

**République Algérienne Démocratique et Populaire**  
**Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche**  
**Scientifique**

**Université M'hamed BOUGUARA-Boumerdes**



Faculté des Sciences de L'Ingénieur

Département Génie Mécanique

**Mémoire de Master**

En vue de L'obtention du diplôme de **MASTER** en

**Filière : Génie mécanique**

**Option : Energies Renouvelables**

**THEME**

*Etude thermo-économique du cycle combiné avec  
intégration de l'énergie solaire*

**Présenté par :**

- **BENMAHFOUD Oussama**
- **HABET Mohamed**

**Suivi par :**

**Mr. NADIR Mahmoud**

**2017/2018**



## Remerciements

*En premier lieu, nous remercions ALLAH notre créateur, qui nous a aidé et nous a donnée la patience et le courage durant toutes ces longues années d'études.*

*Nous souhaitons adresser nos remerciements les plus sincères aux personnes qui nous ont apporté leur aide et qui ont contribué à l'élaboration de ce mémoire ainsi qu'à la réussite de cette année universitaire.*

*Ces remerciements vont tout d'abord à l'ensemble du corps administratif et aux enseignants de l'université M'Hamed Bouguara Faculté des Sciences de l'Ingénieur, pour la richesse et la qualité de leur enseignement, ses grands efforts pour assurer à leurs étudiants une formation actualisée.*

*Nous tenons à remercier sincèrement notre promoteur Mr NADIR Mahmoud pour son entière disponibilité, ses indications et ses conseils précieux ainsi que son soutien constant qui nous a aidés à réaliser ce travail de recherche.*

*Nous adressons nos remerciements les plus forts et les plus sincères à nos parents pour leur contribution, leur soutien et leur patience.*

*Enfin, on n'oublie pas de remercier tous nos proches et nos amis, qui nous ont toujours encouragés au cours de la réalisation de ce mémoire.*

*Merci à tous et à toutes.*





## *Dédicace*

*Je dédie ce travail à*

*Ma chère mère et à mon cher père pour leur aide,*

*Leur patience, leurs encouragements.*

*Mon frère Ali.*

*Mes sœurs Meriem et Amina.*

*Tous mes enseignants chacun par son nom.*

*Toute ma famille.*

*Tous mes amis Zakaria, Yassine, Mohamed et Nabil.*

*Tous mes collègues chacun par son nom.*

*Chaque personne qui m'a aidée*

*Dussama*

*BENMAHFODD*





## *Dédicace*

*Je dédie ce travail à*

*Ma chère mère et à mon père dont le mérite, les  
sacrifice et les qualités humaines m'ont permis de  
vivre ce jour.*

*Ma sœur pour son encouragement constant et son  
soutien moral.*

*Mes frère Salim et Karim.*

*Tous les gens qui m'aiment.*

*Toute ma famille pour leur soutien tout au long de mon  
parcours universitaire, que ce travail soit  
l'accomplissement de vos vœux tant allégués, et le  
fruit de votre soutien infaillible.*

*Merci d'être toujours là pour moi.*

*Mohamed*

**HABET**



# TABLE DES MATIERES

Introduction générale .....	1
<b>Chapitre I : Etat de l'Art</b>	
I.1 -Introduction .....	4
I.2 -Etat de l'art .....	5
<b>Chapitre II : Généralité et revue bibliographique</b>	
II.1 - Descriptif des turbines à gaz (TAG) et des cycles combinés (CC).....	10
II.1.1 -La turbine à gaz .....	10
II.1.2 -Turbine a vapeur .....	10
II.1.3 -Le cycle combiné .....	11
II.1.4 -La chaudière de récupération HRSG .....	12
II.2 -Les centrales solaires .....	13
II.2.1 –Rendement .....	15
II.2.2 -Aperçu de la technologie .....	15
II.3 -Les types des collecteur solaire .....	16
II.3.1 -Collecteur cylindro-paraboliques .....	16
II.3.2 -Collecteur de Fresnel .....	17
II.3.3 -Tour solaire .....	17
II.3.4 -Capteurs paraboliques (Dish-Stirling) .....	18
II.4 -Centrale solaire cylindro-prabolique .....	19
Introduction .....	19
II.4.1 -Principe de fonctionnement .....	20
II.4.2 -Le champ solaire .....	20
II.5 -Les différentes partie du colecteur cylindro-parabolique .....	21
II.5.1 -Le tube absorbeur .....	21
II.5.2 -Les fluides caloporteur .....	21
II.5.2.1 -Les fluides organique.....	22
II.5.3 -Température maximale du fluide caloporteur .....	22
II.5.4 -Réflecteur (miroirs) .....	23

## TABLE DES MATIERES

II.5.5 -Couverture transparente .....	23
II.6 -Type des Couplage de cycle combine avec concentrateur solaire .....	23
II.6.1 -Couplage après le compresseur .....	24
II.6.2 -Couplage au niveau de la chambre à combustion .....	24
II.6.3 -Couplage au niveau de la turbine à vapeur .....	24
II.7 -Niveau de pression .....	25
II.8 -Bilan couplages .....	26
II.9 -Revue Bibliographique .....	26
Conclusion .....	30
<b>Chapitre III :Modelisation thermodynamique et économique des ISCC</b>	
III.1 -Introduction .....	32
III.1.1 -Modélisation de la turbine à gaz .....	32
III.1.1.1-Bilan énergétique du compresseur.....	33
III.1.1.2-Bilan énergétique de la chambre de combustion (ChC).....	34
III.1.1.3-Bilan de la turbine de détente .....	35
III.1.1.4-Critères de performances thermodynamique de la turbine à gaz.....	37
III.1.2 -Calculs de paramètre du cycle combiné .....	38
III.1.3 -Cycle combiné solaire .....	42
III.1.4 -Modélisation du champ solaire .....	45
III.2 -Aspect économique .....	48
III.2.1 - Le coût unitaire et le bénéfice net .....	49
<b>Chapitre IV : Résultats et Discussions</b>	
IV.1 - Résultat du cycle combiné .....	51
IV.2 - Résultats du cycle hybride .....	53
IV.3 - Comparaison des résultats du cycle combine simple et du cycle hybride .....	55
IV.4 -Résultat de l'analyse économique .....	61
Conclusion générale.....	63
Référence bibliographique .....	64

## LISTE DES FIGURES

Figure 1: Les sources de production de l'électricité.....	1
Figure 2 : Schéma d'une turbine à gaz simple.....	10
Figure 3 : Schéma d'une centrale à vapeur.....	11
Figure 4 : Cycle combiné - schéma de principe.....	12
Figure 5 : Les différents éléments d'une chaudière de récupération.....	12
Figure 6 : Rendement du cycle combiné en fonction de l'efficacité de la chaudière.....	13
Figure 7 : Centrale solaire.....	14
Figure 8 : l'irradiation solaire moyenne.....	15
Figure 9 : Collecteur cylindro-parabolique.....	16
Figure 10 : Collecteur de Fresnel.....	17
Figure 11 : Tour solaire.....	18
Figure 12 : Capteurs paraboliques (Dish-Stirling).....	19
Figure 13 : Le champ solaire cylindro-parabolique.....	20
Figure 14 : Tube absorbeur.....	21
Figure 15 : Miroirs reflecteur.....	23
Figure 16 : Schéma d'un cycle combiné gaz.....	24
Figure 17: Fonctionnement d'un cycle de Brayton.....	32
Figure 18: Schéma d'une chaudière à niveau de pression et échange thermique.....	38
Figure 19: Diagramme T-S du cycle combiné.....	38
Figure 20: Principe de fonctionnement de cycle combine avec intégration de l'énergie solaire.....	42
Figure 21: Schéma d'une chaudière à un niveau de pression de l'échanges thermique en considérant l'intégration du solaire.....	43
Figure 22: Dimensionnement du capteur cylindro-parabolique.....	43
Figure 23: Variations mensuelles de la température ambiante.....	51
Figure 24: Variation mensuelle de l'irradiation solaire.....	52
Figure 25: Variation mensuelle de la puissance du cycle combiné.....	52
Figure 26: Variation mensuelle du rendement du cycle combiné.....	53
Figure 27: Comparaison entre la puissance solaire nette pour trois Longueur différentes.....	53
Figure 28: Représente le débit de fluide caloporteur pour trois Longueurs différentes.....	54
Figure 29: Représente le débit de fluide caloporteur pour trois Longueurs différentes.....	54

## LISTE DES FIGURES

Figure 30: Comparaison entre la puissance cycle combiné et la puissance hybride avec trois longueurs différentes.....	55
Figure 31: Le rendement du cycle combine solaire en fonction des mois.....	56
Figure 32: Variation du débit de vapeur trois longueurs différentes.....	57
Figure 33: Variation de débit vapeur en fonction de la longueur et $T_f$ entrée différente .....	57
Figure 34: Variation de température de sortie en fonction de la longueur et $T_f$ entrée différente.....	58
Figure 35: Longueurs maximales du champ solaire en fonction des mois .....	58
Figure 36: Variation du rendement combine solaire en fonction de la Longueur et la température d'entrée de fluide caloporteur.....	59
Figure 37: Variation de la Puissance solaire (MW) fonction des mois varie selon la Longueur.....	60
Figure 38: La Longueur maximale en fonction des années.....	60
Figure 39: Variation des revenus net en fonction des années avec des prix de vente différents.....	61
Figure 40: Variation de revenue net en fonction de prix de vente pour plusieurs années .....	61
Figure 41: Temps de retour sur investissement en fonction de prix de vente.....	62

## LISTE DES TABLES

Tableau 1: Les ISCC existants dans le monde .....	26
Tableau 2: La caractéristique des éléments.....	32
Tableau 3: Les caractéristique de la turbine à vapeur considérée .....	39
Tableau 4: Les caractéristiques d'un capteur solaire cylindro-parabolique.....	48
Tableau 5: Les caractéristiques du fluide caloporteur.....	48

# NOMENCLATURE

## Principales notations :

$\epsilon_{hs}$	Efficacité de l'échangeur de chaleur de system solaire	[%]
$\dot{m}_{cal}$	Débit du fluide caloporteur.	[kg/s]
$T_{fs}$	Température de la sortie de fluide caloporteur	[K]
$T_{fe}$	Température de l'entrée de fluide caloporteur	[K]
VAB	Valeur Actuelle Brute	[\$]
N	Nombre d'années.	[-]
$\tau_c$	Taux de compression.	[-]
$\eta_{TAV}$	Rendement de la turbine à vapeur.	[%]
$\eta_{TAG}$	Rendement de la turbine à gaz.	[%]
$\eta_{sdv}$	Rendement isentropique du turbine à vapeur	[%]
$\eta_{sd}$	Rendement isentropique du turbine à gaz	[%]
$\eta_{sc}$	Rendement isentropique de compresseur	[%]
$\eta_{cc}$	Rendement du cycle combine solaire	[%]
$\eta_{cc}$	Rendement de cycle combine	[%]
$\Delta T_{pinc}$	Pincement de la chaudière	[K]
$\gamma$	Efficacité optique	[%]
$\chi$	Titre de vapeur	[%]
$W_{TVu}$	Travail utile de la turbine à vapeur	[kJ/kg]
$W_{TVS}$	Travail isentropique de la turbine à vapeur	[kJ/kg]
$W_{TV}$	Travail réel de la turbine à vapeur	[kJ/kg]

## NOMENCLATURE

$W_{TAG}$	Travail utile de la turbine	[k J/kg]
$W_{sc}$	Travail isentropique du compresseur.	[kJ/kg]
$W_p$	Travail de la pompe.	[kJ/kg]
$W_{rd}$	Travail réel de la turbine.	[kJ/kg]
$W_{ccs}$	Travail réel du system hybride.	[ kJ/kg]
$W_c$	Travail réel du compresseur.	[ kJ/kg]
$T_{amb}$	Température ambient.	[K]
$T$	Température.	[K]
$Sp$	Prix de vente de l'électricité.	[\$/kWh]
$S$	Entropie	[J/K]
$r$	Constante des gaz parfaits.	[kJ/kg.K]
$Q_{surch}$	Puissance du surchauffeur	[kW]
$Q_p$	Puissance perdu par le fluide avec l'environnement	[kW]
$Q_{eva}$	La puissance de l'évaporateur	[kW]
$Q_{eco}$	La puissance de l'économiseur	[kW]
$Q_{ch}$	Quantité de chaleur	[kJ/kg]
$Q_a$	Flux solaire élémentaire absorbe par le fluide	[kW]
$P_{TVso}$	Puissance de la turbine a vapeur après l'intégration solaire	[kW]
$PCI$	Pouvoir calorifique inferieur	[kJ/kg]
$P$	Pression	[Pa]
$m_{vs}$	Débit de vapeur solaire	[kg/s]
$m_m$	Débit de mélange	[kg/s]

## NOMENCLATURE

$m_f$	Débit des gaz d'échappement	[kg/s]
$m_e$	Débit de vapeur	[kg/s]
$m_a$	Débit de l'air	[kg/s]
$m_c$	Débit du carburant	
K	Coefficient d'échange thermique entre le fluide caloporteur et l'extérieur	
h	Enthalpie spécifique	
G	Irradiation solaire	
F	Rapport du débit de carburant sur débit d'air	
Ec	Coût unitaire	
D	Ouverture du capteur solaire	
d	Diamètre de tube noirci	
Cs	Prix unitaire du champ solaire	
Cps	Prix de vente de l'électricité	
$C_{p_c}$	Chaleur spécifique du fluide a pression constant	
$C_p$	Chaleur spécifique de l'air a pression constant	
$\alpha$	Absorption du tube noirci	

### **Abréviations :**

ChC	Chambre à Combustion
CCG	Cycle Combinés Gaz
CCNG	Cycle Combine de Gaz Naturel
CCP	Concentrateur Cylindro-Parabolique

## NOMENCLATURE

CC	Cycle Combiné
DSG	Direct Steam Générations
GEF	Global Steam Génération
HCC	Cycle Combiné Hybride
HRSG	Heat Recovery Steam Génération (générateur de vapeur a récupération de chaleur).
HTF	Heat Transfert Fluid
ISCC	Integrated Solar Combined Cycle
ST	Solar Tower
NPCC	Natural Gaz combined cycle
PTC	Les Capteurs Paraboliques (Parabolic Trough Collector)
TAC	Turbine a Compression
TAV	Turbine a Vapeur
TAG	Turbine à Gas
VAB	Valeur Actuelle Brute
VAN	Valeur Actuel Net

### **Indices**

Econo	Economiseur
Evapo	Evaporateur
Surch	Surchauffeur
Cond	Condenseur
Comp	Compresseur
BP	Basse Pression

## NOMENCLATURE

MP	Moyenne Pression
HP	Haute Pression
P	Pompe
A	Entré économiseur
B	Entré évaporateur
C	Entré échangeur solaire
C'	Entré surchauffeur
D	Sortie surchauffeur
E	Sortie TAV
F	Sortie condenseur

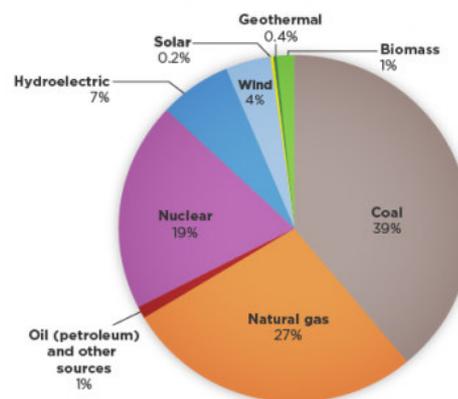
## Introduction générale

Les réserves mondiales prouvées d'énergies non renouvelables (fossiles et uranium + thorium) sont estimées en 2016 à 1 067 milliards de tonne d'équivalent pétrole (tep), soit 90 ans de production au rythme actuel. Cette durée est très variable selon le type d'énergie : 51 ans pour le pétrole, 53 ans pour le gaz naturel, 153 ans pour le charbon, 85 ans pour l'uranium.

La production mondiale d'énergie commercialisée était en 2016, selon BP (British Petroleum), de 13 276 Mtep, en progression de 18 % depuis 2006 ; elle se répartissait en 33,0 % de pétrole, 27,5 % de charbon, 24,2 % de gaz naturel, 4,5 % de nucléaire et 10,7 % d'énergies renouvelables (hydroélectricité 6,9 %, éolien 1,6 %, biomasse et géothermie 1,0 %, biocarburants 0,6 %, solaire 0,6 %). Cette statistique ne prend pas en compte les énergies autoconsommées (bois, pompes à chaleur, solaire thermique, etc.), qui selon l'Agence internationale de l'énergie représentaient 9,6 % en 2015 ; au total, la part des énergies renouvelables dans la production d'énergie mondiale est donc d'environ 19 %.

Depuis la révolution industrielle, la consommation d'énergie n'a cessé d'augmenter. Elle a progressé de 101 % en 42 ans, de 1973 à 2015 (consommation finale). La consommation finale énergétique mondiale s'élevait en 2015, selon l'Agence internationale de l'énergie, à 9 384 Mtep, dont 19 % sous forme d'électricité. Sa répartition par secteur était : industrie 29 %, transports 29 %, résidentiel 22 %, tertiaire 8 %, agriculture et pêche 2 %, usages non énergétiques (chimie, etc.) 9 % [1].

**Net Electricity Generation in the United States by Source (2013)**



*Figure 1: Les sources de production de l'électricité.*

Comme illustré à la figure 1, 67 % de l'électricité est produite au niveau mondiale en utilisant l'énergie fossiles qui engendre des émissions qui sont aujourd'hui la cause du réchauffement climatique et de la mort de plus de 5 million personnes annuellement par maladies respiratoire et cardiovasculaires. Parmi les solutions envisageables pour la réduction de ces émissions l'utilisation des cycles combinés qui sont des systèmes qui répondent à la fois aux exigences de production et aux exigences environnementales. Un cycle combiné est une centrale de production d'énergie combinant deux cycles thermodynamiques, un cycle de Brayton et un cycle de Rankine, dont les circuits se rassemblent dans une chaudière. L'intérêt d'un cycle combiné réside dans l'amélioration de son rendement grâce à cette combinaison entre les deux cycles thermodynamiques. De plus, il est possible d'augmenter ses performances environnementales et techniques grâce à son hybridation avec des sources d'énergie renouvelables notamment l'énergie solaire. Nous nous intéressons donc dans le présent mémoire à étudier les performances thermodynamiques et économique du cycle combiné avec intégration de l'énergie solaire (ISCC Integrated Solar Combined cycle).

Ainsi, l'exposé de nos travaux articulé autour de quatre chapitres :

Le premier chapitre donne un aperçu sur l'état de l'art et le niveau technologique atteint à l'échelle industrielle. Dans le deuxième chapitre sont présentés quelques principes thermodynamiques, quelques notions fondamentales et des généralités sur les cycles combinés et les capteurs solaires. Le troisième chapitre présente en détail la modélisation du cycle combiné simple et du champ solaire. Ce chapitre est achevé par une analyse économique. La présentation des résultats et leur discussion fera l'objet du dernier chapitre. Une Conclusion générale regroupant les principaux résultats est présentée à la fin de ce mémoire.

# *Chapitre I*

## *Etat de l'art*

## **I.1 –Introduction**

En Algérie, la quasi-totalité de l'électricité injectée dans le réseau national est produite par des centrales thermiques fonctionnant au gaz naturel. Il se trouve que l'Algérie n'est pas seulement un grand producteur de gaz, mais elle dispose aussi d'un immense territoire qui est béni d'une ressource qui est inépuisable et propre, c'est le rayonnement solaire. L'intensité du rayonnement solaire et la durée d'ensoleillement, surtout dans le sud, sont favorables à la production d'électricité à base de concentration solaire. Adoptant cette technologie, le dernier programme national, visant à promouvoir l'intégration des énergies renouvelables, a fixé l'objectif, qu'avant l'année 2020, il faudrait que 6% de la capacité nationale de génération d'électricité soit produite par des centrales thermiques solaires. Il a été fixé le but la construction de 4 centrales hybrides solaire/gaz, totalisant une capacité d'électricité solaire de 240 MW. L'hybridation solaire/gaz est adoptée comme solution technologique pour s'affranchir du système de stockage et de ses contraintes. La première action concrète du programme a été la construction de la première centrale solaire à Hassi R'Mel en 2011. L'hybridation est réalisée par l'intégration des miroirs cylindro-paraboliques dans une centrale thermique à cycle combiné. En journée, la centrale fonctionne en mode hybride, en nuit ou quand l'ensoleillement est réduit, la centrale fonctionne selon un cycle combiné conventionnel. L'évaluation thermodynamique d'une centrale thermique est une étape essentielle pour tout effort à fournir dans le but d'améliorer ses performances. Dans ce contexte, l'analyse exégétique est devenue avec le temps un outil très utile pour faire le diagnostic thermodynamique des systèmes énergétiques. Elle permet l'identification des sources d'inefficacités thermodynamiques mises en jeu. D'innombrables études ont démontré la fiabilité et l'efficacité de cette méthodologie quant à l'analyse thermodynamique des centrales thermiques en tous types, turbines à gaz, turbines à vapeur, centrales à cycle combiné...[2].

