

**République Algérienne Démocratique et Populaire**  
**Ministère de l'Enseignement Supérieur**  
**et de la Recherche Scientifique**  
**UNIVERSITE ABDERRAHMANE MIRA BEJAIA**



**Faculté de Technologie**  
**Département de Génie Mécanique**

**MEMOIRE**

Présenté pour l'obtention du diplôme de

**MASTER**

Filière : Génie Mécanique

Spécialité : Énergétique

Réalisé par :

**KERNAF Nacereddine**

**KORICHI Tarek**

**Thème**

---

**Étude paramétrique d'une centrale solaire**  
**à base de cycle de KALINA**

---

Présenté le 30/ 06/ 2024 devant le jury composé de :

<b>Mr. D. SADAOUI</b>	Président
<b>Mr. B. HAMTACHE</b>	Examineur
<b>Mr. N. BOUTALBI</b>	Rapporteur

**Année Universitaire 2023-2024**

## Remerciements

*Nous tenons tout d'abord à remercier « Allah » le tout puissant et miséricordieux, qui nous a donné la force et la patience d'accomplir ce Modeste travail.*

*En second, nous tenons à remercier notre*

*Encadreur N. BOUTALBI, son précieux conseil et son aide durant toute la période du travail.*

*Nos vifs remerciements vont également*

*aux membres du jury pour l'intérêt qu'ils ont porté à notre recherche en acceptant d'examiner notre travail Et de l'enrichir par leurs propositions.*

*Enfin, nous tenons également à remercier toutes les personnes qui ont participé de près ou de loin à la réalisation de ce travail*

## Dédicaces

*Je dédie ce travail à mon **père**.*

*A **ma mère**, qui a toujours œuvré pour ma réussite, de par son amour, son soutien, ses conseils et ses sacrifices, pour toute son assistance et sa présence dans ma vie, qu'elle trouve ici, l'expression de mes sentiments et de mon éternelle gratitude.*

*A mes **frères** et **sœurs** qui étaient toujours présents à mon côté et qui m'ont soutenu et encouragé.*

*À toute la famille **Kernaf**.*

*A tous mes amis et mes copains de chambre (A307)  
(wassim-imad-khaled-abderrahime-zoubir-bilal)*

*KERNAF Nacereddine*

## Dédicaces

*Je dédie ce travail A mes parents qui m'ont doté  
d'une éducation digne, leurs amour et sacrifices a fait de moi ce que  
je suis aujourd'hui. Quoi que je dise ou je fasse  
je ne saurai point les remercier.  
Que dieu me les préservent et longue vie à eux.  
A tous mes amis.*

***KORICHI Tarek***

# Sommaire

Remerciements .....	i
Dédicaces .....	ii
Sommaire .....	iv
Liste des figures .....	v
Liste des tableaux .....	vi
NOMENCLATURE.....	vii
Introduction Générale.....	1
<b>Chapitre I : Généralités et Analyse bibliographique.....</b>	<b>3</b>
I.1. Introduction.....	3
I.2. Les Sources énergétiques .....	3
I.3. Les différentes sources d'énergie.....	3
I.3.1. Energie non renouvelable .....	3
I.3.2. Energie renouvelable.....	4
I.3.2.1. Énergie éolienne.....	4
I.3.2.2. Énergie hydroélectrique .....	4
I.3.2.3. Énergie géothermique .....	4
I.3.2.4. Énergie de la biomasse .....	4
I.3.2.5. Energie solaire .....	4
I.4. Différents types des centrales solaires thermodynamiques .....	5
I.4.1. Différentes technologies utilisées .....	5
I.4.1.1. Les centrales solaires à miroir de Fresnel .....	5
I.4.1.2. Centrales à tour .....	6
I.4.1.3. Centrale à concentrateur parabolique.....	7
I.4.1.4. Centrale à Cylindro- parabolique.....	8
I.4.2. les composants de la centrale solaire cylindro-parabolique .....	10
I.4.3. Les fluides caloporteurs .....	10
I.4.4. Stockage thermique.....	12
a. Stockage de l'énergie par voie sensible.....	13
b. Stockage par chaleur latente.....	13
c. Stockage thermochimique .....	13
I.5. Intégration d'une centrale solaire à cylindro-parabolique dans un cycle combiné .....	14

I.5.1.Centrale à cycle combiné .....	14
I.6.Turbine à vapeur .....	15
I.6.1.Définition .....	15
I.6.2.Principe d'une turbine à vapeur .....	16
I.6.2.Domainses d'applications.....	17
I.7.Cycle de Rankine.....	17
I.8.Cycle organique de Rankine(ORC) .....	18
I.8.1.Déscription .....	18
I.8.2.Applications de ORC .....	19
I.8.3.Thermodynamique de ORC .....	20
I.7.Cycle de Kalina.....	21
I.9.1 Définition .....	21
I.9.2 Histoire et développement du cycle de Kalina.....	21
I.9.3 Différents cycles de Kalina .....	22
I.9.4 Principe de fonctionnement d'un cycle de Kalina .....	23
I.9.5 Application de cycle de Kalina .....	24
I.9.6 Les avantages et les inconvénients .....	24
I.10 Comparaison entre le cycle de Kalina et le cycle de Rankine organique .....	25
I.11 Revue bibliographique .....	26
CONCLUSION .....	30
<b>Chapitre II :Analyse du problème.....</b>	<b>31</b>
II.1. Introduction .....	31
II.2 Présentation et définition du logiciel ESS .....	31
II.3 Modélisation de l'installation thermodynamique de l'énergie solaire .....	32
II.3.1 Modélisation du panneau solaire .....	32
II.3.2 Modélisation du fluide de travail.....	32
II.3.3 Modélisation du cycle Kalina .....	33
II.3.4 Modélisation du stockage thermique .....	33
II.3.5 Optimisation de l'installation .....	33
II.4 Modélisation mathématique .....	34
II.4.1 Collecteurs solaires.....	34
II.4.2 Modélisation de stockage d'énergie thermique .....	35
II.4.3 Premier principe de la thermodynamique des systèmes ouverts .....	36

II.4.4 Le second principe de la thermodynamique .....	37
II.5 Bilan énergétique .....	37
II.5.1 Cycle de Kalina (KCS11) .....	37
II.6 Données de l'étude .....	44
II.6.1 Partie solaire .....	44
II.6.2 Partie cycle kalina (KCS11) .....	45
<b>Chapitre III :Résultats et discussions.....</b>	<b>47</b>
III.1 Introduction .....	47
III.2 Effet de la température de la sortie de collecteurs sur le travail.....	47
III.3 Effet du nombre des heures ensoleillé par jour sur le travail du collecteur .....	49
III.4 Effets de la température de l'évaporateur.....	51
III.4.1 Effet de la température de l'évaporateur sur le rendement énergétique.....	52
III.4.2 Effet de la température de l'évaporateur sur le travail net .....	53
III.5 Effets de la température de condensation.....	54
III.5.1 Eeffet de la température de condenseur sur le rendement énergétique .....	55
III.5.2 Effet de la température de condenseur sur le travail net .....	57
III.6 Les effets de la haute pression ( $P_{max}$ ) .....	58
III.6.1 Effet de la haute pression ( $P_{max}$ ) sur le rendement énergétique .....	59
III.6.2 Effet de la haute pression ( $P_{max}$ ) sur le travail net .....	60
Conclusion.....	62
<b>Conclusion Générale .....</b>	<b>63</b>
<b>Références Bibliographiques</b>	
<b>ANNEXES</b>	
<b>Résumé/Abstract</b>	

## Liste des figures

Figure I.1 :Centrale solaire a miroirs de Fresnel.....	5
Figure I.2 :Principe de fonctionnement d'un concentrateur solaire de type Fresnel.....	6
Figure I.3 :Centrale solaire à tour.....	6
Figure I.4 :Schéma de principe de fonctionnement d'une centrale à tour.....	7
Figure I.5 :Centrale solaire parabolique (projet DISH-STIRLING à Font-Romeu-Odeillo).....	7
Figure I.6 :Schéma d'une centrale thermique SEGS.....	9
Figure I.7 :Capteur solaire Cylindro-parabolique sous test en Espagne.....	9
Figure I.8 :Quatre types de concentration dans les centrales solaires thermodynamiques... ..	10
Figure I.9 :Les différentes techniques de stockage de l'énergie thermique... ..	13
Figure I.10 :Stockage thermochimique couplé à un système solaire thermique.....	14
Figure I.11 :Centrale solaire intégrée dans un cycle combiné gaz vapeur.....	15
Figure I.12 :Schéma d'une turbine à vapeur... ..	16
Figure I.13 :Schéma d'un cycle de Rankine... ..	17
Figure I.14 :Diagramme (T-S) de cycle de Rankine... ..	18
Figure I.15 :Schéma d'un cycle ORC... ..	19
Figure I.16 :Schéma de cycle organique Rankine solaire avec surchauffeur et récupérateur... ..	20
Figure I.17 : Schéma de principe du cycle de Kalina .....	21
Figure I.18 : Les différents cycles de Kalina ... ..	23
Figure I.19 : Les étapes de fonctionnement du cycle de Kalina .....	24
Figure I.20 : Diagramme T-S de (a) ORC et (b) KC .....	26
Figure I.21 : Efficacité thermique du KCS11 avec une température de source en fonction de la variation de fraction massique.....	27
Figure I.22 : Courbes d'efficacité pour différentes fractions massiques .....	28
Figure I.23 : Processus de travail du cycle KSG-1 Kalina : (a) diagramme T-s, (b) diagramme h-X .....	29
Figure I.24 : Effet de la proportion de préchauffage sur les performances du système .....	29
Figure II.1 : Schéma d'une installation thermodynamique de l'énergie solaire. ... ..	32
Figure II.2 : Réservoir de stockage l'énergie thermique ... ..	36
Figure II.3 : Schéma du principe du cycle Kalina KCS11.....	38
Figure II.4 :Schéma descriptif d'un condenseur.....	39
Figure II.5 : Schéma descriptif de la pompe.....	39

Figure II.6 : Schéma descriptif de régénérateur.....	40
Figure II.7 : Schéma descriptif d'un évaporateur.....	41
Figure II.8 : Schéma descriptif d'un séparateur.....	41
Figure II.9 : Schéma descriptif d'une turbine à vapeur.....	42
Figure II.10 : Schéma descriptif d'une Vane.....	43
Figure II.11 : Schéma descriptif d'un absorbeur.....	43
Figure II.12 : Résultat de la modélisation du collecteur solaire.....	45
Figure II.13 : Résultats de modélisation du cycle KCS11 pour la fraction massique (0.6)....	46
Figure III.1 :Effet de la température à la sortie du collecteur sur travail....	48
Figure III.2 : Effet des heures d'ensoleillement par jour sur le travail de collecteur en différentes de surface.....	50
Figure III.3 :Effet de la température d'évaporation sur le rendement énergétique du cycle. (KCS11).....	52
Figure III.4 : Effet de la température d'évaporation sur le travail net du cycle.....	54
Figure III.5 :Effet de la température de condensation sur le rendement énergétique du cycle KCS11.....	55
Figure III.6 : Effet de la température de condensation sur le travail net du cycle KCS11.....	57
Figure III.7 : Effet de $P_{max}$ sur le l'efficacité énergétique du cycle KCS11.....	59
Figure III.8 : Effet de haute pression $P_{max}$ sur le le travail net du cycle.....	60

## Liste des tableaux

Tableau I.1 : Les fluides caloporteurs...	12
Tableau I.2 : Analyse comparative entre le cycle de Kalina et cycle de Rankine organique...	25
Tableau II.1 : Données de l'étude du collecteur solaire...	44
Tableau II.4 : Données de l'étude du cycle KCS11...	46
Tableau III.1 : Valeurs de travail du cycle en fonction de la variation de la température sortie du collecteur...	47
Tableau III.2 : Valeurs de travail de la turbine en fonction de nombre des heures ensoleillé par jour...	49
Tableau III.3 : Résultats de l'effets de la température de l'évaporateur...	51
Tableau III.4 : Résultats de l'effets de la température de condensation...	55
Tableau III.5: Résultats de l'effets de la haute pression $P_{\max}$ ...	58

# NOMENCLATURE

Symboles	Définition	Unité (SI)
$E$	Energie solaire reçue	[W]
$\delta$	Angle de déclinaison solaire	[°]
$n$	Numéro de jour collecté du mois	[Jour]
$W_s$	Angle du coucher du soleil	[°]
$\theta$	Latitude de Bejaia	[°]
$N$	Nombre d'heures d'ensoleillement théorique	[h]
$H_o$	Radiation quotidienne sur une surface horizontale	[kW/m <sup>2</sup> .jour]
$G_o$	Constante solaire moyenne extraterrestre environ	[W/m <sup>2</sup> ]
$N_r$	Moyenne d'héliophanie	[h]
$Q_{utile}$	Énergie utile par collecteur	[kW]
$G$	Irradiance solaire moyenne	[W/m <sup>2</sup> ]
$A$	Surface des panneaux solaires	[m <sup>2</sup> ]
$\eta$	Rendement de conversion de l'énergie solaire	[%]
$Q_{solaire}$	Puissance thermique requise	[W]
$\dot{m}$	Débit massique	[kg/s]
$C_p$	Capacité thermique spécifique du fluide	[kJ/kg.K]
$C$	Capacité thermique totale du système	[J/K]
$Q$	Energie thermique stockée	[J]
$T_f$	Température finale du fluide dans le réservoir	[K]
$T_i$	Température initiale du fluide dans le réservoir	[K]
$\Delta h$	Variation d'enthalpie	[kJ/kg]
$h$	Enthalpie	[kJ/kg]
$S$	Entropie	[kJ/kg.K]
$P$	Pression	[kPa]
$Q$	Quantité de chaleur massique	[kJ/kg]
$\dot{Q}$	Puissance calorifique	[kW]
$W$	Travail massique fournir du système	[kJ/kg]
$\dot{W}$	Puissance travail	[kW]
$\eta_{th}$	Rendement	[%]

## Indices

ppe	Pompe
Tav	Turbine à vapeur
Con	Condenseur
Eva	Évaporateur

## Abréviations

ORC	Cycle organique de Rankine
KCS11	Cycle de Kalina système 11
ESS	Engeneering equation solver

# **Introduction Générale**

# Introduction générale

L'énergie électrique est très demandée croissante et le coût de l'énergie, l'exploitation des sources de chaleur à basse température telles que géothermiques, solaires et les sources de chaleur résiduelle reçoit de plus en plus d'attention. Grâce aux avancées technologiques, il y a beaucoup d'intérêt à concevoir des systèmes de conversion d'énergie plus efficaces, fiables et rentables qui permettront d'exploiter les sources de chaleur à basse température qui autrement ne seraient pas utilisées. Le cycle Kalina et le cycle Rankine organique (ORC) offrent des solutions possibles au problème de la récupération de l'énergie à basse température qui est généralement rejetée sous forme de chaleur perdue, le (ORC) ayant un inconvénient de faible efficacité globale.

L'intérêt pour le cycle Kalina a augmenté depuis qu'il a été breveté par le Dr Alexander Kalina dans les années 1980. Le cycle Kalina est un cycle organique de Rankine modifié ou un cycle d'absorption inversé, et il représente la première avancée majeure dans la technologie de génération d'énergie par rapport au cycle de Rankine inventé par William Rankine d'Écosse il y a plus de 150 ans. Comparé aux cycles thermodynamiques conventionnels, la centrale électrique à cycle Kalina peut offrir un gain d'efficacité de 10 à 50 % pour les sources d'énergie thermique à basse température telles que les collecteurs solaire à 70-350 °C, la chaleur résiduelle des turbines à gaz et la chaleur résiduelle de l'industrie sidérurgique. Il est probable que les centrales à cycle Kalina coûtent même moins cher à construire que les centrales à cycle de Rankine avec une production équivalente.

Le cycle Kalina est une technologie innovante qui permet de convertir l'énergie thermique en énergie électrique avec une efficacité accrue par rapport aux cycles thermodynamiques traditionnels. Il utilise un mélange de fluides de travail, généralement de l'ammoniac et de l'eau, permettant une meilleure récupération de chaleur à différentes températures. Cette caractéristique rend le cycle Kalina particulièrement adapté aux installations solaires, où la variation de la température peut être significative.

L'objectif de cette étude est de réaliser une analyse paramétrique d'une installation énergétique solaire basée sur le cycle Kalina. Nous cherchons à comprendre comment les différents paramètres opératoires, tels que la pression dans le condenseur, la pression à la source chaude, et la composition du mélange de fluides de travail, influencent sur l'efficacité globale du système. L'amélioration des performances de ce cycle peut conduire à des gains significatifs en termes d'efficacité énergétique et de rentabilité économique.

Le manuscrit se compose de trois chapitres principaux, précédés d'une introduction générale, d'une conclusion générale et de quelques recommandations. Le premier chapitre présente une recherche bibliographique sur les installations solaires thermiques et explique les composants et le principe de fonctionnement du cycle Kalina, en mentionnant également certains avantages et inconvénients de cette technologie.

Le second chapitre, intitulé "Position du problème", aborde les lois et les principes de la thermodynamique utilisés dans notre modélisation pour simuler les performances énergétiques des différents cycles thermodynamiques relatifs au fonctionnement du cycle Kalina. La simulation numérique est élaborée grâce au logiciel EES (Engineering Equation Solver).

Dans le troisième et dernier chapitre, nous présentons les résultats obtenus sous forme de courbes et de tableaux, et nous discutons de ces résultats.

Le mémoire est clôturé avec une conclusion générale, où tous les points prélevés des chapitres sont abordés, et nous formulons quelques recommandations pour les futures recherches et applications de cette technologie.

**CHAPITRE I**  
**Généralités et Analyse**  
**bibliographique**

## I.1 Introduction

L'énergie électrique est produite dans des centrales électriques, qui sont des sites dédiés à la production d'électricité. Ces installations transforment diverses sources d'énergie naturelle en énergie électrique pour alimenter les consommateurs. Les centrales électriques se distinguent les unes des autres par l'origine de la force motrice et la nature de la machine utilisée.

## I.2 Les sources énergétiques

L'énergie est omniprésente et même s'il est possible de réduire sa consommation, elle est nécessaire pour toute activité, en lien avec la mobilité, le logement, l'industrie, ou l'agriculture.

L'énergie est fournie à partir de « sources énergétiques primaires » telles que le solaire, l'éolien, l'hydroénergie, la biomasse, le charbon, le pétrole, le gaz ou encore l'uranium. Pour faciliter son utilisation, l'énergie primaire est transformée en énergie secondaire. Elle s'accompagne généralement de déperditions sous forme de chaleur et d'une pollution atmosphérique. Dans le monde, 80% des sources d'énergie utilisées proviennent de ressources fossiles [1].

Aujourd'hui, les énergies fossiles sont largement utilisées en raison de leur facilité d'exploitation et de leur flexibilité d'utilisation. Cependant, leurs réserves sont réparties de manière inégale à travers le monde, ce qui crée une dépendance extérieure pour les pays qui en sont dépourvus, parfois même entraînant des tensions géopolitiques.

En revanche, les énergies renouvelables sont généralement moins polluantes et plus uniformément réparties que les ressources fossiles. Malgré cela, elles ne représentent qu'une très faible proportion de la production mondiale d'énergie, seulement 20%. Certains types d'énergies renouvelables, à l'exception de l'hydraulique et du bois, rencontrent des difficultés d'implantation en raison de leurs coûts élevés par rapport aux énergies fossiles. Par exemple, l'exploitation de l'énergie hydraulique nécessite des sites favorables, une condition qui n'est pas présente dans tous les pays du monde. Afin de répondre aux besoins énergétiques de manière durable, il est essentiel de réduire la consommation globale. Cela implique de lutter contre le gaspillage et d'améliorer l'efficacité énergétique des équipements industriels et des bâtiments [1].

## **I.3 Les différentes sources d'énergie**

### **I.3.1 Energie non renouvelable**

L'énergie classique est un terme général qui désigne toutes les sources d'énergie qui s'épuisent avec le temps et ne peuvent être régénérées à une échelle significative sur une échelle de temps humaine. Ces sources incluent le pétrole, le charbon, le gaz naturel et l'uranium utilisé dans les centrales nucléaires. Elles contribuent à la pollution et au changement climatique et sont donc souvent considérées comme moins durables que les énergies renouvelables.

### **I.3.2 Energie renouvelable**

Il s'agit d'une énergie qui est produite à partir de sources naturelles qui se renouvellent constamment, ce qui les rend potentiellement inépuisables à l'échelle humaine. Les énergies renouvelables sont également appelées "énergies propres" car leur exploitation a des impacts environnementaux limités en termes d'émissions de gaz à effet de serre et de pollution. Voici une analyse détaillée des principales sources d'énergie renouvelable :

#### **I.3.2.1 Énergie éolienne**

Les éoliennes captent l'énergie cinétique du vent pour faire tourner des turbines et produire de l'électricité. L'énergie éolienne terrestre et offshore est de plus en plus utilisée dans le monde entier pour fournir de l'électricité à grande échelle [2].

#### **I.3.2.2 Énergie hydroélectrique**

L'énergie hydraulique est produite en capturant l'énergie cinétique de l'eau en mouvement (rivières, chutes d'eau, marées) pour faire tourner des turbines et générer de l'électricité.

Les barrages, les centrales marémotrices et les microcentrales hydroélectriques sont

Des exemples de systèmes hydroélectriques [2].

#### **I.3.2.3 Énergie géothermique**

L'énergie géothermique exploite la chaleur naturelle du noyau terrestre. Elle est utilisée pour produire de l'électricité en capturant la chaleur à partir de réservoirs souterrains de vapeur ou d'eau chaude [2].

Les centrales géothermiques peuvent être situées dans des zones à haute température (zones de rift, zones volcaniques) ou à basse température (zones continentales stables).

#### **I.3.2.4 Énergie de la biomasse**

La biomasse utilise des matières organiques (déchets agricoles, déchets forestiers, résidus de culture, déchets alimentaires) pour produire de la chaleur, de l'électricité ou des carburants.

Les technologies biomasse incluent la combustion directe, la gazéification, la digestion anaérobie et la pyrolyse [2].

### **I.3.2.5 Energie solaire**

L'énergie solaire, souvent considérée comme l'énergie de demain, est propre et renouvelable, offrant ainsi une alternative précieuse aux combustibles fossiles et contribuant à la réduction des émissions de gaz à effet de serre. Elle trouve une large gamme d'applications, allant de la production d'électricité à grande échelle à des utilisations domestiques telles que le chauffage et le refroidissement des bâtiments. L'énergie solaire est captée directement à partir du rayonnement solaire, avec des capteurs spécifiques qui absorbent et redistribuent cette énergie selon deux principaux modes de fonctionnement [2]:

- **Énergie solaire photovoltaïque (PV)**

L'énergie solaire est convertie en électricité par le biais de panneaux solaires photovoltaïques. Cette électricité peut être utilisée pour alimenter des appareils électriques, des systèmes d'éclairage, voire des réseaux électriques entiers.

- **Énergie solaire thermique**

Contrairement à la production d'électricité, dans ce cas, la chaleur du soleil est captée et redistribuée pour des applications telles que le chauffage de l'eau sanitaire, le chauffage domestique ou encore le chauffage de piscines.

## **I.4 Différents types des centrales solaires thermodynamiques**

### **I.4.1 Différentes technologies utilisées**

La technologie des centrales solaires thermodynamiques comprend plusieurs types de Collecteurs pour concentrer le rayonnement solaire et produire de la chaleur utilisée pour générer de l'électricité.

#### **I.4.1.1 Les centrales solaires à miroir de Fresnel**

Les centrales à miroir de Fresnel, appelées aussi Compact Linear Fresnel Reflector (CLFR), fonctionnent de la même manière qu'une centrale à réflecteurs cylindro-paraboliques à la différence que les réflecteurs sont plans et en plus grand nombre. Chaque réflecteur plan est autonome et orientable selon un axe afin de diriger le rayonnement lumineux vers le tube dans lequel circule le fluide caloporteur [3].

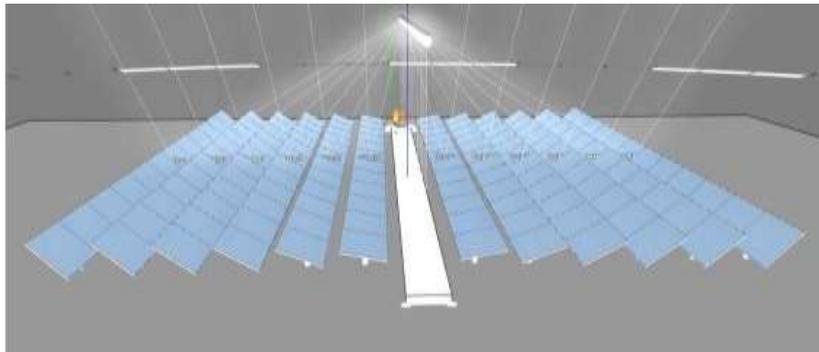


**Figure I.1** Centrale solaire a miroirs de Fresnel [4].

### Principe de fonctionnement :

Le principe de fonctionnement d'un concentrateur de Fresnel est basé sur l'utilisation de réflecteurs compacts linéaires, qui sont des miroirs plats. Chaque miroir peut pivoter pour suivre le mouvement du soleil et ainsi concentrer les rayons solaires vers un tube absorbeur. Ce tube absorbeur contient un fluide caloporteur, généralement de l'huile ou du sel fondu, qui est chauffé jusqu'à environ 500°C par l'énergie solaire concentrée.

Ce fluide caloporteur chaud est ensuite utilisé pour chauffer de l'eau et produire de la vapeur. Cette vapeur alimente ensuite une turbine connectée à un générateur, produisant ainsi de l'électricité. Ce type de capteur à concentration repose sur un système de miroirs plans dont l'orientation de chacun de ces miroirs vers un récepteur en suivant la course du soleil pour rediriger et concentrer en permanence les rayonnements solaires directs vers un ou deux tubes absorbeurs fixes ou mobiles (Figure I.2).



**Figure I.2:** Concentrateur solaire de type Fresnel [4].

#### I.4.1.2 Centrales à tour

Dans ce type de centrale, on utilise de nombreux miroirs qui concentrent le rayonnement solaire sur une chaudière placée en haut d'une tour. Les miroirs ou "héliostats" sont conçus pour tourner avec la trajectoire du soleil et ainsi, réfléchir les rayons du soleil sur le foyer. Le rayonnement solaire doit être dirigé vers le foyer en haut de la tour avec une grande précision. Le facteur de concentration varie de 600 à plusieurs milliers, ce qui permet d'atteindre des températures importantes, de 800 °C à 1000°C [5].



Figure I.3 Centrale solaire à tour [5].

### Principe de fonctionnement

Cœur du dispositif, la tour est alimentée par des centaines d'héliostats disposés au sol, ici concentriquement. Les miroirs pointent le rayonnement solaire sur le capteur placé au sommet où circule le fluide caloporteur. Selon un principe commun à tous les systèmes de centrales thermodynamiques, le fluide transfère son énergie à un circuit d'eau qui crée la vapeur permettant d'actionner la turbine [3].

