie de 847 à 867°K pour U(0)/U(S) allant de 0,1 à 0,7 ; dans cet intervalle, les sels fondus peuvent donc être aisément portés à la température de 565°C (838°K).

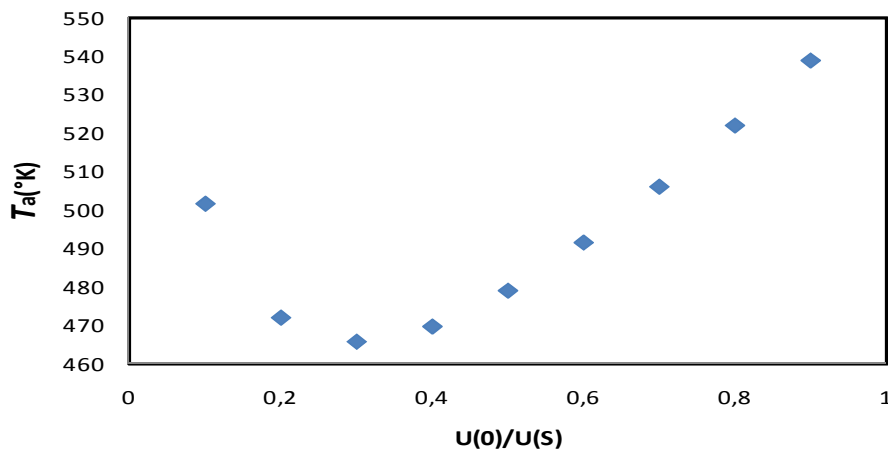
Par contre pour les valeurs de U(0)/U(S) égales à 0,8 et 0,9, on note que  $T_r$  est presque égale voir inférieure à 838°K ce qui voudrait dire que les sels fondus ne pourront pas être chauffés jusqu'à 565°C (838°K). Cela entraînera donc une température de surchauffe de la vapeur d'eau inférieure à 560°C et un fonctionnement de la turbine avec un mauvais rendement.



**Figure 3.6** : profil de la température du récepteur CT

Nous pouvons donc dire que la plage du rapport  $U(0)/U(S)$  pour un bon fonctionnement de la turbine et donc de notre modèle est de 0,1 à 0,7 avec un maximum à 0,3.

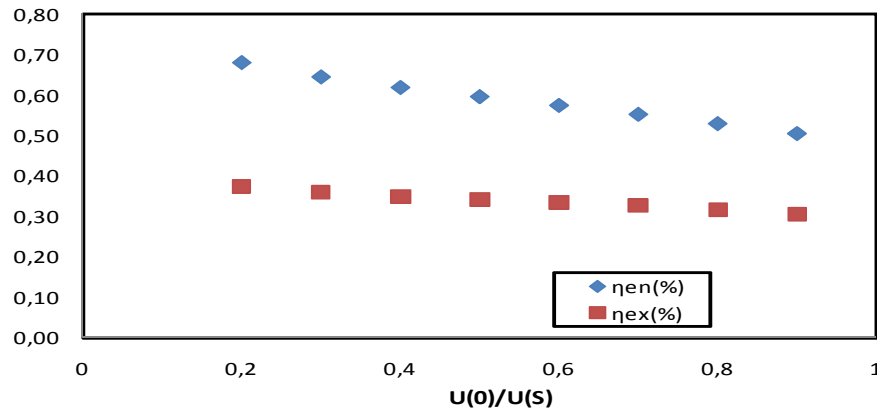
La température de l'absorbeur CCP est également un paramètre très important de notre modèle et est représentée à la **figure 3.7** suivante :



**Figure 3.7** : profil de la température de l'absorbeur CCP

La préchauffe et l'évaporation de l'eau de 27°C (300°K) à 311°C (584°K) dans le champ CCP exige une température moyenne de l'absorbeur d'au moins 440°K. Nous pouvons constater que le profil de  $Ta$  respecte cette condition. Cependant, puisque nous avons opté pour une génération directe de vapeur (DSG), il ne faudrait pas non plus que  $Ta$  soit très élevée de la valeur recherchée (311°C) car ceci accentuerait le problème d'écoulement diphasique pas facile à gérer. Nous pouvons donc dire que l'optimum ici correspond au rapport  $U(0)/U(S)$  égale à 0,3 précédemment trouvé pour le récepteur CT.

S'agissant de l'efficacité de la conversion solaire-thermique du modèle couplé, la *figure 3.8* suivante montre qu'elle varie de 0,52 à 0,71 en ce qui concerne l'efficacité énergétique; on observe que le maximum est atteint pour  $U(0)/U(S)$  égale à 0,1. L'efficacité exergetique varie de 0,32 à 0,40.

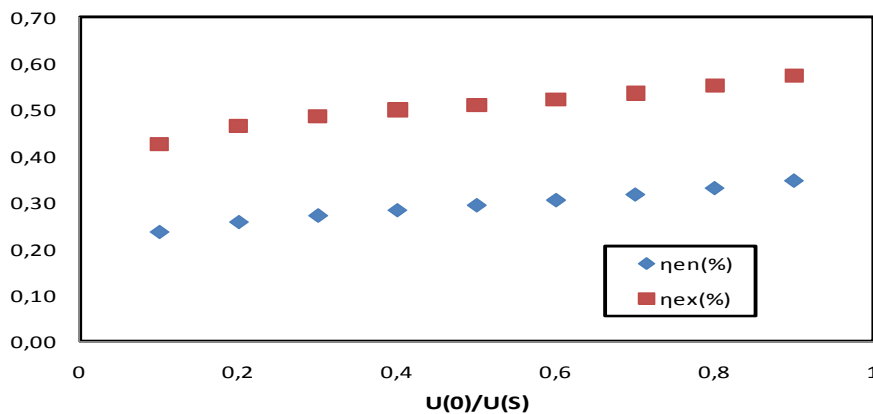


**Figure 3.8 : Efficacités énergétique et exergetique du modèle couplé CCP-CT**

Pour mieux apprécier ces valeurs, nous ferons dans la suite une étude comparative du modèle couplé avec les technologies simples CCP et CT.

Le rendement de la conversion thermique-électrique est également un indicateur très important d'une centrale solaire à concentration car elle met en exergue la capacité du bloc de puissance à convertir en énergie électrique la puissance solaire reçue. Nous supposons ici que le bloc de puissance est déjà optimisé et nous y greffons notre récepteur couplé.

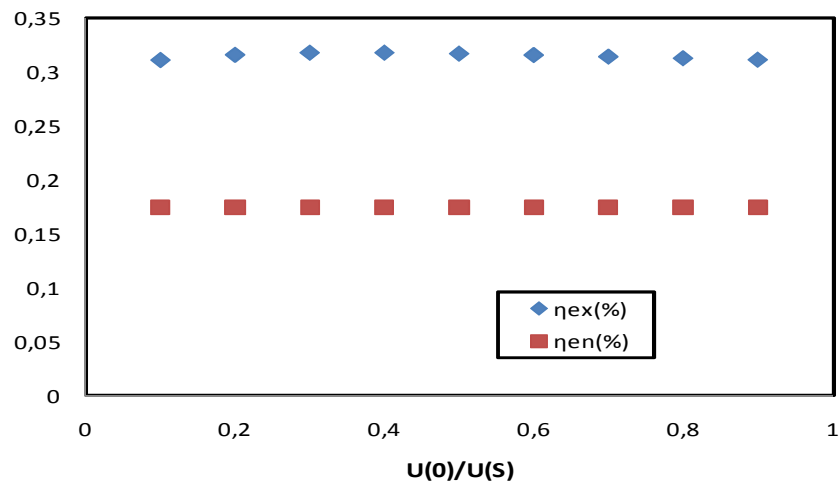
Le rendement de la conversion thermique-électrique de notre modèle couplé présenté à la *figure 3.9* suivante, fait état d'un rendement énergétique variant de 0,26 à 0,36 et d'un rendement exergetique de 0,46 à 0,57.



**Figure 3.9 : Efficacités énergétique et exergetique de la conversion thermique-électrique du couplage CCP-CT**

Ces valeurs sont bien dans les limites technologiques des cycles à vapeur et ne pourront être bien appréciées qu'en comparaison avec les efficacités des technologies simples.

Quant aux rendements énergétique et exergetique globaux du modèle couplé représentés à la *figure 3.10* suivante, nous constatons qu'ils varient très peu et sont respectivement d'environ 18% et 32%.



**Figure 3.10** : Efficacités énergétique et exergetique global du couplage CCP-CT

Ces valeurs presque constantes des efficacités énergétique et exergetique globales relèvent simplement du fait que la puissance électrique délivrée par le système (et donc le rendement global) dépend fortement de la température d'évaporation du fluide de travail ; ayant donc ici fixée cette température d'évaporation à 311°C, valeur optimale trouvée par Kearney [8], il n'est pas étonnant de constater ces résultats.

