

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE  
MINISTRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE  
SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE MOULOUD MAMMARI DE TIZI OUZOU

FACULTE DU GENIE DE LA CONSTRUCTION

DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE



# Mémoire De Fin D'études

En Vue d'Obtention du Diplôme de Master Académique en Génie Mécanique

**Option : Energétique**

**Thème**

**Simulation d'une centrale solaire  
cylindro-parabolique intégré dans un  
cycle combiné**

**Réalisé par**

- AMOUBOUDI Fadila
- BERKANE Kahina
- OULD ABDESSALAM Lina

**Devant le jury:**

Mr: MAKHLOUF Said  
Mr: MEDJKANE Ghanem  
Mr: KERKADI Samir

President.  
Promoteur.  
Examineur.

2018-2019

## *Remerciements*

*Le plus grand Merci tout d'abord revient à « Dieu » qui, lui seul, nous a guidés dans le bon sens durant notre vie et qui nous a donné le courage, la volonté, et la force pour élaborer ce travail.*

*On tient à exprimer nos vifs remerciements et témoigner notre profonde gratitude à Mr G. MEDJKANE enseignant à l'Université Mouloud Mammeri Tizi-Ouzou, pour son soutien et l'attention qu'il nous a apportée et pour nous avoir guidés tout au long de ce travail. Ses précieux conseils nous ont été d'une grande utilité.*

*On remercie vivement les membres de jury d'avoir accepté de juger ce travail.*

*Enfin, On remercie tous ceux qui ont contribué, de près ou de loin à l'élaboration de ce mémoire.*

# SOMMAIRE

**Nomenclature**

**Liste des figures**

**Liste des tableaux**

**Introduction générale ..... 1**

## **Chapitre I : Energie solaire**

I.1.Introduction ..... 3

I.2.Rayonnement solaire .....3

I.3.Paramètres de position du soleil .....4

I.3.1.Coordonnées équatoriales .....4

I.3.2.Les coordonnées géographiques .....6

I.3.3.Les coordonnées horizontales .....7

I.4.Estimation du rayonnement solaire .....9

I.4.1.Constante solaire .....9

I.4.2.Composantes du rayonnement solaire ..... 9

I.5.Estimation du rayonnement solaire terrestre ..... 10

I.5.1.Modèle de capderou ..... 10

I.5.2.Modèle de Kasten..... 13

I.6.Estimation de la température ambiante ..... 14

I.7.Conclusion ..... 15

## **Chapitre II : Centrales solaire thermodynamiques**

II.1.Introduction ..... 16

II.2.Pourquoi la concentration du rayonnement solaire ..... 16

II.3.Les filières du solaire à concentration (thermodynamique) ..... 17

II.4.Performances et couts des centrales solaires thermodynamiques ..... 19

II.5.Exemples de réalisations dans le monde ..... 19

II.6.Principe de fonctionnement d'une centrale à capteurs cylindro-parabolique.....	20
II.7.Caractéristiques d'un concentrateur cylindro-parabolique (ccp).....	20
II.8.Différents types de collecteurs .....	21
II.9.Principales composantes d'une centrales solaire cylindro-parabolique .....	22
II.10.Les composantes d'un concentrateur solaire de type cylindro-parabolique.....	22
II.11.Les fluides caloporteurs.....	24
II.12.La poursuite solaire .....	25
II.12.1.Poursuite de type Nord-sud .....	25
II.12.2.Poursuite de type Est-ouest .....	26
II.13.Schéma thermodynamiques d'intégration d'énergie solaire .....	26
II.13.1.Centrale solaire avec stockage thermique.....	26
II.13.2.Centrale solaire hybride .....	27
II.13.3.Intégration d'une centrale solaire à cylindro-parabolique dans un cycle combiné .....	27
II.13.3.1.Centrale à cycle combiné .....	29
II.13.3.2.Centrale solaire à cylindro-parabolique intégrée dans un cycle combiné...	29
II.14.Conclusion .....	30

## Chapitre III : Bilan énergétique et exergetique d'une centrale hybride solaire /gaz

III.1.Introduction .....	31
III.2.Modélisation de la turbine à gaz .....	31
III.2.1.Définition .....	31
III.2.2.Principe de fonctionnement .....	32
III.2.3.Bilan énergétique du cycle gaz .....	32
III.2.4.Rendement du cycle à gaz .....	32
III.3.Cycle à vapeur.....	33
III.3.1.Définition.....	33
III.3.2.Principe de fonctionnement .....	33
III.3.3.Bilan énergétique du cycle vapeur.....	35
III.3.4.Rendement de cycle vapeur .....	37
III.4.Rendement du cycle combiné.....	37
III.5.Le champ solaire .....	38
III.6.Bilan exergetique .....	42
III.6.1.Principe .....	42
III.6.2.Exergie du travail et de la chaleur .....	43
III.6.3.Destruction d'exergie .....	43
III.6.4.Formes d'exergie .....	44
III.6.4.1 Exergie physique.....	44
III.6.4.2.Exergie chimique .....	44
III.6.5.Bilan exergie .....	45
III.6.6.Rendement exergetique .....	45
III.6.6.1.Compresseur .....	46
III.6.6.2.Chambre de combustion .....	46
III.6.6.3.Turbine .....	47
III.6.6.4.Echangeur de chaleur.....	47

III.6.7.Cycle vapeur .....	48
III.6.8.Analyse exergetique champ solaire .....	49
III.7. Conclusion.....	49

### **Chapitre IV : Simulation et discussion des résultats**

IV.1 Introduction.....	50
IV. 2 Présentation du logiciel.....	50
IV.3Simulation et discussion des résultats.....	51
IV.3.1.Turbine à gaz .....	51
IV.3.2.Turbine à vapeur en cycle combinée .....	53
IV.3.3.Partie solaire .....	55
IV.3.4. Centrale hybride .....	58
IV.4. Bilan énergétique et exergetique .....	62
IV.4.1 Bilan énergétique de la turbine à gaz.....	62
IV.4.2 Bilan exergetique de la turbine à gaz .....	63
IV.4.3 Bilan énergétique de la turbine à vapeur en cycle combiné.....	64
IV.4.4. Bilan exergetique .....	65
IV.5 Etude de la variation de quelque paramétré .....	67
Conclusion générale.....	
Références bibliographie	

# Listes des figures

## Chapitre I : énergie solaire

Figure I.1 : Spectre du rayonnement solaire .....	4
Figure I.2 : Les coordonnées équatoriales (horaire).....	6
Figure I.3 : Angle d'incidence.....	6
Figure I.4 : Les coordonnées géographique .....	7
Figure I .5 : Les coordonnées horizontales.....	9
Figure I.6 : Différentes composantes de rayonnement solaire .....	10

## Chapitre II : Centrales solaire thermodynamiques

Figure II.1 : Les technologies de solaire thermodynamique .....	18
Figure II .2 : Principe de fonctionnement d'une centrale à capteurs cylindro-parabolique .....	20
Figure II.3 : Schéma d'un concentrateur cylindro-parabolique .....	22
Figure II.4 : Les composantes de base d'une centrale solaire cylindro-parabolique .....	22
Figure .II.5 : Capteur solaire cylindro-parabolique.....	23
Figure .II.6 : Le tube récepteur d'un concentrateur cylindro-parabolique .....	24
Figure II.7 : Structure métallique d'un concentrateur cylindro-parabolique .....	24
Figure II.8 : Poursuite de type Nord-sud.....	25
Figure II.9 : Poursuite de type Est-ouest.....	26
Figure II .10 : Centrale solaire avec stockage .....	26
Figure II.11 : Concept d'une centrale solaire hybride .....	27
Figure II .12 : Principe d'un cycle combiné .....	28
Figure II.13 : Cycle de Brayton dans le diagramme (T, S) .....	28
Figure II.14 : Cycle de Rankine avec surchauffe (cycle de Hirn dans le diagramme (T S)) .....	29
Figure II.15 : Centrale solaire intégrée dans un cycle combiné gaz vapeur .....	30

### **Chapitre III : Bilans énergétique et exergetique d'une centrale hybride solaire /gaz**

Figure III.1 : Schéma d'une turbine à gaz .....	31
Figure III.2 : Schémas d'une turbine à vapeur .....	34
Figure III .3 : Cycle de Hirn .....	34
Figure III.4 : Schéma d'une chaudière de récupération .....	36
Figure III.5 : Bilan d'exergie d'un système ouvert .....	45
Figure III.6 : Compresseur .....	46
Figure III.7: Exergie échangés dans un échangeur de chaleur .....	47
Figure III.8 : Cycle (T-S) d'une central hybride .....	48

### **Chapitre IV. Simulation et discussion des résultats**

Figure IV.1 : Simulation de la turbine à gaz .....	52
Figure IV.2. Diagramme entropique (T, S) pour le cycle gaz.....	53
Figure IV.3. Synoptique du cycle combiné .....	54
Figure IV.4. Simulation de la central solaire pure .....	56
Figure IV.5. Cycle vapeur solaire dans le diagramme (T, S).....	57
Figure IV.6. Synoptique de la centrale complète .....	58
Figure IV.7. Simulation d'ISCCS .....	60

# Liste des tableaux

## Chapitre I : Énergie solaire

Tableau I.1 : Les valeurs du coefficient d'angströms et de la hauteur d'eau condensable pour trois états atmosphérique .....	14
--	----

## Chapitre II : Centrales solaire thermodynamiques

Tableau II.1 : Caractéristiques des différentes filières de solaire thermodynamique .....	19
Tableau II.2 : ISSC existants .....	19
Tableau II.3 : Caractéristiques des différents types de collecteur .....	21

## Chapitre III : Bilans énergétique et exergetique d'une centrale hybridesolaire /gaz

Tableau III : Efficacités exergetique des différents composants de la turbine à vapeur .....	48
--	----

## Chapitre IV : Simulation et discussions des résultats

Tableau IV.1 : Les données de la turbine à gaz .....	51
Tableau IV.2 : Les résultats obtenus à partir de la simulation de la turbine à gaz .....	52
Tableau IV.3 : Les données de la turbine à vapeur .....	54
Tableau IV.4 : Résultats obtenus de la turbine à vapeur dans le cycle combiné.....	55
Tableau IV.5 : Les données de la partie solaire .....	56
Tableau IV.6 : Les données utilisées dans le champ solaire .....	57
Tableau IV.7 : Les résultats obtenus dans la centrale solaire pue.....	58
Tableau IV.8 : Les données du cycle hybride .....	59
Tableau IV.9 : Les résultats obtenus après le couplage .....	61
Tableau IV.10 : Les résultats obtenus par simulation .....	62
Tableau IV.11. les grandeur énergétique de la turbine à gaz .....	62
Tableau IV.12 : les grandeurs énergétique de la turbine à vapeur .....	64

## **Introduction générale**

Le monde connaît depuis plusieurs années un important développement économique. Le développement industriel, l'augmentation du parc automobile et la multiplication des équipements domestiques ont provoqué l'explosion de la demande énergétique.

Malheureusement, cette croissance de la demande a été majoritairement couverte par des sources d'énergies fossiles, motivée par des considérations économiques (le prix).

En effet, avec cette explosion de la demande énergétique, la consommation de l'énergie sera multipliée par 2 en 2030 et par 3 en 2050, le risque de pénurie et d'épuisement des énergies conventionnelles est bien réel [1].

Pour l'Algérie toutes les statistiques disponibles indiquent que le pétrole et le gaz restent prédominants jusqu'en 2030, date à partir de laquelle elle ne disposera que de réserves à peines suffisantes à des besoins internes [2].

A cette préoccupation des réserves s'ajoutent le souci du changement climatique qui se traduit par l'effet de serre.

Les réserves glacières se sont réduites d'environ 10%, le niveau moyen global de la mer s'est élevé de plusieurs dizaines de centimètres.

Selon les conclusions du 3ème rapport du Groupe d'experts Intergouvernemental sur l'Evolution du Climat de 2001 [3], l'activité humaine est dans la seconde moitié du 20<sup>ème</sup> siècle très vraisemblablement la première cause de l'accroissement des concentrations des gaz à effet de serre dans l'atmosphère et de l'augmentation de la température moyenne globale.

De plus, en absence de mesures écologiques, il est prévu que le réchauffement planétaire se poursuive. A titre d'illustration, l'ADEME (Agence De l'Environnement et de la Maîtrise de l'Energie) en France prévoit une élévation moyenne de la température du globe de 1,4 à 5,8 degrés, imputable à l'émission de gaz à effet de serre [4].

Dans ce contexte, la réduction des émissions de gaz polluants et/ou à effet de serre est devenue aujourd'hui une nécessité environnementale et économique, c'est pourquoi une grande partie des recherches entreprises dans le domaine de l'industrie, en particulier, la production de l'énergie électrique s'effectuent dans cette perspective.

Comme alternative à ces préoccupations, le développement et l'implémentation des énergies renouvelables est incontournable.

Dans l'optique de la production d'électricité, l'énergie solaire est une source d'énergie qui présente le plus de possibilité pour une exploitation commerciale.

La technologie solaire se base sur des collecteurs qui concentrent la radiation solaire et réchauffent à haute température un fluide caloporteur. Ce fluide peut ensuite être utilisé pour la génération d'électricité, par exemple au moyen d'un cycle de Rankine.

Les énergies renouvelables possèdent généralement une limitation due à leur caractère intermittent et à leur difficulté de stockage. Si la limitation due au stockage est importante pour des énergies comme l'énergie éolienne ou photovoltaïque, elle l'est moins pour la concentration solaire, qui utilise généralement des systèmes de stockage de chaud ou qui peut être hybridée avec d'autres sources énergétiques (gaz naturel, biomasse, etc.)[5]

L'objectif de notre travail est de simuler une centrale solaire intégrée dans un cycle combiné dont le champ solaire est utilisé pour produire de la vapeur d'eau c'est-à-dire le champ solaire est relié entre la sortie de l'économiseur et l'entrée de surchauffeur.

L'apport du champ solaire et son influence sur le rendement de la centrale sont pris en compte.

Pour atteindre ces objectifs, nous avons organisé notre manuscrit comme suit:

Après une introduction générale, nous avons divisé le travail en quatre chapitres dont:

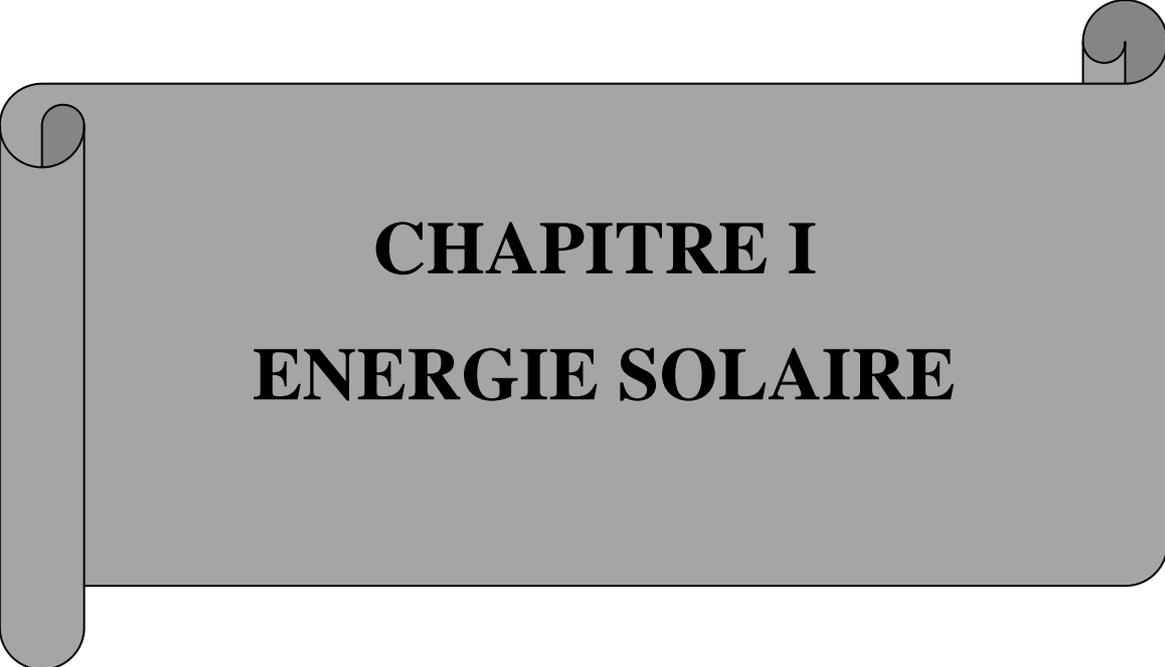
Le chapitre un est consacré aux notions de base de l'énergie solaire telle que le repérage de la position du soleil, les modèles de calcul des composantes de rayonnement solaire...etc.

Le chapitre deux est réservé à la présentation des différents types de centrales solaires ainsi que leur principe de fonctionnement et leurs caractéristiques.

Dans le troisième chapitre, nous avons présenté les différents modèles mathématiques nécessaires pour le calcul de la centrale solaire étudiée.

Le quatrième chapitre est réservé à la simulation de la centrale considérée et discussion des résultats obtenus.

Enfin, on a terminé avec une conclusion générale.



**CHAPITRE I**  
**ENERGIE SOLAIRE**

## **I.1. Introduction**

Le soleil est une sphère gazeuse composée presque totalement d'hydrogène. Son diamètre est de 1.391.000 km (100 fois celui de la terre), sa masse est de l'ordre de  $2 \cdot 10^{27}$  tonnes. Toute l'énergie du soleil provient de réactions thermonucléaires qui se produisent. Elles transforment à chaque seconde  $564 \cdot 10^6$  tonnes d'hydrogène en  $560 \cdot 10^6$  tonnes d'Hélium, la différence de 4 millions de tonnes est dissipée sous forme d'énergie ( $E = m c^2$ ), ce qui représente une énergie totale sous forme de rayonnement, estimée à  $3,7 \cdot 10^{26}$  J/s.

## **I.2. Rayonnement solaire**

Les réactions thermonucléaires qui se produisent au sein du soleil, provoquent l'émission d'onde électromagnétique de très forte puissance ou rayonnement thermique solaire. Ce rayonnement ou spectre solaire se présente sensiblement comme celui d'un corps noir à 5800K.

L'énergie solaire reçue en dehors de l'atmosphère est d'environ  $1370 \text{ W/m}^2$ . Cette grandeur est appelée constante solaire [6].

Le domaine de longueur d'onde utile pour les applications solaires est situé entre  $0,25 \mu\text{m}$  et  $2,5 \mu\text{m}$ , l'énergie émise dans cette bande (contenant les zones UV, Visible et IR) représente 95% environ du total [7]. (Figure. I.1).

En traversant l'atmosphère, l'énergie radiative solaire est atténuée par absorption et diffusion, et l'énergie enregistrée au niveau de la mer est de l'ordre de  $1000 \text{ W/m}^2$ [8].

Cette valeur variera ensuite en fonction de l'angle d'incidence sur le récepteur, de l'intensité et de la durée d'ensoleillement.

Pour récupérer un maximum d'énergie en provenance du soleil, il est donc nécessaire de connaître les différents paramètres de la source d'énergie, soleil, en fonction du temps et d'orienter au mieux le récepteur par rapport aux rayons lumineux.

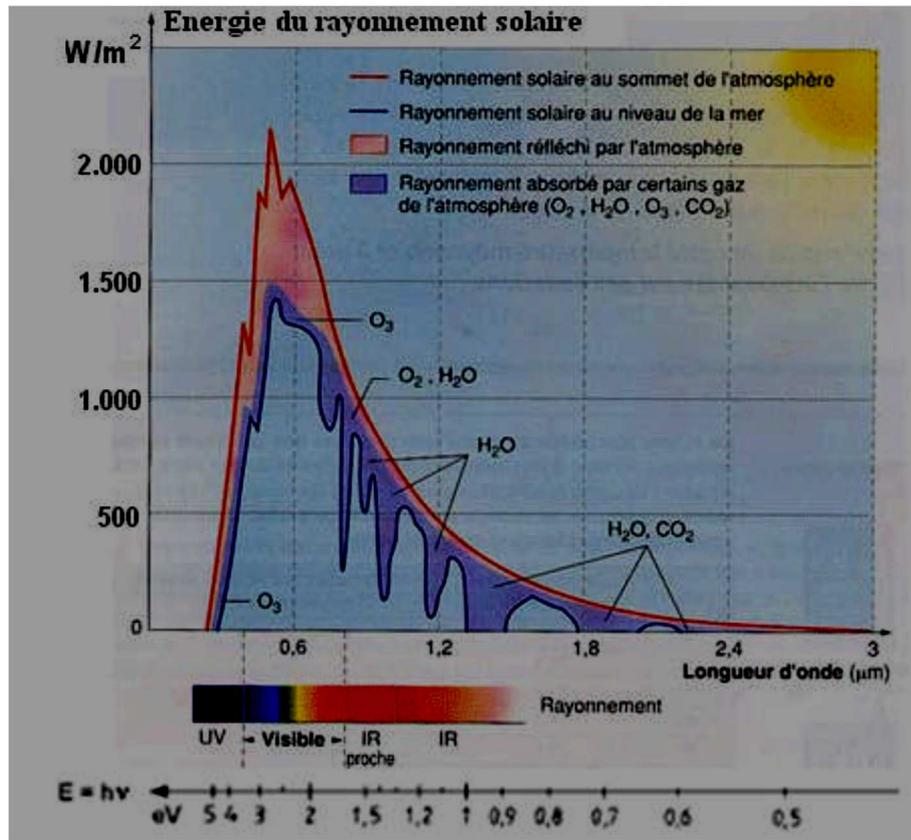


Figure I.1 : spectre du rayonnement solaire [7]

### I.3. Paramètres de position du soleil

La position du soleil peut être repérée à chaque instant de la journée et de l'année par plusieurs systèmes de coordonnées:

#### I.3.1. Coordonnées équatoriales

Dans ce système de coordonnées, le mouvement du soleil est repéré par rapport au plan équatorial de la terre à l'aide de deux angles, ( $\delta$ ,  $\omega$ ).

##### ➤ Déclinaison du soleil « $\delta$ »

C'est l'angle que fait le plan de l'équateur terrestre avec la direction terre-soleil. Cet angle varie tout au long de l'année de façon symétrique de  $-23^{\circ}26'$  (solstice d'hiver le 22 décembre) à  $23^{\circ}26'$  (solstice d'été le 21 juin) et il est nul aux équinoxes (21 mars et 23 septembre).

Il peut être obtenu avec une bonne précision par la formule suivante [9,10]:

$$\delta = 23,45 \sin \left[ \frac{360}{365} (n - 81) \right] \quad (\text{I.1})$$

$$\delta = 23,45 \sin \left[ \frac{360}{365} (n + 284) \right] \quad (\text{I.2})$$

Avec  $n$ : numéro du jour de l'année à partir du 1<sup>er</sup> janvier.

➤ **Angle horaire du soleil « $\omega$ »**

C'est l'angle compris entre le méridien origine passant par le sud et la projection du soleil sur le plan équatorial, il mesure la course du soleil dans le ciel (Figure I.2) [11]:

$$\omega = 15(\text{TSV} - 12) \quad (\text{I.3})$$

TSV : Temps solaire vrai donné par les cadrans solaires (en heures),

L'angle « $\omega$ » vaut 0° à midi, 90° à 18 heures et - 90° à 6 heures en heure solaire vrai.