L'objectif du présent mémoire est d'appliquer l'analyse exégétique pour faire une évaluation des performances thermodynamiques d'un central hybride cycle combine avec intégration capteur cylindro-parabolique (ISCC).L'évaluation est basée sur la modélisation et la simulation thermodynamique de la centrale nous avons développé notre propre code par le langage FORTRAN.

## I.2 -Etat de l'art

-Le développement des technologies qui prennent profit du soleil, l'énergie n'a cessé de croître depuis la fin des années 1990. Cependant, l'utilisation commerciale de concentration de centrales solaires (CSP) n'a pas commencé à surgir jusqu'en 1980.

- La tour PS10 de Solnova (Espagne) Érigée près de Séville dans le sud de l'Espagne, Planta Solar 10 (PS10) est la première centrale solaire à concentration à tour mise en service en Europe, en 2007. Elle est aussi la première centrale à tour à délivrer de l'électricité de manière commerciale. Ses 624 miroirs mobiles (héliostats) d'une surface de 120 m<sup>2</sup> concentrent les rayons au sommet d'une tour de 115 m de haut, générant une puissance de 11 MW. Construite sur le même site, haute de 160 m et entourée de 1 255 héliostats, PS20 délivre une puissance de 20 MW depuis 2009. En 2010, trois centrales solaires à miroirs cylindro-paraboliques d'une puissance totale de 150 MW ont été mises en service à moins de 3 km de distance de ces deux tours, au sein du complexe solaire de Solnova.

-La centrale à miroirs cylindro-paraboliques d'Andasol-1 (Espagne) D'une puissance de 50 MW, Andasol-1 est la première centrale à miroirs cylindro-paraboliques mise en service en Europe, en 2008, dans le sud de l'Espagne. Ses 624 lignes de miroirs couvrent une surface de 51 ha, soit l'équivalent de 70 terrains de football. Andasol-1 est aussi la première centrale dans le monde dotée d'une capacité de stockage de la chaleur par sels fondus. Deux réservoirs de 36 m de diamètre sur 14 m de haut, contenant 28000 tonnes de sels de nitrate liquides, permettent de pallier l'absence d'ensoleillement durant une durée maximale de 7,5 h. Deux autres centrales de 50 MW ont été mises en service sur le même site situé à 1 100 m d'altitude : Andasol-2 en 2009 et Andasol-3 en 2011.

-En 2009, il y avait 1,2 GW d'énergie solaire concentrée en construction et 13,9 GW annoncé pour commencer à travailler en 2014.

- En 2010, l'Espagne est le pays où la plupart des projets de DSP, avec 22 projets construits pour l'équivalent de 1,037 MW. Aujourd'hui, il ya plus de 30 projets opérationnels, qui donnent une puissance électrique totale de 1282,65 MW.

-Le plus grand projet de construction est situé dans le désert de Mojave en Californie, Etats-Unis, il compte avec neuf unités et donne un total de 354 MW<sup>13</sup>.

-D'autres grands projets de 150, 100 et 50 MW sont situés en Espagne, principalement dans le sud où le soleil, l'irradiation est plus élevé.

-D'autres projets importants de l'ordre de 20 MW et 17 MW de puissance sont construits respectivement au Maroc et Iran13.

-Trois projets de la Banque mondiale pour les pays en développement ont déjà été approuvés, ils sont centrales solaires thermiques / cycle combiné turbine à gaz qui devraient être situés en Egypte, au Mexique et Maroc.

-En Italie, la centrale solaire Archimède, situé en Sicile, a été terminé en Juillet 2010, avec une puissance opérationnelle de 5 MW. Aujourd'hui, il ya plus de 2.200 MW de la concentration de centrales solaires en construction, situés principalement en Espagne et aux Etats-Unis.

- La centrale à miroirs cylindro-paraboliques de Shams-1 (Émirats arabes unis) A sa mise en service en mars 2013, Shams-1 est devenue la première centrale solaire à concentration en activité au Moyen-Orient, mais aussi la plus puissante dans le monde avec une capacité de 100 MW. Située dans l'émirat d'Abou Dabi aux Émirats arabes unis, co-exploitée par Total et le groupe industriel espagnol Abengoa, elle possède plus de 258000 modules cylindro-paraboliques répartis sur 768 lignes de 150 m de long. Un système de refroidissement sec permet de condenser la vapeur d'eau après son passage dans les turbines, réduisant ainsi la consommation d'eau, un critère important dans cette région désertique. Shams-1 possède également deux brûleurs à gaz qui permettent de surchauffer la vapeur d'eau afin d'augmenter le rendement du cycle thermodynamique et donc la quantité d'électricité produite. Sept brûleurs plus petits permettent eux de réchauffer le fluide caloporteur constitué d'huile synthétique au démarrage matinal de la centrale et lors des épisodes nuageux.

- La centrale solaire combinée à une centrale thermique classique d'Ain Beni Mathar (Maroc) La centrale d'Ain Beni Mathar au Maroc est l'une des cinq centrales solaires hybrides au monde. Ses 56 lignes de concentrateurs cylindro-paraboliques fournissent une puissance de 20 MW qui sert à surchauffer, le jour, la vapeur d'eau produite par le cycle vapeur d'une centrale à gaz à cycle combiné d'une puissance de 450 MW. Contrairement aux autres centrales, l'énergie solaire n'est donc pas la ressource principale mais la ressource secondaire. Dans les prochaines années, le Maroc entend valoriser son potentiel solaire exceptionnel et ainsi réduire sa forte dépendance énergétique liée à de faibles réserves en hydrocarbures, tout

en limitant ses émissions de gaz à effet de serre. Depuis mai 2003, une centrale à miroirs cylindro-paraboliques de 160 MW est en construction près de Ouarzazate, pour une mise en service en 2015. Une phase d'extension du site permettant de porter sa capacité totale à 500 MW est prévue d'ici à l'horizon 2020.

- La future centrale solaire à miroirs de Fresnel de Llo (France) En 2014, une centrale solaire de 9 MW est en construction à Llo dans les Pyrénées-Orientales (France). Basée sur la technologie des miroirs de Fresnel, elle est construite par l'entreprise française CNIM. Des miroirs légèrement concaves et rectangulaires, capables de pivoter autour d'un axe horizontal de façon à suivre la course du soleil, seront positionnés en parallèle sur 25 lignes de 340 m de long. Ces miroirs sont plus faciles et moins chers à fabriquer que les miroirs cylindro-paraboliques. La température atteinte par le fluide caloporteur est cependant plus basse : 300°C au maximum. Le fluide sera constitué d'eau afin d'éviter les problèmes de sécurité et d'environnement liés à l'utilisation d'huiles synthétiques (inflammables) et de sels fondus (corrosifs). Une autre centrale de démonstration pour cette technologie (12 MW prévus) est en projet en France. Elle sera construite par la société Solar Euromed à Alba Nova en Corse. Depuis 2012, deux centrales à miroirs de Fresnel délivrent déjà du courant électrique en Espagne et en Australie, pays qui a en outre programmé pour 2013 une nouvelle mise en service d'une centrale utilisant cette technologie.

- La tour Gemasolar (Espagne) Mise en service en 2011 près de Séville, dotée d'une puissance de 20 MW, Gemasolar est la troisième et la plus récente des centrales à tour construites en Espagne. Ses 2650 miroirs pivotants représentent une surface de 120 m<sup>2</sup>; ils concentrent le rayonnement solaire en haut d'une tour de 140 m où le fluide caloporteur, composé de sels fondus, peut atteindre une température de 500 °C. Gemasolar est la première centrale solaire au monde fournissant de l'électricité 24 h sur 24, sans utiliser d'autres sources d'énergies (gaz, fioul, charbon...), grâce à un réservoir de sels fondus qui permet de pallier l'absence de soleil pendant une durée maximale de 15 h. Ce fonctionnement 24 h sur 24 est cependant limité à l'été. Le reste de l'année, la centrale fonctionne environ 20 h par jour.

- Projet Ivanpah (trois tours en construction aux USA) Depuis octobre 2010, trois centrales solaires à tour d'une puissance totale de 377 MW sont en construction sur le lac asséché d'Ivanpah, dans le désert de Mojave en Californie. Le site couvre plus de 1400 hectares. Les 170 000 miroirs orientables de 15 m<sup>2</sup> sont officiellement en activité depuis février 2014.

- Thémis, futur prototype d'une centrale à haut rendement (France) Construite à partir de 1979 dans les Pyrénées-Orientales, Thémis est le précurseur de la centrale solaire à tour espagnole Gemasolar. Elle est en effet la première centrale à tour dans le monde à avoir utilisé un sel fondu comme fluide caloporteur. Reliée au réseau électrique national depuis 1983, elle a été fermée trois ans plus tard, le pétrole étant redevenu bon marché et la France ayant fait le choix du nucléaire. Depuis 2004, avec le soutien de la région Languedoc-Roussillon et le département des Pyrénées-Orientales, le projet Pégase du CNRS lui redonne vie. En 2013, plus de 100 miroirs mobiles de 52 m<sup>2</sup> sont à nouveau opérationnels. Situé au sommet d'une tour de 105 m de haut, le récepteur solaire est en cours de construction. Sa conception a nécessité de nombreuses recherches, notamment en terme de choix de matériaux : le récepteur devra supporter des températures proches de 800°C et transférer de manière efficace la chaleur au fluide caloporteur constitué d'air comprimé. Une centrale à gaz sera aussi implantée sur le site. L'objectif de Pégase est en effet d'expérimenter un prototype de centrale d'une puissance totale de 1,8 MW, à haut rendement, hybridant une centrale solaire et une centrale à gaz. De l'air comprimé préchauffé à 800°C dans le récepteur solaire sera introduit dans la chambre de combustion d'une turbine à gaz, afin d'augmenter sa température jusqu'à 1000-1200 °C. Cette technologie ouvre la voie vers les cycles combinés qui permettent d'atteindre un rendement du cycle thermodynamique approchant 55 % contre 30-33 % actuellement [3].

## *Chapitre II*

### *Généralité et revue bibliographique*

## II.1-Descriptif des turbines à gaz (TAG) et des cycles combinés (CC)

### II.1.1-La turbine à gaz

La turbine à gaz est un système constitué de plusieurs composantes, à savoir: le compresseur, la chambre de combustion, la turbine de détente et le sous système auxiliaire (Figure 1). L'air qui rentre dans le compresseur entraîne par la turbine, sort à une pression plus élevée puis entre dans la chambre de combustion où l'énergie chimique du carburant est convertie en énergie thermique produisant des gaz à haute température. Ces gaz se détendent dans la turbine où ils contribuent à la production de l'énergie mécanique. L'ensemble de ces processus est connu sous le nom du cycle de Brayton. L'énergie mécanique couvre l'énergie requise pour la compression du débit des gaz relatif à la machine, la consommation du sous système auxiliaire, les pertes par frottements et l'énergie mécanique nette, laquelle est convertie en énergie électrique ou laissée telle quelle selon la destination.

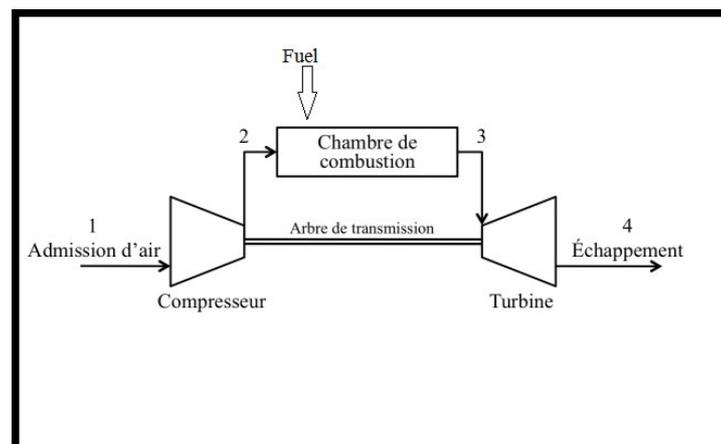


Figure 2: Schéma d'une turbine à gaz simple

### II.1.2-Turbine à vapeur

La turbine à vapeur est un moteur thermique à combustion externe, fonctionnant selon le cycle thermodynamique dit de Clausius-Rankine. Ce cycle se distingue par le changement d'état affectant le fluide moteur qui est en général de la vapeur d'eau. Elle transforme l'énergie thermique de la vapeur d'eau pendant la détente en énergie mécanique de rotation d'arbre pour entraîner un dispositif mécanique tournant. L'eau liquide est mise en pression par une pompe et envoyée vers la chaudière.

- L'eau liquide est comprimée par une pompe et envoyée vers la chaudière.
- L'eau est chauffée, vaporisée et surchauffée dans la chaudière.
- La vapeur se détend dans la turbine en fournissant de l'énergie mécanique.
- La vapeur détendue est condensée au contact de la source froide sous vide partiel [5].

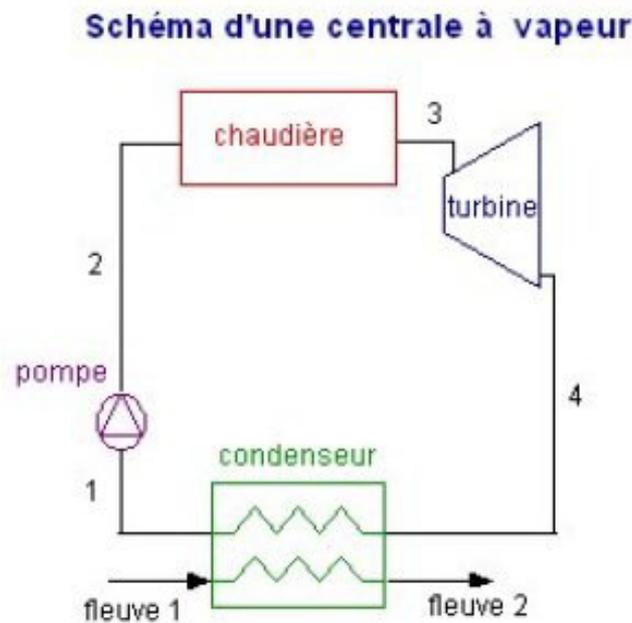


Figure 3: Schéma d'une centrale à vapeur.

### II.1.3-Le cycle combiné

Dans un cycle combiné Figure 3 l'énergie contenue dans les gaz d'échappement de la turbine à gaz est récupérée dans une chaudière récupératrice (HRSG) en faisant passer l'eau successivement dans les trois échangeurs suivants: économiseur qui a pour fonction l'augmentation de la température de l'eau à la température de saturation qui correspond à la pression de l'eau à sa sortie de la pompe, l'évaporateur dans lequel l'eau à l'état liquide saturée est vaporisée et en fin le surchauffeur où la vapeur d'eau qui sort de l'évaporateur à la température de saturation est surchauffée jusqu'à atteindre une température limite au-dessus de laquelle la tenue des matériaux de la chaudière est affectée. La vapeur surchauffée se détend ensuite dans une turbine pour produire de l'énergie mécanique.

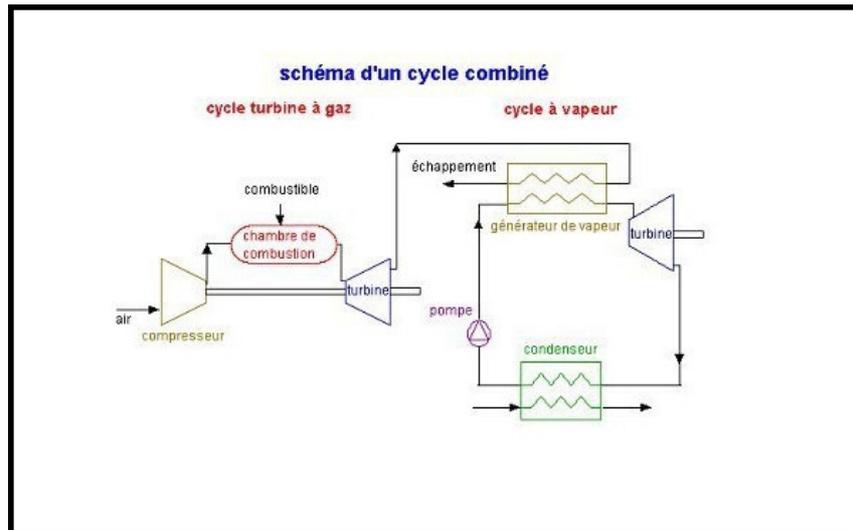


Figure 4 : Cycle combiné - schéma de principe.

### II.1.4-La chaudière de récupération HRSG

La chaudière de récupération est constituée de trois échangeurs montés en série : l'économiseur, l'évaporateur et le surchauffeur. Ces échangeurs sont placés perpendiculairement dans un carneau de fumée. La chaudière de récupération remplit trois fonctions représentées par l'économiseur (l'eau d'alimentation est chauffée jusqu'à la température de vaporisation à la pression correspondante), par l'évaporateur (l'eau est vaporisée) et par le surchauffeur (la vapeur est surchauffée à la température désirée).

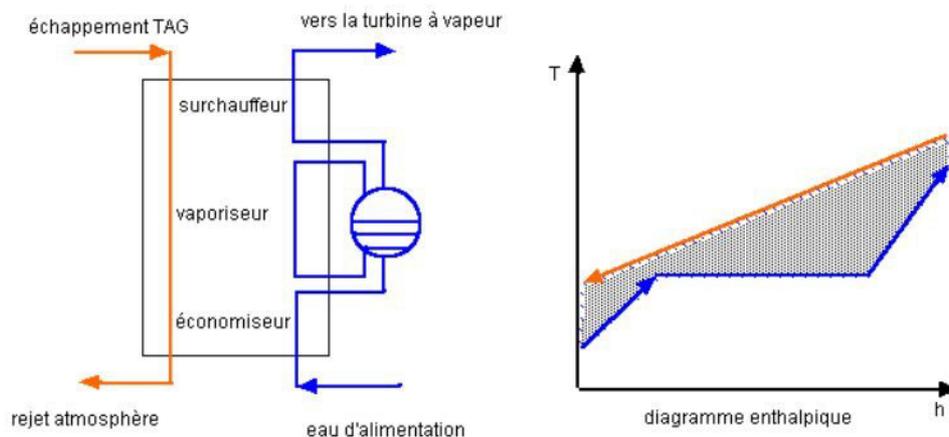


Figure 5 : Les différents éléments d'une chaudière de récupération.

Une centrale solaire de ce type est constituée essentiellement d'un champ solaire et d'un cycle combiné. Ce dernier est formé d'un cycle à gaz et d'un cycle à vapeur, fonctionnant alternativement grâce à la chaudière de récupération. Cette combinaison produit de l'électricité plus efficacement qu'une turbine à gaz ou une turbine à vapeur seule. En effet, la représentation graphique de l'évolution du rendement du cycle combiné  $\eta_{cc}$  en fonction de l'efficacité de la chaudière de récupération, figure 6, montre bien que le rendement augmente avec l'efficacité.

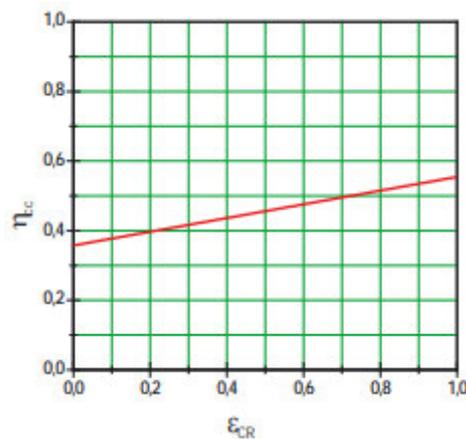


Figure 6 : Rendement du cycle combiné en fonction de l'efficacité de la chaudière.