### III.2.6- Etude comparative du modèle couplé avec les technologies simples CCP et CT

Les performances de notre modèle couplé seront mieux appréciées en comparaison avec celles des technologies simples CCP et CT.

#### ➡ Technologie CCP seule

Pour la production de 1MWe, le champ solaire est composé de 10 absorbeurs de 200 m de long et de 100 mm de diamètre ; la concentration est de 35 et le débit de la vapeur d'eau est de 1kg/s. Nous considérons ici que l'évaporation a lieu à 311°C, la surchauffe à 390°C, à la pression de 100 bars ; la pression et la température de condensation de la vapeur d'eau sont respectivement de 0,55 bar et de 27°C.

Les calculs du cycle thermodynamique sont effectués sur la base du diagramme entropique de la vapeur d'eau (*annexe 10*), et sous l'hypothèse d'un rendement de la turbine égale à 85%.

#### ➡ Centrale CT seule

Pour la production de 1,45 MWe, le champ solaire est constitué de 1,2 ha d'héliostats. Ici, nous considérons que l'évaporation a lieu à 311°C, la surchauffe à 560°C, à la pression de 100 bars ; la pression de condensation est de 0,55 bars, la température de condensation de 27°C et le débit massique de 1,1 kg/s.

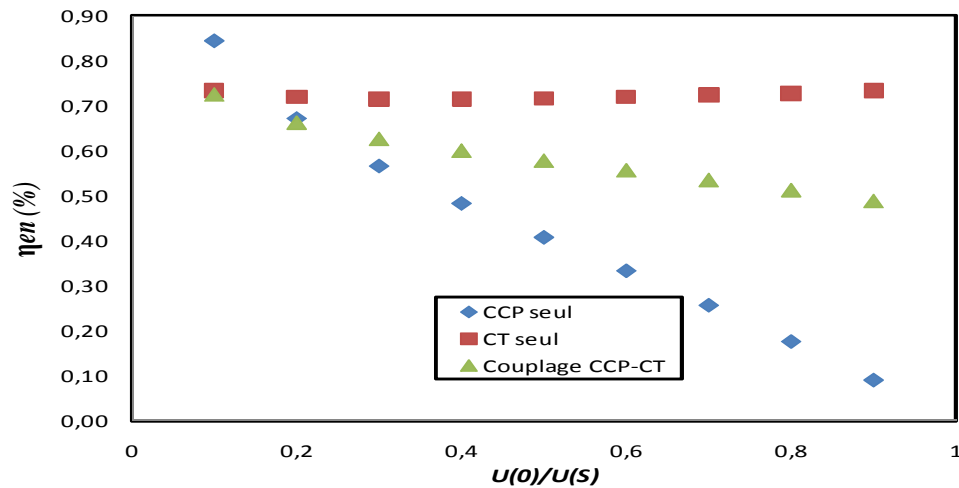
Une fois de plus les calculs sont effectués sur la base du diagramme entropique de la vapeur d'eau et d'un rendement de la turbine égale à 85%.

#### ➡ Représentations graphiques et analyses

Les représentations sont faites pour une radiation solaire normale directe  $I = 950 \text{ W/m}^2$ .

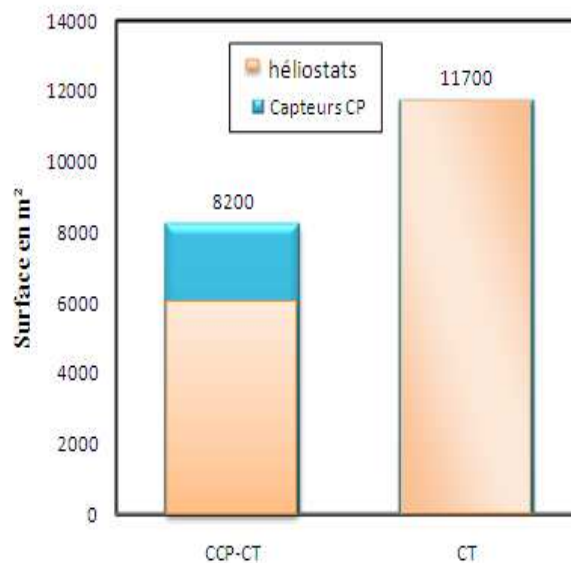
La *figure 3.11* suivante présente les efficacités énergétiques des récepteurs CCP, CT et du couplage CCP-CT. On peut constater que pour  $U(0)/U(S)$  variant de 0,2 à 0,9, le récepteur CT est plus performant que les autres avec une efficacité maximale de 74% ; le récepteur CCP par contre présente la plus faible performance dans la même plage avec une efficacité variant de 0,10 à 0,69 ; cela traduit bien le fait que les performances des capteurs CCP sont moins stables que celles des héliostats [1]





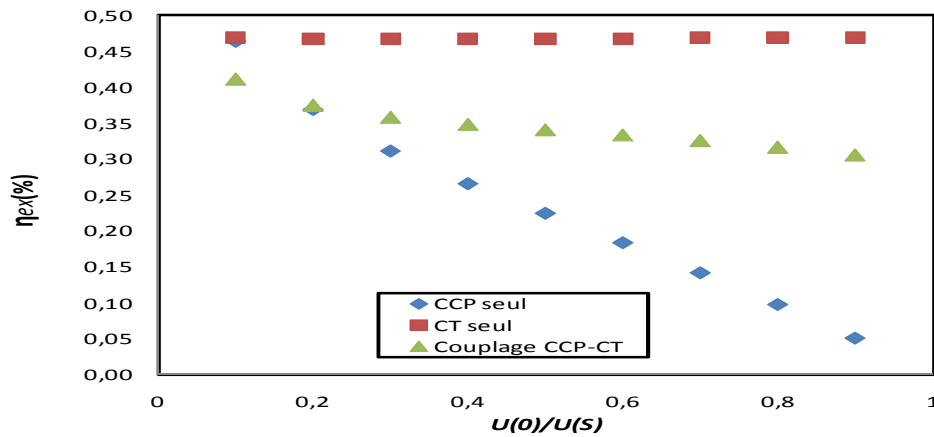
**Figure 3.11** : étude comparative des efficacités énergétiques des récepteurs CCP, CT et CCP-CT

S'agissant du modèle couplé CCP-CT, nous constatons que son efficacité est comprise entre celles des technologies CCP et CT ; elle varie en effet de 0,52 à 0,67. On peut donc dire que le couplage CCP-CT constitue un compromis entre les technologies CCP et CT ; en effet le coût des héliostats étant encore très cher (environ 250€/m<sup>2</sup>[1]), le couplage de ces deux technologies pourrait offrir un meilleur rapport *efficacité / prix* car comme nous l'avons eu dans nos calculs et comme on peut le constater à la *figure 3.12*, l'utilisation du couplage CCP-CT induit une réduction de surface d'héliostats de presque 2 fois celle nécessaire pour la technologie CT seule. (voir *figure 3.12*)



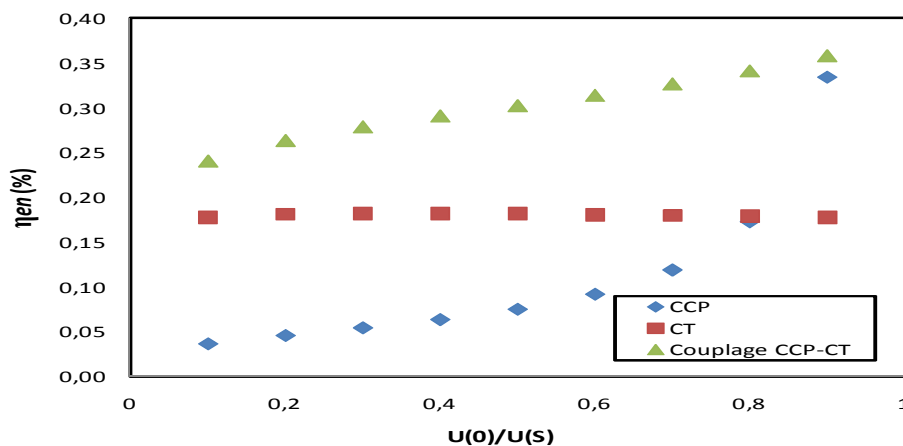
**Figure 3.12** : Surface d'héliostats dans les technologies CT et couplage CCP-CT

Les efficacités exergetiques représentées à la *figure 3.13* confirment l'analyse énergétique précédente ; En effet, on voit que du point de vue exergetique, le récepteur couplé CCP-CT est d'une performance intermédiaire entre celles des technologies simples CCP et CT.