Le temps solaire vrai « TSV » est égal au temps légal corrigé par un décalage dû à l'écart entre la longitude du lieu et la longitude référence.

$$\text{TSV} = \text{TL} - \text{DE} + \left( \frac{\text{Et} + 4\lambda}{60} \right) \quad (\text{I.4})$$

DE : décalage horaire par rapport au méridien de Greenwich;

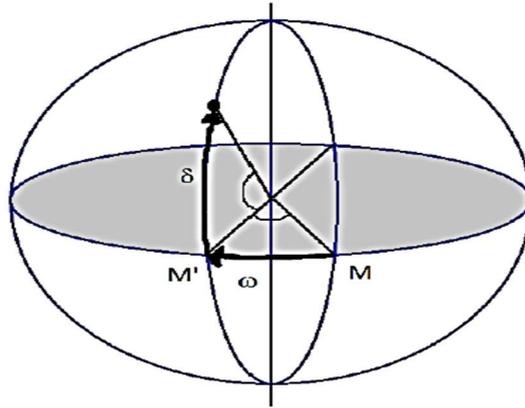
TL : temps légal (donné par une montre) ;

$E_t$  : correction de l'équation du temps ;

$$E_t = 9.87 \sin(2n') - 7.53 \cos(n') - 1.5 \sin(n') \quad (\text{I.5})$$

$$n' = \frac{360}{365} (n - 81) \quad (\text{I.6})$$

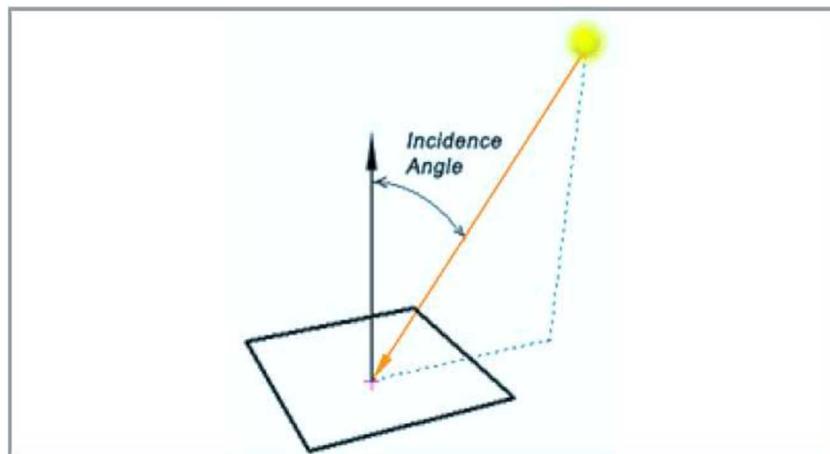
$\lambda$  : longitude de lieu (l'angle que fait le méridien local passant par le point considéré avec le méridien d'origine).



**Figure I.2:** Les coordonnées équatoriales (horaires) [10].

### ➤ Angle d'incidence

C'est l'angle formé par la normale du plan et les rayons du soleil.



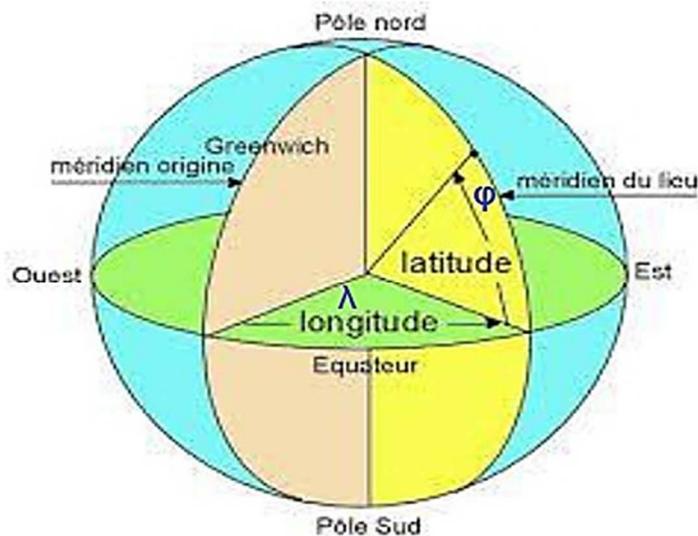
**Figure I.3:** Angle d'incidence [12].

### I.3.2. Les coordonnées géographiques :

Les coordonnées géographiques d'un lieu définissent sa position sur Terre. Ils sont décomposés en trois éléments : la latitude, la longitude et l'altitude.

- **Latitude** : La latitude d'un point donné est l'angle formé par l'arc du méridien entre l'équateur et le rayon terrestre passant par ce point. Elle est comptée de  $0^\circ$  à  $90^\circ$  depuis l'équateur vers le pôle pour chaque hémisphère Nord et Sud. Dans le schéma ci-dessus, la latitude du point A est «  $\varphi$  ».

- **Longitude :** La longitude d'un point donné est l'angle formé entre le méridien de référence et le méridien passant par ce point. Elle est comptée de  $0^\circ$  à  $180^\circ$  depuis le méridien d'origine vers le méridien du lieu en précisant la direction Ouest ou Est. Dans le schéma ci-dessus, la longitude du point A est «  $\lambda$  ».
- **Altitude :** L'altitude est la hauteur d'un point choisi par rapport à un niveau de référence (généralement le niveau de la mer, désigné comme « altitude 0 »).



**Figure I.4:** Les coordonnées Géographiques [10].

### I.3.3. Les coordonnées horizontales :

Le système de coordonnées horizontales, également appelé système local ou système de coordonnées alt-azimutales, est un système de coordonnées célestes utilisé en astronomie par un observateur au sol. Le système sépare le ciel en deux hémisphères : l'un situé au-dessus de l'observateur et l'autre situé au-dessous, caché par le sol. Le grand cercle séparant les deux hémisphères situe le plan horizontal, à partir duquel sont établies une hauteur ( $h$ ) et un azimut ( $a$ ), qui constituent les deux principales coordonnées de ce système.

➤ **La hauteur (h) :**

C'est l'angle compris entre la direction apparente du soleil avec sa projection sur le

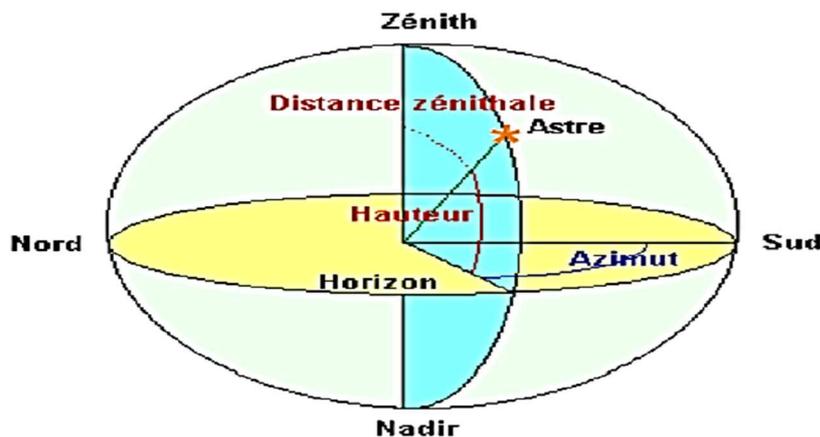
plan horizontal du lieu considéré. Sa valeur est nulle au levé et au coucher du soleil et maximal lorsque le soleil est à son zénith. Elle varie au cours de la journée en fonction de la déclinaison  $\delta$ , de l'angle horaire  $\omega$  et de la latitude  $\varphi$  telle que :

$$\sin(h) = \sin\varphi \sin\delta + \cos\delta \cos\varphi \cos\omega \quad (\text{I.7})$$

➤ **L'azimut (a) :**

C'est l'angle que fait la direction de la projection du soleil sur le plan horizontal avec la direction sud. Il est donné par:

$$\sin(a) = \frac{\cos(\delta) \sin(h)}{\cos(h)} \quad (\text{I.8})$$



**Figure I.5 :** Les Coordonnées horizontales [10].

## I.4. Estimation du Rayonnement solaire :

### I.4.1. Constante solaire:

La constante solaire, notée  $I_0$ , est la valeur moyenne du flux solaire reçu par une surface unité perpendiculaire à ce dernier placée à la limite de l'atmosphère terrestre.

La détermination de sa valeur fait l'objet de recherches très anciennes dont les premiers résultats remontent à 1838 où C. Pouillet trouvait une valeur de  $1230 \text{ W/m}^2$ .

Des mesures précises effectuées par satellites ont permis de donner les variations de la constante solaire au cours de l'année ( $1363$  à  $1371 \text{ W/m}^2$ ).

L'organisation météorologique internationale a retenu comme constante solaire la valeur standard  $I_0=1367 \text{ W/m}^2$  [13].

### I.4.2. Composantes du rayonnement solaire :

Le rayonnement solaire, en traversant l'atmosphère terrestre, est atténué par différents éléments atmosphériques comme les molécules, les aérosols, les gaz, ou les gouttelettes nuageuses. Les calculs et les mesures satellitaires montrent que la terre reçoit une puissance moyenne de  $1000 \text{ W/m}^2$ . [8].

En effet, l'atmosphère ne transmet pas au sol la totalité du rayonnement solaire qu'elle reçoit, on désigne par :

- ✓ Le **rayonnement direct** : C'est la part du rayonnement qui traverse l'atmosphère sans subir de modifications ;
- ✓ Le **rayonnement diffus**: C'est la part du rayonnement solaire diffusé par les particules solides ou liquides en suspension dans l'atmosphère. Il n'a pas de direction privilégiée
- ✓ Le **rayonnement réfléchi (albédo)** :

L'albédo est la partie du rayonnement réfléchi par la terre et dépend donc directement du site d'observation.

- ✓ Le **rayonnement global** : C'est la somme des trois composantes énumérées ci-dessus. C'est ce dernier qui est systématiquement mesuré par les stations météorologiques.(Figure.6).

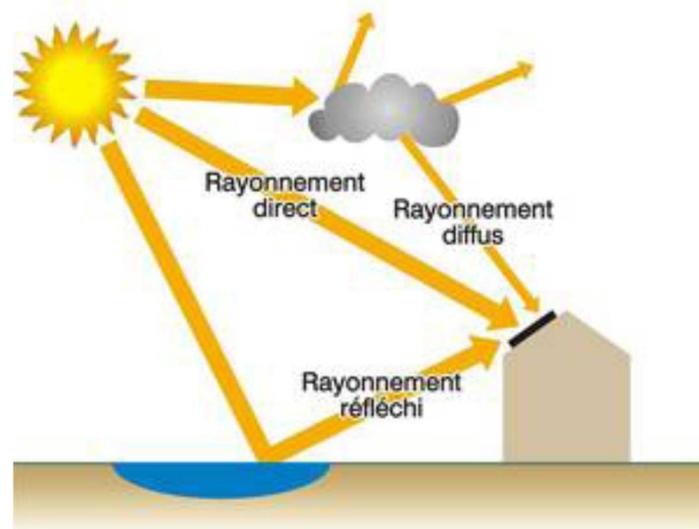


Figure I.6 :.Différentes composantes de rayonnement solaire [14].

### I.5. Estimation du rayonnement solaire terrestre:

Toute étude ou application de l'énergie solaire en un site donné nécessite une connaissance complète et détaillée du rayonnement solaire dans ce site. Cependant, dans la plupart des cas, il n'existe pas de mesures locales du rayonnement solaire. De ce fait, le recours aux certaines méthodes appropriés, permettant de prédire les caractéristiques du rayonnement solaire et de l'estimer, est nécessaire.

Il existe plusieurs modèles pour l'estimation de l'éclairement solaire global, direct et diffus exprimés par des approches semi empiriques, les modèles les plus utilisés sont : le modelé de Hottel Capderou, et Kasten. Ces trois modèles donnent plus on moins l'évolution de l'irradiation solaire sur un plan horizontal ou sur un plan incliné.

Dans ce qui suit, nous allons présenter deux modèles qui permettent d'estimer les composantes du rayonnement solaire c'est le modèle de Capderou et celui de Kasten.

#### I.5.1. Modèle de Capderou:

Ce modèle est basé sur l'utilisation du trouble atmosphérique pour calculer les composantes directe et diffuse de l'irradiation reçue sur un plan incliné et d'orientation variable. L'éclairement global est la somme des deux éclairnements diffus et direct.

En effet, Pour calculer l'angle horaire et la déclinaison, Capderou, dans l'Atlas Solaire de l'Algérie [15], a utilisé les relations suivantes :

$$\omega = 15(TSV - 12) \quad (I.9)$$

$$\sin(\delta) = 0,398. \sin \left[ \frac{360}{365} \cdot (n - 82) + 2. \sin \left[ \frac{360}{365} \cdot (n - 2) \right] \right] \quad (I.10)$$

Avec :

$n$  : Numéro du jour de l'année à partir de premier janvier.

L'azimut du soleil est donné:

$$\sin(a) = \frac{\cos(\delta) \cos(h) \sin(\varphi) - \sin(\delta) \cos(\varphi)}{\cos(h)} \quad (I.11)$$

Le facteur de trouble atmosphérique de Linke  $T_L^*$  par ciel clair est exprimé par la relation suivante:

$$T_L^* = T_0 + T_1 + T_2 \quad (I.12)$$

$T_0$  : est le trouble du à l'absorption gazeuse tant par les constituants fixe de l'atmosphère que par l'ozone et surtout par la vapeur d'eau de quantité variable. Il est donné par la relation suivante:

$$T_0 = \frac{9.4 + 0.9 m_a}{m_a} \alpha_e \quad (I.13)$$

$\alpha_e$  : Représente le coefficient d'extinction après absorption par la vapeur d'eau.

$m_a$  : La masse d'air optique (masse atmosphérique), qui représente la masse d'atmosphère traversée par le rayonnement direct pour atteindre le sol (par ciel clair), par rapport à une traversée verticale au niveau de la mer .Plus le soleil est bas sur l'horizon, plus il va traverser une épaisseur importante d'atmosphère et plus il va subir des transformations [16]. Dans l'Atlas Solaire de l'Algérie, Capderou a utilisé la formule suivante:

$$m_a = \frac{\text{pression}}{1013,25} \frac{1}{\sin(h) + 9.40 \cdot 10^{-4} \cdot [\sin(h) + 0.0678]^{-1.253}} \quad (I.14)$$

La modélisation de ce paramètre en fonction des seuls paramètres géo-astronomiques a permis à Capderou de proposer l'expression suivante :

$$T_0 = 2,4 - 0,9 \sin(\varphi) + 0,2 \sin(\varphi) A_{he} - 0,28 - (1,22 + 0,14 A_{he}) \cdot (1 - \sin(h)) \quad (I.15)$$

$$A_{he} = \sin \left[ \left( \frac{360}{365} \right) (n - 121) \right] \quad (I.16)$$

$A$  : L'altitude de lieu.

$A_{he}$ : est l'alternance hiver-été et n le numéro du jour.

$T_1$  : est le trouble correspondant à l'absorption par les gaz de l'atmosphère ( $O_2$ ,  $CO_2$  et  $O_3$ ) et à la diffusion moléculaire de Rayleigh. Il est normalement égal à 1, mais si on prend en compte l'effet de l'altitude du site, il est approché par la formule :

$$T_1 = (0,89)^A \quad (I.17)$$

Le trouble partiel  $T_2$  est un terme relatif à la diffusion par les aérosols couplée à une légère absorption, qui dépendent à la fois de la nature, des dimensions et de la quantité des aérosols. Il est donné en fonction du coefficient de trouble d'Angstrom  $\beta$  par l'expression suivante :

$$T_2 = 16\beta \quad (I.18)$$

A défaut de mesures du coefficient de trouble d'Angström, Capderou a adopté la formulation suivante :

$$T_2 = (0,9 + 0,4 A_{he}) (0,63)^A \quad (I.19)$$

- L'éclairement dû au rayonnement direct obtenu sur plan horizontal dépend uniquement du facteur de trouble de Linke. Il est donné par :

$$I = I_0 c_{t-e} \sin(h) \exp \left[ -T_L^* \left( 0,9 \frac{9,4}{0,89^A} \sin(h) \right)^{-1} \right] \quad (I.20)$$

$C_{t-e}$  : La correction de la constante solaire.

- L'éclairement dû au rayonnement diffus obtenu sur plan horizontal dépend également du facteur de trouble diffusif :  $T_1 + T_2 = T_L^* - T_0$ . Il est donnée par :

$$D = I_0 \exp[-1 + 1.06 \log(\sin(h))] + a - \sqrt{a^2 + b^2} \quad (\text{I.21})$$

$$a = 1,1$$

$$b = \log(T_L^* - T_0) - 2.8 + 1.02(1 - \sin(h))^2$$

Finalement, le rayonnement global est donné par:

$$G = I + D \quad (\text{I.22})$$

### I.5.2. Modèle de Kasten [17]

D'après cette approche et sur une surface inclinée d'un angle ( $\theta$ ) par rapport à l'horizontale et orienté d'un angle ( $\gamma$ ) par rapport au sud, l'éclairement direct  $I$  est donné par :

$$I_{(\theta, \gamma)} = I_1 (\sin \theta \cdot \cos h \cdot \cos(\alpha - \gamma) + \cos \theta \cdot \sin h) \quad (\text{1.23})$$

Avec

$\alpha$  : l'azimut

$h$  : la hauteur angulaire.

Pour estimer l'éclairement solaire  $I_1$ , Kasten propose l'expression ci-dessous. Cette dernière tient compte du facteur de trouble atmosphérique  $T_L$  et de trajet optique atmosphérique  $m_h$ .

$$I_1 = (I_0)_{\text{ext}} \exp \left[ \frac{m_h \cdot T_L}{0,9 m_h + 0,9} \right] \quad (\text{III.24})$$

Avec :

$m_h$  : La distance optique atmosphérique (la masse atmosphérique) est exprimée par la relation suivante :

$$m_h = \frac{1 - 0,1A}{\sinh + 0,15(h + 3,885)^{-1,253}} \quad (\text{1.25})$$

A : l'altitude du lieu (km)

$$(I_0)_{\text{ext}} = I_{\text{sc}} \left[ 1 - \frac{\sin \delta}{11,7} \right] \quad (\text{I.26})$$

$$T_L = 2,5 + 16\beta + 0,5 \ln(w) \quad (\text{I.27})$$

$\beta$  : Le coefficient d'angström.

w: La hauteur d'eau condensable.

Le tableau suivant, présente les valeurs de  $\beta$  et w pour trois états atmosphériques différents :

/	B	w
Ciel pur	0.05	1
Ciel moyens	0.1	2
Ciel dégradé	0.2	5

**Tableau I .1** : valeurs du coefficient d'angströms et de la hauteur d'eau condensable pour trois états atmosphérique.

-L'éclairement diffus D ( $\theta$ ) est donné par la relation :

$$D_{\theta} = \left[ \frac{1+\cos\theta}{2} \right] + D_H + \left[ \frac{1+\cos\theta}{2} \right] a. G_H \quad (\text{I.28})$$

$D_H$ : le rayonnement diffus reçu par un plan horizontal donné par :

$$D_H = \frac{(I_0)_{\text{ext}}}{25} \sqrt{\sin(h)} \left[ T_L - 0,5 - \sqrt{\sin(h)} \right] \quad (\text{I.29})$$

$G_H$ : Le rayonnement globale reçu par un plan horizontal donné par :

$$G_H = (1270 - 56T_L) \sqrt{\sin(h)^K} \quad (\text{I.30})$$

Avec :

$$K = \frac{T_L + 36}{33}$$

### **I.6. Estimation de la température ambiante :**

La température ambiante est l'une des variables essentielles qui influe sur les systèmes thermiques. Les pertes à l'extérieur par rayonnement sont calculées à l'aide de la température effective de ciel, cette température est donnée par la formule suivante [18] :

$$T_{\text{ciel}} = 0.0552 \cdot T_a^{1.5} \quad (\text{I.31})$$

De plus la température ambiante influe sur le coefficient de perte de chaleur par convection à l'extérieur, parce que les propriétés physiques de l'air extérieur varient en fonction de la température ambiante. Une simple formule semi empirique est choisie pour calculer l'évolution horaire de la température ambiante, cette formule est basée sur la température maximale et minimale journalière [18]:

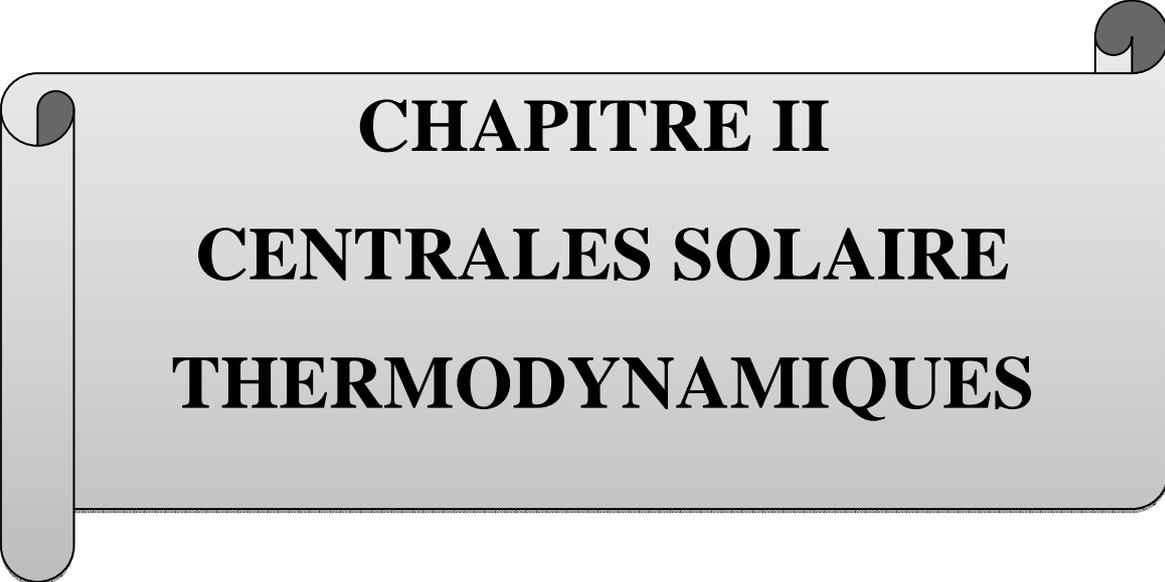
$$T_a(t) = (T_{\text{max}} + T_{\text{min}})/2 + (T_{\text{max}} - T_{\text{min}})/2 \cos [\pi (14 - TSV)/12] \quad (\text{I.32})$$

### **I.7 Conclusion :**

Le rayonnement reçu par un capteur dépend de l'intensité du rayonnement de site considéré et de son orientation par rapport au soleil.

L'étude du rayonnement solaire est indispensable pour le choix du site en vue d'une installation des centrales solaires.





**CHAPITRE II**  
**CENTRALES SOLAIRE**  
**THERMODYNAMIQUES**

## **II.1. Introduction**

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.

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.

La conversion thermique de l'énergie du rayonnement solaire se fait par l'intermédiaire de capteurs solaires. Un capteur solaire thermique est un dispositif conçu pour recueillir l'énergie provenant du Soleil et la transmettre à un fluide caloporteur.

On distingue deux familles de capteurs solaires :

Les capteurs solaires plans, ils transforment l'énergie solaire en énergie thermique à basse température, généralement la température au niveau de la surface absorbante ne dépasse pas 130° [13], sans concentré le rayonnement. Ces dispositifs utilisent les composantes direct et diffuse du rayonnement incident. Ils sont employés principalement pour la production d'eau chaude sanitaire et le chauffage d'habitation ou de piscines [10].

La deuxième famille de capteurs solaires est celle des concentrateurs solaires. Ces éléments permettent d'atteindre des températures plus élevées que celles rencontrées dans les capteurs plans. L'énergie solaire convertie par ces concentrateurs solaires s'appelle solaire thermodynamique, on le détaillera par la suite.

## **II.2-Pourquoi la concentration du rayonnement solaire ?**

L'énergie solaire étant peu dense, il est nécessaire de la concentrer pour obtenir des températures exploitables pour la production d'électricité. Le rayonnement est concentré en un point ou en une ligne, où l'énergie thermique est transmise au fluide caloporteur. L'intensité de la concentration est définie par le facteur de concentration. Plus celui-ci est élevé, plus la température atteinte sera importante.

