

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique



Université Hadj Lakhdar - BATNA 1

Faculté des Sciences de la Matière

Département de Physique



THÈSE

Présentée en vue de l'obtention du
Diplôme de Doctorat troisième cycle

par :

BENIDIR Abdelaali

Thème :

**Modélisation dynamique des centrales thermiques hybrides
solaire/gaz**

<i>Domaine</i>	: Sciences de la Matière
<i>Filière</i>	: Physique
<i>Spécialité</i>	: Energétique
<i>Intitulé de la Formation</i>	: Energétique et Développement Durable

Soutenue le 21 /04 / 2019

Devant le jury :

Président :	Agoudjil Boudjemaa	Pr	Université Batna 1
Rapporteur :	Khaldi Fouad	Pr	Université Batna 1
Examineurs :	Aksas Mounir	Pr	Université Batna 1
	Adouane Belkacem	Pr	Université Batna 1
	Bouras Fethi	Pr	Université d'El Oued
	Benmachiche Abdelmoumene H	MCA	Université de Biskra

DEDICACES

JE VOUDRAIS DÉDIER CE TRAVAIL À :

MES CHERS PARENTS POUR LEUR SOUTIEN ET LEUR
ENCOURAGEMENT DURANT TOUTE MA CARRIÈRE
D'ÉTUDES,

MES FRÈRES,

TOUTE MA GRANDE FAMILLE,

MA FIANCÉE S.KH

AINSI QU'À TOUS MES AMIS ET TOUS QUI ME
CONNAISSENT.

REMERCIEMENTS

Je dois tout d'abord remercier le bon Dieu, pour m'avoir donné la santé, la force et la patience pour accomplir ce travail.

Le moment est venu d'exprimer toute ma reconnaissance à mon Encadreur Monsieur KHALDI Fouad Professeur à l'Université de BATNA 1, de m'avoir fait confiance et puis pour sa disponibilité, sa patience, son suivi constant de ce travail.

Je tiens à adresser mes plus sincères reconnaissances aux membres du jury, Monsieur le Professeur AGOUDJIL Boudjemaa, Monsieur le Professeur AKSAS Mounir, Monsieur le Professeur ADOUANE Belkacem, Monsieur le Professeur BOURAS Fethi et Monsieur le Docteur BENMACHICHE Abdelmoumene Hakim d'avoir accepté d'évaluer mon travail.

J'adresse mes plus sincères remerciements à tous ma famille et ma fiancée S.Kh et mes amis, et tous les collègues.

Finalement je tiens à remercier chaleureusement tous qui ont participé de près ou de loin pour accomplir ce travail.

TABLE DES MATIERES

Dédicace.....	i
Remerciements.....	ii
Table des matières.....	iii
Liste des figures.....	vi
Liste des Tableaux.....	viii
Résumé.....	xii
Abstract.....	xiii
الملخص.....	xiv
1. Introduction generale.....	1
2. Centrales thermiques solaires.....	7
2.1. Introduction.....	7
2.2. Centrales solaires thermiques.....	7
2.2.1. Concentrations solaires thermiques.....	7
2.2.1.1. Tours solaires.....	8
2.2.1.2. Concentrateurs paraboliques.....	8
2.2.1.3. Miroirs de Fresnel.....	9
2.2.1.4. Concentrateurs cylindro-paraboliques.....	9
2.2.2. Centrale cycle combiné solaire intégrée.....	19
2.2.2.1. Champ solaire.....	19
2.2.2.2. Bloc de puissance.....	22
2.3. Simulation thermodynamique.....	31
2.3.1. Logiciel Cycle-Tempo.....	31
2.3.2. Principe de la simulation thermodynamique.....	32
2.4. Conclusion.....	34
3. Centrale solaire de Hassi R'Mel en régime de design.....	37
3.1. Introduction.....	37
3.2. Cas d'étude : La centrale hybride solaire/gaz de Hassi R'Mel.....	37
3.2.1. Site d'implantation et les conditions météorologiques.....	37
3.2.2. Description et fonctionnement de la centrale de Hassi R'Mel aux conditions de design.....	38
3.2.2.1. Bloc de puissance.....	39

3.2.2.2. Champ solaire	46
3.3. Modélisation thermodynamique de la centrale solaire de Hassi R'Mel.....	50
3.4. Conclusion.....	53
4. Analyse thermique de receveur solaire SCHOTT PTR®70.....	54
4.1. Introduction	54
4.2. Modélisation thermique.....	54
4.2.1. Bilan énergétique du collecteur cylindro-parabolique.....	54
4.2.1.1. Bilan énergétique sur le HTF	56
4.2.1.2. Bilan énergétique sur l'absorbeur	56
4.2.1.3. Bilan énergétique sur la vitre	56
4.2.2. Expressions des coefficients de transfert de chaleur	57
4.2.2.1. Transfert de chaleur par convection entre le fluide thermique et l'absorbeur..	57
4.2.2.2. Transfert de chaleur dans l'espace annulaire.....	58
4.2.2.3. Transfert de chaleur entre la vitre et l'atmosphère	60
4.2.3. Estimation de l'absorption d'énergie solaire	61
4.2.3.1. Absorption du rayonnement solaire par la vitre.....	61
4.2.3.2. Absorption du rayonnement solaire par l'absorbeur	62
4.2.3.3. Estimation du rayonnement direct normal	62
4.3. Résolution numérique et algorithme	65
4.4. Cas d'étude: receveur solaire SCHOTT PTR®70-2008	68
4.5. Résultats et discussion.....	69
4.5.1. Validation de la modélisation par rapport de tests expérimentaux aux bancs d'essai du laboratoire NREL	69
4.5.2. Production horaire de débit massique de HTF	72
4.5.3. Effet du coefficient de transfert de chaleur par convection de l'absorbeur sur le débit massique de HTF	75
4.6. Conclusion.....	77
5. Centrale solaire de Hassi R'Mel en régime off-design.....	80
5.1. Introduction	80
5.2. Opération et modélisation off-design.....	80
5.2.1. Données météorologiques.....	80
5.2.1.1. Température ambiante	80
5.2.1.2. Calcul le rayonnement direct normal.....	81

5.2.2. Calcul du débit massique de HTF.....	81
5.2.3. Modélisation off-design.....	82
5.2.3.1. Turbomachines.....	82
5.2.3.2. Échangeurs de chaleur	84
5.2.3.3. Chambres de combustion.....	84
5.3. Résultats et discussion.....	84
5.3.1. Données météorologiques.....	84
5.3.2. Production d'électricité de la centrale solaire de Hassi R'Mel	85
5.3.3. Débits massiques de HTF et la consommation du gaz naturel par les DBs	90
5.3.4 Énergie thermique fournie par le champ solaire et par les brûleurs auxiliaires	92
5.3.5. Efficacité thermique de la centrale solaire de Hassi R'Mel	94
5.4. Conclusion.....	95
6. Nouveau schéma thermodynamique d'hybridation solaire/gaz.....	97
6.1. Introduction	97
6.2. Cycle organique de Rankine (ORC)	97
6.3. Simple système air-gaz.....	99
6.4. Nouveau schéma thermodynamique d'hybridation solaire/gaz de Hassi R'Mel	99
6.5. Consommation électrique des aérocondenseurs.....	102
6.6. Conclusion.....	103
7. Conclusion générale	104
ANNEX.....	105

LISTE DES FIGURES

Figure 2.1: Technologie de la centrale tour solaire [3].	8
Figure 2.2: Concentrateur parabolique [3].	8
Figure 2.3: Miroirs de Fresnel [3].	9
Figure 2.4: Concentrateurs cylindro-paraboliques [3].	9
Figure 2.5: Paramètres géométriques du cylindro-parabolique.	10
Figure 2.6: Structure du receveur de PTC [6].	11
Figure 2.7: Comparaison des pertes de chaleur pour les trois types de receveurs [14].	12
Figure 2.8: Gamme des températures de travail pour différents HTFs [18].	13
Figure 2.9: Efficacité et la perte de chaleur du receveur comparant certain types de HTF [19].	13
Figure 2.10: Poursuite à un axe des concentrateurs cylindro-paraboliques [23].	14
Figure 2.11: Modes de poursuite solaire d'un concentrateur cylindro-parabolique [24].	15
Figure 2.12: Rayonnement direct pour les différents modes de poursuite solaire [24].	15
Figure 2.13: système de sécurité [22].	16
Figure 2.14: Centrale thermique en mode solaire seulement avec stockage [4].	17
Figure 2.15: Centrale thermique avec système hybride [25].	18
Figure 2.16: Système solaire utilisant DSG [25].	18
Figure 2.17: Schéma de la centrale ISCC [26].	19
Figure 2.18: Disposition du champ solaire [22].	20
Figure 2.19: Trois configurations du champ solaire [23].	20
Figure 2.20: Cycle théorique d'une turbine à gaz [27].	23
Figure 2.21: Cycle réel de GT [27].	23
Figure 2.22: Cycle idéal de Rankine de ST.	26
Figure 2.23: Ecart entre le cycle à vapeur réel et le cycle de Rankine idéal.	27
Figure 2.24: Différents éléments d'une chaudière de récupération [27].	29
Figure 2.25: Représentation des températures du pincement et de l'approche [27].	30
Figure 2.26: Diagramme T-Q d'une chaudière de récupération [27].	30
Figure 2.27: Exemple d'une installation simple de Cycle-Tempo.	33
Figure 2.28: Système de matrice d'une installation ci-dessus de Cycle-Tempo.	33
Figure 3.1: Site d'implantation de la centrale électrique de Hassi R'Mel.	38
Figure 3.2: Diagramme de processus de la centrale ISCC de Hassi R'Mel.	39
Figure 3.3: Bloc de puissance de la centrale ISCC de Hassi R'Mel.	40
Figure 3.4: Turbine à gaz modèle Siemens SGT-800.	41
Figure 3.5: 3 ^{ème} génération de brûleur DLE.	42
Figure 3.6: Composants principaux de la turbine à gaz SGT-800.	43
Figure 3.7: Chaudière de récupération (HRSG1) horizontale à 1P installé sur la centrale de Hassi R'Mel.	44
Figure 3.8: Turbine à vapeur modèle SST-900.	45
Figure 3.9: Système de refroidissement par aérocondenseurs à tirage forcé.	45

Figure 3.10: Centrale SPP1 de Hassi R'Mel.....	46
Figure 3.11: Structure du champ solaire de la centrale SPP1 de Hassi R'Mel.	47
Figure 3.12: Collecteur modèle Euro Trough (ET-150).	48
Figure 3.13: Elément de récupération de chaleur HCE.	48
Figure 3.14: Configuration d'alimentation centrale sélectionnée dans la centrale de Hassi R'mel.	49
Figure 3.15: Diagramme fonctionnel de la centrale SPP1 de Hassi R'Mel.....	52
Figure 4.1: Schéma d'une coupe transversale de PTC.....	55
Figure 4.2: Perte de chaleur en fonction de pression dans l'espace annulaire [9].	58
Figure 4.3: Angle de déclinaison.	63
Figure 4.4: Equation du temps en fonction du jour de l'année [15].	64
Figure 4.5: Angle d'incidence modifié en fonction de l'angle d'incidence [15].....	65
Figure 4.6: Discrétisation d'un domaine.....	65
Figure 4.7: Algorithme de calcul numérique du débit massique de HTF.	67
Figure 4.8: Efficacité thermique du receveur solaire : comparaison entre les résultats calculés présente d'étude et référence des données expérimentales [18].....	70
Figure 4.9: Perte de chaleur linéaire du receveur solaire : comparaison entre les résultats calculés présente d'étude et référence des données expérimentales [18].....	71
Figure 4.10: Evolutions de la température de sortie du fluide, de l'absorbeur et de la vitre. .	71
Figure 4.11: Variations horaires de DNI sur le site Hassi R'Mel pendant 4 jours typiques. ..	72
Figure 4.12: Variation horaire du débit massique du HTF versus DNI pendant 4 jours typiques : comparaisons entre les résultats calculés, présente d'étude et référence des données expérimentales [18].....	74
Figure 4.13: Débit massique de HTF en fonction du coefficient de transfert de chaleur par convection de l'absorbeur.	76
Figure 5.1: Variations horaires de la température ambiante et de DNI sur le site de Hassi R'Mel pour les deux jours typiques, le jour d'été et le jour d'hiver.....	85
Figure 5.2: Variations horaires de la puissance des GTs et de la turbine à vapeur en jour d'été et en jour d'hiver.....	86
Figure 5.3: Variations horaires de la a) Température de condensation, et b) Pression de condensation, pendant 2 jours typiques, jour d'été et jour d'hiver.	87
Figure 5.4: Variations horaires de la consommation électrique des ACs pour 2 jours typiques, jour d'été et jour d'hiver.....	88
Figure 5.5: Variations horaires de la consommation d'énergie des chillers pour 2 jours typiques, jour d'été et jour d'hiver.....	89
Figure 5.6: Variations horaires de la puissance nette pendant 2 jours typiques, jour d'été et jour d'hiver.	90
Figure 5.7: Variations horaires du débit massique de HTF dans le champ solaire en fonction de DNI pour 2 jours typiques, jour d'été et jour d'hiver.....	91
Figure 5.8: Variations horaires du débit massique du gaz naturel consommé par les deux DBs pendant 2 jours typiques, jour d'été et jour d'hiver.	92

Figure 5.9: Energie thermique fournie par le champ solaire et les deux DBs pendant 2 jours typiques, jour d'été et jour d'hiver.	93
Figure 5.10: Efficacité thermique de la centrale ISCC de Hassi R'Mel pour les jours sélectionnés, le jour d'été et le jour d'hiver.	94
Figure 6.1 : Cycle de Rankine simple pour l'eau et toluène [3].	98
Figure 6.2: Schéma d'un simple système gaz-air.	99
Figure 6.3: Nouveau schéma thermodynamique d'hybridation solaire/gaz de Hassi R'Mel GT-ABC / ORC-CSP.	101

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 3-1: Paramètres de design de la centrale solaire de Hassi R'Mel.	50
Tableau 4-1: Constantes de l'équation (4.29)	61
Tableau 4-2: Caractéristiques du receveur solaire.	66
Tableau 4-3: Coordonnées géographiques du site Hassi R'Mel.	67

NOMENCLATURE

A	Section transversale, [m ²]
A _{as}	Constante liée au climat du site, [-]
A _p	Surface d'ouverture, [m ²]
b	Coefficient d'interaction, [-]
B _{as}	Constante liée au climat du site, [-]
C _p	Chaleur spécifique, [J/kg K]
D	Diamètre, [m]
DNI	Rayonnement direct normal, [W/m ²]
e _{da}	Saleté sur le récepteur, [-]
e _{dm}	Saleté sur les miroirs, [-]
e _{ge}	Erreur de géométrie (alignement du miroir), [-]
e _{sh}	Occultation du récepteur (soufflets, supports), [-]
e _{tr}	Erreur de poursuite solaire, [-]
e _{un}	Non comptabilisé, [-]
g	constante gravitationnelle, [m/s ²]
ṁ	Débit massique, [kg/s]
h	Coefficient d'échange thermique, [W/m ² K]
H	Enthalpie, [J]
HL	Perte de chaleur du receveur, [W/m]
k	Conductivité thermique, [W/m K]
K _θ	Angle incidence modifié, [-]
L	longueur du receveur, [m]
m ⁱ	masse dans le segment " i ", [kg]
N	Nombre des segments
n _j	numéro du jour dans une année
Nu	Nombre de Nusselt, [-]
p	pressure, [Pa]
Pr	Nombre de Prandtl, [-]
Pu	Puissance, [W]
Q	Flux de chaleur, [W]
Ra	Nombre de Rayleigh, [-]
Re	Nombre de Reynolds, [-]
S	Entropie, [J/K]
T	Température, [K]
TS	Temps solaire, [s]
t	Temps, [s]
UV	Coefficient globale de transfert de chaleur, [W/m ² K ¹]
V	Vitesse, [m/s]
w	largeur du collecteur, [m]

W	Travail, [J]
Symbole grecques	
α	Absorption, [-]
ε	Emissivité, [-]
ρ	densité, [kg/m ³]
ρ_{cl}	Facteur de réflexion de miroir propre, [-]
η	Efficacité, [-]
φ	Latitude, [degré]
θ	Angle incidence, [degré]
θ_z	Angle zénithal, [degré]
ω	Angle horaire, [degré]
τ	Transmittivité de l'enveloppe du verre, [-]
δ	Angle de déclinaison, [degré]
γ	Coefficient polytropique, [-]
ζ	Facteur de friction, [-]
σ	Constant de Stefan–Boltzmann (5.6697×10^{-8} W/m ² K ⁴)
Δt	Pas de temps, [s]
Δx	Distance entre nœuds, [m]
Indices	
a	Absorbeur
amb	Ambiant
an	Espace annulaire
col	Collecteur
com	Compresseur
con	Condensation
comb	Combustible
conv	Convection
diff	Diffusion
e	Entrée
éch	Echappement
eff	Effective
ex	Extérieur
f	Fluide
g	Gaz d'échappement
I	Intérieur
is	Isentropique
moy	Moyenne
op	Optique
rad	Radiation
réf	Référence

s	Sortie
T	Turbine
th	Thermique
v	Vitre
va	Vapeur
ve	Vent

Abréviations

ABC	Air Bottoming Cycle
AC	Air-Cooled Condenser
CH	Chiller
CSP	Concentrating Solar Power
DB	Duct Burner
DECO	Low pressure Economizer
DEVA	Low pressure Evaporator
DNI	Direct Normal Irradiance, [W/m ²]
DR	Drum
DSG	Direct Steam Generation
ECO	Economizer
EVA	Evaporator
GT	Gas Turbine
HCE	Heat Collector Element
HRSG	Heat Recovery Steam Generator
HRVG	Heat Recovery Vapor Generator
HTF	Heat Transfer Fluid
ISCC	Integrated Solar Combined Cycle
LHV	Lower Heating Value
ORC	Organic Rankin Cycle
PTC	Parabolic Trough Collector
PMP	Pump
REC	Recuperator
SBC	Steam Bottoming Cycle
SF	Solar Field
SHE	Superheater
SSG	Solar Steam Generator
ST	Steam Turbine
SVG	Solar Vapor Generator

RESUME

L'objet de cette thèse rentre dans le domaine de la thermodynamique appliquée et thermique. Où il est question de traiter avec le design et optimisation des centrales thermiques. Il s'agit dans cette étude de faire l'analyse, l'évaluation, et la proposition de nouvelles solutions par rapport à la centrale solaire de Hassi R'Mel. Dans sa partie thermodynamique, l'étude concerne toute la centrale avec ses composants, à savoir, les deux turbines à gaz, la turbine à vapeur avec ces deux chaudières de récupération et son condenseur à air, et le système solaire intégrant les capteurs cylindro-paraboliques. Cette étude est basée sur la modélisation et simulation thermodynamiques en appliquant le logiciel Cycle-Tempo. Deux régimes de fonctionnement de la centrale sont considérés dans cette étude, le régime nominal ou de design et le régime dynamique ou d'off-design. Les calculs ont permis de déterminer les performances de la centrale au régime nominal, et de tous les paramètres (pression, température, débit, titre,...) nécessaires au dimensionnement de toutes ses machines (compresseur, turbines, pompes, échangeurs, ventilateurs,..). Les calculs relatifs au régime d'off-design ont permis d'analyser le fonctionnement de la centrale de Hassi R'Mel selon les saisons. Par ailleurs, il est proposé dans cette étude un nouveau schéma d'hybridation thermodynamique qui permet de réduire considérablement la consommation électrique au niveau du condenser à air.

Dans sa partie thermique qui concerne que le système solaire, l'étude analyse le fonctionnement en régime dynamique de ce dernier sous les conditions météorologiques du site de Hassi R'Mel. Les calculs thermiques sont basés sur un code de différences finies formulé en régime transitoire.

Mots clés : Centrale thermique hybride, Hassi R'Mel, Modélisation et simulation thermodynamique, Régime d'off-design, régime de design.

ABSTRACT

The work presented in this PhD thesis is dealing in design and optimization of solar thermal power plants. The study aimed at analyzing, evaluating, and proposing new solutions in regard to Hassi R'Mel solar power plant. The thermodynamic calculations on design and on off-design regimes are based on the software Cycle-Tempo, and the heat transfer calculations concerning the solar receiver are based on difference finite method program developed on Matlab environment. The calculations determined the performance of the plant at the design regime, and determined all of the parameters (pressure, temperature, mass flow rate,..) necessary for the sizing of every power plant component (compressor, turbines, pumps, exchangers, fans,...). Calculations relating to the off-design regime highlighted the operation of the power plant according to the climate conditions, ie, air temperature and DNI. An attention is paid to the complementarily and interplay between the duct burners and the solar field in order to keep the steam turbine running in the best conditions. A novel thermodynamic hybridization is proposed to replace the water/vapor cycle by a new binary cycle combined of an ORC toluene cycle and an air bottoming cycle. The calculations show that applying the new cycle, the power consumption of the aero- condenser decreases by 25%.

Keywords: CSP thermal power plant; Parabolic trough collectors; ISCC Hassi R'Mel power plant; Thermodynamic modeling and simulation; Design and off-design regimes; ORC and air bottoming cycle.