Deux paramètres importants sont utilisés pour caractériser l'échange thermique dans la chaudière. Il s'agit de la température d'approche, qui est l'écart de température de l'eau en sortie de l'économiseur par rapport à l'état de saturation dans le ballon. Et la température de pincement, qui est l'écart de température entre la sortie des fumées à l'évaporateur et la température de saturation dans la boucle élaboratrice.

## II.2-Les centrales solaires

Les centrales solaires utilisent le rayonnement solaire pour produire de l'électricité. Il existe des différents types de centrales solaires mais toutes sont basées sur le même principe. Elles concentrent les rayons du soleil pour chauffer à très haute température un liquide particulier non vaporisable. Ce liquide chauffe à son tour l'eau d'une chaudière à vapeur, elle-même reliée à une turbine et à un alternateur pour produire de l'électricité. La vapeur d'eau est alors condensée (retourne à l'état liquide) grâce à une tour de refroidissement.

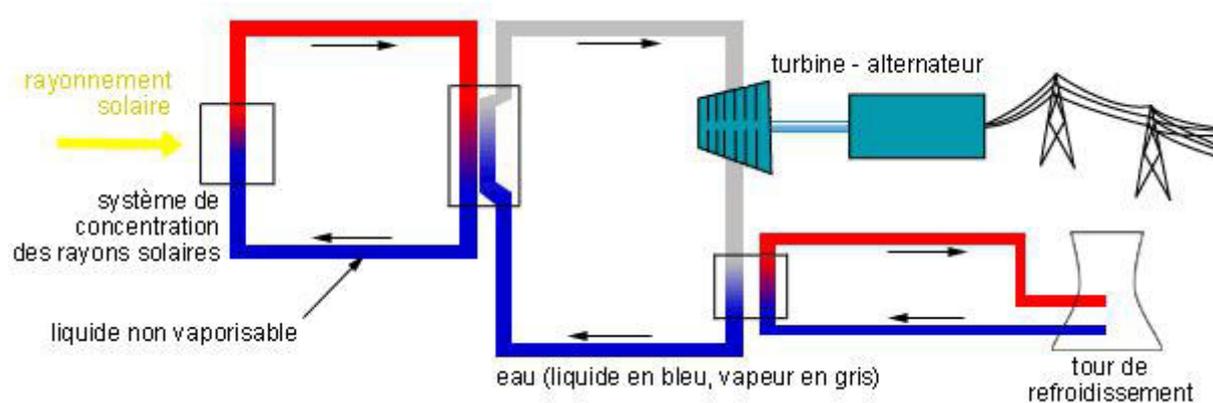


Figure 7: Centrale solaire

L'inconvénient des centrales solaires est qu'elles ne peuvent pas produire d'électricité la nuit.

Pour palier à ce problème, on a deux solutions :

- soit on stocke durant le jour une partie de la chaleur apportée par le fluide non vaporisable dans un accumulateur (cette chaleur sera libérée durant la nuit et exploitée pour produire de l'électricité) ;
- soit on utilise des carburants fossiles comme le gaz par exemple pour chauffer le liquide non vaporisable. Pour cela, on installe dans la centrale une chaudière à gaz qui prend le relais des miroirs la nuit et qui s'arrête au matin.

Comme il existe différents moyens pour concentrer le rayonnement solaire, on aboutit à différentes centrales. Les plus courantes sont :

- les centrales à Collecteurs cylindro-paraboliques
- les centrales à Collecteur de Fresnel
- les centrales à Tour solaire
- les centrales à Miroir parabolique (Dish-Stirling)

### II.2.1–Rendement

Les centrales solaires ont un faible rendement, environ 15 %, en comparant avec des autres centrales existantes: centrales thermiques, entre 38% et 55% et centrales nucléaires, environ 33%. Du fait de ce faible rendement, on installe ces centrales dans des zones dites favorables, c'est-à-dire des zones de climat sec avec un ensoleillement fort (supérieur à 1800 kWh/m<sup>2</sup>) et longue durée (supérieure à 3000 heures par an).

### II.2.2-Aperçu de la technologie

Les centrales solaires sont une technologie relativement récente, possédant un important potentiel de développement. Elles offrent une opportunité aux pays ensoleillés comparable à celle des fermes éoliennes pour les pays côtiers.

Les endroits les plus prometteurs pour l'implantation de ces technologies sont ceux du sud-ouest des États Unis, l'Amérique du Sud, une grande partie de l'Afrique, les pays méditerranéens et du Moyen Orient, les plaines désertiques d'Inde et du Pakistan, la Chine, l'Australie, etc.

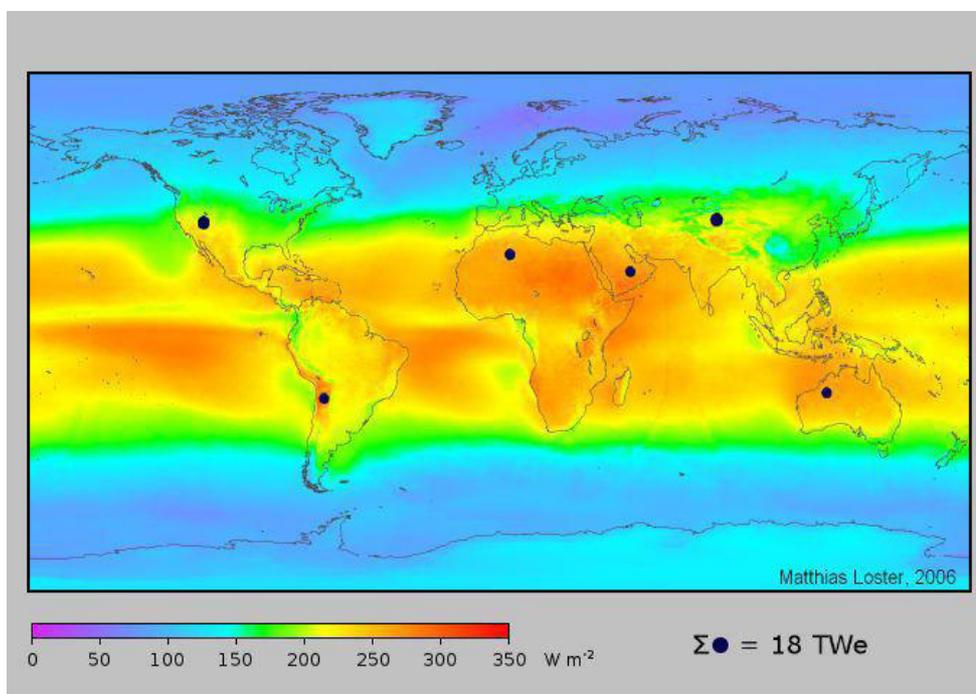


Figure 8 :L'irradiation solaire moyenne

Dans beaucoup de 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 solaire. Cette énergie est équivalente à la production annuelle d'une centrale classique de 50 MW [6].

### II.3- Types du collecteur solaire

Il existe quatre principales technologies de collecteur solaires, en occurrence, miroir cylindro-parabolique, miroir de Fresnel, miroir parabolique, et miroirs pour tour solaire.

#### II.3.1-Collecteur cylindro-paraboliques

Un collecteur cylindro-parabolique est un capteur solaire à foyer linéaire, fondamentalement composé d'un concentrateur en forme de cuvette parabolique qui reflète le rayonnement solaire direct sur un tube récepteur situé dans la ligne focale de la parabole. L'ouverture du capteur reflète le rayonnement solaire sur une surface plus petite du tube du récepteur, chauffant le fluide qui y circule. Le rayonnement solaire est ainsi transformé en énergie thermique sous forme de chaleur qui peut atteindre la chaleur latente du fluide. Cette énergie thermique peut alors être employée pour alimenter des processus industriels en énergie thermique indispensable (par exemple, l'industrie alimentaire, industrie pétrochimique, etc.) ou par des cycles de Rankine pour produire l'électricité avec une turbine à vapeur dans une centrale thermique solaire. Les capteurs cylindro-paraboliques peuvent fournir aujourd'hui l'énergie thermique utile jusqu'à 398°C. La limitation principale de la température maximale est imposée par l'huile thermique actuellement utilisée comme fluide de fonctionnement, parce qu'elle se dégrade rapidement au-dessus de 398°C. Cependant, la recherche en nouveaux fluides promet les températures plus élevées près de 500°C au moyen terme [7].

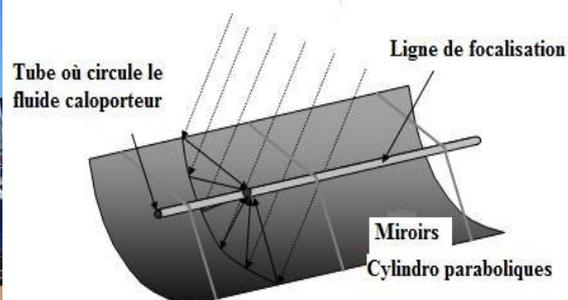


Figure 9 : Collecteur cylindro-parabolique.

### II.3.2-Collecteur de Fresnel

Le principe d'un concentrateur de Fresnel réside dans ses miroirs plans (plats) dits réflecteurs compacts linéaires, Figure (10). Le facteur de concentration peut dépasser 100. Chacun de ces miroirs peut pivoter en suivant la course du soleil pour rediriger et concentrer en permanence les rayons solaires vers un tube absorbeur. Chacun des miroirs peut pivoter en suivant la course du soleil pour rediriger et concentrer en permanence les rayons solaires vers un tube ou un ensemble de tubes récepteurs linéaires fixes. En circulant dans ce récepteur horizontal, le fluide caloporteur peut être vaporisé puis surchauffé jusqu'à 500 °C. De ce fait, la vapeur est générée directement dans les tubes récepteurs. La vapeur alors produite est dirigée vers le bloc de puissance pour actionner une turbine qui produit de l'électricité. Le cycle thermodynamique est généralement direct, ce qui permet d'éviter les échangeurs de chaleur. En effet, en ce moment ce type de collecteur fait l'objet d'intensive activité de recherche pour permettre la génération directe de la vapeur dans le champ solaire. Ainsi, dans toute la centrale thermique un seul fluide circule, dans le champ solaire et dans le bloc de puissance. Principal avantage de cette technologie, les miroirs plats sont bien meilleur marché que les miroirs paraboliques. Les coûts d'investissement par zone miroir sont plus faibles, mais le rendement annuel reste inférieur à 10%. [8]

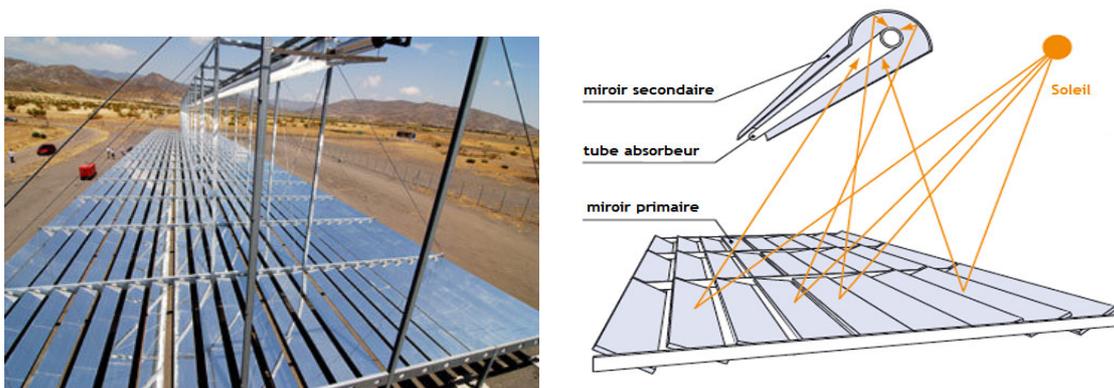


Figure 10 : Collecteur de Fresnel

### II.3.3-Tour solaire

Les centrales à tours sont constituées de deux blocs, voir (figure 11). Le bloc solaire utilise des miroirs pour concentrer le rayonnement solaire et produire ainsi de la chaleur. Il est constitué d'un champ de miroirs mobiles qui réfléchissent le rayonnement solaire vers un récepteur où l'énergie solaire est convertie en chaleur. Le bloc puissance, similaire à un

Le système conventionnel, est constitué d'une chaudière pour la génération de vapeur, d'une turbine entraînant un alternateur pour la production de l'électricité. Un fluide caloporteur permet le transfert de la chaleur du bloc solaire au bloc de puissance. Les centrales à tour présentent plusieurs avantages. D'abord, à la différence des cylindro-paraboliques où la chaleur est générée au niveau de la ligne focale de chaque miroir avant d'être collectée, dans les centrales à tour, ce sont les rayons du soleil réfléchis par les miroirs qui sont « collectés » au niveau du récepteur. Ceci permet de minimiser les pertes de chaleur. De plus, le facteur de concentration est très important; il peut dépasser facilement les valeurs de 1000. Ce qui assure non seulement une grande efficacité mais aussi de plus hautes températures qui peuvent aller jusqu'à 1000°C.

Les tours peuvent générer de la vapeur saturée ou surchauffée directement, ou utiliser de l'air ou d'autres fluides de transfert de chaleur [9].

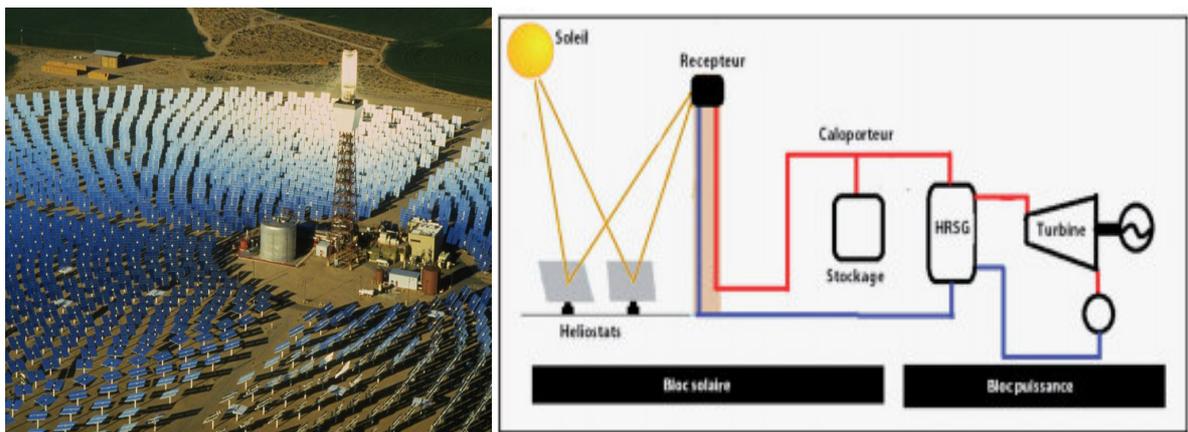


Figure 11 : Tour solaire.

### II.3.4-Capteurs paraboliques (Dish-Stirling)

Les capteurs paraboliques Ayant la même forme que les paraboles de réception satellite, les capteurs paraboliques fonctionnent d'une manière autonome. Ils s'orientent automatiquement et suivent le soleil sur deux axes afin de réfléchir et de concentrer les rayons du soleil vers un point de convergence appelé foyer. Ce foyer est le récepteur du système. Il s'agit le plus souvent d'une enceinte fermée contenant du gaz qui est monté en température sous l'effet de la concentration.

Cela entraîne un moteur Stirling qui convertit l'énergie solaire thermique en énergie mécanique puis en électricité. Le rapport de concentration de ce système est souvent supérieur

à 2000 et le récepteur peut atteindre une température de 1000°C. L'un de leurs principaux avantages est la modularité : ils peuvent en effet être installés dans des endroits isolés, non raccordés au réseau électrique. Pour ce type de système, le stockage n'est pas possible [10].

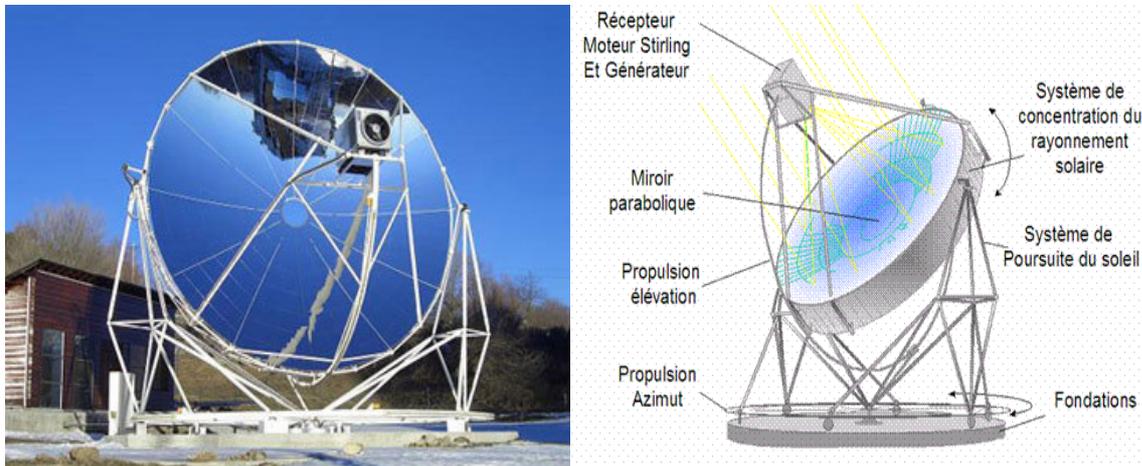


Figure 12 : Capteurs paraboliques (Dish-Stirling)

## II.4-Centrale solaire cylindro-parabolique

### Introduction

Le concentrateur cylindro-parabolique (CCP) sont les concentrateur linéaire les plus utilisés pour la conversion thermodynamique de l'énergie solaire, surtout dans les domaines industriels et domestiques qui exigent une température de service entre 80°C et 160°C. La production d'électricité nécessite des températures élevées de 400°C à 1200°C. Nous pouvons produire de la vapeur surchauffée dans les centrale électriques, avec des concentrateurs cylindro-parabolique, ou la température atteignant jusqu'à 1500°C et plus. Les concentrateur cylindro-parabolique sont les technologie les plus prometteuse pour prendre la place des énergies non renouvelable ( fossile et nucléaire) surtout dans le domaine industriel (centrale électrique, système hybride, le dessalement, l'air conditionné.....etc.) [11].

### II.4.1-Principe de fonctionnement

Le champ solaire se compose de rangées parallèles de longs miroirs cylindro-paraboliques qui tournent autour d'un axe horizontal pour suivre la course du soleil. Les rayons solaires sont concentrés sur un tube récepteur horizontal, dans lequel circule un fluide caloporteur dont la température atteint en général 400°C. Ce fluide est ensuite pompé vers le bloc de puissance à travers des échangeurs afin de produire de la vapeur surchauffée qui actionne une turbine ou un générateur électrique. Le facteur de concentration peut aller jusqu'à 100. Les collecteurs cylindro-paraboliques représentent la technologie la plus mature et ils sont présents dans la plus grande partie des projets en cours. Le rendement moyen annuel de la conversion solaire-électricité peut atteindre 15% [12].

### II.4.2-Le champ solaire

Où le rayonnement solaire direct est rassemblé et converti en énergie thermique sous forme de chaleur véhiculée par le fluide caloporteur entre le champ solaire et le système de la turbine ou du stockage thermique. Le champ solaire se compose de rangées parallèles des capteurs solaires et peut avoir plusieurs configurations en fonction de la manière dont il est alimenté en fluide caloporteur. Dans tous les cas, la tuyauterie de sortie est la plus courte possible pour minimiser les pertes vers l'ambiance.