Or, la température d'un récepteur résulte d'un bilan entre le flux solaire entrant, la chaleur utile extraite et les pertes par convection et rayonnement, qui dépendent de la température.

Quand la température dépasse plusieurs centaines de degrés, les pertes par rayonnement deviennent prépondérantes. Elles sont proportionnelles à la surface du récepteur et à la puissance quatre de sa température absolue. Il faut donc limiter la surface du récepteur en lui apportant le flux solaire par un dispositif optique le concentrant sur une surface plus faible que celle où il est directement reçu.

### II.3-Les filières du solaire à concentration (thermodynamique)

Le solaire thermodynamique consiste à concentrer le rayonnement solaire pour obtenir des hautes températures et produire ainsi de l'énergie mécanique et/ou de l'électricité.

Un aspect très important des systèmes à concentration est que seule la radiation directe peut être mise à profit, la radiation diffuse ne pouvant pas être focalisée par le concentrateur. La centrale solaire ne peut donc fonctionner que si le ciel est dégagé et que la radiation directe n'est pas diffusée par la couverture nuageuse.

Quatre technologies principales existent aujourd'hui (Figure II.1) :

- **La filière centrale à tour :** Les centrales solaires à tour sont constituées de nombreux miroirs concentrent les rayons solaires vers une chaudière située au sommet d'une tour. Les miroirs uniformément répartis sont appelés héliostats. Chaque héliostat est orientable, et suit le soleil individuellement et le réfléchit précisément en direction du récepteur au sommet de la tour solaire. Le facteur de concentration peut dépasser 1000, ce qui permet d'atteindre des températures importantes, de 600 °C à 1000 °C [19]. L'énergie concentrée sur le récepteur est ensuite soit directement transférée vers le fluide thermodynamique (génération directe de vapeur entraînant une turbine ou chauffage d'air alimentant une turbine à gaz), soit utilisée pour chauffer un fluide caloporteur intermédiaire. Ce fluide caloporteur est ensuite envoyé dans une chaudière et la vapeur générée actionne des turbines. Dans tous les cas, les turbines entraînent des alternateurs produisant de l'électricité.
- **La filière parabolique :** Une parabole concentre le rayonnement sur un 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. Elle est très coûteuse et a du mal à passer au stade commercial.
- **La filière Fresnel :** Un facteur de coût important dans la technologie des collecteurs cylindro-paraboliques repose sur la mise en forme du verre pour obtenir sa

forme parabolique. Une alternative possible consiste à approximer la forme parabolique du collecteur par une succession de miroirs plans.

C'est le principe du concentrateur de Fresnel. 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 thermodynamique peut être vaporisé puis surchauffé jusqu'à 500 °C[20]. La vapeur alors produite actionne une turbine qui produit de l'électricité. Le cycle thermodynamique est généralement direct, ce qui permet d'éviter les échangeurs de chaleur.

### ➤ La filière cylindro-parabolique :

La technologie des capteurs cylindro-paraboliques est actuellement la plus éprouvée des techniques de concentration solaire. De nombreuses installations ont déjà été testées et commercialisées, dont certaines dans les années 80.

L'installation typique est constituée de trois éléments principaux : le champ solaire, le système de transfert de la chaleur et le système de génération électrique.

Des miroirs cylindro-paraboliques alignés concentrent les rayons du soleil sur des tubes sous vide placés dans l'axe focal du concentrateur et dans lesquels circule un fluide caloporteur. Le circuit du fluide caloporteur passe au centre de chaque miroir et traverse l'ensemble du champ de capteurs. Pour des applications à haute, entre 200 °C et 500°C, on emploie des huiles synthétiques ou des sels fondus comme fluide caloporteur. Le concentrateur suit la course du soleil en tournant sur un axe.

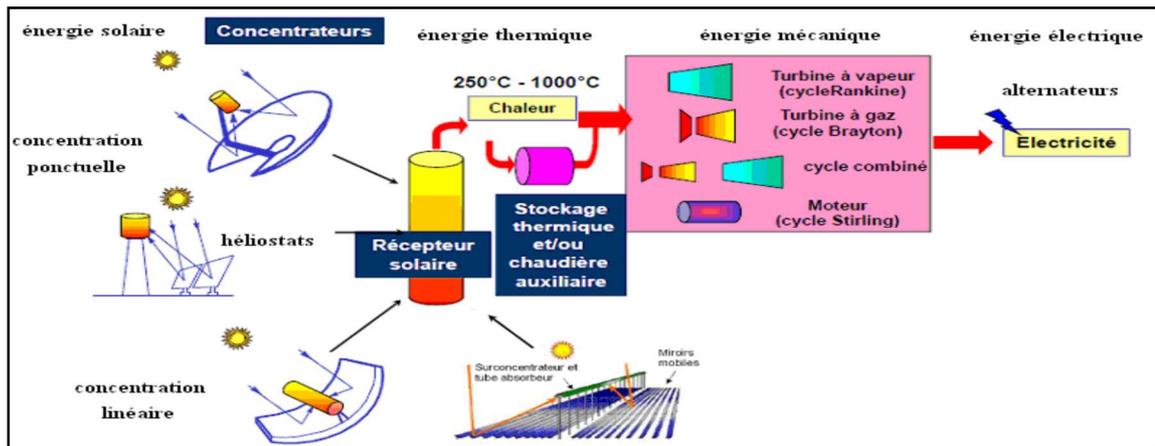


Figure II.1 : les technologies de solaire thermodynamique [21].

#### II.4. Performances et coûts des centrales solaires thermodynamiques

Les concentrateurs solaires se distinguent par leurs dimensions élémentaires, donc leur puissance, leurs performances et leur coût.

Une étude comparative de ces caractéristiques a été faite [22], nous résumons dans le tableau suivant les caractéristiques qui nous paraissent les plus intéressantes des principales filières, Tableaux II.1:

<b>Technologie</b>	<b>Cylindro-parabolique</b>	<b>Tour</b>	<b>Parabole</b>	<b>Fresnel</b>
Concentration géométrique	8-80	600-1000	800-8000	< 80
Température de travail	270-550	550-1000	600-1200	500
Puissance des installations ( $MW_{th}$ )	80-300	10-100	< 0,1	50-280
Rendement thermique nominal	70%	73%	75%	-
Rendement annuel de conversion solaire électricité %	10-14%	12-15%	18-21%	9-10%
Stockage	Oui	Oui	Non	Non si GDV
Coût d'investissement €/We	2,8-3,5	3-4	7-14	-
Prix du champ solaire €/m <sup>2</sup>	210-250	140-220	~1000	-
Coût de production €/KWe	0,12	0,16	0,3	-

**Tableau II.1:** Caractéristiques des différentes filières de solaire thermodynamique.

## II.5. Exemples de réalisations dans le monde

Tous les cycles combinés couplés à des miroirs cylindro- parabolique. [23]

Nom	Payer	$P_{\text{soleil}}$	PCCG	Mise en service
1 Hassi R'Mel	Algérie	25 MW	130 MW	2011
2 Abdaliya	Koweït	60 MW	280 MW	En développement
3 Kurayamat	Egypte	20 MW	140 MW	2011
4 A.B. Mathar	Maroc	20 MW	450 MW	2010
5 Agua prieta II	Méxique	12 MW	464 MW	2015
6 Duba Ar	Saoudite	50 MW	550 MW	Projet
7 Yazd	Iran	17 MW	467 MW	2010

**Tableau II.2** : ISSC existants [23].

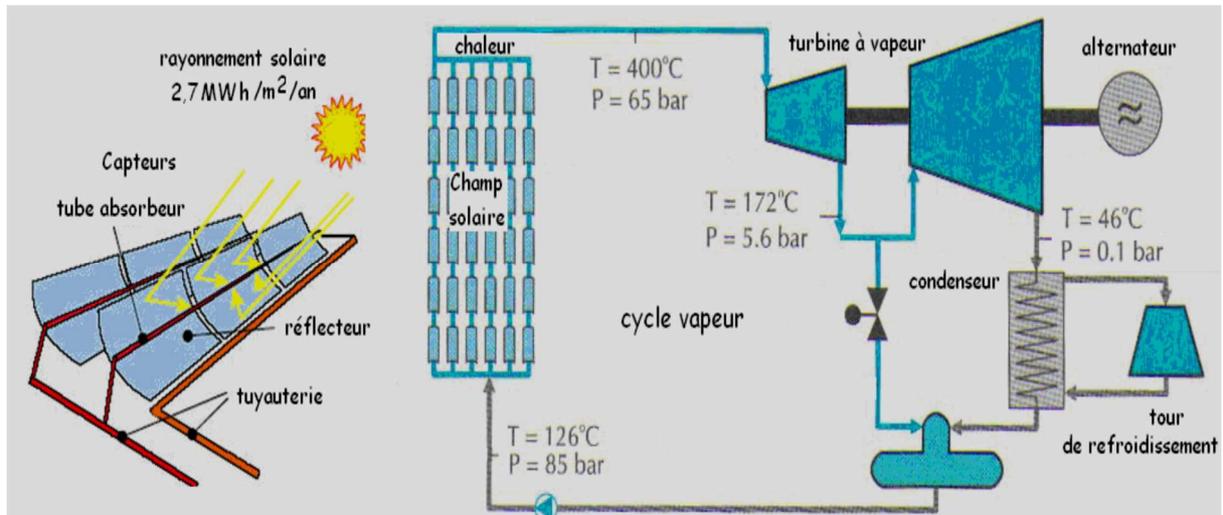
Dans le reste de ce chapitre on s'intéresse à la technologie concentrateurs cylindro parabolique.

## II.6. Principe de fonctionnement d'une centrale à capteurs cylindro-parabolique

Ce type de centrale se compose d'alignements parallèles de longs miroirs hémicylindriques, orientés sur l'axe nord-sud qui tournent autour de ce dernier pour suivre la course du soleil. Les rayons solaires sont concentrés sur un tube horizontal, où circule un fluide caloporteur qui servira à transporter la chaleur vers des échangeurs de chaleur.

La température du fluide peut monter jusqu'à 395°C ou plus. Cette énergie est transférée à un circuit d'eau, la vapeur alors produite actionne des turbines qui produisent de l'électricité.

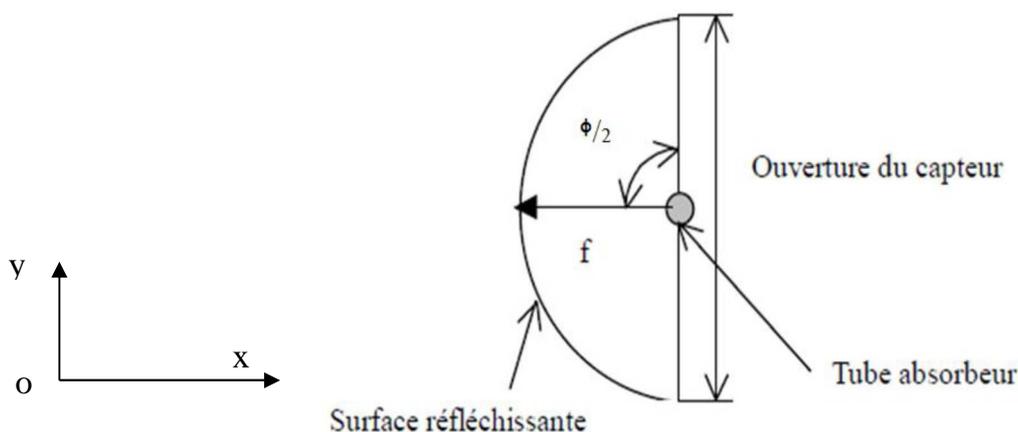
Certaines centrales sont désormais capables de produire de l'électricité en continu, nuit et jour, grâce à un système de stockage sous forme de chaleur sensible ou de chaleur latente à base d'une réaction réversible. Figure (II.2).



**Figure II.2 :** Principe de fonctionnement d'une centrale à capteurs cylindro-parabolique

### II.7. Caractéristiques d'un concentrateur cylindro-parabolique(CCP) :

Le collecteur cylindro-parabolique est le plus préféré des capteurs à concentration pour la vapeur d'eau et qu'on peut atteindre des températures très élevées sans abaissement du rendement du capteur. Il se présente comme un module ayant un réflecteur (miroir ou bien un matériau réfléchissant tel que l'aluminium) de forme d'un hémicylindre de courbure parabolique. Cette géométrie lui permet de focaliser les rayons solaires incidents vers une génératrice linéaire appelée plan focal où est placé un tube absorbeur dans lequel circule un fluide caloporteur.



**Figure II.3 :** Schéma d'un concentrateur cylindro-parabolique [24].

L'équation de la courbure d'un concentrateur cylindro-parabolique en coordonnées Cartésiennes est donnée par :

$$x^2 = 4 f y \quad (\text{II.33})$$

Où  $f$  : la distance focale du CCP;

$\phi$ : Angle d'ouverture.

L'ouverture  $W$  du concentrateur en fonction de l'angle d'ouverture ( $\phi$ ) est donnée par l'équation suivante :

$$w = 2 \cdot r \cdot \sin(\phi) = 4f \tan(\phi) \quad (\text{II.34})$$

### II.8. Différents types de collecteurs : [21]

Il existe plusieurs types de collecteurs qui sont caractérisés par: tableau (II.3).

Collecteur	Luz ls-1	Luz ls-2	Luz ls-3
Année	1984	1988	1989
Surface ( $m^2$ )	128	236	545
Ouverture (m)	2,5	5	5,7
Longueur (m)	50	48	99
Diamètre du tube absorbeur(m)	0,042	0,07	0,07
Rapport de concentration	61	71	82
Réfectivité du miroir	0,94	0,94	0,94
Emittance	0,3	0,91	0,91

**Tableau II.3 :** Caractéristiques des différents types de collecteurs.

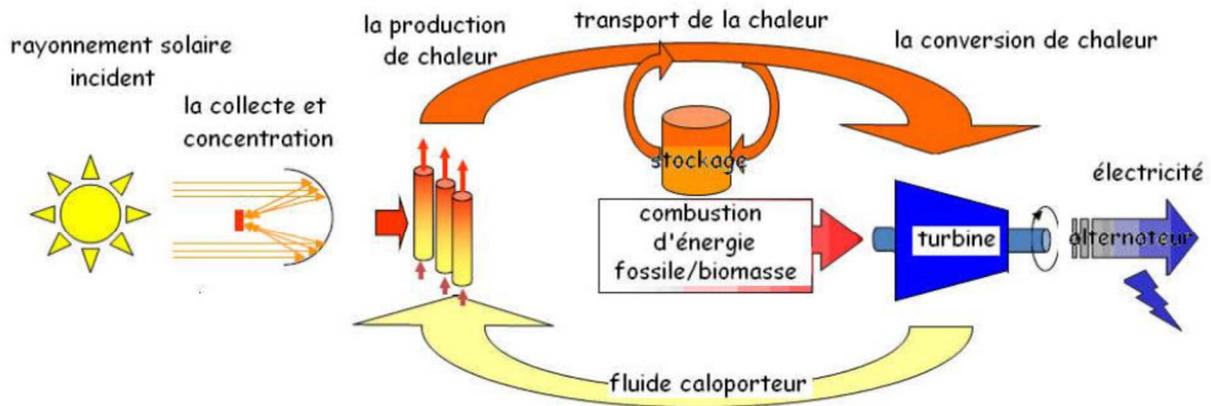
### II.9.Principales composantes d'une centrale solaire cylindro-parabolique:

Les composantes de base d'une centrale cylindro-parabolique sont les suivantes, voir la figure (II.4) :

1. Le champ solaire, est la partie réceptrice de l'installation. C'est dans cette partie que la radiation solaire est transformée en énergie thermique. Les collecteurs sont connectés en série pour former des longues files qui à leurs tours sont connectés en parallèle.

La taille du champ solaire dépend de la puissance désirée et de la température du fluide caloporteur en sortie. Donc, le champ solaire représente l'équivalent de l'alimentation en combustible pour les centrales thermiques [25].

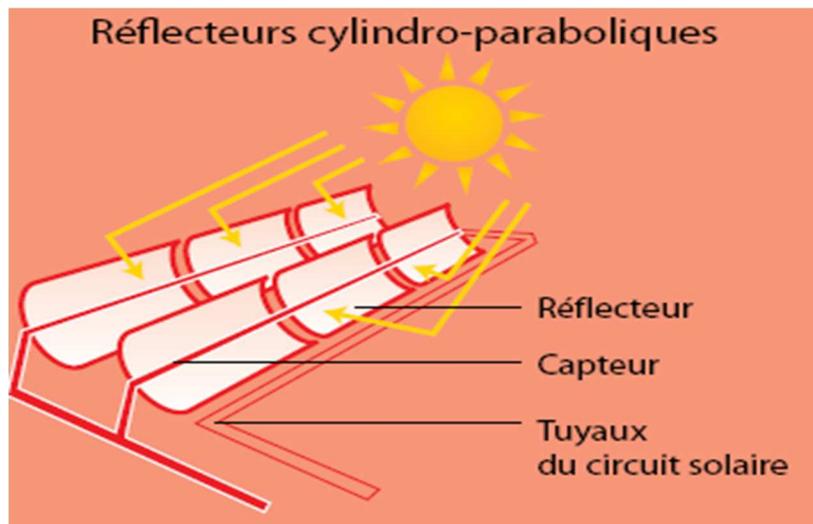
2. Le système de transport et éventuellement de stockage de chaleur (vapeur d'eau ou autre fluide caloporteur selon la température de source chaude et le système utilisé).
3. Le système de conversion de chaleur en électricité à partir d'un cycle thermodynamique.



**Figure II.4 :** Les composantes de base d'une centrale solaire cylindro-parabolique.

## II.10. Les composantes d'un concentrateur solaire de type cylindro parabolique :

Un concentrateur cylindro-parabolique est constitué d'un réflecteur, d'un tube collecteur (absorbeur) et d'une structure métallique, figure (II.5).



**Figure II.5 :** Capteur solaire cylindro-parabolique [26].

### 1. Le réflecteur :

Le réflecteur est un miroir fabriqué en verre pauvre en fer, dont la transmissivité atteint 98%. Ce verre est recouvert d'une pellicule d'argent en sa partie inférieure, et d'un enduit spécial de protection. Un réflecteur de bonne qualité peut réfléchir 97% du rayonnement incident.

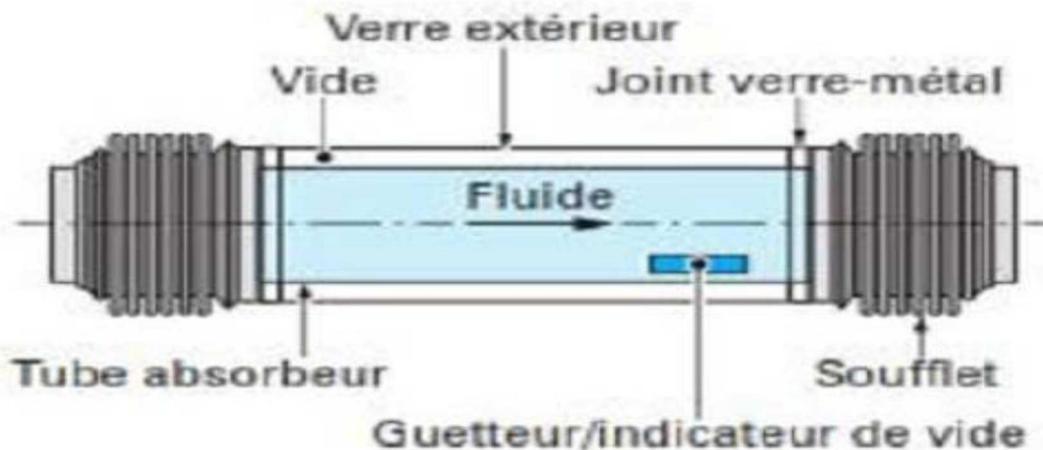
Le facteur de concentration pour un capteur cylindro parabolique est approximativement 80%.

### 2. Le tube collecteur (absorbeur) :

L'absorbeur est le composant principal dans le capteur cylindro parabolique, qui a pour fonction d'absorber le rayonnement solaire incident, le convertir en chaleur et de transmettre celle-ci à un fluide caloporteur.

Le tube collecteur est caractériser par :

- Bonne absorption du rayonnement : son coefficient d'absorption doit être aussi élevé que possible afin d'éviter toute réflexion du rayonnement incident.
- Pertes thermiques limitées : La température du tube dépassant généralement 400°C, les pertes par échanges convectifs sont très importantes. Afin de les limiter, le tube est entouré d'une enveloppe de verre sous vide



**FigureII.6** : Le tube récepteur d'un concentrateur cylindro-parabolique [26].

### 3. La structure métallique [21] :

C'est l'élément sur le quelle repose toute les autres composantes du champ solaire, figure (II.7).

Il doit être suffisamment solide pour résister aux importantes contraintes mécaniques liées au vent. Elle doit de plus être munie d'extrémités assurant la compatibilité entre les dilatations thermiques inégales de l'acier et du verre.



**Figure II.7:** Structure métallique d'un concentrateur cylindro-parabolique.

### II.11. Les fluides caloporteurs [27] :

Le choix du fluide caloporteur détermine la température maximale admissible, impose la technologie et les matériaux du récepteur et conditionne la possibilité du stockage. Dans certains cas, le fluide caloporteur est utilisé directement comme fluide thermodynamique.

On distingue comme fluides caloporteurs :

- **Les huiles:** qui présentent un bon coefficient d'échange, elles sont les plus utilisés dans les centrales cylindro-paraboliques;
- **Les sels fondus:** mélanges binaires ou ternaires à base de nitrates de sodium et de potassium qui possèdent une densité élevée sont de très bons fluides de stockage;
- **Les fluides organiques:**(butane, propane, etc.), ils ont une température d'évaporation basse, ils sont utilisés comme fluide thermodynamique dans un cycle de Rankine;

- **L'eau liquide:** fluide de transfert idéal, offre un excellent coefficient d'échange et possède une forte capacité thermique, elle est utilisée directement comme fluide thermodynamique dans un cycle de Rankine.

## II.12. La poursuite Solaire [28] :

Afin d'extraire et d'exploiter le maximum de la radiation solaire incidente, cette dernière doit impérativement être perpendiculaire au plan focal du réflecteur.

Pour réaliser cet objectif, le concentrateur doit poursuivre le soleil durant sa course d'une manière précise.

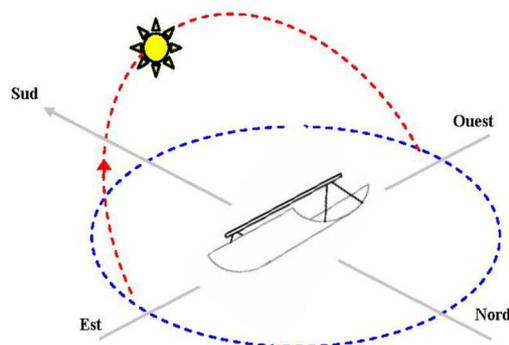
Le système de poursuite solaire consiste à contrôler le mouvement de rotation du concentrateur et à le commander par un programme informatique pour mettre la normale du collecteur face au soleil pendant toute la journée.

L'importance de ce système est de capter le rayonnement solaire parallèle venant directement du disque solaire (rayonnement direct).

Il existe deux types de poursuite solaire :

### II.12.1. Poursuite de type Nord-Sud :

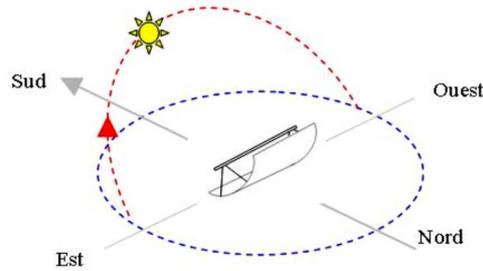
Le montage nord-sud est le montage idéal pour assurer un suivi sidéral. Elle emploie une rotation autour d'un axe parallèle à l'axe polaire du globe terrestre qui assure la poursuite en hauteur (de haut en bas).