المخلص

موضوع هذه الأطروحة هو في مجال الديناميكية الحرارية التطبيقية و المجال الحراري. حيث يتعلق الأمر بالتعامل مع تصميم وتحسين محطات الطاقة الحرارية. تهدف هذه الدراسة إلى تحليل وتقييم واقتراح حلول جديدة فيما يتعلق بمحطة حاسي الرمل للطاقة الكهربائية الهجينة (طاقة شمسية/غاز طبيعي). في الجزء الديناميكية الحرارية، تتعلق الدراسة بالمصنع بأكمله بمكوناته، وهما التوربينات الغازية، التوربينات البخارية مع المبادل الغازي ومكثف الهواء الخاص به، والنظام الشمسي الذي يدمج مركز شمسي قطع مكافئ أسطواني. تعتمد هذه الدراسة على النمذجة الديناميكية الحرارية والمحاكاة من خلال تطبيق معروف في هذا المجال. يتم النظر في اثنين من أنظمة التشغيل للمصنع في هذه الدراسة، نظام التشغيل في ظروف التصميم وخارج ظروف التصميم. تسمح لنا هذه الحسابات من تحديد اداء المصنع في ظروف التصميم. اما الحسابات في ظروف التشغيل خارج التصميم تسمح بتحليل تشغيل مصنع حاسي رمل وفقا لفصلين، فصل الصيف وفصل الشتاء. بالإضافة الى ذلك، نقترح دراسة لمخطط تهجين جديد يقلل بشكل كبير استهلاك الكهرباء لمكثف الهواء. في الجزء الحراري الذي يخص النظام الشمسي فقط، دراسة تشغيل النظام الشمسي في الوضع الديناميكي تحت الظروف المناخية لمنطقة حاسي رمل. الحسابات الحرارية وضعت باستخدام الفروق المنتهية في النظام الغير مستقر.

الكلمات المفتاحية : محطة الطاقة الحرارية الهجينة، حاسي الرمل، النمذجة والمحاكاة الديناميكية الحرارية، نظام التشغيل في ظروف التصميم، نظام التشغيل في ظروف خارج التصميم.

1. INTRODUCTION GENERALE

L'Algérie n'est pas seulement un grand producteur de gaz, mais elle dispose aussi d'un immense territoire qui est béni d'une ressource qui est inépuisable et propre, c'est l'énergie solaire. L'intensité du rayonnement solaire et la durée d'ensoleillement, surtout dans le sud, sont favorables à la production d'électricité à base de concentration solaire CSP. Pour la mise en œuvre de la technologie CSP, il est reconnu que d'un point de vue technoéconomique l'hybridation fossile-solaire est l'option la plus appropriée pour passer partiellement de l'électricité fossile à l'électricité solaire [1].

Les systèmes solaires incluant les capteurs cylindro-paraboliques (PTCs) et utilisant l'huile synthétique comme fluide caloporteur (HTF) sont les plus éprouvés. Ce sont des technologies largement répandues et commercialement testées [2, 3]. A l'échelle internationale, de nombreuses centrales solaires adoptant cette technologie solaire sont en service. Nous citons, entre autres, 9 unités avec une capacité totale de 354 MW SEGS sont en opération aux USA, une vingtaine de centrales électriques en Espagne, la centrale ISCC Kuryamat en Egypte, et celle Shams 1 aux EAU, ainsi que la centrale ISCC Ain Beni Mathar et Nour 1 au Maroc et on a aussi la centrale ISCC Yazed en Iran [4].

Au niveau national, l'Algérie a élaboré un programme pour l'exploitation des énergies renouvelables depuis 2011. Ce programme est pris en charge principalement par le Ministère de l'Energie. Selon ce programme, de centrales photovoltaïques, éoliennes et solaires à concentration seront installées progressivement jusqu'à 2030 pour atteindre les objectifs fixés dans ce programme. La première action concrète du programme a été la construction de la première centrale solaire à Hassi R'Mel en 2011. L'hybridation est réalisée par l'intégration des PTCs dans une centrale thermique à cycle combiné. En journée, la centrale fonctionne en mode hybride, en nuit ou quand l'ensoleillement est réduit, la centrale fonctionne selon un cycle combiné conventionnel.

En moyenne, pour toutes les centrales hybrides fonctionnelles selon les choix technologies d'aujourd'hui, la part d'électricité solaire est de 15% au régime nominal de la centrale, mais elle est aux alentours de 1% sur toute l'année. Les experts s'accordent sur la nécessité d'augmenter la part solaire annuelle au dessus de 6% dans les années à venir. D'où le besoin d'imaginer de nouvelles alternatives et configurations technologies d'intégration de l'énergie

solaire dans les centrales électriques. Cela exige de bien connaître comment optimiser le fonctionnement de la centrale sur toute l'année. Ainsi, la modélisation dynamique s'impose comme un outil indispensable pour simuler le régime transitoire de la centrale à cause de la variabilité, par nature, de l'énergie solaire.

La modélisation d'une centrale thermique solaire se compose d'une modélisation thermodynamique qui s'applique sur le bloc de puissance, et d'une modélisation thermique qui s'applique sur le système solaire. La modélisation thermodynamique se base sur le principe de la modélisation 'Lumped' ou la modélisation en bloc. Où il s'agit d'appliquer les équations de bilans d'énergie et de masse sur chaque composant du bloc de puissance, compresseur, turbine, échangeur, pompe.... Les caractéristiques technologiques de chaque composant sont traduites par des paramètres de performance tels que le rendement isentropique pour le compresseur ou la turbine, et la température d'approche ou de pincement pour l'échangeur.

Lors de la conception et du dimensionnement d'une centrale électrique, il est très important de s'assurer que la centrale fonctionne de manière satisfaisante, non seulement dans des conditions de design, mais aussi dans des conditions off-design. En effet, les centrales solaires intégrées à cycle combiné (ISCCs) peuvent fonctionner fréquemment dans des conditions off-design en fonction de la demande d'électricité, de la température de l'air ambiant et surtout de l'intensité du rayonnement normal direct DNI.

L'analyse de la performance thermodynamique des centrales électriques ISCC dans les conditions de design a été réalisée par plusieurs chercheurs, comme indiqué par Behar et al [5].

De nombreuses études sur le fonctionnement des centrales ISCCs dans des conditions de off-design sont disponibles dans la littérature publiée. Kelly et al. [6] défini une contribution solaire pratique maximale au-delà de laquelle la performance du cycle de Rankine se dégrade. Giostri et al. [7] ont mis en évidence les avantages thermodynamiques d'une technologie solaire innovante basée sur la combinaison de la génération directe de vapeur et de l'utilisation d'un fluide caloporteur. En examinant l'intégration de deux configurations de technologie solaire, telles que le SRC et l'ISCC, ont été mises en œuvre pour différentes technologies CSP, à savoir le cylindro-parabolique et la tour centrale, les calculs de Franchini et al. [8] a montré que ISCC couplé à une tour solaire avait l'efficacité de conversion solaire-électrique annuelle la plus élevée. Le but de Niknia et Yahoubi [9] était de sélectionner les

meilleures stratégies d'opération pour une performance optimale d'une centrale ISCC existante en augmentant la taille de son champ solaire en intégrant un nouveau collecteur solaire conçu. Dans une étude comparative, Barigozzi et al. [10] ont souligné que la disposition thermodynamique dans laquelle une turbine à gaz est couplée à une tour solaire est plus efficace que celle où une centrale à cycle combiné est couplée à des capteurs paraboliques. Manente [11] a déterminé la limite maximale d'intégration solaire sans effectuer de modification sur une centrale à cycle combiné existante. Son étude a montré que la stratégie d'augmentation de puissance est plus efficace que la stratégie d'économie de carburant. Un simulateur dynamique, basé sur des équations phénoménologiques, a été développé par Ponce et al. [12], afin de tester des stratégies de contrôle pour la planification de l'intégration des centrales solaires et à cycle combiné.

Quand il est question de modéliser le fonctionnement transitoire d'une centrale solaire sur une période donnée, une journée, une saison ou une année, il est impossible de se baser sur les modèles physiques thermiques pour modéliser le système solaire. Dans ce cas, l'expérimentation, soutenue par la modélisation thermique, offre des modèles empiriques qui calculent la dynamique thermique du système en temps de calcul acceptable. Mais, pour étudier, optimiser, et améliorer les caractéristiques thermiques des systèmes solaires, dans les années récentes, l'attention s'est concentrée sur le développement des modèles physiques thermiques des récepteurs qui sont les principaux composants des PTCs [3]. La complexité de la modélisation thermique des récepteurs varie d'un modèle 1D stationnaire avec un flux thermique solaire uniforme sur l'absorbeur [13] à un modèle 3D transitoire avec un flux thermique non uniforme [14], et de nombreux modèles développés ont été validés par rapport aux données de mesure [15]. Dans cette activité de recherche, les performances optiques et thermiques de différentes technologies de récepteurs sont examinées et comparées, à savoir Solel UVAC3 et SCHOTT PTR[®]70-2008 [16]. Dans d'autres études est évalué la performance du récepteur avec divers types de HTF, à savoir Syltherm 800, Therminol VP-1, eau, air et sel fondu [17, 18]. En outre, les effets des paramètres géométriques du récepteur sur les performances de transfert de chaleur ont été étudiés [19-21]. Le travail de recherche faisant l'objet de la référence [22] a comparé 1D avec des modèles 3D et a montré que les modèles 1D donnent toujours des résultats acceptables.

Quatre calculs ont fait l'objet de la présente thèse ; trois calculs sont thermodynamique et un calcul est thermique. Le premier calcul thermodynamique concerne la simulation, analyse et évaluation des performances du fonctionnement de la centrale de Hassi R'Mel au régime

nominale (mode design) aux conditions climatiques de design, température, pression et rayonnement solaire. Les résultats de ce calcul permettent de déterminer les paramètres et les dimensions de toutes les machines de la centrale thermique. Les résultats du premier calcul servent au deuxième calcul thermodynamique qui concerne la simulation, analyse et évaluation des performances du fonctionnement de la centrale de Hassi R'Mel au régime dynamique (mode off-design). Comme les conditions climatiques sont variables, le fonctionnement horaire de la centrale thermique est analysé sur deux journées typiques, une représentative de l'été, et l'autre représentative de l'hiver. Le troisième calcul thermodynamique sert à tester un nouveau schéma thermodynamique d'hybridation proposé dans cette étude. Il est proposé de remplacer le cycle vapeur bas par un cycle bas binaire composé d'un cycle air bas et d'un ORC (Organic Rankine Cycle) bas. Le cycle air s'affranchit totalement du procédé de condensation, et l'ORC, utilisant le Toluène, il est plus efficace, il exige ainsi moins de rejet de chaleur de condensation. Quant au calcul thermique, il concerne la simulation, analyse et évaluation des performances du fonctionnement du receveur solaire de la centrale de Hassi R'Mel.

Le manuscrit est rédigé est structuré en cinq chapitres.

Le premier chapitre est un état d'art sur le CSP. Où il est donné le principe de la conversion de l'énergie solaire en électricité par la technologie CSP. Les différentes configurations des centrales thermiques solaires y sont données. Et les différents schémas d'hybridation thermodynamiques y sont exposés. En outre, il y'a toutes les équations et tous les paramètres nécessaires aux calculs des centrales thermiques solaires. A la fin de ce chapitre, il est introduit logiciel 'Cycle-Tempo' qui est l'outil de modélisation et simulation thermodynamiques dans cette étude.

Le deuxième chapitre est consacré à la centrale solaire de Hassi R'Mel. Il y a dans la première partie de ce chapitre une description détaillée de toute l'installation et de tous ses composants. Y sont données en outre des informations techniques sur toutes les machines intégrées dans la centrale. La deuxième partie de ce chapitre présente les résultats de la simulation thermodynamique en régime design de la centrale de Hassi R'Mel. Les calculs déterminent les performances thermodynamiques de la centrale aux conditions de design. Et tous les paramètres (pression, température, débit, ...) nécessaires aux dimensionnements des appareils sont déterminés.

Dans le troisième chapitre, il y' a une étude thermique relative au système solaire de la centrale de Hassi R'Mel. Il s'agit d'une évaluation des performances thermiques du receveur solaire sous les conditions météorologiques, en automne/ hiver/printemps/été, par un modèle de différences finies qui est 1D et transitoire.

Le quatrième chapitre présente les résultats de l'étude thermodynamique de la centrale de Hassi R'Mel quand elle fonctionne en régime off-design. Il y'a une analyse et évaluation des performances de la centrale sous les conditions météorologiques d'été et d'hiver.

Le cinquième chapitre présente une étude d'évaluation et de comparaison concernant la proposition d'une nouvelle conception de la centrale de Hassi R'Mel. Il s'agit d'un nouveau schéma thermodynamique d'hybridation qui permet de réduire considérablement la consommation électrique des aérocondenseurs.

Références

- [1] K.M. Powell, R. Khalid, E. Kevin, T. Jake and D.I. Brian, "Hybrid concentrated solar thermal power systems: A review," *Renewable and sustainable energy reviews*, vol. 80, pp. 215-237, 2017.
- [2] A. Fernández-García, E. Zarza, L. Valenzuela and M. Pérez, "Parabolic-trough solar collectors and their applications," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 14, pp. 1695-1721, 2010.
- [3] O. Behar, A. Khellaf and K. Mohammedi, "A review of studies on central receiver solar thermal power plants," *Renewable and sustainable energy reviews*, vol. 23, pp. 12-39, 2013.
- [4] O. Behar, A. Khellaf, K. Mohammedi and S. Ait-Kaci, "A review of integrated solar combined cycle system (ISCCS) with a parabolic trough technology" *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 39, pp. 223-250, 2014.
- [5] O. Behar, A. Khellaf, K. Mohammedi and S. Ait-Kaci, "A review of integrated solar combined cycle system (ISCCS) with a parabolic trough technology," *Renewable and sustainable energy reviews*, vol. 39, pp. 223-50, 2014.
- [6] B. Kelly, U. Hermann and M. Hale, "Optimization studies for integrated solar combined cycle systems," *ASME Proceedings of Solar Forum 2001 Solar Energy: The Power to Choose*, April 21-25, 2001 Washington, DC USA.
- [7] A. Giostri, B. Marco Binotti, A. Marco, S. Paolo, M. Ennio and M. Giampaolo, "Comparison of different solar plants based on parabolic trough technology," *Solar Energy*, vol. 86, pp. 1208-1221, 2012.
- [8] G. Franchini, A. Perdichizzi, S. Ravelli and G. Barigozzi, "A comparative study between parabolic trough and solar tower technologies in Solar Rankine Cycle and Integrated Solar Combined Cycle plants," *Solar Energy*, vol. 98, pp.302-314, 2013.

- [9] I. Niknia, and M. Yaghoubi, “Transient simulation for developing a combined solar thermal power plant,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 37, pp.196-207, 2012.
- [10] G. Barigozzi, G. Franchini, A. Perdichizzi and A. Ravelli, 2013. "Simulation of solarized combined cycles: comparison between hybrid GT and ISCC plants," *ASME*, GT2013-95843, vol. 136, 2013.
- [11] G. Manente, “High performance integrated solar combined cycles with minimum modifications to the combined cycle power plant design,” *Energy Conversion and Management*, vol. 111, pp. 186-197, 2016.
- [12] C.V. Ponce, D. Sáez, C. Bordons and A. Núñez, “Dynamic simulator and model predictive control of an integrated solar combined cycle plant,” *Energy*, vol. 109, pp. 974-986, 2016.
- [13] F. Khaldi, “Energy and exergy analysis of the first hybrid solar-gas power plant in Algeria,” *Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems 2012*, 26-28, Perugia, Italy, June 2012.
- [14] R.V. Padilla, G. Demirkaya, D.Y. Goswami, E. Stefanakos and M.M. Rahman, “Heat transfer analysis of parabolic trough solar receiver,” *Applied Energy*, vol. 88, pp. 5097-5110, 2011.
- [15] Z. Wu, S. Li, G. Yuan, D. Lei, and Z. Wang, “Three-dimensional numerical study of heat transfer characteristics of parabolic trough receiver,” *Applied Energy*, vol. 113, pp. 902-911, 2014.
- [16] H. Liang, S. You, and H. Zhang, “Comparison of different heat transfer models for parabolic trough solar collectors,” *Applied Energy*, vol. 148, pp. 105-114, 2015.
- [17] D. Lei, Q. Li, Z. Wang, J. Li and Li, “An experimental study of thermal characterization of parabolic trough receivers,” *Energy Conversion and Management*, vol. 69, pp. 107-115, 2013.
- [18] F. Zaversky, R. Medina, J. García-Barberena, M. Sánchez and D. Astrain, “Object-oriented modeling for the transient performance simulation of parabolic trough collectors using molten salt as heat transfer fluid,” *Solar Energy*, vol. 95, pp. 192-215, 2013.
- [19] C. You, W. Zhang and Z. Yin, “Modeling of fluid flow and heat transfer in a trough solar collector,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 54, pp. 247-254, 2013.
- [20] L. Valenzuela, R. López-Martín and E. Zarza, “Optical and thermal performance of large-size parabolic-trough solar collectors from outdoor experiments: A test method and a case study,” *Energy*, vol. 70, pp. 456-464, 2014.
- [21] P. Wang, D.Y. Liu and C. Xu, “Numerical study of heat transfer enhancement in the receiver tube of direct steam generation with parabolic trough by inserting metal foams,” *Applied Energy*, vol. 102, pp. 449-460, 2013.
- [22] O. Behar, A. Khellaf and K. Mohammadi, “A novel parabolic trough solar collector model – Validation with experimental data and comparison to Engineering Equation Solver (EES),” *Energy Conversion and Management*, vol. 106, pp. 268-281, 2015.

2. CENTRALES THERMIQUES SOLAIRES

2.1. Introduction

Une centrale thermique solaire se base sur la conversion de l'énergie solaire en énergie thermique qui devient une source de chaleur d'un cycle thermodynamique qui produit de l'électricité.

L'énergie solaire étant peu dense, il est nécessaire de la concentrer pour obtenir des températures exploitables pour la production d'électricité. Dans ce chapitre sont exposés les différents types de concentration solaire. L'accent est mis sur le concentrateur cylindro-parabolique, qui est la technologie intégrée dans la centrale de Hassi R'Mel. Les différents configurations et schémas thermodynamiques des centrales solaires sont examinés dans ce chapitre. Enfin, le logiciel de la modélisation et simulation thermodynamiques appliqué dans cette étude, Cycle-Tempo, est introduit.

2.2. Centrales solaires thermiques

Le soleil fournit en permanence une énorme quantité d'énergie qui est dispersée, elle doit être collectée et concentrée pour être convertie en électricité par des centrales à concentration d'énergie solaire (CSP) [1,2].

2.2.1. Concentrations solaires thermiques

Les concentrateurs solaires focalisent les rayons du soleil dans un point comme la tour solaire et le concentrateur parabolique, ou dans une ligne comme le concentrateur cylindro-parabolique et les miroirs de Fresnel [3]. Les concentrateurs en lignes possèdent généralement un facteur de concentration inférieur à ceux des concentrateurs ponctuels, ce facteur caractérise la géométrie générale d'un concentrateur. Il représente le rapport entre la surface de captation et la surface d'absorption. Les systèmes utilisant les concentrateurs solaires sont capables de générer des températures au voisinage de 1000°C, ces systèmes ont été initialement développés pour la production d'électricité.

2.2.1.1. Tours solaires

Comme il est montré sur Figure 2.1, le système de tour solaire est constitué de réflecteurs héliostatiques situés dans un réseau circulaire autour du récepteur solaire. Les réflecteurs suivent la position du soleil pour diriger la lumière du soleil vers un récepteur. Cette chaleur est absorbée par le fluide de transfert de chaleur (HTF), qui est utilisé pour produire de la vapeur surchauffée. Ensuite, la vapeur surchauffée est utilisée dans le cycle de Rankine pour entraîner le générateur conventionnel. Le HTF dans le récepteur peut être de l'eau, de l'air, du sel fondu (en anglais molten salt) ou des huiles [3].



Figure 2.1: Technologie de la centrale tour solaire [3].

2.2.1.2. Concentrateurs paraboliques

Le concentrateur parabolique est représenté sur Figure 2.2. Cette technologie utilise une parabole pour concentrer le rayonnement solaire à un récepteur central situé au foyer d'une parabole pour produire de la chaleur à haute température, supérieure à 1000 °C, qui est ensuite transformée en électricité par un générateur attaché au récepteur [3].