**Figure 3.13 :** Comparaison efficacité exergetiques des différents récepteurs

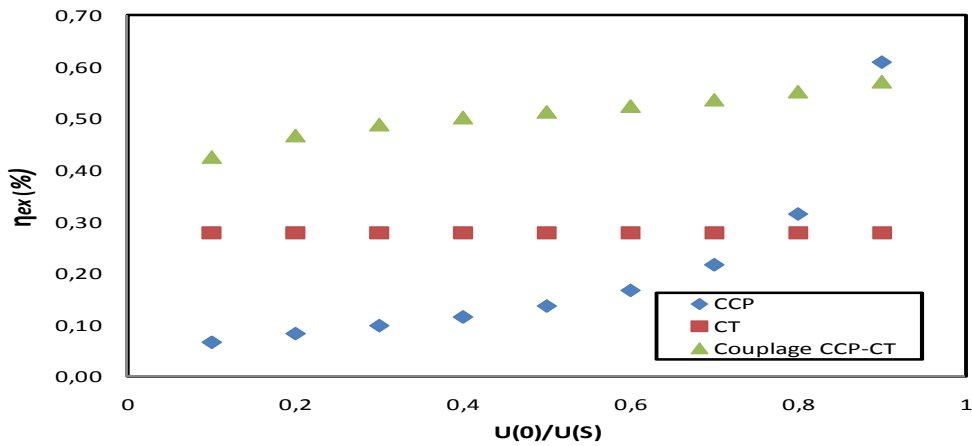
Les rendements énergétiques de la conversion thermique à électrique représentés à la *figure 3.14* suivante montrent que le modèle couplé CCP-CT est plus performant avec un rendement variant de 0,26 à 0,36.



**Figure 3.14 :** Comparaison des efficacités énergétiques de la conversion thermique-électrique

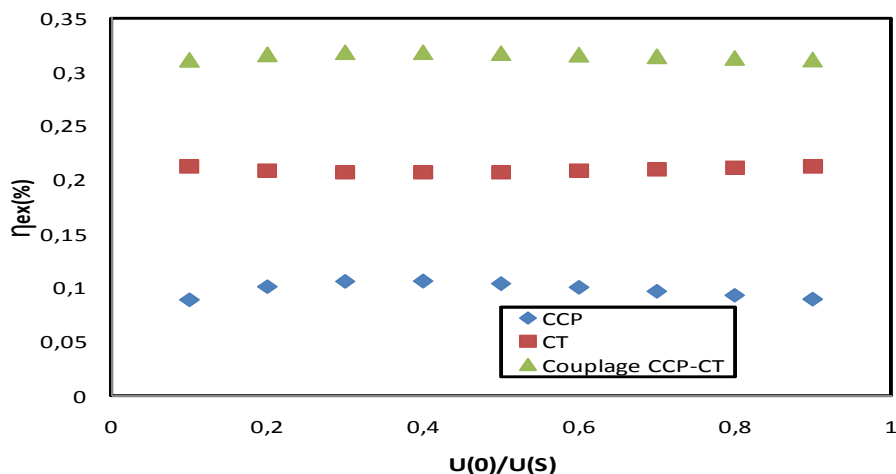
La technologie CT a un rendement variant très peu autour de 0,18 alors que la technologie CCP a un rendement très variable allant de 0,05 à 0,35. Une fois de plus on constate que la technologie CCP a une efficacité très instable par rapport aux autres technologies.

L'analyse exergetique confirme le résultat énergétique précédent. Comme on peut en effet le constater sur la **figure 3.15** suivante, le modèle couplé CCP-CT est bien plus performant que les technologies CCP et CT.



**Figure 3.15 :** Comparaison des efficacités exergetiques de la conversion thermique-électrique

Quant aux rendements globaux des différentes technologies, on constate bien (**figure 3.16**) que le modèle couplé CCP-CT présente une fois de plus une meilleure performance que les technologies CCP et CT avec un rendement exergetique d'environ 32%, contre 20% pour la technologie CT et 13% pour la filière CCP. Ceci traduit une fois de plus la pertinence de ce nouveau concept qu'est le couplage des technologies et l'intérêt qui doit lui être accordé.



**Figure 3.16 :** Comparaison des rendements globaux des technologies CP, CT et couplé CP-CT

## ***IV-CONCLUSION ET PERSPECTIVES***

Face à l'épineux problème de la raréfaction des ressources énergétiques fossiles et de la demande sans cesse croissante en énergie, les centrales solaires à concentration font aujourd'hui l'objet d'une considération de plus en plus croissante.

Les études de ces trente dernières années font ressortir trois principales technologies pour la production d'électricité par voie solaire à savoir : les centrales cylindro-paraboliques, les centrales à tour et les centrales paraboliques. Mais, les coûts d'investissements de ces technologies étant encore très élevés, ceux-ci ne sont pas encore accessibles à la plupart des pays africains. Il est donc aujourd'hui impératif de réfléchir à de nouvelles technologies qui pourraient réduire considérablement les coûts d'investissements et permettre ainsi une appropriation de ce type de technologie aussi bien par les pays du Nord que par ceux du Sud.

C'est dans cette optique que s'est inscrit notre mémoire de fin d'études avec pour objectif de modéliser et d'optimiser le couplage des technologies existantes des centrales solaires thermodynamiques. En nous inspirant des travaux de Fraidenraich et al d'une part et de Zhihao et al d'autre part, nous avons proposé un modèle de couplage des centrales cylindro-parabolique (CCP) et à tour (CT) produisant 1,45 MWe. Dans ce modèle le sous-système CCP est à génération directe de vapeur et sert de préchauffeur et d'évaporateur ; la surchauffe a lieu au niveau de la boucle des sels fondus de la centrale à tour.

Les résultats que nous avons obtenus révèlent que le modèle couplé CCP-CT a un rendement global supérieur à ceux des technologies simples CCP et CT ; nous avons en effet eu un rendement exergetique global de 32% pour le couplage contre 20% pour la technologie CT et 13% pour la filière CCP.

Nos résultats montrent également que les centrales solaires mixtes pourraient permettre de réduire les coûts d'investissements car pour une production de 1,45 MWe on a besoin d'une surface de 6000m<sup>2</sup> d'héliostats et de 2200m<sup>2</sup> de collecteurs CCP couplés alors que si l'on utilise la technologie CT seule, on aura besoin de près de 1,2 ha d'héliostats. Quand on sait que les prix des héliostats sont encore très élevés (250 € /m<sup>2</sup> contre 190 €/m<sup>2</sup> pour les concentrateurs CCP [1]), cela est un gain important.

Tout ceci montre bien l'intérêt qui doit être particulièrement accordé aujourd'hui aux centrales solaires mixtes. Néanmoins ce type d'installations complexes (et particulièrement avec génération directe de vapeur au niveau des capteurs CCP) n'a pas encore été validé par l'expérience et présente un risque technologique élevé : celui de comporter deux systèmes

concentrateurs différents, éventuellement deux technologies de stockage et d'impliquer une gestion avancée des débits et des températures.

Par ailleurs le couplage de plusieurs types de concentrateurs semble offrir une infinité de concepts différents. Nous avons traité dans notre mémoire du couplage CCP-CT avec préchauffe et évaporation dans les champs CCP ; mais il faut noter que des systèmes avec évaporation et surchauffe au niveau de la boucle des sels fondus sont envisageables. Egalement, les capteurs linéaires de Fresnel moins efficaces que les capteurs CCP (moins 30% d'efficacité) mais beaucoup plus abordables constituent une solution pour la réduction des coûts de production électrique à partir des centrales solaires thermodynamiques.

Au terme de cette étude, nous pouvons donc dire que le concept de centrales solaires mixtes cylindro-parabolique et à tour permet d'utiliser au mieux les performances de ces deux technologies. Cependant de nombreux efforts de recherche sont indispensables pour amener cette filière vers la maturité. Il s'agit donc d'une option réaliste et prometteuse qui mérite d'être soutenue par les principaux organismes de recherche et développement du domaine.