**Figure II.8:** Poursuite de type Nord-Sud.

### II.12.2. Poursuite de type Est-Ouest :

Pour ce montage la ligne focale du capteur est parallèle à l'axe du monde autour duquel le capteur effectue pendant la période d'ensoleillement une rotation quasi uniforme qui lui assure un pointage horaire du soleil.



**Figure II.9:** Poursuite de type Est-Ouest.

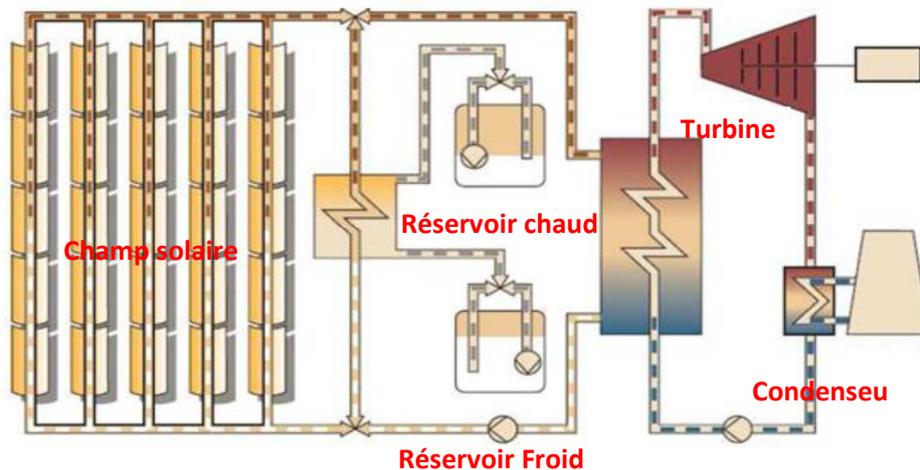
### II.13. Schémas thermodynamiques d'intégration d'énergie solaire

Dans ce qui suit, on présente quelques configurations thermodynamiques d'intégration de l'énergie solaire dans les centrales thermiques.

#### II.13.1 Centrale solaire avec stockage thermique

Dans cet exemple, figure (II.10), le champ solaire est connecté à une turbine à vapeur. Les collecteurs sont de type cylindro-parabolique. Il y a trois fluides qui circulent dans cette centrale.

Le fluide caloporteur (huile synthétique), le fluide thermodynamique (eau), et le fluide de Stockage (sel fondu). En mode de jour, quand il y a un surplus d'énergie thermique par rapport à la capacité de la turbine à vapeur, le fluide caloporteur le cède au fluide de stockage qui se déplace ainsi du réservoir 'froid' et remplit le réservoir 'chaud'. En mode de nuit, le réservoir 'chaud', rempli de sel fondu chaud, devient la source de production de la vapeur et ainsi d'électricité.



**Figure II.10:** Centrale solaire avec stockage.

### II.13.2. Centrale solaire hybride

Une centrale solaire hybride est dépourvue de système de stockage. Elle comprend une centrale solaire thermique, convertissant en électricité la chaleur provenant des concentrateurs solaires, un appoint à carburant fossile (ou à biocarburant), Figure (II.11)[29]. L'appoint permet de satisfaire la demande électrique nocturne et d'assurer le fonctionnement de la centrale solaire lorsque le rayonnement est trop faible (passage nuageux, léger voile,...). Ce concept permet donc de produire l'électricité en permanence, la nuit ou lorsque les conditions météo ne sont pas optimales.

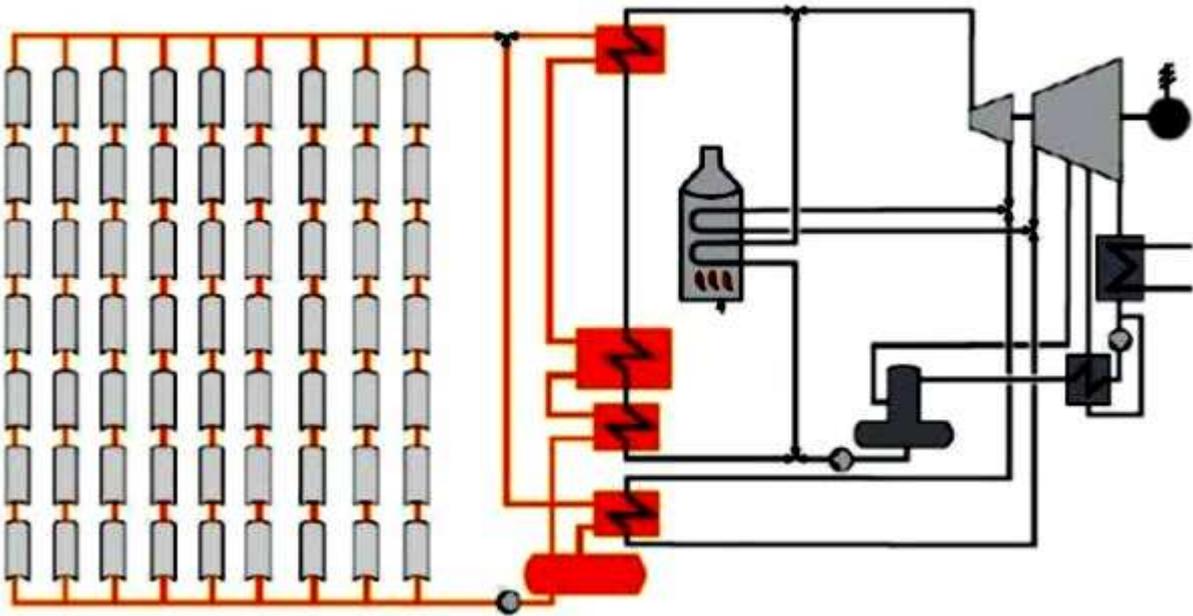


Figure II.11: Concept d'une centrale solaire hybride.

### II.13.3-Intégration d'une centrale solaire à cylindro-parabolique dans un cycle combiné

#### II.13.3.1- Centrale à cycle combiné

Une centrale à cycle combiné est une centrale de production électrique qui combine deux cycles thermodynamiques gaz et vapeur grâce à une chaudière qui récupère les gaz d'échappement du cycle gaz pour chauffer la vapeur du cycle vapeur, figure (II.12) [30]. L'intérêt d'un tel système réside dans l'influence que les deux cycles ont l'un sur l'autre. En effet, la chaleur des gaz qui s'échappent de la turbine à combustion est utilisée pour faire monter en pression et en température la vapeur du cycle vapeur. Le rendement du cycle combiné est donc plus important qu'en considérant séparément un cycle gaz et un cycle vapeur.

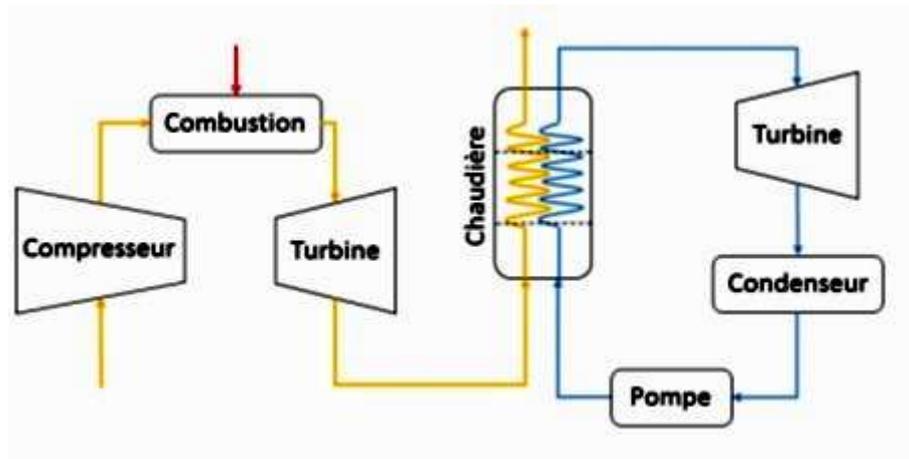


Figure II.12: Principe d'un cycle combiné.

Dans un tel système, deux circuits sont présents : le circuit de la turbine à combustion (TAC) et le circuit de la turbine à vapeur (TAV) [30].

Le circuit de la turbine à combustion peut être assimilé à un cycle de Brayton qui comprend :

- Un compresseur monte, en pression et en température, l'air de combustion (1 à 2);
- Le combustible gaz s'enflamme au contact de cet air chaud dans une chambre à combustion (2 à 3);
- Les gaz d'échappement traversent une turbine et subissent une détente (3 à 4).

La pression diminue et la turbine se met à tourner, entraînant un alternateur qui génère de l'électricité, figure (II, 13).

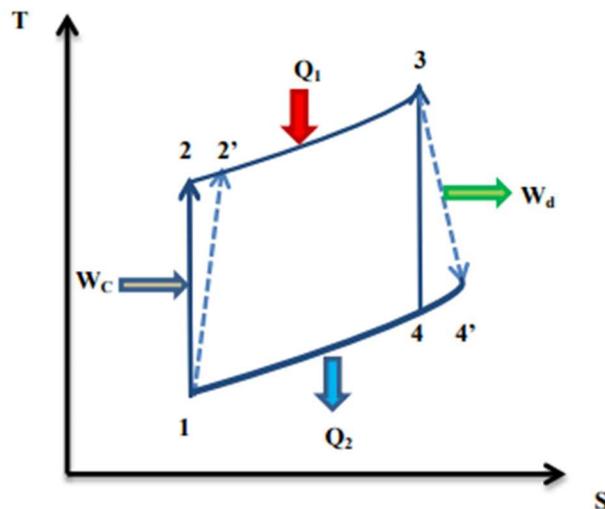


Figure II.13: Cycle de Brayton dans le diagramme (T, S).

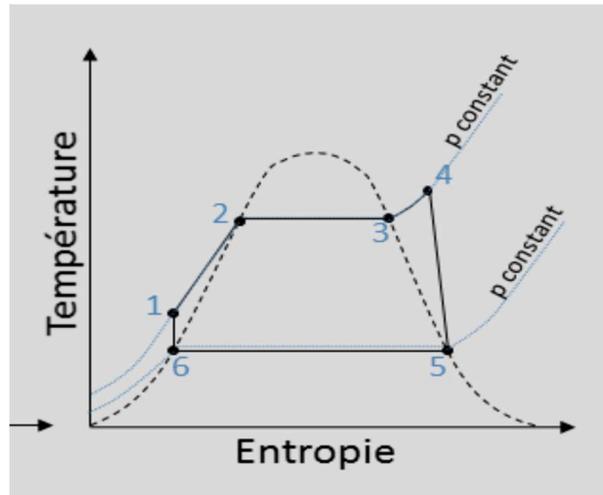
Le circuit de la turbine à vapeur peut être assimilé à un cycle de Rankine qui suit le chemin suivant :

Dans la chaudière, par l'intermédiaire d'un échangeur de chaleur où un fluide chaud circule, l'eau du circuit est transformée en vapeur (1 à 4). La chaudière se découpe en trois parties. La première correspond à un économiseur, qui procède au chauffage de l'eau liquide (1 à 2). La deuxième correspond à l'évaporateur qui transforme l'eau liquide en vapeur à température constante (2 à 3). La dernière partie correspond au surchauffeur qui procède au surchauffage de la vapeur (3 à 4).

Cette vapeur traverse une turbine et subit une détente pour convertir l'énergie thermique en énergie mécanique (4 à 5). La turbine se met à tourner, entraînant un alternateur qui génère de l'électricité.

La vapeur est envoyée vers un condenseur où circule de l'eau froide. L'échange de chaleur entre l'eau froide et la vapeur provoque la condensation de cette dernière (5 à 6).

Cette eau est de nouveau envoyée vers la chaudière après être passée dans une pompe. (6 à 1), figure (II, 14).



**Figure II.14:** Cycle de Rankine avec surchauffe (Cycle de Hirn) dans le diagramme (T, S).

### II.13.3.2. Centrale solaire à cylindro-parabolique intégrée dans un cycle combiné

Le concept est basé sur l'intégration d'un champ solaire dans une centrale à cycle combiné, figure (II.15). 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 à 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. Ce genre de centrale n'a pas besoin de système de stockage. En mode nuit la centrale fonctionne comme une centrale à cycle combiné conventionnelle.

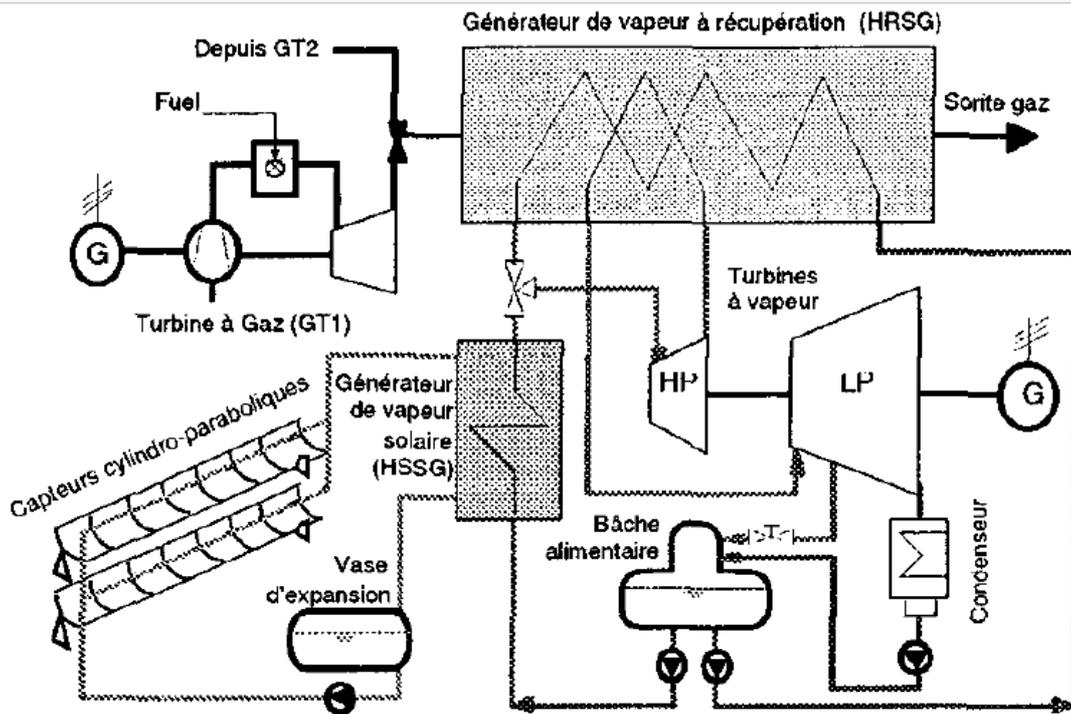


Figure II.15 : Centrale solaire intégrée dans un cycle combiné gaz vapeur.

## II.14 Conclusion :

Dans ce chapitre nous avons montré que l'utilisation d'énergie solaire repose sur différentes technologies selon le type de solaire (photon, thermique ou thermodynamique).

Le choix de ces technologies dépend du domaine d'utilisation de l'énergie solaire (production d'eau chaude, courant continue ou courant alternatif).



**CHAPITRE III**  
**BILANS ENERGETIQUE ET**  
**EXERGETIQUE D'UNE**  
**CENTRALE HYBRIDE**  
**SOLAIRE /GAZ**

### III.1. Introduction

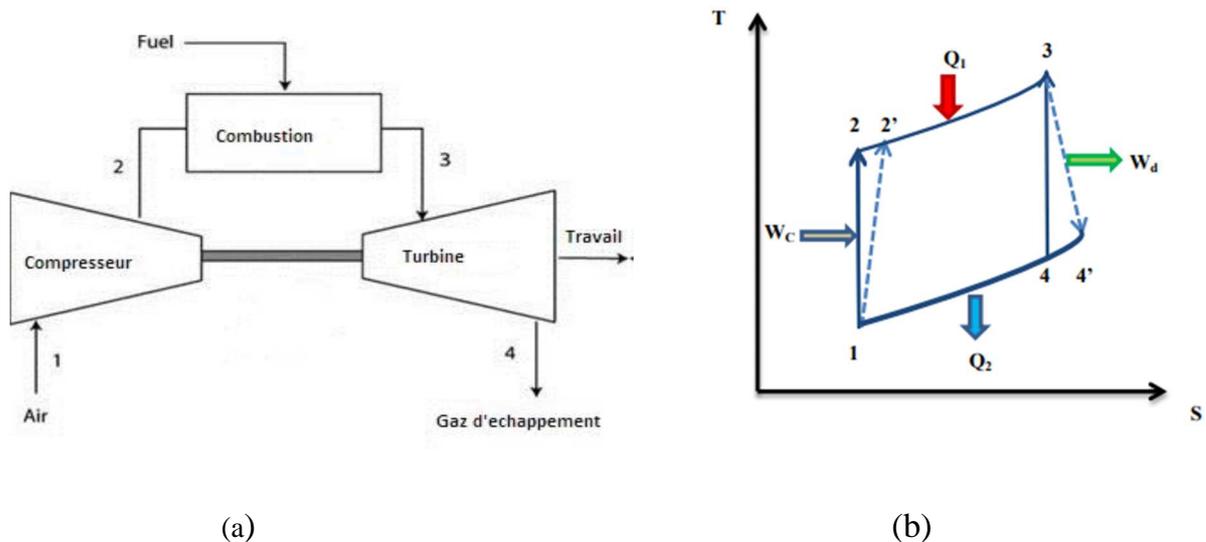
Dans le présent chapitre, nous allons présenter la modélisation thermodynamique des différents éléments du cycle combiné avec intégration de l'énergie solaire.

### III.2. 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 (III.1).

#### III.2.1. Définition

La turbine à gaz est une machine rotative appartenant à la famille des moteurs à combustion interne. Elle produit l'énergie mécanique par le biais d'un arbre tournant à partir de l'énergie cinétique issue de la combustion des hydrocarbures (gaz, fuel...) après une détente dans la turbine [31].



1. Composants d'une turbine à gaz;
2. b- Cycle de Baryton dans le diagramme (T, S).

**Figure III.1:** Schéma d'une turbine à gaz

### III.2.2 Principe de fonctionnement

Une turbine à gaz opère selon un cycle thermodynamique ouvert dit de Baryton. Les transformations typiques d'un tel circuit ouvert (idéal) sont :

- 1-2 Compression adiabatique de l'air dans un compresseur ;
- 2-3 Chauffage isobarique du gaz dans la chambre de combustion ;
- 3-4 Détente adiabatique des gaz chaud dans une turbine;
- 4-1 Refroidissement isobare.

Une partie de la puissance mécanique produite par la turbine sert à faire fonctionner le compresseur.

### III.2.3. Bilan énergétique du cycle gaz :

**Compresseur :** C'est un dispositif qui sert à comprimer l'air, ce dernier sera admis dans une chambre de combustion.

Le travail massique du compresseur est donné par la relation suivante :

$$W_c = h_2 - h_1 \quad (\text{III.35})$$

$$W_c = C_p (T_2 - T_1)$$

Avec :  $W_c$  : Travail massique du compresseur.

La puissance du compresseur est donnée par:

$$\dot{W}_c = W_c \cdot \dot{m}_{\text{air}} \quad (\text{III.36})$$

$\dot{m}_{\text{air}}$  : masse d'air d'un compresseur .

### La turbine à gaz :

Une turbine à gaz est une machine thermique dont son rôle est de produire de l'énergie électrique à partir de la détente des gaz brûlés.

Le travail massique de la turbine est donné par la relation suivante :

$$W_t = h_3 - h_4 \quad (\text{III.37})$$

La puissance de la turbine est donnée par :

$$\dot{W}_t = W_t \cdot \dot{m}_m \quad (\text{III.38})$$

Avec :  $\dot{W}_t$  : Puissance de la turbine;

$\dot{m}_m$  : Débit du mélange (gaz+ air).

### **Chambre de combustion**

La puissance de la chambre de combustion est donné par:

$$\dot{Q}_{cc} = (\dot{m}_a + \dot{m}_c) \cdot (h_3 - h_2) = C_{p_c} (\dot{m}_a + \dot{m}_c) T_3 - T_2 \cdot C_{p_a} \cdot \dot{m}_a = \dot{m}_c \cdot \text{PCI} \quad (\text{III.39})$$

PCI : Pouvoir calorifique inférieur;

$\dot{m}_c$  : Débit du combustible.

#### **III.2.4. Rendement du cycle à gaz**

Le rendement du cycle à gaz est donné par la relation suivante :

$$\eta_{\text{TAG}} = \frac{W_{\text{TAG}}}{Q_{cc}} \quad (\text{III.40})$$

### **III.3.Cycle à vapeur**

#### **III.3.1. Définition**

La turbine à vapeur est un moteur à combustion externe qui fonctionne selon le cycle thermodynamique de Rankine. Un fluide, préalablement chauffé ou surchauffé par une source extérieure (gaz fuel ...), met en mouvement rotatif un arbre sur lequel sont fixés des aubes. Contrairement à la machine alternative, une turbine à vapeur transforme de façon continue l'énergie thermique en énergie mécanique.

### III.3.2. Principe de fonctionnement

Une turbine à vapeur simple fonctionne selon le cycle fermé de Rankine. L'eau traverse la pompe qui est acheminée vers une chaudière où elle est chauffée à l'aide d'un combustible fossile. De ce fait, l'eau sort sous forme de vapeur qui est ensuite détendue dans une turbine. La vapeur sortante de la turbine est refroidit et transformée en liquide dans un condenseur, figure (III.2).

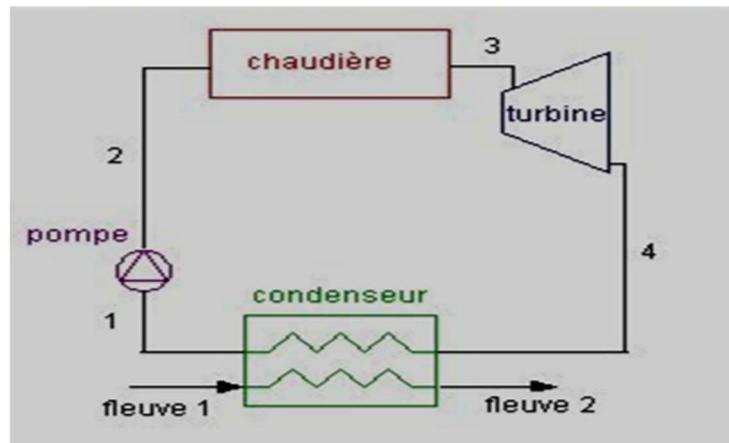


Figure III.2: Schémas d'une turbine à vapeur.

Les différentes transformations subit par l'eau sont :

(1→2): Pompage adiabatique est effectué par la pompe ;

(2→3): Echange de chaleur (vaporisation) à pression constante dans la chaudière ;

(3→4): Détente adiabatique dans la turbine ;

(4→1): Echange de chaleur (condensation) à pression constante dans le condenseur.

On peut représenter le cycle de Rankine idéal dans le diagramme entropique (T-S). Dans ce cycle la compression et la détente sont isentropiques. L'échauffement et la condensation sont supposés isobares. A la sortie de la chaudière, la vapeur d'eau peut être surchauffée avant son entrée dans la turbine, on obtient alors le cycle de Hirn représenté par la figure.III.4 dont le rendement est bien meilleur que celui de Rankine simple.