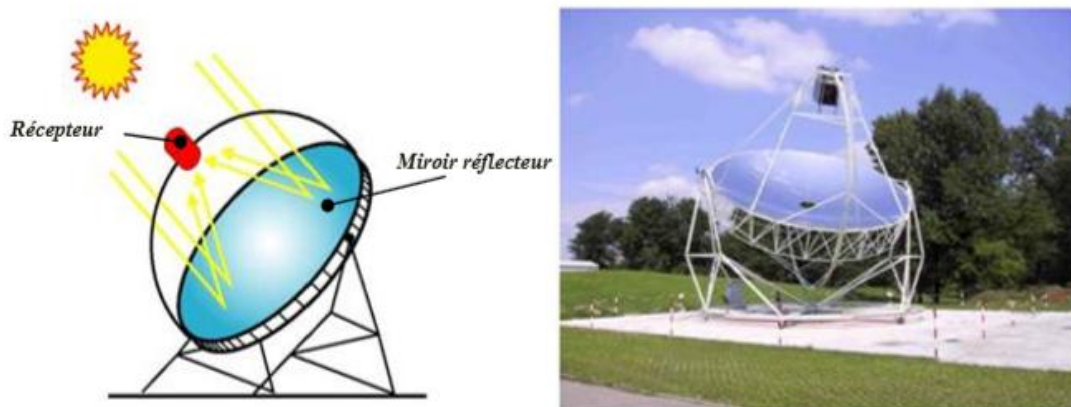


Figure 2.2: Concentrateur parabolique [3].

2.2.1.3. Miroirs de Fresnel

La Figure 2.3 est montrée les éléments du système de Fresnel. Ce système est composé par des miroirs plans, ou faiblement paraboliques, disposés en lames parallèles qui s'inclinent sur un axe pour concentrer le rayonnement solaire sur un absorbeur central. Le tube absorbant qui est orienté le long de la ligne focale des réflecteurs reçoit le rayonnement solaire concentré et convertit l'énergie solaire en chaleur.

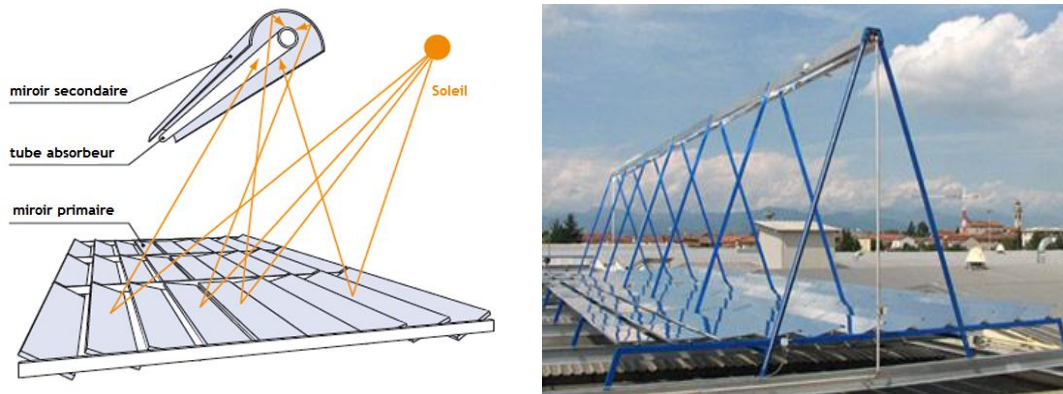


Figure 2.3: Miroirs de Fresnel [3].

2.2.1.4. Concentrateurs cylindro-paraboliques

Les concentrateurs cylindro-paraboliques sont considérés comme l'une des technologies solaires les plus matures, réussies et éprouvées pour la production d'électricité [4]. Comme montre Figure 2.4. Les concentrateurs cylindro-paraboliques sont réalisés en pliant une feuille de surface réfléchissante en une forme parabolique. Cette géométrie lui permet de focaliser l'énergie solaire incidente selon une génératrice linéaire où est placé un tube absorbant dans lequel circule un fluide caloporteur.

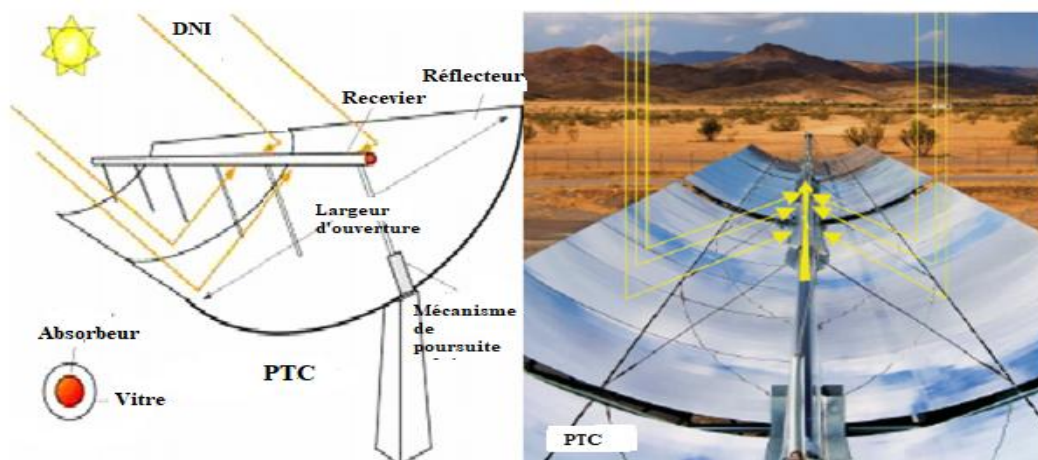


Figure 2.4: Concentrateurs cylindro-paraboliques [3].

2.2.1.4.1. Composants principaux du concentrateur cylindro-parabolique

Le concentrateur cylindro-parabolique (PTC) est constitué de trois éléments principaux :

- **Réflecteur cylindro-parabolique**

Les réflecteurs d'un PTC sont généralement formés de miroir ou autre métal réfléchissant. Les miroirs sont composés de verre pauvre en fer, ce verre est recouvert d'une pellicule d'argent en sa partie inférieure et d'un enduit spécial de protection. Le réflecteur de bonne qualité peut réfléchir 97% du rayonnement incident [5].

Pour décrire géométriquement un cylindro-parabolique, il faut déterminer la section de la parabole couverte par les miroirs et la longueur de la parabole. Les quatre paramètres suivants sont couramment utilisés pour caractériser la forme et la taille d'un cylindro-parabolique : longueur de parabole, distance focale, largeur d'ouverture et angle d'ouverture, voir la Figure 2.5.

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

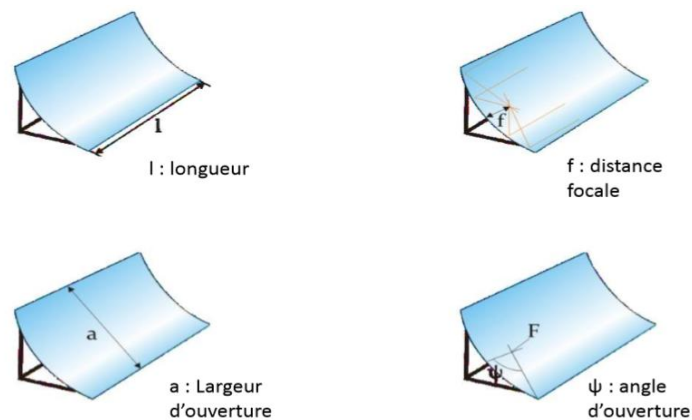


Figure 2.5: Paramètres géométriques du cylindro-parabolique.

- **Receveur (absorbeur)**

Le receveur de PTC est constitué d'une configuration à double tube comme il est représenté sur la Figure 2.6. Le tube interne est un tube métallique noir et le tube externe est un tube de verre. Lorsque le rayonnement solaire direct est réfléchi par le réflecteur, la plus grande partie de cette énergie est absorbée par l'absorbeur qui transmet cette chaleur utile au fluide thermique.

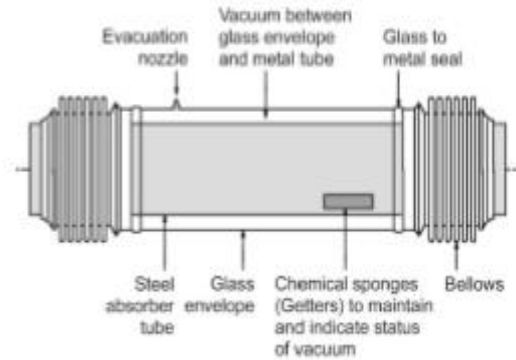
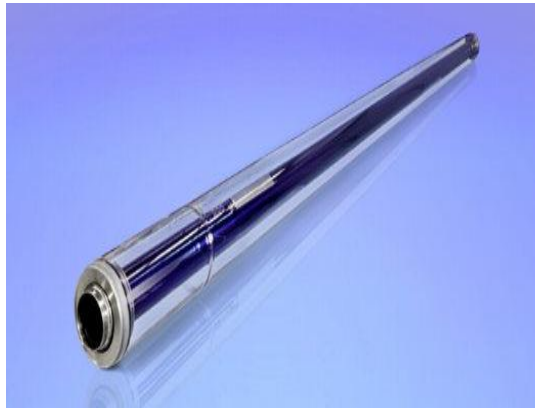


Figure 2.6: Structure du receveur de PTC [6].

De nombreux travaux de recherche ont développé des modèles physiques pour étudier les caractéristiques de transfert de chaleur et les performances thermiques des receveurs solaires, qui sont les principaux composants des PTCs [7]. Dans ces modèles, le receveur est divisé en plusieurs segments et le bilan énergétique thermique exprimé en termes de mécanismes de conduction / convection / rayonnement est appliqué à chaque élément, à savoir le fluide thermique (HTF), l'absorbeur et la vitre. Les équations différentielles obtenues sont calculées par des simulations numériques à différences finies ou à volumes finis [8-10].

La complexité de la modélisation thermique des récepteurs varie d'un modèle 1D stationnaire avec un flux de chaleur solaire uniforme sur l'absorbeur [11] à un modèle 3D instationnaire avec un flux thermique non uniforme [12]. Hongbo et al [13] a comparé des modèles 1D avec des modèles 3D et a montré que les modèles 1D donnent toujours des résultats acceptables.

Dans cette activité de recherche, comme il est montré sur la Figure 2.7, les performances thermiques de différentes technologies de receveurs en termes de perte de chaleur sont examinées et comparées, à savoir Solel UVAC3, SCHOTT PTR®70-2008 et Himin PTR-2011 par Lei et al [14]. En outre, les effets des paramètres géométriques du receveur sur les performances de transfert de chaleur ont été étudiés par Valenzuela et al ; Wang et al ; Behar et al [15-17].

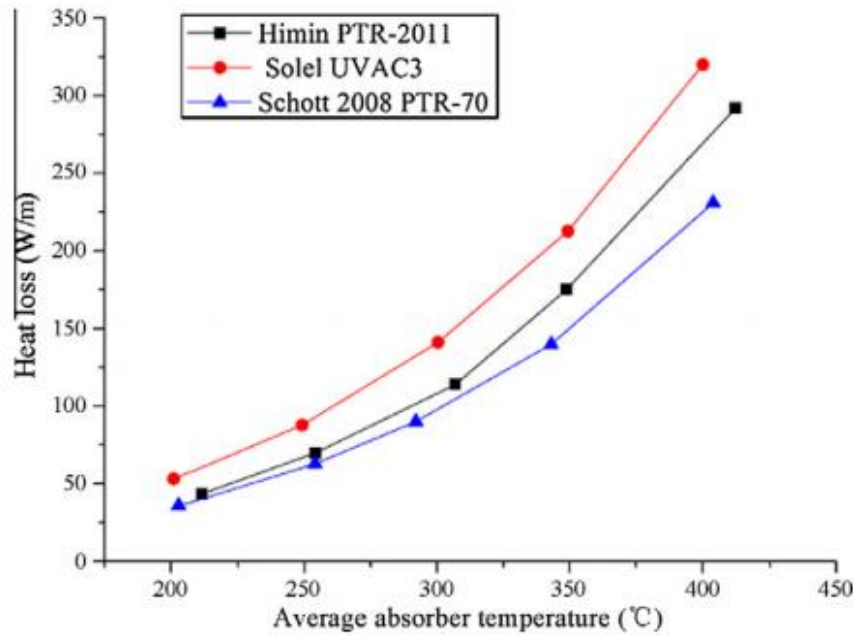


Figure 2.7: Comparaison des pertes de chaleur pour les trois types de receveurs [14].

▪ **Fluide thermique (HTF)**

Le HTF est l'un des composants les plus importants pour la performance globale et l'efficacité des systèmes PTCs. Les HTFs peuvent être classés en six groupes principaux en fonction du type de matériaux; (1) air et autres gaz, (2) eau / vapeur, (3) huiles thermiques, (4) matières organiques, (5) sels fondus et (6) métaux liquides. La figure 2.8 est présentée une liste complète des températures de travail de divers HTFs [18].

Les caractéristiques désirées d'un HTF comprennent: bas point de fusion, haut point d'ébullition et stabilité thermique, basse pression de vapeur (<1 atm) à haute température, faible corrosion avec les alliages métalliques, faible viscosité, haute conductivité thermique et faible coût. Vignarooban et al [18] ont donné les propriétés thermiques et physiques des HTFs communément utilisés.

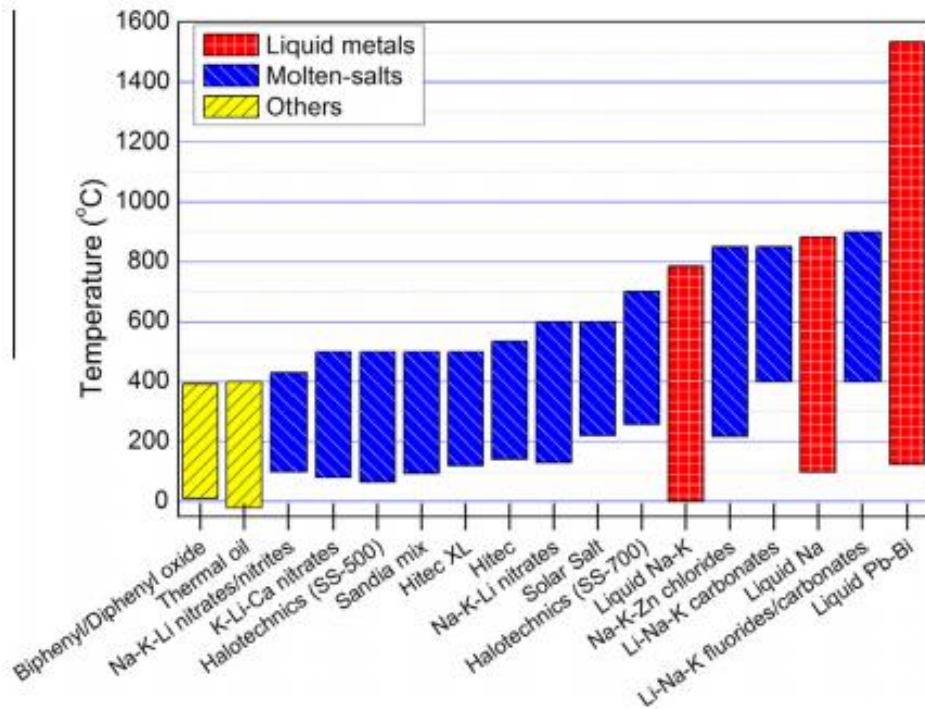


Figure 2.8: Gamme des températures de travail pour différents HTFs [18].

Il est à noter que la performance du receveur avec divers types de HTF, à savoir Syltherm 800, Therminol VP-1, eau, air et sel fondu a déjà fait l'objet de nombreuses publications. Forristall [19] a étudié l'effet sur la performance du receveur avec certain types de HTF, comme il est montré sur la Figure 2.9. Zaversky et al ; Changfu et al [20,21] ont évalué les performances du receveur avec eau, air sec et sel fondu (mélange de 60% NaNO₃ et 40% KNO₃).

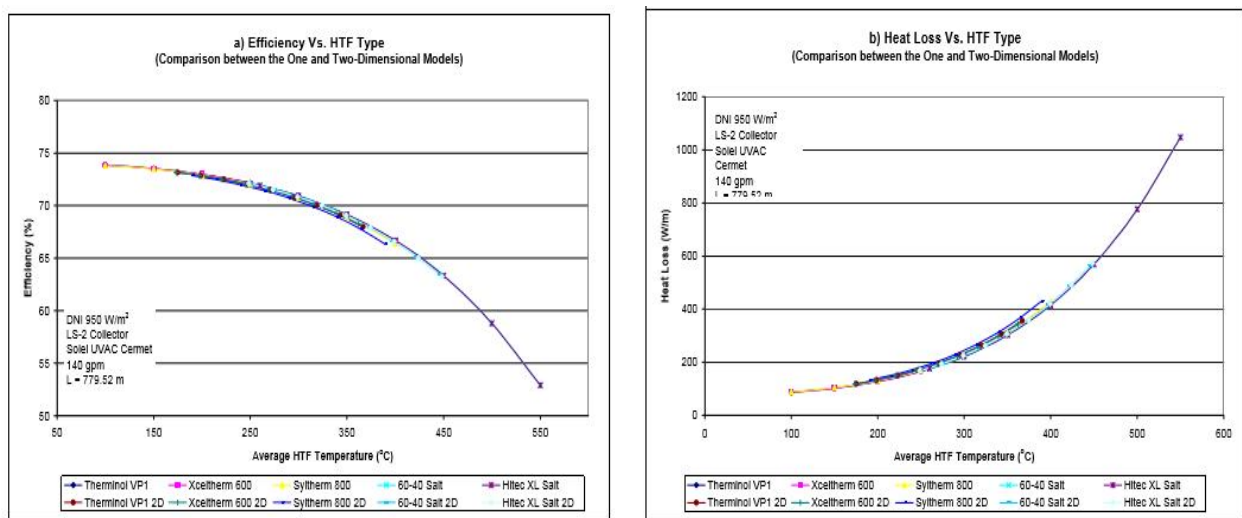


Figure 2.9: Efficacité et la perte de chaleur du receveur comparant certain types de HTF [19].

2.2.1.4.2. Systèmes de poursuite solaire

Comme tous les concentrateurs d'un système CSP, les concentrateurs cylindro-paraboliques doivent suivre le soleil pour atteindre une concentration continue du rayonnement solaire direct. En tant que collecteurs à concentration en ligne, les concentrateurs cylindro-paraboliques ont un système de la poursuite à un axe (tandis que les concentrateurs solaires focalisent les rayons du soleil dans un point nécessitent une poursuite à deux axes) [22]. La Figure 2.10 donne une idée générale du suivi des concentrateurs cylindro-paraboliques.

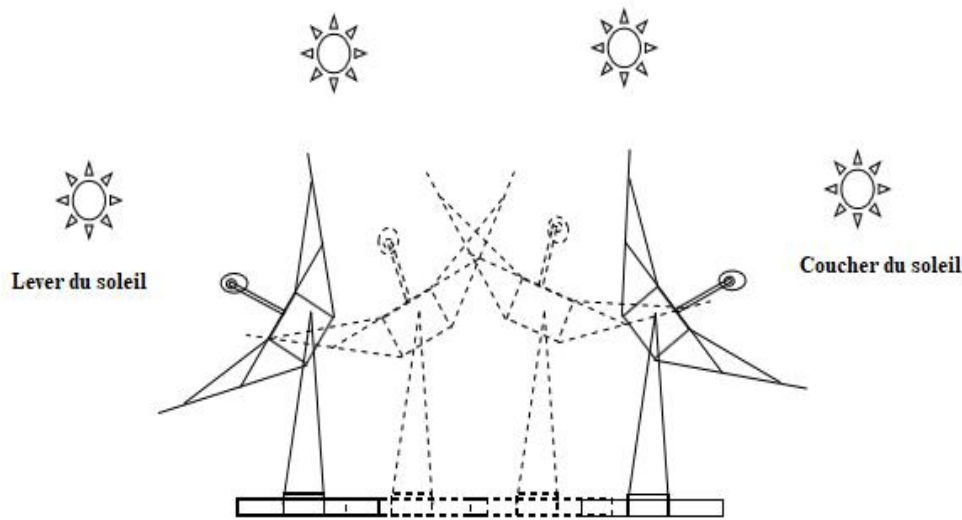


Figure 2.10: Poursuite à un axe des concentrateurs cylindro-paraboliques [23].

Le rôle du mécanisme de poursuite est d'adapter l'inclinaison du concentrateur de manière à ce que la radiation solaire incidente soit toujours perpendiculaire au plan d'ouverture du concentrateur (angle d'incidence nul).