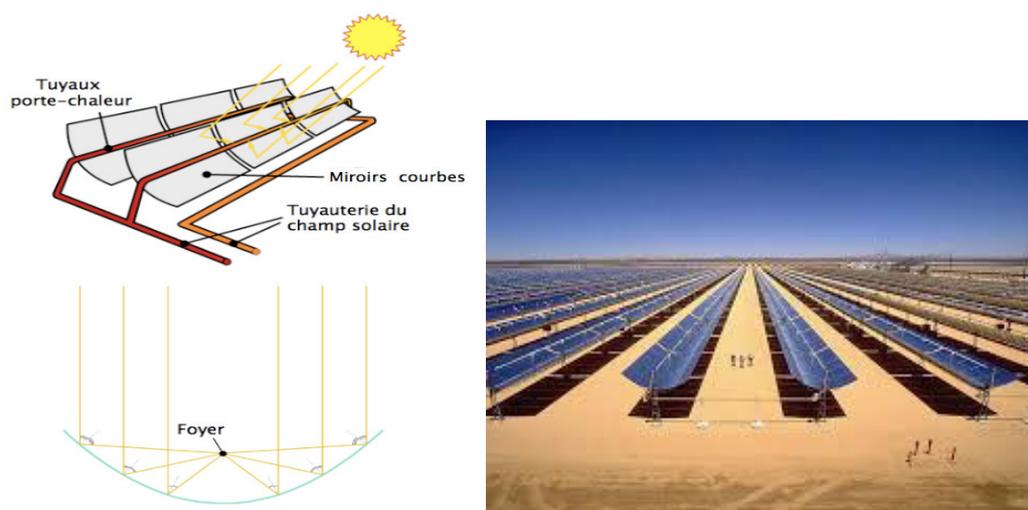


Figure 13 : Le champ solaire cylindro-parabolique

## II.5-Les différentes parties du collecteur cylindro-parabolique

### II.5.1-Le tube absorbeur

L'absorbeur est le principal composant dans les concentrateurs cylindro-parabolique, ils represent généralement 30% du cout de la construction. Les pertes par échange convectifs et radiatifs à l'extérieur sont très important, afin de les limiter, une enveloppe en verre recouvre l'absorbeur et permet en faisant le vide dans l'espace annulaire d'éliminer les pertes thermique par convection entre le tube absorbeur et l'enveloppe du verre, les pertes de chaleur peuvent être réduites aussi en réduisant l'émissivité dans infrarouge du tube absorbeur (cuivre ou aluminium) à l'aide des surface dite sélectives, ces surfaces sont de couleur foncée afin d'absorber le maximum de rayonnement solaire en émettent tres peu d'infrarouges, de nos jours les fabricants emploient des revêtement utilisent des oxydes de chrome, de nickel ou de titane réalisé par plusieurs méthodes (projection sous vide, électrolyse, action chimique ...)

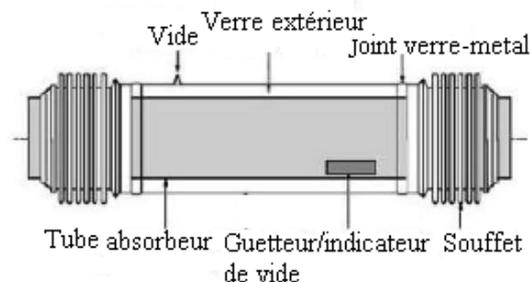


Figure 14 : Tube absorbeur

### II.5.2-Les fluides caloporteurs

L'énergie thermique provenant du rayonnement solaire et convertie grâce à un fluide caloporteur puis un fluide thermodynamique dans certains cas le fluide caloporteur est utilisé directement comme fluide thermodynamique, le choix du fluide caloporteur détermine la température maximale admissible, oriente le choix de la technologie et des matériaux du récepteur et conditionne la possibilité et la commodité du stockage.

L'eau liquide est a priori un fluide de transfert idéal, elle offre un excellent coefficient d'échange et possède une forte capacité thermique, en outre elle peut être utilisée directement

comme fluide thermodynamique dans un cycle de Rankine, cependant son utilisation implique de travailler à des pressions très élevées dans les récepteurs en raison des hautes températures atteintes, ce qui pose problème pour les technologies cylindro-parabolique.

### II.5.2.1 Les fluides organiques

Les huiles sont des fluides monophasiques qui présentent un bon coefficient d'échange, leur gamme de température est limitée à environ 400°C, c'est le fluide le plus couramment employé dans les centrales à collecteurs cylindro-parabolique.

Les sels fondus à base de nitrates de sodium et potassium offrent un coefficient d'échange et possèdent une densité élevée, ils sont donc également de très bons fluides de stockage, leur température de sortie peut constituer une combinaison déjà éprouvée.

Les gaz tels que l'hydrogène ou l'hélium peuvent être utilisés comme fluides thermodynamique et entraîner les moteurs Stirling qui sont associés aux collecteur parabolique.

Les fluides organiques possèdent une température d'évaporation Relativement basse et sont utilisée comme fluide thermodynamique dans un cycle de Rankine come (butane, propane,... etc.)

L'air peut-être utilise comme un fluide caloporteur ou comme un fluide thermodynamique dans la turbine à gaz.

### II.5.3-Température maximale du fluide caloporteur

D'un point de vue thermodynamique, plus la température du fluide caloporteur à la sortie du champ solaire est élevée, plus le rendement de la conversion solaire/électricité est grand. Cependant il y'a une contrainte qui limite la température de fonctionnement 'un fluide caloporteur, c'est sa stabilité thermique a haute température, les propriétés thermodynamique du fluide se dégradent et de ce fait il perd ses qualités comme fluide caloporteur. Il reste le faite que les pertes de chaleur par convection, conduction et rayonnement augmentent considérablement avec l'augmentation de la température.

### II.5.4-Réflecteur (miroirs)

Les réflecteurs d'un CCP étaient généralement en miroir ou autre métal réfléchissant. Les miroirs sont composés de verre pauvre en fer, ce verre est recouvert d'une pellicule d'argent en sa partie inférieure et d'un enduit spécial de protection. Le matériau réfléchissant le mieux indiqué est l'aluminium pur, l'acier inoxydable a été expérimenté mais il n'est pas conseillé parce que son pouvoir de réflexion est insuffisant

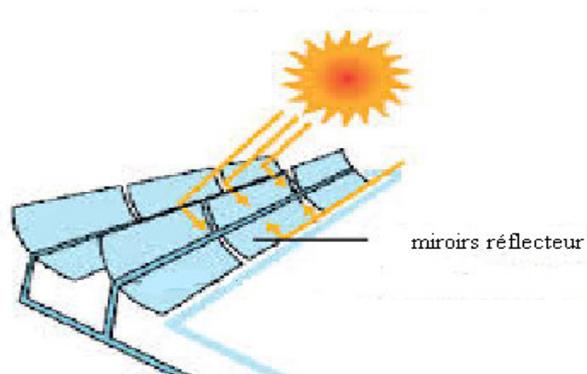


Figure 15 : Miroirs réflecteurs

### II.5.5-Couverture transparente

Durant le fonctionnement thermique d'un capteur solaire, la couverture transparente joue un rôle essentiel, qui est de permettre l'effet de serre : elle doit pour cela transmettre la plus grande partie essentiel, qui est du rayonnement solaire incident, est absorber ou réfléchi dans le cas des couvertures transparentes dite sélectives, les rayons infrarouge provenant de l'absorbeur. Elle doit aussi confiner une lame d'air au-dessus de l'absorbeur, de façon à limiter les échanges convectifs. De façon contradictoire, la couverture transparente est donc par l'effet de serre à l'origine de l'échauffement de l'absorbeur, et par réémission des rayons infrarouge les sièges des pertes thermiques les plus importantes du capteur solaire

### II.6-Type des Couplage de cycle combine avec concentrateur solaire

Pour pouvoir choisir le couplage le plus performant entre un cycle combine et un ilot solaire l'analyse des différentes technologies de couplage doit être réalisée. Dans le cycle combiné, le couplage avec une source d'énergie solaire peut se faire à cinq endroits différents, aussi bien dans la partie turbine à gaz ou turbine à compression tac que dans la turbine à vapeur (TAV) [13].

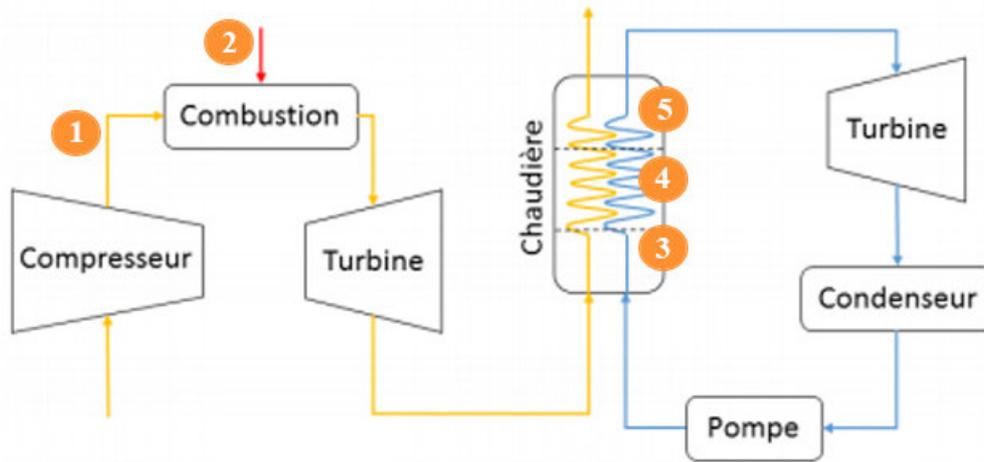


Figure 16 : Schéma d'un cycle combiné gaz [14]

### II.6.1-Couplage après le compresseur

Le couplage peut avoir lieu dans le cycle gaz au niveau de la sortie du compresseur. Les collecteurs solaires sont insérés directement dans le cycle gaz. La chaleur fournie par les collecteurs solaires sert à préchauffer le gaz en sortie du compresseur et avant son entrée dans la chambre à combustion. Le gaz entre ainsi dans la chambre à combustion à une température plus élevée et la consommation de combustible est donc réduite. Cette architecture est présentée dans différents articles avec un collecteur solaire principalement de type tour solaire.

### II.6.2-Couplage au niveau de la chambre à combustion

Le couplage peut également se faire au niveau de la chambre à combustion dans le cycle gaz. Il aide à la reformation du combustible ou bien est utilisé pour remplacer la chambre à combustion par un stockage thermique.

### II.6.3-Couplage au niveau de la turbine à vapeur

C'est dans la chaudière (Heat Recovery Steam Generator ou HRSG) que les pertes exégétiques sont les plus importantes lors de la phase de chauffe du liquide de transfert

thermique de la turbine à vapeur. Pour rappel, l'exergie mesure la qualité de l'énergie, c'est-à-dire que la variation d'exergie au cours d'une transformation correspond à l'opposé du travail maximum récupérable. La qualité de l'énergie ne peut que diminuer au cours d'une transformation. Si le couplage entre un cycle combiné et un îlot solaire se fait au niveau de la turbine à vapeur, la partie solaire aide à générer de la vapeur au lieu de permettre une réduction des pincements et donc des pertes exégétiques. Ainsi, le couplage entre le CCG et le solaire à ce niveau peut se révéler intéressant. Plusieurs paramètres, de couplage au niveau de la TAV, sont étudiés :

- le niveau de pression,
- l'opération (ou les opérations) effectuée(s) lors du couplage : préchauffage, évaporation et/ou surchauffe,
- la génération de vapeur, soit en générant la vapeur directement dans le cycle vapeur (DSG - Direct Steam Generation), soit en générant la vapeur par l'utilisation d'un fluide de transfert thermique supplémentaire (HTF - Heat Transfer Fluid).

### **II.7-Niveau de pression :**

Le couplage dans la chaudière peut se faire aux niveaux basse pression (BP), moyenne pression (MP) ou haute pression (HP). Préchauffage, Évaporation et/ou Surchauffe. Différentes opérations et combinaisons d'opérations peuvent être réalisées sur l'eau du cycle vapeur :

- évaporation : L'eau est prélevée à la sortie de l'économiseur. La vapeur saturée qui est alors générée est réinjectée dans les ballons pour être surchauffée par la chaudière.
- préchauffage et évaporation : L'eau est prélevée avant l'économiseur. La vapeur saturée qui est alors générée est réinjectée dans les ballons.
- évaporation et surchauffe : L'eau est prélevée à la sortie de l'économiseur. La vapeur qui est alors générée est réinjectée dans les surchauffeurs.
- préchauffage, évaporation et surchauffe : L'eau est prélevée avant l'économiseur. La vapeur qui est alors générée est réinjectée dans les surchauffeurs.

DSG ou HTF Une déviation dans le cycle vapeur est mise en place pour permettre à l'eau/vapeur de circuler dans le collecteur solaire thermodynamique et ainsi aider à son chauffage et/ou à sa vaporisation :

- DSG : Soit le fluide de transfert thermique correspond au fluide qui est injecté dans le CCG et on parle alors de génération directe de vapeur.
- HTF : Soit le fluide de transfert thermique ne correspond pas au fluide injecté dans le CCG. Un échangeur de chaleur supplémentaire est donc utilisé. En circulant dans l'échangeur thermique, le fluide de transfert thermique peut transférer sa chaleur au fluide du CCG.

## II.8-Bilan couplages

Une synthèse des différents cycles combinés couplés avec du solaire, existants dans le monde, a été réalisée et est présentée dans le tableau (1). Les ISCC existants, listés dans le tableau (1), sont tous des cycles combinés couplés à des miroirs cylindro-paraboliques.

Nom	Pays	$P_{\text{solaire}}$	$P_{\text{CCG}}$	Mise en service
1 hassir'mel	Algérie	25	130	2011
2 victorville	California	50	563	2013
3 Kurayamat	Egypte	20	140	2011
4 A.B mathar	Maroc	20	450	2010
5 Agua prieta II	Mexique	12	465	2015
6 Duba Ar	Saoudite	50	550	Projet
7 Yazd	Iran	17	467	2010
8 palmadal	California	60	617	2011

Tableau 1 : ISCC existants dans le monde [14].

## II.9-Revue Bibliographique :

**Omar.Behar et al [15]** La revue inclut l'état actuel et décrit différentes hybridations de l'énergie solaire avec le gaz naturel, le charbon et d'autres sources d'énergie renouvelables. En outre, il fournit une analyse approfondie des résultats de recherche et développement réels et attendus.

**Lazhar Achour, et al [16]** ont étudié la performance d'une centrale ISCC sous climat algérien. Pour ce faire, un modèle thermodynamique a été développé pour évaluer l'intensité du rayonnement solaire ainsi que la performance globale de la centrale solaire hybride. L'analyse a montré que l'efficacité solaire à l'électricité pourrait atteindre jusqu'à 14,4% pendant les périodes ensoleillées. De plus, une efficacité thermique globale d'environ 60% est réalisable. Il a également été constaté que la quantité d'électricité produite augmente avec plusieurs paramètres de fonctionnement tels que l'heure de la journée, le débit massique du fluide caloporteur et l'angle d'incidence sur la surface du collecteur.

**Yuan yuan Li et Yamin Xiong [17]** ont présenté un nouveau système de cycle combiné solaire intégré en cascade, dans lequel des collecteurs solaires à auge paraboliques avec technologie DSG et des collecteurs solaires non concentrés (par exemple des tubes sous vide) sont simultanément intégrés dans le système d'alimentation à cycle combiné. Analyse thermodynamique et préliminaire économique pour le nouveau système sont menées pour examiner sa faisabilité et ses avantages. Les résultats montrent que l'on obtient un rendement de conversion solaire-électricité plus élevé et des coûts d'électricité moins élevés pour le système proposé que pour un système ISCC de référence couplé à la technologie DSG seulement. L'intégration de collecteurs solaires concentrés et non concentrés dans un système ISCC, en cascade de température, est viable et plus efficace que l'utilisation de capteurs solaires cylindro-paraboliques seuls.

**M.T.Mabrouk, et al [18]** ont proposé un modèle thermodynamique pour évaluer la performance du système, puis couplé à un algorithme d'optimisation non linéaire contrainte qui utilise une technique d'optimisation hybride combinant l'optimisation des essaims de particules (PSO) et l'algorithme de recherche gravitationnelle (GSA). Cela donne la configuration optimale des réseaux d'échangeurs de chaleur utilisés pour récolter la source solaire et les gaz d'échappement de la turbine à gaz. L'effet des principaux paramètres du système sur la performance de l'intégration solaire a été étudié, comme la quantité de chaleur solaire injectée dans le cycle de fond, le débit massique de la source solaire, la température d'entrée de la source solaire et les températures de sortie. Le surchauffeur haute pression  $n^{\circ} 1$  et le réchauffeur  $n^{\circ} 1$ . L'approche utilisée ici est générale et donne enfin le potentiel réel de l'intégration d'un champ solaire cylindro-parabolique dans un cycle combiné.

**Philip G. Brodrick, et al [19]** ont construit un modèle ISCC de calcul efficace qui comprend une modélisation détaillée du générateur de vapeur de récupération de chaleur qui relie le gaz naturel et les systèmes thermiques solaires. Le modèle est validé par rapport à un modèle de la littérature, puis utilisé pour effectuer une optimisation informatique des opérations de l'installation. De façon critique, une grande variété de contraintes de système pratiques sont considérées à chaque étape de l'évaluation afin d'assurer la faisabilité du système dans des conditions réalistes. Il est montré que sous différents modes de fonctionnement, la conception ISCC examinée affiche des taux d'émission similaires, mais des gammes de bénéfices significativement différentes. Une augmentation marquée de la flexibilité de fonctionnement de l'ISCC est observée lorsque la température de sortie du fluide caloporteur solaire peut varier au cours de la journée.

**Liqliang Duan, et al [20]** ont proposé un nouveau système d'intégration de cycle combiné à énergie solaire intégrée (ISCC), qui utilise l'air comprimé du compresseur de turbine à gaz pour chauffer l'eau du générateur de vapeur à récupération de chaleur (HRSG) avec trois niveaux de pression. (HTF heat Transfer fluide) des capteurs solaires. Pour chaque intégration haute pression et intégration de pression intermédiaire, l'énergie solaire est utilisée pour chauffer l'eau de la pompe d'eau d'alimentation haute pression et de la pompe d'eau d'alimentation à pression intermédiaire, respectivement. Ensuite, l'eau est préchauffée, évaporée, voire surchauffée. Différentes configurations ISCC avec une capacité de conception de 30 MW de l'énergie solaire sont comparées, y compris un champ solaire basé sur des collecteurs cylindro-paraboliques fonctionnant avec le HTF et l'air comprimé. Les résultats montrent que l'efficacité solaire annuelle maximale du nouveau système est de 13,6%, 1,3% supérieure à celle du HTF, et que le coût minimum de l'électricité est de 0,266 € / kWh, soit 0,094 € / kWh inférieur à celui du HTF. En attendant, en considérant les réductions d'efficacité à la pompe et à la turbine fonctionnant à l'état hors conception, la température HTF optimale est obtenue pour chaque intégration de pression avec différentes capacités de conception de l'énergie solaire. Ce nouveau système ISCC offre une nouvelle voie d'utilisation pour la technologie du collecteur cylindro-parabolique.

**A. Baghernejad et M. Yaghoubi [21]** ont proposé et analysé un système intégré de cycle combiné solaire (ISCCS) comme un moyen d'intégrer une centrale thermique solaire parabolique à auge avec des centrales modernes à cycle combiné. Dans cette étude, nous tenterons d'analyser le cycle solaire combiné intégré à Yazd, en Iran, en utilisant des données

de conception de centrales. L'analyse énergétique et exérgétique pour le champ solaire et le cycle combiné est réalisée pour évaluer les performances de l'installation et localiser les sites de destruction exérgétique primaire. La destruction exérgétique à travers la plante est quantifiée et illustrée à l'aide d'un diagramme exérgétique, et comparée au diagramme de flux d'énergie. Les causes de la destruction exérgétique dans l'usine comprennent: les pertes dans la chambre de combustion, le collecteur, les échangeurs de chaleur et la pompe et les turbines qui représentent respectivement 29,62, 8,69, 9,11 et 8% de l'entrée exérgétique totale de l'usine. Les efficacités exérgétique des principaux composants de la plante sont déterminées dans le but d'évaluer leurs performances individuelles.