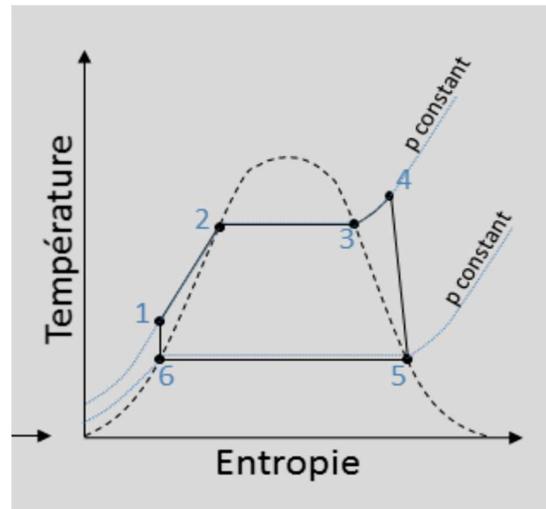


Figure III.3 : Cycle de Hirn.

### III.3.3. Bilan énergétique du cycle vapeur

#### ➤ Turbine à vapeur

La turbine à vapeur produit de l'électricité en entraînant un générateur électrique. Son bilan d'énergie est donné par:

**Travail massique de la turbine :**

$$W_t = h_4 - h_5 \quad (\text{III.41})$$

**Puissance de la turbine :**

$$\dot{W}_t = \dot{m}_v \cdot (h_4 - h_5) \quad (\text{III.42})$$

$\dot{m}_v$ : Débit de vapeur de la turbine

#### ➤ pompe :

Son rôle est de pomper le fluide (eau) à haute pression pour qu'il puisse traverser tous les éléments de la centrale.

**Travail massique de la pompe**

$$W_p = h_2 - h_1 \quad (\text{III.43})$$

**Puissance de la pompe :**

$$\dot{W}_{po} = w_p \cdot \dot{m}_v \quad (\text{III.44})$$

$\dot{m}_v$  : Débit de vapeur de la pompe

➤ **Condenseur :**

C'est l'élément principal du cycle thermodynamique car il fixe la température de la source froide qui intervient dans le rendement de l'installation, il reçoit et condense la vapeur provenant de l'échappement de la turbine, il joue le rôle de réserve d'eau pour la tranche

**Travail massique du condenseur :**

$$Q_{cond} = h_5 - h_6 \quad (\text{III.45})$$

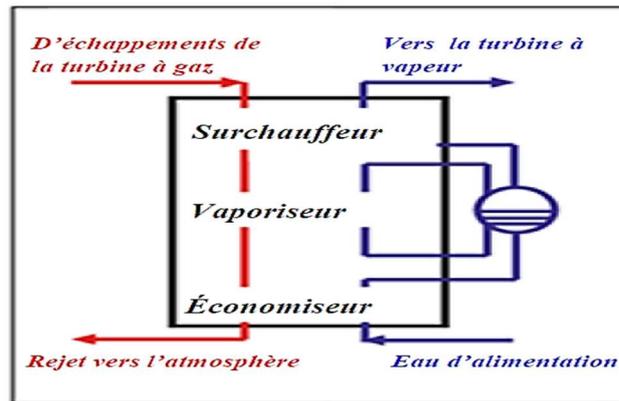
**Puissance du condenseur :**

$$\Phi_{cond} = \dot{m}_v (h_4 - h_1) \quad (\text{III.46})$$

$\dot{m}_v$  : Débit de vapeur de condenseur.

➤ **Chaudière de récupération :**

La chaudière de récupération de chaleur est utilisée dans les cycles combinés pour la production de la vapeur nécessaire à l'alimentation de la turbine à vapeur. Ce type de chaudières est plus efficace qu'une chaudière simple utilisée dans la production de l'électricité au moyen de turbines à vapeur simple. Une chaudière de récupération est une association d'échangeurs thermiques. Elle est composée d'un économiseur, d'un évaporateur et d'un surchauffeur, figure (III.5).



**Figure III.4:** Schéma d'une chaudière de récupération.

Le bilan de la chaudière de récupération est comme suit:

**1. Economiseur :** l'eau liquide est réchauffée jusqu'à une température proche de sa température de saturation. Le fluide doit, cependant, rester à l'état liquide. Cela étant une sécurité pour éviter d'avoir une circulation diphasique à l'intérieur des tubes de l'économiseur.

La quantité de chaleur échangée au niveau de l'économiseur est donnée par:

$$Q_{eco} = h_3 - h_2 \quad (III.47)$$

**Puissance de l'économiseur :**

$$\dot{Q}_{eco} = (h_3 - h_2) \cdot \dot{m}_v \quad (III.48)$$

$\dot{m}_v$  : Debit de vapeur de l'économiseur.

**2. Vaporiseur :** L'eau est portée dans cet élément de la chaudière, à sa température de saturation puis renvoyée dans le ballon où se fait la séparation entre la vapeur et l'eau liquide saturée.

$$Q_{ev} = h_4 - h_3 \quad (III.49)$$

**Puissance de vaporiseur :**

$$\dot{Q}_{ev} = (h_4 - h_3) \cdot \dot{m}_v \quad (III.50)$$

**3. Le surchauffeur :** La vapeur est surchauffée jusqu'à sa température d'utilisation.

$$Q_{sur} = h_5 - h_4 \tag{III.51}$$

**Puissance de surchauffeur :**

$$\dot{Q}_{sur} = (h_5 - h_4) \cdot \dot{m}_v \tag{III.52}$$

### III.3.4. Rendement de cycle vapeur

Le rendement de la turbine à vapeur se calcul par la relation suivante :

$$\eta_{TV} = \frac{W_{TV}}{Q_{chr}} \tag{III.53}$$

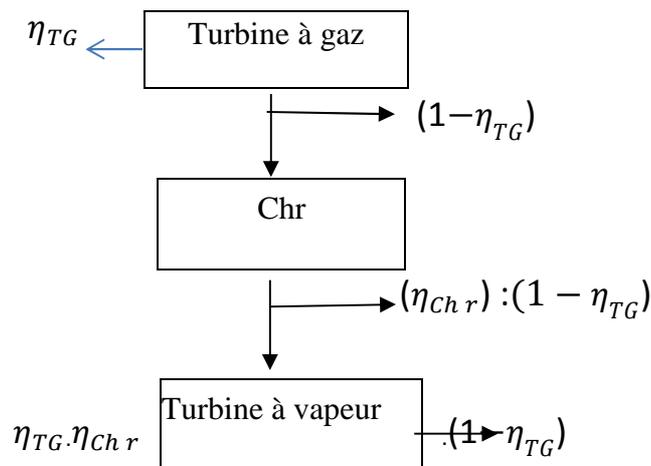
avec :  $Q_{chr}$  est la quantité de chaleur échangée dans la chaudière de récupération.

### III.4. Rendement du cycle combiné

Nous avons vu au chapitre (II) que le principe d'un cycle combiné repose sur l'exploitation des fumées sortantes de la turbine à gaz encore chaudes (généralement autour de 500 °C) pour générer de la vapeur dans la chaudière de récupération de la turbine à vapeur.

Le rendement du cycle est donné par :

$$\eta_{CC} = \eta_{TG} + (1 - \eta_{TV}) \cdot \eta_{HRSG} \cdot \eta_{TV} \tag{III.54}$$



### III.5. Le champ solaire :

Un concentrateur pointé vers le soleil reçoit un rayonnement incident d'intensité  $I$  (ensoleillement en  $W/m^2$ ) sur une surface de captation du réflecteur et donc une puissance captée par le réflecteur donnée par :

$$\mathcal{P}_C = S_{\text{réf}} \times I \quad (\text{III.55})$$

Cette même puissance est réfléchiée et concentrée sur le tube absorbeur [32].

$$\mathcal{P}_a = \mathcal{P}_C \times \eta_{opt} = \eta_{opt} \times I \times S_{\text{réf}} \quad (\text{III.56})$$

$\mathcal{P}_a$  : La puissance absorbée par le récepteur ;

$S_{\text{réf}}$  : Surface du réflecteur ;

$\eta_{opt}$  : Rendement optique du concentrateur donné par [33] :

$$\eta_{opt} = \delta \times \alpha \times \rho \times \gamma \quad (\text{III.57})$$

Avec :

$\Gamma$  : Rapport de captation (fraction de l'énergie réfléchiée par le réflecteur sur la surface de réflecteur) [34].

$$\Gamma = \left\langle \frac{S_{\text{réf}} - S_r}{S_{\text{réf}}} \right\rangle \quad (\text{III.58})$$

$\tau$  : Facteur de transmission de l'absorbeur ;

$\alpha$  : Facteur d'absorption de la surface de l'absorbeur ;

$\rho$  : Facteur de réflexion de surface de réflecteur (miroir du concentrateur).

Lorsque la différence de température entre l'absorbeur et l'ambiance est importante les pertes thermiques par convection, rayonnement et par conduction deviennent aussi importantes.

#### La production de chaleur (bilan thermique)

La puissance thermique  $\mathcal{P}_u$  transmise par l'absorbeur fluide caloporteur est alors la puissance utile [32] :

$$\mathcal{P}_u = \mathcal{P}_a - \mathcal{P}_p \quad (\text{III.59})$$

Avec :

$\mathcal{P}_p$ : puissance correspondant aux pertes thermique, elle est donnée par [34] :

$$\mathcal{P}_p = \mathcal{P}_{pcv} + \mathcal{P}_{pr} + \mathcal{P}_{pc} \quad (\text{III.60})$$

Avec :

$\mathcal{P}_{pcv}$  : Pertes par convection ;

$\mathcal{P}_{pr}$  : Pertes par rayonnement ;

$\mathcal{P}_{pc}$  : Pertes par conduction.

#### ➤ Pertes par convection

La convection est un phénomène encore peu connu pour la plaque plane. Elle est de plus liée à la vitesse et la direction du vent sur le site.

Ces pertes sont proportionnelles à la surface du récepteur et la différence entre la température de surface de l'absorbeur et l'air ambiant [32] :

$$\mathcal{P}_{pcv} = h_{cv} \times S_r \times (T_r - T_a) \quad (\text{III.61})$$

$S_r$  : Surface d'ouverture du récepteur ;

$T_r$  : Température du récepteur ;

$T_a$  : Température ambiant.

$h_{cv}$  : Coefficient de transfert thermique par convection [35].

#### ➤ Pertes par rayonnement

Ces pertes dépendent de la forme du récepteur mais plus particulièrement de la température du récepteur. Ils sont proportionnels à l'émissivité de l'absorbeur [36] :

$$T_r^4 - T_a^4 = (T_r^2 - T_a^2) (T_r^2 + T_a^2)$$

$$T_r^4 - T_a^4 = (T_r - T_a)(T_r + T_a)(T_r^2 + T_a^2)$$

$$\mathcal{P}_{pr} = h_r S_r (T_r - T_a) \quad (\text{III.62})$$

$h_r$  : coefficient de transfert thermique par rayonnement.

### ➤ Pertes par conduction

Sont liées à la nature du matériel utilisé :

$$P_{pc} = \lambda / \Delta x \times S_r \times (T_r - T_a) / \Delta x \quad (\text{III.63})$$

$\lambda$  : Conductivité de l'absorbeur.

$\Delta x$  : épaisseur de l'absorbeur.

Mais les pertes par conduction sont petites comparées aux pertes par convection ou par rayonnement, et sont généralement combinées avec les pertes par convection dans la plupart des cas.

$$\mathcal{P}_p = S_r \times [h_{cv} \times (T_r - T_a) + h_r (T_r - T_a)] \quad (\text{III.64})$$

Ainsi :

$$\mathcal{P}_{th} = \eta_{opt} \times (I \times S_r) - S_r [h_{cv} \times (T_r - T_a) + h_r \times (T_r - T_a)] \quad (\text{III.65})$$

On montre par ailleurs que les pertes thermiques peuvent s'écrire sous une forme plus simple :

$$\mathcal{P}_p = S_r \times K \times (T_r - T_a) \quad (\text{III.66})$$

Où K est le coefficient global des pertes thermique.

### Rendement du champ solaire [37]

$$\eta_e = \tau - K \times \left[ \frac{T_m - T_{ext}}{I} \right] \quad (\text{III.67})$$

Avec :

$\eta$  : Rendement du champ solaire.

$\tau$ : L'efficacité optique du capteur.

K: Le coefficient de pertes thermiques (W/m<sup>2</sup>/K).

$T_m$ : Température moyenne du collecteur.

$T_{ext}$ : Température extérieur où le site est implanté.

I : Le rayonnement direct.

### La température de sortie du champ solaire

La température de sortie du champ solaire dépend essentiellement du débit du caloporteur elle est donnée par :

$$T_s = T_e + \frac{P_u}{\dot{m} \times C_p} \quad (\text{III.68})$$

$T_s$ : Température de sortie du champ solaire;

$T_e$ : Température d'entrée du champ solaire;

$P_u$ : La quantité d'énergie utilisée;

$\dot{m}$ : Le débit du caloporteur;

$C_p$ : Chaleur massique du caloporteur.

### Pertes thermiques

$$\dot{\phi}_{\text{perdu}} = K \cdot (T_m - T_a) S_r \quad (\text{III.69})$$

Avec :  $T_a$  : Température ambiante ;

$$T_m = \frac{T_{fe} + T_{fs}}{2}$$

$$S_r = \pi \cdot d \cdot L$$

$K$  : Facteur de perte global de l'absorbeur.

### Puissance fournie au fluide :

$$\dot{\phi}_{\text{Utile}} = \dot{m}_{HTF} \int_{T_{fe}}^{T_{fs}} C_p dt$$

$$\dot{\phi}_{\text{Utile}} = \dot{m}_{HTF} [(C_{p_{fs}} \cdot T_{fs}) - (C_{p_{fe}} \cdot T_{fe})] \quad (\text{III.70})$$

### Différents Rendements :

Dans le champ solaire on distingue les rendements suivants.

#### 1-Rendement interne :

Il est donné par :

$$\eta_i = \frac{Q_s}{I \cdot S_r} \quad (\text{III.71})$$

## 2-Rendement optique :

Son expression est :

$$\eta_{optique} = \rho \cdot \delta \cdot \gamma \cdot \alpha \quad (III.72)$$

## 3-Rendement global :

C'est le produit des deux rendements :

$$\eta_{global} = \eta_i \cdot \eta_{optique} \quad (III.73)$$

### III.3.1. Bilan exergétique

#### III.3.1. Définition

L'exergie d'un système est une fonction thermodynamique qui exprime la capacité de ce système à produire du travail en raison de son déséquilibre avec l'ambiance dans lequel il se trouve. On peut définir l'exergie d'une source d'énergie comme la quantité maximale de travail qu'il serait possible d'en retirer au moyen d'un cycle thermodynamique moteur, l'autre source étant en équilibre avec l'ambiance (étant de référence à définir). On assimile l'ambiance à une source infinie, monotherme et isobare. Les énergies cinétiques ; potentielle, voire électrique, sont de l'exergie pure, car elles sont entièrement transformables en travail. Elle s'exprime comme suit :

$$\frac{d_{(an)}}{d_s} = T_0$$

$$\frac{\delta_q}{d_s} = T$$

$$d_s = \frac{\delta_q}{T}$$

$$d_s = \frac{d_{(an)}}{T_0}$$

$$d_{(an)} = T_0 \cdot ds = \frac{T_0}{T} \delta_q \quad (III.74)$$

$$an = T_0 (S - S_0)$$

### III.3.2 Exergie du travail et de la chaleur

L'analyse exergétique permet de mesurer la déviation entre le travail réel et le travail théorique maximal que pourrait délivrer la machine selon des transformations réversibles. D'après le deuxième principe de la thermodynamique, l'énergie sous forme mécanique est plus valorisable que l'énergie sous forme de chaleur. L'analyse exergétique quantifie cette supériorité, en se basant sur le cycle de Carnot, où le travail mécanique est 100% utile et exploitable tel qu'il est, et égal à son exergie [38]:

$$\dot{E}_{x_w} = \dot{W} \quad (\text{III.75})$$

L'exploitation, même idéale, de l'énergie sous forme de chaleur nécessite l'utilisation d'un moteur pour convertir une partie de cette chaleur en travail mécanique.

L'exergie de cette quantité de chaleur ( $\dot{Q}$ ) issue d'une source chaude à la température (T) est égale à la partie convertible en travail [39] :

$$\dot{E}_{x_Q} = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \cdot \dot{Q} \quad (\text{III.76})$$

$T_0$ : la température de l'air ambiant. D'après cette formule et selon le principe de Carnot, l'exergie de chaleur contenue dans une matière augmente avec l'élévation de la température, et la partie convertible en travail utile également.

### III.3.3. Destruction d'exergie

Contrairement à l'énergie, l'exergie n'est pas conservée, mais détruite par les irréversibilités thermodynamiques qui peuvent être classées comme des irréversibilités internes et externes. Les sources principales d'irréversibilités internes sont les frottements, l'expansion débridée, le mélange et les réactions chimiques [38]. Les irréversibilités externes, sont dues au transfert de chaleur par une différence de température finie. L'exergie détruite peut être calculée comme étant le produit de la température du milieu ambiant et la génération de l'entropie :

$$E_{x_D} = T_0 \Delta S \quad (\text{III.78})$$

L'exergie peut être aussi perdue lorsque l'énergie associée à un flux énergétique est rejetée dans l'environnement.

### III.3.4. Formes d'exergie

L'exergie se compose de deux formes, l'exergie physique,  $Ex_{ph}$  et l'exergie chimique  $Ex_{ch}$ :

$$Ex = Ex_{ph} + Ex_{ch} \quad (III. 79)$$

#### III.3.4.1 Exergie physique

L'exergie physique d'un système est définie comme la quantité de travail maximum que l'on peut obtenir lorsque l'interaction du système avec le milieu ambiant implique seulement des processus thermiques et mécanique réversibles [38]. L'exergie physique est donnée par la formule suivante :

$$Ex_{ch} = \dot{m}[(h - T_0 S) - (h_0 - T_0 S_0)] \quad (III. 80)$$

Où  $m$  représente le débit massique de la matière,  $T_0$  la température du milieu ambiant,  $h$  et  $h_0$  sont les enthalpies spécifiques,  $S$  et  $S_0$  sont les entropies spécifiques, respectivement, à l'état initial et l'état de référence.

#### III.3.4.2 Exergie chimique

L'exergie chimique d'un système est égal à la quantité du travail théorique maximum que l'on peut obtenir quand le système est porté par réactions chimiques réversibles de son état initial jusqu'à l'état mort avec son milieu ambiant [40].

L'exergie chimique par unité de masse est donnée par la relation suivante [41]:

$$e_{xc} = \sum_{i=1}^n R_i \cdot T_0 \cdot \ln \left( \frac{Y_i}{Y_i^0} \right) \quad (III.81)$$

Avec  $y_i$  la fraction molaire des gaz d'échappements.

$y_i^0$  : est la fraction molaire des gaz dans l'air ambiant.

$R$  : constante des gaz parfait ( $R=8,314\text{J/kmol}$ ).

$T_0$  : Température de l'environnement (k).

### III.3.5 Bilan d'exergie

Le bilan d'exergie suit la règle suivante [42] :

$$Ex_{total} = Ex_{entrante} - Ex_{sortante} - Ex_{détruite} \tag{III.82}$$

La variation d'exergie dans un système ouvert, Figure III.10, est égale à la somme du transfert d'exergie accompagnant la chaleur et le travail diminuée de la valeur d'exergie détruite ( $Ex_D$ ). L'équation du bilan d'exergie pour les écoulements en régime permanent est exprimée par [43]

$$\sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \cdot \dot{Q}_j - \dot{W}_{cv} = \sum_e \dot{m}_e e_{fe} - \sum_i \dot{m}_i e_{fi} + Ex_D \tag{III.83}$$

$T_0$  indique la température aux conditions ambiantes, et  $T_j$  la température de surface là où s'effectue le transfert de chaleur.

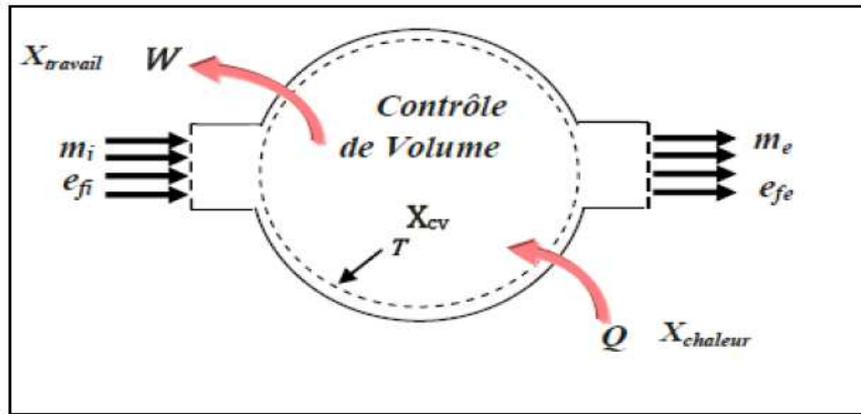


Figure III.5 : Bilan d'exergie d'un système ouvert. [43]

### III.3.6 Rendement exergetique :

Le rendement exergetique d'un appareil est donné par [44] :

$$\eta_{EX} = \frac{Ex_{produit}}{Ex_{source}} \tag{III.84}$$

Où  $Ex_{produit}$ : l'exergie que l'appareil doit fournir;

$Ex_{source}$ : l'exergie que l'appareil doit consommer.

#### III.3.6.1. Compresseur

Dans un compresseur l'exergie physique d'un milieu compressible est augmenté au moyen de la puissance fournie par l'arbre.

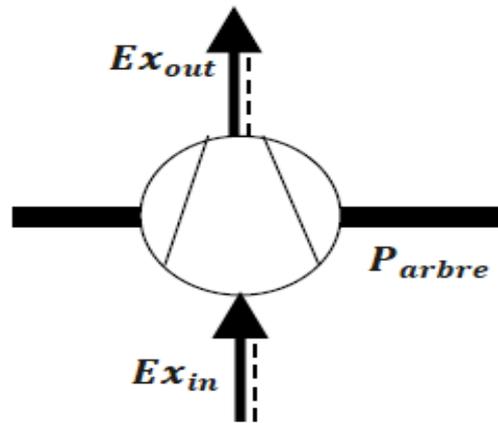


Figure III.6: Compresseur.

Le rendement exergetique du compresseur est donné par la formule suivante :

$$\eta_{EX} (\text{compresseur}) = \frac{E_x \text{ sortante} - E_x \text{ entrante}}{P_{\text{arbre}}} \quad (\text{III.85})$$

### III.3.6.2. Chambre de combustion

Dans une chambre de combustion du carburant est brûlé en utilisant un oxydant et de la fumée est déchargée. La fonction de la chambre de combustion est de convertir l'exergie chimique du carburant en exergie physique transportée par la fumée.

Le rendement exergetique de la chambre de combustion se définit comme suit :

$$\eta_{EX} = \frac{E_{x4}}{X_3 + E_{xf}} \quad (\text{III.86})$$

La destruction d'exergie (perdus) :

$$E_{XD} = E_{x3} + E_{xf} - E \quad (\text{III.87})$$

### III.3.6.3 Turbine

Par le processus d'expansion de la turbine, une partie de l'exergie physique du fluide est convertie en travail mécanique par l'intermédiaire d'un arbre. Puisque l'exergie chimique du

fluide est invariable, le changement de l'exergie physique est identique au changement de l'exergie totale du fluide [45].

Le rendement exergétique de la turbine est alors :

$$\eta_{EXTG} = \frac{W_T}{E_{x4} - E_{x5}} \quad (\text{III.88})$$

Destruction d'exergie (perdus)

$$EX_{D,G} = E_{x5} - E_{x4} + W_{GT} \quad (\text{III.89})$$

### III.3.6.4 Échangeur de chaleur

Le rôle d'un échangeur de chaleur dans une centrale thermique est généralement de réchauffer un fluide primaire en retirant la chaleur d'un fluide secondaire, figure III.7.