Théoriquement, les collecteurs cylindro-paraboliques dans le champ solaire peuvent avoir n'importe quelle orientation horizontale, comme le montre sur la Figure 2.11. La poursuite sur un seul axe peut être de trois manières [9, 24]:

- Est-Ouest horizontal, l'alignement Nord-Sud avec le suivi Est-Ouest.

$$\cos(\theta) = \sqrt{(\cos(\delta) \sin(\varphi) \cos(\omega) - \cos(\delta) \cos(\omega))^2}. \quad (2.1)$$

- Nord-Sud horizontal, l'alignement Est-Ouest avec le suivi Nord-Sud.

$$\cos(\theta) = \sqrt{1 - \cos^2(\delta) \sin^2(\omega)}. \quad (2.2)$$

- Est-Ouest polaire, le mouvement doit être suivant l'axe de la terre avec une inclinaison égale à la latitude du lieu.

$$\cos(\theta) = \cos(\delta). \quad (2.3)$$

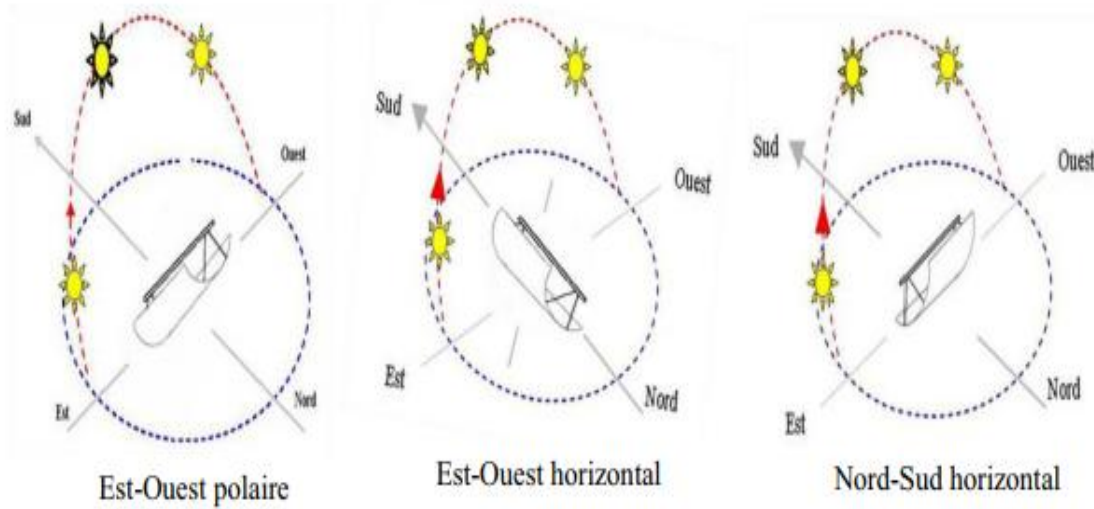


Figure 2.11: Modes de poursuite solaire d'un concentrateur cylindro-parabolique [24].

Marif et al [24] ont fait une comparaison entre les trois modes à un seul axe, et le mode de poursuite totale (à deux axes) qui n'est pas conseillé à cause de son coût très élevé, pour deux jours, le 1 janvier représente le jour hiver et le 1 juillet représente le jour été, voir la Figure 2.12.

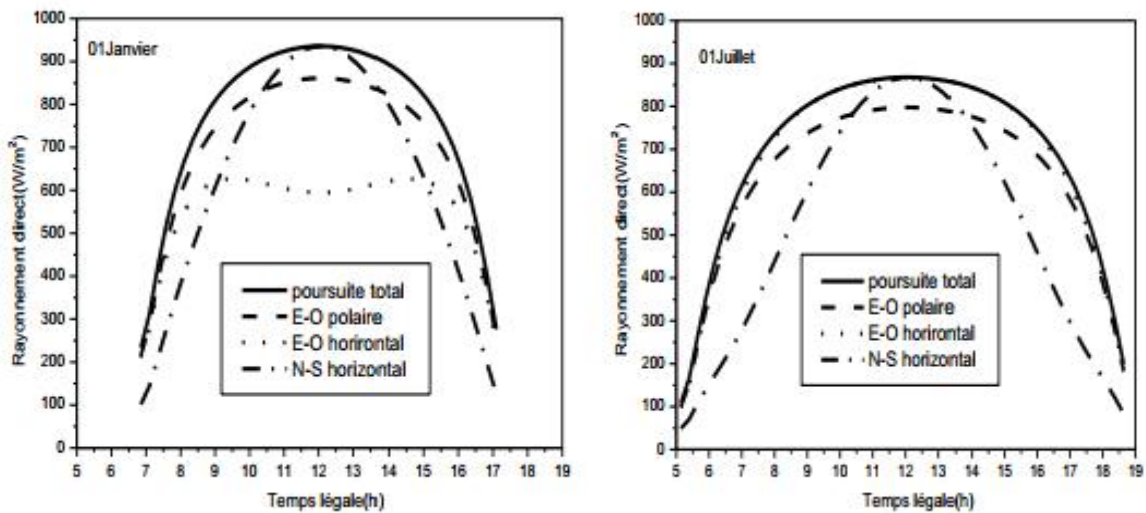


Figure 2.12: Rayonnement direct pour les différents modes de poursuite solaire [24].

Le suivi du soleil est toujours possible. Cependant, il y a une orientation privilégiée, qui est l'alignement Nord-Sud avec le suivi Est-Ouest. L'alignement Est-Ouest avec le suivi Nord-Sud respectif n'a été appliqué qu'à des fins expérimentales. Les raisons de la préférence de l'alignement Nord-Sud sont expliquées dans Référence [22].

Comme l'illustre Figure 2.13, un contrôleur central enregistre les conditions environnementales comme la vitesse du vent. Si les conditions de fonctionnement sont dangereuses, tous les capteurs sont déplacés vers une position de sécurité, qui est presque la position verticale, avec une légère inclinaison des miroirs vers le bas. Pendant la nuit, les collecteurs sont également en position de sécurité [22].



Figure 2.13: système de sécurité [22].

2.2.1.4.3. Configurations de la centrale solaire avec les concentrateurs cylindro-paraboliques

Les systèmes solaires cylindro-paraboliques varient dans les configurations et les systèmes d'exploitation. A savoir, mode solaire seulement, système hybride, génération de vapeur directe, dessalement solaire et centrale cycle combiné solaire intégrée (ISCCs).

- ***Mode solaire seulement***

Dans ce système de configuration, la seule ressource énergétique pour faire fonctionner la centrale thermique est le champ solaire. Il n'y a aucune assistance des chaudières à combustibles fossiles. Cependant, un système de stockage thermique est nécessaire dans ce régime. Les heures moyennes de fonctionnement solaire sont de 10 à 12 heures durant l'été. Pendant le temps restant, la centrale est alimentée par l'énergie du stockage thermique [4].

En mode solaire seulement avec stockage, le champ solaire commence à courir du lever du soleil pour fournir de la chaleur au cycle de Rankine. Pour environ 2 à 3 heures de pointe de

rayonnement solaire, le champ solaire est utilisé pour fournir de l'énergie au système de stockage en plus de sa tâche principale de fonctionnement de la turbine à vapeur. Lorsque l'énergie solaire n'est pas suffisante pour faire fonctionner le cycle de Rankine, le système de stockage commence à fournir de l'énergie au cycle thermique. Après le coucher du soleil, l'installation fonctionne entièrement sur le système de stockage [4]. La Figure 2.14 présente une centrale solaire thermique en mode seulement avec un système de stockage thermique.

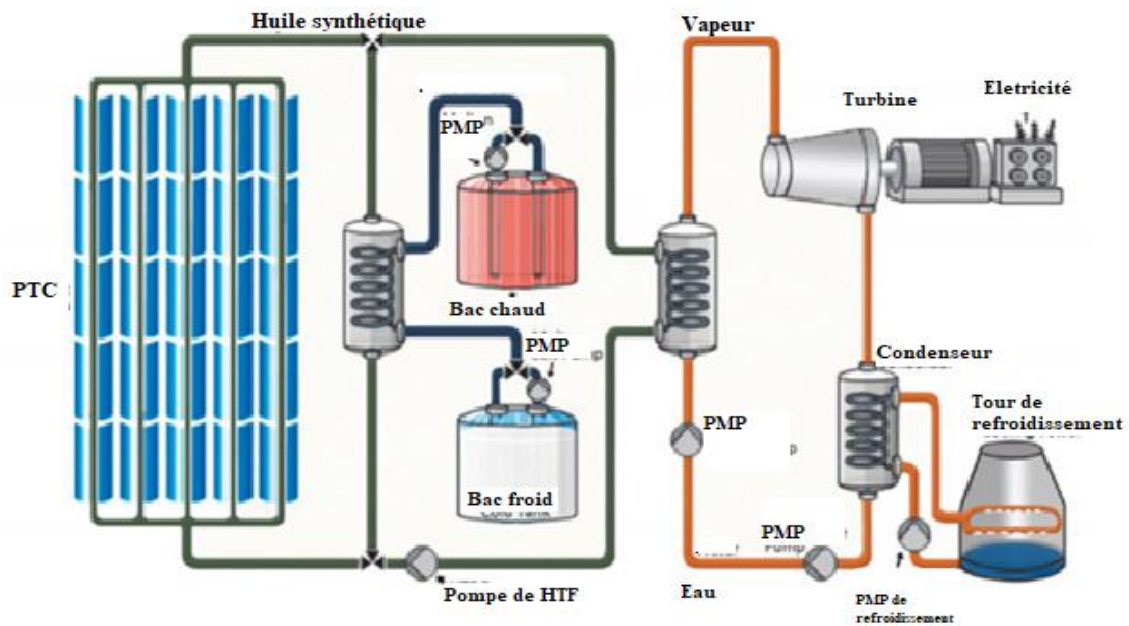


Figure 2.14: Centrale thermique en mode solaire seulement avec stockage [4].

▪ *Système hybride*

Puisque le rayonnement solaire n'est disponible que pour une partie de chaque jour, le stockage d'énergie, comme discuté ci-dessus, représente un moyen de fournir de l'énergie 24 heures sur 24. Une autre façon d'exploiter l'énergie solaire lorsque la puissance continue est nécessaire est de combiner une centrale thermique solaire avec un combustible fossile ou une autre source de centrale électrique [25].

Comme il est illustré sur la Figure 2.15, le concept de système hybride utilise une chaudière à combustible fossile de secours qui est utilisée en parallèle au champ solaire pour garantir un fonctionnement fiable la nuit ou lorsque aucun rayonnement solaire n'est disponible.

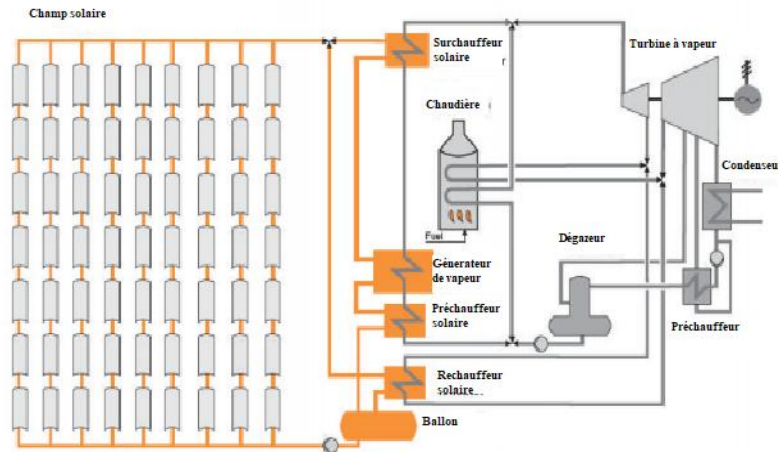


Figure 2.15: Centrale thermique avec système hybride [25].

▪ **Génération de vapeur directe**

Le système de génération de vapeur direct fonctionne comme le montre Figure 2.16. Les fluides de transfert de chaleur utilisés dans la plupart des champs solaires cylindro-paraboliques existants sont des huiles synthétiques. Ces huiles sont utilisées comme moyen de fournir l'énergie générée par le champ solaire à la centrale thermique. Les échangeurs de chaleur sont utilisés pour fournir cette énergie à l'eau dans le cycle thermique qui est habituellement un cycle de Rankine. Le concept de DSG consiste à utiliser l'eau comme HTF dans le PTC, de sorte que le champ solaire préchauffe, évapore et surchauffe l'alimentation en eau. En conséquence, la vapeur peut être expansée directement sur une turbine à vapeur. Les avantages de cette stratégie sont la réduction des coûts d'investissement. L'utilisation de l'eau comme HTF entraîne l'élimination de l'utilisation d'huiles synthétiques coûteuses et l'élimination de l'échangeur de chaleur de la centrale. En outre, l'efficacité thermique du cycle thermique est augmentée [25].

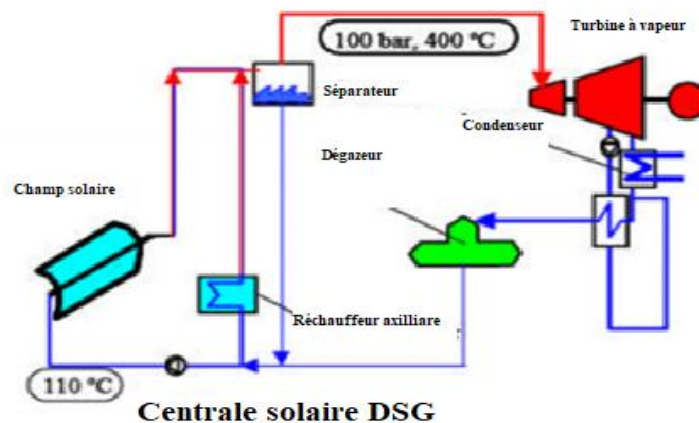


Figure 2.16: Système solaire utilisant DSG [25].

▪ **Centrale cycle combiné solaire intégrée (ISCC)**

La fumée chaude s'échappant de la turbine à gaz est envoyée au système de récupération de la chaleur pour générer de la vapeur pour fonctionner la turbine à vapeur. La chaleur produite par le champ solaire se divise en deux parties, d'une part le générateur de vapeur, d'autre part le stockage de la chaleur pendant la nuit. Le schéma de la centrale ISCC typique est représenté sur la Figure 2.17. Le champ solaire est constitué de diverses boucles d'ensembles des collecteurs cylindro-parabolique disposés en parallèle.

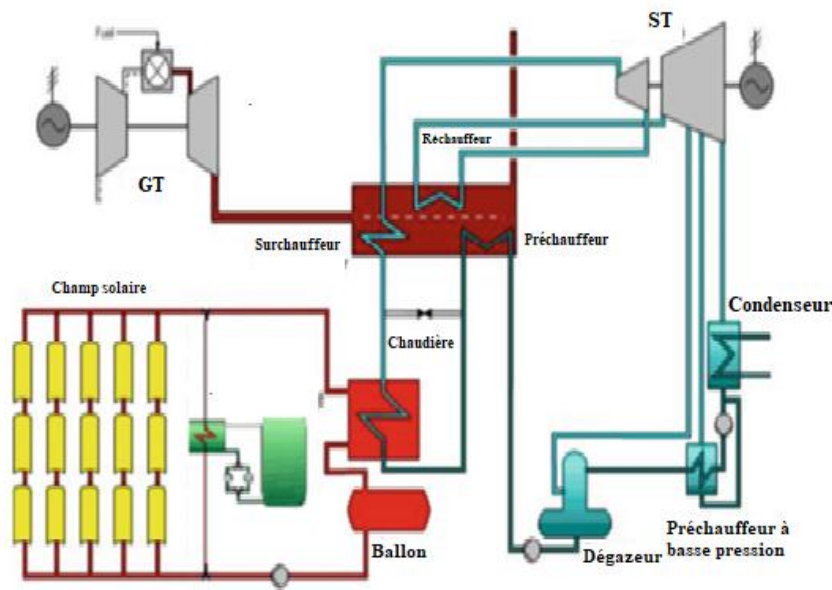


Figure 2.17: Schéma de la centrale ISCC [26].

2.2.2. Centrale cycle combiné solaire intégrée

La centrale ISCC est composée d'un bloc de puissance et d'un champ solaire, comme il est montré sur la Figure 2.18.

2.2.2.1. Champ solaire

Le champ solaire (SF) est la totalité des collecteurs cylindro-paraboliques et leur disposition sur le sol de la centrale. Afin d'atteindre les conditions de fonctionnement, les collecteurs solaires sont agencés selon une configuration en série connue sous le nom de boucle. La longueur et la forme de la boucle dépendent des performances du collecteur cylindro-parabolique (PTC), mais elles ont généralement une forme en U pour minimiser la chute de pression dans le collecteur [4]. Le champ solaire a une structure rectangulaire, presque un carré. Dans de nombreux cas, le bloc d'alimentation est situé au centre ou à proximité du

centre du champ solaire. Ceci, avec la structure carrée, permet que les tuyaux soient aussi courts que possible afin de réduire les pertes thermiques. Habituellement, les PTCs sont orientés dans la direction Nord-Sud et suivent le soleil d'Est en Ouest. Sur la Figure 2.18 est montrée la disposition principale.

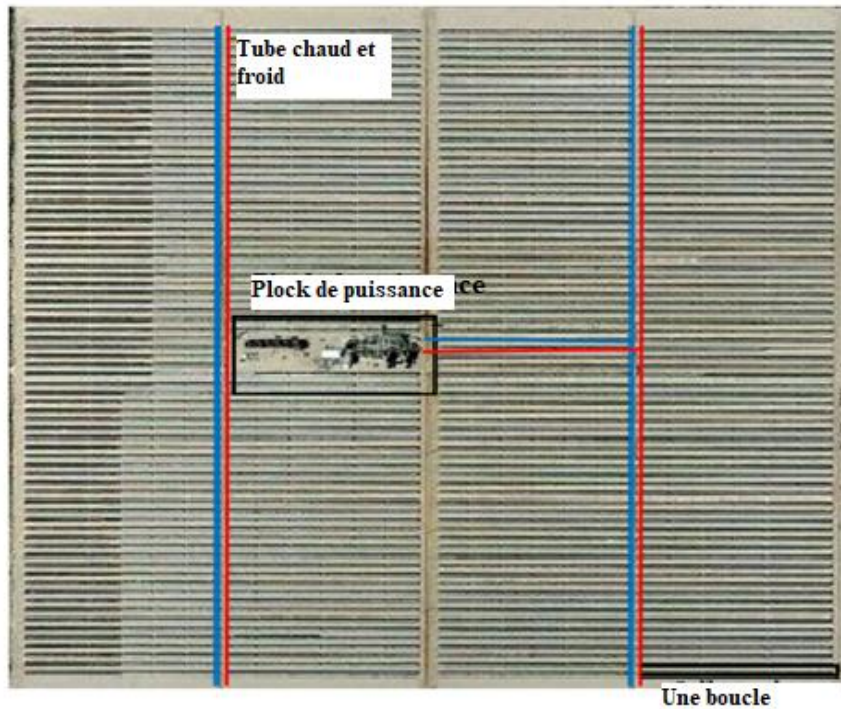


Figure 2.18: Disposition du champ solaire [22].

Les trois configurations de champ solaire les plus utilisées sont : retour direct, retour inversé et alimentation centrale. Ils sont représentés schématiquement sur la Figure 2.19.

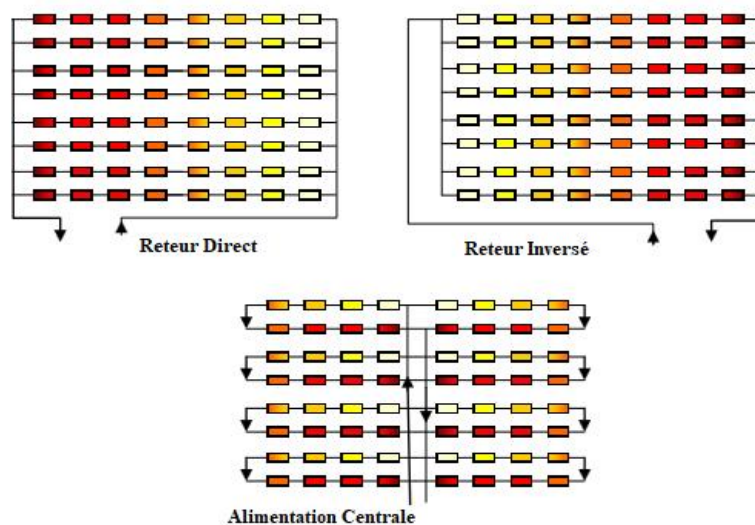


Figure 2.19: Trois configurations du champ solaire [23].

La configuration du champ solaire à retour direct est la plus simple et la plus largement utilisée dans les petits champs solaires. Son principal inconvénient est qu'il existe une différence de pression beaucoup plus grande entre les entrées dans les rangées parallèles, de sorte que des vannes d'équilibrage doivent être utilisées pour maintenir les débits identiques dans chaque rangée. Ces vannes provoquent une chute de pression importante au début du réseau, leur contribution à la perte de charge totale du système est donc également importante [23].

La configuration du champ solaire à retour inversé, où la perte de charge supplémentaire du système est beaucoup plus faible que dans une configuration à retour direct et le seul inconvénient est les longueurs de tuyauterie supplémentaires à l'entrée du champ solaire en raison de la perte de chaleur [23].

En ce qui concerne l'alimentation centrale, est la configuration la plus largement utilisée pour les grands champs solaires. C'est la présentation sélectionnée dans ISCCS de Hassi R'mel. Comme dans la conception à retour direct, la perte de charge dans le champ solaire est plus importante si des vannes d'équilibrage sont installées aux entrées de rangée. Cette disposition minimise la quantité totale de tuyauterie car il n'y a pas de tuyau sur toute la longueur de la ligne de collecteur. Il existe également un accès direct à chaque rangée de capteurs sans tuyaux enterrés [23].