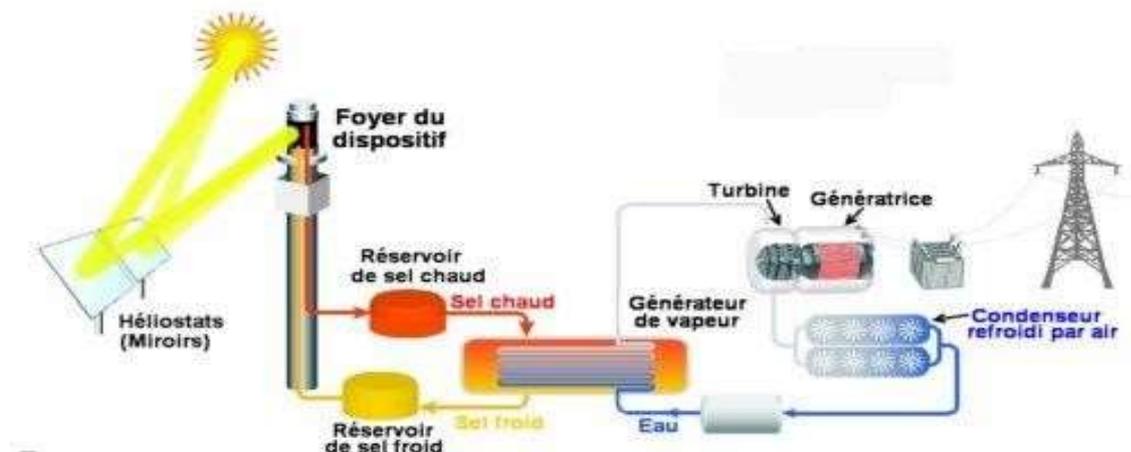
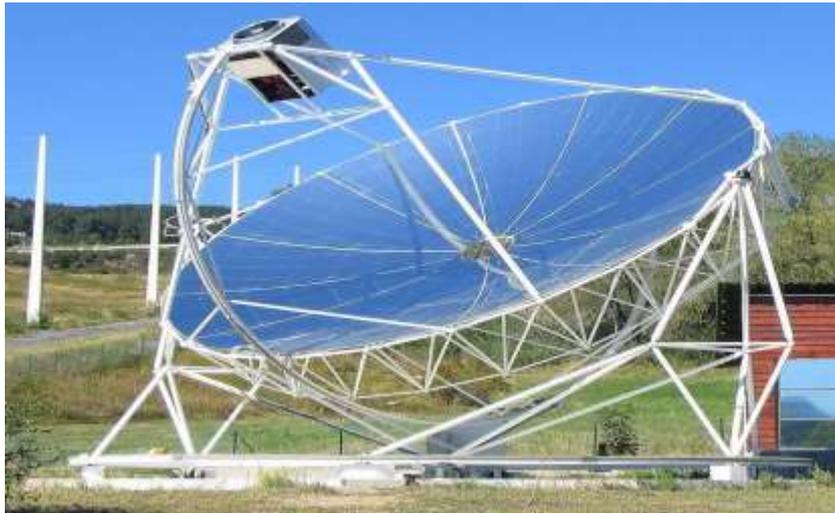


Figure I.4 Schéma de principe de fonctionnement d'une centrale à tour [3].

#### I.4.1.3 Centrale à concentrateur parabolique

Cette centrale est un assemblage de plusieurs unités autonomes. Chaque unité étant une mini-centrale, elle produit de l'électricité. On associe plusieurs pour produire plus d'électricité. Chaque miroir parabolique concentre le rayonnement solaire à son foyer du miroir où l'énergie solaire est transformée en énergie électrique. Ce genre des centrales peuvent atteindre jusqu'à 1000 °C sur le récepteur, ainsi des rendements dépassant ceux des autres technologies thermo solaire.



**Figure I.5 :** Centrale solaire parabolique (projet DISH-STIRLING à Font-Romeu-Odeillo).

### **Principe de fonctionnement :**

La technologie du parabole-Stirling (Dish Stirling) consiste en un système constitué d'un concentrateur solaire en forme de parabole équipé d'un ensemble de miroirs incurvés. La parabole suit le soleil tout au long de la journée et concentre la radiation sur l'unité d'absorption de chaleur du moteur Stirling, placé au point focal de la parabole. L'énergie solaire thermique ainsi concentrée est transformée en électricité directement injectable sur le réseau. Le procédé de conversion comprend un moteur Stirling utilisant un fluide interne (généralement de l'air, de l'hydrogène ou de l'hélium) en circuit fermé. Le fluide est chauffé et pressurisé par le récepteur solaire, qui provoque la rotation du moteur [4].

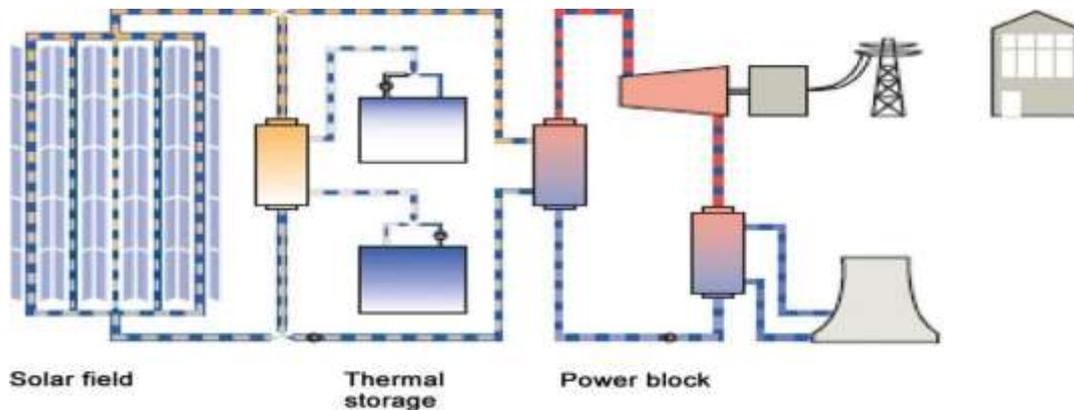
#### **I.4.1.4 Centrale à Cylindro- parabolique**

Ce système concentre le rayonnement solaire pour produire de la chaleur, qui est ensuite stockée dans un matériau isolant. Cette chaleur peut être utilisée plus tard, même lorsque le soleil n'est pas visible, permettant ainsi une production d'électricité continue [6] :

### **Principe de fonctionnement**

Les centrales thermiques solaires SEGS (Solar Energy Generating Systems) utilisent la technologie des collecteurs cylindro-paraboliques, qui est considérée comme la plus économique et la plus robuste actuellement disponible. Dans ce type de centrale, un fluide caloporteur, généralement une huile synthétique, circule dans un récepteur tubulaire pour récupérer l'énergie solaire sous forme de chaleur, à une température d'environ 390°C. Cette chaleur peut être stockée au besoin dans des réservoirs de stockage thermique. Ensuite, elle est délivrée à une boucle de production d'électricité conventionnelle, qui utilise un cycle de Rankine modifié, également connu sous le nom de cycle de Hirn.

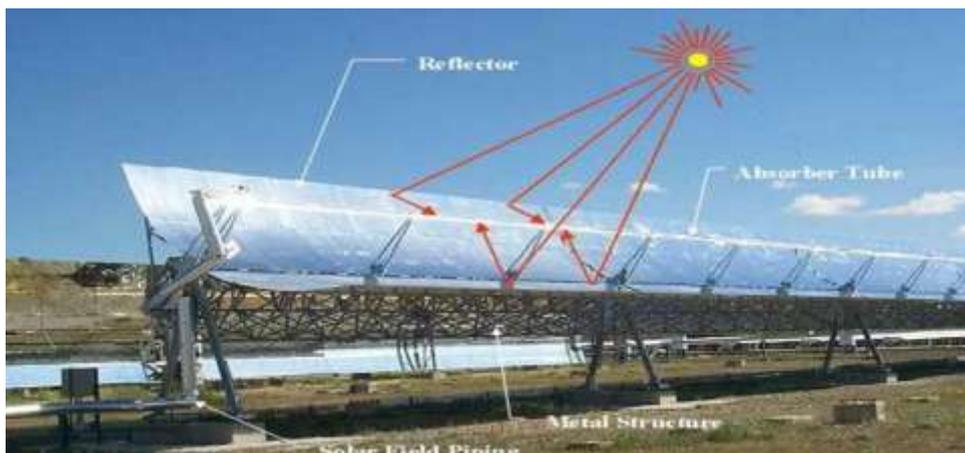
Pour assurer la continuité de la production d'électricité en période de faible ensoleillement ou de forte demande en électricité, un apport de chaleur par combustion de gaz naturel est utilisé, mais il est limité à 25% de l'énergie primaire totale. Cela permet d'éviter le besoin d'un énorme stockage thermique. (Voir Figure I.6)



**Figure I.6:** Schéma d'une centrale thermique SEGS[5].

La Figure I.7 montre un banc d'essai expérimental d'une rangée de cylindro-parabolique sous test en Espagne. La figure illustre les principaux composants du collecteur à savoir : le réflecteur, l'absorbeur et la structure métallique.

L'augmentation du rendement annuel moyen de 8% en 1985 à 14% aujourd'hui est une avancée significative, tout comme la réduction des coûts d'exploitation, de maintenance et des concentrateurs. Ces améliorations contribuent à rendre l'énergie solaire plus compétitive et durable.



**Figure I.7 :** Capteur solaire Cylindro-parabolique sous test en Espagne [5].

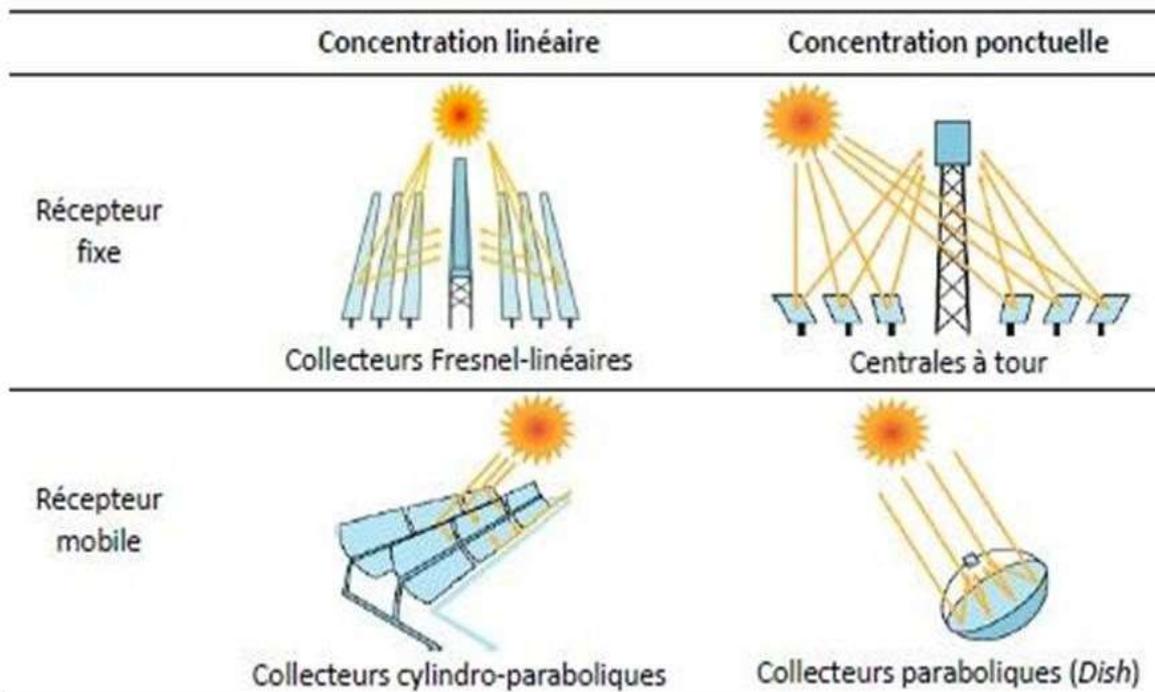
#### Avantages:

- Moins de mouvements mécaniques par rapport à d'autres types de centrales thermiques solaires, ce qui peut réduire les coûts d'entretien.

- Coût moins élevé que la concentration par miroir et les paraboles Stirling.
- Rendement élevé.

#### Inconvénients :

- Moins adapté aux petites installations en raison de la taille et de la complexité des infrastructures nécessaires.
- Les processus de conversion de l'énergie solaire à différentes étapes peuvent entraîner des pertes d'énergie.
- Coût par watt toujours plus élevé que les systèmes photovoltaïques classiques, bien que cela puisse varier en fonction des facteurs locaux et des avancées technologiques



**Figure I.8:** les types de concentration possibles dans les centrales solaires thermodynamiques [3]

#### I.4.2 Les composants de la centrale solaire cylindro-parabolique

- **Fluide caloporteur :** Le fluide caloporteur circule à travers le récepteur pour absorber la chaleur. Il transporte ensuite la chaleur vers un échangeur de chaleur.
- **Système de stockage thermique :** Certaines centrales solaires cylindro-paraboliques intègrent un système de stockage thermique pour stocker la chaleur produite pendant les périodes ensoleillées et la libérer lorsque le soleil ne brille pas, permettant ainsi de produire de l'électricité de manière plus stable.
- **Turbine à vapeur :** La vapeur produite par l'échangeur de chaleur alimente une turbine, qui est connectée à un générateur pour produire de l'électricité.

- Echangeur de chaleur : L'échangeur de chaleur transfère la chaleur du fluide caloporteur chauffé à un autre fluide, généralement de l'eau, pour produire de la vapeur.
- Récepteur : Le récepteur est un tube situé à la ligne focale du miroir parabolique, où la lumière solaire concentrée est absorbée. Ce tube contient un fluide caloporteur, généralement de l'huile synthétique, qui est chauffé par la lumière concentrée [7].

### I.4.3 Les fluides caloporteurs

Chaque fluide caloporteur est choisi en fonction de ses propriétés physico-chimiques, telle la viscosité, la capacité thermique volumique, la chaleur latente de vaporisation (ou de liquéfaction) en cas de changement de phase, la conductivité thermique, les propriétés anticorrosives, son coût et il doit être assez inoffensif pour l'environnement.

Les huiles de synthèse sont des fluides monophasiques qui présentent un bon coefficient d'échange. Leur gamme de température est limitée à environ 400 °C. C'est le fluide le plus couramment employé dans les centrales à collecteurs cylindro-paraboliques. Les sels fondus à base de nitrates de sodium et de potassium offrent un bon coefficient d'échange et possèdent une densité élevée, ils sont donc également de très bons fluides de stockage. Leur température de sortie peut atteindre 650 °C. Leur association avec un concentrateur à tour et un cycle de Rankine constitue une combinaison déjà éprouvée. Les gaz tels l'hydrogène ou l'hélium peuvent être utilisés comme fluides thermodynamiques et entraîner les moteurs Stirling qui sont associés aux collecteurs paraboliques [8].

L'eau liquide est à priori un fluide de transfert idéal. Elle offre un excellent coefficient d'échange et possède une forte capacité thermique. En outre, elle peut être utilisée directement comme fluide thermodynamique dans un cycle de Rankine et cycle kalina. Cependant son utilisation implique de travailler à des pressions très élevées dans les récepteurs en raison des hautes températures atteintes, ce qui pose problème pour les technologies cylindro- paraboliques.

Les fluides organiques (R11, R13, SES36, R114, R123, R124, butane, propane, etc.) possèdent une température d'évaporation relativement basse et sont utilisés comme fluide thermodynamique dans un cycle de Rankine et Kalina [9].

L'air peut être utilisé comme fluide caloporteur ou comme fluide thermodynamique dans les turbines à gaz.

**a. fluide de travail (eau, ammoniac)**

L'ammoniac est un composé chimique, de formule  $\text{NH}_3$  (du groupe générique des nitrures d'hydrogène). Dans les conditions normales de température et de pression, c'est un gaz noté  $\text{NH}_3$  est incolore et irritant et d'odeur piquante à faible dose. C'est aussi un solvant liquide en usage pur, à 20 °C et 8 bar, soit  $\text{NH}_{3\text{liquide}}$ . Ce solvant ionisant permet de développer une chimie acido-basique, avec une constante d'ionisation.

Dans notre cas l'ammoniac sera évaporé avant l'eau à cause de ses propriétés chimiques, l'eau reste sous la forme liquide et quand la solution riche en ammoniac entrainé le turbine et arrivé au mixeur le fluide pauvre va absorber l'ammoniac.

Fluide / exemple	Température de fonctionnement du caloporteur	Type de capitation	Type de fluide
Selsfondus( $\text{NaN O}_3/\text{KNO}_3$ )	350 à 565°C	Cylindro-paraboliques/Fresnel / Héliostat setcentrales à tours	Fluide caloporteur
Huiles thermiques (TherminoIVP1, Downterm A)	~ 350°C	Cylindro-paraboliques/Fresnel	Fluide caloporteur
Eau etvapeur d'eau	40à 450°C	Cylindro-paraboliques/Fresnel	Fluide caloporteur/ de travail
Air	500 à 1200°C	Héliostat setcentrales à tours/ Miroirs paraboliques	Fluidecaloporteur/ de travail

**Tableau I.1:** Quelques fluides caloporteurs.

**I.4.4 Le stockage thermique**

L'énergie solaire présente des défis liés à son intermittence et au décalage entre l'offre et la demande, en raison de la nuit et des nuages. Pour atteindre une production d'énergie solaire à 100%, il est nécessaire d'utiliser des systèmes de stockage de chaleur. Il existe trois grandes familles de stockage d'énergie : le stockage sensible, le stockage latent et le stockage thermochimique, chacune avec ses propres sous-catégories [10].

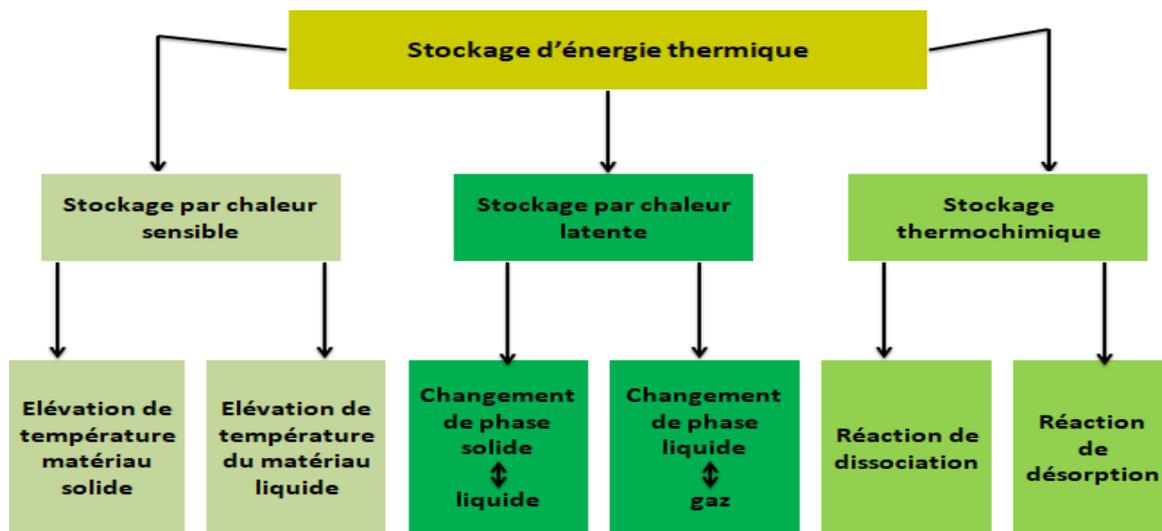


Figure I.9 :Les différentes techniques de stockage de l'énergie thermique [2].

#### a. Stockage de l'énergie par voie sensible

Ce type de stockage consiste à augmenter la température d'un liquide ou d'un solide sans le faire passer à l'état de changement de phase (sans le faire bouillir ou geler). Le choix du matériau de stockage dépend de la température requise pour l'application. La chaleur est stockée et libérée à des températures qui ne sont pas constantes. Pour des températures inférieures à 100 °C, l'eau est couramment utilisée. Pour des températures plus élevées, d'autres liquides comme les sels fondus ou les huiles organiques sont utilisés, permettant d'atteindre des températures allant jusqu'à environ 350 °C pour les huiles et 800 °C pour les sels fondus. Cependant, ces liquides nécessitent l'utilisation d'un fluide intermédiaire et peuvent entraîner des coûts élevés en raison des matériaux et des échangeurs de chaleur nécessaires [10].

#### b. Stockage par chaleur latente

Ce type de stockage exploite la chaleur latente d'un Matériau à Changement de Phase (MCP) autrement dit sa capacité à passer de l'état solide à l'état liquide (fusion) sous l'effet de la chaleur. L'énergie de changement de phase est absorbée lors de la fusion du MCP restituée lors de sa solidification. Cette solution nécessite l'utilisation d'un fluide caloporteur pour transférer la chaleur de la source à l'unité de stockage. Le MCP subissant des cycles de fusion/solidification, il ne peut être utilisé directement comme fluide de transfert. Il existe différents types de MCP [2] :

- Les MCP organiques, comme les paraffines, les acides gras et les mélanges

organiques,

- Les MCP inorganiques, les sels hydratés et mélanges des elshydratés.

### c. Stockage thermochimique

L'énergie thermochimique est la chaleur absorbée ou libérée au cours d'une réaction chimique endothermique ou exothermique. Le stockage d'énergie thermochimique est basé sur l'énergie des liaisons des composés chimiques mise en jeu au cours des réactions chimiques réversibles. Dans ce système, la capacité de stockage de chaleur est généralement élevée parce qu'une énergie chimique élevée se produit au cours de la rupture et de la recombinaison des liaisons moléculaires dans une réaction chimique réversible. Le stockage d'énergie thermochimique peut être effectué à l'aide de caloduc chimique ou d'une pompe à chaleur chimique. Ce système est plus compliqué que le stockage de la chaleur sensible et latente. Pour ce système, la réaction chimique doit être réversible et les composés chimiques utilisés doivent être inoffensifs et non corrosifs [9].

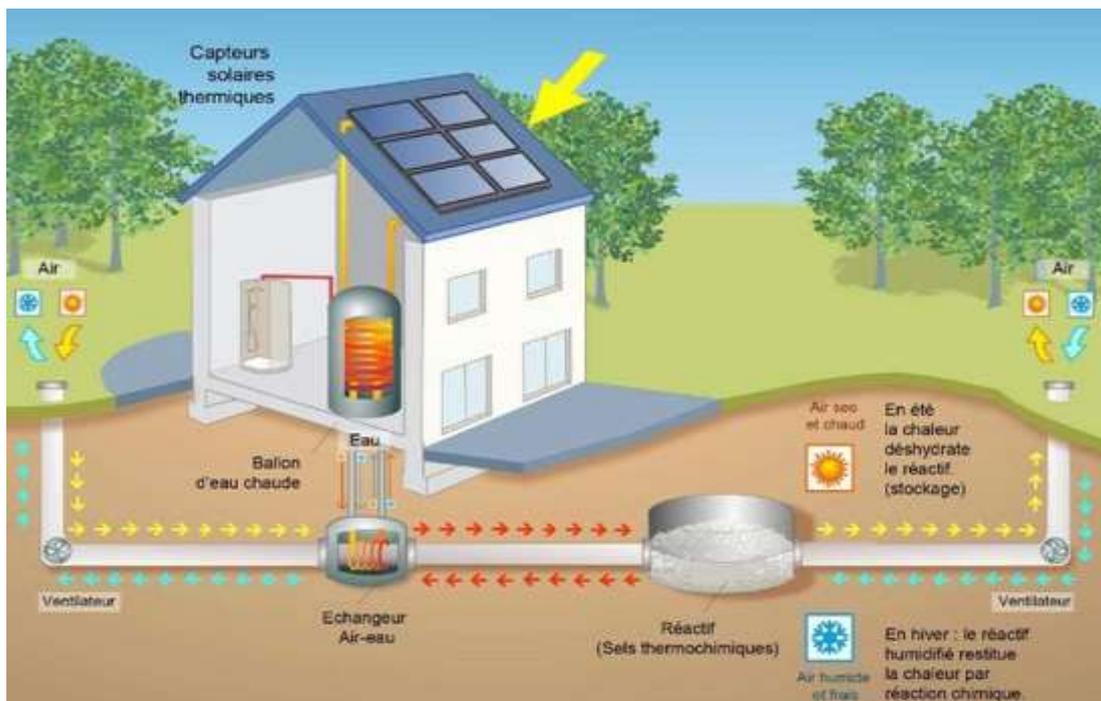


Figure I.10: Stockage thermochimique couplé à un système solaire thermique [8].

## I.5 Intégration d'une centrale solaire à cylindro-parabolique dans un cycle combiné

L'intégration d'un champ solaire dans une centrale à cycle combiné permet d'optimiser la production d'électricité en utilisant l'énergie solaire pour générer de la vapeur supplémentaire. Les capteurs cylindro-paraboliques, disposés en rangées, concentrent les

rayons solaires sur un tube récepteur rempli de fluide caloporteur, chauffé à des températures élevées. Ce fluide chauffe ensuite de l'eau dans un échangeur de chaleur pour produire de la vapeur. Cette vapeur est intégrée dans le cycle eau-vapeur de la centrale, augmentant la puissance de la turbine à vapeur sans consommation additionnelle de gaz naturel. Cette méthode améliore l'efficacité énergétique de la centrale, réduit les émissions de CO<sub>2</sub> et ne nécessite pas de système de stockage d'énergie. La centrale continue de fonctionner comme une centrale à cycle combiné classique la nuit, en utilisant du gaz naturel pour assurer une production d'électricité stable. Cette technologie permet de produire des mégawatts d'électricité supplémentaires de manière plus écologique et efficace [11].

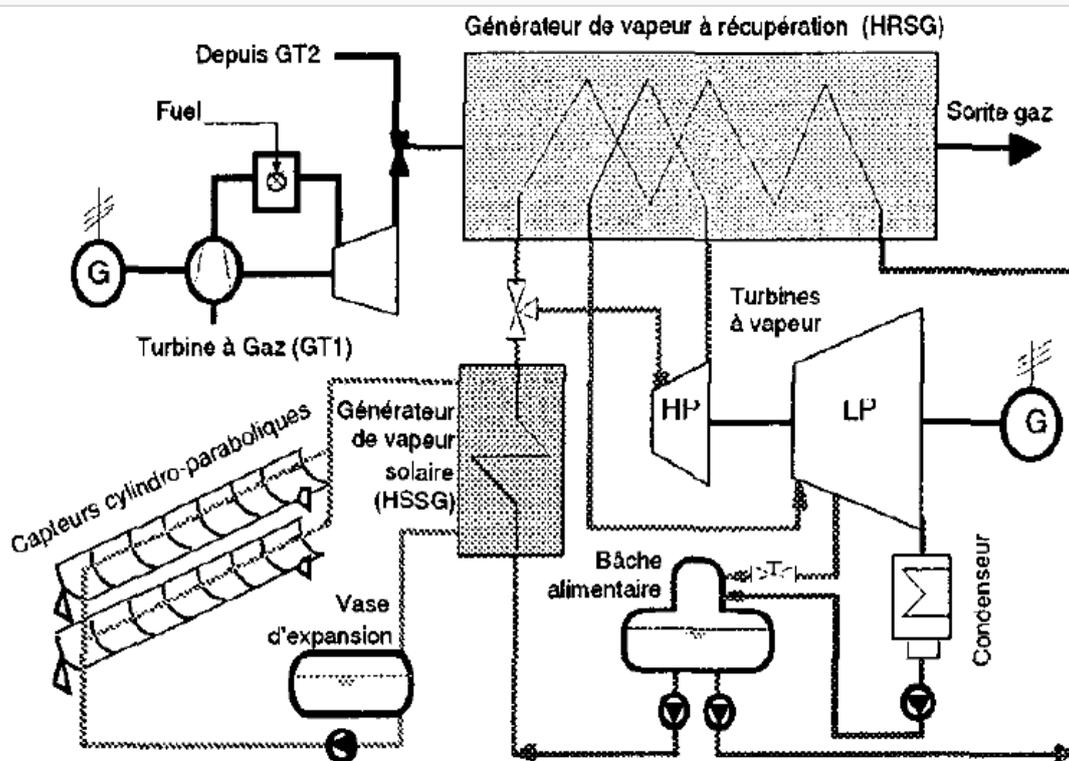


Figure II.11 : Centrale solaire intégrée dans un cycle combiné gaz vapeur [12].