Le rendement exergétique de l'échangeur de chaleur se calcule par la formule suivante [46]

$$\eta_{\text{Exchangeur}} = \frac{E_{xp,\text{sortante}} - E_{xp,\text{entrante}}}{E_{xs,\text{entrante}} - E_{xs,\text{sortante}}} \quad (\text{III.90})$$

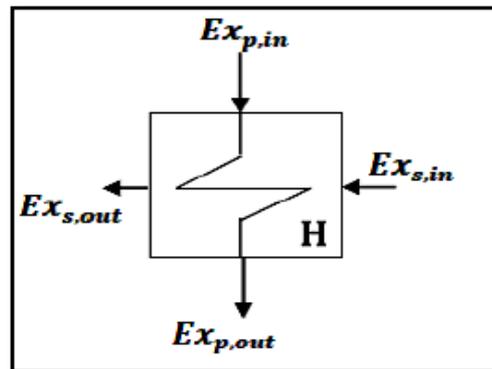


Figure III.7: Exergie échangés dans un échangeur de chaleur.

### III.3.7 Cycle vapeur

Les expressions des efficacités exégétiques des différents composants de la turbine à vapeur sont données dans le tableau [47].

Composant	Destruction d'exergie	Efficacité exergetique
Pompe	$\dot{E}_{xD,p} = \dot{E}_{x7} - \dot{E}_{x6} + \dot{W}_p$	$\eta_{Ex,p} = \frac{\dot{E}_{x7} - \dot{E}_{x6}}{\dot{W}_p}$
Générateur de vapeur	$\dot{E}_{xD,GV} = \dot{E}_{xentrante} - \dot{E}_{xsortante}$	$\eta_{Ex,GV} = \frac{\dot{E}_{x8} - \dot{E}_{x7}}{\dot{E}_{x5} - \dot{E}_{x6}}$
Turbine	$\dot{E}_{xD,TV} = \dot{E}_{x8} - \dot{E}_{x9} - \dot{W}_T$	$\eta_{Ex,T} = \frac{\dot{W}_T}{\dot{E}_{x8} - \dot{E}_{x9}}$
Condenseur	$\dot{E}_{xD,cond} = \dot{E}_{xentrante} - \dot{E}_{xsortante}$	$\eta_{Ex,cond} = 1 - \frac{\dot{E}_{xD,cond}}{\dot{E}_{xentrante}}$

Tableau III.1 : Efficacités exergetique des différents composants de la turbine à vapeur.

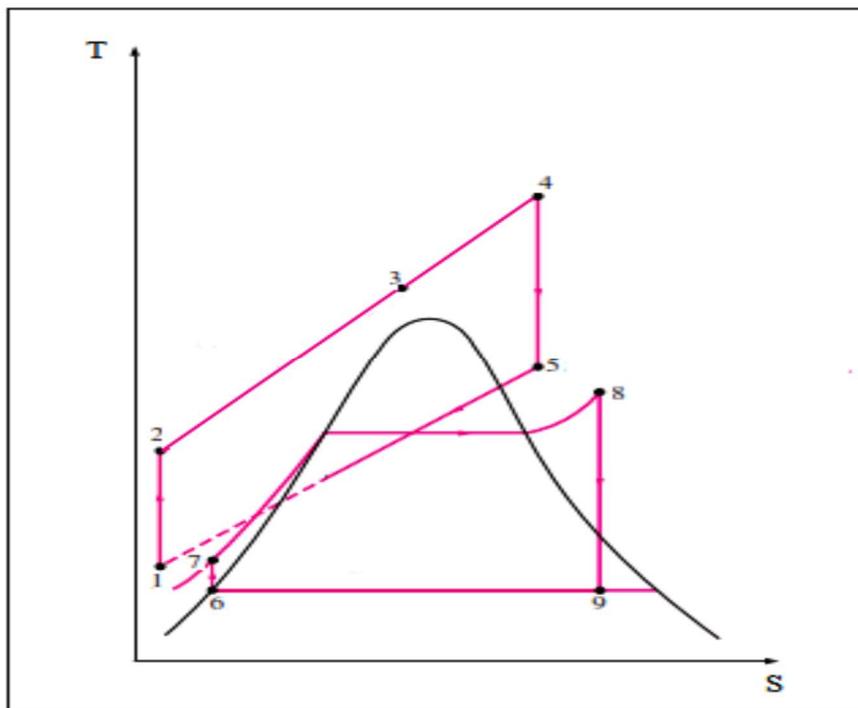


Figure III.8 : Cycle T-S d'une centrale hybride.

### **III.3.8 Analyse exergetique du champ solaire**

L'exergie utile delivree par le recepteur est donnee par [47]:

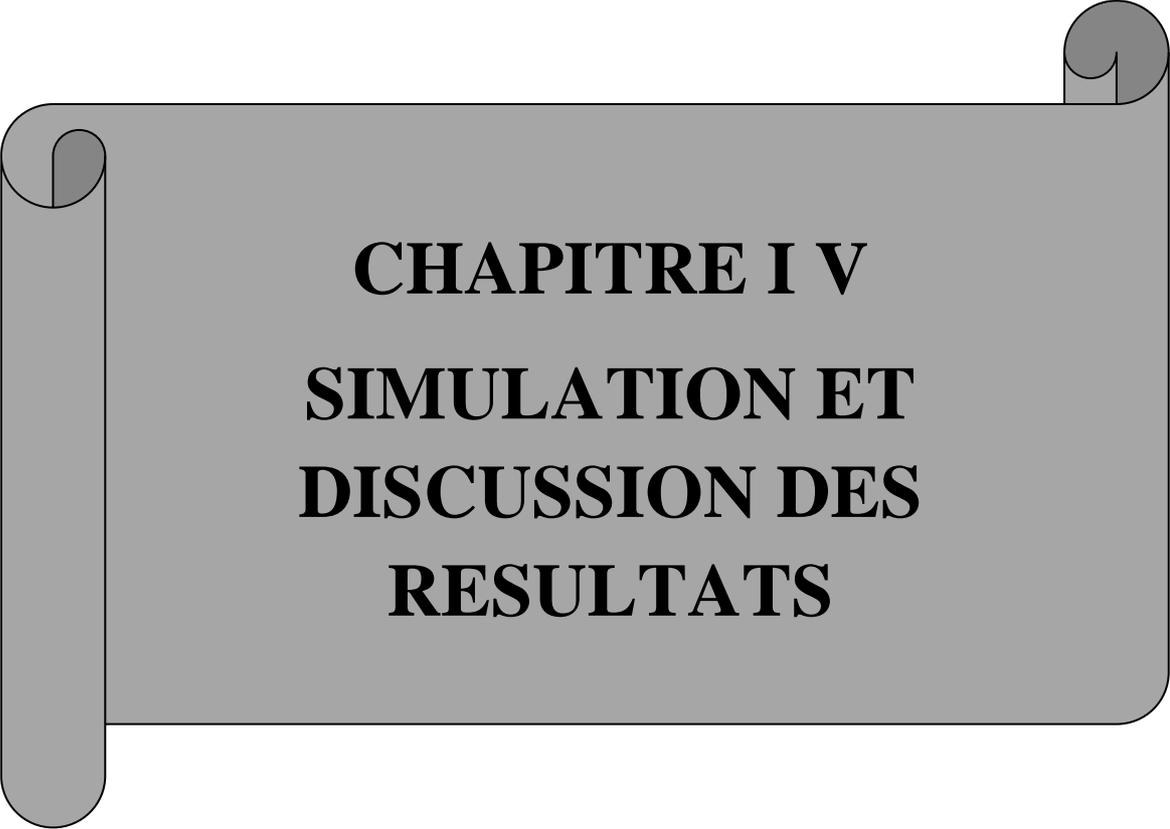
$$\dot{E}x_{uti} = \dot{m}_{FTC} (\dot{E}x_{CS, sort} - \dot{E}x_{CS, ent}) = \dot{m}_{FTC} [(h_{CS, sort} - h_{CS, ent}) - T_a(S_{C, sort} - S_{CS, nt})] \quad (III.91)$$

Par consequent, le rendement exergetique du champ solaire est donne par.

$$\eta_{exe} = \frac{\dot{E}x_{utile}}{\dot{E}x_{inc}} \quad (III.92)$$

### **Conclusion**

Dans ce chapitre nous avons expose les differents principes fondamentaux des approches energetiques. L'analyse exergetique permettra de bien quantifier la qualite thermodynamique de tout systeme energetique pour une evaluation des pertes et du rendement exergetique global. Ces derniers seront evalues pour une centrale thermique. Cette evaluation fera l'objet du chapitre suivant.



**CHAPITRE I V**  
**SIMULATION ET**  
**DISCUSSION DES**  
**RESULTATS**

### IV.1. Introduction:

Dans ce chapitre nous allons présenter une étude numérique d'une centrale électrique hybride solaire gaz. La centrale fonctionne selon un système de cycle combiné (gaz/vapeur), pour lequel on a intégré un champ solaire constitué de concentrateurs cylindro parabolique de type LS3 comme appoint. La centrale utilise une turbine à gaz de capacité 201,875MW, une turbine à vapeur d'une puissance de 42, 349 MW à un niveau de pression et un champ solaire d'une superficie 117242 m<sup>2</sup>.

En mode nuit, l'étude montre que la puissance produite atteint 148,675 MW avec un rendement autour de 51.1%. Pendant la journée, la puissance varie proportionnellement par rapport à l'irradiation du soleil. Pour une radiation de 700 W/m<sup>2</sup>, le rendement de la centrale atteint 59.1%.

L'intérêt de la centrale solaire hybride est de combiner l'énergie solaire avec une conversion par la voie thermique et une énergie fossile afin d'assurer la disponibilité de l'électricité en toute heure et indépendamment des conditions d'ensoleillement.

Le but de ce travail est de simuler une installation thermo solaire hybride de type solaire cylindro- parabolique turbine à gaz.

Le logiciel utilisé est le Thermoptim qui permettra la simulation de l'installation avec ses composants spécifiques dans le but d'évaluer ses performances par le calcul du bilan énergétique et exergetique ainsi que l'efficacité du cycle gaz, solaire, combiné et hybride.

### IV.2.Présentation de logiciel [48]:

Thermoptim est un progiciel qui permet de simuler les systèmes énergétiques. Il permet de calculer automatiquement l'état thermodynamique complet de différents fluides dans n'importe quel état physique. Ces fluides peuvent évoluer dans des systèmes ouverts ou fermés et peuvent subir n'importe quelle transformation: compression, détente, combustion...etc.

Ce progiciel possède une base de données des propriétés thermodynamiques des corps les plus couramment rencontrés en pratique.

Le progiciel Thermoptim est constitué de deux environnements de travail, l'éditeur de schémas qui permet de schématiser qualitativement le système à étudier et le simulateur qui permet de quantifier puis de résoudre le modèle décrit qualitativement dans l'éditeur de schémas. Le simulateur est couplé à l'éditeur de schémas par une interface particulière.

A partir du simulateur, on peut accéder à la méthode d'optimisation et aux diagrammes thermodynamiques interactifs qui peuvent être utilisés pour visualiser les cycles thermodynamiques calculés par le simulateur.

### IV.3. Simulation et discussion des résultats

#### IV.3.1. Données du problème

La centrale étudiée est constituée de trois parties principales qui sont: une turbine à gaz, une turbine à vapeur qui fonctionne en cycle combiné et un champ solaire.

#### IV.3.1. Turbine à gaz

La turbine à gaz employée est constituée d'un compresseur, d'une chambre de combustion et d'une turbine de détente.

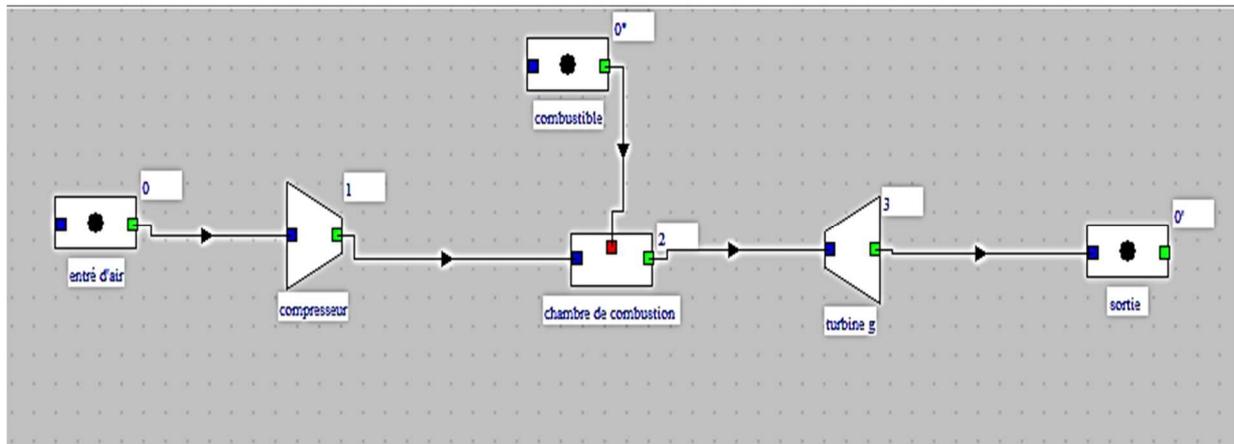
Les données de la machine sont données dans le tableau (IV.1).

Elément	Pression d'entrée(bar)	Pression de sortie (bar)	Débit (kg/s)	T entré (°C)	T sortie (°C)
Compresseur	1,013	20,26	224	38	486
Chambre de combustion	20,26	20,26	228,84	486	1300
Turbine à détente	20,26	1	228,84	1300	588,88

**Tableau IV.1** : les données de la turbine à gaz.

La chambre reçoit d'une part un débit de 224 Kg/s d'air comprimé (à pression 20.26 bars) issu du compresseur et d'autre part un débit de 4.85 Kg/s de combustible (gaz de montoir) sous pression de 33 bars et de PCI égale à 48713,22 KJ/kg, issu du réservoir de combustible.

La température de sortie de la chambre est de l'ordre de 1300°C.



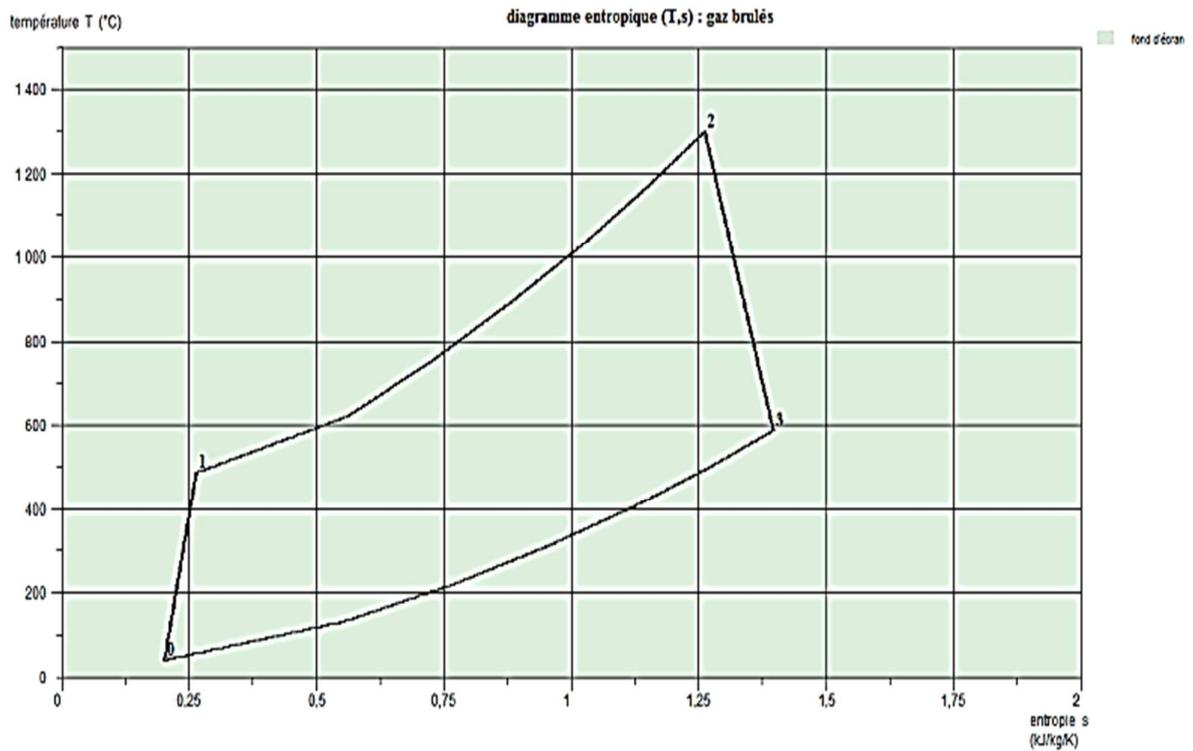
**Figure IV.1 :** simulation de la turbine à gaz.

Les résultats obtenus par la simulation de la turbine à gaz sont données dans le tableau suivant :

Les paramètres	Compresseur	Cambre de combustion	Turbine de détente
H entré (kJ/kg)	13,18	479,911	1502,5
H sortie (kJ/kg)	479,911	1502,5	619,79
Exergie d'entrée (kJ/kg)	-44,8	403,6	1138,7
Exergie de sortie (kJ/kg)	403,6	1138,7	217,33
La puissance échangée (MW)	104,546	236,363	202,024

**Tableau IV.2 :** Les résultats de la turbine à gaz.

La figure IV.2 illustre un schéma de cycle réel de Brayton de la turbine à gaz dans le diagramme (T,S) qui représente toutes les transformations subites par le fluide au niveau du compresseur ,chambre de combustion et la turbine de détente, au cours de la combustion la température du mélange (l'air+gaz de montoir) augmente jusqu'à 1300°C , Les gaz ou les fumées s'échappent de la TAG à environ 588,8 °C , Enfin ,elles sont rejetées dans l'atmosphère.



**FigureIV.2 :** Diagramme entropique (T,S) du cycle gaz .

#### IV.3.2. Turbine à vapeur en le cycle combiné :

Cette partie de la centrale est constituée d'une turbine de détente de vapeur d'eau, d'un condenseur, d'une pompe et d'une chaudière de récupération des gaz chauds issus de la turbine à gaz.

La chaudière de récupération (HRSG) est composée de trois échangeurs à contre-courant qui sont:

- Un économiseur, dans lequel l'eau liquide issue de la pompe est préparée pour la vaporisation;
- Un vaporiseur, dans lequel l'eau liquide est transformée en vapeur;
- Un surchauffeur, dans lequel la vapeur d'eau est surchauffée pour augmenter son enthalpie.

Le synoptique du cycle combiné est représenté sur la figure (IV.3)

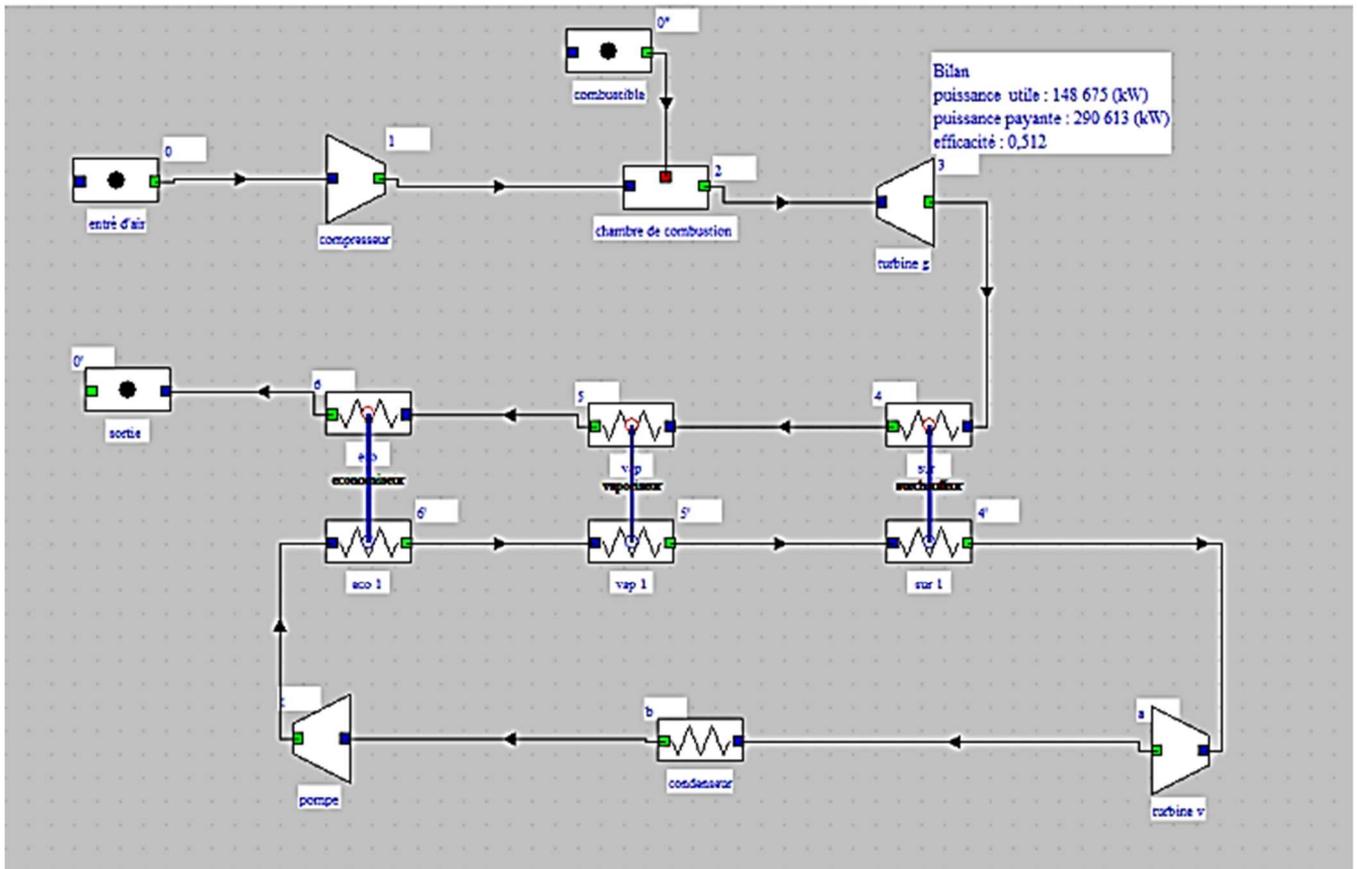


Figure IV.3 : Synoptique du cycle combiné.

Les données de la turbine à vapeur sont données dans le tableau (IV.3) :

Eléments	Turbine vapeur	Condenseur	pompe	économiseur	vaporisateur	Surchauffeur
P (bar)	0,2	0,2	100	100	100	100
Débit (kg/s)	60	60	60	60	60	60
T entrée (°c)	372	/	60	60,43	211,18	310,96
T sortie (°c)	/	60	/	211,18	310,96	/
Titre	/	0	0	/	1	1

Tableau IV.3 : Les données de la turbine vapeur.

Les résultats obtenus dans le cycle combiné sont données dans le tableau suivant :

Les paramètres	Turbine vapeur	Condenseur	Pompe	Surchauffeur (v)	Vaporiseur (v)	Economiseur (v)
H entré (kJ/kg)	3008,3	2143,33	251,12	2727,7	905,99	261,27
H sorties (kJ/kg)	2143,33	251,12	261,27	3008,3	2727,72	905,99
Exergie d'entrée (kJ/kg)	1256,55	267,6	11,6	1108,3	207,9	21,76
Exergie de sortie (kJ/kg)	267,6	11,6	21,76	1256,5	1108,3	207,9
La puissance échangée (MW)	51,898	113,532	0,609	16,834	109,303	38,682

**Tableau IV.4** : Résultats obtenus de la turbine à vapeur dans le cycle combiné.

### IV.3.3. Partie solaire

Dans cette partie on a simulé une centrale thermique dont, la production de vapeur surchauffée est assurée par le champ solaire seul.

le champ solaire est constitué de capteur solaire de type cylindr-parabolique Ls3 et d'une chaudière de récupération dans lequel circule deux fluides :

- Huile synthétique (Dawtherm A), fluide chaud;
- L'eau qui se transforme en vapeur, fluide froid.