## V-REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] : **Pierre Garcia**, Outils d'évaluation technico-économique et d'aide à la conception des centrales solaires thermodynamiques du futur, thèse de doctorat, université de Perpignan, France, (2007).
- [2] : **Alain Ferrière**, les technologies solaires à concentration appliquées à la production d'électricité et d'hydrogène : Situation et perspectives, séminaire IPN Orsay, Septembre 2007
- [3] : **Quoilin Sylvain**, les centrales solaires à concentration, SQ70925, mai 2007, disponible sur [www.labohtap.ulg.ac.be](http://www.labohtap.ulg.ac.be).
- [4] : **Nesrin Ozalpa, Abraham Koganb, Michael Epsteinb**, Solar decomposition of fossil fuels as an option for sustainability, International Journal of Hydrogen Energy 34(2009)710-720.
- [5] : **Bruno Rivoire**, exposé sur le Solaire thermodynamique, IMP, CNRS.
- [6] : **El Hadj Malick Kane**, Intégration et optimisation thermoéconomique & environnomicque de centrales thermiques solaires hybrides, thèse N° 2565(2002),Ecole polytechnique fédérale de lausanne,page 18.
- [7] : **R. Pitz-Paal, J. Dersch, B. Milow, A. Ferriere, M. Romero, F. Tellez, A. Steinfeld, U. Langnickel, E. Shpilrain, O. Popel, M. Epstein, J. Karni**, ECOSTAR RoadMap Document, SES-CT-2003-502578, (2005). Disponible sur : <http://www.promes.cnrs.fr>.
- [8] : **Milton Matos Rolim, Naum Fraidenraich, Chiguru Tiba**, Analytic modeling of a solar power plant with parabolic linear collector, Solar Energy 83(2009)126-133.
- [9] : **N. Fraidenraich, J.M.Gordon and Rita De C. F De lima**, Improved solutions for temperature and thermal power delivery profiles in linear solar collectors, Solar Energy vol.61, N°.3, pp.141-145,1997.
- [10] : **N. Fraidenraich, R. De C. F. De Lima, C. Tiba and E. M. De S. Barbosa**, Simulation Model of a CPC Collector With Temperature dependent Heat Loss Coefficient, Solar Energy vol. 65, N°.2, pp. 99-110,1999.
- [11] : **A.Kribus, R.Zaibel, D.Carey, A.Segal and J.Karni**, A Solar-Driven Combined Cycle Power Plant,Solar Energy,vol 62, pp.121-129,1998.
- [12] : **Yao Z et al.**, Modeling and simulation of the pioneer 1MW solar thermal central, Renewable Energy (2009), doi:10.1016/j.renene.2009.02.022 .
- [13] : **H.Tadrist**, les outils du thermicien, Novembre 1998.

[14] : IEPF, fiches techniques PRISME (Programme International de Soutien à la Maîtrise de l'Énergie), l'énergie solaire thermique à concentration, Études réalisées par le DLR : <http://www.dlr.de/tt/med-csp>, <http://www.dlr.de/tt/trans-csp>, <http://www.dlr.de/tt/aqua-csp>.

[15] : N. Schnebelen, F. Nepveu, A. Ferriere, Le système parabole-Stirling Eurodish appliqué à la cogénération électricité / eau chaude sanitaire, Journée Microcogénération - Paris CNAM - 17 janvier 2008, page 3.

#### SITES INTERNETS :

[WWW.astralys-solutions.com/nantes-energie-micro-cogeneration](http://WWW.astralys-solutions.com/nantes-energie-micro-cogeneration).

[WWW.ddmagazine.com/centrale-solaire-thermique-californie.html](http://WWW.ddmagazine.com/centrale-solaire-thermique-californie.html).

[WWW.avel.vor.fr/document/Etude\\_comprative\\_stirling\\_rankine](http://WWW.avel.vor.fr/document/Etude_comprative_stirling_rankine).

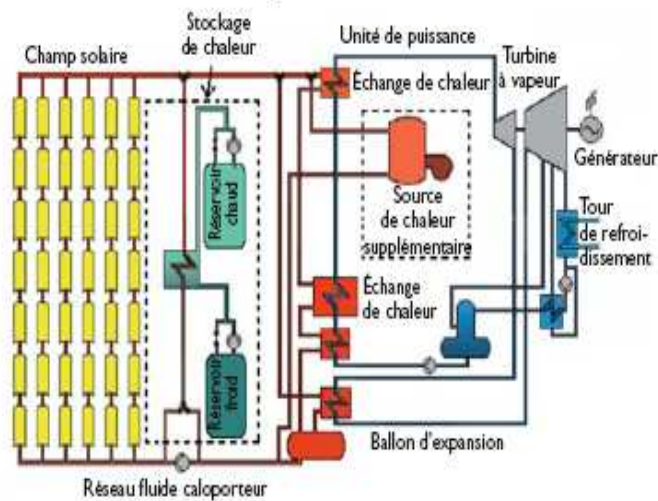
## **VI-ANNEXES**

<i>ANNEXE 1</i> : les différentes technologies des centrales solaires à concentration .....	42
<i>ANNEXE 2</i> : Les différents cycles thermodynamiques .....	44
<i>ANNEXE 3</i> : Le stockage.....	45
<i>ANNEXE 4</i> : les concepts d'hybridation HSGT et ISCC.....	47
<i>ANNEXE 5</i> : Projets de centrales solaires à concentration dans le monde .....	48
<i>ANNEXE 6</i> : Avantages, inconvénients et applications des technologies des centrales solaires à concentration.....	49
<i>ANNEXE 7</i> : différentes configurations d'un champ d'héliostats(Zhihao et al,2009).....	50
<i>ANNEXE 8</i> : Implémentation dans MATHEMATICA de l'expression de Tr.....	51
<i>ANNEXE 9</i> : calcul des coefficients d'échange .....	53
<i>ANNEXE 10</i> : diagramme entropique de la vapeur d'eau.....	56
<i>ANNEXE 11</i> : Technologies CCP et CT en fonctionnement Seuls: calcul des puissances et surfaces supplémentaires .....	57



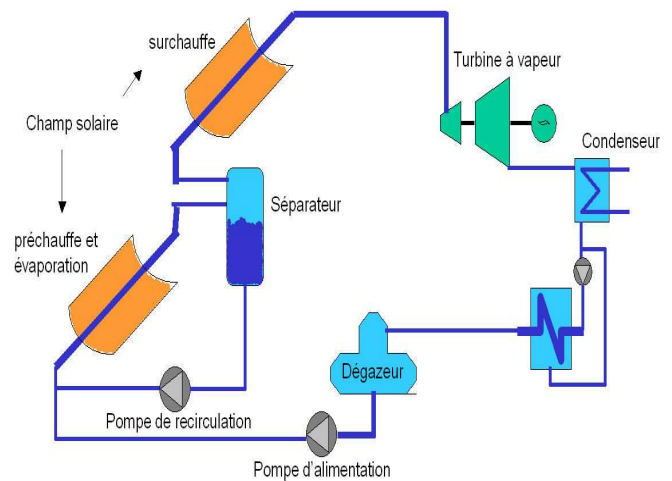
**ANNEXE 1 : les différentes technologies des centrales solaires à concentration**

**Annexe 1.1 : CCP à caloporteur huile**



**Annexe 1.2 : CCP-DSG**

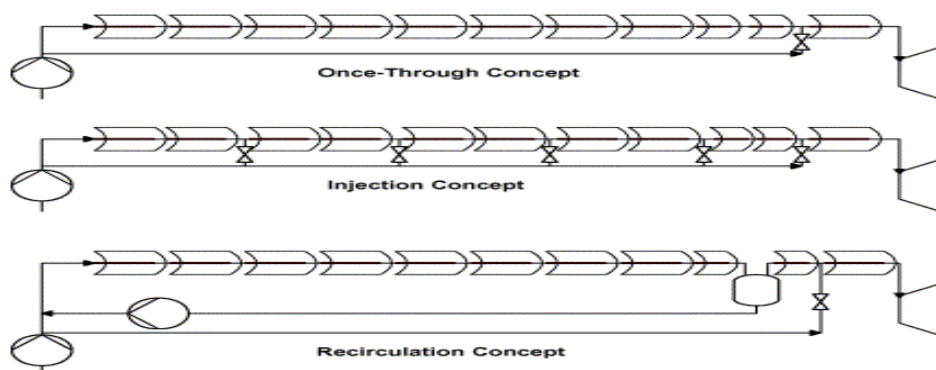
(Source : [14])



**Annexe 1.3 : les trois modes de fonctionnement d'une centrale CP à génération directe de vapeur.**

Les trois modes d'exploitation d'une centrale PT-DSG sont :

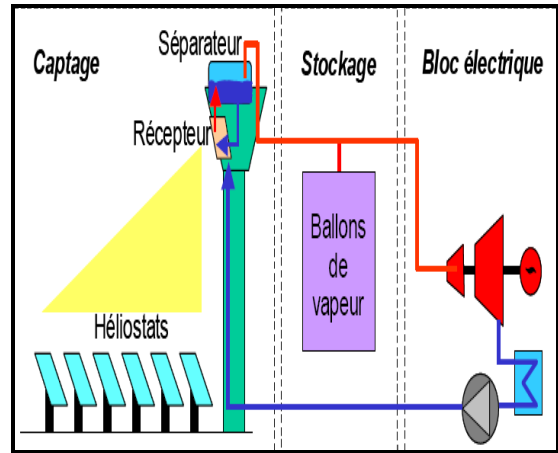
Le mode « cycle ouvert » où l'eau/vapeur n'effectue qu'un passage dans le champ solaire, le mode « recirculation » où les sections préchauffe-évaporation et surchauffe de la vapeur sont séparées par un ballon de détente et le mode « injection » où le fluide peut être injecté ou prélevé du champ entre chaque capteur de manière à assurer une exploitation stable du système [6]. Ces différents modes de fonctionnement, schématisés sur la figure suivante induisent chacun une stratégie de conduite bien spécifique.