## I.6 Turbine à vapeur

### I.6.1 Définition

Une centrale thermique fonctionne grâce à la combustion du gaz naturel, du charbon Pulvérisé ou du fuel dans une chaudière à vapeur. La chaleur des gaz de fumées et des flammes sert à chauffer la tuyauterie de la chaudière et transforme progressivement l'eau qui y circule en vapeur. La vapeur fait tourner la turbine à vapeur, qui à son tour entraîne

l'alternateur pour produire l'électricité. Le transformateur élève la tension du courant produit, avant qu'il ne soit injecté dans le réseau de transport [13].

La turbine à vapeur représente l'un des éléments essentiels de la centrale thermique, c'est une machine thermique dans laquelle le fluide (vapeur d'eau) échange de l'énergie avec des roues appelées rotors, munies d'aubes tournantes. Elle a pour rôle la transformation de l'énergie enthalpique (de pression) contenue dans la vapeur en énergie cinétique puis mécanique de rotation [13].

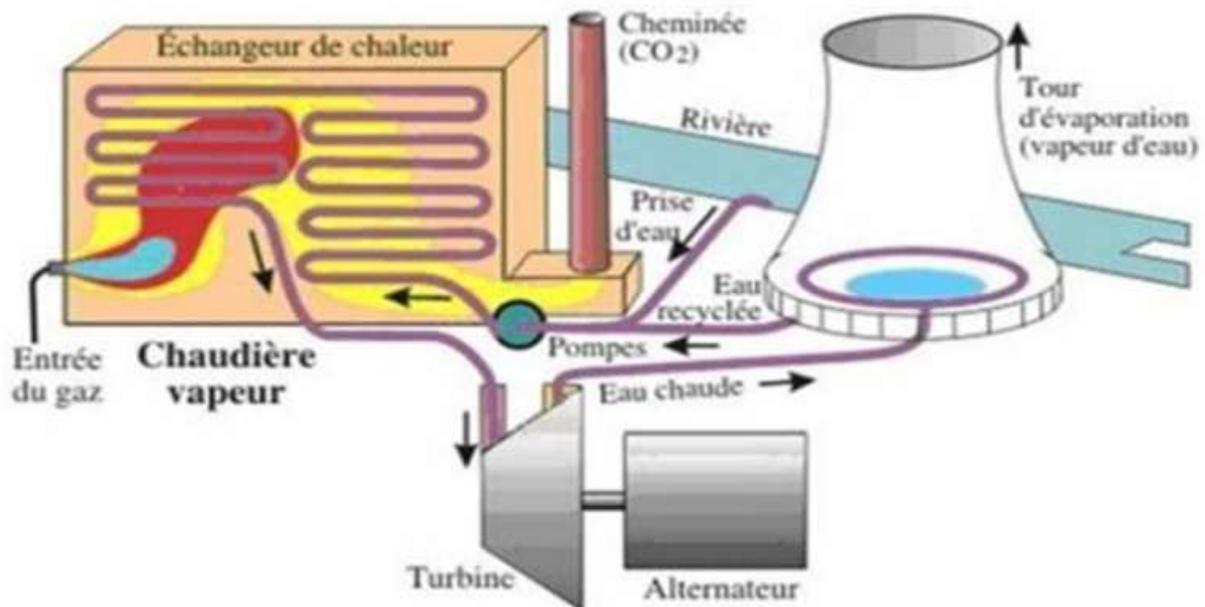


Figure I.12: Schéma d'une turbine à vapeur [3].

### I.6.2 Principe d'une turbine à vapeur

Le cycle thermodynamique de la turbine à vapeur comprend au moins les étapes suivantes :

- L'eau liquide est comprimée par une pompe et envoyée vers la chaudière.
- L'eau est chauffée, vaporisée et surchauffée dans la chaudière.
- La vapeur se détend dans la turbine en fournissant de l'énergie mécanique.
- La vapeur détendue est condensée au contact de la source froide sous vide partiel. Une turbine est constituée d'un rotor comprenant un arbre sur lequel sont fixées des aubes, et d'un stator constitué d'un carter portant des déflecteurs fixes, généralement constitué de deux parties assemblées selon un plan axial. Elle comprend en outre un tore d'admission segmenté et un divergent d'échappement dirigé vers le condenseur. La fonction des déflecteurs fixes est d'assurer tout ou partie de la détente en formant un réseau de tuyères et de modifier la direction de l'écoulement sortant de l'étage précédent. Une turbine à vapeur comprend un ou plusieurs étages assurant chacun deux fonctions [14] :

- La détente de la vapeur qui correspond à la conversion de l'énergie potentielle en énergie cinétique.
- La conversion de l'énergie cinétique en couple de rotation de la machine par le biais des aubages mobiles [14].

### **I.6.3 Domaines d'applications**

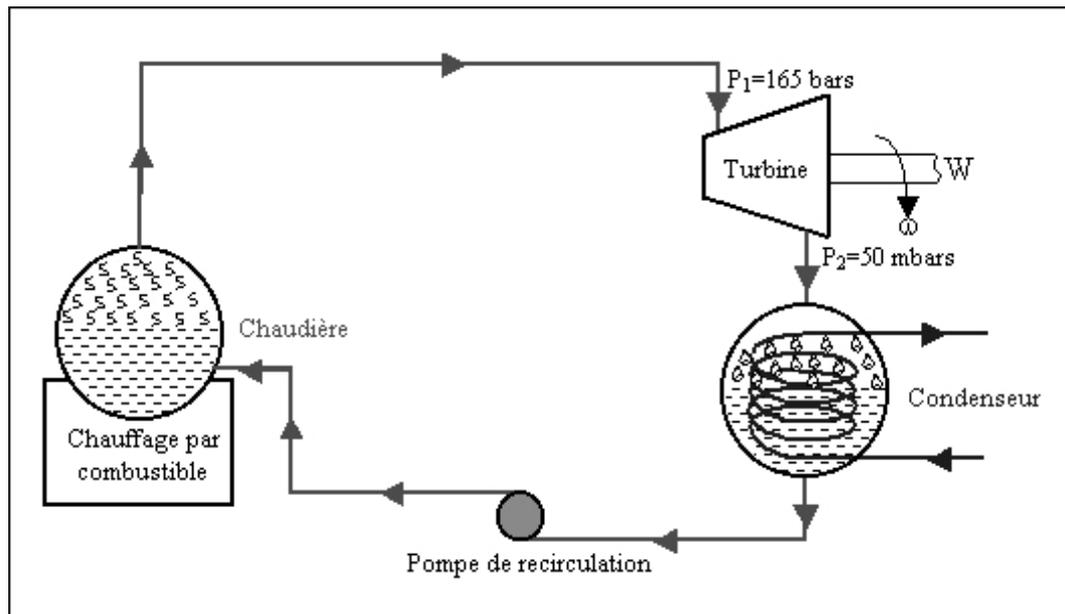
Les turbines à vapeur sont notamment utilisées dans la production d'électricité à partir d'énergie thermique ou pour la propulsion des bateaux. Dans les systèmes de cogénération c'est-à-dire utilisant à la fois la chaleur de traitement (celle utilisée lors d'un processus industriel) et l'électricité, la vapeur est portée à haute pression dans une chaudière, puis extraite de la turbine à la pression et à la température exigées par ce procédé. Dans ce cas, la turbine est dite à contrepression.

Les turbines à vapeur peuvent être utilisées en cycles combinés avec un générateur de vapeur qui récupère la chaleur. Les unités industrielles sont utilisées pour entraîner des machines, des pompes, des compresseurs et des générateurs. Leur puissance nominale va de quelques centaines de Watts à plus de 1 300 MW. La turbine à vapeur est parfois associée à une turbine à gaz. Le rendement de la turbine à gaz étant faible, elle est généralement utilisée pour la production d'énergie de pointe, les calories des gaz d'échappement de la turbine à gaz servant à faire fonctionner la chaudière de la turbine à vapeur [15].

## **I.7 Cycle de Rankine**

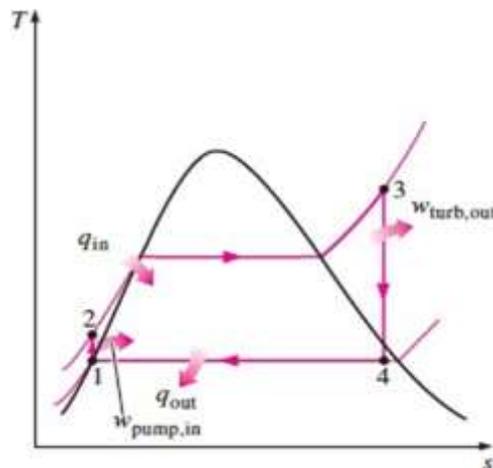
Le cycle de Rankine peut être considéré comme le cycle de base des turbines à vapeur. Il est constitué par deux transformations isobares (Pression constante) et deux transformations isentropiques (entropie constant).

Un cycle classique de Rankine élémentaire comprend une pompe de circulation, une source de chaleur (générateur de vapeur, foyers, etc.), une turbine pour la conversion de l'énergie thermique en énergie cinétique de rotation, et un condenseur comme source froide [16].



**Figure I.13 :** Schéma d'un cycle de Rankine [17].

La chaudière produit de la vapeur saturée qui traverse la turbine où elle se détend avant de se condenser, puis l'eau condensée retourne à la chaudière à travers la pompe alimentaire.



**Figure I.14:**diagramme (T-S) de cycle de Rankine [17].

Le cycle de Rankine élémentaire se compose des quatre évolutions suivantes :

- 1—2 : une compression isentropique dans la pompe,
- 2—3 : un apport de chaleur à pression constante dans la chaudière,
- 3—4 : une détente isentropique dans la turbine,
- 4—1 : une évacuation de chaleur à pression constante dans le condenseur.

Il est à signaler que dans plusieurs documents le point 3 (l'état 3 dans la figure I.14) du cycle de Rankine élémentaire se trouve sur la courbe de rosée. Si la température  $T_3$  est supérieure à

la température de saturation à la pression  $P_3$  le cycle est appelé, parfois, cycle de Rankine à surchauffe [16].

## I.8 Cycle organique de Rankine (ORC)

### I.8.1 Description

Le cycle de Rankine est un cycle moteur, permettant de transformer la chaleur en travail. Le cycle organique de Rankine est particulièrement adapté aux sources de chaleur à relative basse température. Il emploie généralement des fluides plus volatiles que l'eau, autorisant ainsi des pressions de fonctionnement à des températures plus faibles que le cycle traditionnel de Rankine à l'eau. Ce cycle se décompose en 4 phases :

- Un transfert (compression) d'un liquide froid à basse pression vers une haute pression.
- Une évaporation devant une source de chaleur de ce liquide devenant vapeur sous pression.
- Une détente de cette vapeur sous-pression fournissant du travail à une machine.
- Un refroidissement devant une source froide et une condensation de cette vapeur détendue permettant de fermer le cycle [18].

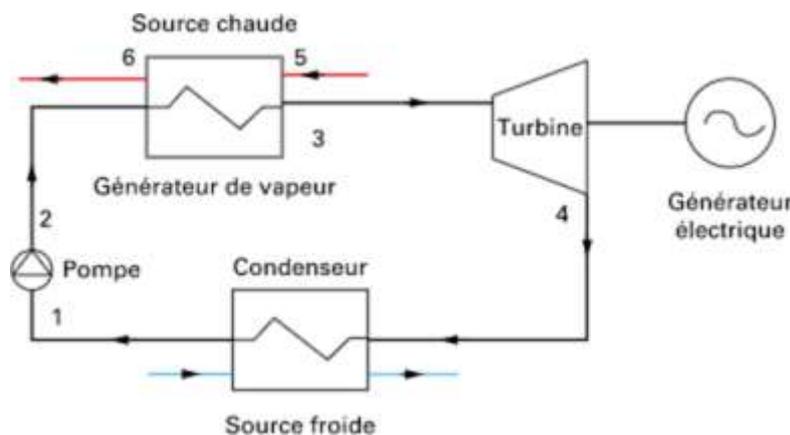
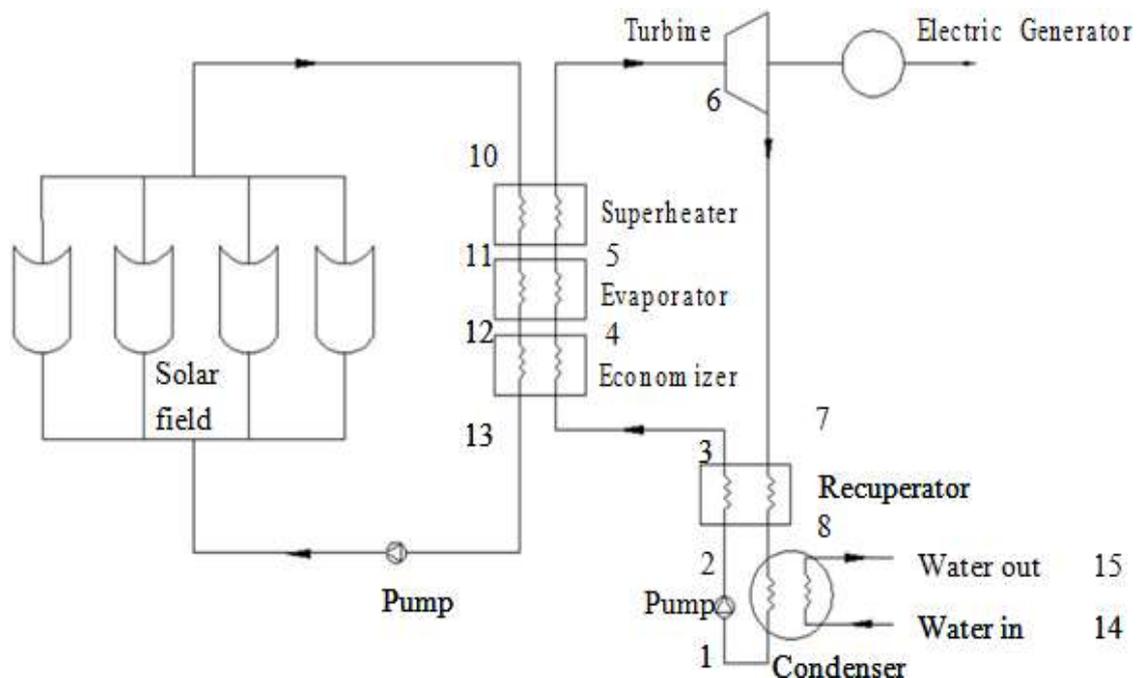


Figure I.15:Schéma de cycle ORC[19].

### I.8.2 Applications de l'ORC

- La biomasse : Les centrales biomasses utilisent la réaction de combustion de matière organique pour produire de la chaleur. Elles englobent divers systèmes, du plus simple qui consiste à brûler du bois, aux systèmes complexes de gazéification ou de pyrolyse, où des gaz ou du charbon peuvent être récupérés. Tous ces procédés génèrent une grande quantité de chaleur. En gérant nos forêts et nos ressources terrestres de manière durable, nous pouvons utiliser les produits de l'environnement pour contrôler nos émissions de dioxyde de carbone. Par exemple, en valorisant les déchets de scieries et en replantant le même nombre d'arbres qui ont été utilisés, nous pouvons équilibrer naturellement la concentration

- en dioxyde carbone de la planète grâce à la photosynthèse [20].
- Récupération de chaleur fatale : L'un des systèmes ORC les plus efficaces sur le plan énergétique consiste à récupérer la chaleur issue de divers procédés industriels, tels que les fours, les systèmes de refroidissement, les systèmes Cowper et les cokeries. Ces procédés impliquent souvent des températures élevées [20].
- Géothermie : La géothermie est une énergie dite du sol. La chaleur sous terre augmente plus l'on creuse (en moyenne de 3 K par 100 mètres de profondeur). C'est l'exploitation de la chaleur stockée dans la croûte terrestre depuis des millions d'années. Cette énergie thermique est disponible lorsque la roche est suffisamment friable et donc gorgée d'eau. Car c'est la plupart du temps l'eau qui est utilisée pour réaliser la captation thermique.
- Energie solaire : Les centrales solaires thermodynamiques utilisent une grande quantité de miroirs qui font converger les rayons solaires vers un fluide caloporteur chauffé à haute température. Pour ce faire, les miroirs réfléchissants doivent suivre le mouvement du soleil afin de capter et de concentrer les rayonnements tout au long du cycle solaire quotidien. Le fluide produit de l'électricité par le biais de turbines à vapeur ou à gaz. Il existe quatre grands types de centrales solaires thermodynamiques : les centrales à miroirs cylindro-paraboliques et leur variante à miroirs de Fresnel, les centrales à tour et enfin les concentrateurs paraboliques Dish-Stirling [20].



**Figure I.16:** Schéma d'ORC avec surchauffeur et récupérateur [21].

### I.8.3 Thermodynamique de ORC et principes de fonctionnement

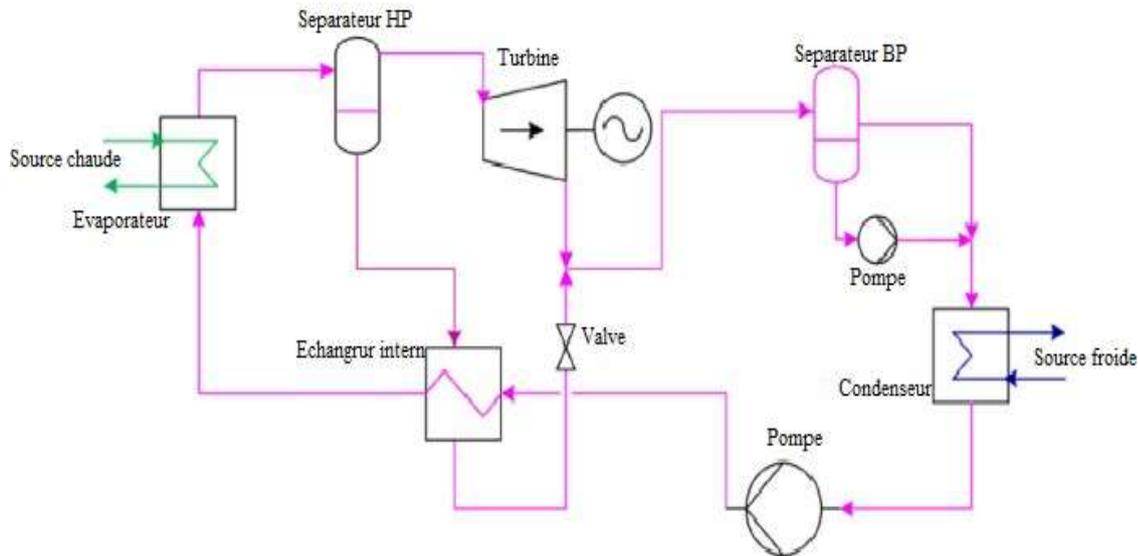
Le cycle de Rankine organique idéal fonctionne de manière similaire au cycle de Rankine idéal. Le fluide de travail, après avoir été condensé, est pompé du condenseur (à basse pression) vers l'évaporateur (à haute pression) de manière isentropique. Dans l'évaporateur, le fluide absorbe de la chaleur à pression constante, changeant de phase pour devenir une vapeur saturée ou surchauffée. Cette vapeur se dilate ensuite isentropiquement à travers un détendeur, produisant un travail mécanique et réduisant la pression jusqu'à celle du condenseur. Le fluide de travail, maintenant en phase vapeur, entre dans le condenseur où il se condense en liquide grâce à un dissipateur thermique. Le cycle se répète alors. Les sources de chaleur peuvent inclure la chaleur résiduelle industrielle, la géothermie, l'énergie solaire, ou la biomasse [22].

Dans le cycle réel, les processus de compression et de détente ne sont pas isentropiques et il y a toujours des pertes dans la pompe et le détendeur. Les processus d'ajout et de rejet de chaleur ne sont pas isobares et il y a toujours des pertes de pression dans le système de tuyauterie. L'irréversibilité affecte beaucoup les performances du système thermodynamique, Dans un cycle réel, il existe deux sources principales de génération d'entropie et ces sources sont externes et internes [22].

## I.9 Cycle de Kalina

### I.9.1 Définition

Le cycle de Kalina est un cycle dérivé du cycle de Rankine qui utilise des mélanges eau-ammoniac comme fluide de travail. Le principe de base joue sur l'utilisation des changements de concentration des phases durant les changements d'état du mélange. Ce cycle a été conçu pour améliorer l'efficacité énergétique des centrales électriques qui possèdent une source de chaleur à basse - moyenne température. C'est le cas de certaines sources géothermiques. Dans ce cycle (figure I.17), La solution passe à travers un évaporateur et une partie de la solution est transformée en vapeur. Dans le séparateur, l'ammoniac liquide et la vapeur d'eau sont ensuite séparés de la solution. La solution, riche en vapeur d'eau se détend dans la turbine. Pendant ce temps, le régénérateur récupère de la chaleur à partir de la solution d'ammoniac liquide sortant du séparateur. Celle-ci est mélangée à nouveau avec la solution sortant de la turbine, puis renvoyée au condenseur. Après avoir été condensée par l'eau froide, elle est pompée à travers le régénérateur et est envoyée à l'évaporateur pour un nouveau cycle [23].



**Figure I.17:**Schéma de principe du cycle de Kalina[23].

## I.9.2 Histoire et développement du cycle de Kalina

Le cycle de Kalina, développé par le Dr Alexander Kalina, a été publié pour la première fois en 1984 et breveté en 1987 par sa société, Exergy Inc. La première usine à utiliser ce cycle a été la centrale de démonstration du parc de Canoga en Californie, qui a fonctionné de 1991 à 1997, totalisant 9 000 heures de fonctionnement. Cette installation a utilisé de la vapeur d'entrée à 515 °C, bien au-dessus des températures de chaleur résiduelle habituellement disponibles, démontrant ainsi la fiabilité du cycle.

Une autre démonstration a eu lieu à Fukuoka, au Japon, où le cycle de Kalina a été intégré à une usine d'incinération. Cette installation a brûlé 200 tonnes de déchets solides municipaux par jour et produit 4,5 MW d'énergie électrique entre 1998 et 1999.

La première centrale commerciale utilisant le cycle de Kalina a été construite en 1999 au Japon par Sumitomo Metals Kashima Acières. Elle génère 3,1 MW en exploitant la chaleur résiduelle d'une aciérie, avec une source chaude à 98 °C.

En 2000, la première centrale géothermique utilisant le cycle de Kalina a été inaugurée à Húsavík, en Islande. Cette centrale utilise de l'eau chaude à 124 °C et de l'eau froide à 4 °C,

avec une puissance électrique nette de 2,0 MW. Elle fonctionne en cogénération, la chaleur résiduelle (à 80 °C) étant utilisée pour le chauffage urbain de la ville.

En 2002, une autre installation de récupération de chaleur perdue a été mise en service à la raffinerie Fuji Oil dans la baie de Tokyo, produisant jusqu'à 3,9 MW d'énergie électrique.

En 2009, Siemens a construit une centrale géothermique à Unterhaching, en Allemagne, avec une puissance électrique de 3 MW. Comme à Húsavík, l'eau chaude résiduelle a été utilisée pour le chauffage urbain.

En décembre 2009, une autre centrale géothermique a été inaugurée à Bruchsal, en Allemagne. L'opérateur était EnBW et le contractant était Siemens. Cette installation produit 500 kW, avec une source chaude à 120 °C et un débit massique de 24 litres par seconde.

En 2010, une usine pilote utilisant le cycle de Kalina a été construite à Taiwan, dans le champ géothermique de Qingshui. Appartenant à Shanghai Shenghe New Energy and Resources, elle génère 60 kW à partir d'une source chaude à 110 °C [25-27].

### **I.9.3 Différentes configurations de cycle de Kalina :**

KCS1 est préférable pour les petites unités (puissance totale inférieure à 20 MW, cycle de remplissage d'environ 8 MW}).

KCS6 a ensuite été développé avec une amélioration de l'efficacité de 10% par rapport à KCS1. le KCS6 est préférable pour les unités plus grandes (plus de 20 MW de sortie totale), et a été conçu comme un cycle combiné pour un cycle combiné offrant un rendement optimal et une efficacité maximale de tous les Kalina cycles.

KCS5 est particulièrement applicable aux installations à combustible (combustibles). KCS11 n'est pas applicable pour les températures thermiques entre environ 120 et 200 ° c. KCS34 et KCS34g sont adaptés aux températures inférieures à 120 ° C.

Pour les systèmes à basse température, KCS34 convient mieux à la production combinée d'énergie et aux applications de chauffage urbain en aval, tandis que KCS34g est adapté aux plantes de petite taille [28].