**Bandar Jubran, et al [22]** ont quantifié les avantages économiques et environnementaux d'une centrale ISCC par rapport à un CSP autonome avec stockage d'énergie et une usine CCNG. Le coût moyen actualisé de l'électricité et le CoA sont estimés en simulant des opérations horaires pour cinq sites américains avec des ressources solaires et des températures ambiantes différentes, selon différentes hypothèses concernant les prix du gaz naturel, les incitations fiscales, les facteurs de capacité, et les coûts d'investissement. Les résultats montrent que l'intégration du CSP dans un ISCC réduit le LCOE de l'électricité produite à l'énergie solaire de 35 à 40% par rapport à une installation CSP autonome, et offre l'avantage supplémentaire de la dispatchabilité. Un ISCC surpasse également un CSP avec stockage d'énergie en termes de LCOE et de CoA. Le LCOE actuel d'une ISCC est inférieur à celui d'une NGCC autonome lorsque les prix du gaz naturel atteignent 13,5 \$ / MMBtu, alors que son coût d'acquisition est inférieur à un prix du carburant de 8,5 \$ / MMBtu. Bien que, dans des conditions de prix du gaz naturel faibles à modérées, une NGCC génère de l'électricité et réduise les émissions de carbone à un coût inférieur à celui d'une ISCC; de légères modifications du facteur de capacité d'une ISCC par rapport à la NGCC, ou des réductions du coût en capital pour les composants du DSP, font fortement pencher la balance en faveur de l'ISCC. Par conséquent, cette technologie devrait être sérieusement considérée comme une alternative de production d'électricité de base à faible coût pour accélérer la transition vers des systèmes énergétiques durables.

**Edmund Okoroigwe et Amos Madhlopa [23]** ont étudié les progrès dans le développement d'un ST-ISCCS, in ont constaté que beaucoup de recherches ont été consacrées à la technologie ST avec certaines centrales électriques ST fonctionnant dans différentes parties du monde. Cette technologie a un énorme potentiel d'intégration avec le ISCCS du point de

vue thermodynamique et économique. Néanmoins, le niveau de maturité de la technologie ST est inférieur à celui du concentrateur cylindro-parabolique (PTC). Des recherches très limitées ont été orientées vers le développement de la ST-ISCCS. De plus, la plupart des centrales ISCCS actuellement en service utilisent la technologie PTC sans aucune centrale électrique ST-ISCCS connue à ce jour (2015). Compte tenu de ce qui précède, on considère qu'il existe certains obstacles au développement de la technologie ST-ISCCS qui se répartissent généralement en trois catégories: a) maturité technologique, b) finances et politique et c) facteurs techniques. On en conclut que le ST-ISCCS est immature et qu'il faut donc travailler davantage pour améliorer son état de préparation technologique.

**Qian Kang et Raf Dewil, et al [24]** on présente un cadre théorique pour l'analyse énergétique d'une centrale solaire à particules dans un tube, hybride avec une turbine à air Brayton et un bloc de vapeur de fond. En étudiant les effets des paramètres de conception essentiels sur l'efficacité énergétique, l'efficacité de transfert de chaleur du préchauffeur d'air de turbine est primordiale pour augmenter la contribution solaire dans le concept hybride, tandis que l'efficacité énergétique augmente par une turbine à air Brayton optimale. Fonctionnement (principalement par le rapport de pression, moins par la température de fonctionnement). L'efficacité globale du concept varie d'environ 40% lorsque l'on utilise uniquement des turbines à cycle Brayton basse et haute pression combinées, à plus de 48% dans un concept air-vapeur entièrement combiné. Les résultats d'efficacité énergétique sont en accord avec les données de la littérature.

## Conclusion

Cette revue bibliographique montre que toutes les études antérieures se sont intéressées à l'application des ISCC au sud algérien et aucune étude n'a été entreprise pour une analyse la faisabilité thermo-économique de ce type de centrales au nord. Nous allons donc, dans ce qui suit, aborder l'étude des ISCC pour une application dans une région dont les conditions climatiques ressemblent à celles de la capitale Alger.

## *Chapitre III*

### *Modélisation thermodynamique et économique des ISCC*

### III.1-Introduction

Il sera présent dans ce chapitre, la modélisation thermodynamique des principaux éléments du cycle combiné avec intégration de l'énergie solaire (ISCC- Integrated Solar Combined cycle). Ainsi que sa modélisation économique

#### III.1.1-Modélisation de la turbine à gaz :

Le schéma de principe d'une turbine à gaz ainsi que son cycle thermodynamique sont illustrés par la figure (17). Nous présentons ci-dessous la modélisation des principaux éléments de la turbine à gaz étudié (Siemens V94.A3) dont les caractéristiques sont mentionnées dans le tableau 2

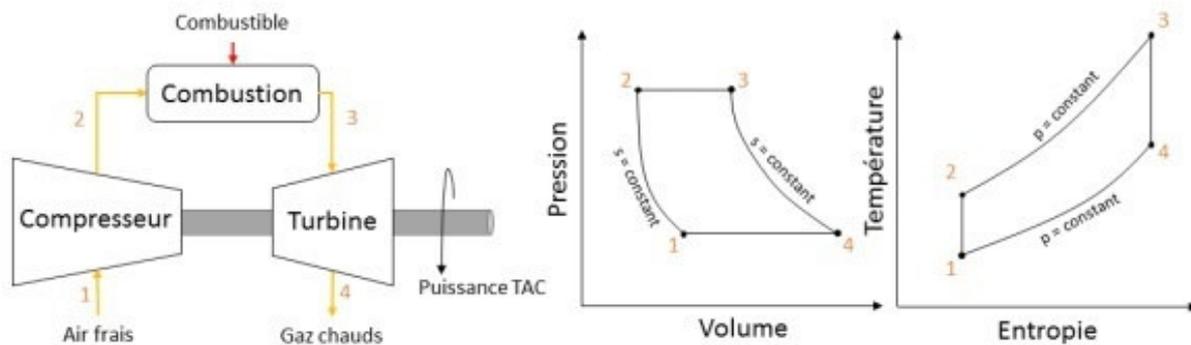


Figure 17: Fonctionnement d'un cycle de Brayton

Eléments	Unité	Valeur
Pouvoir calorifique inférieur du gaz naturel PCI	J/kg	44650
Le taux de compression $\tau$	-	18.5
La température à l'entrée de compresseur $T_1$	K	variable
La température à la sortie de la ChC ( $T_3$ )	K	1623
Rendement isentropique du compresseur $\eta_{sc}$	-	0.9
Rendement isentropique de la turbine $\eta_{sT}$	-	0.91
Débit massique d'air	kg/s	630
Débit des gaz d'échappement $\dot{m}_f$	kg/s	15

Tableau 2: Les caractéristiques des éléments.

### III.1.1.1-Bilan énergétique du compresseur

Le premier principe de la thermodynamique appliquée à la turbomachine, s'écrit entre l'entrée (1) et la sortie (2) comme suite :

$$Q+W=\Delta E_c+\Delta h+\Delta E_p \quad (\text{III-1})$$

Avec :

Q : la chaleur fournie au système

W : travail du compresseur

$\Delta E_c$  : variation de l'énergie cinétique

$\Delta h$  : enthalpie totale

$\Delta E_p$  : variation de l'énergie potentielle

En considérant que la transformation dans le compresseur est adiabatique et que la variation de l'énergie cinétique et l'énergie potentielle sont négligeable.

$$W_c=C_p (T_2 - T_1) \quad (\text{III-2})$$

Avec :

$$C_p=\frac{\gamma r}{\gamma-1} \quad (\text{III-3})$$

et

$$\gamma=\frac{C_p}{C_p-r} \quad (\text{III-4})$$

Le taux de compression ( $\tau_c$ ) s'écrit :

$$\tau_c = \frac{P_2}{P_1} \quad (\text{III-5})$$

Pour une évolution isentropique nous avons :

$$T_{2is} = T_1 \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma_{air}-1}{\gamma_{air}}} \quad (III-6)$$

-Le travail isentropique de compresseur :

$$W_{isc} = C_p * (T_{2is} - T_1) \quad (III-7)$$

-le travail réel de compresseur :

On a :

$$W_c = \frac{W_{isc}}{\eta_{isc}} \quad (III-8)$$

-la température réelle à la sortie du compresseur :

$$T_2 = (W_c / C_p) + T_1 \quad (III-9)$$

Avec :

$\eta_{isc}$  : Rendement isentropique du compresseur.

-la puissance de compresseur :

$$\dot{P}_c = \dot{m}_a * W \quad (III-10)$$

$$\dot{P}_c = \dot{m}_a * C_p * (T_2 - T_1) \quad (III-11)$$

### III.1.1.2-Bilan énergétique de la chambre de combustion (ChC)

Dans la chambre de combustion ; il n'y a pas de travail, donc le bilan énergétique est comme suite :

$$(\dot{m}_a + \dot{m}_c) * C_p * (T_3 - T_2) = \dot{m}_c * PCI = \dot{Q}_{cc} \quad (III-12)$$

Et par conséquent :

$$(1+f) * C_p * (T_3-T_2)=f * PCI=\dot{Q}_{cc} \quad (III-13)$$

Avec

$$f = \frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_a} \quad (III-14)$$

-la quantité de la chaleur fournie dans la chambre de combustion :

$$\dot{Q}_{cc} = (1+f) * C_p * (T_3-T_2) \quad (III-15)$$

On peut considérer que l'énergie du carburant est transmise à l'air entre les températures d'entrée et sortie chambre, on a donc :

$$(1 + f) \times C_p \times (T_3 - T_2) = f \times PCI \quad (III-16)$$

$$f = \frac{C_p \times (T_3 - T_2)}{PCI - C_p \times (T_3 - T_2)} \quad (III-17)$$

-Le débit du carburant peut exprimer par :

$$\dot{m}_c = f \times \dot{m}_a \quad (III-18)$$

- Donc la puissance de la chambre de combustion

$$\dot{Q}_{cc} = \dot{m}_c \times PCI \quad (III-19)$$

### III.1.1.3-Bilan de la turbine de détente

En raisonnant de la même manière que le compresseur, nous obtenus :

$$W_d = C_p (T_4 - T_3) \quad (III-20)$$

A cause des pertes de pression dans la chambre de combustion la pression a sortie de la chambre de combustion s'écrit :

$$P_3 = P_2 - \Delta P_{cc}$$

Supposons :

$$P_4 = P_{4is} = P_1 \quad (\text{III-21})$$

On peut obtenir la pression à la sortie de la chambre de combustion :

$$(\text{III-22})$$

Alors:

$$\Delta P_{cc} = 0.04$$

Pour une détente isentropique, la température de l'échappement est :

$$T_{4is} = T_3 \left( \frac{P_4}{P_3} \right)^{\frac{\gamma-1}{r}} \quad (\text{III-23})$$

Ou bien :

$$T_{4is} = T_3 \left( \frac{1}{\tau_d} \right)^{\frac{\gamma-1}{r}} \quad (\text{III-24})$$

- Le rendement par rapport l'isentropique étant :

$$W_{sd} = C_p(T_3 - T_{4s}) \quad (\text{III-25})$$

$$W_{rd} = W_{sd} \times \eta_{sd} \quad (\text{III-26})$$

- La température de sortie de la turbine de détente

$$T_4 = (W_{rd}/C_p) + T_3 \quad (\text{III-27})$$

**III.1.1.4-Critère de performances thermodynamique de la turbine à gaz**

a) Puissance fournie par la turbine :

$$P_d = \dot{m}_m * C_p * (T_4 - T_3)$$

$\dot{m}_m$ : débit de mélange.

$$\dot{m}_m = \dot{m}_a + \dot{m}_c$$

$T_4$ : Température de sortie de la chambre de combustion

b) Puissance du compresseur

$$P_c = \dot{m}_a * C_p * (T_2 - T_{amb}) \quad (III-28)$$

Avec :

$\dot{m}_a$ : débit de l'air

$C_p$ : chaleur spécifique de l'air

c) Puissance de la turbine à gaz :

$$P_{TAG} = P_d - P_c \quad (III-29)$$

d) Rendement de la turbine à gaz :

$$\eta_{TAG} = \frac{P_{TAG}}{P_{carburant}} \quad (III-30)$$

### III.1.2-Calculs de paramètre du cycle combiné

On suppose que l'énergie cote fumées et intégralement transmise au cote vapeur. la température et la pression sont connues aux point A et D (figure 16 et 17). On peut donc trouver les enthalpies grâce à la lecture sur les tables thermodynamiques de la vapeur d'eau.

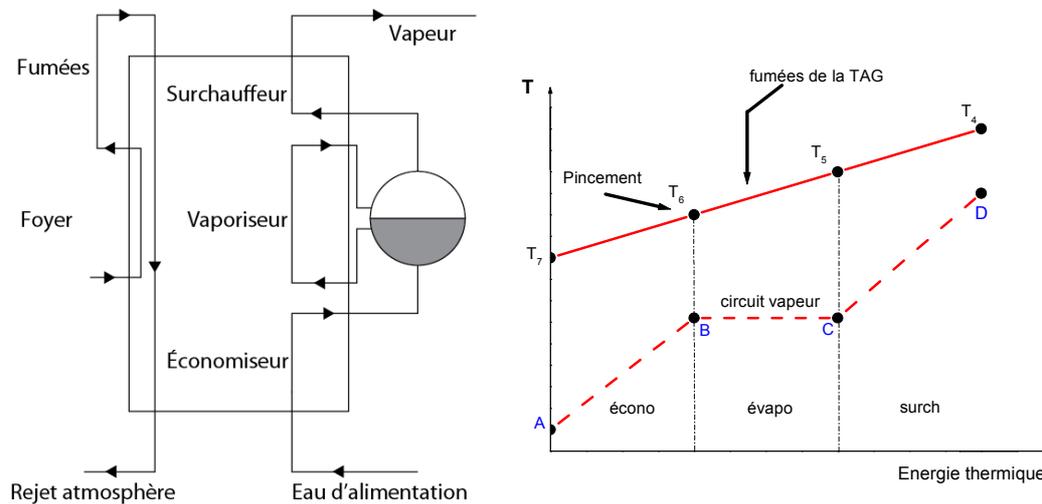


Figure 18: Schéma d'une chaudière à niveau de pression et échange thermique.

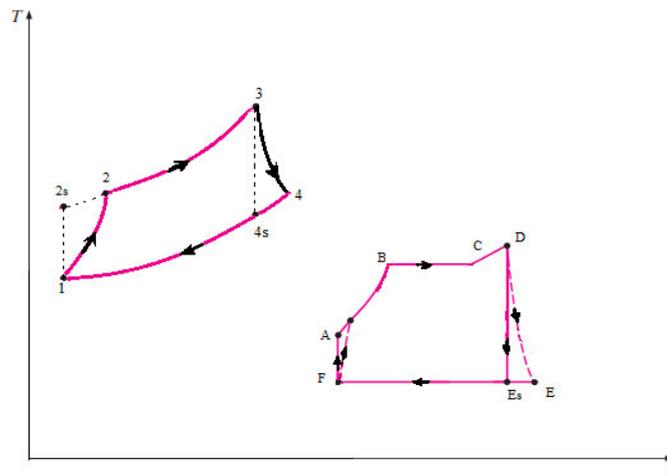


Figure 19: Diagramme T-S du cycle combiné.

Les principales caractéristiques du cycle vapeur sont données dans le tableau (3) :

Turbine à vapeur	Valeur
Température d'entre de la turbine	$T_D=550C^\circ$
Pression d entrée de vapeur	$P_d=60bar$
Température de condensation	$T_E=303K$
Pression de condensation	<b>0.05bar</b>
Rendement par rapport a l isentropique	<b>0.85</b>
Le pincement dans la chaudière	$\Delta T_{pinc}=10$
Différence température a la sortie de la chaudière	$\Delta T_{ch}=40$

Tableau 3: Caractéristique de la turbine à vapeur considérée

Le pincement étant fixe  $\Delta T_{pinc}$ , la température  $T_8$  coté fumée, se déduit de la température  $T_B$  comme suit :

$$T_8 = T_B + \Delta T_{pinc} \quad (III-31)$$

➤ Calcule du débit vapeur :

On faisant un bilan thermique de l'ensemble évaporateur surchauffeur, on obtient :

Avec :

$$\dot{m}_v * (h_D - h_B) = \dot{m}_f * C_p * (T_6 - T_8) \quad (III-32)$$

On peut donc déduire le débit de vapeur dans l'installation :

$$\dot{m}_v = \frac{\dot{m}_f * C_p * (T_6 - T_8)}{h_D - h_B} \quad (III-33)$$

La puissance récupérée par la vapeur dans la chaudière s'exprime comme suit :

$$P_{ch} = \dot{m}_m * (h_D - h_A) \quad (III-34)$$

et :

$$P_{ch} = \dot{m}_m * C_p * (T_6 - T_9)$$

- Température  $T_9$  de sortie des fumées de la chaudière :

$$T_9 = T_6 - Pch/(\dot{m}_m * Cp) \quad (\text{III-35})$$

- La puissance des échangeurs s'écrit comme suit :

a) Pour l'économiseur :

$$Q_{eco} = \dot{m}v * (h_B - h_A) \quad (\text{III-36})$$

b) Pour l'évaporateur :

$$Q_{eva} = \dot{m}v * (h_C - h_B) \quad (\text{III-37})$$

c) Pour le surchauffeur :

$$Q_{surch} = \dot{m}v * (h_D - h_C) \quad (\text{III-38})$$

A partir de l'expression on peut obtenir  $T_7$  :

$$T_7 = (Q_{eva})/(\dot{m}f * Cp) + T_8 \quad (\text{III-39})$$

Avec :

$$T_8 = T_B + \Delta T_{pinc}$$

### ➤ Travail de la pompe

L'eau est aspirée à l'état liquide saturée à l'aide d'une pompe P, à la pression  $P_F$  ensuite refouler à la pression  $P_A$ . le travail consommé par la pompe est :

$$Wp = (h_A - h_F) \quad (\text{III-40})$$

### ➤ Travail de la turbine a vapeur

La vapeur surchauffée a la température  $T_D$  et a la pression  $P_D$  se détente dans la turbine pour produire de l'énergie mécanique. A l'échappement (E) de la turbine le fluide est a l'état vapeur humide et son titre est « x ».

Donc le travail reçu par la turbine s écrit :

$$W_{TV} = \eta_{sdv} * (W_{TVS}) = \eta_{sdv} * (h_E - h_D) \quad (\text{III-41})$$

Et le rendement est :

$$\eta_{sdv} = W_{TV}/W_{TVS} = ((h_E - h_D))/((h_{es} - h_F)) \quad (\text{III-42})$$

Alors l'enthalpie a l'état (E) vapeur humide est donne par l'expression :

$$h_{ES} = (1 - x) * h_L + x * h_v \quad (\text{III-43})$$

Pour une détente isentropique :

$$S_{ES}=S_D \quad \text{et} \quad S_{ES} = (1 - x) * S_L + x S_V \quad (\text{III-44})$$

Alors :

$$X = S_{ES} - S_L/S_V - S_L \quad (\text{III-45})$$

Le travail utile reçu par la turbine est :

$$W_{TVu} = W_{TV} - W_P \quad (\text{III-46})$$

La puissance de la turbine est défini par :

$$P_{TV} = \dot{m}_V * W_{TVu} \quad (\text{III-47})$$

Le rendement de la turbine a vapeur est défini par :  $\eta$

$$\eta_{TV} = W_{TVu}/Q_{ch} = W_{TVu}/(h_D - h_A) \quad (\text{III-48})$$

Enfin, le rendement du cycle combine s écrit :

$$\eta_{CC} = (P_{TAV} + P_{TAG})/Carburent \quad (\text{III-49})$$

### III.1.3-Cycle combiné solaire

Le concept est basé sur l'intégration d'un champ solaire à une centrale à cycle combiné, voir (Figures 20 et 21) Il est appliqué surtout pour la production de grandes puissances. La vapeur générée par le champ solaire est introduite dans le cycle eau-vapeur de la centrale: le cycle combiné, ce qui augmente la puissance de la turbine à vapeur et crée des mégawatts d'électricité supplémentaires sans utiliser de gaz naturel additionnel. Dans notre cas on a intégré l'échangeur de chaleur solaire après l'évaporateur tel que schématisé dans la figure (20).