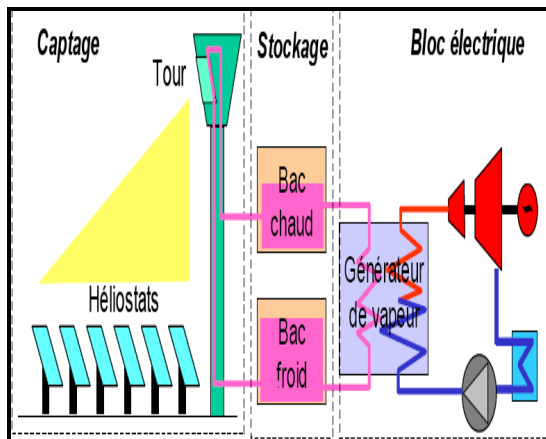
**Annexe 1.4 : prototype de capteur CLFR à liège ( source : [3])**



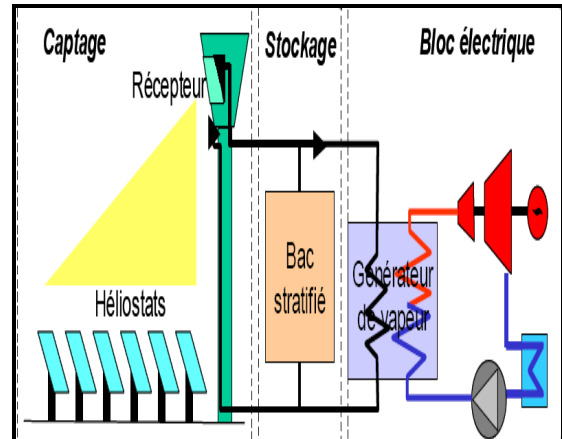
**Annexe 1.5 : Schéma d'une centrale à tour caloporteur sels fondus (source : [1]).**



**Annexe 1.6 : schéma d'une centrale à tour à caloporteur vapeur (inspirée de PS 10, source : [1])**

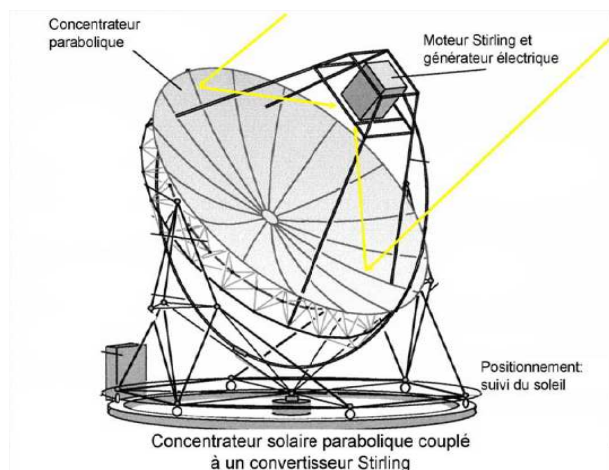


**Annexe 1.7 : schéma d'une centrale à caloporteur air (source : [1])**



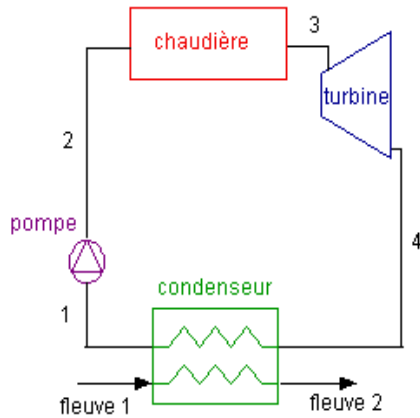
**Annexe 1.8 : schéma d'un Capteur parabolique couplé à un moteur Stirling**

(Source : [14])

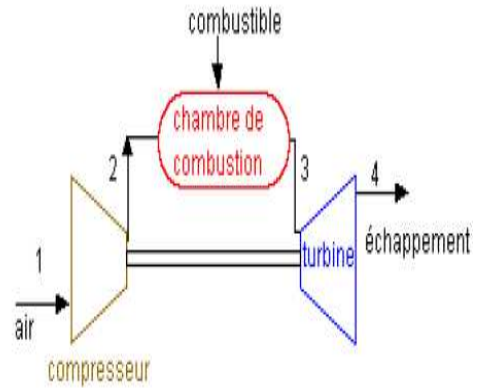


**ANNEXE 2 : Les différents cycles thermodynamiques**

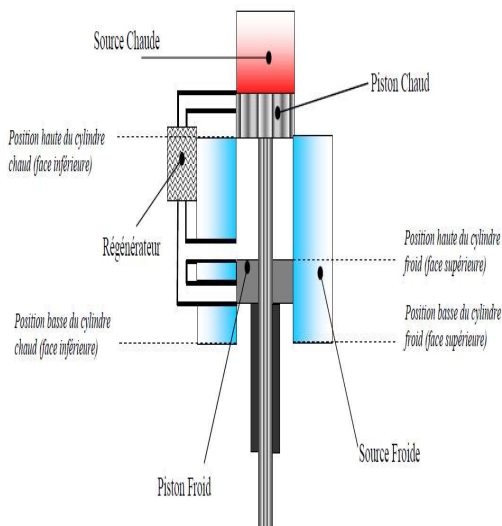
**Annexe 2.1 : schéma d'une centrale à vapeur**  
 (Source : THERMOPTIM®, prise en main)



**Annexe 2.1 : schéma d'une centrale à gaz**  
 (Source : THERMOPTIM®, prise en main)

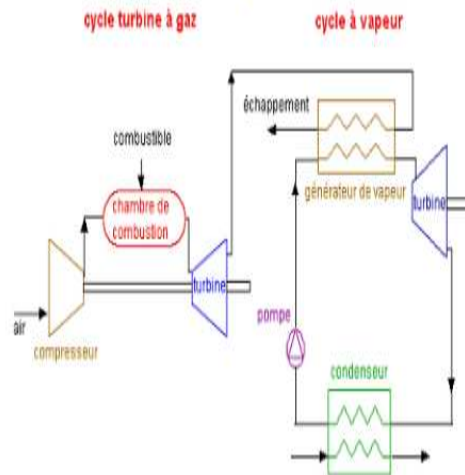


**Annexe 2.3: Schéma d'un moteur Stirling**



**Annexe 2.4: Schéma d'un cycle combiné**

(Source : THERMOPTIM®, Prise en main).



### ANNEXE 3 : Le stockage

- Le **stockage sur des sels liquides** : la faisabilité et la viabilité de ce type de stockage ont été démontrés dans les centrales THEMIS et Solar Two. Ici, on distingue le stockage dans deux réservoirs et le stockage dans un réservoir ou stockage à stratification.  
Deux types de sels sont communément utilisés : le « Solar Salt » et le « HitecXL » ; un ordre de grandeur de leur coût est 14 €/kWhth pour les CT et 31 €/kWhth pour les CCP[1].
- Les **sels organiques RTILs** (Room Temperature Ionic Liquid) aux caractéristiques proches des sels fondus classiques (densité, chaleur spécifique, viscosité), récemment mis au point, ont l'avantage de fondre vers 25°C, mais on ne connaît pas encore leur tenue aux températures requises ni leur coût de production, estimé à près de 20 €/kWhth [1].
- **le béton ou des céramiques réfractaires** a été utilisé pour stocker la chaleur sensible issue de concentrateurs cylindro-paraboliques à caloporteur huile à la PSA dans le projet WESPE grâce à une installation de 20 m<sup>3</sup> (environ 700 kWhth) constituée de tubes d'acier insérés dans le matériau de stockage et contenant le fluide caloporteur.  
Le Centre allemand de recherche aérospatial (**DLR**) et son partenaire industriel **Züblin AG** ont présenté le 16 septembre 2008 un nouveau système pilote de stockage de chaleur pour centrales solaires thermiques à concentration. Installé dans la zone de tests de l'Université de Stuttgart, le démonstrateur stocke la chaleur dans du béton et représente une solution performante et à bas coût en vue d'une application commerciale. (Voir le *schéma suivant*)



- Pour les récepteurs à air, le **stockage de chaleur sensible dans des grains ou billes solides** est envisageable. Les matériaux utilisés sont par exemple des billes de céramiques comme celles testées à la PSA de 1991 à 1993.
- pour des courtes durées, le **stockage de chaleur latente des ballons de vapeurs** semble le plus adapté car il permet d'éviter le stress thermomécanique ainsi que d'importantes pertes exergétiques causées par la dégradation de la température entre charge et décharge. Par exemple la centrale PS10 utilise un stockage de vapeur d'une capacité de 50 minutes
- L'utilisation des **Matériaux à Changement de Phase (MCP)** dans les cuves augmenterait la capacité de stockage en ralentissant la baisse de température et de pression. Les MCP permettraient de stocker la chaleur latente (stockage isotherme, surtout liquide-solide) à des coûts inférieurs à 20 €/kWhth, mais leur développement n'est qu'au stade des expériences en laboratoire et leur application industrielle n'est pas attendue avant 2015.