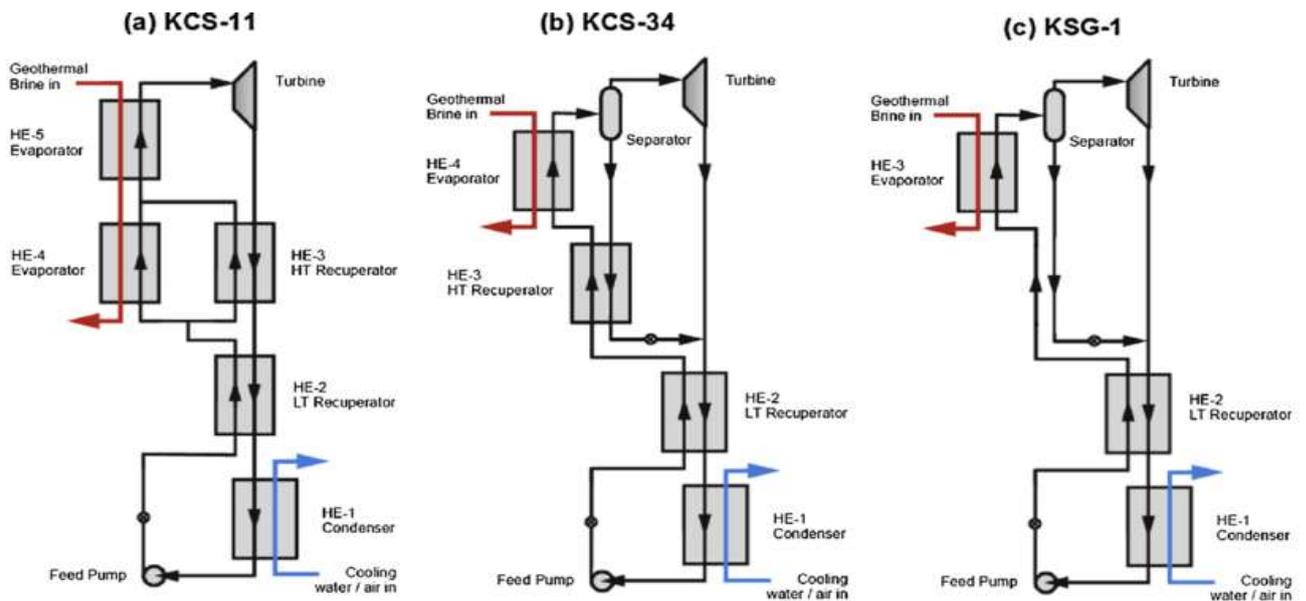


Figure I.18 :les différents cycles de kalina[28].

#### I.9.4 Principe de fonctionnement d'un cycle de Kalina :

Dans le cycle Kalina KCS11, le fluide de travail, un mélange d'eau et d'ammoniac, est chauffé dans l'évaporateur (état 4), provoquant la vaporisation du mélange en une vapeur à haute pression et haute température (état 5). Cette vapeur entre dans le séparateur, où elle est divisée en une vapeur riche en ammoniac dirigée vers la turbine (état 6) et un mélange de concentration inférieure (état 7). La vapeur riche en ammoniac se détend dans la turbine, produisant un travail mécanique converti en électricité par un générateur (G). La vapeur de la turbine (état 10) et le mélange inférieur sortant du régénérateur (état 8), passant par une vanne de détente (état 9), sont dirigés vers l'absorbeur. Dans l'absorbeur (état 1), la vapeur riche en ammoniac est mélangée avec le mélange de concentration inférieure du séparateur, absorbant l'ammoniac et libérant de la chaleur. Le fluide mixte est ensuite refroidi dans le condenseur, libérant sa chaleur restante à un milieu de refroidissement et se condensant en liquide. Le liquide condensé est pressurisé par la pompe (état 2 vers état 3) et envoyé au régénérateur. Le fluide de travail froid est préchauffé dans le régénérateur à l'état 4 avant d'entrer dans l'évaporateur pour recommencer le cycle.

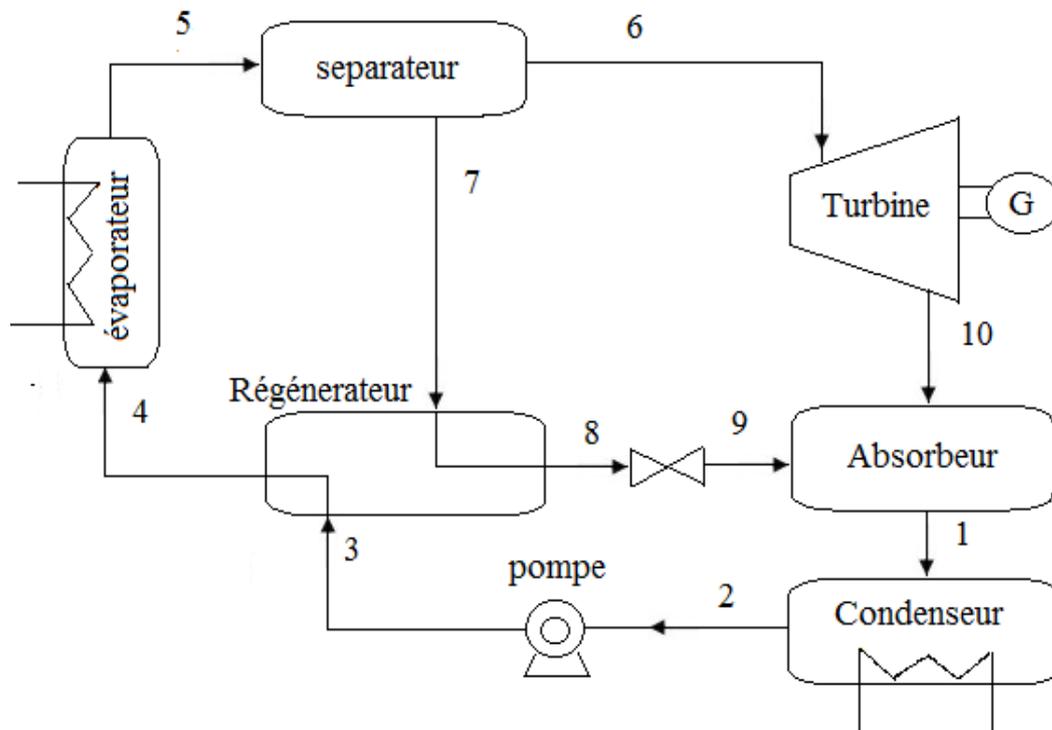


Figure I.19: les étapes de fonctionnement du cycle de Kalina.

### I.9.5 Application d'un cycle de Kalina :

#### Application industrielle :

- Industrie du ciment
- Industrie du verre
- Industrie pétrochimique
- Industrie sidérurgique
- Centrales thermiques

#### Énergie renouvelable :

- L'énergie géothermique
- Énergie solaire thermique
- Énergie thermique océanique
- Biomasse

### I.9.6 Les avantages et les inconvénients

#### Avantage :

- Meilleure efficacité thermique : Le cycle de Kalina peut offrir une meilleure efficacité thermique que les cycles de Rankine traditionnels dans certaines conditions d'exploitation. Cela est dû à l'utilisation de mélanges de fluides de travail qui peuvent

- Avoir des températures d'évaporation et de condensation plus adaptées aux conditions de fonctionnement de la centrale [29].
- Utilisation de fluides à basse température : Le cycle de Kalina peut utiliser des fluides de travail qui ont des températures d'évaporation plus basses que l'eau, ce qui permet d'exploiter la chaleur résiduelle à des températures plus basses, améliorant ainsi l'efficacité globale du cycle.
- Adaptabilité aux différentes sources de chaleur : Le cycle de Kalina peut être adapté pour fonctionner avec différentes sources de chaleur, telles que les gaz d'échappement des centrales thermiques, les déchets industriels ou les sources géothermiques [29].

#### Inconvénients :

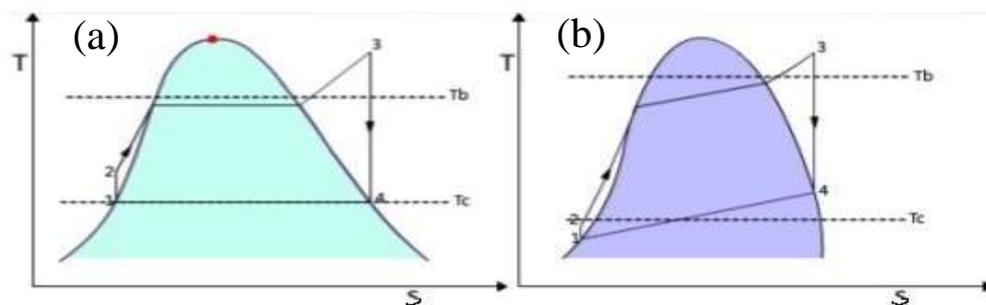
- Complexité du système : Le cycle de Kalina est souvent plus complexe que les cycles de Rankine traditionnels en raison de l'utilisation de mélanges de fluides et de la nécessité de contrôler précisément les températures et les pressions de fonctionnement [29].
- Coût initial plus élevé : En raison de sa complexité, le coût initial d'une centrale utilisant le cycle de Kalina peut être plus élevé que celui d'une centrale utilisant un cycle de Rankine traditionnel.
- Maintenance plus complexe : En raison de sa complexité, la maintenance et l'exploitation du cycle de Kalina peuvent nécessiter des compétences et des ressources supplémentaires par rapport aux cycles de Rankine traditionnels [29].

### I.10 Comparaison entre le cycle de Kalina et le ORC

Caractéristique	Cycle de Kalina	Cycle de Rankine Organique (ORC)
Fluide de travail	Mélange non azéotrope (ammoniac-eau)	Fluides organiques tels que réfrigérants ou hydrocarbures (R134a, R245fa, isobutane)
Efficacité	Généralement plus élevée, surtout avec des sources de chaleur à basse température	Bonne efficacité, particulièrement avec des sources de chaleur à température modérée

Plage de température	Convient aux sources de chaleur modérée à élevée, adaptable aux écarts de température plus faibles	Plus polyvalent, adapté aux sources de chaleur basse à modérée température
Coût	Plus élevé en raison du besoin d'un système de séparation pour le mélange	Moins élevé
Applications	Préféré pour les applications industrielles à grande échelle, telles que la production d'électricité à partir de chaleur résiduelle dans les aciéries ou les cimenteries	Récupération de chaleur à moyenne et haute température, production d'électricité à partir de sources d'énergie renouvelables

**Tableau I.2 :** Analyse comparative entre le cycle de Kalina et le cycle de Rankine organique [30].

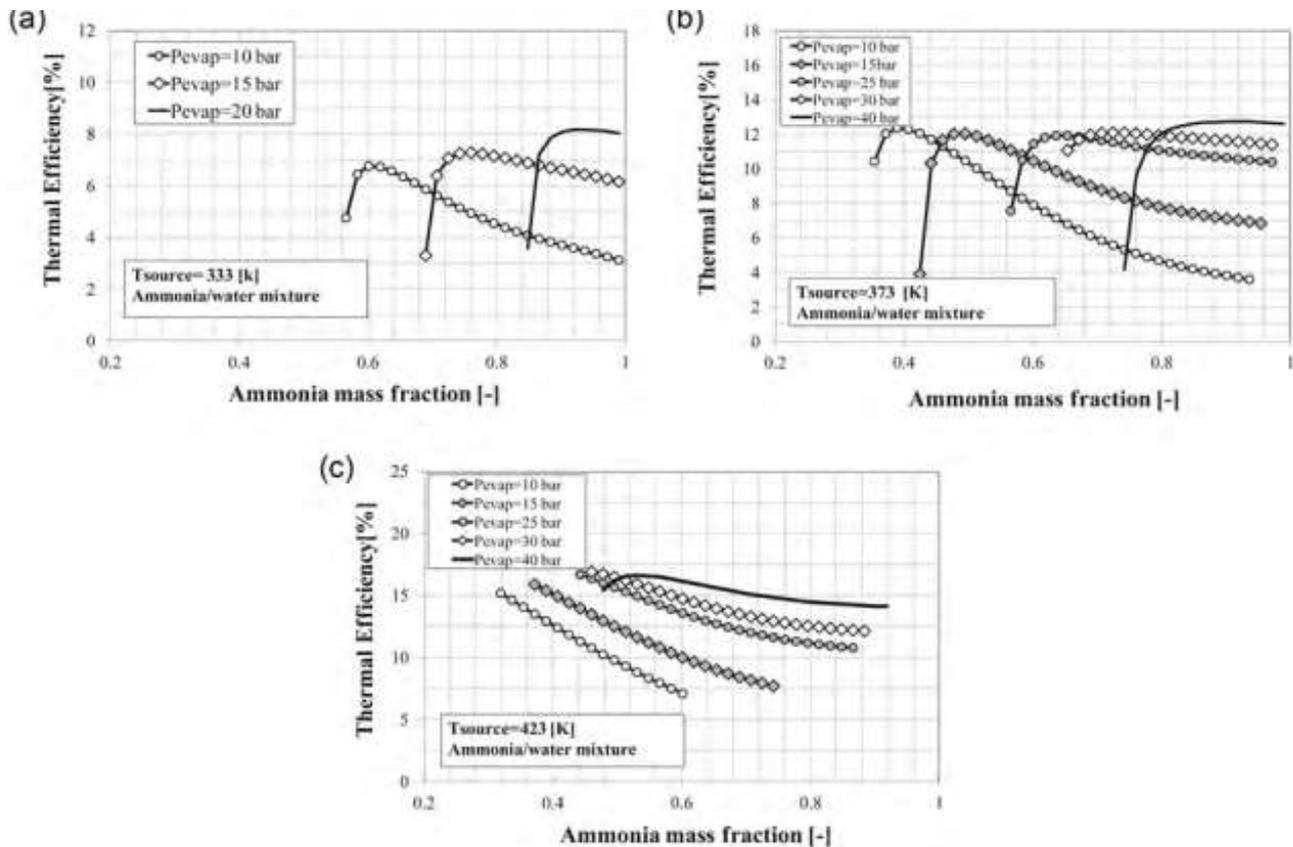


**Figure I.20:** Diagramme T-S de (a) ORC et (b) KCS [31].

## I.11 Revue bibliographique

**Ahmed Elsayed, et all** [32] Ont mené une étude Comparaison des Performances du Cycle de Kalina et du Cycle ORC pour des Sources de Chaleur à Basse Température : Vers des Alternatives plus Sûres au Mélange Ammoniaque-Eau. Cette étude examine les performances du système de cycle de Kalina 11 (KCS11) pour exploiter des sources de chaleur à basse température ( $< 200^{\circ}\text{C}$ ) en le comparant au cycle organique de Rankine (ORC) utilisant l'ammoniac pur et le R134a. À travers des modélisations thermodynamiques, il est démontré que le KCS11 peut augmenter l'efficacité de 40% par rapport à l'ORC avec l'ammoniac et de 20% avec le R134a. Bien que le mélange ammoniaque-eau soit efficace et ait un faible impact environnemental, sa toxicité pose des problèmes de sécurité. Ainsi, dix-neuf couples de

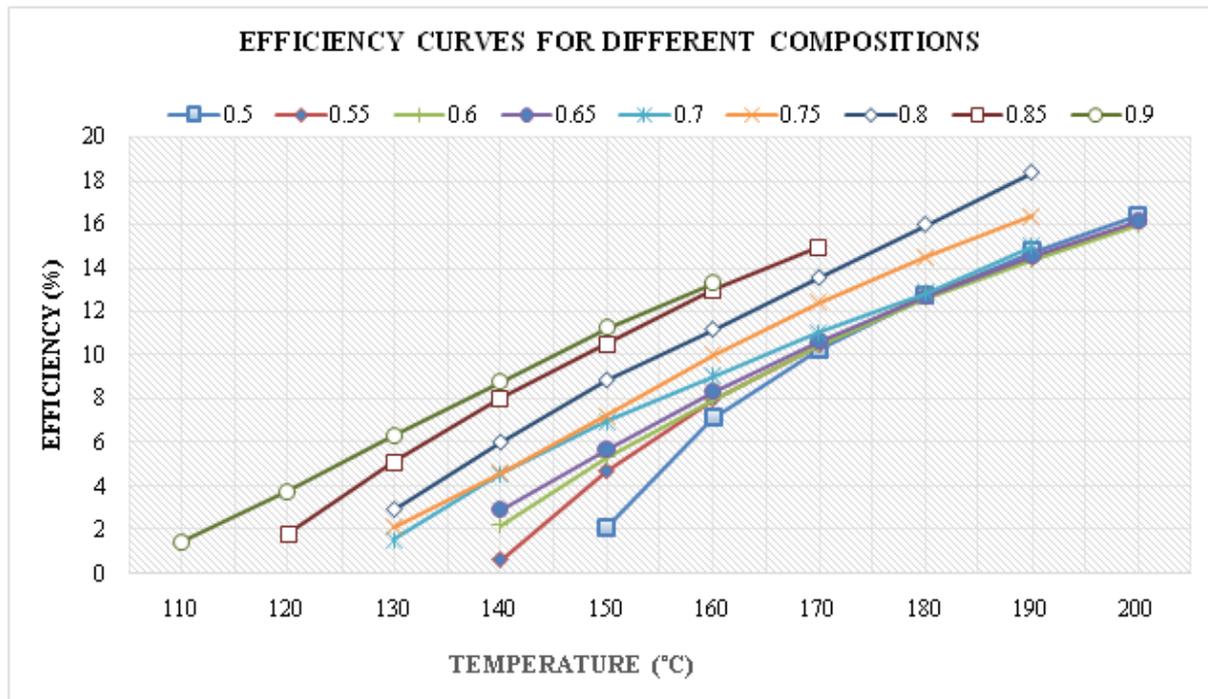
travail alternatifs ont été étudiés, révélant que les mélanges à base de propane et de propylène pourraient remplacer efficacement l'ammoniaque-eau dans le KCS11.



**Figure I.21 :** Efficacité thermique du KCS11 avec une température de source en fonction de la variation la fraction massique[32].

**M. N. Karimi, Moghees Ahmad** [33] ont mené leurs recherches sur le cycle de Kalina utilisant un mélange binaire non azéotropique comme fluide de travail, a été optimisé dans cette étude, leur article, intitulé «Optimization of Kalina Cycle »a été publié dans la revue International Journal of Science and Research (IJSR) en 2016.

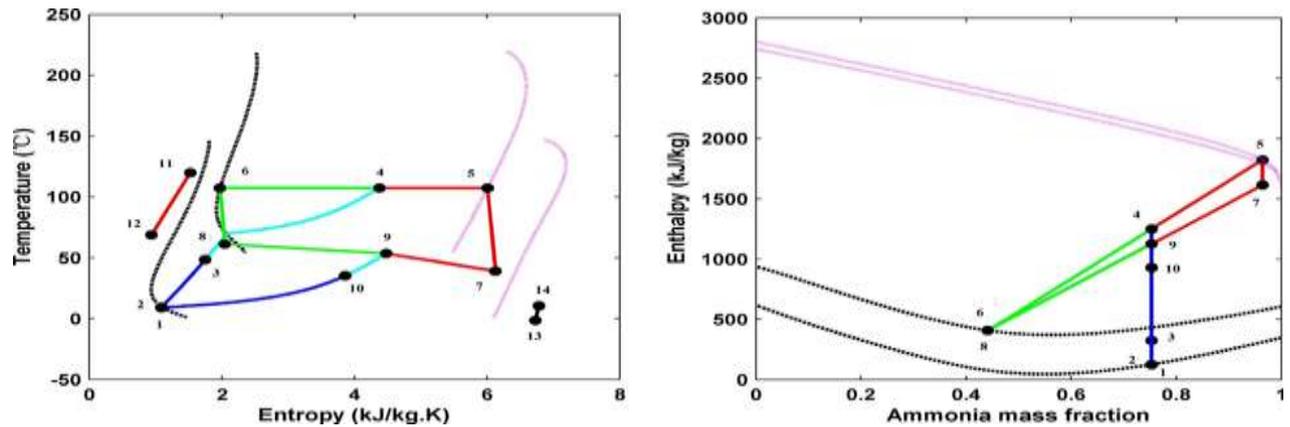
La recherche sur Le cycle Kalina, utilisant un mélange binaire non azéotropique comme fluide de travail, permet de varier la composition pour optimiser les performances. Cette étude, visant à optimiser le cycle, calcule l'efficacité pour des températures de 100 à 200°C et des compositions de 0,5 à 0,9 d'ammoniac. L'efficacité maximale obtenue est de 18,3698% à 190°C avec 80% d'ammoniac et 20% d'eau.



**Figure I.22:** Courbes d'efficacité pour différentes fraction massique[33].

La Figure I.22 montre la tendance de variation de l'efficacité en fonction du rapport de composition. Pour un mélange à faible concentration en ammoniac, la plage de température de travail se situe du côté des températures élevées, c'est-à-dire proche de 200 °C, et à mesure que la concentration en ammoniac augmente dans le fluide de travail.

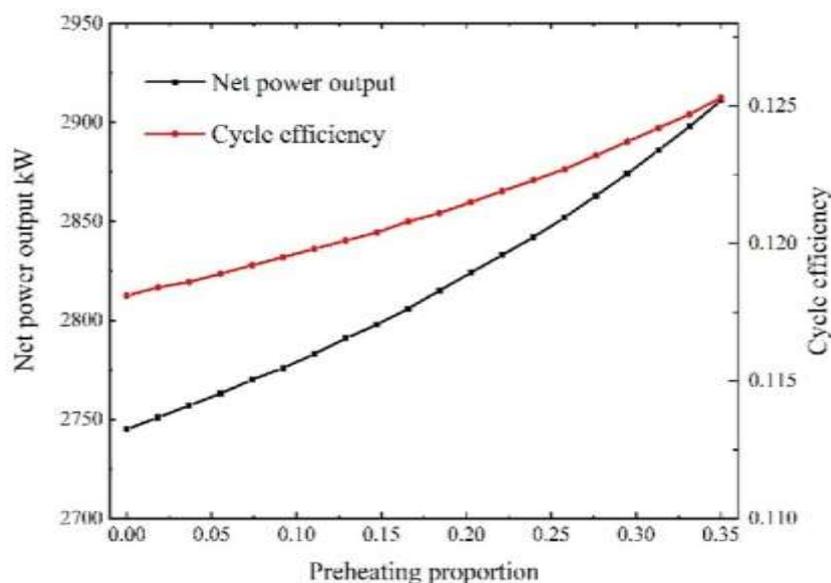
**EnhuaWanga, ZhibinYub, Fujun Zhang** [34]. Ont développé une étude sur une méthode de pression de condensation glissante a été réalisée et publiée dans l'article intitulé « Étude sur l'amélioration de l'efficacité d'un cycle Kalina par la méthode de pression de condensation glissante ette étude explore comment la méthode de pression de condensation glissante peut améliorer l'efficacité thermique des centrales géothermiques utilisant le cycle Kalina. En ajustant la pression de condensation en fonction de la température ambiante, cette méthode permet au cycle de Kalina d'atteindre une efficacité annuelle nettement supérieure à celle du cycle Kalina conventionnel. Comparée à la méthode de réglage de la composition, cette approche montre des améliorations plus significatives en termes d'efficacité.



**Figure I.23 :** Processus de travail du cycle KSG-1 Kalina : (a) diagramme T-s, (b) diagramme h-X [34].

La figure I.34 montre les diagrammes T-s et h-X correspondants des processus de travail, où les états pertinents sont numérotés et les lignes pointillées représentent les lignes de bulles et les lignes pointillées désignent les lignes de rosée.

**Dongxi Liu, Wei Zhang,** [35] ont présenté un système innovant pour la production d'électricité à partir de roches sèches chaudes, en combinant le cycle Kalina avec le cycle organique de Rankine (ORC). Leur étude compare les performances de ce nouveau système avec celles du cycle Kalina traditionnel, en utilisant les données opérationnelles d'un projet géothermique à Husavik, en Islande. Les paramètres du cycle Kalina sont vérifiés et comparés à l'aide du logiciel EES. L'étude examine également l'optimisation des performances du nouveau système, en se concentrant sur des facteurs tels que la proportion de préchauffage, la température de l'eau de refroidissement et la température finale de l'eau résiduaire.



**Figure I.24:** Effet de la proportion de préchauffage sur les performances du système [35].

## **CONCLUSION**

Pour conclure ce chapitre, nous avons exploré l'exploitation de l'énergie solaire à travers l'utilisation de centrales à cylindro-paraboliques, avec pour objectif principal la production d'électricité. Le choix des technologies appropriées est crucial pour optimiser l'utilisation de cette forme d'énergie renouvelable. Nous avons présenté un panorama général des centrales solaires sous leurs diverses formes, en mettant en évidence leur fonctionnement, notamment à l'aide de la centrale à vapeur.

De plus, nous avons examiné en détail le système Kalina et le cycle Rankine, en expliquant le fonctionnement de chacun et en soulignant leurs différences. Cette compréhension approfondie des différentes technologies est essentielle pour tirer pleinement parti du potentiel de l'énergie solaire et ainsi contribuer à un avenir énergétique plus durable.

.

# **Chapitre II**

## **Analyse de problème**

---

---

# Analyse du problème

## II.1 Introduction

Ce chapitre présente une analyse énergétique d'un système Kalina dont le but de l'optimisation thermodynamique des cycles Kalina auquel on ne peut aboutir que suite à la modélisation et à la simulation du fonctionnement de ce type d'installation d'un système. L'essor de l'énergie solaire répond à la demande croissante en énergie propre et renouvelable. Une des technologies les plus répandues pour convertir cette énergie en électricité est le cycle Kalina, un processus thermodynamique utilisant la vapeur pour entraîner une turbine. Pour maximiser les performances d'une installation solaire utilisant le cycle Kalina, il est essentiel de mener des études paramétriques. Celles-ci permettent de déterminer des facteurs clés tels que la température du fluide caloporteur, la pression et la composition du fluide de travail. Cette étude se concentrera sur la simulation numérique des paramètres critiques d'une installation solaire à cycle Kalina, afin d'optimiser ses performances et garantir une utilisation efficace de l'énergie solaire.

## II.2 Présentation et définition du logiciel EES

**EES** (Engineering Equation Solver) est un logiciel conçu pour résoudre une large gamme de problèmes en ingénierie. Il permet de résoudre numériquement des équations complexes et des systèmes d'équations. Les utilisateurs saisissent les équations et les inégalités dans le logiciel, définissent les variables concernées, puis le solveur calcule les valeurs des variables en utilisant des méthodes numériques appropriées. EES est couramment utilisé dans les domaines de la mécanique, de la chimie et du génie thermique pour modéliser et résoudre des problèmes pratiques spécifiques à ces disciplines.

Dans le cadre de notre étude, EES peut être utilisé pour modéliser le cycle de Kalina et réaliser des analyses paramétriques afin d'évaluer les performances du système. Le cycle de Kalina est particulièrement influencé par des paramètres tels que la température de la source d'eau chaude, la pression du condenseur, l'efficacité et les caractéristiques du générateur de vapeur. De plus, il est possible d'ajuster le fluide de travail pour examiner son impact sur les performances et la stabilité du système

### II.3 Modélisation de l'installation thermodynamique de l'énergie solaire

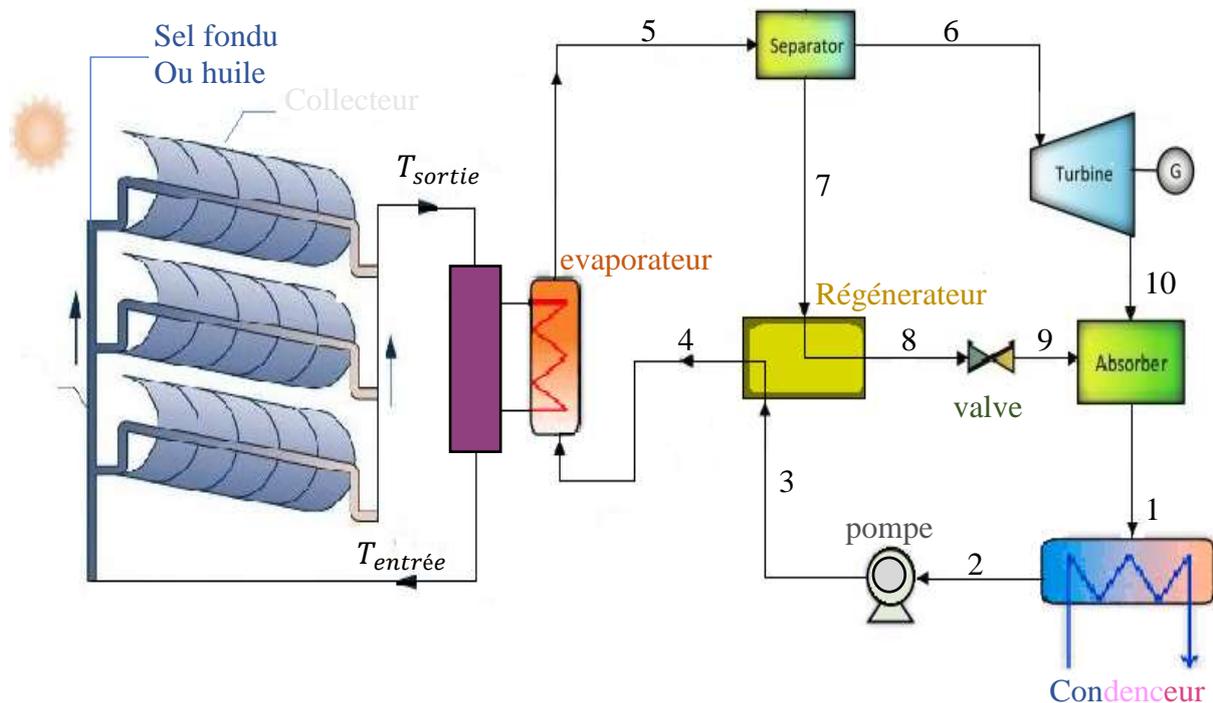


Figure II.1: Schéma d'une installation thermodynamique de l'énergie solaire.