Le champ solaire est constitué d'un nombre de collecteurs cylindro-paraboliques. L'énergie solaire absorbée par chaque collecteur est calculée par la relation suivante [3]:

$$Q_{col} = DNI \cos(\theta) A_p \eta_a \alpha_a, \quad (2.4)$$

avec

$$\eta_a = \eta_v \tau_v, \quad (2.5)$$

et

$$\eta_v = e_{sh} e_{tr} e_{da} e_{ge} e_{dm} e_{un} \rho_{cl} K_{\theta}. \quad (2.6)$$

L'énergie utile acquise par le champ solaire est :

$$Q_{SF} = Q_{col} N_{col}. \quad (2.7)$$

Dans la stratégie de fonctionnement, les températures d'entrée et de sortie de HTF sont invariables. Dans ce cas, le débit massique est calculé par la formule suivante :

$$\dot{m}_{SF} = \frac{Q_{SF}}{c_{pHTF} (T_{HTF,s} - T_{HTF,e})}. \quad (2.8)$$

L'efficacité du champ solaire est calculée par la formule suivante :

$$\eta_{SF} = \frac{Q_{SF}}{A_P N_{col} DNI}. \quad (2.9)$$

2.2.2.2. Bloc de puissance

Le bloc de puissance de la centrale ISCC est présenté sur la Figure 2.18, Il est composé d'un cycle combiné conventionnel, qui se compose d'une turbine à gaz (cycle de Brayton) et une turbine à vapeur (cycle de Rankine).

2.2.2.2.1. Turbine à gaz

Une turbine à gaz est une installation thermique dont le rôle est de produire de l'énergie électrique à partir de la combustion d'un hydrocarbure (fuel, gaz...). La turbine à gaz est le plus souvent à cycle ouvert et à combustion interne. Dans ce genre d'installations l'échappement de la turbine à gaz se fait directement dans l'atmosphère. Si l'échappement de la turbine à gaz se fait vers une Chaudière de Récupération et si la vapeur produite sert au fonctionnement d'une turbine à vapeur, on parle alors de centrale à cycle combiné. Lorsque la vapeur est utilisée pour d'autres processus, au lieu de la turbine à vapeur, on utilise le terme de cogénération.

Le cycle thermodynamique selon lequel fonctionne une turbine à gaz est appelé cycle de Brayton. Les quatre phases du cycle de Brayton sont représentées sur la Figure 2.20 par un schéma pression-volume (P-V) et température-entropie (T-S).

▪ Cycle de Brayton théorique

Le cycle de Brayton théorique est le cycle idéal correspondant à la turbine à gaz élémentaire. Toutes les transformations sont réversibles, sans frottement, sans perte de charge et sans perte de chaleur. La compression et la détente sont isentropiques, et la combustion et le refroidissement sont isobares. Les quatre transformations du cycle de Brayton idéal montrent dans la Figure 2.20

- 1 à 2 : la compression isentropique de l'air (Compresseur).
- 2 à 3 : la combustion isobare (Chambre de combustion).
- 3 à 4 : la détente isentropique (Turbine).
- 4 à 1 : le refroidissement isobarique (Condenseur).

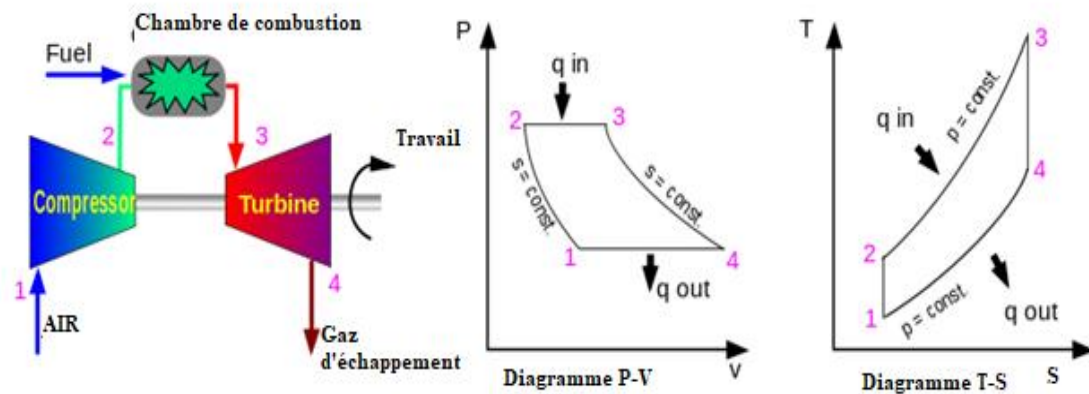


Figure 2.20: Cycle théorique d'une turbine à gaz [27].

▪ Cycle réel

Comme il est montré sur la Figure 2.21, le cycle réel se différencie du cycle idéal de la manière suivante :

- La compression est adiabatique mais à cause des frottements la température réelle est plus élevée que la température théorique. Cette transformation n'est plus isentropique 1-2, tel que $T_2 > T_{2is}$.
- La détente dans la turbine est adiabatique mais à cause des frottements elle ne s'effectue pas suivant un arc d'isentropique, mais suivant un arc tel que $T_4 > T_{4is}$.

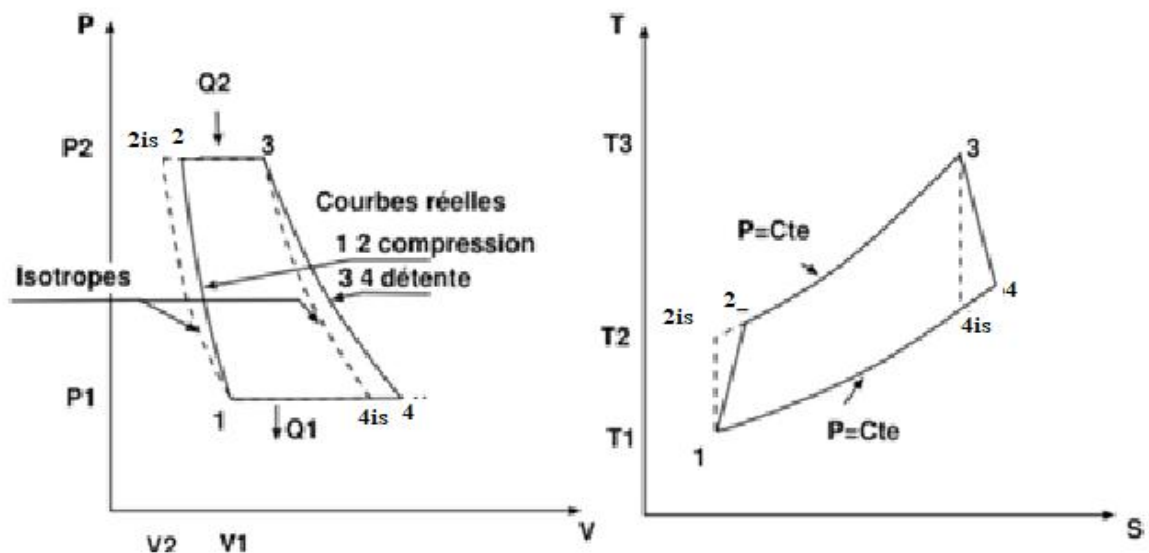


Figure 2.21: Cycle réel de GT [27].

L'étude thermodynamique des trois phases du cycle de Brayton sont en détail ci-dessous.

▪ **Compresseur (transformation 1-2)**

La pression à la sortie du compresseur p_2 :

$$p_2 = p_1 \tau_{\text{com}}. \quad (2.10)$$

Le travail isentropique fourni au gaz par le compresseur $W_{\text{com, is}}$:

$$W_{\text{com, is}} = c_{p_{\text{air}}} (T_{2, \text{is}} - T_1) = c_{p_{\text{air}}} T_1 \left(\frac{T_{2, \text{is}}}{T_1} - 1 \right), \quad (2.11)$$

✓ Transformation isentropique :

$$\frac{T_{2, \text{is}}}{T_1} = \left(\frac{p_{2, \text{is}}}{p_1} \right)^{\frac{\gamma_{\text{air}} - 1}{\gamma_{\text{air}}}} = (\tau_{\text{com}})^{\frac{\gamma_{\text{air}} - 1}{\gamma_{\text{air}}}}. \quad (2.12)$$

$$W_{\text{com, is}} = c_{p_{\text{air}}} T_1 \left((\tau_{\text{com}})^{\frac{\gamma_{\text{air}} - 1}{\gamma_{\text{air}}}} - 1 \right), \quad (2.13)$$

Le coefficient polytropique γ_{air} et la chaleur spécifique de l'air $c_{p_{\text{air}}}$ sont en fonction de la température et la pression.

Le travail réel fourni au gaz par le compresseur $W_{\text{com, réel}}$:

$$W_{\text{com, réel}} = \frac{W_{\text{com, is}}}{\eta_{\text{com, is}}}. \quad (2.14)$$

La température à la sortie du compresseur T_2 :

$$T_2 = T_1 + \frac{W_{\text{com, réel}}}{c_{p_{\text{air}}}}. \quad (2.15)$$

▪ **Chambre de combustion (transformation 2-3)**

La chaleur apportée au gaz au niveau de la chambre de combustion Q_{CC} :

$$Q_{\text{CC}} = \bar{c}_{p_g} (T_3 - T_2), \quad (2.16)$$

avec

$$\bar{c}_{p_g} = \frac{1}{(T_3 - T_2)} \int_{T_2}^{T_3} \bar{c}_{p_g}(T) dT. \quad (2.17)$$

▪ **Turbine (transformation 3-4)**

Le travail isentropique fourni par le gaz à la turbine $W_{\text{T, is}}$:

$$W_{\text{T, is}} = c_{p_g} (T_{4, \text{is}} - T_3) = c_{p_g} T_3 \left(\frac{T_{4, \text{is}}}{T_3} - 1 \right), \quad (2.18)$$

✓ Transformation isentropique ($p_4 = p_{4,is} = p_1$ et $p_3 = p_{2,is} = p_2$)

$$\frac{T_{4,is}}{T_3} = \left(\frac{p_{4,is}}{p_3}\right)^{\frac{\gamma_g-1}{\gamma_g}} = \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{\gamma_g-1}{\gamma_g}} = \left(\frac{1}{\tau_{com}}\right)^{\frac{\gamma_g-1}{\gamma_g}}, \quad (2.19)$$

$$W_{T,is} = c_{pg} T_3 \left[\left(\frac{1}{\tau_{com}}\right)^{\frac{\gamma_g-1}{\gamma_g}} - 1 \right]. \quad (2.20)$$

Le coefficient polytropique γ_g et la chaleur spécifique du gaz d'échappement c_{pg} sont en fonction de la température et la pression.

Le travail réel fourni par le gaz à la turbine $W_{T,r\acute{e}el}$:

$$W_T = \eta_{T,is} W_{T,is}. \quad (2.21)$$

La température à la sortie de la turbine T_4 :

$$T_4 = T_3 + \frac{W_T}{c_{pg}}. \quad (2.22)$$

▪ **Performance de cycle de Brayton**

Travail utile W_{ut} :

$$W_{ut} = W_T - W_{com}. \quad (2.23)$$

Puissance absorbée par le compresseur Pu_{com} :

$$Pu_{com} = \dot{m}_{air} W_{com}. \quad (2.24)$$

Puissance fournie par la turbine Pu_T :

$$Pu_T = \dot{m}_g W_T. \quad (2.25)$$

Puissance utile disponible Pu_{GT} :

$$Pu_{GT} = Pu_T - Pu_{com}. \quad (2.26)$$

Rendement thermique de GT:

$$\eta_{th,GT} = \frac{Pu_{GT}}{\dot{m}_{comb} LHV}. \quad (2.27)$$

2.2.2.2.2. Turbine à vapeur

Les turbines à vapeur produisent de l'électricité en utilisant la vapeur produite par un générateur de vapeur alimenté par un combustible (charbon, gaz, uranium, ...) pour faire entraîner une génératrice électrique. Le cycle de la vapeur d'eau est une suite de transformations dans des systèmes ouverts successifs (chaudière, turbine, condenseur et pompe d'alimentation). Le fonctionnement d'une turbine à vapeur peut être modélisé par un cycle de Rankine.

On peut représenter et simplifier la turbine à vapeur selon le cycle de Rankine par un diagramme entropique (T-S), voir la Figure 2.22.

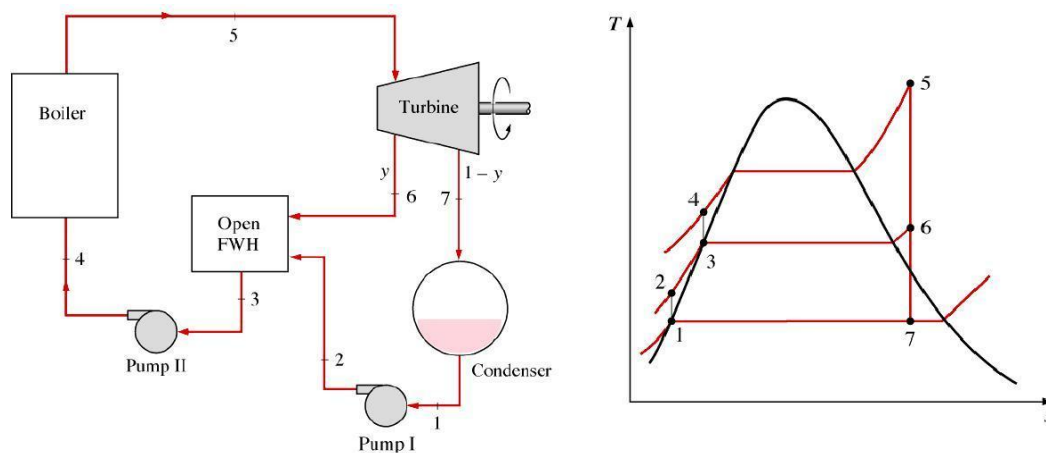


Figure 2.22: Cycle idéal de Rankine de ST.

Le cycle s'effectue avec les transformations thermodynamiques suivantes :

- Le 1^{er} processus du cycle de Rankine est l'augmentation de la pression de l'eau provenant du condenseur, à l'aide d'une première pompe d'extraction. L'élévation de pression est accompagnée d'une légère augmentation d'enthalpie. La ligne 1-2 représente l'énergie ajoutée par la pompe alimentaire,
- Lors du 2^{ème} processus on prélève une partie de vapeur lors de la détente et on la mélange avec liquide en 3, cette vapeur soutirée cède sa chaleur latente en se condensant et réchauffe ainsi le liquide dans un mélangeur. La ligne 2-3 représente l'énergie ajoutée par la vapeur soutirée.
- Le 3^{ème} processus est l'augmentation de la pression de l'eau provenant du mélangeur, à l'aide d'une deuxième pompe d'extraction. L'élévation de pression est accompagnée d'une légère augmentation d'enthalpie. La ligne 3-4 représente l'énergie ajoutée par la deuxième pompe alimentaire,

- Le 4^{ème} processus du cycle de Rankine (ligne 4-5) correspond à un apport de chaleur à l'eau entrant dans la chaudière. L'eau, dans la chaudière, passe de liquide à l'état de vapeur, puis est séchée et surchauffée. La production de vapeur est supposée se produire à pression constante.
- Lors du 5^{ème} processus, la vapeur se détend et se refroidit en traversant la turbine, ligne 5-7. L'énergie de la vapeur se transforme en travail.
- Le dernier processus du cycle de Rankine (ligne 7-1) est la condensation de la vapeur à la sortie de la turbine.

On peut représenter le cycle de Rankine dans un diagramme entropique (T-S). Dans ce cycle, la compression et la détente sont isentropiques, l'échauffement et la condensation sont supposés isobares. La Figure 2.23 montre l'écart entre le cycle à vapeur réel et le cycle de Rankine idéal. Cet écart est à cause des effets des irréversibilités dans la turbine et la pompe et la chute de pression dans HRSG et AC sur le cycle idéal de Rankine.

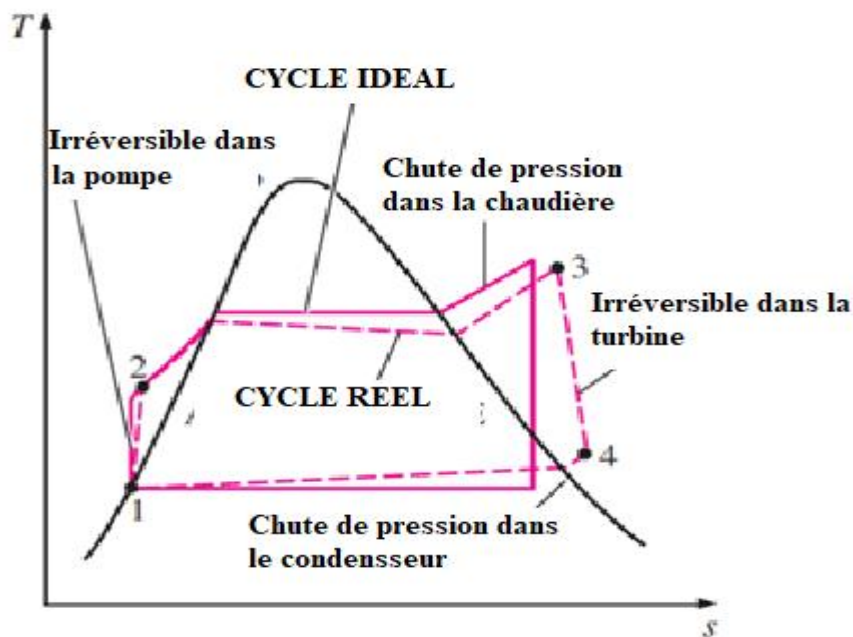


Figure 2.23: Ecart entre le cycle à vapeur réel et le cycle de Rankine idéal.

Dans les évolutions 1 à 2_{is} et 3 à 4_{is} il y'a compression isentropique du liquide saturé. Le travail fourni par chaque pompe est :

$$W_{PMP1, is} = H_{2, is} - H_1. \quad (2.28)$$

et

$$W_{PMP2, is} = H_{4, is} - H_3. \quad (2.29)$$

et le travail réel fourni par chaque pompe est :

$$W_{PMP1,r\acute{e}el} = \frac{W_{PMP1,is}}{\eta_{PMP1,is}}. \quad (2.30)$$

et

$$W_{PMP2,r\acute{e}el} = \frac{W_{PMP2,is}}{\eta_{PMP2,is}}. \quad (2.31)$$

Puis lors de l'évolution 4 à 5 se fait l'addition de chaleur à pression constante par le biais de la chaudière :

$$Q_{HRSG} = H_5 - H_4. \quad (2.32)$$

La chaleur produite par cycle à vapeur :

$$Q_{ST} = Q_{HRSG} + Q_{SF}. \quad (2.33)$$

Le rendement du générateur de vapeur :

$$\eta_{HRSG} = \frac{Q_{HRSG}}{Q_{ST}}. \quad (2.34)$$

Ce processus génère de la vapeur surchauffée. Ensuite, au cours de l'évolution 5 à 6_{is} et 6_{is} à 7_{is} la vapeur surchauffée est détendue d'une manière à un mélange saturé. Le travail idéal fourni par la turbine égale :

$$W_{T,is} = (H_5 - H_{7,is}) - y(H_{6,is} - H_{7,is}). \quad (2.35)$$

Et le travail réel fourni par la turbine par la formule :

$$W_{T,r\acute{e}el} = \eta_{T,is} W_{T,is}. \quad (2.36)$$

En fin, durant l'évolution 7 à 1 il y a rejet de chaleur à pression constante à travers le condenseur.

$$Q_{AC} = H_7 - H_1. \quad (2.37)$$

L'utilisation des tables des propriétés de l'eau (région surchauffée et région saturée) donne l'enthalpie en chaque point.

Le rendement thermique du cycle de Rankine réel se calcule par la formule :

$$\eta_{th} = \frac{W_{net,r\acute{e}el}}{Q_{HRSG}} = 1 - \left| \frac{Q_{froid}}{Q_{chaud}} \right|, \quad (2.38)$$

avec

$$W_{\text{net,réel}} = |W_{T,\text{réel}}| - |W_{\text{PMP1,réel}}| - |W_{\text{PMP2,réel}}|. \quad (2.39)$$

2.2.2.2.3. Chaudière de récupération

Une chaudière de récupération est un échangeur de chaleur qui permet de récupérer l'énergie thermique d'un écoulement de gaz chaud. Ensuite, elle produit de la vapeur qui peut être utilisée pour alimenter une turbine à vapeur. Une chaudière de récupération est un assemblage d'échangeurs thermiques. Elle est constituée de trois échangeurs montés en série : un économiseur, un évaporateur associé à un ballon (tambour) et un surchauffeur. Ces échangeurs sont placés perpendiculairement dans un carneau de fumée. Par l'économiseur l'eau d'alimentation est chauffée jusqu'à la température de vaporisation à la pression correspondante. Par l'évaporateur l'eau est vaporisée. Et par le surchauffeur la vapeur est surchauffée à la température désirée, voir la Figure 2.24.

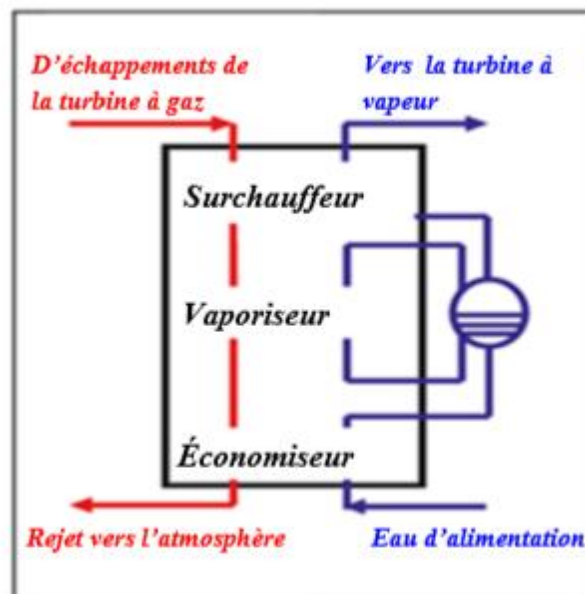


Figure 2.24: Différents éléments d'une chaudière de récupération [27].