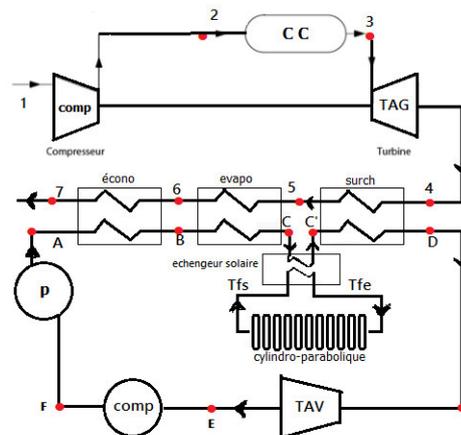


Figure 20: Principe de fonctionnement de cycle combiné avec intégration de l'énergie solaire.

L'irradiation solaire concentrée réchauffe le fluide qui circule à l'intérieur du tube récepteur. De cette manière, l'irradiation solaire directe se transforme en énergie thermique sous forme de chaleur sensible du fluide qui circule dans le récepteur. Quand l'huile à la sortie du circuit solaire atteint une température maximale l'huile se dirige vers l'échangeur de chaleur au contact avec de l'eau qui est déjà préchauffée et évaporé grâce aux gaz des échappements dans la chaudière (HRSG Heat Recovery Steam Generator), ou la vapeur récupère la chaleur cédée par l'huile. Ensuite, la vapeur sort de l'échangeur de chaleur solaire (c'), et se dirige vers le surchauffeur pour être surchauffée par les gaz d'échappement et sort avec les conditions de fonctionnement de la turbine à vapeur (D). Après la détente dans cette dernière, la vapeur sort à basse température (E) et se dirige vers le condenseur.

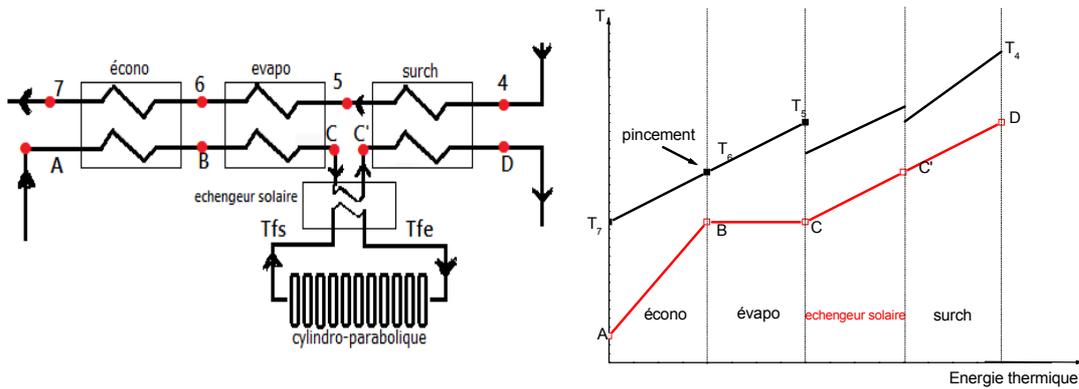


Figure 21: Schéma d'une chaudière à un niveau de pression et de l'échanges thermique en considérant l'intégration du solaire.

### III.1.4-Modélisation du champ solaire

#### III.1.4.1- la température du fluide caloporteur dans le tube :

Soit  $dQ_a$  le flux solaire élémentaire absorbe par le fluide situe à l'intérieur du tube de longueur  $L$  :

$$dQ_a = G * D * \rho * \gamma * \alpha * dx \tag{III-50}$$

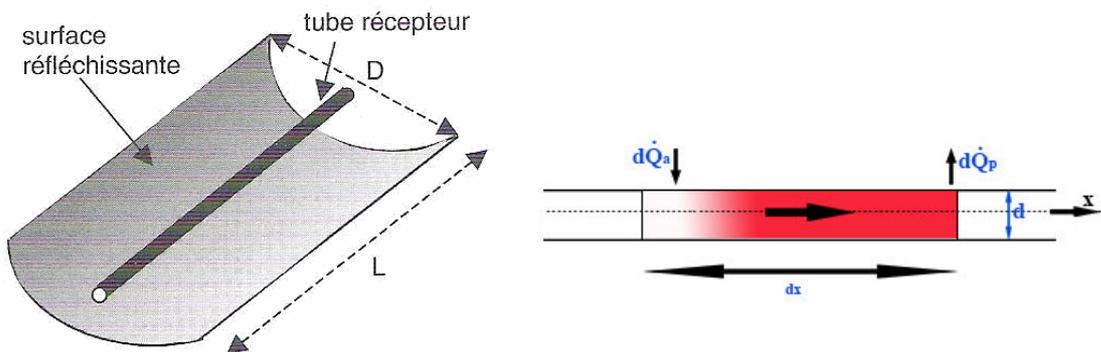


Figure 22: Dimensionnement du capteur cylindro-parabolique

Si on considère les valeurs suivantes :

$$D=6\text{m}, \rho=0.94, \alpha=0.95, \gamma=0.77$$

Alors L'expression de  $d\dot{Q}_a$  devient :

$$d\dot{Q}_a = G \times 3.5 \times 0.86 \times 0.77 \times 0.94 \times dx \quad (\text{III-51})$$

$$d\dot{Q}_a = 2.17 \times G \times dx \quad (\text{III-52})$$

la puissance perdue  $d\dot{Q}_a$  par cet élément du fluide avec l'environnement :

$$d\dot{Q}_a = k \times (T_g - T_{amb}) \times \pi \times d \times dx \quad (\text{III-53})$$

$$d\dot{Q}_a = 7(T_f - T_{amb}) \times \pi \times 0.06 \times dx = 1.32 \times (T_f - T_{amb}) dx \quad (\text{III-54})$$

Avec  $k = 7 \text{ W/m}^2, d = 0.06 \text{ m}$

L'équation de bilan : en régime permanent pour un élément de longueur  $dx$  de fluide s'écrit :

$$\dot{m}cal \times C_p \times dT_f(x) = d\dot{Q}_a - d\dot{Q}_p \quad (\text{III-55})$$

$$\dot{m}cal \times 1260 \times dT_f(x) = [2.17 \times G - 1.32 \times (T_f - T_{amb})] \times dx \quad (\text{III-56})$$

$$dT_f(x) = \frac{[2.17 \times G - 1.32 \times (T_f - T_{amb})] dx}{\dot{m}cal \times 1260} \quad (\text{III-57})$$

$$dT_f(x) = \frac{[1.72 \times 10^{-3} \times G - 1.04 \times 10^{-3} \times (T_f - T_{amb})] dx}{\dot{m}cal \times 1260} \quad (\text{III-58})$$

$$\frac{dT_f(x)}{\left[ \frac{1.72 \times 10^{-3} \times G - 1.04 \times 10^{-3} \times (T_f - T_{amb})}{\dot{m}cal \times 1260} \right]} = dx \quad (\text{III-59})$$

Donc :

$$\int_{Tf\text{ entrie}}^{Tf\text{ sortie}} \frac{dTf(x)}{\left[ \frac{1.72 \times 10^{-3} \times G - 1.04 \times 10^{-3} \times (Tf - Tamb)}{\dot{m}cal} \right] dx} \quad (III-60)$$

$$= \int_{Tf\text{ entrie}}^{Tf\text{ sortie}} dx$$

$$\frac{1}{\frac{1.04 \times 10^{-3}}{\dot{m}cal}} \times \ln \left[ \frac{1.72 \times 10^{-3} \times G - 1.04 \times 10^{-3} \times (Tf - Tamb)}{\dot{m}cal} \right] = A - X \quad (III-61)$$

$$\frac{\dot{m}cal}{1.04 \times 10^{-3}} \times \ln \left[ \frac{1.72 \times 10^{-3} \times G - 1.04 \times 10^{-3} \times (Tf - Tamb)}{\dot{m}cal} \right] = A - X \quad (III-62)$$

« A » c'est un variable qu'on détermine en fonction de la variation de la Température ambiante, la longueur (variable) et Tfe (variable) par l'équation

$$\ln \left[ \frac{1.72 \times 10^{-3} \times G - 1.04 \times 10^{-3} \times (Tf - Tamb)}{\dot{m}cal} \right] = \frac{1.04 \times 10^{-3}}{\dot{m}cal} \times A - X \quad (III-63)$$

$$\frac{1.72 \times 10^{-3} \times G - 1.04 \times 10^{-3} \times (Tf - Tamb)}{\dot{m}cal} = e^{\frac{1.04 \times 10^{-3}}{\dot{m}cal} \times A - X} \quad (III-64)$$

$$\frac{1.72 \times 10^{-3} \times G}{\dot{m}cal} - \frac{1.04 \times 10^{-3} \times Tf}{\dot{m}cal} + \frac{1.04 \times 10^{-3} \times Tamb}{\dot{m}cal} = e^{\frac{1.04 \times 10^{-3}}{\dot{m}cal} \times A - X} \quad (III-65)$$

$$\frac{1.04 \times 10^{-3} \times Tf}{\dot{m}cal} = \frac{1.72 \times 10^{-3} \times G}{\dot{m}cal} + \frac{1.04 \times 10^{-3} \times Tamb}{\dot{m}cal} - e^{\frac{1.04 \times 10^{-3}}{\dot{m}cal} \times A - X} \quad (III-66)$$

Donc :

$$T_f(x) = \frac{1.72 \times 10^{-3} \times G \times \dot{m}cal}{\dot{m}cal \times 1.04 \times 10^{-3}} + \frac{1.04 \times 10^{-3} \times Tamb \times \dot{m}cal}{\dot{m}cal \times 1.04 \times 10^{-3}} - \frac{\dot{m}cal}{1.04 \times 10^{-3}} \times e^{\frac{1.04 \times 10^{-3}}{\dot{m}cal} \times A - X} \quad (III-67)$$

$$T_f(x) = \frac{1.72 \times 10^{-3} \times G}{1.04 \times 10^{-3}} + Tamb - \frac{\dot{m}cal}{1.04 \times 10^{-3}} e^{\frac{1.04 \times 10^{-3}}{\dot{m}cal} \times A - X} \quad (III-68)$$

D'autre part nous avons la définition de l'efficacité de l'échangeur :

$$(III-69)$$

$$\epsilon_{hs} = \frac{T_{fs} - T_{fe}}{T_{fs} - T_c}$$

Si  $\epsilon_{hs} = 0,75$

Alors :

$$0.75 (T_{fs} - T_c) = T_{fs} - T_{fe} \quad (III-70)$$

Tel que  $T_c$  est la température de sortie d'évaporateur

On introduisant les conditions au limites (la longueur (variable),  $T_{fe} = 290C^\circ$ )

$$T_{fe} = 1.72 \times 10^{-3} \times G + Tamb - \frac{\dot{m}cal}{1.04 \times 10^{-3}} e^{\frac{1.04 \times 10^{-3}}{\dot{m}cal} \times (A)} \quad (III-71)$$

$$\frac{\dot{m}cal}{1.04 \times 10^{-3}} e^{\frac{1.04 \times 10^{-3}}{\dot{m}cal} \times (A)} = 1.72 \times 10^{-3} \times G + Tamb - T_{fe} \quad (III-72)$$

$$e^{\frac{1.04 \times 10^{-3}}{\dot{m}cal} \times (A)} = \frac{1.04 \times 10^{-3}}{\dot{m}cal} (1.72 \times 10^{-3} \times G + Tamb - T_{fe}) \quad (III-73)$$

$$A = (1/C_2') * \ln(C_1' - (C_2' * (T_{fe} - Tamb))) \quad (III-74)$$

Avec :

$$C_1 = \rho \times \alpha \times \gamma \times G \times D$$

$$C_2 = \pi \times d \times K$$

$$C_1' = C_1 / (m_{calop} * C_p)$$

$$C_2' = C_2 / (M_{calop} * C_p)$$

En déduire T<sub>fs</sub> a partir de A et de la Longueur :

$$T_{fs} = T_{amb} - (EXP((C_2') * (A - L)) - C_1') / (C_2') \quad (III-75)$$

### III.1.4.2-Débit de vapeur solaire

On faisant un bilan thermique de l'ensemble : évaporateur surchauffeur et échangeur solaire on obtient :

$$\begin{aligned} \dot{m}_f C_p (T_{\text{entré gaz surc}} - T_{\text{sortie gaz évap}}) + \dot{m}_{calop} C_{p_c} (T_{fs} - T_{fe}) = \dot{m}_{vs} (\Delta h_{\text{évapo}}) + \quad (III-76) \\ \dot{m}_{vs} (h_{\text{entré surc}} - h_{\text{sortie évapo}}) + \dot{m}_{vs} (h_{\text{sortie surch}} - h_{\text{entré surch}}) \end{aligned}$$

Qui nous permet de déduire le débit de vapeur dans l'installation :

$$\dot{m}_{vs} = \frac{\dot{m}_f C_p (T_{\text{entré gaz surc}} - T_{\text{sortie gaz évap}}) + \dot{m}_{calop} C_{p_c} (T_{fs} - T_{fe})}{(\Delta h_{\text{évapo}}) + (h_{\text{sortie surch}} - h_{\text{sortie évapo}})} \quad (III-77)$$

Ou bien :

$$m_{vap} = \frac{CP_{moy} * m_g * (T_6 - T_8)}{((h_{ci} - h_{bi}) + (h_{di} - h_c'))} \quad (III-78)$$

Avec :

$$T_{\text{sortie gaz évapo}} = T_{\text{sortie évapo}} + \Delta T_{\text{pincement}} \quad (III-79)$$

La puissance de turbine à vapeur après l'intégration solaire est :

$$P_{TVso} = \dot{m}_{vs} \times W_{TVu} \quad (III-80)$$

Le travail du système hybride solaire-gaz devient :

$$W_{CCS} = W_{TAG} + W_{TVu} \quad (III-81)$$

et sa puissance :

$$P_{CCS} = P_{TAG} + P_{TVs} \quad (III-82)$$

Donc le rendement du cycle combiné solaire est :

$$\eta_{CCS} = \frac{P_{CCS}}{P_{carburant}} \quad (III-83)$$

Les caractéristiques de CCP étudié et du fluide caloporteur sont illustrées dans les tableaux (4) et (5)

<b>Capter solaire cylindro-parabolique</b>	<b>valeur</b>
<b>Ouverture (D)</b>	<b>3.5 (m)</b>
<b>Longueur (L)</b>	<b>Variable (m)</b>
<b>Le réflectivité solaire (<math>\rho^*</math>)</b>	<b>0.86</b>
<b>Le tube noirci (<math>\alpha^*</math>)</b>	<b>0.94</b>
<b>Diamètre (d)</b>	<b>0.06 (m)</b>
<b>L'efficacité optique (<math>\gamma^*</math>)</b>	<b>0.77</b>
<b>L'efficacité de l'échangeur <math>\epsilon_{hs}</math></b>	<b>0.95</b>

Tableau 4: Les caractéristiques d'un capteur solaire cylindro-parabolique.

<b>Le fluide caloporteur</b>	<b>valeur</b>
<b>Débit de fluide caloporteur</b>	<b>Variable (kg/s)</b>
<b>Chaleur massique</b>	<b><math>C_{p_c} = 1.26 \text{kJ/kg.K}</math></b>
<b>L'irradiation solaire (G)</b>	<b>Variable (kW/m<sup>2</sup>)</b>

Tableau 5: Les caractéristiques du fluide caloporteur.

### III.2-Aspect économique :

Lors de l'étude d'un projet de production d'électricité à partir de l'énergie solaire des considérations économiques sont importantes pour le choix de la technologie utilisée. De la

sortie, si l'endroit est bien choisi, les centrales thermiques solaires seront économiquement viables pour la production de l'électricité. Ci-dessous sont exposés les critères de performance économique considérés dans la présente étude.

### III.2.1-Le coût unitaire et le bénéfice net

Ce sont deux bon indicateur de la rentabilité des centrales solaires C'est l'indicateur le plus utilise pour les centrale solaire et de beaucoup d'autres systèmes. Le cout unitaire est défini comme le rapport du cout total annuel des investissements sur l'énergie électriques annuelle produite il est calculé de la manière suivante :

$$E_c = \frac{\text{coût total}}{\text{énergie produite}} \quad (\text{III-84})$$

Avec :

Coût total =  $C_s * S$

Avec :

$C_s$  : coût unitaire

$S$  : la surface du champ solaire

L'énergie produite est le surplus de la puissance grâce à l'énergie solaire :

$$P_{\text{solnet}} = P_{\text{ccsolar}} - P_{\text{cc}} \quad (\text{III-85})$$

L'énergie électrique total annual produite s'exprime:

$$P_{\text{Ta}} = (m_{\text{solnet}} * 3000 * 3600) \quad (\text{III-86})$$

Donc le bénéfice net s'écrit :

$$\text{Benefice\_net\_annuel} = P_{\text{Ta}} \times \text{CP} \times \text{N} - \text{Coût total} \quad (\text{III-87})$$

## *Chapitre IV*

### *Résultats et Discussions*

**Introduction :**

Dans ce chapitre il sera présenté les résultats et les discussions de l'aspect thermodynamique et économique ces résultats sont repartis en trois parties :

- a) Résultats du cycle combiné
- b) Résultats du cycle hybride
- c) Comparaison entre cycle combine simple et le cycle hybride.

**IV.1- Résultat du cycle combine**

Les Figure 23 et 24 donnent la variation de la température ambiante et de l'irradiation solaire en fonction des mois dans le site d'Alger, nous remarquons que la valeur moyenne de la température ambiante est maximale en mois d'Aout ( $25^{\circ}\text{C}$ ), contrairement au mois de Janvier qui enregistre la plus faible température ( $11^{\circ}\text{C}$ ). Le rayonnement solaire globale atteint son maximum en Juin avec une valeur moyenne de  $800\text{ W/m}^2$ , et devient minimale en Décembre avec  $230\text{ W/m}^2$ .

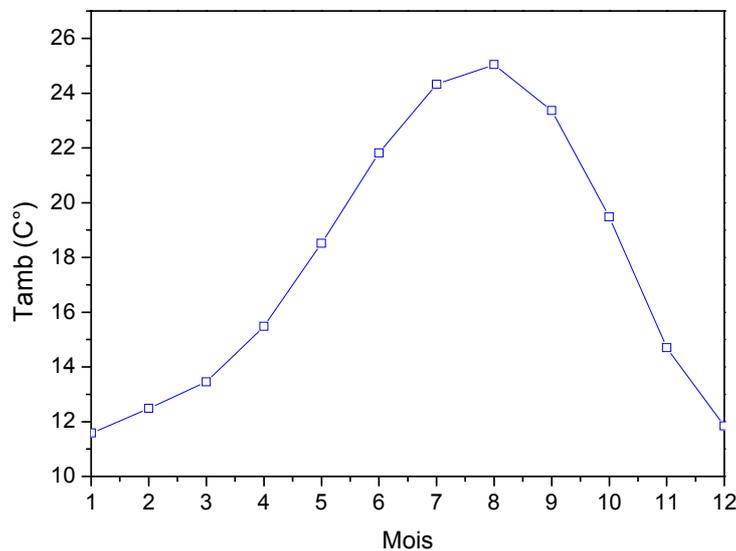


Figure 23: Variations mensuelles de la température ambiante

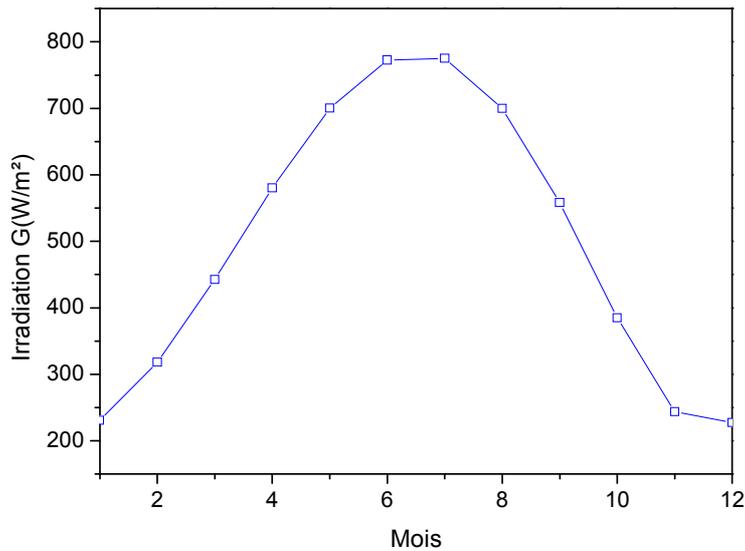


Figure 24: Variation mensuelle de l'irradiation solaire

Dans les figures 25 et 26, nous remarquons que les valeurs de la puissance et le rendement sont maximales : 377 (MW) et 53,2% au mois de Janvier et décembre qui représente la période la plus froide de l'année à Alger (11°C). La valeur ensuite se diminuent jusqu'à atteindre une valeur minimale environ 362 (MW) et 52,9% au mois de juillet et juin cette diminution de performance est causée par l'augmentation de la température ambiante la période la plus chaude de l'année avec une température moyenne de (25°C).