En résumé, mis à part les technologies éprouvées comme les sels fondus ou les ballons de vapeur pour les courtes durées, le stockage reste un point sur lequel des travaux de recherche sont encore nécessaires avant d'obtenir une solution fiable, disponible industriellement et commercialement.

## **ANNEXE 4 : les concepts d'hybridation HSGT et ISCC**

### **Annexe 4.1 : Systèmes hybrides a caloporteur air pressurise couples a une TAG (HSGT)**

Ce concept de centrale à tour vise à tirer le meilleur parti de la concentration des rayons solaires en haut de tour pour atteindre des températures de l'ordre de 800-1000°C, dans la gamme requise pour actionner une turbine à gaz ou un cycle combiné. L'avantage de cette technologie est donc son haut rendement de conversion, les turbines à gaz étant plus efficaces que les turbines à vapeur. De plus elle nécessite peu ou pas d'eau de refroidissement et les coûts d'investissements spécifiques d'une turbine à gaz ou d'un cycle combiné sont généralement plus faibles que ceux d'un cycle de Rankine. Cependant, au stade actuel de développement de la technologie, les récepteurs à air pressurisé ne sont pas capables d'atteindre durablement les conditions de températures nécessaires en entrée de l'étage de détente d'une TAG (950-1300°C). Un combustible additionnel est nécessaire pour compléter le chauffage de l'air en sortie de récepteur solaire, ce qui fait donc de cette technologie une technologie hybride. Toutefois, à moyen terme, un fonctionnement exclusivement solaire avec un récepteur solaire à haute température et un stockage thermique sont envisageables pour ce système.

### **Annexe 4.2 : Systèmes hybrides de cycle combine à préchauffage solaire (ISCC)**

Une autre technologie hybride avec des perspectives à long terme est celle des systèmes solaires intégrés dans un cycle combiné (ISCCS), où l'énergie thermique issue d'un champ de capteurs cylindro-paraboliques est intégrée en préchauffage d'une centrale à cycle combiné. Cette option mène à un LEC solaire remarquablement bas (9 c€/kWh sans stockage et 7,5 c€/kWh avec stockage thermique pour une ISCC de 310 MW<sub>el</sub> en Californie). Cependant ces installations ne peuvent fournir que des fractions solaires faibles (4% pour les ISCCS sans stockage thermique et 9% pour les ISCCS avec stockage thermique). Toutefois les systèmes ISCC constituent une technologie de transition très prisée qui favorisera la baisse des coûts et l'amélioration des performances des capteurs linéaires (CCP ou CLFR) par la production de masse et le cumul d'heures d'exploitation.

(Source : [1])

***ANNEXE 5 : Projets de centrales solaires à concentration dans le monde : 2000 MWe pour 2015***

<b><i>PAYS</i></b>	<b><i>CAPACITE</i></b>
<b><i>USA (Nouveau Mexique, Arizona, Nevada, Californie, Utah, Texas, Colorado)</i></b>	<b><i>1000MWe</i></b>
<b><i>Espagne</i></b>	<b><i>630MWe</i></b>
<b><i>Israël</i></b>	<b><i>100MWe</i></b>
<b><i>Afrique du Sud</i></b>	<b><i>100MWe</i></b>
<b><i>Egypte</i></b>	<b><i>100MWe</i></b>
<b><i>Australie</i></b>	<b><i>20MWe</i></b>
<b><i>Algérie</i></b>	<b><i>30MWe</i></b>
<b><i>Maroc</i></b>	<b><i>20MWe</i></b>
<b><i>Italie</i></b>	<b><i>20MWe</i></b>
<b><i>Allemagne</i></b>	<b><i>1MWe</i></b>

*(Source : [2])*

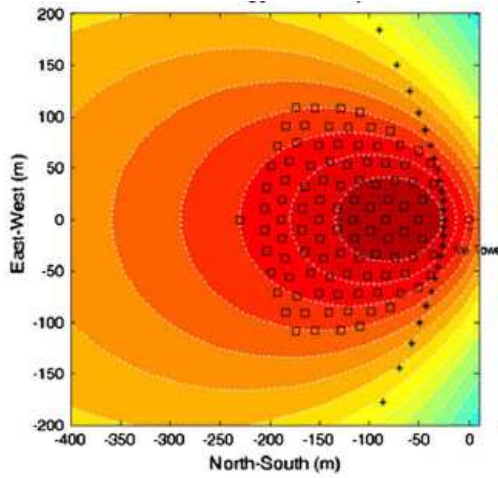
**ANNEXE 6 : Avantages, inconvénients et applications des technologies des centrales solaires à concentration**

	CENTRALE CP	CAPTEURS LINEAIRES DE FRESNEL(CLFR)	CENTRALE A TOUR	CENTRALE PARABOLIQUE
<b>AVANTAGES</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>-Coût d'investissement moins élevé par rapport aux autres technologies (3000€/KW<sub>el</sub>)</li> <li>-Connexion au réseau ( Cas de solar one)</li> <li>-possibilité de stockage</li> <li>-LEC réduit (environ 17c€/KW<sub>el</sub>)</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- coût des miroirs faible</li> <li>-coût des investissements réduit</li> <li>-contraintes mécaniques réduites grâce à la disposition plane des miroirs</li> <li>-frais de maintenance réduit par rapport aux capteurs PT</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>-concentration (200-1000) et température élevées (jusqu'à 1000°C)</li> <li>-moins sensibles aux variations saisonnières</li> <li>-possibilité de stockage</li> <li>-Connexion au réseau</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>-concentration(750) et température (650-750°C) élevées.</li> <li>-Rendement élevé (plus de 30%)</li> <li>-Adapté pour la production électrique décentralisée</li> </ul>
<b>INCONVENIENTS</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>-Faible concentration (20-80) et donc faible température de fonctionnement (400°C)</li> <li>-Huile synthétique chère et nocive pour l'environnement en cas de fuite</li> <li>-inflammabilité dangereuse des huiles</li> <li>-Très sensible aux variations saisonnières</li> <li>-Forte consommation d'eau(les SEGS californiennes consomment 3,4m<sup>3</sup>/MWhe)</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>-performance optique des miroirs plus faible que celle des capteurs PT</li> <li>-manque d'études d'écoulements diphasiques disponibles pour des tubes de grand diamètre.</li> <li>-manque de maturité</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- LEC élevé (environ 20c€/KWh<sub>el</sub>)</li> <li>-surface au sol importante</li> <li>-Nécessité d'une source d'eau dans des régions généralement en carence hydrique.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- pas de stockage possible</li> <li>-coût d'investissement élevé (14000€/KW<sub>el</sub>)</li> <li>-improbable tenue des joints d'étanchéité des pistons aux conditions très dures (fortes températures)</li> <li>-surface de collecte faible</li> </ul>
<b>APPLICATIONS</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>-Moyennes et grandes puissances (80MWe installée, SEGSIX, Californie)</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>-Moyennes puissances(en expérimentation)</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>-Moyennes et grandes puissances (11MWe installée, PS10, Séville)</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Petites puissances (25KWhe installée au nouveau Mexique)</li> </ul>

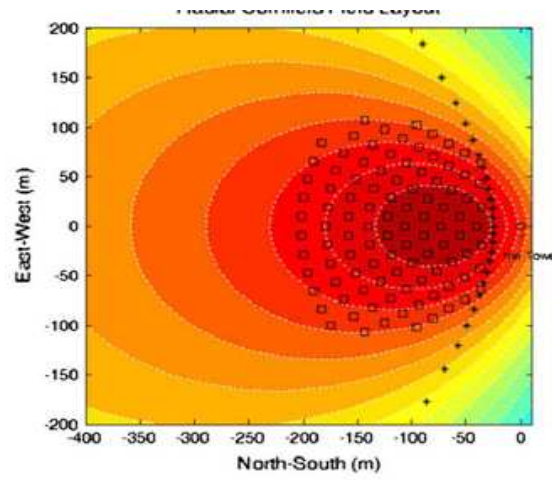
(Source : [1] et [3])



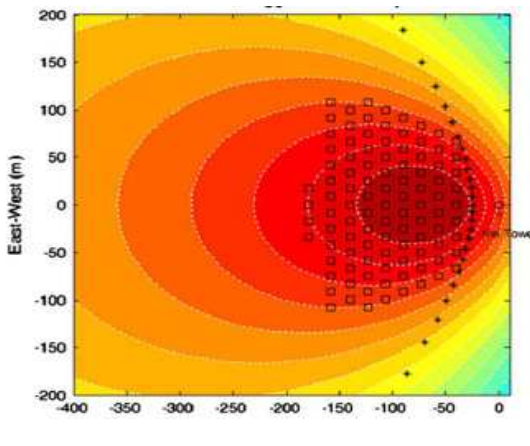
**ANNEXE 7 : différentes configurations d'un champ d'héliostats**