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

La Figure 2.25, permet de visualiser ces deux notions qui servent à évaluer la qualité de l'échange thermique et à calculer la surface d'échange lors du dimensionnement d'une installation. La température de la vapeur en sortie du ou des surchauffeurs est limitée par celle des gaz dans la chaudière.

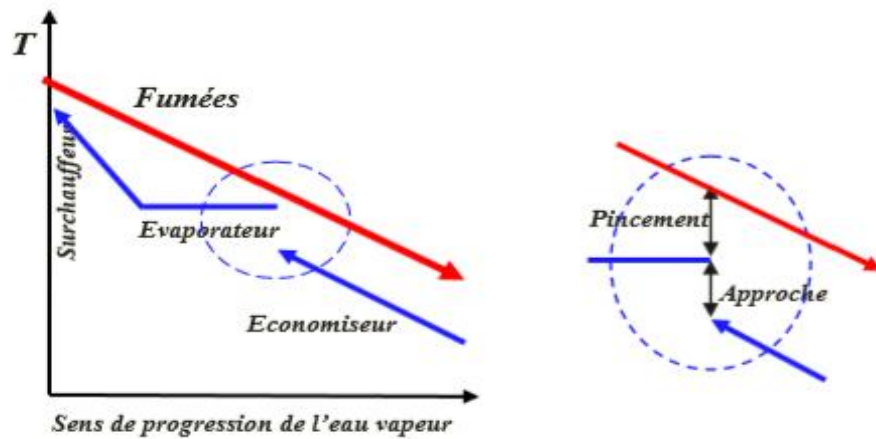


Figure 2.25: Représentation des températures du pincement et de l'approche [27].

Afin d'illustrer et aussi comme une aide dans les calculs, il est courant d'utiliser le diagramme T-Q. Il présente des profils pour le processus de transfert de chaleur entre le gaz d'échappement et de l'eau / vapeur. Un exemple de diagramme T-Q est présenté sur la Figure 2.26.

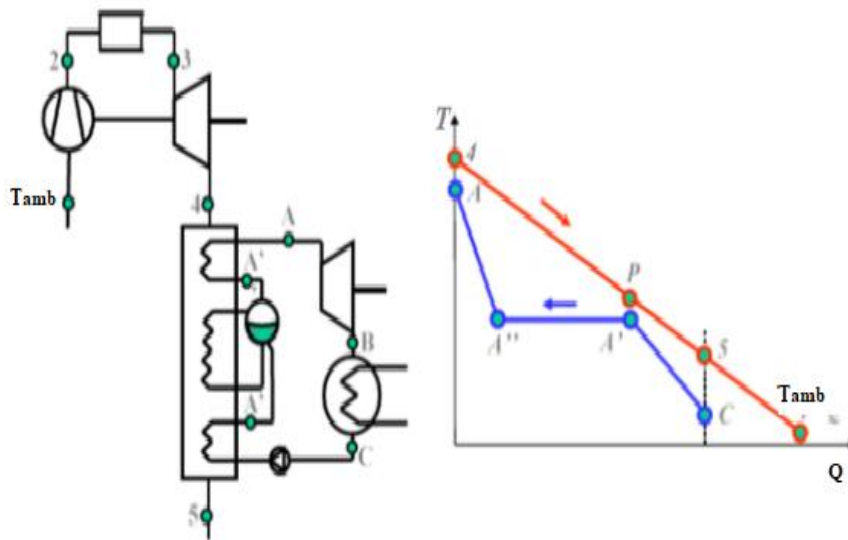


Figure 2.26: Diagramme T-Q d'une chaudière de récupération [27].

La pente des lignes dans le diagramme T-Q se calcule par l'expression :

$$\frac{\Delta Q}{\Delta T} = \frac{1}{\dot{m}C_p}. \quad (2.40)$$

Le bilan thermique d'un élément dans l'un des flux dans un schéma T-Q peut être écrit comme:

$$\Delta Q = \dot{m}C_p\Delta T. \quad (2.41)$$

Considérons une chaudière de récupération où l'eau et les fumées circulent à contre-courant. La connaissance des enthalpies des fumées aux points 4 et 5 permet de déterminer l'énergie disponible tandis que les enthalpies de l'eau aux points A et C permettent de déterminer le débit de vapeur pouvant être généré dans cette chaudière. Cela se fait par les deux relations suivantes :

$$\dot{m}_g C_{p_g} (T_4 - T_5) = \dot{m}_{va} C_{p_{va}} (T_A - T_C). \quad (2.42)$$

Le rendement thermique d'une chaudière de récupération se calcule par la formule :

$$\eta_{HRSG} = \frac{T_4 - T_5}{T_4 - T_{amb}}. \quad (2.43)$$

2.2.2.2.4. Performances de la centrale hybride ISCC

Les deux facteurs les plus importants pour évaluer les performances de la centrale ISCC sont la production de l'électricité et le rendement du système.

Le travail mécanique produit par la centrale :

$$P_{u_{ISCC}} = P_{u_{GTs}} + P_{u_{ST}}. \quad (2.44)$$

Ainsi, le rendement global de la centrale solaire est :

$$\eta_{ISCC} = \eta_{GT} + (1 - \eta_{GT})\eta_{HRSG}\eta_{ST}. \quad (2.45)$$

2.3. Simulation thermodynamique

2.3.1. Logiciel Cycle-Tempo

Cycle-Tempo est un logiciel de modélisation et de simulation thermodynamique des systèmes énergétiques. C'est un outil d'analyse, de design et d'optimisation thermodynamique des systèmes de production d'électricité, de chaleur et de froid. Il a été développé à l'université technologique de Delft, Holland. Il est bien structuré et flexible. Il permet le test de plusieurs paramètres et l'expérimentation numérique de plusieurs scénarios thermodynamiques.

CycleTempo fonctionne sous MS-Windows et son interface est en anglais. Il peut traiter un grand nombre de processus thermique, on cite, entre autres [28]:

- Turbine à vapeur.
- Turbine à gaz.
- Centrale à cycle combiné.
- Pile à combustible.
- Pompe à chaleur.
- Gazéification de charbon.
- Machines de réfrigération.

2.3.2. Principe de la simulation thermodynamique

La simulation thermodynamique sous Cycle-Tempo est basée sur la modélisation graphique. Cette simulation peut être des calculs dans des conditions de fonctionnement design ou off-design. Le système modélisé est dessiné comme un ensemble d'appareils reliés par des conduites. Dans l'exemple donné ci-dessous, la Figure 2.27, il s'agit d'une turbine à vapeur selon un cycle thermodynamique de base, le plus simple. Le cycle est composé d'une chaudière (appareil n°1), d'une turbine (n°2), d'un générateur électrique (G), d'un condenseur (n°3), d'un dégazeur (n°5) et de trois pompes (n°4, 6 et 8). Le schéma final d'un système est un réseau où il y'a écoulements de masse et d'énergie. La topologie du système à modéliser peut être un cycle simple (quelques appareils) ou un cycle complexe comprenant plusieurs cycles interconnectés. Les appareils sont les sièges de conversion d'énergie (chimie/thermique,...) et de changement de matière (liquide/vapeur, air+méthane/fumée). Cycle-Tempo dispose de deux palettes graphiques pour modéliser graphiquement le système étudié. Une palette avec symboles d'appareils, compresseur, turbines, pompe, chambre de combustion, pile à combustible,... une palette de raccordement en relation avec la nature des fluides, air, eau, fréon, combustible. Le logiciel est doté d'une riche bibliothèque d'appareils et d'une riche base de données de fluides.

Une fois la sélection des appareils et la sélection des fluides sont faites ; l'étape suivante consiste à introduire les paramètres thermodynamiques de chaque appareil, et les propriétés thermophysiques de chaque fluide.

La simulation thermodynamique est basée sur les deux principes. Le principe de conservation de masse et le principe de conservation d'énergie. Ces deux principes s'appliquent en fonction des entrées de matière et d'énergie et des sorties de matière et d'énergie sur chaque

appareils. Ainsi, deux équations de bilans de masse et d'énergie sont développées sur chaque appareil. A partir de ces équations, le logiciel crée une matrice (voir la Figure 2.28) qui combine les bilans de masse et les bilans d'énergie dans de tout le système. Résoudre cette matrice permet de calculer les écoulements de matière et d'énergie dans le système, et permet de déterminer les propriétés thermodynamiques dans tout le système. Entre l'entrée et la sortie la matière et l'énergie peuvent changer de formes. Les résultats du calcul peuvent être affichés dans des tables conviviales.

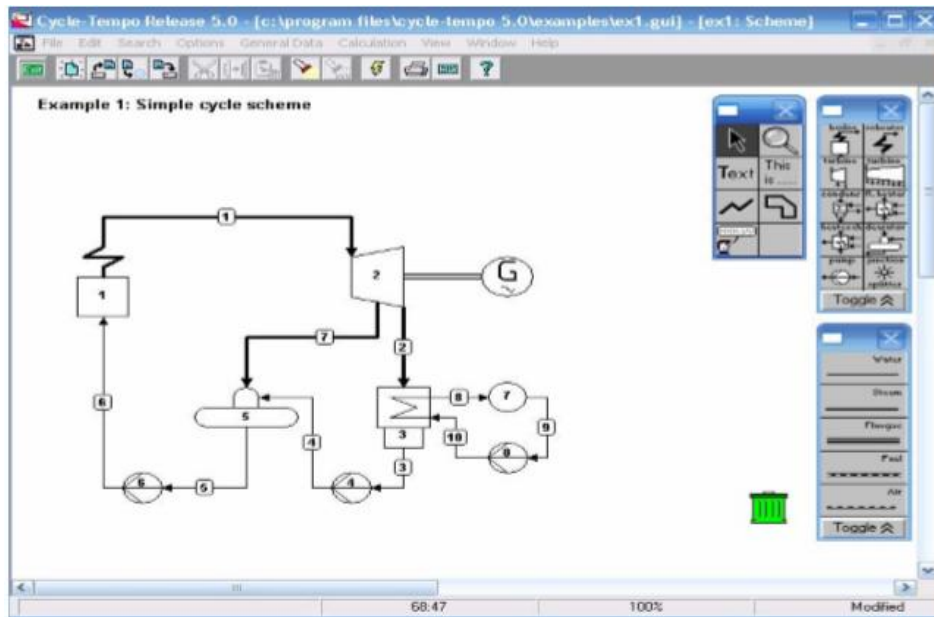


Figure 2.27: Exemple d'une installation simple de Cycle-Tempo.

		Numéro de tuyaux												
		→												
Equipements	nr.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10			
Chaudière	1	-1					-1					m_1		0
Turbine	2	1	-1					-1				m_2		0
Condenseur	3		1	-1					-1		1	m_3		0
Condenseur (Refroidissement)	3								-1		1	m_4		0
Dégazeur	5				1	-1		1				m_5		0
Pompe d'alimentation	6					1	-1					m_6		0
Pompe à l'eau froid	8									1	-1	m_7		0
Dégazeur	5				h_4	$-h_5$		h_7				m_8		0
Condenseur	3		h_2	$-h_3$					$-h_6$		h_{10}	m_9		0
Turbine	2	h_1	$-h_2$					$-h_7$				m_{10}		P_{tur}

Figure 2.28: Système de matrice d'une installation ci-dessus de Cycle-Tempo.

2.4. Conclusion

La technique la plus courante pour transformer l'énergie solaire thermique en électricité est la centrale à concentrations d'énergie solaire CSP. Plus précisément, Les centrales à concentrateurs cylindro-parabolique sont considérées comme l'une des technologies solaires les plus matures, réussies et éprouvées pour la production d'électricité.

Les systèmes à concentrateurs cylindro-parabolique varient dans les configurations et les systèmes d'exploitation. A savoir, mode solaire seulement, système hybride, génération de vapeur directe, dessalement solaire et le cycle combiné solaire intégré. Les centrales ISCCs sont adoptées comme solution technologique pour s'affranchir du système de stockage et de ses contraintes et garanti une disponibilité de puissance constante.

Référence

- [1] T. Mirunalini, S. Iniyan and G. Ranko, "A review of solar thermal technologies," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 14, pp. 312–322, 2010.
- [2] Kh. Jibran and H.A. Mudassar, "Solar power technologies for sustainable electricity," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. Vol.55, pp. 414-425, 2016.
- [3] A.B. Dhyia, A.R. Hasimah, Z. Wan, O. Wan and O.F. Saeed, "Historical development of concentrating solar power technologies to generate clean electricity efficiently – A review," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 41, pp. 996-1027, 2015.
- [4] B. Taqiy eddine and M. Mohamed-Salah, "Parabolic trough solar thermal power plant: Potential, and projects development in Algeria," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 21, pp. 288-297, 2013.
- [5] S. Quoilin, "Les Centrales Solaires à Concentration," Université de Liège, faculté des sciences appliquées, mai 2007.
- [6] F. Burkholder and C.F. Kutscher, "Heat loss testing of Schott's 2008 PTR70 parabolic trough receiver," *NREL/TP-550-45633*, 2009.
- [7] O. Behar, A. Khellaf and K. Mohammedi, "A review of studies on central receiver solar thermal power plants," *Renewable and sustainable energy reviews*, vol. 23, pp. 12-39, 2013.
- [8] M. Ouagued, A. Khellaf and L. Loukarfi, "Estimation of the temperature, heat gain and heat loss by solar parabolic trough collector under Algerian climate using different thermal oils," *Energy Conversion and Management*, vol. 75, pp. 191 -201, 2013.
- [9] Y. Marif, H. Benmoussa, H. Bouguettaia, M.M. Belhadj and M. Zerrouki, "Numerical simulation of solar parabolic trough collector performance in the Algeria

Saharan region,” *Energy Conversion and Management*, vol. 85, pp. 521 -529,2014

- [10] A.A. Hachicha, I. Rodríguez, R. Capdevila and A. Oliva, “Heat transfer analysis and numerical simulation of a parabolic trough solar collector,” *Applied Energy*, vol. 111, pp. 581 -592, 2013.
- [11] R.V. Padilla, G. Demirkaya, D.Y. Goswami, E. Stefanakos and M.M. Rahman, “Heat transfer analysis of parabolic trough solar receiver,” *Applied Energy*, vol. 88, pp. 5097-5110, 2011.
- [12] Z. Wu, S. Li, G. Yuan, D. Lei and Z. Wang, “Three-dimensional numerical study of heat transfer characteristics of parabolic trough receiver,” *Applied Energy*, vol. 113, pp. 902-911, 2014.
- [13] L. Hongbo, Y. Shijun and Z. Huan,” Comparison of different heat transfer models for parabolic trough solar collectors,” *Applied Energy*, vol. 148, pp. 105-114, 2015.
- [14] D. Lei, Q. Li, Z. Wang, J. Li and J. Li, “An experimental study of thermal characterization of parabolic trough receivers,” *Energy Conversion and Management*, vol. 69, pp. 107-115, 2013.
- [15] L. Valenzuela, R. López-Martín and E. Zarza, “Optical and thermal performance of large-size parabolic-trough solar collectors from outdoor experiments: A test method and a case study,” *Energy*, vol. 70, pp. 456-464, 2014.
- [16] P. Wang, D.Y. Liu and C. Xu, “Numerical study of heat transfer enhancement in the receiver tube of direct steam generation with parabolic trough by inserting metal foams,” *Applied Energy*, vol. 102, pp. 449-460, 2013.
- [17] O. Behar, A. Khellaf and K. Mohammedi, “A novel parabolic trough solar collector model – Validation with experimental data and comparison to Engineering Equation Solver (EES),” *Energy Conversion and Management*, vol. 106, pp. 268-281, 2015.
- [18] K. Vignarooban, X. Xu, A. Arvay, K. Hsu and A.M. Kannan, “Heat transfer fluids for concentrating solar power systems – A review,” *Applied Energy*. Vol. 146, pp. 383-396, 2015.
- [19] R. Forristall, “Heat transfer analysis and modeling of a parabolic trough solar receiver implemented in engineering equation solver,” *NREL/TP- 550e34169*, 2013.
- [20] F. Zaversky, R. Medina, J. García-Barberena, M. Sánchez and D. Astrain, “Object-oriented modeling for the transient performance simulation of parabolic trough collectors using molten salt as heat transfer fluid,” *Solar Energy*, vol. 95, pp. 192-215, 2013.
- [21] C. You, W. Zhang, and Z. Yin, “Modeling of fluid flow and heat transfer in a trough solar collector. *Applied Thermal Engineering*, vol. 54, pp. 247-254, 2013.
- [22] G. Matthias, J. Michael, and C. Simon, “Chapter 5: Parabolic Trough Technology,” *Advanced CSP Teaching Materials*.

- [23] Y. Marif, H. Ben Moussa, H. Bouguettaia, M.M. Belhadj and M. Zerrouki, "Etude comparative entre les modes de poursuite solaire d'un concentrateur solaire cylindro-parabolique," *Annales des Sciences et Technologie*, Vol. 6, N° 2, Octobre 2014.
- [24] G. Elsaket, "Simulating the integrated solar combined cycle for power plants application in Libya" *Master Thesis*, School of Engineering, Cranfield University, September 2007.
- [25] O. Behar, A. Khellaf, K. Mohammedi, S. Ait-Kaci, "A review of integrated solar combined cycle system (ISCCS) with a parabolic trough technology" *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 39, pp. 223-250, 2014.
- [26] O. Behar, "Determination of Maximum Recoverable Heat in a Thermodynamic combined cycle (solar-gas) with a steam turbine downstream the power plant," *Master Thesis*, Polytechnic National School and Development center for Renewable energies, 2009-2010.
- [27] B. Abdelaali, "Calcul énergétique de l'installation hybride thermique pour la production d'électricité," *Thèse Master*, Université de Biskra, juin 2013.
- [28] Cycle-Tempo, Release 5.0., "Delft University of Technology," Available at www.asimptote.nl, 2007.

3. CENTRALE SOLAIRE DE HASSI R'MEL EN REGIME DE DESIGN

3.1. Introduction

Dans ce chapitre, on présente: i) Une description et quelques informations techniques sur la centrale solaire de Hassi R'Mel, ii) Et une modélisation thermodynamique, à l'aide du logiciel Cycle-Tempo, puis une évaluation des performances de la centrale aux conditions de design.

3.2. Cas d'étude : La centrale hybride solaire/gaz de Hassi R'Mel

La centrale de Hassi R'Mel combine l'emploi du gaz et du solaire selon le schéma de centrale solaire intégrée à cycle combiné (ISCC), pour la production de 160 MW d'électricité, dont 22 MW sont tirées du champ solaire. Elle est mise en service officiellement en avril 2011. Elle est la première centrale de son type en Algérie et la seconde dans le monde après la centrale d'Aïn Beni Mather au Maroc. Le fonctionnement de la centrale permet d'économiser annuellement une quantité de 7 millions de mètres cube de gaz naturel, et de réduire ainsi de 33 000 tonnes par an les émissions de CO₂.

3.2.1. Site d'implantation et les conditions météorologiques

La centrale de Hassi R'Mel est située à environ 500 km d'Alger, dans la région de Tilghemt, à quelque 25 km de la ville de Hassi R'Mel, dans la wilaya de Laghouat, voir la Figure 3.1. Le site d'implantation de la centrale se localise à 33°7' en latitude et à 3°21' en longitude, il est de 750 m d'altitude au-dessus du niveau de la mer. La région de Hassi R'Mel est caractérisée par les conditions météorologiques : humidité relative de 24%, pression atmosphérique égale à 0.928 bar, vitesses du vent qui varient entre 2.14 et 4.15 m/s, températures extrêmes qui varient de -10°C en hiver à +50°C en été, le rayonnement direct normal (DNI) qui peut atteindre un maximum de 950 W/m² en été. Sur la base de la valeur moyenne annuelle, le site est béni quotidiennement par 9,5 heures d'ensoleillement offrant ainsi une intensité moyenne de DNI estimée à 7 138 Wh/ m²/ Jour.



Figure 3.1: Site d'implantation de la centrale électrique de Hassi R'Mel.

3.2.2. Description et fonctionnement de la centrale de Hassi R'Mel aux conditions de design

Dans cette étude, la centrale solaire de Hassi R'Mel (ISCC) avec un niveau de pression simple est proposé. Pendant les périodes ensoleillées, une partie de l'eau d'alimentation est retirée de la chaudière de récupération de chaleur (HRSG) converti en vapeur saturée dans le générateur de vapeur solaire (SSG). Cette vapeur saturée est renvoyée au HRSG, où elle est mélangée et surchauffée. Pendant la nuit et les périodes nuageuses, le système ISCC fonctionne comme un cycle combiné. Le diagramme fonctionnel de la centrale de Hassi R'Mel est présenté sur la Figure 3.2.