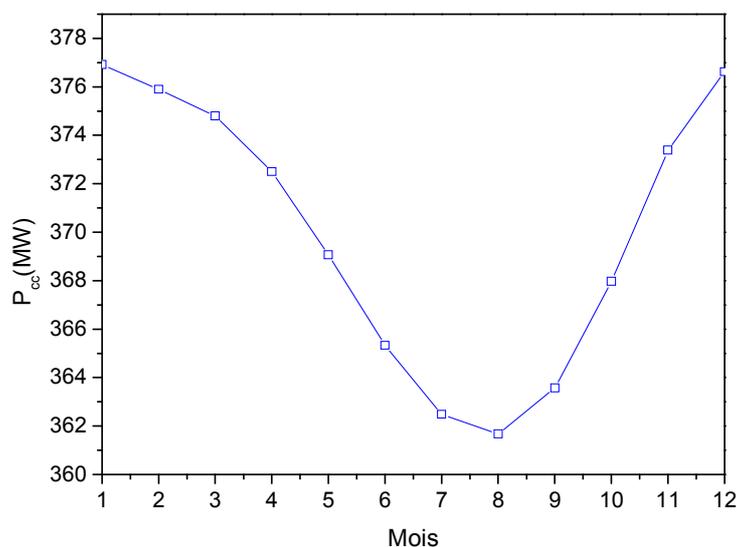


Figure 25: Variation mensuelle de la puissance du cycle combine.

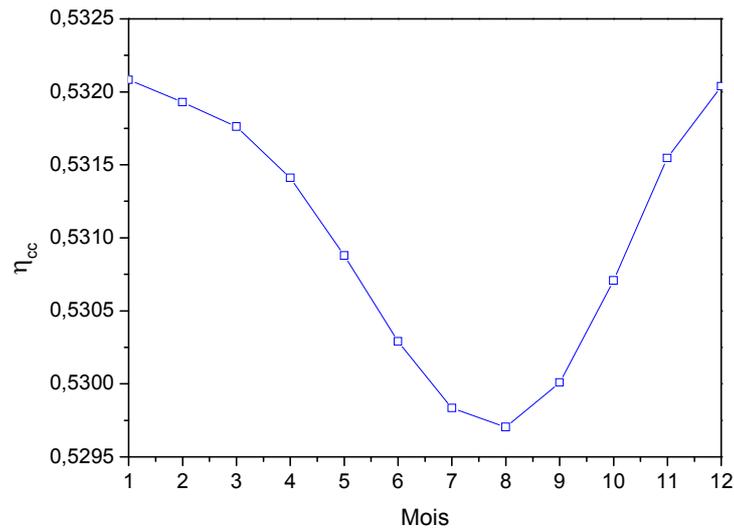


Figure 26: Variation mensuelle du rendement du cycle combine.

## IV.2-Résultats du cycle hybride

La figure 27 représente une comparaison entre la puissance solaire nette pour 3 Longueur différentes (a)  $L=10m$ , (b)  $L=30m$  et (c)  $L=55m$ , Nous remarquons que la puissance solaire au mois de janvier pour les 3 différentes longueur varie entre 2 et 6 MW. Cependant elle Atteint le maximum au mois de juin et juillet avec un surplus de puissance solaire et 9 MW 30Mw 65 MW qui correspond a  $L=10m$ ,  $L=30$  et  $L=55m$  respectivement, elle recommence a diminuer jusqu'a décembre qui devient entre 2 et 6 MW.

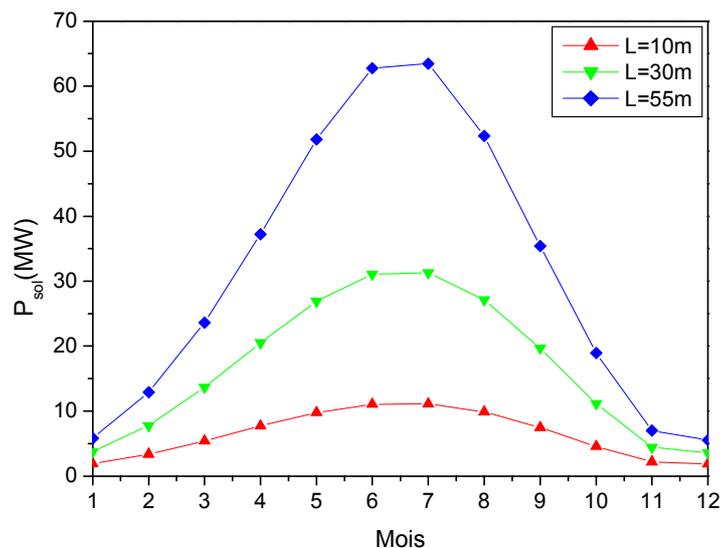


Figure 27: Comparaison entre la puissance solaire nette pour trois Longueur différentes

La longueur du champ solaire a un grand effet sur les paramètres du fluide caloporteur : le débit et la température du fluide.

Les figures 28 et 29 Représentent la variation du débit en fonction des mois pour des longueurs différentes du champ solaire pour Tfe fixé 290 C°. On remarque qu'au mois de janvier et décembre le débit est maximale (400kg/s) pour 10m et 520kg/s pour 30m, et 1000 kg/s pour 55m, le débit diminue dans les mois les plus chauds qui est entre 300 et 400 kg/s du mois mai au septembre, ensuite il augmente pour atteindre les valeurs du mois de janvier.

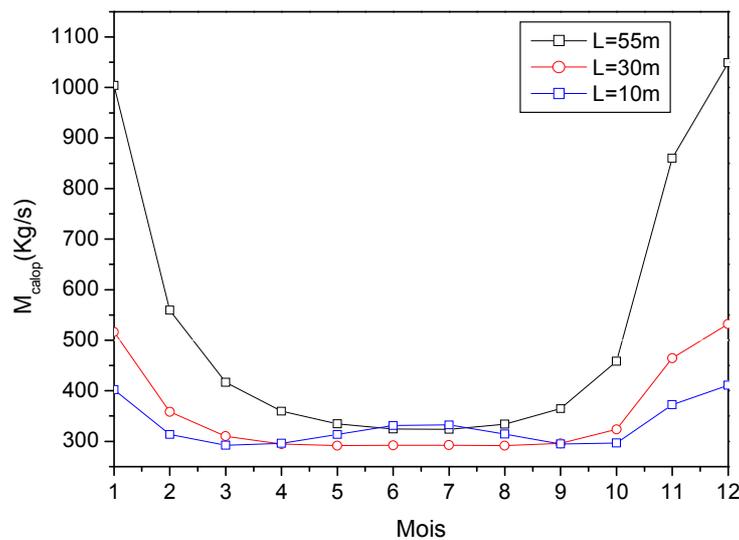


Figure 28: Le débit de fluide caloporteur pour trois Longueurs différentes.

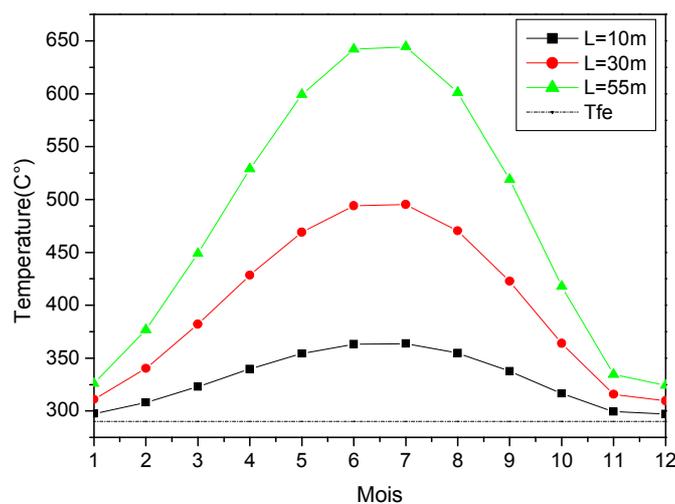


Figure 29 : Température de sortie de fluide caloporteur pour trois Longueurs différentes.

### IV.3-Comparaison des résultats du cycle combine simple et du cycle hybride

Les figure 30 (a) et (b) et (c) représentent une comparaison entre la puissance du cycle combine simple et du cycle combine solaire avec trois variation de la longueur du champ solaire. Dans la figure (a) la longueur est 10m la puissance total (ISCC) au mois de janvier est 379 MW au mois du janvier ensuit elle augmente jusqu'a 380 MW, ensuit nous remarquons une diminution maximale au mois d'aout et septembre a 371 MW ensuit elle augmente une autre fois jusqu' au moi de décembre a 378 MW.

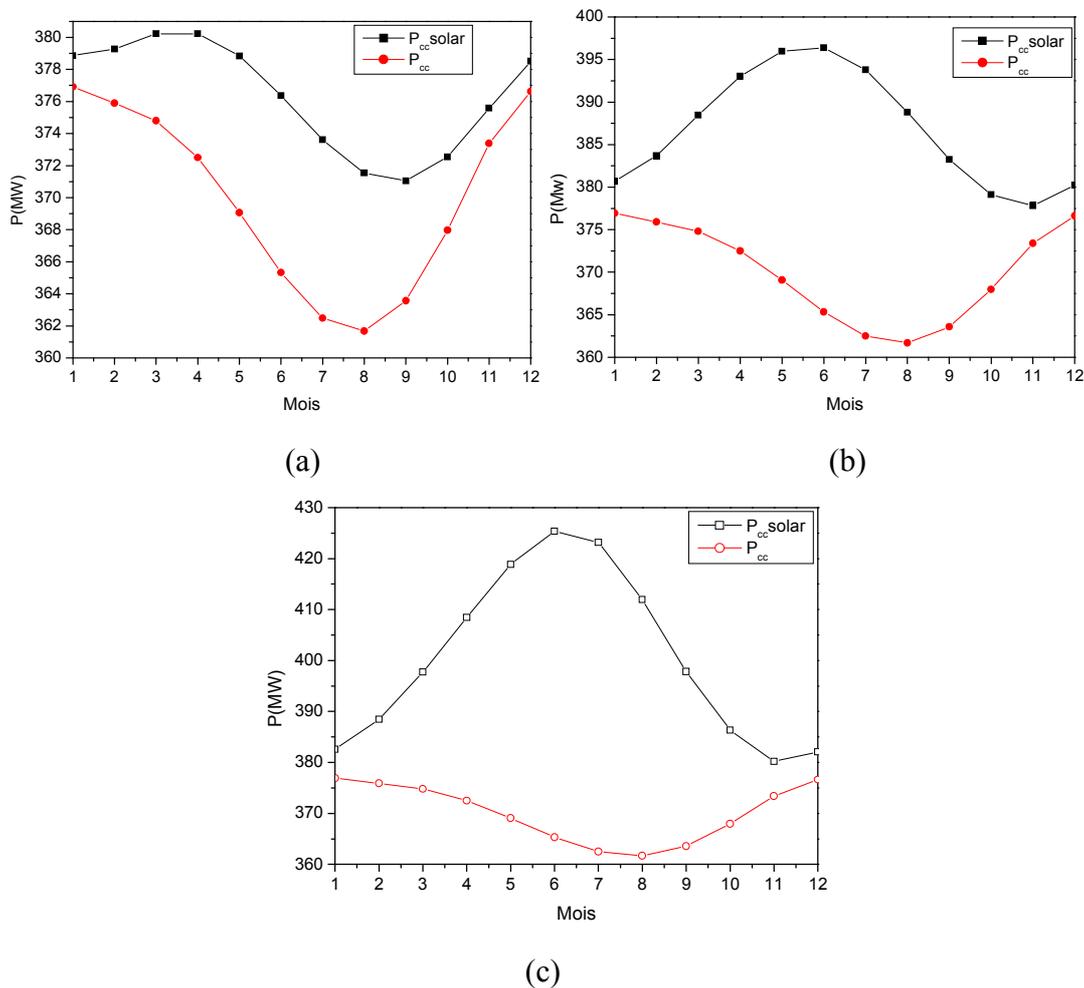


Figure 30: Comparaison entre la puissance cycle combiné et la puissance hybride avec trois longueurs différentes.

Dans la figure (b) pour une longueur de 30m la puissance total (ISCC) au mois de janvier est 381 MW, ensuit elle augmente jusqu'a 396 MW au mois mai et juin, après nous remarquons une diminution jusqu'au mois de novembre et décembre jusqu' a environ 380 MW.

Dans la figure (c) la longueur est 55m la longueur maximale pour que la différence entre T5 et Tc' soit 20 C° la puissance total (ISCC) au mois de janvier est 381 MW au mois du janvier ensuit elle augmente jusqu'a 425 MW, ensuit nous remarquons une diminution jusqu' au moi de novembre et décembre a 381MW.

La longueur du champ solaire a un impact sur la puissance du cycle hybride mais il faut qu'elle ne dépasse pas la contrainte de température, la différence entre T5 et TC' qu'il doit être supérieur à 20 C°.

La figure 31 représente la variation du rendement du cycle combine solaire en fonction des mois a ,on remarque que le rendement en mois de janvier est 54.2 % a cause de la diminution de la température ambiante et l'irradiation solaire qui est 230 W/m<sup>2</sup>, après il augment pour attendre 62.2 % en mois de juin et juillet à cause de l'irradiation qui est maximale dans ces deux mois environ 800 W/m<sup>2</sup>, après le rendement diminue vers novembre et décembre (54.3%)

Cette diminution est causé par la diminution de l'irradiation dans ces mois environ 240 W/m<sup>2</sup>.

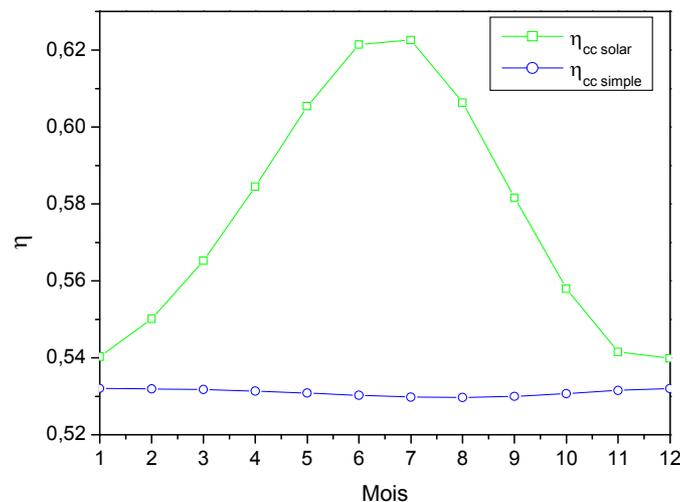


Figure 31: Rendement du cycle combine solaire en fonction des mois.

La figure 32 compare le débit de vapeur du cycle combine simple avec celui du cycle hybride pour une irradiation moyenne  $G = 490\text{W/m}^2$ , le débit de vapeur solaire varie en fonction des mois, pour trois différents longueur du champ solaire. Au mois de janvier la valeur minimale de débit de cycle hybride est minimale  $m_s = 90\text{ kg/s}$ , et elle est maximale au mois de juin et juillet soit :

90kg/s pour 10m, 110kg/s pour 30m, 135kg/s pour 55m. Cette variation est dû a l'influence du longueur du champ solaire sur la température du fluide caloporteur dans les capteurs cylindro-parabolique.

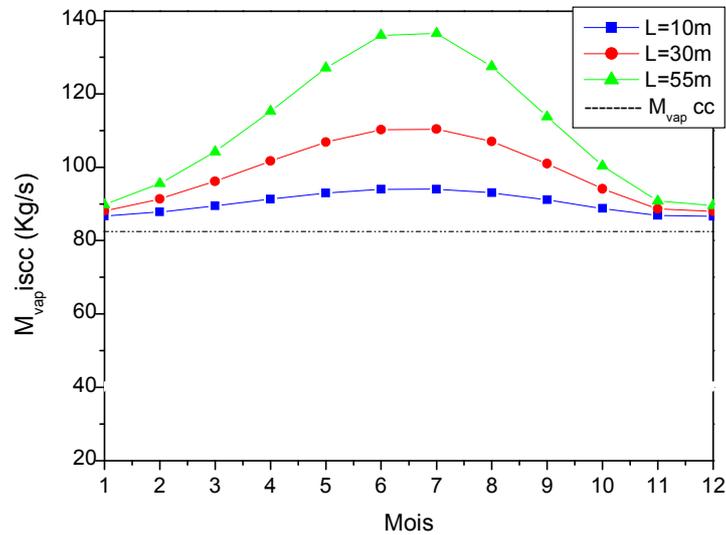


Figure 32: Variation du débit de vapeur pour des longueurs différentes.

Le débit de vapeur cycle hybride augmente de manière quasiment linéaire en fonction de la surface et la température d'entrée de fluide caloporteur comme l'illustre la figure 33 .L'augmentation de la longueur permet au fluide caloporteur de récupérer le maximum d'irradiations solaire réfléchis par la surface, ainsi que la température d'entré du fluide caloporteur permet de donne une température de sortie du fluide caloporteur plus élevée, celui-ci augmente le débit de vapeur.

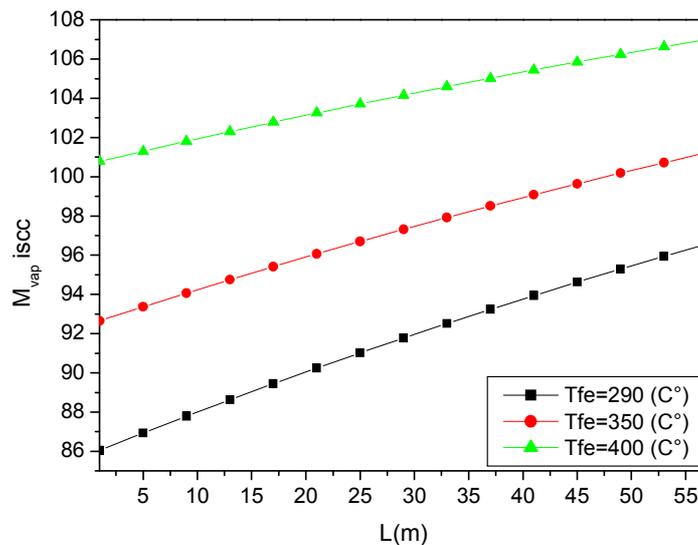


Figure 33 : Variation de débit vapeur en fonction de la longueur et Tf entré différente

La température de sortie de fluide caloporteur cycle hybride augmente linéairement en fonction de la surface et la température d'entrée du fluide caloporteur figure 34. L'augmentation de la longueur permet au fluide caloporteur de récupérer le maximum d'irradiations solaire réfléchis par la surface, ainsi que la température d'entre de fluide caloporteur permet de donnée une température de sortie de fluide caloporteur plus élevée.

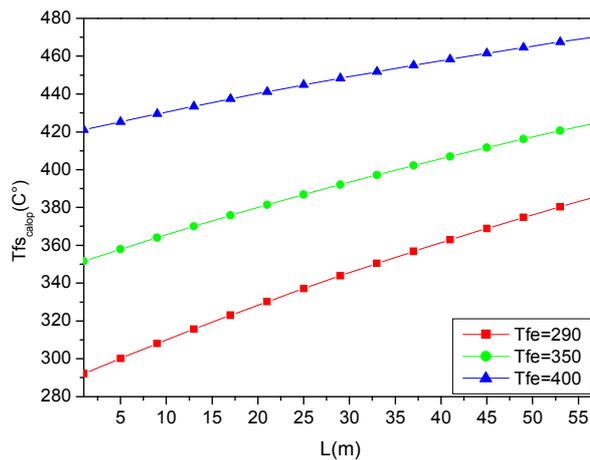


Figure 34: Variation de température de sortie en fonction de la longueur et Tf entré différente.