#### II.3.1 Modélisation du collecteur solaire

Le collecteur solaire constitue le premier élément à prendre en compte dans la modélisation, car il est chargé de convertir l'énergie solaire en chaleur. Pour sa modélisation, on peut recourir à un modèle thermodynamique basé sur les équations de transfert de chaleur et de masse. Ce modèle permet de représenter mathématiquement les processus d'absorption, de transfert et d'utilisation de la chaleur au sein du panneau solaire.

Une autre approche consiste à utiliser des données expérimentales pour modéliser le comportement du collecteur solaire. Cette méthode implique la mesure de la réponse du panneau à diverses conditions solaires, telles que l'intensité lumineuse et la température ambiante, ainsi que l'évaluation de leur impact sur le rendement du collecteur. Les données recueillies permettent de créer un modèle empirique qui décrit le fonctionnement du collecteur dans des conditions réelles.

#### II.3.2 Modélisation du fluide de travail

Dans le cycle Kalina, le fluide de travail est crucial car ses propriétés thermodynamiques impactent directement le rendement du cycle. Pour modéliser le comportement du fluide de travail, on peut utiliser les équations selon de l'état, qui décrivent comment ses propriétés, telles que la pression, la température et le volume, évoluent en fonction des conditions auxquelles il est soumis. Les équations de l'état sont généralement basées sur des modèles thermodynamiques, tels que l'équation d'état de Peng-Robinson ou l'équation d'état de

Redlich-Kwong, qui décrivent le comportement des fluides dans des conditions variées. Ces équations permettent de prédire les propriétés du fluide, telles que sa densité, son enthalpie, son entropie, etc., en fonction des variables d'état, comme la pression et la température.

### **II.3.3 Modélisation du cycle de Kalina**

Le cycle Kalina est un processus thermodynamique utilisé pour produire de l'électricité à partir de sources de chaleur basse ou moyenne température, comme les centrales géothermiques, solaires ou de récupération de chaleur industrielle. Contrairement aux cycles de Rankine classiques, le cycle Kalina utilise un mélange de fluides pour correspondre aux températures de la source de chaleur et du milieu de refroidissement, ce qui améliore son efficacité. La modélisation du cycle Kalina implique l'étude des propriétés thermodynamiques de ce mélange, la modélisation des composants du cycle (générateur, condenseur, séparateur, régénérateur, pompe) et l'établissement d'un bilan thermique pour chaque composant. Cette modélisation permet de prédire les performances du cycle Kalina et d'optimiser sa conception pour différents scénarios d'exploitation.

### **II.3.4 Modélisation du stockage thermique**

Pour optimiser l'utilisation de l'énergie solaire, l'ajout d'un système de stockage thermique peut être avantageux. Ce système permet de stocker l'énergie thermique produite pendant la journée pour une utilisation ultérieure. La modélisation du stockage thermique implique de décrire les propriétés thermodynamiques du matériau de stockage et le comportement thermique global du système.

### **II.3.5 Optimisation de l'installation**

Optimisation de centrale solaire (concentration cylindro-parabolique) grâce au cycle Kalina, plusieurs actions peuvent être entreprises. Tout d'abord, il est nécessaire d'optimiser la conception du système en ajustant les paramètres du cycle Kalina afin de maximiser l'utilisation de l'énergie solaire reçue. Cela inclut la sélection de fluides de travail appropriés et la conception d'échangeurs de chaleur efficaces. De plus, l'intégration de technologies de focalisation solaire, telles que les miroirs paraboliques, peut augmenter la température de l'énergie entrant dans le cycle, améliorant ainsi son efficacité. De plus, un contrôle précis du système nécessite un réglage efficace des performances dans différentes conditions météorologiques et de charge. Enfin, une analyse économique approfondie peut identifier des

opportunités d'investissement rentables pour améliorer la centrale solaire utilisant le cycle Kalina.

## II.4 Modélisation mathématique

### II.4.1 Collecteurs solaires

#### Déclinaison solaire

$$\delta = 23,45^\circ * \sin\left(\frac{360^\circ(284 + n)}{365}\right) \quad (II.1)$$

Où :

$\delta$  : Angle de déclinaison solaire [°]

$n$  : Numéro de jour collecté du mois [Jour]

#### Angle horaire

$$W_s = \text{Arc cos}[-\tan(\delta) * \tan(\theta)] \quad (II.2)$$

Où :

$W_s$  : Angle du coucher du soleil [°].

$\delta$  : Angle de déclinaison solaire [°].

$\theta$  : Latitude de Bejaia  $36^\circ 45' 00''$  N en [°].

#### Heures d'ensoleillement théoriques

$$N = \left(\frac{2}{15}\right) * W_s \quad (II.3)$$

Où :

$N$  : Nombre d'heures d'ensoleillement théorique [h].

$W_s$  : Angle horaire [°].

#### Radiation extra terrestre quotidienne sur une surface horizontale

$$H_o = \frac{24 \cdot G_o}{\pi} \cdot A \cdot B \quad (II.4)$$

$$A = \left(1 + 0.033 \cdot \cos\left(\frac{360 \cdot n}{365}\right)\right) \quad (II.5)$$

$$B = \left[\cos \theta \cdot \cos \delta \cdot \sin W_s + \left(\frac{\pi \cdot W_s}{180}\right) \cdot \sin \theta \cdot \sin \delta\right] \quad (II.6)$$

Où :

$H_o$  : Radiation extraterrestre quotidienne sur une surface horizontale [kWh/m<sup>2</sup>/jour].

$G_o$  : est la constante solaire moyenne extraterrestre environ (1367 W/m<sup>2</sup>)

#### Radiation solaire quotidienne moyenne terrestre sur une surface horizontale

$$H = H_0 \left[ (a + b) \cdot \frac{Nr}{N} \right] \quad (II.7)$$

Où :

$H$  : Radiation solaire quotidienne moyenne terrestre sur une surface horizontale [kWh /m<sup>2</sup>.jour].

$a$ ,  $b$  : constantes d'Angstron  $a = 0,25$  ;  $b = 0,50$  (Doorenbos & Pruit, 1974).

$Nr$  : moyenne d'héliophanie[h].

$N$  : Nombre d'heures de soleil théorique[h].

### Détermination de l'énergie solaire disponible

$$G_s = H \quad (II.8)$$

Où :

$G_s$  : énergie solaire disponible.

$$G_b = \frac{G_s}{6} \quad (II.9)$$

Où :

$G_b$  : Rayonnement solaire quotidien moyen disponible.

### Collecteur solaire

Calcul du champ collecteur :

$$Q_{solar} = A_c \cdot G_b \quad (II.10)$$

$A_c$  : Surface d'ouverture du collecteur.[m<sup>2</sup>]

### Énergie utile

$$Q_{utile} = \dot{m}_{fluid} \cdot c_{p_{fluid}} (T_{sortie} - T_{entrée}) \quad (II.11)$$

Où :

$Q_{utile}$  : Énergie utile par collecteur [kW].

$\dot{m}_{fluid}$  : Débit massique de fluide thermique.

$c_{p_{fluid}}$  : Capacité calorifique de fluide thermique.

$T_{entrée}$  : Température d'entrée de fluide thermique.

$T_{sortie}$  : Température de sortie de fluide thermique.

### Efficacité thermique des collecteurs solaires

$$\eta_c = \frac{Q_{utile}}{Q_{solar}} \quad (II.12)$$

## II.4.2 Modélisation de stockage d'énergie thermique

Après que l'énergie solaire a été captée par un collecteur solaire, il est crucial de transférer cette énergie au fluide caloporteur pour la convertir en chaleur sensible. Une fois transférée,

cette énergie peut être stockée et utilisée à une date ultérieure



**Figure II.2:** Réservoir de stockage l'énergie thermique.

Les équations de base pour modéliser le stockage d'énergie thermique :

**a.Capacité thermique de l'ensemble du système**

$$C = m \cdot C_p \quad II.13$$

$C$ : La capacité thermique totale du système [J/K].

$m$ : La masse totale du fluide de travail dans le système [kg].

$C_p$ : La chaleur spécifique [J/kg.K].

**b. Energie thermique stockée dans le réservoir**

$$Q = m \cdot C_p \cdot (T_f - T_i) \quad II.14$$

$Q$  : L'énergie thermique stockée [J].

$T_f$  : La température finale du fluide dans le réservoir [K].

$T_i$  : La température initiale du fluide dans le réservoir [K].

**II.4.3Premier principe de la thermodynamique des systèmes ouverts**

Le premier principe de la thermodynamique s'énonce comme suit :

Pour faire passer un système thermodynamique adiabatique et fermer d'un état déterminé 1 à un autre 2, il faut mettre en jeu avec le milieu extérieur un certain travail qui est indépendant.

Le premier principe est une loi empirique établie par des observations expérimentales.

Cette équation représente une formulation du premier principe de la thermodynamique pour un système ouvert, prenant en compte les variations d'énergie interne, d'enthalpie, et d'énergie cinétique et potentielle.

Le premier principe s'écrit :

$$\delta W + \delta Q = dh + dEc + dEp \quad (II.15)$$

#### a. Variation de l'enthalpie du fluide de travail à travers le cycle Kalina

$$\Delta h = h_{\text{sortie}} - h_{\text{entrée}} \quad (II.16)$$

$\Delta h$ : La variation d'enthalpie [J/kg].

$h_{\text{entrée}}$  : L'enthalpie à l'entrée de la turbine [J/kg].

$h_{\text{sortie}}$  : L'enthalpie à la sortie de la turbine [J/kg].

### II.4.4 Le second principe de la thermodynamique

Le premier principe qui stipule la conservation de l'énergie n'explique pas l'irréversibilité de certaines transformations spontanées ou naturelles. Il faut donc introduire un second principe dit aussi principe d'évolution déduit des faits expérimentaux, qui permettra de prévoir les évolutions des systèmes et qui permet donc de préciser la nature d'une transformation (réversible, irréversible), à travers une nouvelle fonction d'état dite entropie (S). Entropie : S est une fonction d'état en J/K la variation d'entropie au cours des transformations peut être décomposée en deux termes.

-Entropie échangée avec le milieu extérieur.

- $S > 0$  l'entropie créée au sein du système (due aux irréversibilités).

$$\Delta s = \int_{t_i}^{t_f} \frac{dQ}{T} \quad (II.17)$$

### II.5 Bilan énergétique

L'énergie se manifeste sous plusieurs formes, chacune avec ses caractéristiques. Ces dernières sont liées à leur capacité à provoquer des changements.

#### II.5.1 Cycle de Kalina (KCS11)

Le KCS11 est un cycle de puissance assez simple, mais il nécessite la compréhension de plusieurs étapes et paramètres supplémentaires pour en apprécier pleinement le fonctionnement. La figure II.3 montre un schéma de base du KCS11. La meilleure façon de

comprendre le processus du cycle est de le suivre étape par étape, en commençant par l'état cinq. Lorsque le mélange eau-ammoniac quitte l'évaporateur à l'état 5, il est sous forme de mélange saturé, dont la qualité dépend de plusieurs facteurs. Ce mélange est alors séparé dans un séparateur de phase, avec la partie vapeur saturée allant vers la turbine (état 6) pour produire du travail, la vapeur saturée continue jusqu'à la turbine où elle subit une expansion isentropique pour produire du travail. La vapeur saturée se détend en un mélange saturé et sort de la turbine. Le mélange saturé est à l'état 10. Tandis que la partie liquide saturée (état 7) est dirigée vers le régénérateur pour récupérer de la chaleur. Après avoir cédé de la chaleur au fluide de travail froid, le mélange refroidi quitte le régénérateur à l'état 8, subit une détente dans une vanne d'expansion pour atteindre la même pression que la partie passée par la turbine (état 9), puis les deux flux se rejoignent dans l'absorber (état 1). Le mélange est alors ramené à l'état de liquide saturé dans le condenseur (état 2) avant d'être comprimé isentropiquement par une pompe (état 3) pour recommencer le cycle.

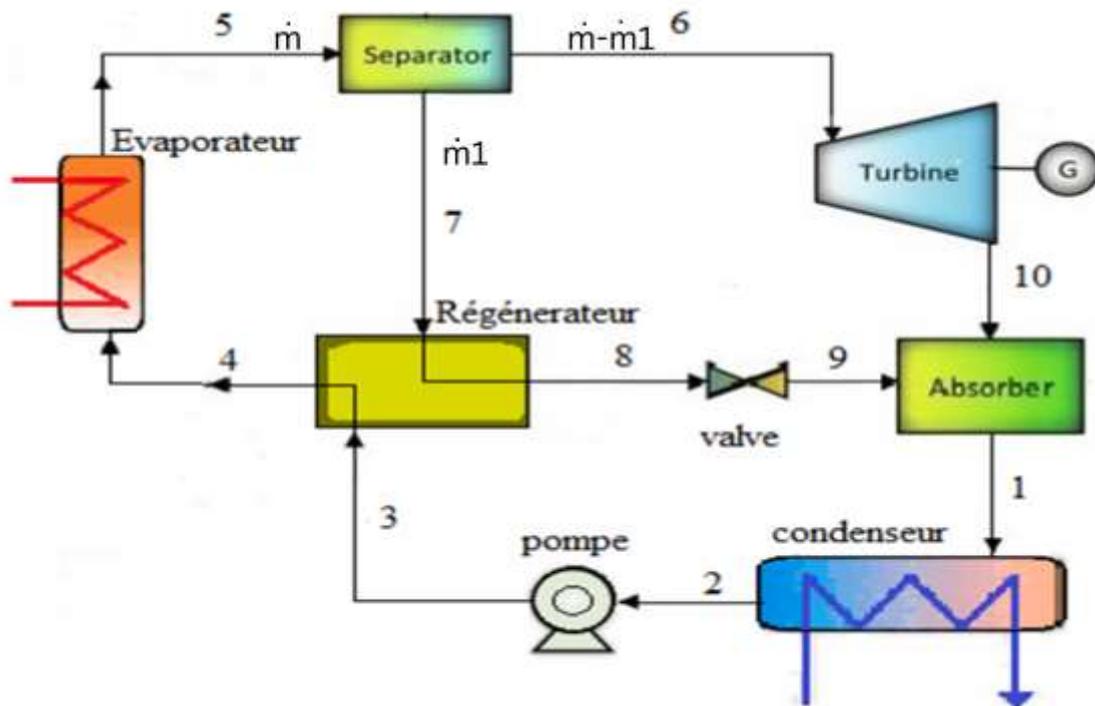
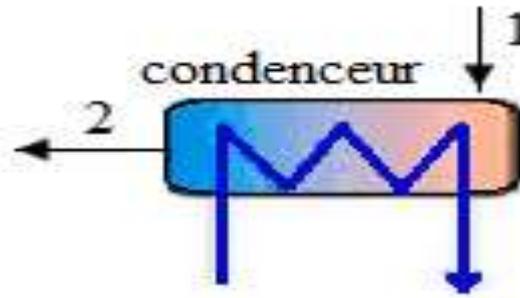


Figure II.3: Schéma de principe de cycle (KCS11).

### II.5.1.1 Etude de condenseur

Le condenseur est un composant crucial des systèmes thermiques, convertissant la vapeur en eau liquide en éliminant la chaleur excédentaire. Il utilise un échange de chaleur avec de l'eau

froide ou de l'air pour refroidir la vapeur, produisant ainsi de l'eau liquide réutilisable ou évacuable.



**Figure II.4 :** Schéma descriptif d'un condenseur

La chaleur rejetée à la source froide:

$$Q_f = (h_2 - h_1) < 0 \quad (II.18)$$

Ou encore :

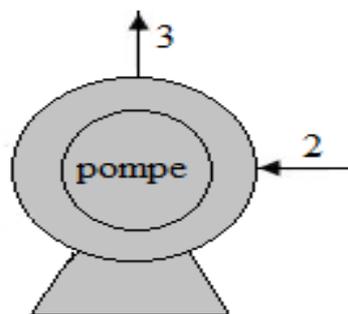
$$Q_{e,f} = -Q_f = (h_1 - h_2) > 0 \quad (II.19)$$

La puissance de condenseur :

$$\dot{Q}_e = \dot{m}(h_1 - h_2) \quad (II.20)$$

### II.5.1.2 Etude de la pompe d'alimentation

La pompe d'alimentation utilisée augmente la pression du fluide de travail (le mélange) et le pousse du condenseur vers le préchauffeur. Le processus de pompage est supposé être isentropique, à partir d'un état de liquide saturé. La puissance utilisée par la pompe d'alimentation est exprimée avec l'équation suivante :



**Figure II.5:** schéma descriptif de la pompe.

Le travail massique de la pompe :

$$W_{ppe} = (h_3 - h_2) > 0 \quad (II.21)$$

Le travail des systèmes ouverts se calcule par :

$$\delta W = v dp \quad (II.22)$$

Et :

$$\delta W = \int_{\text{entrée}}^{\text{sortie}} v dp \quad (II.23)$$

Lorsque le fluide traversant la pompe est considéré comme incompressible, ce qui signifie que sa densité ( $\rho = cste$ ), ou iso-volumique ( $v = cste$ ) donc ( $v_2 = v_3$ ), le travail effectué par la pompe peut être exprimé comme suit :

$$W = \int_2^3 v dp = v_2 \int_2^3 dp = v_2(p_3 - p_2) \quad (II.24)$$

Dans le cas présent on aura :

$$W_{ppe} = v_2(p_3 - p_2) \quad (II.25)$$

En rassemblant les équations II.1 et II.4 on aura :

$$W_{ppe} = (h_3 - h_2) = v_2(p_3 - p_2) \quad (II.26)$$

Alors :

$$h_3 = h_2 + v_2(p_3 - p_2) \quad (II.27)$$

La puissance mécanique de la pompe :

$$\dot{W}_{ppe} = \dot{m}(h_3 - h_2) \quad (II.28)$$

$\dot{m}$  : Le débit massique de l'installation.

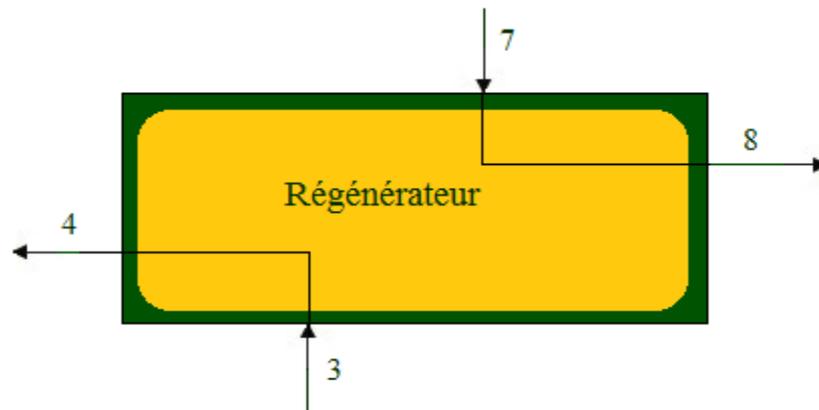
$h_2$  et  $h_3$  : sont respectivement les enthalpies du fluide de travail organique à l'entrée et à la sortie de la pompe.

Le rendement isentropique de la pompe est donnée par :

$$\eta_s = \frac{W_{th}}{W_r} = \left( \frac{h_3 - h_{2s}}{h_3 - h_2} \right) \quad (II.29)$$

### II.5.1.3 L'application sur régénérateur

Le régénérateur est particulièrement adapté aux applications utilisant des sources de chaleur à basse température, comme les rejets industriels ou les gaz d'échappement des turbines à. Il permet de régénérer le fluide de travail dans l'installation, puis en éliminant les impuretés ou en restaurant ses propriétés pour qu'ils puissent être réutilisés dans le cycle Kalina.



**Figure II.6:**schéma descriptif de régénérateur.

$$(h_7 - h_8) = (h_4 - h_3) \quad (II.30)$$

Efficacité :

$$\varepsilon = \frac{(h_4 - h_3)}{(h_7 - h_8)} \quad (II.31)$$

Rendement :

$$\eta_{ré} = \frac{(Q_{sortie} - Q_{entrée})}{Q_{entrée}} \quad (II.32)$$

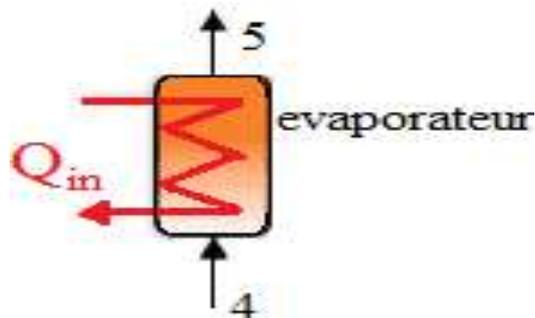
$\eta_{ré}$ : est le rendement du régénérateur.

$Q_{sortie}$  : est la chaleur rejetée par le régénérateur.

$Q_{entrée}$  : est la chaleur d'entrée dans le régénérateur.

#### II.5.1.4 Etude de l'évaporateur

Echange de chaleur isobare dans la chaudière jusqu'à l'état de vapeur saturé.



**Figure II.7 :** Schéma descriptif d'un évaporateur.

La chaleur consommée à la source chaude.

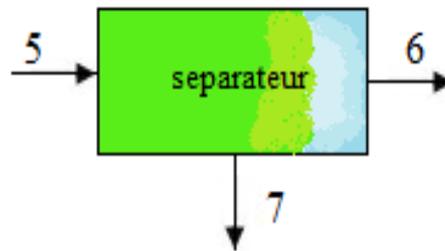
$$Q_C = (h_5 - h_4) > 0 \quad (II.33)$$

La puissance :

$$\dot{Q}_c = \dot{m}(h_5 - h_4) > 0 \quad (II.34)$$

### II.5.1.5 Etude de séparateur

Dans le cycle Kalina le séparateur est un composant qui sépare le mélange de fluide de travail en une phase liquide ( $h_7$  vers régénérateur) et une phase vapeur ( $h_6$  vers la turbine). Cette séparation est essentielle pour optimiser l'efficacité de la conversion de chaleur en électricité et la puissance thermique dans le cycle Kalina.

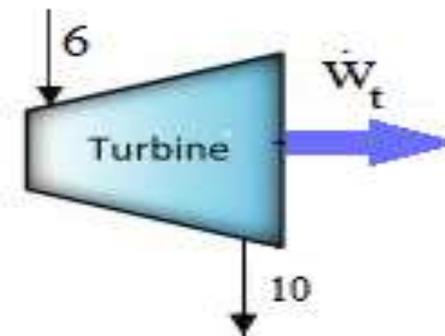


**Figure II.8 :** Schéma descriptif d'un séparateur.

$$\dot{m}h_5 = (1 - \dot{m}_1)h_6 + \dot{m}_1h_7 \quad (II.35)$$

### II.5.1.6 Etude de la turbine

La turbine à vapeur produit de l'électricité en entraînant un générateur électrique



**Figure II.9 :** Schéma descriptif d'une turbine à vapeur.

$$W + Q = (h_{10} - h_6) + \frac{1}{2}(C_{10}^2 - C_6^2) + g(Z_{10} - Z_6) \quad (II.36)$$

En négligeant les variations des énergies, cinétique et potentielle et en supposant la turbine adiabatique, on obtient :

Le travail massique de la turbine :

$$W_T = (h_{10} - h_6) < 0 \quad (II.37)$$

et :

$$W_{eT} = (h_6 - h_4) > 0 \quad (II.38)$$

Le rendement isentropique de la turbine et donnée par :

$$\eta_{Ts} = \frac{W_r}{W_{th}} = \frac{(h_6 - h_{10})}{(h_6 - h_{10s})} \quad (II.39)$$

$h_{4s}$  elle était déterminée par le EES en fonction de  $S_{4s}$  et  $P_4$

La détente isentropique :

$$S_{10s} = S_6 \quad (II.40)$$

donc :

$$h_{10} = h_6 - \eta_{Ts}(h_6 - h_{10s}) \quad (II.41)$$

La puissance mécanique de la turbine est donnée par :

$$\dot{W}_T = \dot{m}(h_6 - h_{10}) \quad (II.42)$$

$\dot{m}$  : Le débit massique de l'installation.

$h_6$  et  $h_{10s}$  et  $h_{10}$  : sont respectivement les enthalpies du fluide de travail organique à l'entrée et à la sortie de la turbine.

### II.5.1.7 Etude de la vane

il joue un rôle important dans le cycle de Kalina en assurant un fonctionnement sûr et efficace du système. Elles permettent de contrôler la pression et le débit du fluide, ce qui est essentiel pour optimiser les performances du cycle.

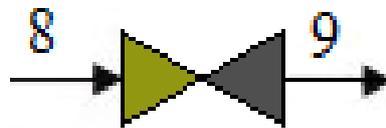


Figure II.10 : Schéma descriptif d'une Vane.

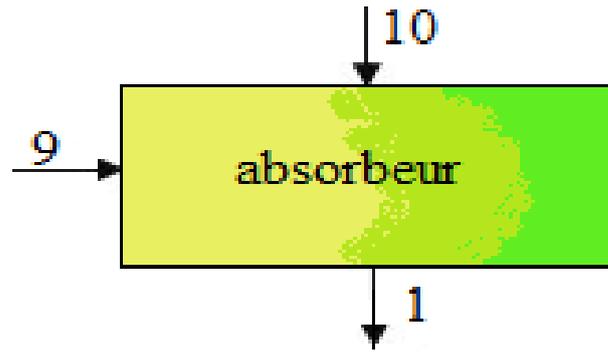
Le bilan énergétique :

$$h_8 = h_9 \quad (II.43)$$

Il permet faire la détente isenthalpique (détente adiabatique). on remarque que la pression diminue ( $p_8 > p_9$ ). et l'enthalpie constante ( $h_8 = h_9$ ).