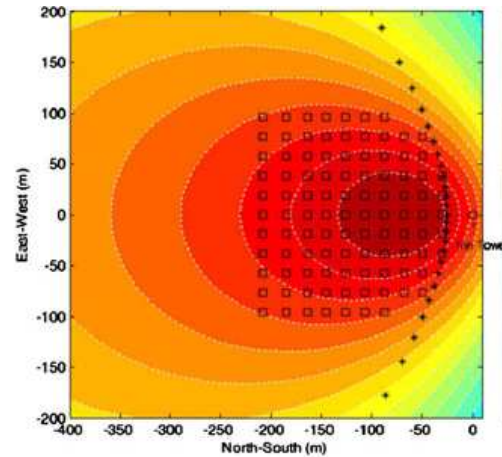
**Annexe 5.1 : Disposition radiale « en étage »**



**Annexe 5.2 : Disposition radiale « en grain »**



**Annexe 5.3: Disposition nord-sud en "étage"**



**Annexe 5.4: Disposition nord-sud en grain**

(Source : [12])

**ANNEXE 8: Implémentation dans MATHEMATICA de l'expression de Tr**

(\*Détermination de la température du récepteur CT en fonction de U (0)/U (S)\*)

x= U[0]/U[S]; (\*Rapport des coefficients de perte de chaleur à l'entrée et au point de stagnation de l'absorbeur CP\*)

$$U_{L1} = (U[S]) * (1 - EV) * (1 - (U[0]^2 / U[S]^2))$$

$$(1 - \epsilon_v) \left( 1 - \frac{U[0]^2}{U[S]^2} \right) U[S]$$

$$U_{L2} = (F_{v'} * E_v + (1 - F_{v'} * E_v) * (U[0] / U[S]))$$

$$\epsilon_v F_{v'} + \frac{(1 - \epsilon_v F_{v'}) U[0]}{U[S]}$$

U[L] = (U<sub>L1</sub> / (2 \* U<sub>L2</sub>)) + U[0]; (\*coefficient des pertes de chaleur a la sortie de l'absorbeur CP\*)

$$U[0] + \frac{(1 - \epsilon_v) \left( 1 - \frac{U[0]^2}{U[S]^2} \right) U[S]}{2 \left( \epsilon_v F_{v'} + \frac{(1 - \epsilon_v F_{v'}) U[0]}{U[S]} \right)}$$

T<sub>a</sub> = ((U[L] + U[0] - 2 \* U<sub>0</sub>) / (4 \* U<sub>1</sub>)) + T<sub>e</sub>; (\*température de l'absorbeur CP en fonction de U (0)/U (S)\*)

$$T_e + \frac{-2 U_0 + 2 U[0] + \frac{(1 - \epsilon_v) \left( 1 - \frac{U[0]^2}{U[S]^2} \right) U[S]}{2 \left( \epsilon_v F_{v'} + \frac{(1 - \epsilon_v F_{v'}) U[0]}{U[S]} \right)}}{4 U_1}$$

$$b = (h * S_a) / (\dot{m}_1 * C_{p1})$$

$$\frac{h S_a}{C_{p1} \dot{m}_1}$$

$T_{1S} = b * (T_a - T_{m1}) + T_{1e}$ ; (\*Température de la vapeur d'eau surchauffée à la sortie de la boucle de sels fondus CT\*)

$$T_e + \frac{h S_a \left( T_e - T_{m1} + \frac{-2U_0 + 2U[0] + \frac{(1-\epsilon_V) \left(1 - \frac{U[0]^2}{U[S]^2}\right) U[S]}{2 \left(\epsilon_V F_V + \frac{(1-\epsilon_V F_V) U[0]}{U[S]}\right)}}{4U_1} \right)}{C_{p1} \dot{m}_1}$$

Solve  $[h' * S_a' * (T_r - T_{m2}) - \dot{m}_1 C_{p1} * (T_{1sp} - T_{1S}) = 0, T_r]$  // Simplify; (\*Température du récepteur CT en fonction de  $U(0)/U(S)$ \*)

$$\left\{ \left\{ T_r \rightarrow - \frac{-C_{p1} \dot{m}_1 \left( -T_e + T_{S'} - \frac{h S_a \left( T_e - T_{m1} - \frac{2U_0 - 2U[0] + \frac{(-1+\epsilon_V) (U[0]^2 - U[S]^2)}{-2U[0] + 2\epsilon_V F_V (U[0] - U[S])}}{4U_1} \right)}{C_{p1} \dot{m}_1} \right) - S_a' T_{m2} h'}{S_a' h'} \right\} \right\}$$

## ANNEXE 9: calcul des coefficients d'échange

### Annexe 9.1: calcul du coefficient global d'échange $h$ de l'absorbeur CCP au fluide (eau)

- Les tubes sont en acier inoxydable (AI 316):

Conductivité thermique de l'acier AI 316:  $\lambda_{st} = 22,29 \text{ W / m.K}$

Nous avons supposé une épaisseur  $e = 3 \text{ mm}$  et un diamètre  $D = 100 \text{ mm}$

Ceci nous donne un coefficient de transfert par conduction à travers les tubes de:

$$h_{cond} = \frac{\lambda_{st}}{e} = \frac{22,29}{0,003} = 7650 \text{ W / m}^2.K$$

Le fluide (caloporteur et de travail) est de l'eau dont nous avons, pris les propriétés à 250°C (température moyenne dans le système) et à l'état vapeur:

conductivité thermique:  $\lambda_e = 0,045 \text{ W / m.K}$

Viscosité dynamique:  $\mu = 1,73 \cdot 10^{-5} \text{ Pa.S}$

Masse volumique:  $\rho = 19,04 \text{ kg / m}^3$

Nombre de Prandtl:  $P_r = 1,35$

Nous avons suppose une vitesse de circulation de l'eau  $V = 0,5 \text{ m / s}$

Le nombre de Reynolds est donné par (les tubes étant circulaires le diamètre hydraulique est égal au diamètre géométrique des tubes :  $D = D_h = 100 \text{ mm}$ ):

$$R_e = \frac{\rho * V * D_h}{\mu} = \frac{55,25 * 0,065 * 0,075}{2,09 \cdot 10^{-5}} = 5,49 \cdot 10^4$$

On a donc ici un régime d'écoulement turbulent de l'eau à l'intérieur des tubes.

Le nombre de Nusselt pour les régimes turbulent dans les longs tubes ( $L / D_h > 60$ ) est donné par:

$$Nu = 0,023 P_r^{1/3} R_e^{0,8} = 0,023(1,02)^{1/3} * (1,29 \cdot 10^4)^{0,8} = 157$$

Le coefficient de transfert de chaleur par convection se déduit par:

$$h_{conv} = \frac{\lambda_e * Nu}{D_h} = \frac{0,079 * 157}{0,075} = 162,8 \text{ W / m}^2.K$$

Le coefficient global d'échange à travers les parois des tubes se déduit par:

$$1/h = 1/h_{cond} + 1/h_{conv} \text{ d'où } h = 74 \text{ W / m}^2.K$$

**9 :2 :** Calcul du coefficient d'échange global de l'absorbeur CT au fluide caloporteur (sels fondus)

Au niveau de l'absorbeur CT les échanges de puissances sont régis par l'équation suivante :

$$h' S'_a (T_r - T_{m2}) = \dot{m}_2 C_{p2} (T_{2s} - T_{2e})$$

$h'$  se déduit donc par :

$$h' = \frac{\dot{m}_2 C_{p2} (T_{2s} - T_{2e})}{S'_a (T_r - T_{m2})}$$

$\dot{m}_2$  et  $C_{p2}$  sont respectivement le débit massique et la chaleur spécifique des sels fondus. Nous avons opté ici pour le « solar salt » car il est plus stable à haute température que les autres sels.

Pour les valeurs :  $\dot{m}_2 = 2,82 \text{ kg / s}$  ,  $S'_a = 20,4 \text{ m}^2$  ,

$C_{p2} = 1,6 \text{ kJ / K.kg}$  ,  $T_{2s} = 838^\circ \text{K}$  ,  $T_{2e} = 561^\circ \text{K}$  ,  $T_{m2} = 690^\circ \text{K}$

on a :

$$h' = 414 \text{ W / m}^2.\text{K}$$

**Annexe 9.3: Calcul du coefficient de pertes convective  $h_c$  au niveau du récepteur CT**

Nous nous sommes basés ici sur les travaux de Zhihao et Al [12]

La corrélation qui est proposée est:

$$h_c = (h_{fc}^a + h_{nc}^a)^{1/a}$$

.