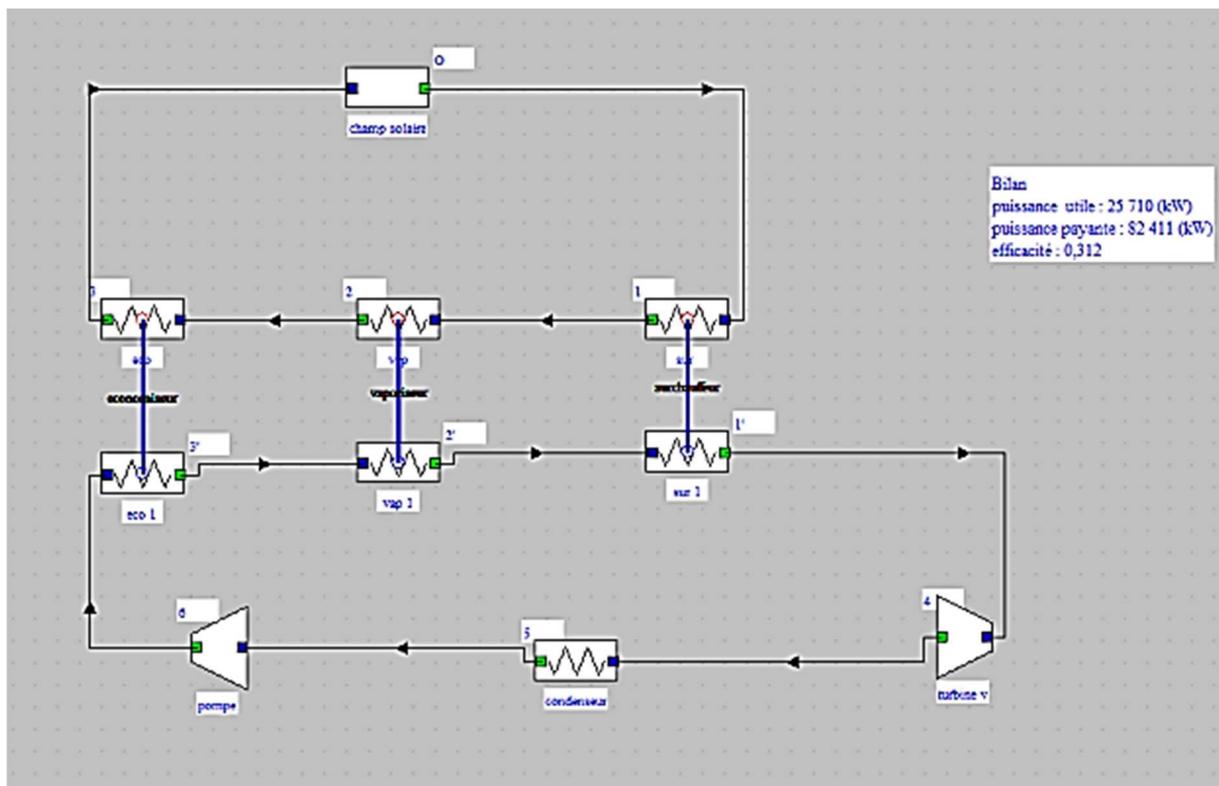
Le synoptique de la centrale est données par la figure (IV.4)

Les données de ce problème sont données dans le tableau suivant :

Les paramètres	Les données
Débit du fluide caloporteur (kg/s)	380
Pression de l'huile (bar)	43
T sorties d'huile (°C)	392
T entré d'huile (°C)	306,03
Le flux solaire utilisé (W/m <sup>2</sup> )	700
T ambiante (°C)	38
Surface totale	173672.83

**Tableau IV.5 :** Les données de la partie solaire

Le synoptique de la centrale est données par la figure (IV.4)

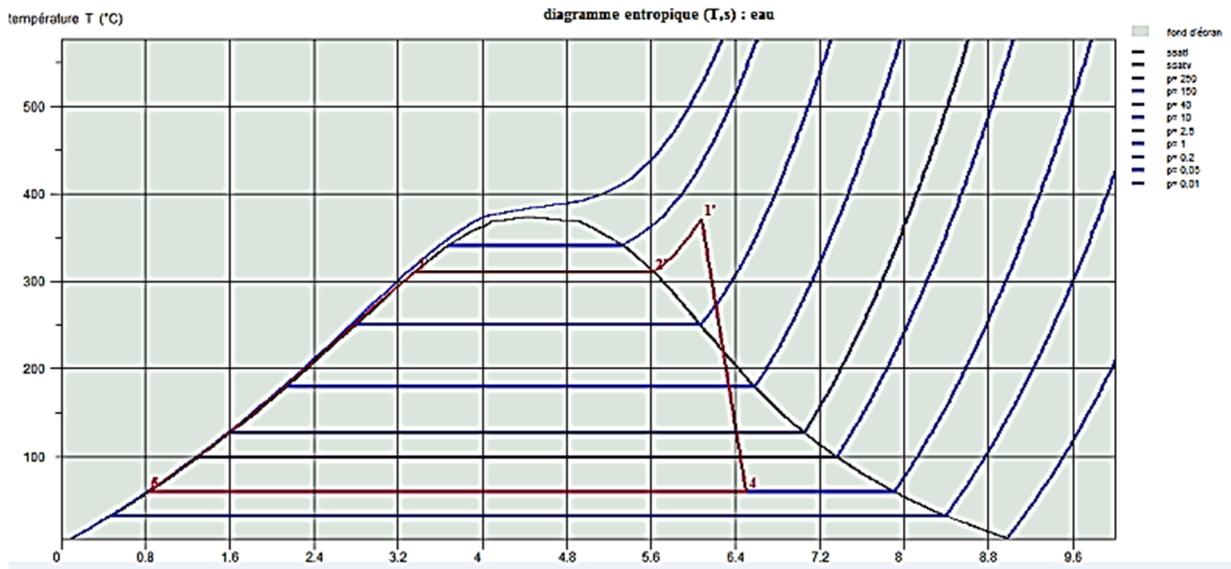


**Figure IV.4 :** Simulation de la centrale solaire pure.

La figure IV.4, représente le schéma de la centrale solaire pure qui est composée d'un champ solaire à capteur cylindro-parabolique de type LS-3 et d'une turbine à vapeur. Dans son fonctionnement la surchauffe de la vapeur d'eau est assurée par l'huile.

Dans la figure IV.5, la vapeur d'eau surchauffée est totalement produite par le champ solaire. On remarque que la température de surchauffe de la vapeur ne peut pas atteindre 400

°C car cette dernière dépend de celle de l'huile qui ne dépasse pas 393°C. Ce qui justifie le faible rendement obtenu par ce genre de centrales.



**Figure IV.5 :** Cycle vapeur solaire dans le diagramme (T,S)

Les données de ce problème sont données dans le tableau suivant :

Les paramètres	Les données
Débit du fluide caloporteur (kg/s)	380
Pression de l'huile (bar)	43
T sorties d'huile (°C)	392
T entré d'huile (°C)	306,03
Le flux solaire utilisé (w/m <sup>2</sup> )	700
T ambiante (°C)	38
Surface totale	173672.83

**Tableau IV.6 :** Les données de la partie solaire

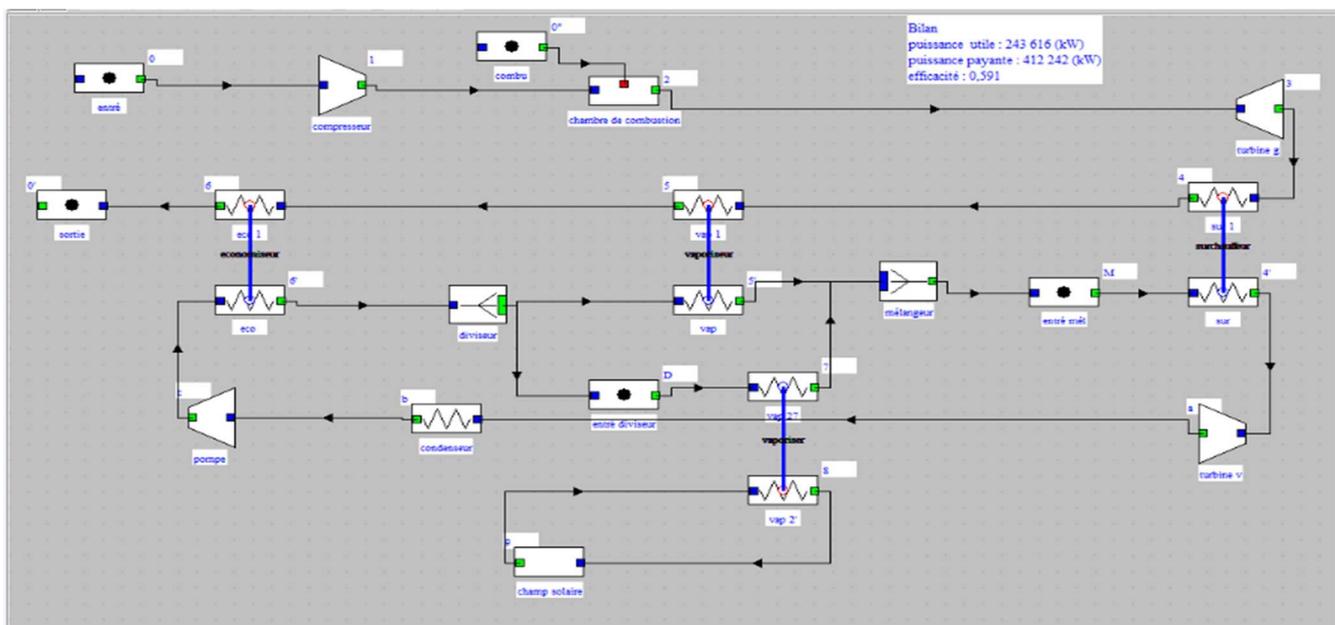
Les résultats obtenus par simulation dans la partie solaire pure sont données dans tableau(IV.7)

Les paramètres	Champ solaire	Surchauffeur (h)	Vaporiseur (h)	Economiseur (h)
H entré (kJ/kg)	601,6	818,49	796,3	692,16
H sortie (kJ/kg)	818,49	796,3	692,16	61
Exergie d'entrée (kJ/kg)	20,92	106,27	96,6	54
Exergie de sortie (kJ/kg)	106,2	96,6	53,92	21
Exergie détruite (kJ/kg)	85,28	9,67	42,68	33
Rendement exergetique %	44	82,65	80,84	67
La puissance échangée (MW)	82,410	8,417	39,590	34,402

**Tableau IV.7 :** Les résultats obtenus dans la centrale solaire pure.

**IV.3.4.centrale hybride :**

- L'assemblage des trois parties principales dans une centrale forme ce qu'on appelle centrale hybride solaire/ gaz.
- Le schéma d'une centrale hybride est donnée par la figure suivante(IV.6)



**Figure IV.6 :** Simulation d'ISCCS.

La combinaison entre le cycle combiné et le champ solaire est assurée par un échangeur de chaleur à contre-courant qui est le vaporiseur.

- Le débit massique est divisé en deux parties.

Les données de la centrale sont données dans le tableau (IV.8)

Eléments	P (bar)	Débit (kg/s)	Titre(x)	Te (°C)	Ts (°C)
Compresseur	20,26	224	1	38	486
Chambre de combustion	20,26	228,84	1	486	1300
Turbine à gaz	1	228,84	1	1300	588,25
Surchauffeur (v)	100	60	1	310,96	/
Vaporiseur (v)	100	30	1	211,18	310,96
Economiseur (v)	100	60	0	60,43	211,18
Surchauffeur (g)	1	228,84	1	588,25	524,87
Vaporiseur (g)	1	228,84	1	524,87	312,76
Economiseur (g)	1	228,84	1	312,76	156,15
Turbine à vapeur	0,2	60	0,86	372	60,09
Condenseur	0,2	60	0	60,09	60
Pompe	100	60	0	60	60,43
Vaporiseur (v)	100	30	1	211,18	310,96
Vaporiseur (h)	43	380	0	392	335,96
Champ solaire	43	380	0	335,96	392

**Tableau IV.8** : Les données du cycle hybride.

Après la simulation on aura le schéma suivant :

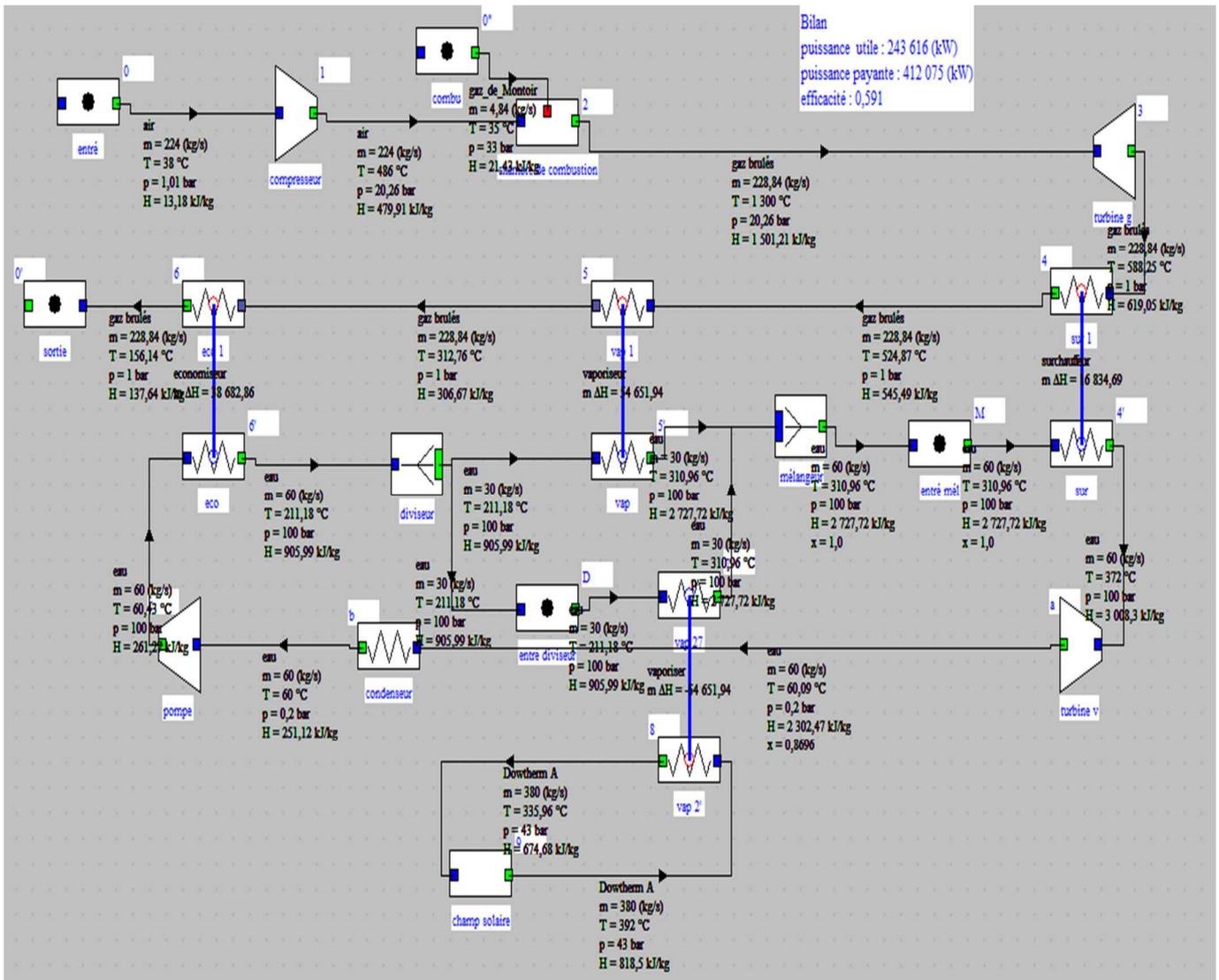


Figure IV.7 :Simulation d'ISCCS avec valeur.

Les résultats de la centrale sont donnée dans le tableau (IV.9) :

Eléments	He (kJ/kg)	Hs (kJ/kg)	Exe (kJ/kg)	Exs (kJ/kg)	Ex détruite (kJ/kg)	$\eta_{ex}$ (%)	Puissance échangé (MW)
Compresseur	13,18	479,91	-44,8	403,6	18,33	96	104,546
Chambre de combustion	479,91	1501,21	403,6	1137,6	658,8	30	236,041
Turbine à gaz	1501,21	619,05	1137,6	216,8	38,64	36	201,875
Surchauffeur (v)	2727,72	3008,3	1108,3	1256,5	148,2	80	16,834
Vaporiseur (v)	905,99	2727,72	207,9	1108,3	900,4	85	54,651
Economiseur (v)	261,27	905,99	21,7	207,9	186,2	67,45	38,682
Surchauffeur (g)	619,05	545,49	216,8	168,8	48	80	16,834
Vaporiseur (g)	545,49	306,67	168,8	30,15	138,65	85	54,651
Economiseur (g)	306,67	137,65	30,15	-42,2	72,35	67,45	38,682
Turbine à vapeur	3008,3	2302,47	1256,5	289,1	261,57	72,96	42,349
Condenseur	230,47	251,12	289,1	11,6	277,5	95	123,080
Pompe	251,12	261,27	11,6	21,7	0,02	99,5	0,609
Vaporiseur (v)	905,99	2727,72	207,9	1108,3	900,4	83	54,651
Vaporiseur (h)	818,5	674,68	106,2	47,2	59	83	54,651
Champ solaire	674,67	818,5	47,2	106,2	59	44	54,651

**Tableau IV.9** :les résultats de la centrale hybride.

Puissances et rendements des différentes centrales données dans le tableau(IV.10)

Les paramètres	Valeurs
puissance utile turbine à gaz (MW)	97.478
Rendement de la turbine à gaz (%)	41,2
Puissance payante de la turbine à gaz (MW)	236.363
Puissance utile du cycle combiné (MW)	148.675
Rendement du cycle combiné (%)	51,2
Puissance payante du cycle combiné (MW)	290.613
Puissance utile de la centrale solaire pure (MW)	25.71
Rendement de la centrale solaire pure (%)	31,2
Puissance payante de la centrale solaire pure(MW)	82.411
Puissance utile de l'ISCCS (MW)	243.616
Rendement d'ISCCS (%)	59,1
Puissance payante d'ISCCS (MW)	412.075

**Tableau IV.10** :les résultats obtenu par simulation

#### IV.4.Bilan énergétique et exergetique :

##### IV.4.1.Bilan énergétique de la turbine à gaz :

Le bilan énergétique s'obtient en appliquant les équations définies dans le chapitre III

Les grandeurs énergétique de la turbine à gaz sont illustrées dans le tableau suivant :

/	Travail ( kJ/kg)	Puissance (MW)
Compresseur	466,41	104,47
Chambre de combustion	1022,59	233,98
Turbine à détente	882,16	201,87

**Tableau IV.11.** les grandeur énergétique de la turbine à gaz .

**-Rendement du cycle gaz :**

$$\eta_{TAG} = \frac{201,87}{233,93}$$

$$\eta_{TAG} = 86\%$$

**IV.4.2.Bilan exergetique de la turbine à gaz :****a- Compresseur :**

$$E_x \text{ détruite} = (W_c + E_x \text{ entrante}) - E_x \text{ sortante}$$

$$E_x \text{ détruite} = 18,33 \text{ Kj /Kg}$$

$$\eta_{EX,compresseur} = \frac{403 - (-44,21) \cdot 224}{104546,76}$$

$$\eta_{EX,compresseur} = 96\%$$

**b- Turbine à gaz :**

$$E_x \text{ détruite} = E_x \text{ entrante} - (W_t + E_x \text{ sortante})$$

$$E_x \text{ détruite} = 719,346 \text{ Kj /Kg}$$

$$\eta_{EX,turbine} = \frac{202,024 + 217,33}{1138,7}$$

$$\eta_{EX,turbine} = 36\%$$

**c- Chambre de combustion :**

$$E_{x,détruite} = |E_{x,entrante} - E_{x,sortante}|$$

$$E_{x,détruite} = 735.1 \text{ kJ/ kg}$$

$$\eta_{EX,cc} = \frac{1137.6}{403.6 + 1137,6}$$

$$\eta_{EX,cc} = 73\%$$

#### IV.4.3. Bilan énergétique de la turbine à vapeur en cycle combiné :

Les grandeurs énergétique de la turbine à vapeur sont illustrées dans le tableau suivant :

/	Travail kJ/kg	Puissance (MW)
Turbine à vapeur	864,97	51,89
La pompe	10,15	0,609
Le condenseur	1892,21	113,53
Economiseur	644,72	38,68
Vaporiseur	1821,73	54,65
Surchauffeur	280,58	16,83

**Tableau IV.12** : les grandeurs énergétique de la turbine à vapeur

#### -Rendement du cycle à vapeur

$$\eta_{TA-V} = \frac{51,89}{110,16}$$

$$\eta_{TAV} = 47 \%$$

En résumé, l'énergie échangée dans la chaudière de récupération est répartie comme suit :

La première partie au niveau de l'économiseur ou l'eau se réchauffe jusqu'à 310,96°C avec une puissance échangée de l'ordre de 38,682 MW, la deuxième partie au niveau de vaporiseur ou s'effectue le changement d'état avec une puissance d'échange de 54,651 MW, la troisième partie au niveau du surchauffeur avec une puissance d'échange de 16,834 MW. Soit une énergie d'échange globale au niveau de la chaudière de 110,167 MW.