La figure 35 montre qu'au mois de janvier, février, octobre, novembre et décembre la longueur n'est pas limite. Mais pour les mois ayant les plus grandes irradiations (juin, juillet) la longueur maximale qu'il ne faut pas dépasser est 55m.

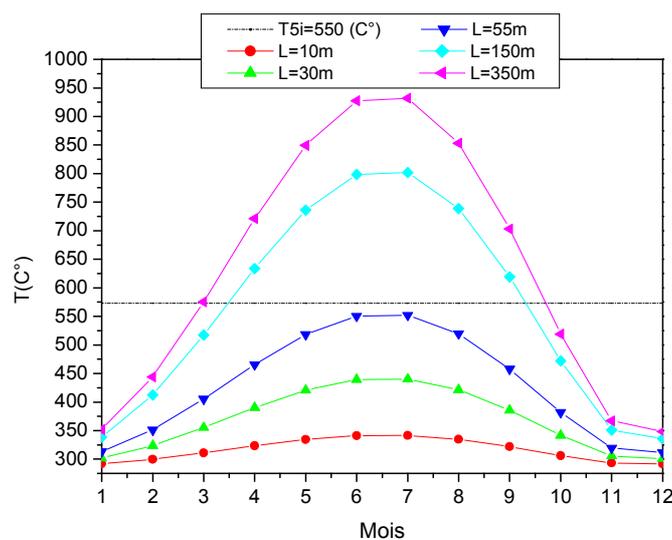


Figure 35: Longueurs maximales du champ solaire en fonction des mois

Figure 36 (a), (b) et(c) on remarque que la variation de rendement du cycle combine solaire varie en fonction de deux facteurs, la Longueur du champ solaire et la température de l'entrée du fluide caloporteur, le rendement est maximale pour les valeurs de  $L= 55m$  et  $T_{fe}=400\text{ C}^\circ$  est 64.5%.

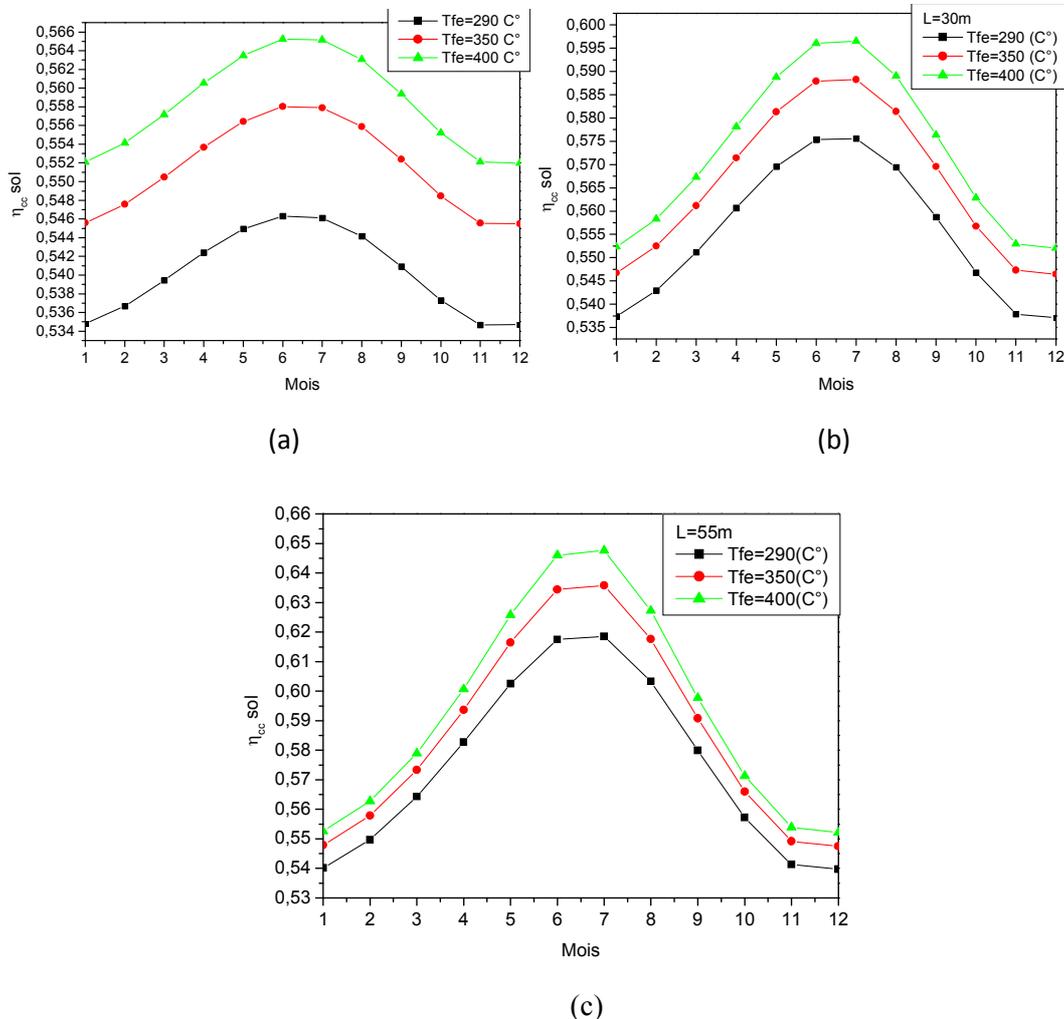


Figure 36: Variation du rendement des ISCC en fonction de la Longueur et la température d'entrée de fluide caloporteur.

La figure 37 compare la puissance du cycle combiné avec le cycle hybride pour tous les mois, et pour plusieurs longueurs du champ solaire on remarque que : les puissances diminuent jusqu'à atteindre une valeur minimale au mois juillet et août à cause de l'influence de la température ambiante sur la puissance de cycle combiné. Ensuite les puissances augmentent grâce à la diminution de température et l'augmentation de la puissance du cycle combiné. La puissance de cycle hybride est proportionnelle à la longueur (surface) du champ solaire.

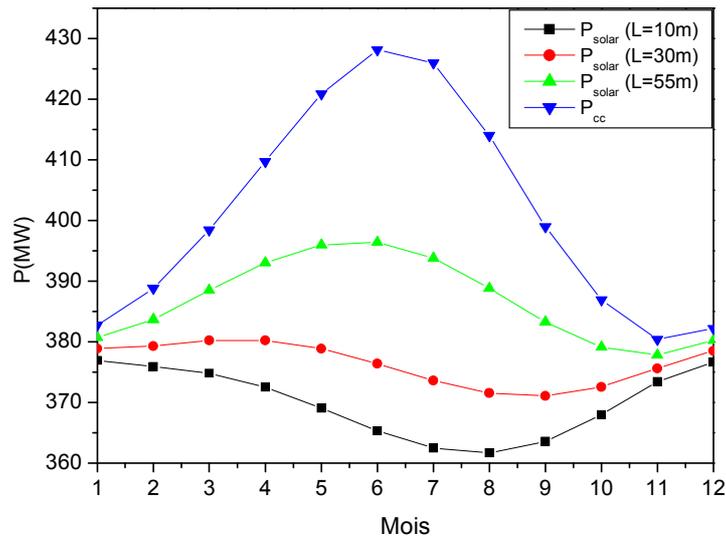


Figure 37: Variation de la Puissance solaire fonction des mois varie selon la Longueur.

La Figure 38 représente la variation de la Longueur maximale qu'on ne dépasse pas en fonction des mois pour que la différence de température, entrée chaudière et sortie échangeur solaire doit être égale ou supérieur a  $20\text{ C}^\circ$ , au mois de janvier, février, octobre, novembre, décembre. On remarque qu'il ya pas une Longueur limité a cause de la faible irradiation solaire et aux basses températures ambiant dans ces mois, La Longueur maximale est 200m pour mars, 105m pour avril, 70 m pour aout, et 55m pour Juin et Juillet.

La longueur doit diminuer à cause de la température ambiant et l'irradiation solaire qui augmentent.

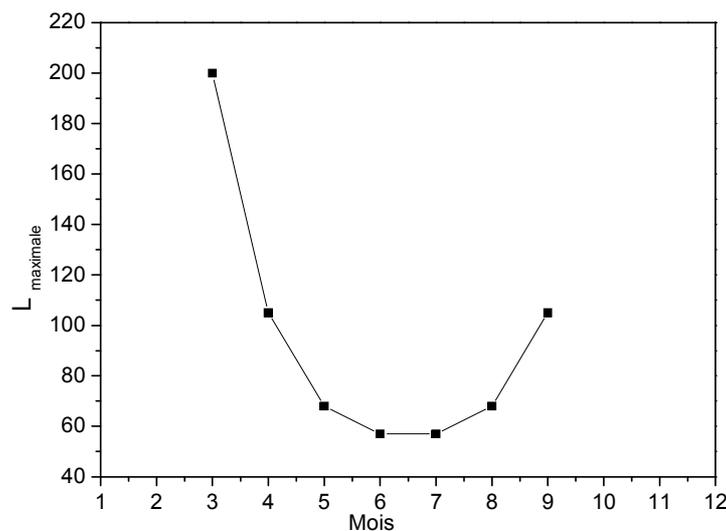


Figure 38: La Longueur maximale en fonction des mois.

**IV.4-Résultats de l’analyse économique**

Dans la figure 39 on remarque que pour le prix de 0.04 \$/kWh le projet ne sera pas rentable même après 25 ans, il n’est pas récupérer le cout totale d’investissements. Si le prix de vente est 0.08 \$/kWh le projet sera rentable dans la seizième année, en 25 ans le bénéfice devient 70 million \$, et si le prix de vente augmente à 0.12 \$ /kWh le projet sera rentable au bout de 11 ans et le bénéfice net est 200 million \$ après 25 ans.

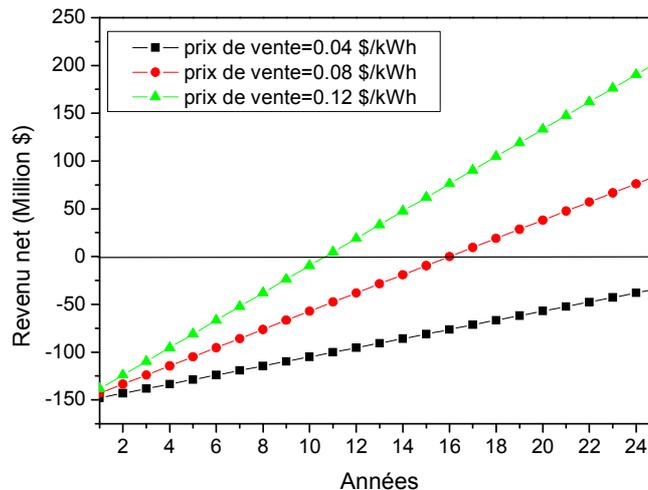


Figure 39: Variation de revenus nettes en fonction des années pour plusieurs prix de vente.

Les figures 40 et 41 représentent plusieurs d’année visée pour que le projet soit rentable en fonction des prix de vente, si on veut que le projet sera rentable dans 5 ans le prix doit être très élevé, en 8 ans le prix est 0.16\$/kWh, pour 10 ans le prix doit être 0.12 \$kWh, pour 15 ans le prix et 0.8 \$/kWh pour 25 ans le prix doit être 0.05 \$/kWh.

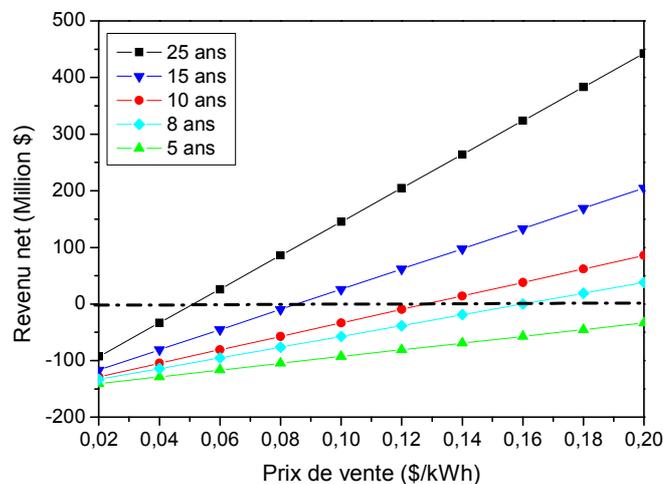


Figure 40: Variation des revenus nettes en fonction de prix de vente pour plusieurs années

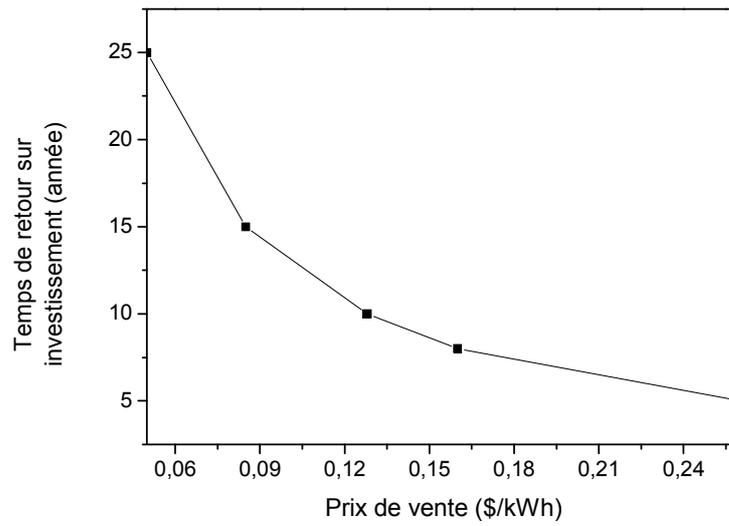


Figure 41: Temps de retour sur investissement en fonction de prix de vente

## CONCLUSION GENERALE

Afin de réduire les gaz à effet de serre et de préserver l'environnement, plusieurs recherches scientifiques ont été menées sur la façon d'exploiter les gaz d'échappement, elles ont abouti à l'établissement d'un cycle combiné, qui nécessite essentiellement une haute température pour produire la vapeur nécessaire pour alimenter la turbine à vapeur.

Les dernières technologies avancées ouvrent des perspectives intéressantes pour augmenter le rendement de la production d'électricité, tels que les systèmes hybrides solaire-gaz faisant la jonction entre la turbine à gaz à cycle combiné et le champ solaire.

Dans ce mémoire, on s'intéresse à l'étude thermo-économique d'une centrale hybride (cycle combiné avec intégration de l'énergie solaire) comparé à une centrale à cycle combiné simple.

Afin d'étudier l'influence des différents paramètres sur le rendement de l'installation, nous avons développé un programme à l'aide du langage FORTRAN.

Les résultats montrent que : d'un point de vue thermodynamique, le rendement global de l'installation à cycle hybride (gaz-solaire) est nettement supérieur à celui de la centrale à cycle combiné simple. Mais, d'un point de vue économique on ne peut pas dire que la centrale à cycle hybride est plus rentable que la centrale à cycle combiné simple sans considérer plusieurs critères d'analyse des performances et des intervalles larges pour les paramètres économiques notamment : le prix de vente d'électricité, la durée de fonctionnement, et la durée de vie de l'installation, et le coût de champ solaire.

- [1]BP (British petroleum), Statistical Review of World Energy June 2017(Wikipedia), (consulter le 15/04/2018)
- [2] Besma,CHEKCHEK, analyse thermodynamique d'une centrale thermique hybride solaire/gaz, 2013/2014 mémoire de magister en physique Université Hadj Lakhdar batn1, p2.
- [3] [www.cnrs.fr/cw/dossiers/dosolaire/contenu/alternative/alter\\_etape1\\_3.html](http://www.cnrs.fr/cw/dossiers/dosolaire/contenu/alternative/alter_etape1_3.html), (consulter le 24/04/2018).
- [4] Nadir, MAHMOUD, adaptation et optimisation d'un cycle mixte sur une installation de TAG mémoire de magister en système énergétique avancé faculté de science de l'ingénieur Université M'Hamed BOUGERRA Boumerdes 2008/2009. p6,p7.
- [5] Abdeldjalil, BÉRIBÉCHE Calcul optimal des soutirages dans une turbine à vapeur d'un cycle hybride (HassiR'emel ) Mémoire de Fin d'Etudes En vue de l'obtention du diplôme de: MASTER Faculté des Sciences et de la Technologie Université Mohamed Khider Biskra ,juin 2013. p1, p2.
- [6] Quoilin,Sylvain Ingénieur Les Centrales Solaires à Concentration, Civil Mai 2007 , Université de Liège Faculté des sciences appliquées.
- [7] Fernandez-García A, Zarza E, Valenzuela L, and Pérez M. Parabolic-trough solar collectors and their applications". Journal of Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2010, vol4 (7), 1695–1721.
- [8] S.MIHOUB. Commande d'héliostat plan réfléchissant le rayonnement solaire vers une cible fixe, mémoire de magister en physique. L'Université Abou Bekr Belkaid Tlemcen déc-2010 .
- [9] Khellaf Abdellah, Les centrales solaires à tour -Ph.D. Directeur de Recherche Responsable de la Division Hydrogène Energies Renouvelables (consulté le 18/04/2018).

[10] Le solaire thermodynamique, une filière industrielle d'avenir ([www.acteurdurable.org](http://www.acteurdurable.org)) (consulté le 21/04/2018).

[11] Mokhtar Ghodbane, Soulef Largot, Boussad Boumeddane, Nourelhouda Heniat, Simulation Numérique d'un Concentrateur Cylindro-Parabolique en El Oued, Algérie, International Journal Scientific Research & Engineering Technology (USET) ISSN : 2356-5608, Volume 3, issue 2 Copyright IPCO-2015-Pages-68-74.

[12] Renewable Energy Essentials: Concentrating Solar Thermal Power, International Energy Agency (IEA). (2009).

[13] Jessica LEO Modélisation et conduite optimale d'un cycle combiné hybride avec source solaire et stockage /Automatique robotique. Université Grenoble alpes.

[14] Jessica LEO Modélisation et conduite optimale d'un cycle combiné hybride avec source solaire et stockage /Automatique robotique. Université Grenoble alpes.

[15] Omar Behar, Abdallah Khellaf, Kamal Mohammedi, Sabrina Ait-Kacis, A review of integrated solar combined cycle system (ISCCS) with a parabolic trough technology Renewable and Sustainable Energy Review Volume 39, November 2014, Pages 223-250.

[16] Lazhar Achour, Malek Bouharkat, OmarBeharb, Performance assessment of an integrated solar combined cycle in the southern of Algeria Energy ,Reports Volume 4, November 2018, Pages 207-217.

[17] Yuan Yuan, LiYaminn Xiong, Thermo-economic analysis of a novel cascade integrated solar combined cycle system Energy Volume 145, 15 February 2018, Pages 116-127.

[18] M.T.Mabrouk, A.Kheiri, M.Feidt A systematic procedure to optimize Integrated Solar Combined Cycle power plants (ISCCs)Applied Thermal Engineering Volume 136, 25 May 2018, Pages 97-107.

## Référence bibliographique

[19] Philip G.Brodrick ,AdamR.Brandt ,Louis J.Durllofsky Operational optimization of an integrated solar combined cycle under practical time-dependent constraints Energy Volume 141, 15 December 2017, Pages 1569-1584.

[20] Liqiang Duan,Wanjun Qu,Shilun Jia,Tao Fenga ,Study on the integration characteristics of a novel integrated solar combined cycle system Energy Volume 130, 1 July 2017, Pages 351-364.

[21] A.Baghernejad,M.YaghoubiExergy analysis of an integrated solar combined cycle system Renewable Energy Volume 35, Issue 10, October 2010, Pages 2157-2164.

[22] Bandar Jubran Alqahtani Dalia Patiño-Echeverri Integrated Solar Combined Cycle Power Plants: Paving the way for thermal solar Applied Energy Volume 169, 1 May 2016, Pages 927-936.

[23] Edmund Okoroigwe, Amos Madhlopa An integrated combined cycle system driven by a solar tower: A review, Renewable and Sustainable Energy Reviews Volume 57, May 2016, Pages 337-350.

[24] Qian Kang, Raf Dewil, Jan Degreève, Jan Baeyens, HuiliZhang Energy analysis of a particle suspension solar combined cycle power plant Energy Conversion and Management Volume 163, 1 May 2018, Pages 292-303.