Où  $a$  est une constante empirique qui est prise égale à 1 en raison de la géométrie du récepteur (sous forme de cavité),

$h_{nc}$  et  $h_{fc}$  sont respectivement les coefficients de convection naturelle et forcée; pour des raisons de simplification, elles seront prises égales:

$$h_{nc} = h_{fc} = 0,81 * (T_r - T_e)$$

Où  $T_r$  est la température du récepteur et  $T_e$ , la température ambiante.

Il vient donc que:

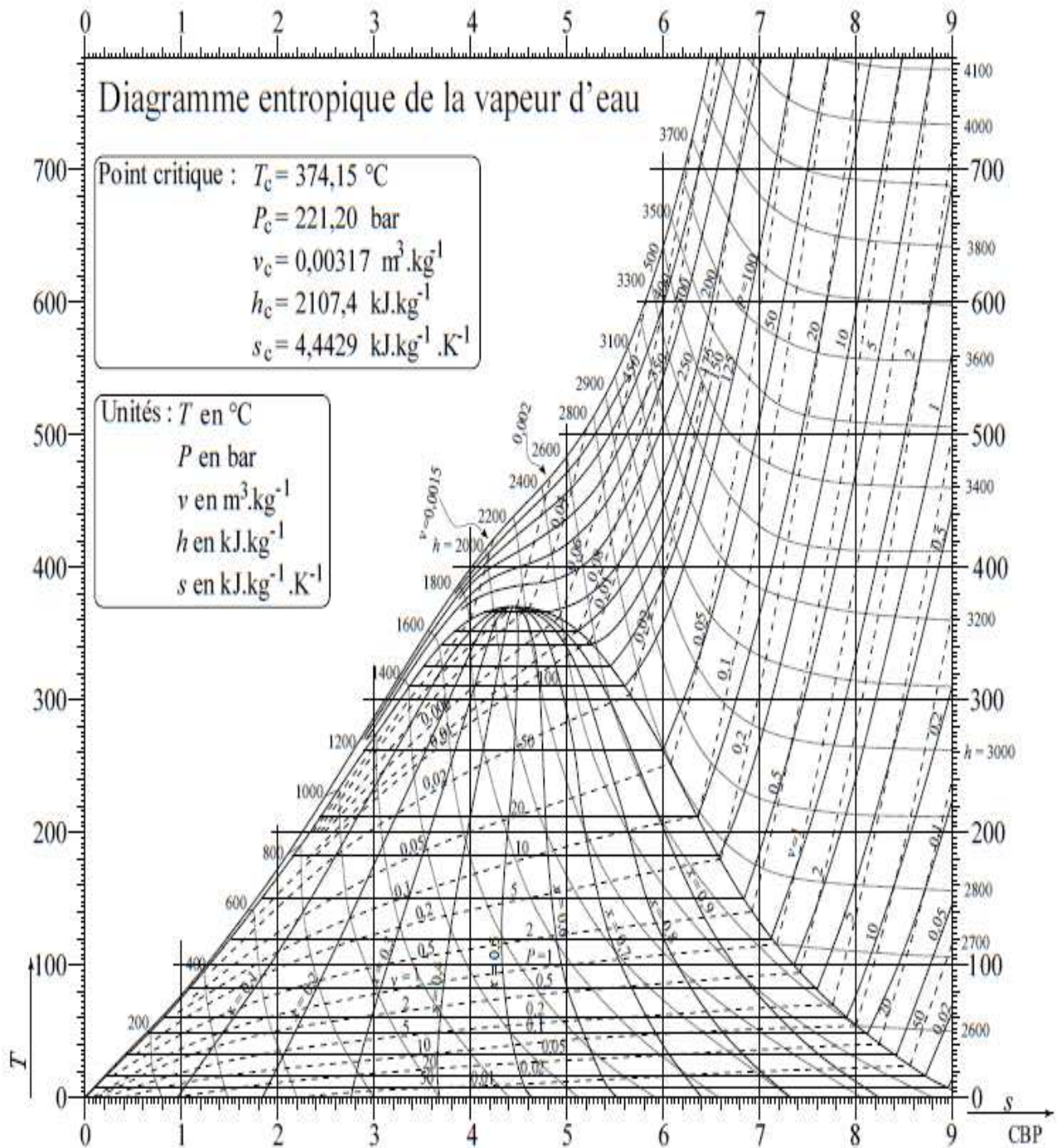
$$h_c = (h_{fc}^a + h_{nc}^a)^{1/a} = 2 * 0,81 * (T_r - T_e)$$

.

Nous avons considéré une température ambiante de 303°K.

Puisque  $T_r$  varie,  $h_c$  est donc fonction de la température du récepteur CT.

**ANNEXE 10 : diagramme entropique de la vapeur d'eau**



**ANNEXE 11: Technologies CCP et CT en fonctionnement Seuls: calcul des puissances et surfaces supplémentaires**

**Annexe 11.1: capteur CCP**

En couplage, l'absorbeur CCP fournit une puissance  $Q_{u1}$ . Correspondant à une différence de température  $\Delta T_1 = 284^\circ\text{C}$  (le fluide est préchauffé, puis surchauffé de  $27^\circ\text{C}$  à  $311^\circ\text{C}$ ); mais lorsqu'il est utilisé seul, l'absorbeur doit fournir une puissance supplémentaire de surchauffe  $Q_{u2}$  permettant de faire passer le fluide de  $311^\circ\text{C}$  à  $390^\circ\text{C}$  ( $\Delta T_2 = 69^\circ\text{C}$ ).

Connaissant  $Q_{u1}$ ,  $Q_{u2}$  se déduit comme suit:

$$Q_{u2} = \frac{Q_{u1} * \Delta T_2}{\Delta T_1} Q_{u1}$$

La surface supplémentaire d'un capteur se déduit également comme suit:

$$S_{ap} = \frac{Q_{u2} * S_a}{Q_{u1}}, \text{ ce qui nous donne : } S_{ap} = 611 \text{ m}^2$$

**Annexe 11.2: capteur CT**

Lorsque les capteurs CT fonctionnent seul, ils doivent pouvoir fournir une puissance supplémentaire nécessaire pour l'étage de la préchauffe et de l'évaporation (de  $27^\circ\text{C}$  à  $311^\circ\text{C}$ ) car la puissance fournie dans le couplage, ne sert qu'à la surchauffe.

Le même raisonnement que précédemment, nous donne une puissance supplémentaire  $Q'_{u2}$  d'environ 8 MWth soit une surface supplémentaire  $S'_{ap} = 5703 \text{ m}^2$ .



## **RESUME**

Les centrales solaires thermodynamiques se présentent aujourd'hui comme l'une des solutions les plus prometteuses aux défis énergétiques auxquels le monde fait face. L'Afrique est particulièrement concernée car la plupart de ses pays se situent dans la ceinture solaire (région où l'ensoleillement normal directe excède 2000 KWh/m<sup>2</sup>/an) et sont donc propices pour l'implantation des centrales solaires thermodynamiques. Seulement, les coûts d'investissements de ces centrales étant encore très élevés ne permettent pas à la plupart des pays africains de se lancer dans ce domaine qui pourtant pourrait leur permettre de tendre vers une indépendance énergétique gage de tout développement économique.

L'objectif de notre mémoire a donc été de proposer un modèle de centrale solaire thermodynamique mixte combinant une centrale cylindro-parabolique et une centrale à tour. Les résultats de notre modèle basé en particulier sur les travaux de Fraidenraich montre que ce nouveau concept mérite d'être soutenu car il présente un rendement global nettement supérieur à ceux des technologies existantes.

Ce modèle couplé CCP-CT sert donc de point de départ pour la modélisation des centrales solaires thermodynamiques mixtes et les organismes de recherches et développement du domaine devraient s'y intéresser pour sa faisabilité technologique.

### **Mots clés :**

---

Centrale solaire – thermodynamique – Modélisation – Couplage – efficacité énergétique/exergétique

## **ABSTRACT**

Concentrating solar systems are nowadays one of the most promising solutions for energy challenges that the world is facing. Africa is particularly concerned because most part of his countries are in the "solar belt" (area where the beam irradiation exceeds 2000 KWh/m<sup>2</sup>/year) and are therefore favorable for the implementation of solar concentration plants for electricity production as well. However, the investment costs of these power plants are still very high and most of African countries can't afford them even if these plants could allow them to strive toward their energy independence, which is a guarantee of any economical development

The aim of our thesis therefore was to propose a model of a solar plant which combines the parabolic trough collectors and central receiver system. The results of this model based on the works of Fraidenraich show that this new concept is promising because it presents better total energy (exergy) efficiencies than the existing technologies taking separately and could reduce considerably the investment costs.

This model is a good starting point for the modeling of solar power plants and research centers and others organizations of the same area should be involved in its practical feasibility study.

### **Keys words**

---

Solar system – thermodynamic – Modelling – Coupling – energetic/exergetic efficiency