#### -Le rendement du champ solaire

##### 1-rendement interne

$$\eta_i = \frac{54,651}{700.117242}$$

$$\eta_i = 66\%$$

## 2-Rendement optique

$$\eta_{\text{optique}} = 0,94 \times 0,94 \times 0,77 \times 0,95$$

$$\eta_{\text{optique}} = 64\%$$

## 3-Rendement global :

$$\eta_g = 0.64 \times 0.66$$

$$\eta_g = 42 \%$$

## . IV.4.4 Bilan Exergétique.

### a- Turbine à vapeur :

$$E_x \text{ détruite} = E_x \text{ entrante} - (w_t + E_x \text{ sortante})$$

$$E_x \text{ détruite} = 937,052 \text{ kJ/}$$

$$\eta_{\text{EX,turbine}} = \frac{51,898 + 267,6}{1256,85}$$

$$\eta_{\text{EX,turbine}} = 26\%$$

### b- Pompe :

$$E_x \text{ détruite} = (w_p + E_x \text{ entrante}) - E_x \text{ sortante}$$

$$E_x \text{ détruite} = 0.05 \text{ kJ/kg}$$

$$\eta_{\text{EX,pompe}} = \frac{(21,76 - 11.63) \cdot 60}{609}$$

$$\eta_{\text{EX,pompe}} = 99 \%$$

### c- Condenseur :

$$E_{x,\text{détruite}} = |E_{x,\text{entrante}} - E_{x,\text{sortante}}|$$

$$E_{x,\text{détruite}} = 16,48 \text{ kJ/kg}$$

$$\eta_{\text{EX,cond}} = 1 - \frac{16,48}{267,6}$$

$$\eta_{EX,cond} = 93\%$$

#### d- Chaudière de récupération :

##### 1 – Economiseur :

$$E_{x,detruite} = |E_{x,entrante} - E_{x,sortante}|$$

$$E_{x,detruite} = 186,2 \text{ kJ/kg}$$

$$\eta_{EX,econo} = \frac{(21,76 - 207,99) \cdot 60}{(-42,23 - 30,16) \cdot 22}$$

$$\eta_{EX,econo} = 67,45 \%$$

##### 2- Vaporiseur :

$$E_{x,detruite} = |E_{x,entrante} - E_{x,sortante}|$$

$$E_{x,detruite} = 900,4 \text{ kJ/kg}$$

$$\eta_{EX,vapori} = \frac{(207,99 - 1108,33) \cdot 30}{(30,16 - 168,86) \cdot 229}$$

$$\eta_{EX,vapori} = 85\%$$

##### 3- Surchauffeur :

$$E_{x,detruite} = |E_{x,entrante} - E_{x,sortante}|$$

$$E_{x,detruite} = 148,2 \text{ kJ/Kg}$$

$$\eta_{EX,surch} = \frac{(1108,33 - 1256,55) \cdot 60}{(168,86 - 216,87) \cdot 229}$$

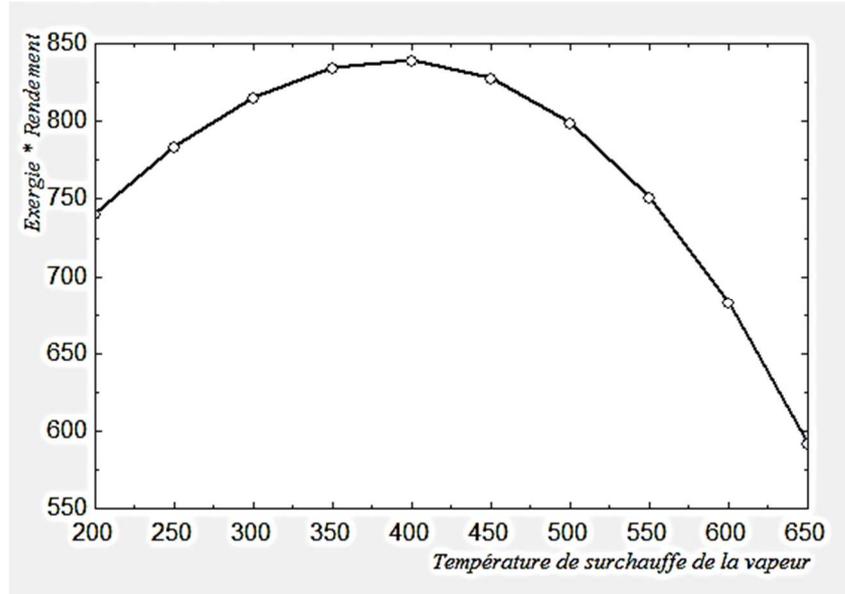
$$\eta_{EX,surch} = 80\%$$

#### IV.5.étude du la variation de quelque paramètre :

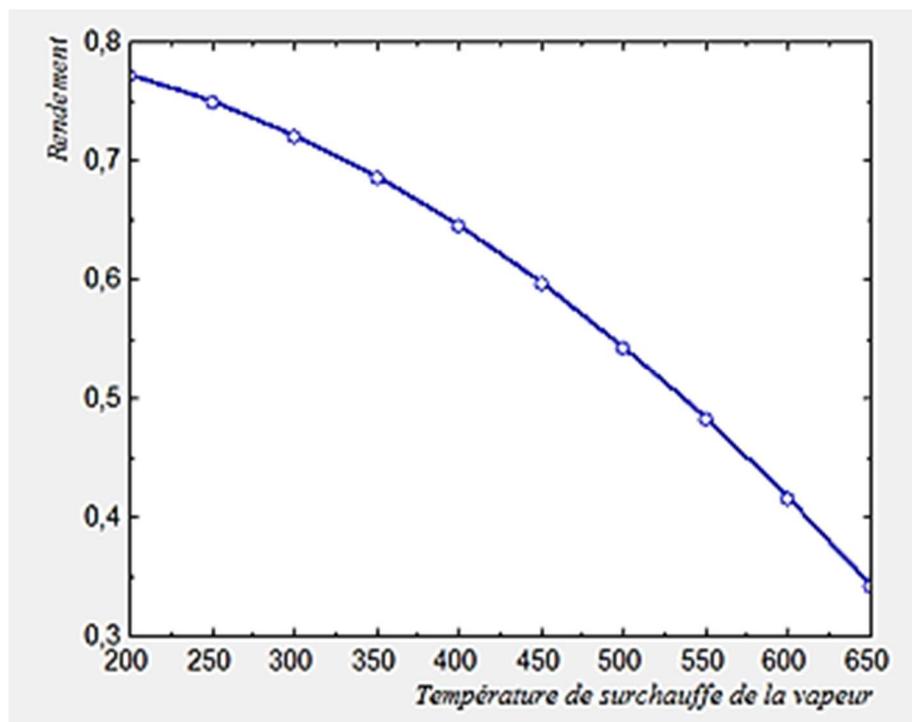
En représentant le graphe de variation du produit exergie X rendement, (figure.9), on remarque que l'optimum est obtenu pour une température de surchauffe de l'huile de l'ordre de 400C.

Donc, dans les centrales solaires ce n'est pas nécessaire d'utiliser des huiles qui résistent aux hautes températures de surchauffe.

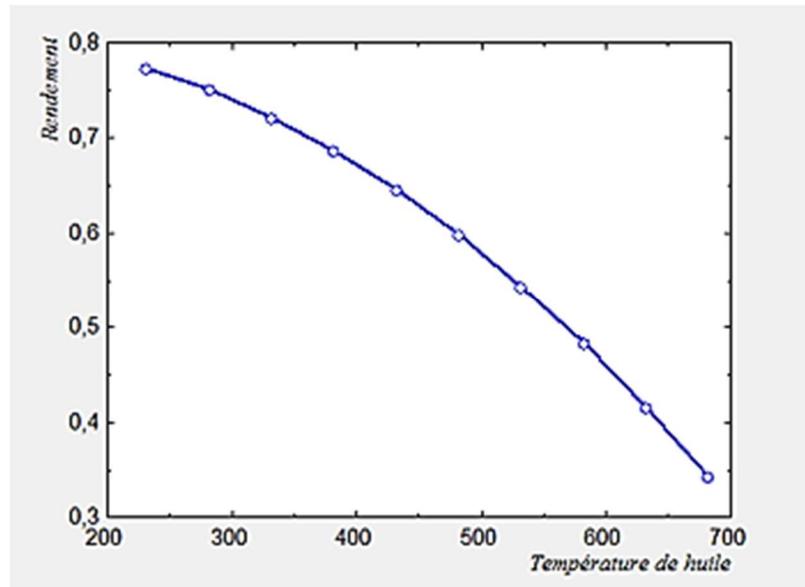
Ce résultat est en accord avec les résultats présentés par R. Gicquel [47].



**Figure IV.7:** Produit exergie. Rendement en fonction de température de surchauffe vapeur.



**Figure VI.8 :** Rendement en fonction de la température de surchauffe de la vapeur.



**FigureIV.9** :.Rendement de Champ solaire en fonction de la température d'huile.

La figure IV.12 représente effet de température de l'huile synthétique sur le rendement de champ solaire, on remarque que le rendement diminue avec la température. Cette diminution est due le fait que la température de l'huile augmente, les pertes thermiques au niveau de l'absorbeur augmentes aussi ce qui engendre la diminution du rendement.

## Conclusion générale

L'exploitation des énergies renouvelables en particulier l'énergie solaire employant les systèmes à concentration solaire, cylindro paraboliques, dans le secteur de production de l'énergie électrique, peut faire la différence et résoudre de nombreux problèmes écologiques et/ou économiques. Actuellement, ces systèmes peuvent remplacer complètement les énergies fossiles pour produire de l'électricité en utilisant des systèmes appelées centrales solaires à concentration (CSP). Comme nous l'avons signalé au chapitre II, Aujourd'hui, la filière cylindro-parabolique est la plus approuvée.

Ce travail, qui s'inscrit dans cette perspective, nous a permis de comprendre d'abord le principe de fonctionnement des différents systèmes solaires les plus utilisés dans le domaine de production de l'électricité.

D'autre part, il nous a permis de calculer le rendement d'un tel système solaire implémenté dans une centrale à cycle combiné après avoir simulé cette dernière et défini complètement tous les états thermodynamiques en fonction des différentes transformations subies par les fluides utilisés.

Après la simulation les bilans énergétique et exergétique qui permettent de localiser les éléments de la centrale qui sont siège de grandes pertes exergétiques ont été fait.

Enfin, dans ce travail on a opté à la configuration centrale hybride solaire - gaz pour laquelle la partie solaire est implémentée entre l'économiseur et le surchauffeur.

Cette configuration permet l'amélioration du rendement du cycle combiné par intégration du champ solaire qui va assurer la vaporisation d'un débit d'eau extrait à la sortie de l'économiseur et la vapeur produite sera réinjectée dans le surchauffeur.

## Références Bibliographiques

- [1]. P.R. Bauquis ; « *un point de vue sur les besoins et les approvisionnements en énergie à l'horizon 2050* ». Ecole doctorale, Fréjus ; Mars 2003.
- [2]. A/Madjid ATTAR,« Les énergies nouvelles ou renouvelables » . JANVIER 2017.
- [3]- Groupe d'experts Intergouvernemental sur l'Evolution du Climat (GIEC) ;  
«Bilan 2001 des changements climatiques : Les éléments scientifiques», *3ème rapport d'évaluation*, 2001.[http://www.grida.no/climate/ipcc\\_tar/vol4/french/pdf/wg1sum.pdf](http://www.grida.no/climate/ipcc_tar/vol4/french/pdf/wg1sum.pdf)
- [4]- M -Roumeas Mathieu ;«Contribution à l'analyse et au contrôle des sillages de corps épais par aspiration ou soufflage continu».Institut national polytechnique de Toulouse (France) : n° 2348 (2006).
- [5]Quoilin Sylvain, « Les centrales solaires à concentration ».Université de Liège (Belgique), faculté des sciences appliquées, 2007.
- [6] R.Bernard, G.Menguy, M. Schwartz, Le rayonnement solaire, conversion thermique et application. Technique et Documentation, Paris, 1979.
- [7] Anne Labouret, Michel Viloz, Energie solaire photovoltaïque .Edition Dunod Paris, 2005.
- [8] Retscreen, Photovoltaic Background, International Renewable energy decision support centre, Ressources Canada 2001-2002.
- [9]. J, A, Duffie; W, A, Beckman. Solar engineering of thermal processes, Ed John Wiley and Sons. (1980).
- [10]. J, Bernard. Energie solaire calculs et optimisation, Ellipse Edition Marketing (2004).
- [11]A. M. PATNODE, «Simulation and Performance Evaluation of Parabolic Trough Solar Power Plants», Master of Science thesis, University of Wisconsin, 2006.
- [12]Ralph C. Temps, K.L. Coulson .Solar radiation incident upon slopes of Different orientations. . Solar Energy 1977.19(2):179-184.
- [13]D.YogiGoswami, Frank Kreith, Jan F. Kreider. "Principles of solar engineering". 2<sup>nd</sup> Edition Taylor & Francis. CRC Press. January, 2000.
- [14] M. Iqbal .Une introduction au rayonnement solaire, Academic Press, New York (1983).
- [15] M. Capderou, '*Atlas Solaire de l'Algérie*', Modèles Théoriques et Expérimentaux, Vol. 1, T1, Office des Publications Universitaires, EPAU, Algérie, 375 p., 1987.
- [16] A. Mefti, M.Y. Bouroubi et A. Khellaf, '*Analyse Critique du Modèle de l'Atlas Solaire de l'Algérie*', Revue des Energies Renouvelables, Vol. 2, N°2, pp. 69 - 85, 1999.

- [17] SAID BENTOUBA «Les énergies renouvelables dans le cadre d'un développement durable en Algérie willayas du grand sud exemple » article Centre Universitaire de Béchar–Algérie, 11 et 12 Novembre 2006.
- [18] Garcia valladares,velazquez .N, 2009. Numerical simulatim of parabolic trough collector : improvement using counter flow concentric circular heat exchangers.Internationel journal of heat and mass transfert 52(3/4) ,597-609.
- [19]Principe de fonctionnement de solaire thermodynamique, in: Syndicat des énergies renouvelables [on line] (2012) www.enr.fr [consulted juin 2012].
- [20]Renewable Energy Essentials: Concentrating Solar Thermal Power, International Energy Agency (IEA). (2009).
- [21] M. B. Habeebullah, A. M. Khalifa, and I. Olw, The oven receiver an approach toward the revival of concentrating solar cookers, Solar Energy, Vol. 54, No. 4, pp. 227-237, 1995.
- [22]A. FERRIERE, Séminaire IPN Orsay, 17 sep. 2007.
- [23]Jessica Leo. Modélisation et conduite optimale d'un cycle combiné hybride avec source solaire et stockage. Automatique / Robotique. Université Grenoble Alpes, 2015.
- [24]BENDERRADJI AMMAR, Etude théorique et expérimentale des performances d'un concentrateur Cyllindro-Parabolique, thèse de magister, Batna 1996.
- [25] Les Centrales Solaires à Concentration. QUOILIN SYLVAIN. Ingénieur Civil Electromécanicien/Energéticien
- [26]A. Gama, M. Haddadi et A. Malek «Étude et réalisation d'un concentrateur cylindro-parabolique avec poursuite solaire aveugle». Revue des Énergies Renouvelables, Vol. 11, N°3 (2008) Pp 437 – 451.
- [27]Principe de fonctionnement du solaire thermodynamique .Syndicat des énergies renouvelables 13-15, rue de la Baume 75008 Paris. Mai 2010.
- [28] M.Kayouche , système de poursuite solaire, bilan énergétique et optimisation de réglage. Thèse de magister. Université de Constantine, 1996.
- [29]CHOMBOU KAPI PATRICK Florian :Hibridation solaire /biomasse pour la concesption de centrales efficeces de grande capacité de production d'électricité.UTER GEI ,laboratoire lesee 2008/2009.
- [30]R. KEHL HOFER etal.combined cycle gas-stream turbine power plants.Penn well books,2009
- [31] AnneLabouret, Michel Viloz, Energie solaire photovoltaïque .Edition Dunod Paris, 2005.

- [32] S. Bonned et A. Alaphillipe, Conversion thermodynamique de l'énergie solaire dans des installations de faible et moyenne puissance. *Energ. Ren : 11èmes journées Internationales de thermique*. pp. 73-80. 2003.
- [33] M. B. Habeebullah, A. M. Khalifa, and I. Olw, The oven receiver an approach toward the revival of concentrating solar cookers, *Solar Energy*, Vol. 54, No. 4, pp. 227-237, 1995.
- [34] BerndHafner, Christian Faber, Methods for the design and thermal caractérisations of solar cookers, *Solar cooker test procedure ECSCR, Version2*, 1993.
- [35] D.Kedwards, L.Marlot, *Capteurs Solaires*, Edition S C M, Paris 1979.
- [36] AriRabl, *Optical and Thermal Properties of Compound Parabolic concentrators*, *Solar Energy* .Vol18, pp 497-511. Pergamon press 1976.
- [37] Paulin Gallet, François Papini, George Péri, *physique des convertisseurs Héliothermiques*, EDI SUD (1980)
- [38] F. Staine. "Intégration Energétique des Procédés Industriels Etendue aux Facteurs Exergétiques". PhDThesis, Ecole Polytechnique Fédérale,Lausanne.1994.
- [39] Belhani M., Analyse de cycle de vie exergétique de systèmes de traitement des eaux résiduaires, *Laboratoire des Sciences du Génie Chimique-CNRS-UPR 6811*. (2008).
- [40] Hajjaji N., Analyse de cycle de vie exergétique de systèmes de production d'hydrogène, *Ecole Nationale Supérieure des Industries Chimiques (ENIG)* (2011).
- [41] Bracco S., Siri S., Exergetic optimization of single level combined gas-steam power plants considering différent objective fonctions, *Energy* (2010).
- [42] Çengel Y.A., Boles M.A., *Thermodynamique: une approche pragmatique*, De Boeck Supérieur, 2009.
- [43] *Efficacité énergétique, PT/EIPPCB/ENE\_BREF\_FINAL* (2009).
- [44] *Cycle-Tempo, Release 5.0*, in: Delft University of Technology [on line] (2007) .
- [45] PouriaAhmadi, Ibrahim Dincer, Marc A. Rosen. "Exergy, exergo-economic and environmental analyses and evolutionary algorithm based multi-objective optimization of combined cycle power plants". *Energy*, vol 36, pp 5886-5898. 2011.
- [46] V. Siva Reddy, S.C. Kaushik, S.K. Tyagi. "Exergetic analysis of solar concentrator aided natural gas fired combined cycle power plant". *Renewable Energy*, vol 39, pp114-125. 2012.
- [47]Singh N, Kaushikb SC, Misra RD. Exergetic analysis of a solar thermal power system.*Renew Energ* 2000; 19 (1): 135-43.
- [48] R.GICQUEL Ecole des mines de paris,60 Bd Saint Michel 75272 paris CEDEX 06 .

## Nomenclature

a :	Azimut	[degrés]
A :	L'altitude	[km]
A <sub>he</sub> :	L'alternance hiver-été	[W/m <sup>2</sup> ]
C :	Concentration géométrique	[-]
C <sub>t-e</sub> :	La correction de la constante solaire	[W /m <sup>2</sup> ]
C <sub>p</sub>	Capacité calorifique spécifique	[kJ/kg K]
DE :	décalage horaire par apport au méridien	[heure]
D <sub>H</sub> :	Rayonnement diffus	[W/m <sup>2</sup> ]
ET :	L'équation du temps	[heure]
E :	L'énergie	[J]
Ė <sub>x</sub>	Flux d'exergie	[W]
E <sub>x</sub>	Exergie spécifique	[kJ/kg]
<i>exch</i>	Exergie chimique spécifique	[kJ/kg]
<i>exph</i>	Exergie physique spécifique	[KJ/kg]
G <sub>H</sub> :	Le rayonnement global	[W/m <sup>2</sup> ]
H	l'enthalpie	[kJ /kg]
h :	hauteur du soleil	[degrés]
h <sub>cv</sub>	Coefficient d'échange de chaleur par convection	[W/m <sup>2</sup> .K]
h <sub>r</sub>	Coefficient d'échange de chaleur par rayonnement	[W/m <sup>2</sup> .K]
I :	L'intensité du rayonnement direct	[W/m <sup>2</sup> ]
I <sub>0</sub>	constante solaire	[W/m <sup>2</sup> ]
K	Coefficient global des pertes	[W/m <sup>2</sup> .K]
L :	L'atitute du lieu	[degrés]
m <sub>a</sub> :	La masse d'air atmosphérique	[kg]
ṁ <sub>m</sub>	Le débit du mélange (gaz+air)	[kg/s]
ṁ <sub>v</sub>	Débit de vapeur	[kg/s]
ṁ	Débit massique	[kg/s]
n :	numéro du jour de l'année à partir de premier janvier	[-]
p	Pression	[bar]

$P$	Puissance solaire absorbée par le récepteur	[W]
$P_c$	Puissance solaire captée par le réflecteur	[W]
$P_u$	Puissance utile transmise par la surface réceptrice	[W]
$P_P$	Puissance correspondant aux pertes thermiques	[W]
$P_{pev}$	Pertes par convection	[W]
$P_{pr}$	Pertes par rayonnement	[W]
$P_{pc}$	Pertes par conduction	[W]
$\dot{Q}$	Quantité de chaleur	[W]
$Q_{cc}$	La chaleur fournie par la chambre de combustion	[kJ/kg]
$\dot{Q}_{cc}$	Puissance échangée dans la chambre de combustion	[MW]
$Q_{cond}$	Chaleur échangée dans le condenseur	[kJ/ kg]
$\Phi_{cond}$	Le flux échangée dans le condenseur	[MW]
$Q_{ev}$	Chaleur échangée dans le vaporiseur.	[kJ /kg]
$\dot{Q}_{ev}$	Puissance échangée dans le vaporiseur.	[MW]
$Q_{sur}$	Chaleur échangée dans le surchauffeur	[kJ /kg]
$\dot{Q}_{sur}$	Puissance échangé dans le surchauffeur	[MW]
$Q_{econ}$	Chaleur échangé dans l'économiseur	[kJ /kg]
$\dot{Q}_{econ}$	Puissance échangé dans l'économiseur	[MW]
$R$	Constante des gaz parfaits	[ J/kmol
$S$	L'entropie	[kJ/kg.K]
$S_{réf} :$	La Surface de captation du réflecteur	[m <sup>2</sup> ]
$S_r$	La cavité réceptrice	[m <sup>2</sup> ]
$T$	Température	[°C, K]
$TSV$	Temps solaire vraie	[heure]
$T^*_L$	facteur de trouble atmosphérique de Link	[W/m <sup>2</sup> ]
$T_1$	trouble correspond à l'absorption par les gaz de l'atmosphère	[-]
$T_2$	terme relatif à la diffusion par les aérosols couplée	[-]
$T_a$	La température ambiante	[K]
$T_{ciel}$	La température effective du ciel	[K]
$T_0$	trouble du à l'absorption gazeuse	[W/m <sup>2</sup> ]
$T_r$	Température de la surface du récepteur	[K]
$T_a$	Température ambiante	[K]
$\Delta x$	Epaisseur de l'absorbeur	[m]

$v$	Volume spécifique	$[m^3/kg]$
$W$	Travail spécifique	$[kJ/kg]$
$W_c$	Le travail du compresseur	$[kJ/kg]$
$\dot{W}_c$	La puissance échangé du compresseur	$[MW]$
$W_t$	Le travail de la turbine	$[kJ/kg]$
$\dot{W}_t$	La puissance échangée dans la turbine	$[MW]$
$W_{po}$	Travail de la pompe	$[kJ/kg]$
$\dot{W}_{po}$	La puissance échangée dans la pompe	$[MW]$
$Y$	Fraction massique du composé dans le mélange gazeux	$[-]$
$\eta_{TAG}$	Le rendement d'une turbine à gaz	$[\%]$
$\eta_{TAV}$	Le rendement d'une turbine à vapeur	$[\%]$

## Lettre

$\delta$	La déclinaison du soleil	[degré]
$\omega$	Angle horaire du soleil	[degré]
$\varphi$	Latitude	[degré]
$\lambda$	Longitude	[degré]
$\beta$	Le coefficient d'Angstrom	
$\alpha_e$	Le coefficient d'extinction	[W/m <sup>2</sup> ]
$\sigma$	Constante de Stefan –Boltzmann	[W /m <sup>2</sup> K <sup>4</sup> ]
$\varepsilon$	Facteur d'émissivité de l'absorbeur	[-]
$\tau$	Facteur de transmission de l'absorbeur	[-]
$\rho$	Facteur Réflexion de surface de réflecteur (miroir)	[-]
$\alpha$	Facteur d'absorption de la surface de l'absorbeur.	[-]
$\eta_e$	Le Rendement énergétique globale	[-]
$\theta$	Angle d'incidence	[-]
$\gamma$	Facteur d'interception	[degré]
$\phi$	Angle d'ouverture	[m <sup>2</sup> / s]
$\eta_{TAG}$	Le rendement d'une turbine à gaz	[degré]
$\eta_{TAV}$	Le rendement d'une turbine à vapeur	[-]
$\Gamma$	Le rapport de captation	[-]
$\dot{\phi}_{perdu}$	Flux solaire perdue	/
$\eta_i$	Le rendement interne	/
		[-]

## Indices

a	Absorbé
p	Pertes
c	Conduction
cv	Convection
r	Récepteur
r <sub>ef</sub>	Réflecteur
th	Thermique
HRSG	Générateur de vapeur à récupération de chaleur