### II.5.1.8 Etude de l'absorbeur

Dans premier principe est le composant où le mélange ammoniac-eau (fluide de travail) absorbe la chaleur d'une source externe, généralement une source de chaleur haute température comme un collecteur solaire. Cette absorption de chaleur provoque la vaporisation de l'ammoniac, le séparant de l'eau dans le mélange. Le vapeur d'ammoniac est ensuite dirigé vers le condenseur, tandis que la solution restante riche en eau est recyclée vers l'absorbeur pour continuer le cycle.



**Figure II.11** : Schéma descriptif d'un absorbeur.

$$\dot{m}h_1 = \dot{m}_1h_{10} + (1 - \dot{m}_1)h_9 \quad (II.44)$$

### II.5.1.9 Les performances thermodynamiques de cycle Kalina

Les performances du système Kalina sont déterminées par les équations suivantes :

Le travail net :

$$W_{net} = W_T - W_{ppe} \quad (II.45)$$

La puissance nette :

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_T - \dot{W}_{ppe} \quad (II.46)$$

Efficacité :

$$\varepsilon = \frac{W_{net}}{W_{in}} = \frac{W_{net}}{W_c} \quad (II.47)$$

Où  $\varepsilon$  est l'efficacité exergetique,  $W_{in}$  est la puissance d'entrée totale fournie au cycle.

Efficacité de Carnot :

$$\varepsilon = 1 - \frac{T_{min}}{T_{max}} \quad (II.48)$$

Il dépend du rapport des températures du cycle, indique que la différence entre les températures maximale et minimale du fluide de travail dans un cycle est grande, plus l'efficacité thermique maximale de ce cycle est élevée.

Le rendement thermique du cycle :

Le rendement thermique est défini comme le rapport entre la puissance nette du cycle et le taux d'apport de chaleur comme suit :

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{Q_c} \quad (II.49)$$

Ou encore :

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{\dot{Q}_c} \quad (II.50)$$

Pour un cycle idéal :

$$\eta_{th} = 1 - \frac{Q_c}{Q_e} \quad (II.51)$$

## II.6 Données de l'étude est résultats donnés par le logiciel EES :

### II.6.1 Partie collecteur solaire :

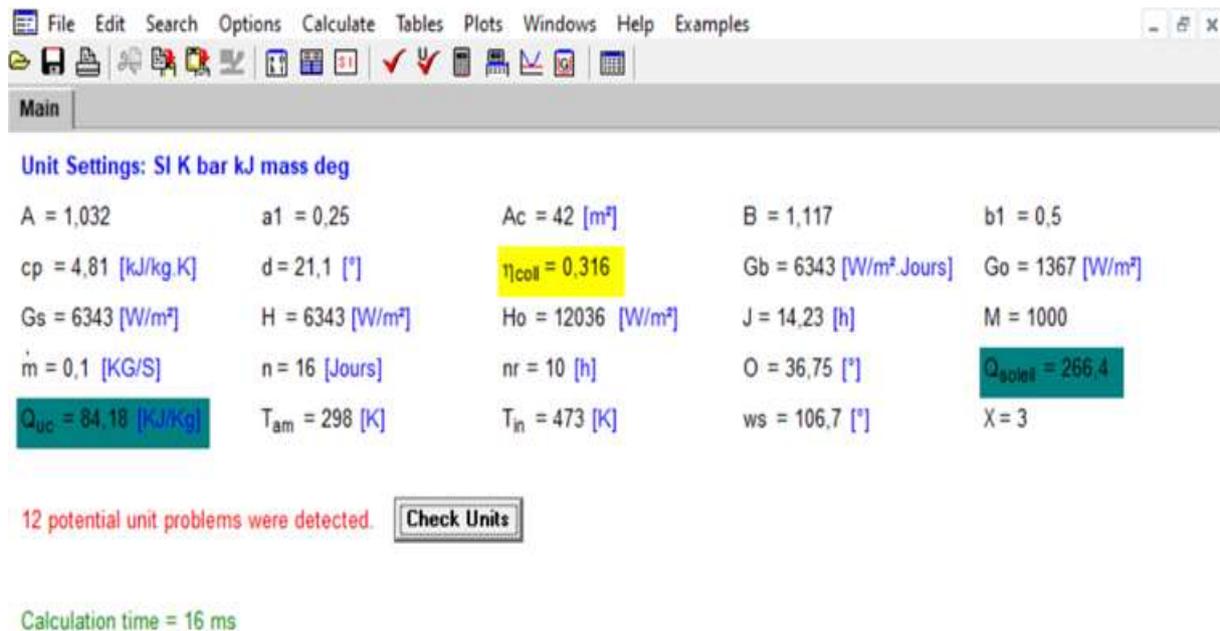
#### Données de l'étude :

Les hypothèses utilisées dans une étude de la surface du collecteur solaire, et de la température du fluide de travail à la sortie du collecteur solaire pour une installation énergétique solaire basée sur le cycle Kalina.

n=16	Numéro de jour collecté du mois [Jour].
$\Theta=36,75$	Latitude de Bejaia 36°45'00" N en [°].
nr=10	Moyenne d'héliophanie[h] en mois de juin par Jours.
$G_o = 1367$	La constante solaire moyenne extraterrestre [w/m <sup>2</sup> ]
$A_c = 42$	La surface de collecteur [m <sup>2</sup> ].
$C_p=4,815$	La capacité calorifique de fluide caloporteur (l'eau)[kJ/kg.K]
$\dot{m}=0.1$	Débit de massique de l'eau [kg/s].
t=25	Température d'entrée de collecteurs solaire [°C].

**Tableau II.1:** Données de l'étude du collecteur solaire.

#### Résultats obtenus de la modélisation :



**Figure II.12** : le résultat modélisation de collecteur solaire.

## II.6.2 Partie cycle de Kalina (KCS11) :

Les hypothèses suivantes sont adoptées pour la modélisation de cycle de Kalina:

- Chaque composante est considérée comme un système ouvert fonctionnant en régime permanent.
- Les pertes de friction, et les pertes thermiques sont négligeables (adiabatique réversible).
- Les chaleurs massiques sont constantes.
- Le fluide moteur à la sortie du condenseur est à l'état de liquide saturé.
- Le volume spécifique du fluide moteur est constant  $t$  pendant le pompage.
- On néglige les variations des énergies cinétiques et potentielles.

### II.6.2.1 Données de l'étude :

Température de l'évaporateur (chaudière)(°C)	200
Température de condenseur (°C)	10
Rendement isentropique de la turbine et de la pompe	0.85
Débit massique KCS11 (kg/s)	1
Ecart de température au niveau de la source thermique $\Delta T$ (°C)	4

**Tableau II.2:** Données de l'étude du cycle KCS11.

## Résultats de l'État thermodynamique du cycle KCS11 de modélisation :

### 1. Cas de la fraction massique $Y=0.6$ :

La figure II.13 représente les résultats de modélisation de cycle Kalina (KCS11)

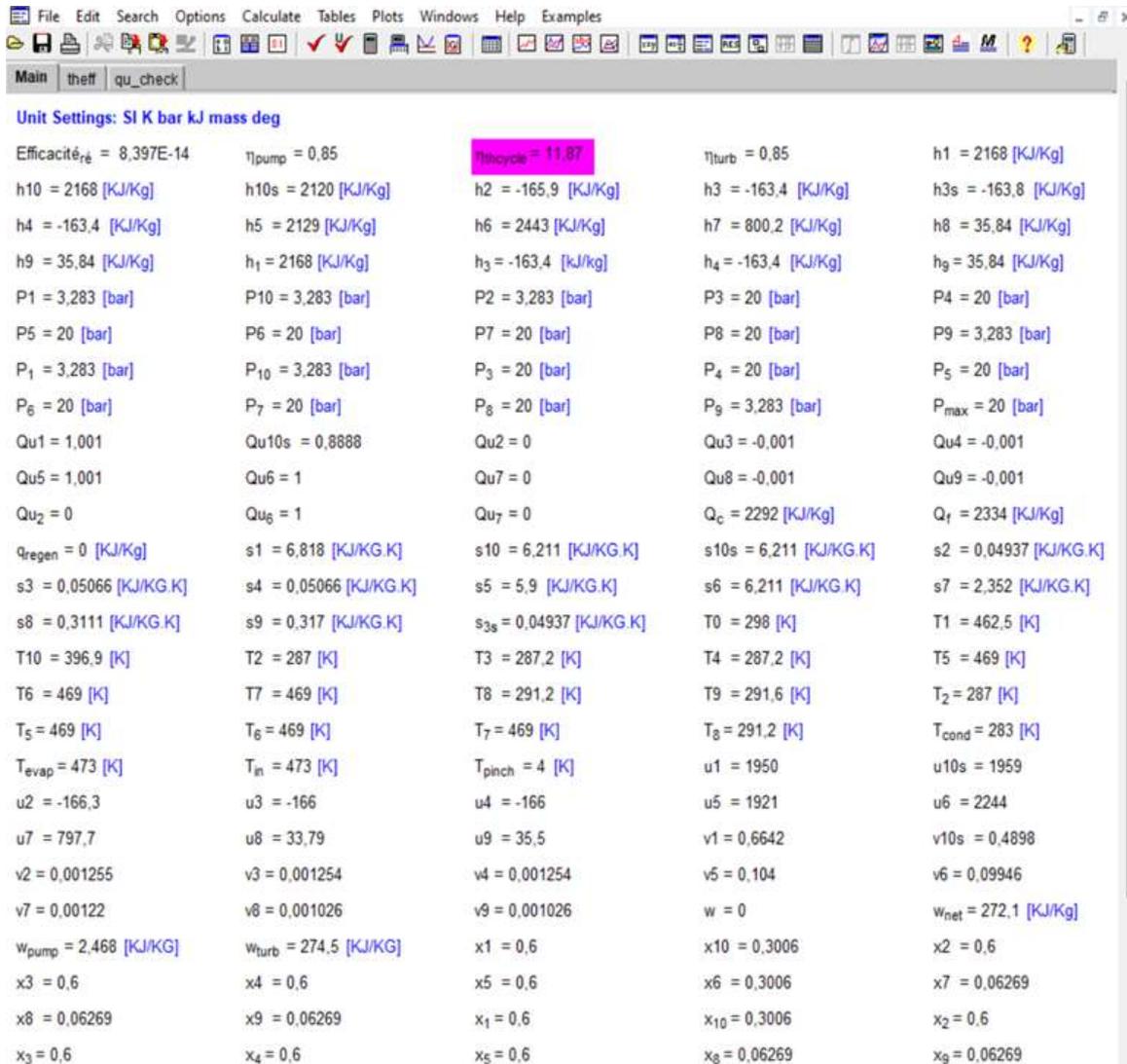


Figure II.13: Résultats de modélisation du cycle KCS11 pour la fraction massique  $Y=0.6$ .

# **Chapitre III**

## **Résultats et discussions**

### III.1 Introduction

Ce chapitre présente et analyse nos résultats, en expliquant certains paramètres et leurs effets sur le comportement, les performances énergétiques des cycles Kalina. Tout d'abord, nous aborderons la validation de notre modèle afin de vérifier sa fiabilité par rapport aux données réelles de la centrale thermique. Ensuite, les résultats de l'analyse des configurations seront présentés graphiquement dans ce chapitre, sous forme de schémas et de diagrammes T-s, pour illustrer et analyser les valeurs obtenues à chaque point de cycle de chaque composant du système pour chaque configuration.

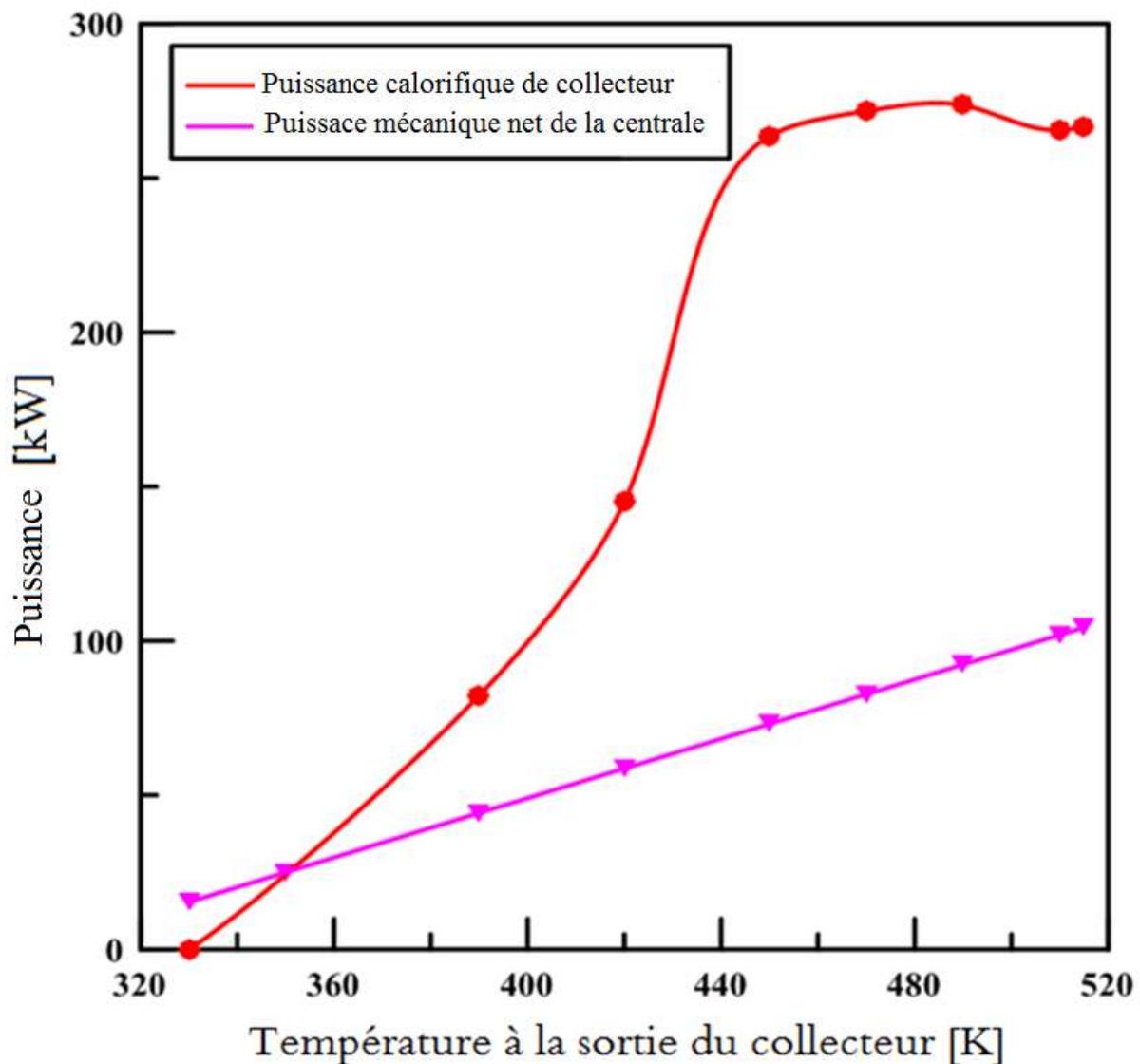
#### ❖ Partie collecteur solaire

### III.2 Les effets de la température de la sortie de collecteurs sur le travail

Dans cette section, nous étudions l'effet de la température sortie de collecteurs sur le travail sur les performances du cycle Kalina (KCS11) et le collecteur en considérant la fractions massiques  $Y=0.6$  sélectionnées. Pour ce faire, il faut prendre des valeurs constantes pour l'étude, dont la température d'entrée  $T_{entrée} = 298K$  et un surface  $S=56m^2$ .

1..10	1 $T_{sorté}$	2 $w_{net}$ [KJ/Kg]	3 $Q_{uc}$
Run 1	330	-2,468	15,39
Run 2	350	-2,468	25,01
Run 3	390	82,36	44,25
Run 4	420	145,1	58,68
Run 5	450	263,6	73,11
Run 6	470	271,7	82,73
Run 7	490	273,6	92,35
Run 8	510	265,5	102
Run 9	515	266,8	104,4

Tableau III.1 : Résultats obtenu avec un température de la sortie de collecteurs sur le travail.



**Figure III.1** : Effet de la température à la sortie du collecteur sur travail.

Le graphique présenté illustre la relation entre la température à la sortie du collecteur et la production d'énergie électrique dans une centrale thermique. Deux courbes sont tracées : l'une représentant la puissance calorifique totale produit par le collecteur solaire, l'autre le puissance mécanique net de la centrale, c'est-à-dire l'énergie réellement convertie en électricité après déduction des pertes.

On observe que la puissance calorifique augmente de manière quasi-linéaire avec la température, indiquant une corrélation directe entre l'apport thermique et la production d'énergie brute. Cependant, la puissance mécanique nette, lui, présente un comportement plus complexe. Elle croît également avec la température, mais atteint un maximum vers 490 K avant de décroître légèrement. Ce pic s'explique par l'existence d'une température optimale

au-delà de laquelle les pertes énergétiques, principalement liées aux frottements et aux transferts thermiques indésirables, augmentent plus rapidement que la production d'énergie supplémentaire.

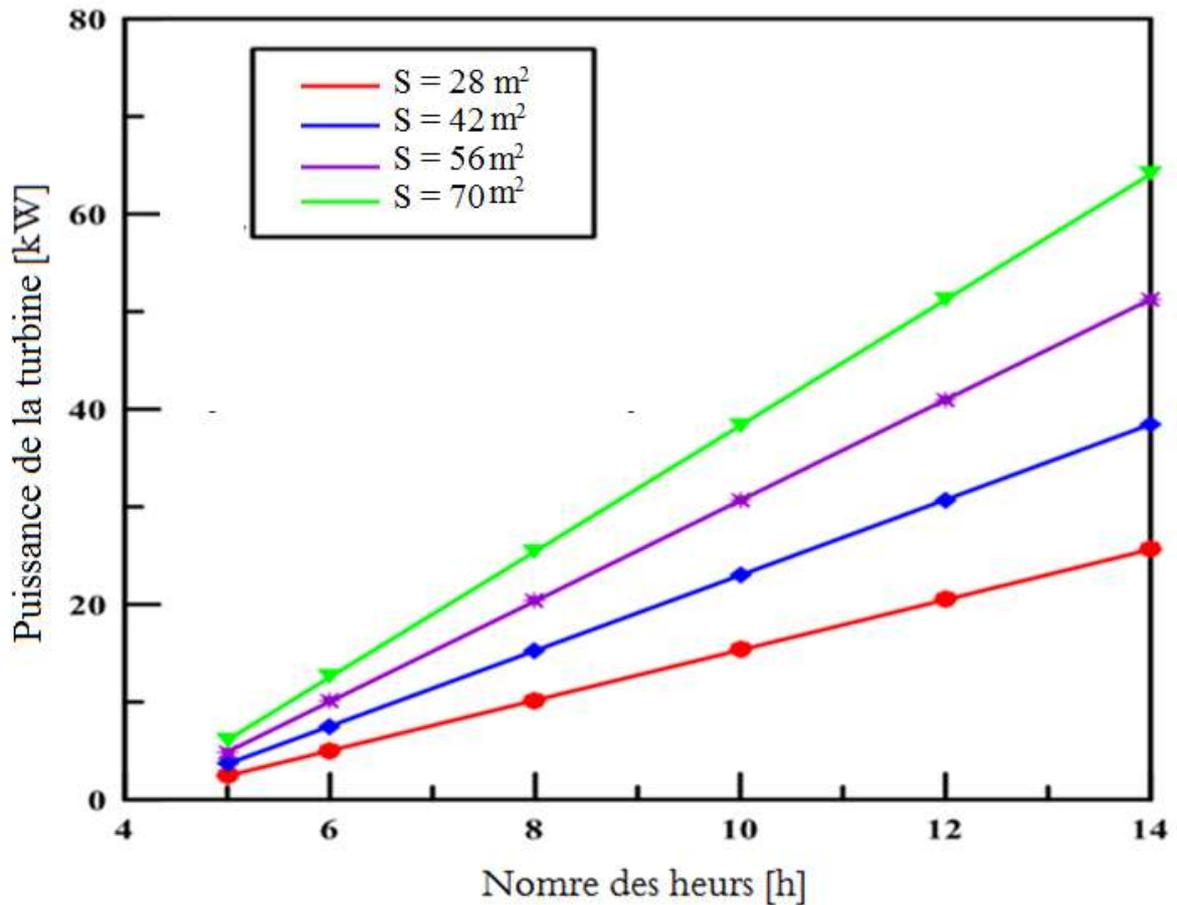
Cette analyse met en évidence l'importance de trouver un compromis entre maximiser l'apport thermique et minimiser les pertes pour optimiser le rendement de la centrale. Les facteurs influençant ce rendement sont multiples : la nature du fluide caloporteur, la conception de la turbine, les matériaux utilisés, ainsi que les conditions de fonctionnement (charge, température ambiante, etc.).

### III.3 Effet du nombre des heures ensoleillé par jour sur le travail de La station

Dans cette section, nous étudions l'effet du nombre des heures ensoleillé par jour sur le travail de la turbine pour une surface de collecteur varie sur un intervalle  $S=(28\text{m}^2), S=(42\text{m}^2), S=(56\text{m}^2), S=(70\text{m}^2)$

1.10	nr	$Q_{uc}$	$Q_{uc}$	$Q_{uc}$	$Q_{uc}$
Run 1	5	2,447	3,67	4,893	6,116
Run 2	6	5,023	7,535	10,05	12,56
Run 3	8	10,18	15,27	20,35	25,44
Run 4	10	15,33	23	30,66	38,33
Run 5	12	20,48	30,73	40,97	51,21
Run 6	14	25,64	38,46	51,27	64,09
Run 7		$S=28\text{m}^2$	$S=42\text{m}^2$	$S=56\text{m}^2$	$S=70\text{m}^2$

**Tableau III.2:** Résultats obtenu avec un nombre des heures ensoleillé par jour sur le travail de la station pour différentes surface de collecteur.



**Figure III.2:** Effet des heures d'insolation par jour sur le travail pour différentes surfaces de collecteur.

Le graphique de la figure III.2 illustre de manière claire la relation directe entre la superficie d'un collecteur solaire et la puissance énergétique qu'il est capable de produire sur une durée donnée. Plus la surface du collecteur est importante, plus la puissance de sortie de la turbine associée est élevée. Cette augmentation de la puissance est linéaire par rapport au temps, ce qui suggère une production d'énergie relativement stable et proportionnelle à la durée d'insolation.

Les différentes courbes présentées pour des surfaces de collecteur allant de 28 à 70 m<sup>2</sup> sont parallèles, indiquant une augmentation proportionnelle de la puissance pour toutes les surfaces. Ce comportement s'explique par le fait qu'une surface plus grande capte naturellement une quantité d'énergie solaire supérieure, qui est ensuite convertie en énergie mécanique par la turbine. Cette étude met en évidence l'importance de la taille du collecteur

dans la conception d'un système de production d'énergie solaire. Cependant, il est essentiel de noter que l'augmentation de la surface du collecteur implique également un coût d'investissement plus élevé. Cette étude met en évidence l'importance de la taille du collecteur dans la conception d'un système de production d'énergie solaire. Cependant, il est essentiel de noter que l'augmentation de la surface du collecteur implique également un coût d'investissement plus élevé. Ainsi, le choix de la taille optimale d'un collecteur dépendra d'un compromis entre le coût initial et la production d'énergie souhaitée.

D'autres facteurs, tels que l'orientation du collecteur, l'inclinaison, les conditions météorologiques et l'efficacité des différents composants du système, peuvent également influencer la production d'énergie. Une analyse plus approfondie de ces paramètres permettrait d'optimiser les performances des systèmes de production d'énergie solaire.

En conclusion, ce graphique offre une vision claire de l'impact de la surface d'un collecteur solaire sur la production d'énergie. Les résultats obtenus peuvent servir de base pour dimensionner et optimiser des systèmes de production d'énergie solaire en fonction des besoins spécifiques de chaque application.

## **Partie de cycle KALINA**

### **III.4 Les effets de la température d'évaporateur**

Dans cette section, nous étudions l'effet de la température d'évaporation sur les performances du cycle Kalina (KCS11) en considérant les quatre fractions massiques sélectionnées. Pour ce faire, il faut prendre des valeurs constantes pour l'étude, dont la température de condensation  $T_{\text{cond}} = 283\text{K}$ . D'autre part, la température d'évaporation varie sur un intervalle de température allant de 330K à 470K. Après on effectue une comparaison entre les quatre fractions massiques ( $Y=0.6$ ,  $Y=0.7$ ,  $Y=0.8$ ,  $Y=0.9$ ).

1..10	1	2	3	2	3	2	3	2	3
	$T_{evap}$ [K]	$\eta_{th}$ [%]	$W_{net}$ [KJ/Kg]						
Run 1	330	0	-2,468	0	-2,398	0	-2,369	0	-2,402
Run 2	350	0	-2,468	10,06	26,58	9,829	61,87	9,343	91,7
Run 3	370	12,34	40,9	11,27	71,14	10,33	94,18	9,768	115,2
Run 4	390	13,14	82,36	11,55	103,7	10,5	120,6	9,913	137,6
Run 5	410	13,12	122,2	11,39	137,2	10,29	150	9,781	161,5
Run 6	430	12,68	173,1	10,92	183,1	9,909	186	9,885	168,6
Run 7	450	11,97	263,6	10,57	221	9,917	191,5	9,905	174,2
Run 8	470	11,9	271,7	10,55	226,3	9,819	194,8	9,827	178
		Y=0.6		Y=0.7		Y=0.8		Y=0.9	

Tableau III.3 : Résultats obtenu avec une température de l'évaporateur variable.