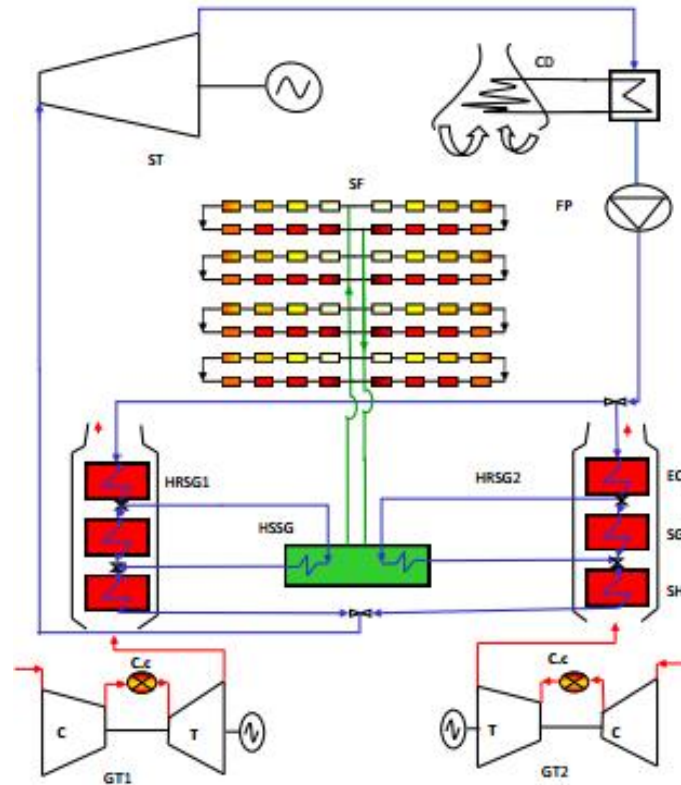


Figure 3.2: Diagramme de processus de la centrale ISCC de Hassi R'Mel.

3.2.2.1. Bloc de puissance

Le bloc de puissance, comme il est représenté sur la Figure 3.3, comprend deux turbines à gaz identiques (cycle de Brayton), une turbine à vapeur (cycle de Rankine) et deux chaudières de récupération de chaleur identiques (HRSG), à un niveau de pression. Chaque chaudière est équipée d'un brûleur auxiliaire (DB). Les gaz d'échappement de l'unité à turbine à gaz circulent à travers de la chaudière récupération de chaleur pour générer et surchauffer de la vapeur qui est entraînée pour être expansée dans la turbine à vapeur.

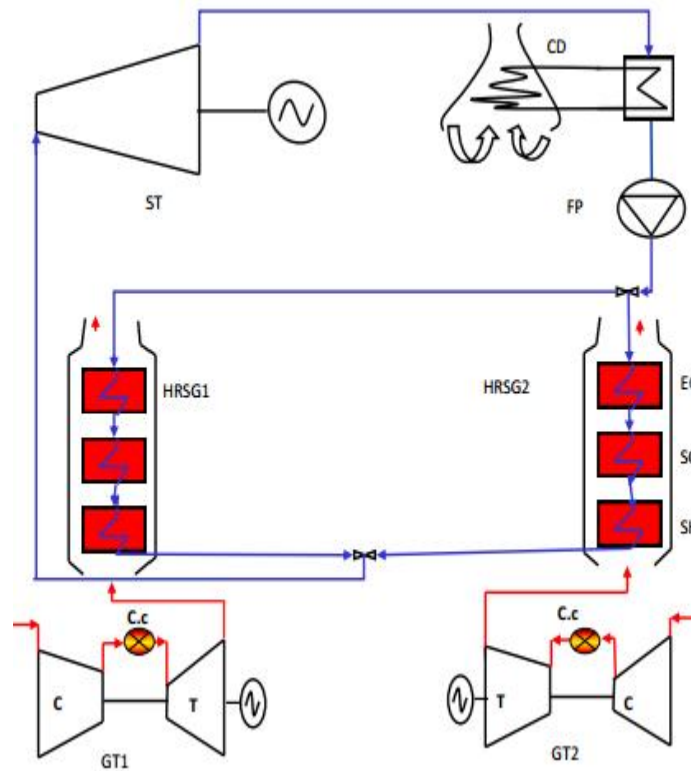


Figure 3.3: Bloc de puissance de la centrale ISCC de Hassi R'Mel.

▪ **Turbine à gaz**

Les deux turbines à gaz installées sur le site de Hassi R'Mel sont du modèle Siemens SGT-800 qui est doté d'une puissance nominale de 40 MW et efficacité de 35%, voir la Figure 3.4. La SGT-800 combine une conception robuste, de faibles émissions et une grande efficacité, il est une solution intéressante pour de nombreuses applications dans la production d'énergie et la cogénération. La turbine offre une grande flexibilité dans les carburants, les conditions d'exploitation, les concepts de maintenance et les qualifications pour répondre aux besoins actuels et futurs du marché.

La SGT-800 est une turbine à gaz à mono-arbre, les principaux composants: compresseur, chambre de combustion et turbine seront expliqués plus en détail.

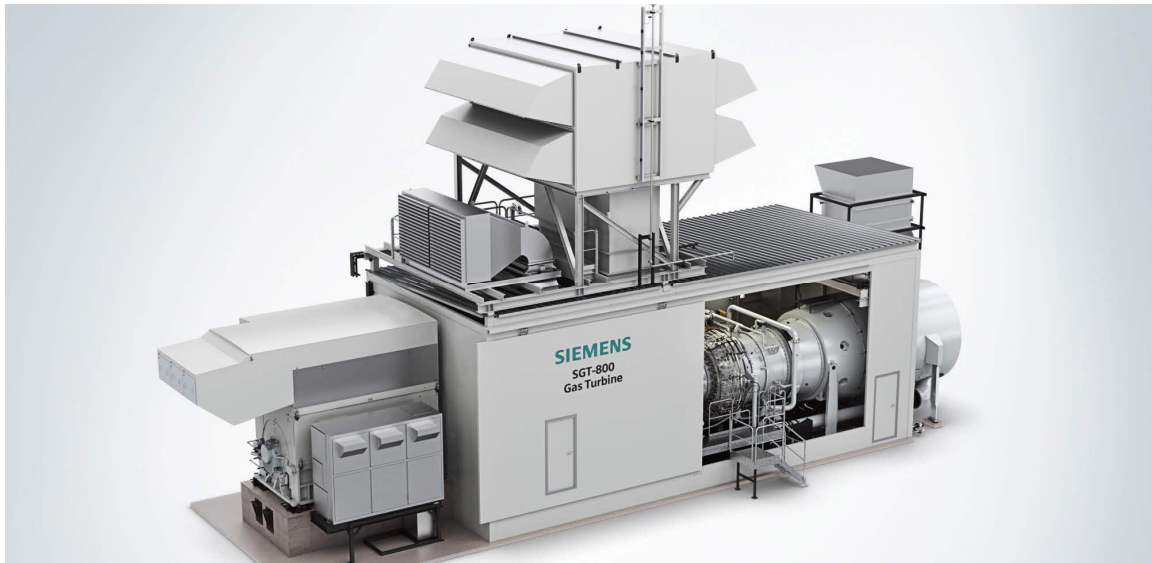


Figure 3.4: Turbine à gaz modèle Siemens SGT-800.

Un compresseur axial à 15 étages avec trois aubes de guidage variable (les directrices) fournit de l'air comprimé à la chambre de combustion avec un rapport de pression de 20.2 [1]. Le compresseur est soutenu par 4 Sadinter chiller (CH) pour réduire la température de l'air d'admission à 15 ° C. Selon les données de conception, la capacité de refroidissement totale du système est de 6800 kW, et le débit du liquide de refroidissement (80% d'eau et 20% d'éthylène glycol) est de 164 litres / s.

La chambre de combustion SGT-800 est composée de 30 brûleurs placés dans un design annulaire [2]. Une chambre de combustion annulaire offre les avantages suivants: elle nécessite moins d'air de refroidissement en raison de la réduction de la surface chaude et d'une meilleure entrée du flux dans la turbine; simple allumage croisé lors du démarrage. La chambre de combustion fait partie de la troisième génération de chambres de combustion «Dry Low-Emission Combustors DLE» [2]. Le système DLE (système de réduction des émissions dans les gaz d'échappement sans injection d'eau), est incorporé en standard dans toutes les turbines, il assure un bas niveau d'émissions de NOx et garantit ainsi la conformité aux réglementations mondiales et régionales en matière d'émissions, voir la Figure 3.5.



Figure 3.5: 3^{ème} génération de brûleur DLE.

Le paramètre plus important dans la chambre de combustion est la température de gaz de combustion (TIT). La température TIT imposée par le constructeur égale 1200 °C dans la centrale de Hassi R'Mel. L'augmentation de la température TIT, augmentera également l'efficacité du cycle de la turbine à gaz. Il faut toutefois veiller à ce qu'une augmentation de TIT ne provoque pas d'autres problèmes fonctionnement, tels que la surchauffe des composants de la turbine et de l'huile de lubrification de la turbine.

En outre, il faut considérer que la quantité de NOx produite par une chambre de combustion augmente avec la valeur de la température de flamme dans la chambre de combustion et la valeur correspondante de TIT. Par conséquent, des TIT plus faibles, dans la mesure permise par une efficacité optimisée, sont souhaitables.

La SGT-800 est équipée d'une turbine à trois étages, les deux premiers étages des aubes sont refroidis par de l'air soutiré du compresseur et le troisième étage n'est pas refroidi [2]. Avec l'air ambiant à 15 ° C et 0,9 bar (paramètres de conception), la turbine à gaz éjecte 120 kg / s de gaz d'échappement à 550 ° C et génère 40 MW de l'électricité [1].

La Figure 3.6 Montre les composants principaux de la turbine à gaz SGT-800, 1) compresseur ; 2) chambre de combustion ; 3) turbine

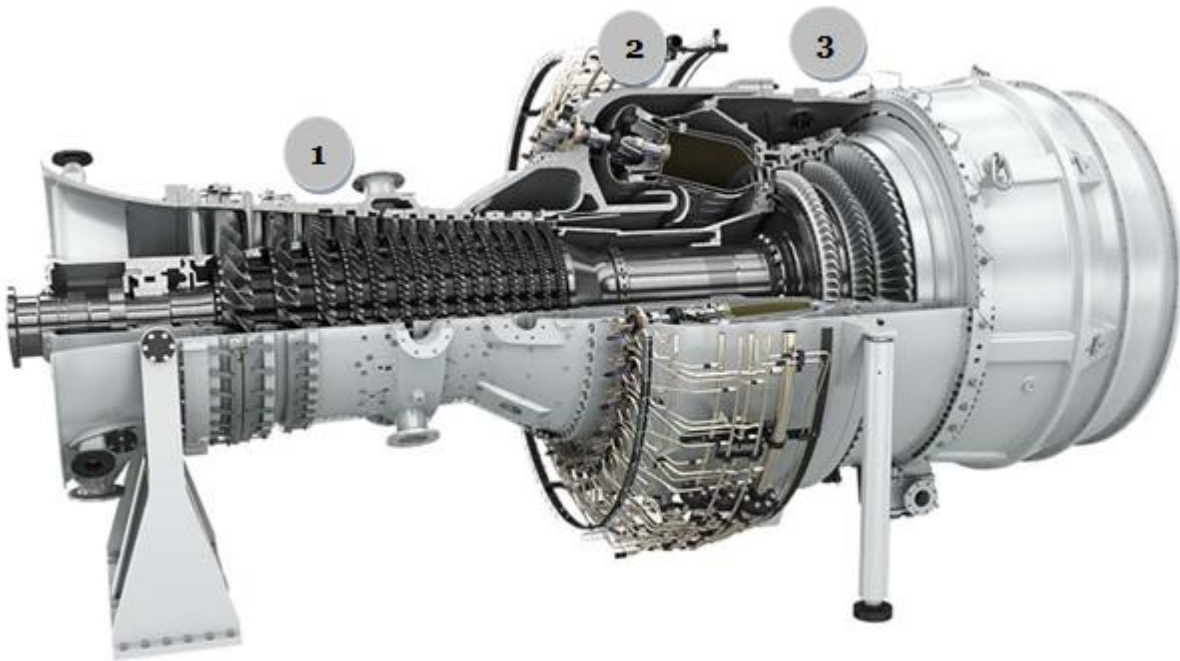


Figure 3.6: Composants principaux de la turbine à gaz SGT-800.

▪ ***Chaudière de récupération***

Comme mentionné ci-dessus, la centrale de Hassi R'Mel comprend deux chaudières de récupération horizontales identiques à un seul niveau de pression (1P), comme le montre la Figure 3.7. La HRSG est équipée par un économiseur (DECO) et évaporateur (DEVA), tous les deux de basse pression, ensuite il y'a deux économiseurs (ECO1 et ECO2) de haute pression, puis vient un évaporateur (EVA) de haute pression, enfin il y' deux surchauffeurs (SHE1 et SHE2) et deux brûleurs auxiliaires (DB). Ces échangeurs sont placés perpendiculairement dans un carneau de fumée.

Un DB est intégré en aval de chaque GT. Les deux DBs, brûlant 1,32 kg / s de gaz naturel, fournissent une énergie thermique supplémentaire au gaz d'échappement afin d'augmenter sa température à 750 ° C [1].

Par la suite, ce gaz d'échappement chaud contribue avec l'énergie solaire thermique à produire près de 70 kg / s de vapeur surchauffée fournie à la turbine à vapeur à 560 ° C et 83 bars. La température des fumées rejetées l'atmosphère de doit pas dépasser 100 ° C [1].

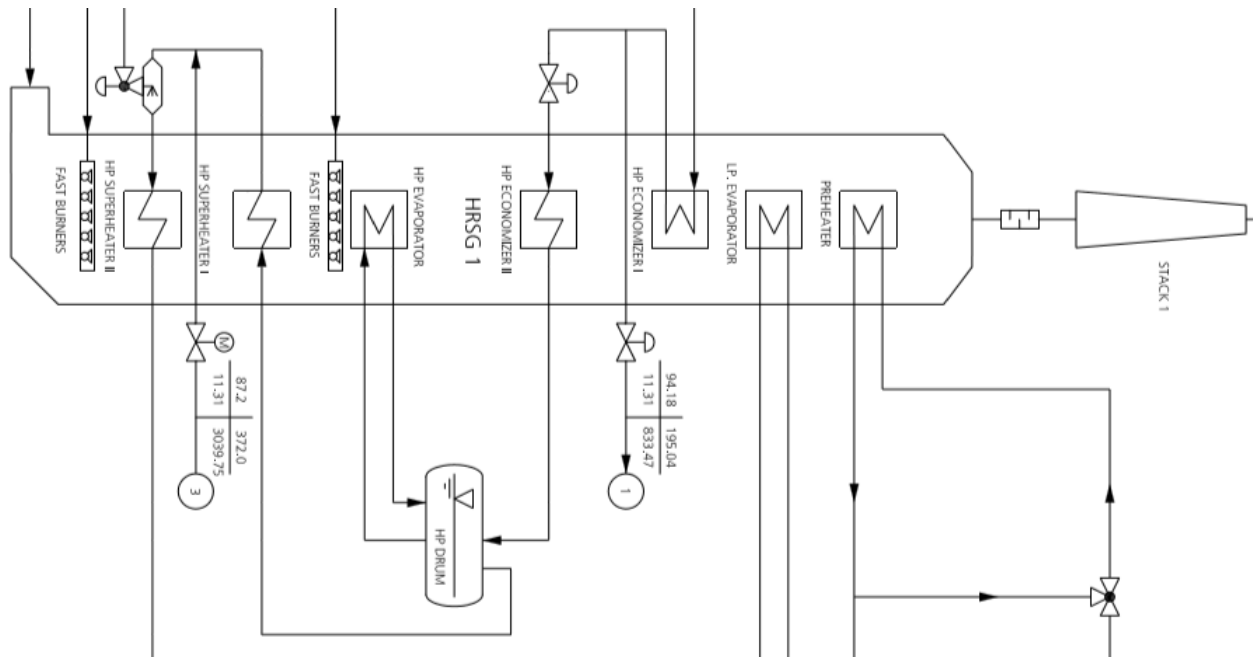


Figure 3.7: Chaudière de récupération (HRSG1) horizontale à 1P installé sur la centrale de Hassi R'Mel.

▪ Turbine à vapeur

La turbine à vapeur (ST) est du modèle Siemens SST-900, voir la Figure 3.8. La vapeur fournie à la SST-900 à 560 °C et 83 bars produit 80 MW de l'électricité aux conditions de design [1].

Le système de condensation se base sur le refroidissement à air. C'est un ensemble d'aérocondenseurs (ACs) à tirage forcé, voir la Figure 3.9. Cette technologie est préférable au traditionnel condenseur à eau lorsque la disponibilité en eau est limitée, notamment à Hassi R'mel, caractérisé par un climat aride. Le système de refroidissement est équipé par une batterie de 15 ventilateurs, assure à la sortie de la turbine à vapeur de l'eau saturée à 52 ° C et à environ 0,14 bar. La capacité thermique des aérocondenseurs est d'environ 147,6 MW. Les ventilateurs consomment 3,45 MW d'électricité [3].

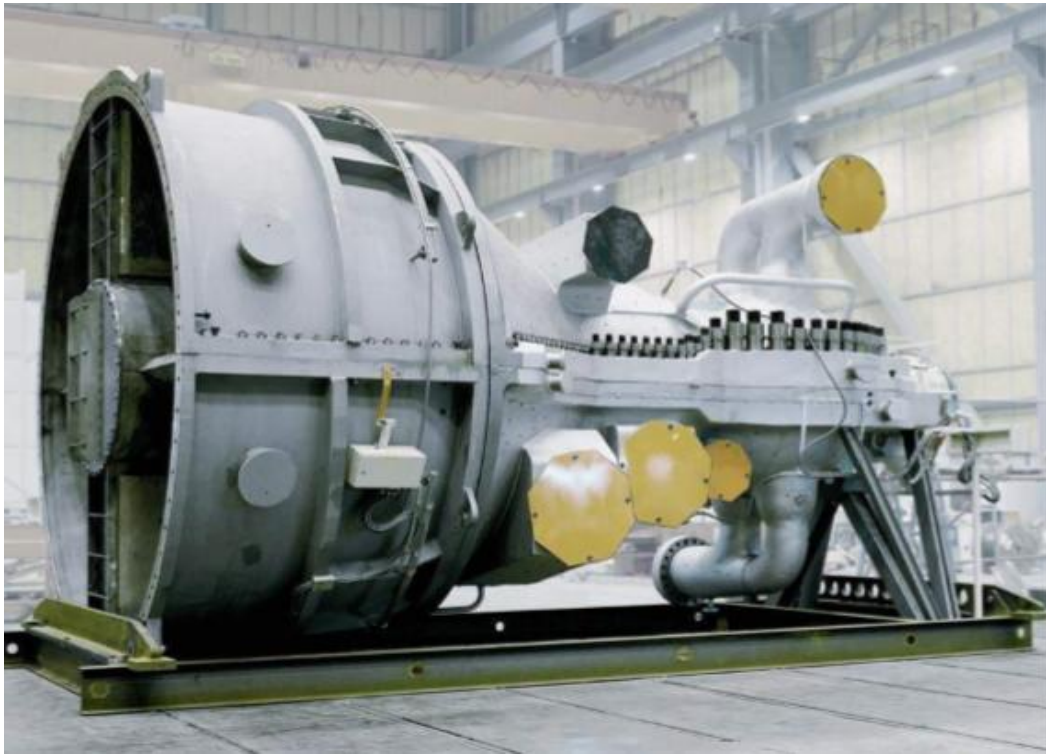


Figure 3.8: Turbine à vapeur modèle SST-900.



Figure 3.9: Système de refroidissement par aérocondenseurs à tirage forcé.

3.2.2.2. Champ solaire

Le champ solaire de la centrale SPP1 de Hassi R'mel est divisé en deux surfaces identiques, champ nord et champ sud. Le champ solaire couvrant une superficie de plus de 183 120 m², comme montre la Figure 3.10, est composé de 56 boucles, avec 4 collecteurs cylindro-paraboliques (PTCs) pour une boucle. Chaque surface de champ solaire contient 28 boucles de quatre modules, répartis en 2 rangées. Le module est formé de 12 segments comportant chacun plusieurs miroirs, voir la Figure 3.11.



Figure 3.10: Centrale SPP1 de Hassi R'Mel.