### III.4.1 Effet de la température d'évaporateur sur le rendement énergétique

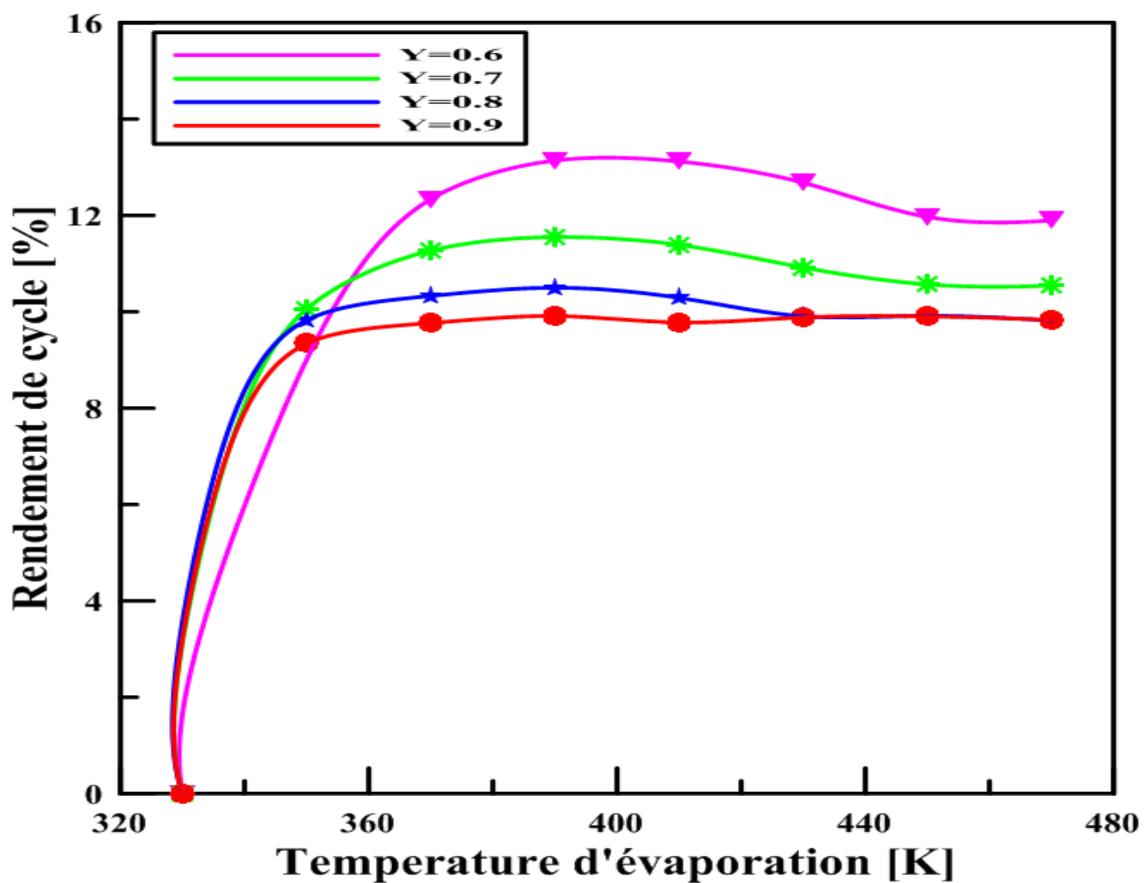


Figure III.3: Effet de la température d'évaporation sur le rendement énergétique du cycle. (KCS11)

Les résultats de la figure III.3 montre la variation du rendement de cycle (en %) en fonction de la température d'évaporation (en K) pour fractions massiques de performance  $Y$ . Les données sont représentées pour quatre valeurs distinctes de  $Y$  : 0,6, 0,7, 0,8 et 0,9, chacune étant illustrée par une courbe.

Pour  $Y=0,6$  : La courbe montre que le rendement de cycle augmente rapidement avec l'augmentation de la température d'évaporation, atteignant un pic autour de 380 K avant de décroître légèrement. Le rendement maximal atteint est d'environ 13,14% en température 390K. Pour  $Y=0,7$  : La courbe présente une augmentation similaire du rendement de cycle avec l'augmentation de la température d'évaporation, atteignant un plateau autour de 11,55% à une température d'évaporation de 390 K, et se stabilisant ensuite.

Pour  $Y=0,8$  : La courbe montre une augmentation progressive du rendement de cycle, atteignant un pic à environ 10,5% autour de 390 K, puis se stabilisant sans décroissance significative.

Pour  $Y=0,9$  : La courbe indique que le rendement de cycle augmente jusqu'à environ 9,9% à 450 K, après quoi il se stabilise, montrant peu de variation avec l'augmentation ultérieure de la température d'évaporation.

Ce graphique illustre que le rendement de cycle augmente avec l'augmentation de la température d'évaporation jusqu'à atteindre un certain point, après lequel il tend à se stabiliser ou à diminuer légèrement. Pour des valeurs de  $Y$  plus faibles, le rendement de cycle atteint des valeurs maximales plus élevées. Les systèmes avec des coefficients de performance  $Y$  plus élevés montrent une stabilisation plus rapide du rendement avec l'augmentation de la température d'évaporation.

## III.4.2 Effet de la température d'évaporateur sur le travail net

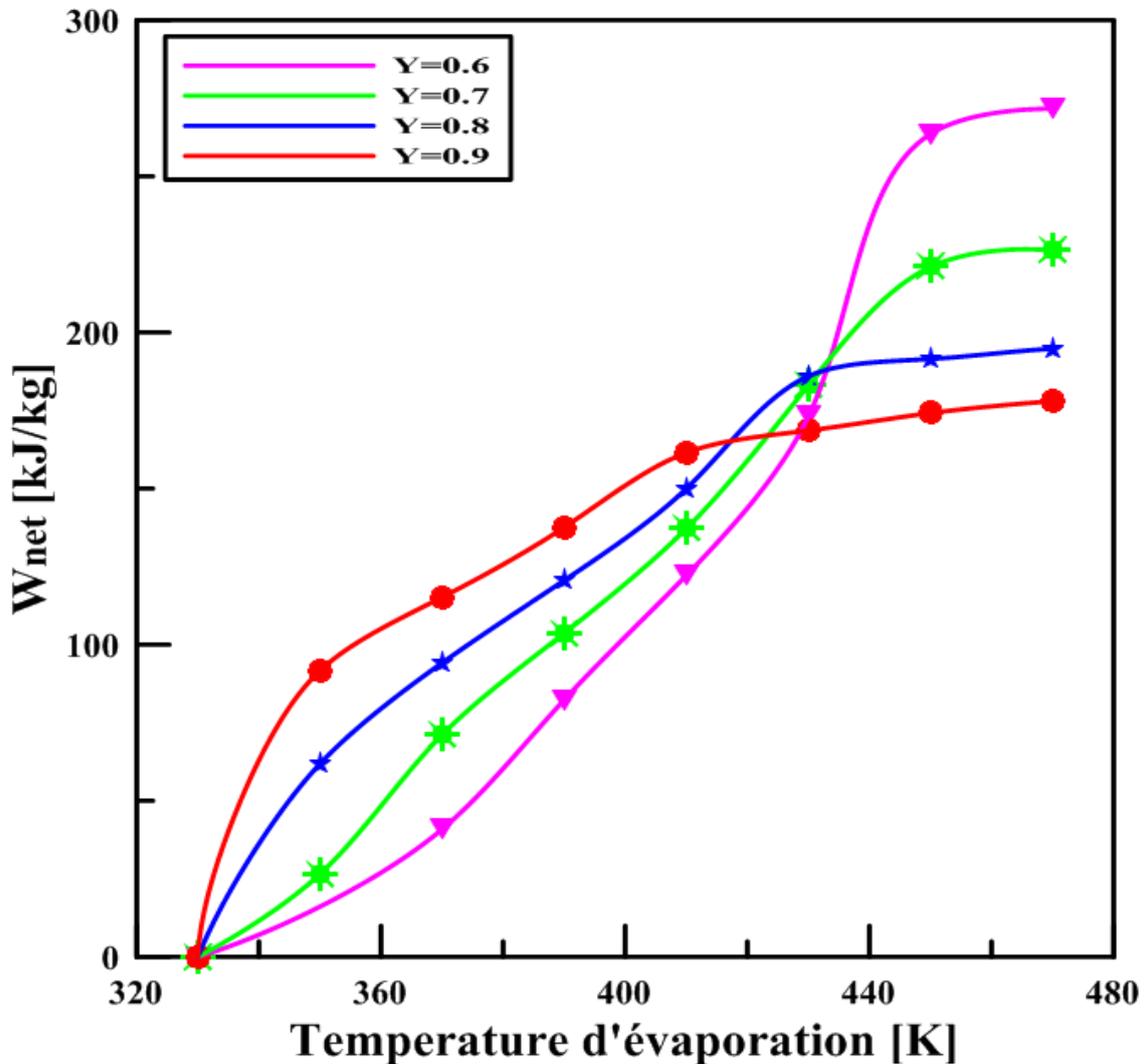


Figure III.4: l'effet de la température de l'évaporateur sur le travail net du cycle.

La figure III.4 montre la variation du travail net (en kJ/kg) en fonction de la température d'évaporation (en K) pour différents coefficients de performance  $Y$ . Les données sont représentées pour quatre valeurs distinctes de  $Y$  : 0,6, 0,7, 0,8 et 0,9, chacune étant illustrée par une courbe de couleur différente.

Pour  $Y=0,6$  : La courbe montre que le travail net augmente rapidement avec l'augmentation de la température d'évaporation, atteignant un pic autour de 440 K avant de continuer à croître plus lentement. Le travail net maximal atteint est d'environ 271,7 kJ/kg.

Pour  $Y=0,7$  : La courbe présente une augmentation similaire du travail net avec l'augmentation de la température d'évaporation, atteignant un plateau autour de 221 kJ/kg à une température d'évaporation de 450 K, et se stabilisant ensuite.

Pour  $Y=0,8$  : La courbe montre une augmentation progressive du travail net, atteignant un pic à environ 186 kJ/kg autour de 430 K, puis se stabilisant sans décroissance significative.

Pour  $Y=0,9$  : La courbe indique que le travail net augmente jusqu'à environ 170 kJ/kg à 440 K, après quoi il se stabilise, montrant peu de variation avec l'augmentation ultérieure de la température d'évaporation.

Le travail net augmente avec l'augmentation de la température d'évaporation jusqu'à atteindre un certain point, après lequel il tend à se stabiliser. Pour des valeurs de  $Y$  plus faibles, le travail net atteint des valeurs maximales plus élevées. Les systèmes avec des coefficients de performance  $Y$  plus élevés montrent une stabilisation plus rapide du travail net avec l'augmentation de la température d'évaporation.

### III.5 Effets de la température de condensation

Dans cette section, nous étudions l'effet de la température de condensation sur les performances du cycle KCS11 en considérant quatre fractions massiques sélectionnées ( $Y=0.6$ ,  $Y=0.7$ ,  $Y=0.8$ ,  $Y=0.9$ ). Pour ce faire, certains paramètres de fonctionnement sont fixés, notamment la température de l'évaporateur à  $T_{\text{evap}}=473\text{K}$ . Par ailleurs, nous faisons varier la température de condensation dans une plage de 280K à 345K.

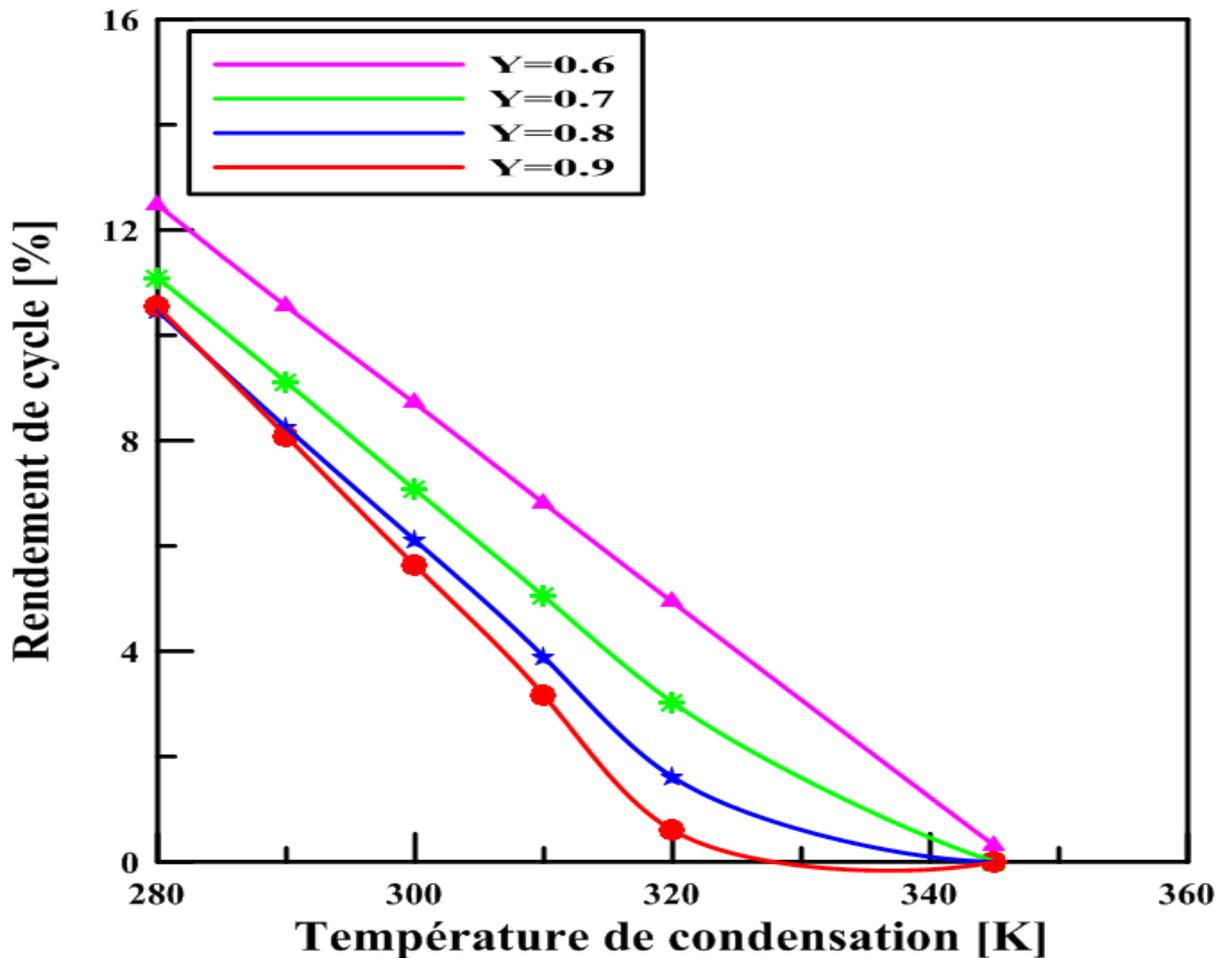
	1	2	3	2	3	2	3	2	3
	$T_{\text{cond}}$ [K]	$\eta_{\text{th}}$ [%]	$W_{\text{net}}$ [KJ/Kg]	$\eta_{\text{th}}$ [%]	$W_{\text{net}}$ [KJ/Kg]	$\eta_{\text{th}}$ [%]	$W_{\text{net}}$ [KJ/Kg]	$\eta_{\text{th}}$ [%]	$W_{\text{net}}$ [KJ/Kg]
Run 1	280	12,48	287,8	11,09	240,2	10,47	210,1	10,54	193,3
Run 2	290	10,55	238,4	9,109	193,1	8,247	161,6	8,085	144,5
Run 3	300	8,705	192,8	7,068	146,6	6,106	116,8	5,627	97,89
Run 4	310	6,809	147,7	5,042	102,2	3,892	72,63	3,16	53,46
Run 5	320	4,931	104,7	3,028	59,95	1,611	29,3	0,6016	9,888
Run 6	345	0,3064	6,146	0	-38,35	0	-69,92	0	-92,24

Y=0.6	Y=0.7	Y=0.8	Y=0.9
-------	-------	-------	-------

Tableau III.4: Résultats obtenu avec un température de condensation.

### III.5.1 Effet de la température de condenseur sur le rendement énergétique



**Figure III.5:** l'effet de la température de condensation sur le rendement énergétique du cycle KCS11.

Figure III.5 représente la variation du rendement de cycle (en %) en fonction de la température de condensation (en K) pour différents coefficients de performance  $Y$ . Les données sont représentées pour quatre valeurs distinctes de  $Y$  : 0,6, 0,7, 0,8 et 0,9, chacune étant illustrée par une courbe de couleur différente.

Pour  $Y=0,6$  : La courbe montre que le rendement de cycle diminue progressivement avec l'augmentation de la température de condensation. Cette courbe commence à un rendement élevé d'environ 12,48 % à 280 K et diminue à mesure que la température de condensation augmente, atteignant presque 0 % à environ 350 K.

Pour  $Y=0,7$  : La courbe présente une tendance similaire, avec un rendement initialement plus bas que  $Y=0,6$  à environ 11,09 %, et une diminution régulière du rendement avec l'augmentation de la température de condensation.

Pour  $Y=0,8$  : La courbe montre également une diminution progressive du rendement de cycle, partant d'environ 10,54 % à 280 K et diminuant à mesure que la température de condensation augmente. Le rendement reste supérieur à celui de  $Y=0,9$  tout au long de la plage de températures.

Pour  $Y=0,9$  : La courbe indique une diminution constante du rendement de cycle avec l'augmentation de la température de condensation. Cette courbe commence à un rendement de 10,47 % à 280 K et descend à presque 0 % à environ 350 K. Le rendement de  $Y=0,9$  est globalement le plus bas parmi toutes les valeurs de  $Y$ .

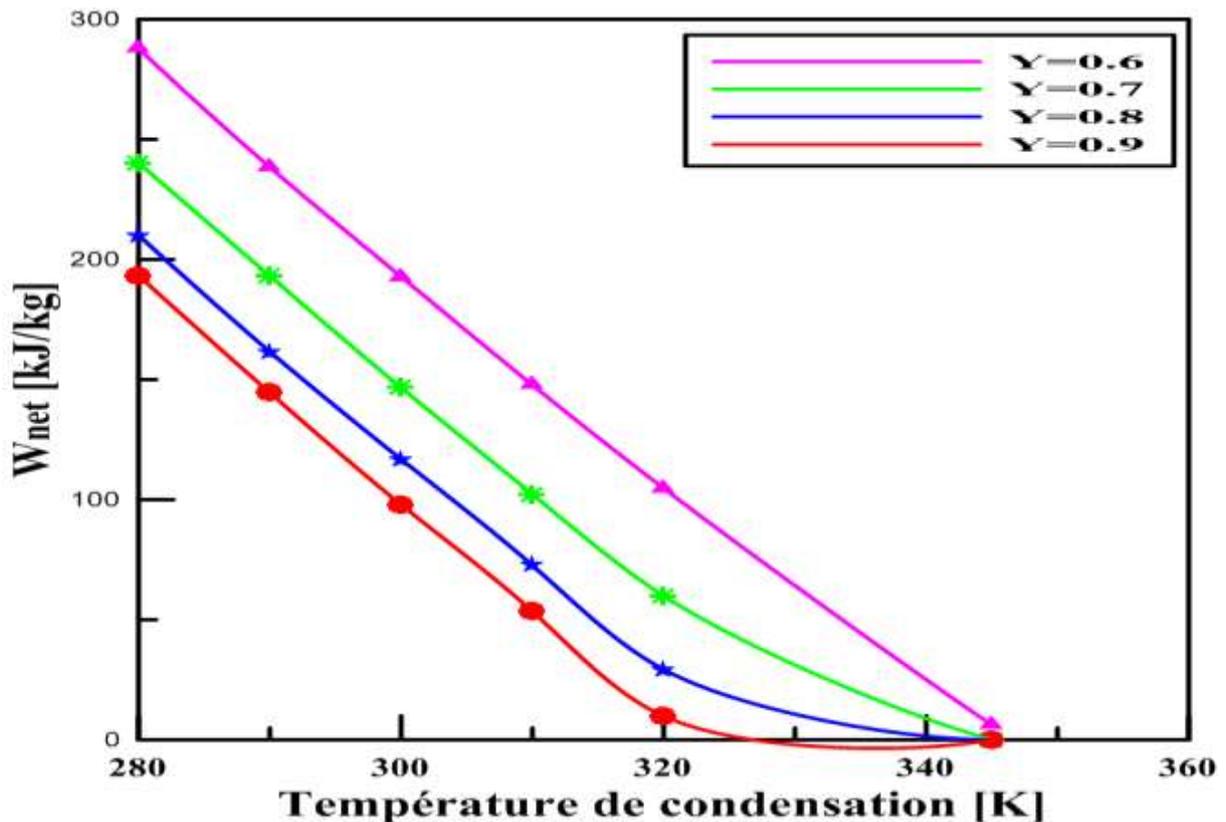
Le graphique montre que le rendement de cycle diminue avec l'augmentation de la température de condensation pour toutes les valeurs de  $Y$ . Des valeurs plus faibles de  $Y$  (comme 0,6) permettent d'obtenir des rendements de cycle plus élevés à des températures de condensation plus basses. Ce comportement doit être pris en compte lors de l'optimisation des systèmes pour maximiser le rendement de cycle, en particulier dans des conditions de température de condensation variables.

### III.5.2 Effet de la température de condenseur sur le travail net

La figure III.6 représente la variation du travail net (en kJ/kg) en fonction de la température de condensation (en K) pour différents coefficients de performance  $Y$ . Les données sont représentées pour quatre valeurs distinctes de  $Y$  : 0,6, 0,7, 0,8 et 0,9, chacune étant illustrée par une courbe de couleur différente.

Pour  $Y=0,6$  : La courbe montre que le travail net diminue rapidement avec l'augmentation de la température de condensation. Cette courbe commence à une valeur élevée d'environ 287,8 kJ/kg à 280 K et descend de manière linéaire jusqu'à presque 0 kJ/kg à environ 340 K.

Pour  $Y=0,7$  : La courbe présente une tendance similaire avec un travail net initialement plus bas que pour  $Y=0,6$ , à environ 240,2 kJ/kg à 280 K, et une diminution régulière du travail net à mesure que la température de condensation augmente.



**Figure III.6 :** l'effet de la température de condensation sur le travail net du cycle KCS11.

Pour  $Y=0,8$  : La courbe montre également une diminution progressive du travail net, partant d'environ 210,1 kJ/kg à 280 K et diminuant de manière continue jusqu'à presque 0 kJ/kg à environ 340 K.

Pour  $Y=0,9$  : La courbe indique une diminution constante du travail net avec l'augmentation de la température de condensation. Cette courbe commence à environ 193,3kJ/kg à 280 K et descend à presque 0 kJ/kg à environ 340 K. Le travail net pour  $Y=0,9$  est globalement le plus bas parmi toutes les valeurs de  $Y$ .

Le graphique montre que le travail net diminue avec l'augmentation de la température de condensation pour toutes les valeurs de  $Y$ . Des valeurs plus faibles de  $Y$  (comme 0,6) permettent d'obtenir un travail net plus élevé à des températures de condensation plus basses. Ce comportement doit être pris en compte lors de l'optimisation des systèmes pour maximiser le travail net, en particulier dans des conditions de température de condensation variables.

### III.6 Effets de la haute pression ( $P_{\max}$ )

Dans cette section, nous étudions l'effet de la Haute pression sur les performances du cycle KCS11 en considérant quatre fractions massiques sélectionnées ( $Y=0.6$ ,  $Y=0.7$ ,  $Y=0.8$ ,  $Y=0.9$ ). Pour ce faire, certains paramètres de fonctionnement sont fixés, notamment la température de l'évaporateur à  $T_{\text{evap}}=473\text{K}$ . Par ailleurs, nous faisons varier la Haute pression dans une plage de 10 à 55 bar.

1..10	1	2	3	2	3	2	3	2	3
	$P_{\max}$ [bar]	$\eta_{\text{th}}$ [%]	$W_{\text{net}}$ [KJ/Kg]	$\eta_{\text{th}}$ [%]	$W_{\text{net}}$ [KJ/Kg]	$\eta_{\text{th}}$ [%]	$W_{\text{net}}$ [KJ/Kg]	$\eta_{\text{th}}$ [%]	$W_{\text{net}}$ [KJ/Kg]
Run 1	10	6,856	159,5	5,169	112,8	4,073	82,22	3,47	63,92
Run 2	15	10	230,9	8,486	183,9	7,653	153,5	7,394	135,4
Run 3	20	11,87	272,1	10,52	226,3	9,851	196,3	9,769	177,8
Run 4	25	13,3	302,6	12,02	256,9	11,51	227,9	11,61	210
Run 5	30	14,44	326,1	13,22	280,6	12,78	251,1	13,01	233,8
Run 6	35	15,41	327,6	14,22	299,4	13,88	271	14,23	254,1
Run 7	40	16,46	300,7	15,06	314,8	14,81	287,1	15,21	269,8
Run 8	45	17,32	278,8	15,86	317,6	15,57	299,6	16,09	283,5
Run 9	50	18,1	260,4	16,69	304,1	16,26	310,7	16,82	294,3
Run 10	55	18,74	243,2	17,42	291,9	16,84	319,3	17,46	303,3
		Y=0.6		Y=0.7		Y=0.8		Y=0.9	

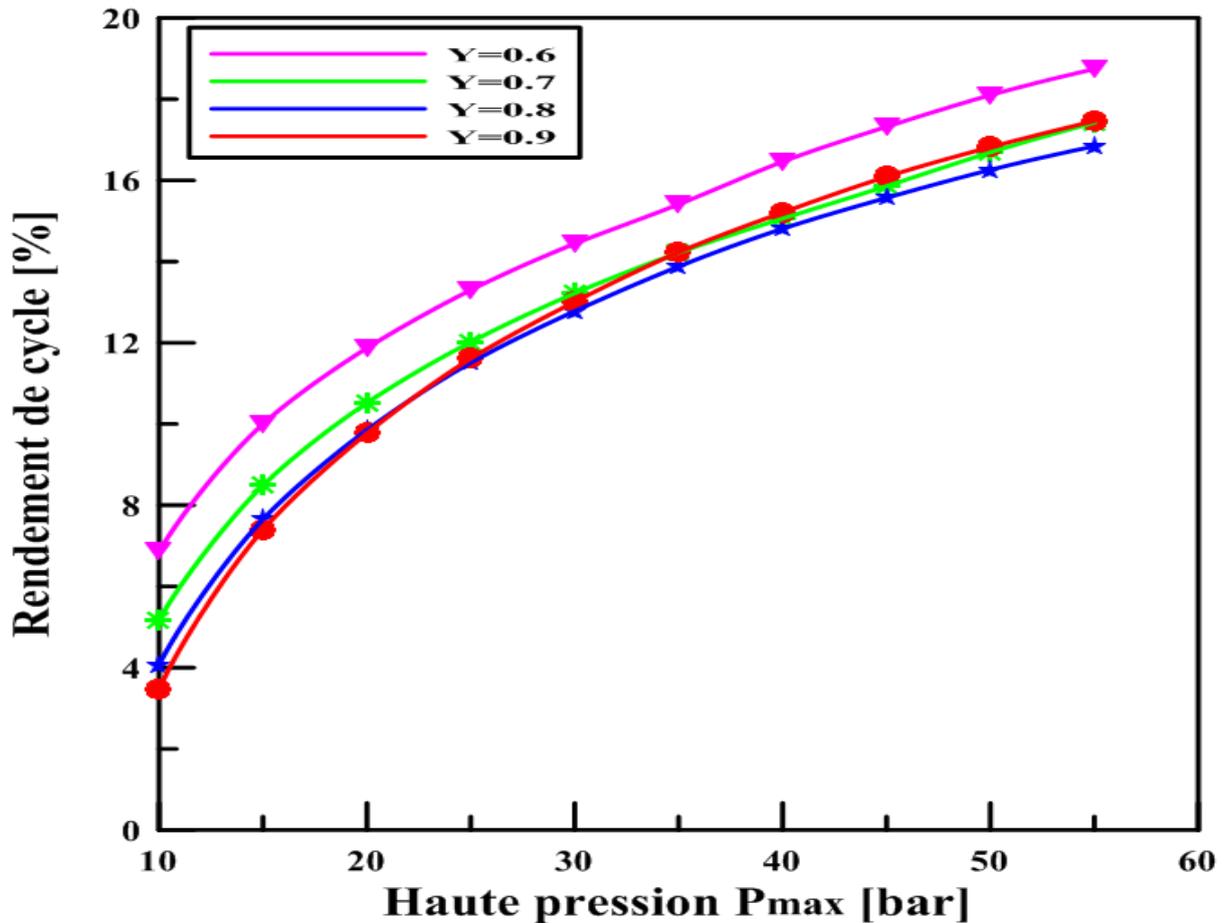
Tableau III.5 : Résultats obtenu avec la variation de la haute pression ( $P_{\max}$ ).

#### III.6.1 Effets de haute pression ( $P_{\max}$ ) sur le rendement énergétique

La figure numérotée (III.7) montre l'évolution du rendement de cycle en fonction de la pression maximale  $P_{\max}$  (en bar) pour différentes valeurs des fractions massiques ( $Y$ ).

Pour  $Y=0,6$  : La courbe montre une augmentation rapide du rendement de cycle avec l'augmentation de  $P_{\max}$ . Cette courbe atteint le rendement le plus élevé parmi toutes les valeurs de  $Y$  à chaque point de pression maximale, indiquant que pour une faible valeur de  $Y$ , le rendement de cycle est maximisé un valeur 18.74%.

Pour  $Y=0,7$  : La courbe présente une augmentation continue du rendement de cycle avec la pression maximale, mais à un taux légèrement inférieur comparé à  $Y=0,6$ . Néanmoins, elle montre un rendement global supérieur à  $Y=0,8$  et  $Y=0,9$ . Pour  $Y=0,8$  : La courbe montre une progression du rendement de cycle similaire à celle des courbes précédentes, mais avec des valeurs de rendement légèrement inférieures.



**Figure III.7 :** Effet de haute pression ( $P_{max}$ ) sur l'efficacité énergétique du cycle KCS11.

Cela indique que l'augmentation de  $Y$  tend à réduire l'efficacité du cycle pour une pression donnée. Pour  $Y=0,9$  : La courbe montre également une augmentation constante du rendement de cycle avec la pression maximale, mais elle a les valeurs les plus basses parmi toutes les courbes pour chaque niveau de pression. Cela indique que des valeurs élevées de  $Y$  sont associées à un rendement de cycle plus faible.

En résumé, le graphique montre que le rendement de cycle augmente avec la pression maximale ( $P_{max}$ ) pour toutes les valeurs de  $Y$ . Cependant, des valeurs plus faibles de  $Y$  (comme 0,6) permettent d'obtenir des rendements de cycle plus élevés par rapport à des valeurs plus élevées de  $Y$ . Cela suggère que pour maximiser l'efficacité du cycle, il est préférable d'avoir des valeurs plus faibles de  $Y$  et d'optimiser la pression maximale  $P_{max}$ .

### III.6.2 Effets de la haute pression ( $P_{max}$ ) sur le travail net

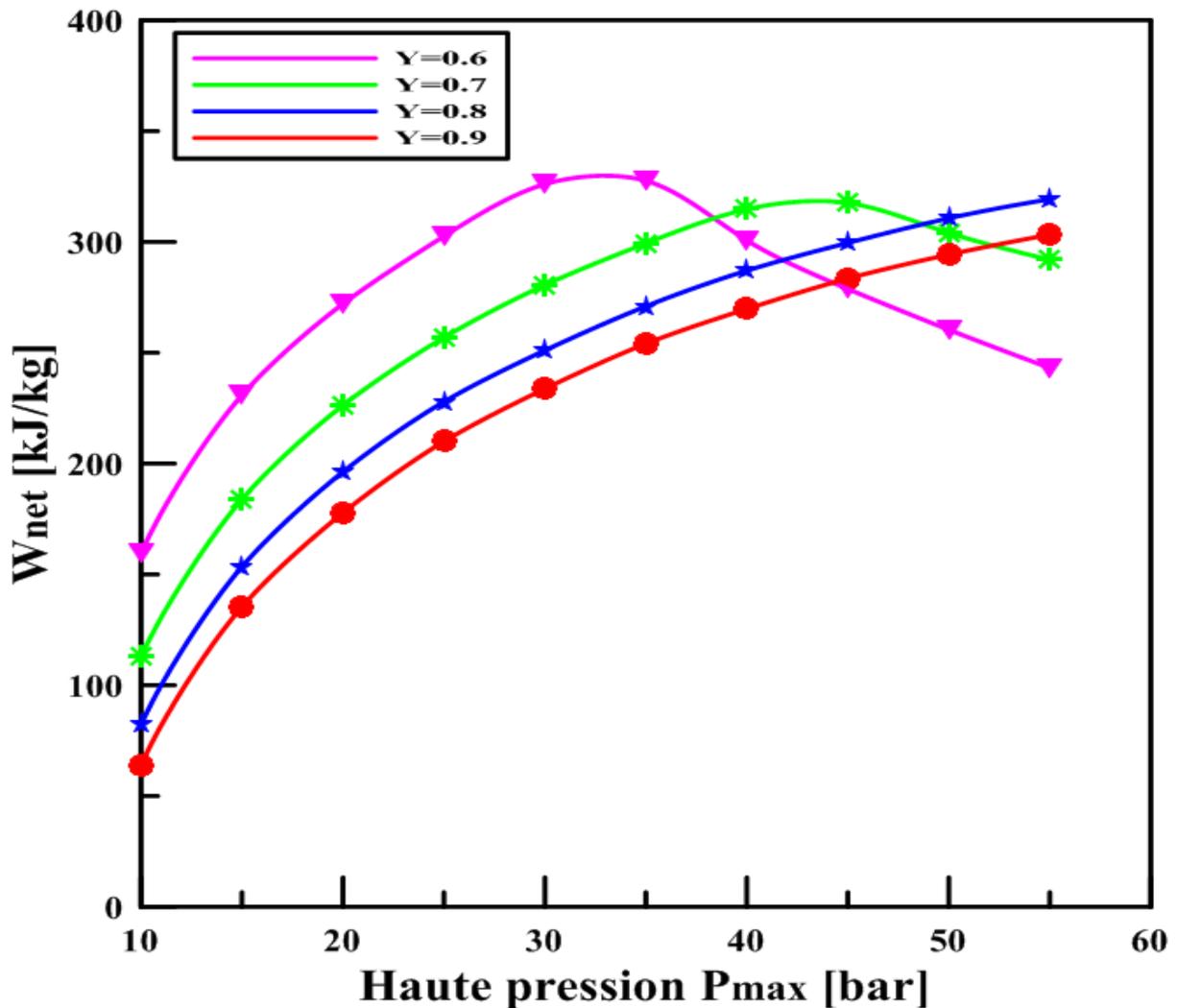


Figure III.8 : Effet de haute pression ( $P_{max}$ ) sur le travail net du cycle.

La figure (III.8) montre la relation entre la pression maximale (en bars) et le travail net (kJ/kg) pour fractions massiques ( $Y$ ) de performance.

Pour  $Y=0,6$  : La courbe montre que le travail net augmente rapidement avec l'augmentation de  $P_{max}$  jusqu'à atteindre un pic, avant de diminuer au-delà d'une certaine pression. Cette courbe atteint le travail net maximal parmi toutes les courbes, indiquant un rendement optimal à une pression modérée. Pour  $Y=0,7$  : La courbe présente une tendance similaire, avec une augmentation continue du travail net jusqu'à un point où il commence à décroître légèrement après le pic. Pour  $Y=0,8$  : La courbe montre une augmentation progressive du travail net avec l'augmentation de  $P_{max}$ . Cette courbe atteint un pic à une pression plus élevée par rapport à  $Y=0,6$  et  $Y=0,7$ , avec une décroissance moins prononcée après le point culminant. Pour

$Y=0,9$  la courbe indique que le travail net augmente de manière constante avec  $P_{\max}$ , atteignant un maximum plus bas que les autres courbes, mais sans montrer une décroissance significative après le pic. Cela suggère une performance plus stable à des pressions élevées, bien que moins efficace de travail net maximal.

Le travail net dépend fortement de la pression maximale ( $P_{\max}$ ) et du fractions massiques  $Y$ . Pour des valeurs de  $Y$  plus faibles, le système atteint un travail net plus élevé à des pressions modérées, tandis que pour des valeurs de  $Y$  plus élevées, le travail net est moins sensible à la pression maximale mais tend à être plus stable à des pressions élevées.

### **Conclusion :**

Dans ce chapitre on a démontré l'influence significative de divers paramètres sur les performances du cycle Kalina, soulignant l'importance d'une optimisation rigoureuse pour maximiser le rendement et la production d'énergie. Les résultats obtenus montrent que la température de sortie des collecteurs, la durée d'ensoleillement, la température d'évaporation, la température de condensation, la haute pression et la fraction massique du mélange réfrigérant sont des facteurs clés à considérer. En particulier, des fractions massiques plus faibles ont permis d'atteindre des rendements supérieurs et un travail net optimal. Ces travaux ouvrent de nouvelles perspectives pour l'amélioration des systèmes énergétiques utilisant le cycle Kalina, en contribuant à une meilleure efficacité énergétique et à une réduction des coûts opérationnels. Les résultats obtenus peuvent servir de base pour de futures recherches et applications pratiques.

Cette version condensée conserve les éléments clés de la conclusion initiale tout en offrant une synthèse plus concise et percutante. Elle met l'accent sur l'importance de l'optimisation des paramètres du cycle Kalina et souligne les implications pratiques de cette étude pour le développement de systèmes énergétiques plus performants et durables.

### Conclusion générale

Ce mémoire a porté sur l'étude comparative et la simulation numérique d'un système énergétique basé sur le cycle Kalina (KCS11), en mettant en évidence l'impact crucial de divers paramètres sur ses performances énergétiques. L'analyse a montré que des variables telles que la température de sortie des collecteurs, la durée d'ensoleillement, la température d'évaporation, la température de condensation et la haute pression influencent de manière significative l'efficacité et la productivité énergétique du cycle. Les résultats obtenus ont révélé que l'optimisation de ces paramètres est essentielle pour maximiser le rendement et le travail net du cycle Kalina.

En particulier, des fractions massiques plus faibles ( $Y=0,6$ ) ont tendance à offrir des performances supérieures, atteignant des rendements maximaux plus élevés et un travail net optimal. Les courbes de performance indiquent l'existence de pressions et de températures optimales, au-delà desquelles les gains énergétiques commencent à se stabiliser ou à décroître. La corrélation directe entre l'ensoleillement et la productivité énergétique souligne l'importance de maximiser la surface de collecte solaire pour améliorer les performances du système.

Cette observation est particulièrement pertinente dans le contexte des énergies renouvelables, où l'exploitation maximale des ressources disponibles est cruciale pour l'efficacité énergétique. Par ailleurs, cette étude a également mis en lumière l'importance d'une approche systématique pour l'optimisation des paramètres de fonctionnement. En ajustant de manière précise la température d'évaporation et de condensation ainsi que les pressions, il est possible de réduire les pertes exégétiques et d'améliorer l'efficacité globale du système. L'utilisation d'outils de simulation numérique, comme le logiciel EES, s'est avérée indispensable pour prévoir et analyser ces influences paramétriques.

Ces simulations offrent une base solide pour la conception et l'exploitation de systèmes énergétiques plus performants. Toutefois, pour consolider ces résultats, il serait pertinent de les comparer avec ceux obtenus à partir d'installations réelles, afin de valider les hypothèses et les conclusions tirées des modèles numériques.

En conclusion, cette recherche propose des perspectives prometteuses pour l'amélioration de la conception et de l'exploitation des centrales thermiques utilisant le cycle Kalina. Les résultats obtenus peuvent servir de guide pour des études futures et pour la mise en œuvre

pratique de systèmes énergétiques plus efficaces et durables. De plus, les approches et méthodes développées dans cette étude peuvent être adaptées à d'autres cycles thermodynamiques, contribuant ainsi à une meilleure utilisation des ressources énergétiques et à une réduction des coûts opérationnels dans divers contextes industriels.

## Référence bibliographique

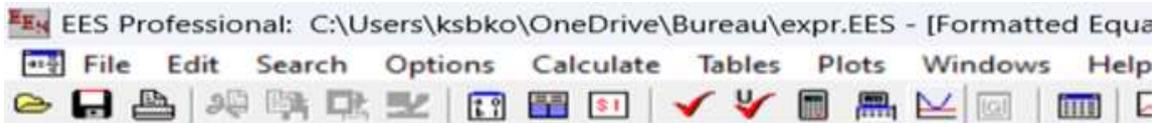
- [1] STOYANOV, Ludmil. Etude de différentes structures de systèmes hybrides à sources d'énergie renouvelables. 2011. Thèse de doctorat. Université Pascal Paoli.
- [2] Bal, Jean-Louis et Bernard Chabot. Les énergies renouvelables. État de l'art et perspectives de développement. C. R. Acad. Sci. Paris, Sciences de la Terre et des planètes Earth and Planetary Sciences. 2001, vol. 333, p. 827-834.
- [3] Syndicat des Énergies Renouvelables. La France : la centrale Themis. Paris, France : Syndicat des Énergies Renouvelables, juin 2012.
- [4] Michel Berkowicz, Futura, MAISON La centrale solaire thermodynamique à tour Dossier -L'électricité solaire, une énergie rayonnante, 2007.
- [5] Alain. Ferrière, "Captation, transformation et conversion de l'énergie solaire par les technologies à concentration", PROMES-CNRS, 2006.
- [6]Y. Mohamad Lamine,« Performances technico-économiques des centrales cylindro-paraboliques », Mémoire de Magister, université Hassiba ben Bouali de Chlef, 2009.
- [7] Énergies Renouvelables : État des Lieux et Perspectives" de l'Université de Perpignan, Via Domitia, publié en 2013 par UVED sous licence Creative Commons (CC BY-NC-SA).
- [8] Syndicat des énergies renouvelables 13-15, dernière révision du document : juin 2012.
- [9]P.R. Dalmasso, R.A. Taccone, J.D. Nieto, M.A. Teruel, S.I. Lane, HFCI Reaction with Cl atoms, atmospheric lifetimes, ozone depletion and global warming potentials, Atmospheric Environment. 40 (2006) 7298– 7307.
- [10] Ducarroir, M., M. Tmar, and C. Bernard. "Possibilités de stockage de l'énergie solaire à partir de sulfates." Revue de physique appliquée 15.3 (1980): 513-528.
- [11] LEO, Jessica. Modélisation et conduite optimale d'un cycle combiné hybride avec source solaire et stockage. 2015. Thèse de doctorat. Université Grenoble Alpes.
- [12] AMOUBOUDI. Fadila, BERKANE. Kahina, et OULD ABDESSALAM. Lina, Simulation d'une centrale solaire cylindro-parabolique intégré dans un cycle combiné. 2019. Thèse de doctorat. UMMTO.

- [13] D, Malekeddine, «Etude numérique des caractéristiques géométriques des aubes à action des turbines à vapeur », mémoire de fin d'étude, Université de Tébessa,2015.
- [14] SAMPÉRIO, Islas et MARCIAL, Jorge. De la turbine à vapeur à la turbine à gaz électrique : compétition technologique et formation d'un nouveau paradigme. 1995. Thèse de doctorat. Université Pierre Mendès France (Grenoble ; 1990-2015).
- [15] SIHAM, Amrouch. Fusion d'ontologies de domaine pour la gestion de connaissances application aux Turbine à Vapeur. 2009. Thèse de doctorat. University of Souk Ahras.
- [16] DANIARTA, Sindu, KOLASIŃSKI, Piotr, et IMRE, Attila R. Thermodynamic efficiency of trilateral flash cycle, organic Rankine cycle and partially evaporated organic Rankine cycle. *Energy Conversion and Management*, 2021, vol. 249, p. 114731.
- [17] G. Amine, «Etude d'un stockage thermique mixte chaleur sensible et chaleur latent », mémoire de fine d'étude, UNIVERSITE SAAD DAHLEB DE BLIDA 1,2014.
- [18] AIT MENGUELLET, Anis et CHERIFI, Lyas. Étude et simulation d'une mini-centrale solaire cylindro-parabolique couplée avec un Cycle Organique de Rankine (ORC). 2019. Thèse de doctorat. UMMTO.
- [19] S. Quoilin : An introduction to thermodynamics applied to Organic Rankine Cycles.
- [20] SCHULLER, Stéphane. Optimisation technico-économique d'un cycle organique de Rankine : application à la géothermie et prise en compte de la variabilité de la source froide. 2016. Thèse de doctorat. Nantes.
- [21] ASHOURI, Milad, AHMADI, M. Hossein, et FEIDT, Michel. Performance analysis of organic Rankine cycle integrated with a parabolic through solar collector. In : *Conferencepaper. The 4th World Sustainability Forum*. 2014.
- [22] Wei D, Lu X, Lu Z, Gu J. Analyse des performances et optimisation des Cycle de Rankine (ORC) pour la récupération de la chaleur perdue. *Energy Convers Gérer* 2007;48:1113–9.
- [23] Z. FERGANI, « Optimisation paramétrique d'un cycle organique de rankine pour la récupération énergétique des gaz de rejets d'une cimenterie », thèse de doctorat, Université Saad DAHLAB Blida 1. 2016.

- [24] EXERGY Inc., Ebara and Exergy team to build first Kalina Cycle Power Plant, in Business Wire. 4th February 1997: Hayward, California.
- [25] H. A. MŁCAK, M. MIRALLI, H. HJARTARSON, M. RALPH, Notes from the North: a Report on the Debut Year of the 2 MW Kalina Cycle® Geothermal Power Plant in Húsavík, Iceland. 2002.
- [26] BINE informationdienst, Geothermal electricity generation combined with a heating network. October 2009.
- [27] HERZBERGER, W. MÜNCH, T. KÖLBEI and others, The Geothermal Power Plant Bruchsal in World Geothermal Congress. 2010. Bali, Indonesia.
- [28] KARIMI, M. N., DUTTA, A., KAUSHIK, A., et al. A review of organic Rankine, Kalina and Goswami cycle. International Journal of Engineering Technology, Management and Applied Sciences, 2015, vol. 3, p. 90-105.
- [29] BRACCIO, Simone. Etude numérique et expérimentale d'un cycle combiné de production de froid et d'électricité basé sur la technologie à absorption NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O. 2023. Thèse de doctorat. Université Savoie Mont Blanc.
- [30] YARI, M., MEHR, A. S., ZARE, V., et al. Exergoeconomic comparison of TLC (trilateral Rankine cycle), ORC (organic Rankine cycle) and Kalina cycle using a low-grade heat source. Energy, 2015, vol. 83, p. 712-722.
- [31] Martinez, Simon. Études expérimentales et numériques d'un micro-cogénérateur solaire-intégration à un bâtiment résidentiel. Diss. Université de La Rochelle, 2018.

## Annexes

## ESS code pour la centrale solaire



```

Function theff (wnet; qh)
  If ((wnet <= 0) or (qh <= wnet)) Then
    theff := 0
  Else
    theff :=  $\frac{w_{net}}{qh} \cdot 100$ 
  Endif
End theff

Function qucheck (Qu)
  If (Qu <= 0) Then
    qucheck := 0
    step1 := 0
  Else
    step1 := Qu
  Endif
  If (Qu >= 1) Then
    qucheck := 1
    step2 := 0
  Else
    step2 := Qu
  Endif
  If (step1 = step2) Then    qucheck := Qu    Else    a := 0
End qucheck

n = 16
O = 36,75
nr = 10

```

EES Professional: C:\Users\ksbko\OneDrive\Bureau\expr.EES - [Formatted Equations]

File Edit Search Options Calculate Tables Plots Windows Help Examples

nr = 10

Go = 1367

$$A = 1 + 0,033 \cdot \cos \left[ \frac{360 \cdot n}{365} \right]$$

$$B = \cos(O) \cdot \cos(d) \cdot \sin(ws) + 3,1416 \cdot \frac{ws}{180} \cdot \sin(O) \cdot \sin(d)$$

a1 = 0,25

b1 = 0,5

Ac = 14 · X

X = 3

$$d = -23,45 \cdot \sin \left[ \frac{360 \cdot (284 + n)}{365} \right]$$

$$ws = \arccos(-\tan(d) \cdot \tan(O))$$

$$J = \frac{2}{15} \cdot ws$$

$$Ho = 24 \cdot \frac{Go}{3,1416} \cdot A \cdot B$$

$$H = Ho \cdot (a1 + b1) \cdot \frac{nr}{J}$$

Gs = H

Gb = Gs

$$\dot{Q} = \frac{Gb \cdot Ac}{M}$$

M = 1000

T<sub>in</sub> = 350 [K]

T<sub>am</sub> = 298 [K]

$$Q_{uc} = \dot{m} \cdot cp \cdot (T_{in} - T_{am})$$

$\dot{m}$  = 0,1

cp = 4,81

EES Professional: C:\Users\ksbko\OneDrive\Bureau\expr.EES - [Formatted Equations]

File Edit Search Options Calculate Tables Plots Windows Help Examples

$c_p = 4,81$   
 $\eta_{coll} = \frac{Q_{uc}}{Q}$   
 $T_{in} = T_{evap}$   
 $T_{cond} = 298 \text{ [K]}$   
 $T_{pinch} = 4 \text{ [K]}$   
 $P_{max} = 20 \text{ [bar]}$   
 $\eta_{pump} = 0,85$   
 $\eta_{turb} = 0,85$   
 $Y = 0,6$   
 $P1 = P2 \quad x1 = Y$   
 $h1 = w \cdot h9 + (1 - w) \cdot h10$   
 Call **NH3H2O** (''; 234; P1; x1; h1; T1; P1; x1; h1; s1; u1; v1; Qu1 )  
 $Qu2 = 0 \quad T2 = T_{cond} + T_{pinch}$   
 $x2 = x1$   
 Call **NH3H2O** (''; 138; T2; x2; Qu2; T2; P2; x2; h2; s2; u2; v2; Qu2 )  
 $w_{pump} = \frac{v2 \cdot (P_{max} - P2) \cdot 100}{\eta_{pump}}$   
 $P3 = P_{max} \quad x3 = x2 \quad h3 = h2 + w_{pump}$   
 $h3s = \eta_{pump} \cdot (h3 - h2) + h2$   
 $s3s = s2$   
 Call **NH3H2O** (''; 234; P3; x3; h3; T3; P3; x3; h3; s3; u3; v3; Qu3 )  
 $h4 = q_{regen} + h3$   
 $P4 = P3 \quad x4 = x3$   
 Call **NH3H2O** (''; 234; P4; x4; h4; T4; P4; x4; h4; s4; u4; v4; Qu4 )  
 $T5 = T_{evap} - T_{pinch}$   
 $x5 = x4 \quad P5 = P4$

EES Professional: C:\Users\ksbko\OneDrive\Bureau\expr.EES - [Formatted Equations]

File Edit Search Options Calculate Tables Plots Windows Help Examples

$x_5 = x_4$     $P_5 = P_4$

Call NH3H2O ('' ; 123 ; T5 ; P5 ; x5 : T5 ; P5 ; x5 ; h5 ; s5 ; u5 ; v5 ; Qu5 )

$w = 1 - q_{u\_check} (Qu5)$

$T_6 = T_5$     $P_6 = P_5$     $Qu_6 = 1$

Call NH3H2O ('' ; 128 ; T6 ; P6 ; Qu6 : T6 ; P6 ; x6 ; h6 ; s6 ; u6 ; v6 ; Qu6 )

$T_7 = T_5$     $P_7 = P_5$     $Qu_7 = 0$

Call NH3H2O ('' ; 128 ; T7 ; P7 ; Qu7 : T7 ; P7 ; x7 ; h7 ; s7 ; u7 ; v7 ; Qu7 )

$T_8 = T_3 + 4$  [K]

$P_8 = P_7$     $x_8 = x_7$

Call NH3H2O ('' ; 123 ; T8 ; P8 ; x8 : T8 ; P8 ; x8 ; h8 ; s8 ; u8 ; v8 ; Qu8 )

$q_{regen} = w \cdot (h_7 - h_8)$

$h_9 = h_8$     $P_9 = P_1$     $x_9 = x_8$

Call NH3H2O ('' ; 234 ; P9 ; x9 ; h9 : T9 ; P9 ; x9 ; h9 ; s9 ; u9 ; v9 ; Qu9 )

$P_{10} = P_1$     $x_{10} = x_6$     $s_{10s} = s_6$

Call NH3H2O ('' ; 235 ; P10 ; x10 ; s10s : T10 ; P10 ; x10 ; h10s ; s10 ; u10s ; v10s ; Qu10s )

$h_{10} = h_6 - \eta_{turb} \cdot (h_6 - h_{10s})$

$w_{turb} = (1 - w) \cdot (h_6 - h_{10})$

$w_{net} = w_{turb} - w_{pump}$

$Q_c = h_5 - h_4$

$Q_f = h_1 - h_2$

$\eta_{thoycle} = \mathbf{theff} (w_{net}; Q_c)$

$$\text{Efficacité}_{ré} = \frac{h_4 - h_3}{h_7 - h_8}$$

### Résumé

L'utilisation de cycles thermodynamiques avancés est essentielle dans les énergies renouvelables, notamment pour optimiser la conversion de l'énergie solaire. En modélisant et en appliquant le cycle Kalina avec le logiciel ESS, nous avons évalué l'impact de diverses conditions opérationnelles sur l'efficacité du système. Notre étude s'est concentrée sur la température, la pression et la composition du fluide caloporteur. Les performances du cycle ont été analysées sous différentes conditions, incluant la pression de l'évaporateur (10-55 bars), la température de la source de chaleur (333-473 K) et la température du dissipateur thermique (280-345 K). Pour le KCS11, nous avons examiné les fractions massiques d'ammoniac à la sortie de l'évaporateur. Les résultats ont montré une efficacité nette de 18,74 % et un travail net de 243,2 kJ/kg à une température de condenseur de 283 K. L'optimisation de ces paramètres est cruciale pour maximiser l'efficacité énergétique et réduire les coûts d'exploitation. Nous avons cherché à identifier une combinaison optimale pour une efficacité énergétique élevée et une puissance optimale, en tenant compte des propriétés thermodynamiques des fluides de travail.

**Mots Clés :** Cycle Kalina (KCS11), simulation, modélisation, fluide de travail, ESS, énergie solaire, optimisation thermodynamique.

### Abstract

The use of advanced thermodynamic cycles is essential in renewable energy, particularly for optimizing solar energy conversion. By modeling and applying the Kalina cycle using ESS software, we assessed the impact of various operational conditions on system efficiency. Our study focused on temperature, pressure, and heat transfer fluid composition. The cycle's performance was analyzed under different conditions, including evaporator pressure (10-55 bars), heat source temperature (333-473 K), and heat sink temperature (280-345 K). For KCS11, we examined ammonia mass fractions at the evaporator outlet. Results showed a net efficiency of 18.74% and net work of 243.2 kJ/kg at a condenser temperature of 283 K. Optimizing these parameters is crucial for maximizing energy efficiency and reducing operating costs. We aimed to identify an optimal combination for high energy efficiency and power output, considering the thermodynamic properties of the working fluids.

**Keywords:** Kalina Cycle (KCS11), simulation, modeling, working fluid, ESS, solar energy, thermodynamic optimization