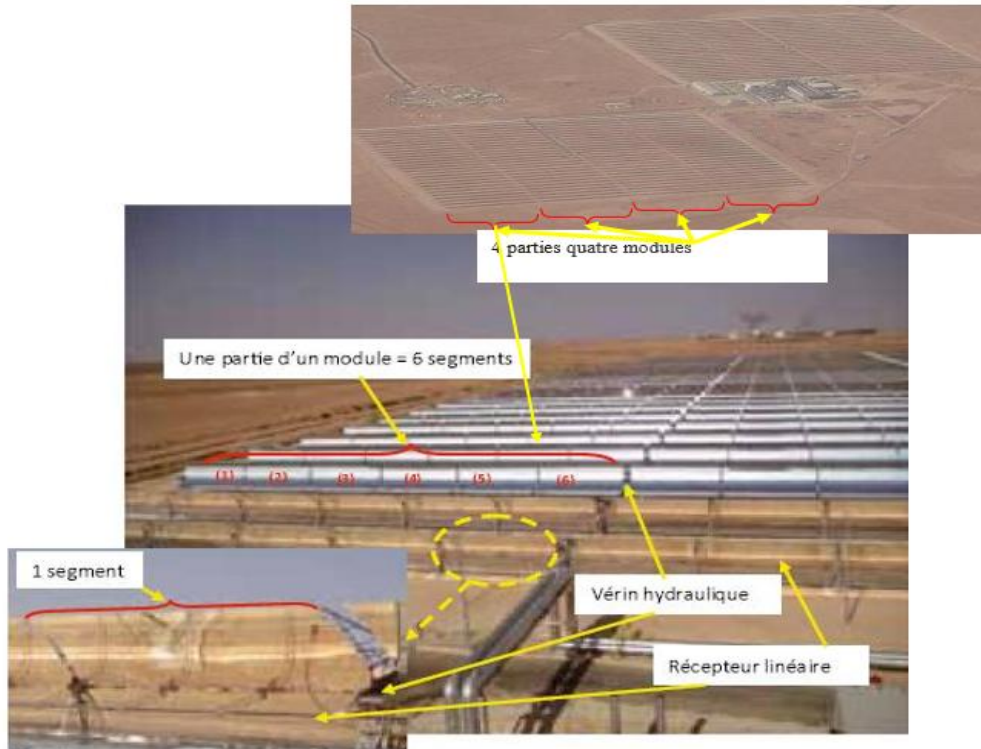


Figure 3.11: Structure du champ solaire de la centrale SPP1 de Hassi R'Mel.

Chaque PTC possède un réflecteur linéaire de forme parabolique qui focalise le rayonnement direct du soleil sur un receveur linéaire situé au foyer de la parabole. Les collecteurs de technologie ET-150 sont alignés sur une ligne Nord-Sud, et sont équipés d'un système de poursuite solaire à un seul axe, ce qui leur permet de suivre le soleil Est-Ouest. Un fluide caloporteur (HTF) est chauffé lorsqu'il circule à travers le récepteur et retourne au générateur de vapeur solaire (SSG) pour générer de la vapeur saturée.

Le composant principal du champ solaire est le PTC modèle ET-150, comme il est montré sur la Figure 3.12. Chaque PTC est composé de réflecteurs paraboliques (miroir), d'une structure de support métallique (pylône et support), de tubes receveurs, d'une couverture en verre et d'un système de suivi, des capteurs et des commandes.

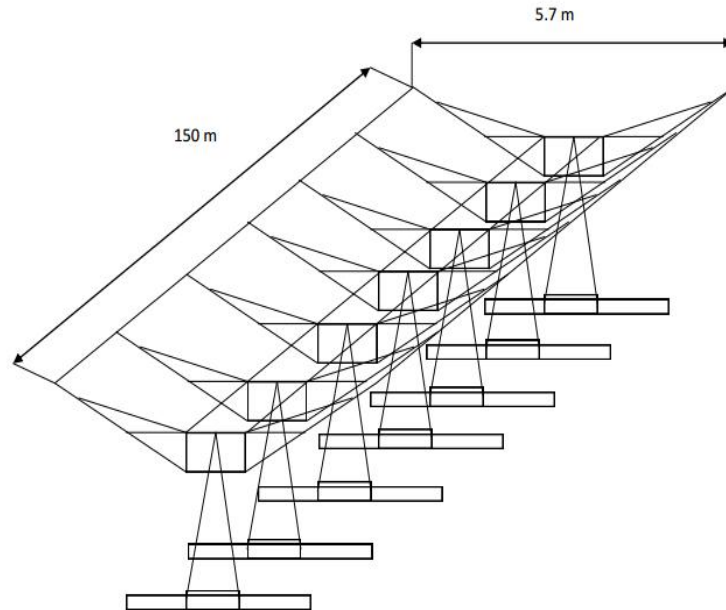


Figure 3.12: Collecteur modèle Euro Trough (ET-150).

La Figure 3.13 illustre l'élément de récupération de chaleur (HCE) intégré dans le champ solaire de la centrale de Hassi R'Mel qui est du Modèle SCHOTT PTR[®] 70-2008 2nd Génération [4]. Le HCE est constitué d'un tube en acier à surface sélective de cermets, entouré d'une vitre avec un annulaire sous vide. Le HCE intègre des joints verre-métal et des soufflets métalliques pour réaliser une enceinte étanche au vide. L'enceinte à vide sert principalement à protéger la surface sélective et à réduire les pertes de chaleur à des températures de fonctionnement élevées.

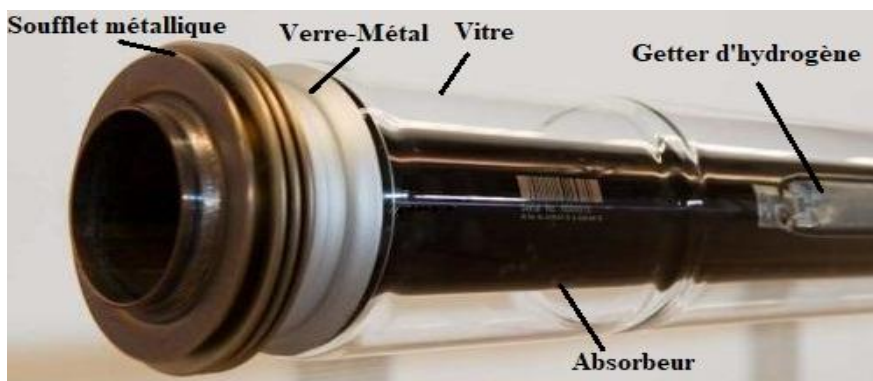


Figure 3.13: Élément de récupération de chaleur HCE.

Le vide annulaire dans le HCE est maintenu à environ 0,013 Pa [4]. Le cylindre de la vitre extérieure a un revêtement antireflet pour réduire les pertes par réflexion. Les getters d'hydrogène, des substances métalliques conçues pour adsorber les molécules de gaz, sont installés dans l'espace sous vide pour adsorber l'hydrogène et les autres gaz qui pénètrent dans l'espace sous vide au fil du temps.

Le HTF circulant dans le champ solaire est de l'huile synthétique « Therminol PV-1 », ses propriétés thermo-physiques en fonction de la température peuvent être trouvées dans la référence [5]. Ce HTF est un mélange de 73,5% d'oxyde diphényle/ 26,5% de diphényle.

La configuration d'alimentation centrale est la configuration la plus utilisée pour les grands champs solaires. C'est la disposition sélectionnée dans la centrale de Hassi R'mel, comme le montre la Figure 3.14. Le fonctionnement du champ solaire est sous la condition obligatoire que le HTF circule à travers chaque boucle aux mêmes paramètres, à la température d'entrée (HTF froid) constante, 293°C, et à la température de sortie (HTF chaud) constante, 393 °C, mais peut être avec un débit massique variable selon l'intensité de rayonnement direct normal (DNI). Au régime nominal, le champ solaire fournit 210 kg/s de HTF, qui est le résultat d'un DNI assumé à 751 W/m² [1]. La limite haute de la température est imposée parce que l'exposition à long terme du HTF au-delà de 400 °C peut conduire à la décomposition thermique du fluide. La décomposition thermique du fluide se produit lorsque la chaleur appliquée au fluide peut causer la rupture des liaisons moléculaires, ce qui entraîne la dégradation des propriétés physiques du HTF.

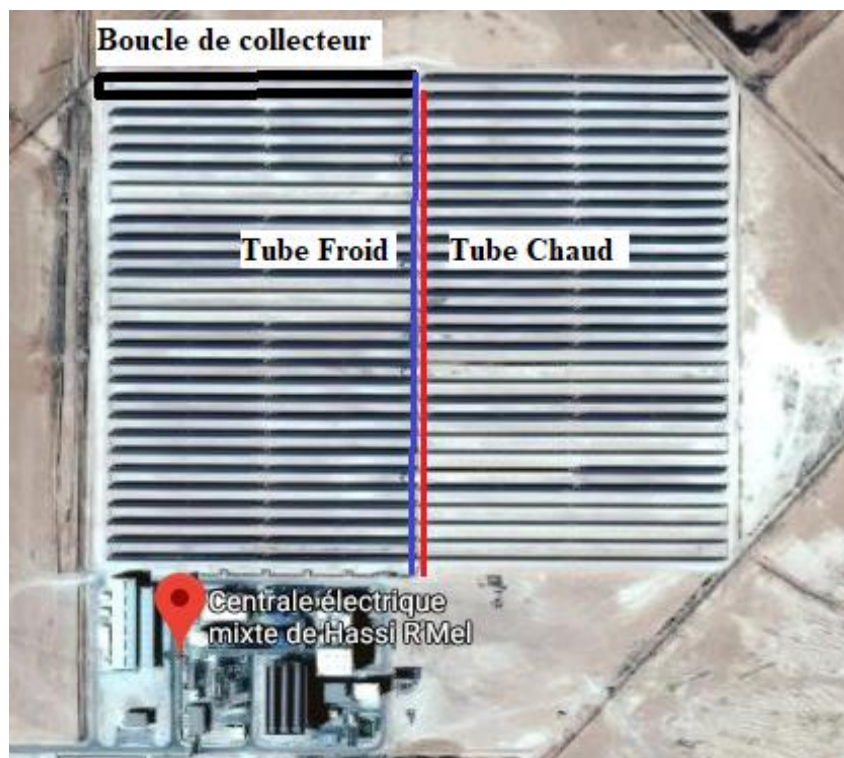


Figure 3.14: Configuration d'alimentation centrale sélectionnée dans la centrale de Hassi R'mel.

Le générateur de vapeur solaire (SSG) produit plus de 22 kg/s de vapeur surchauffée à 372 °C et 87 bars. L'eau est préchauffée à 94 bars à 194 °C dans les HRSGs avant d'être envoyée au SSG [1].

Le SSG est l'assemblage d'un économiseur (ECO), d'un évaporateur (EVA) avec un tambour (DR) et un surchauffeur (SHE).

Les paramètres d'opérations du champ solaire et le bloc de puissance sont présentés dans le Tableau 3.1.

Tableau 3-1: Paramètres de design de la centrale solaire de Hassi R'Mel.

Bloc de puissance						Champ solaire SF	
Turbine à gaz		Turbine à vapeur		HRSG		SSG	
Modèle	SGT-800	Modèle	SST-900	T_{approach}	25 °C	$T_{\text{e,eau}}$	195 °C
$T_{\text{admission,air}}$	15 °C	$T_{\text{e,ST}}$	560 °C	T_{pinch}	25 °C	$p_{\text{e,eau}}$	93 bars
$T_{\text{e,GT}}$	1200 °C	$p_{\text{e,ST}}$	83 bars	$T_{\text{e,eau}}$	60 °C	$T_{\text{s,va}}$	372 °C
η_{GT}	88 %	$\dot{m}_{\text{va}}$	70 kg/s	$T_{\text{e,cheminée}}$	100 °C	$T_{\text{e,HTF}}$	392 °C
r_{Com}	20.2	T_{con}	52 °C	η_{th}	98.5 %	$T_{\text{s,HTF}}$	292 °C
$T_{\text{éch}}$	550 °C	η_{ST}	90 %	$\dot{m}_{\text{comb,DB}}$	0.66 kg/s	$\dot{m}_{\text{HTF}}$	210 kg/s
$\dot{m}_{\text{éch}}$	120.2 kg/s	Pu_{ST}	80MW	$p_{\text{perte,éch}}$	0.025 bars		
Pu_{GT}	40 MW	Système de refroidissement	Refroidi à l'air	$p_{\text{perte,eau}}$	16 bars		

3.3. Modélisation thermodynamique de la centrale solaire de Hassi R'Mel

La modélisation de l'installation de la centrale SPP1 de Hassi R'Mel aux conditions de design a été effectuée en utilisant le programme Cycle-Tempo. Comme mentionné ci-dessus, la centrale Hassi R'Mel comprend deux turbines à gaz identiques, une turbine à vapeur et deux chaudières de récupération de chaleur identiques. Pour cela, nous pouvons modéliser la centrale Hassi R'Mel avec une seule turbine à gaz et une seule chaudière de récupération, prenant en considération que les moitiés du débit de la vapeur qui entre à la turbine à vapeur et du débit de la vapeur générée par le SSG.

La Figure 3.15 montre le diagramme fonctionnel de la centrale SPP1 de Hassi R'Mel qui affiche quelques importantes propriétés thermodynamiques (pression, température, débit massique et enthalpie massique) à l'entrée et à la sortie de chaque équipement.

En régime nominal (aux conditions de design), la centrale a la capacité nominale de 160 MW d'électricité, 80 MW des deux turbines à gaz et 80 MW de la turbine à vapeur. La part de

l'énergie solaire est de 14% ; environ 22 MW de l'électricité est d'origine solaire. En effet, le SSG fournit 49 906 kW de puissance thermique, sous forme de vapeur surchauffée, à la turbine de vapeur, qui reçoit en total 179 758 kW. . Le résultat est que l'énergie électrique solaire est d'environ 22 MW, et donc la part solaire est d'environ 14%. En termes de performance, sur la base du LHV de gaz naturel, aux conditions de fonctionnement de conception, le rendement thermique de la turbine à gaz est de 35%, et le rendement thermique de l'ensemble de la centrale ISCC est de 56%, il est calculé comme étant le rapport (électricité/LHV×débit massique du gaz naturel).

En ce qui concerne le champ solaire, le rendement thermique lié à la conversion du rayonnement solaire en énergie thermique transportée par le HTF est d'environ 73%.

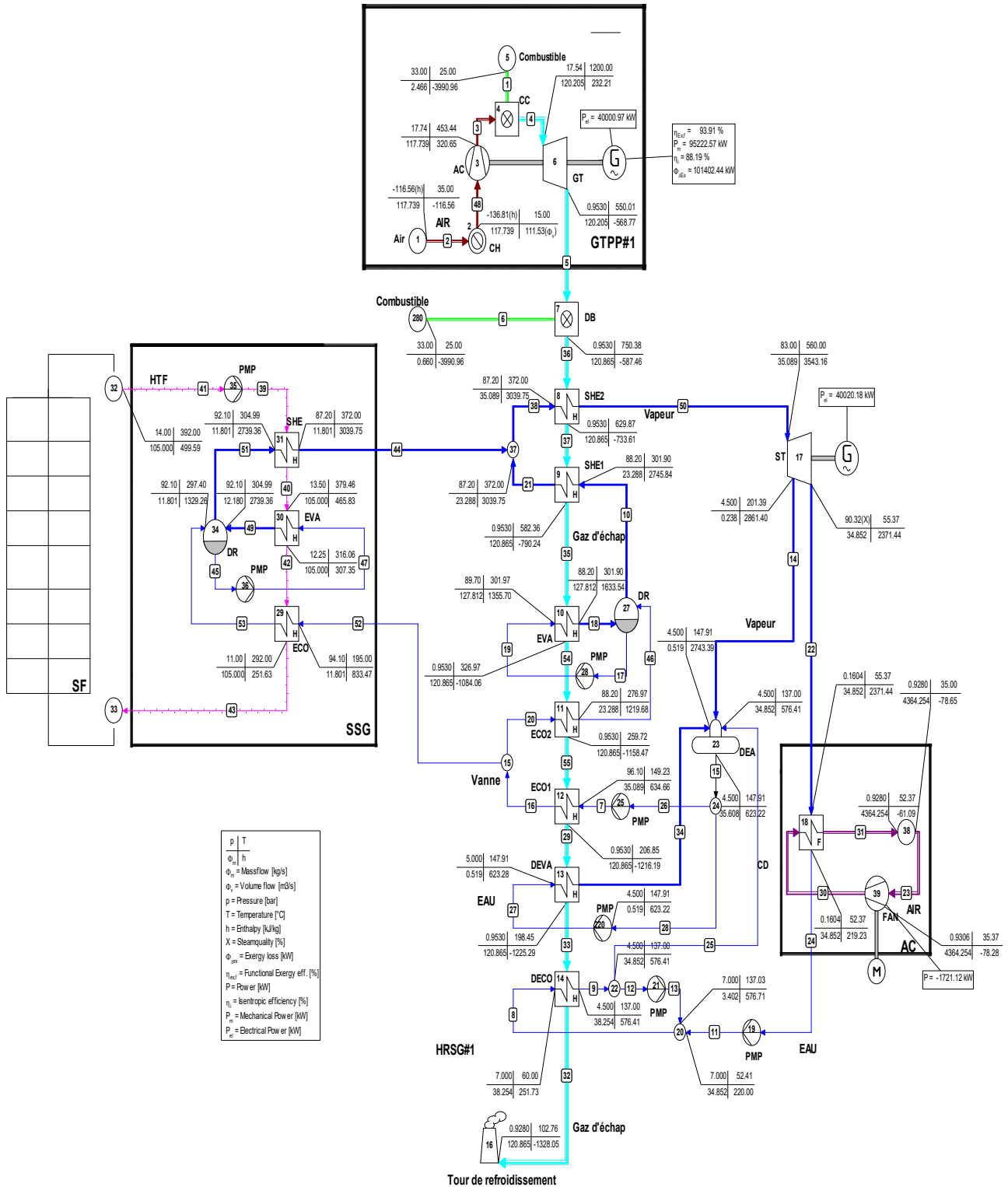


Figure 3.15: Diagramme fonctionnel de la centrale SPP1 de Hassi R'Mel.

3.4. Conclusion

Le but de ce chapitre, est description la centrale solaire de Hassi R'Mel et effectue une modélisation thermodynamique de la centrale aux conditions de design. La centrale est la combinaison d'un bloc de puissance fonctionnant selon un cycle combiné conventionnel et d'un champ solaire. Le bloc de puissance est composé de deux turbines à gaz identiques, du modèle SGT-800, et d'une turbine à vapeur du modèle SST-900. Les deux chaudières de récupérations identiques sont à un seul niveau de pression. Chaque chaudière est équipée d'un brûleur auxiliaire. Le champ solaire est formé de miroirs cylindro-paraboliques du type ET-150. L'huile synthétique qui circule dans le champ solaire est Therminol PV-1.

En régime nominal (aux conditions de design), la centrale a la capacité nominale de production d'électricité de la centrale de Hassi R'Mel est de 160 MW, 80 MW fournis par les deux turbines à gaz et 80 MW fournis par la turbine à vapeur. La part de l'énergie solaire est de 14 % (22 MW). Le rendement thermique de la centrale est de 56%.

Référence

- [1] F. Khaldi, "Energy and exergy analysis of the first hybrid solar-gas power plant in Algeria," *Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems 2012*. 26-28 June 2012, Perugia, Italy.
- [2] V. Navrotsky, L. Strömberg and C. Uebel, "SGT-800 gas turbine continued availability and maintainability improvements," *Siemens Industrial Turbomachinery AB*. 2009, Finspong, Sweden
- [3] F. Khaldi and M. Aksas, "A modified solar/gas thermodynamic hybridization scheme in ISCC plants for reducing the air-cooled condenser power consumption," *World Renewable Energy Congress 2014*, 3-8 August 2014, London, UK.
- [4] A. Benidir, F. Khaldi, A.H. Benmachiche, and F. Bouras, "Numerical thermal analysis of schott 2008 PTR70 solar receiver under Hassi R'mel power plant operation conditions," *Journal of Engineering Science and Technology*, vol. 13, pp. 122-40, 2018.
- [5] Therminol-VP1, "Technical Bulletin," Retrieved December 12, 2014, Available at <http://www.therminol.com>.

4. ANALYSE THERMIQUE DE RECEVEUR SOLAIRE SCHOTT PTR[®]70

4.1. Introduction

Dans ce chapitre, nous présentons un modèle thermique transitoire 1D pour caractériser les propriétés thermiques du receveur solaire SCHOTT PTR[®]70-2008 intégré dans les collecteurs solaires de la centrale de Hassi R'Mel. Une attention particulière est portée à la façon dont le receveur fournit du HTF chaud au bloc de puissance avec des conditions climatiques variables du site Hassi R'Mel.

4.2. Modélisation thermique

4.2.1. Bilan énergétique du collecteur cylindro-parabolique

Une coupe transversale d'un collecteur parabolique est représentée sur la Figure 4.1. Le collecteur cylindro-parabolique utilise un réflecteur cylindrique en forme de parabole. Typiquement, le fluide thermique, circulant à travers un absorbeur de tube noir métallique, est placé le long de la ligne focale du réflecteur. Une enveloppe en vitre recouvre l'absorbeur et permet, en faisant le vide ou de l'air dans l'espace annulaire, d'éliminer les pertes thermiques par convection.

Lorsque le rayonnement direct normal est réfléchi par le réflecteur, la majeure partie de cette énergie est absorbée par l'absorbeur qui transmet cette chaleur utile au fluide. Le modèle du receveur solaire est basé sur un bilan énergétique dans chaque section de la vitre, de l'absorbeur et du fluide thermique. Par conséquent, les différents coefficients de transfert de chaleur doivent être connus.

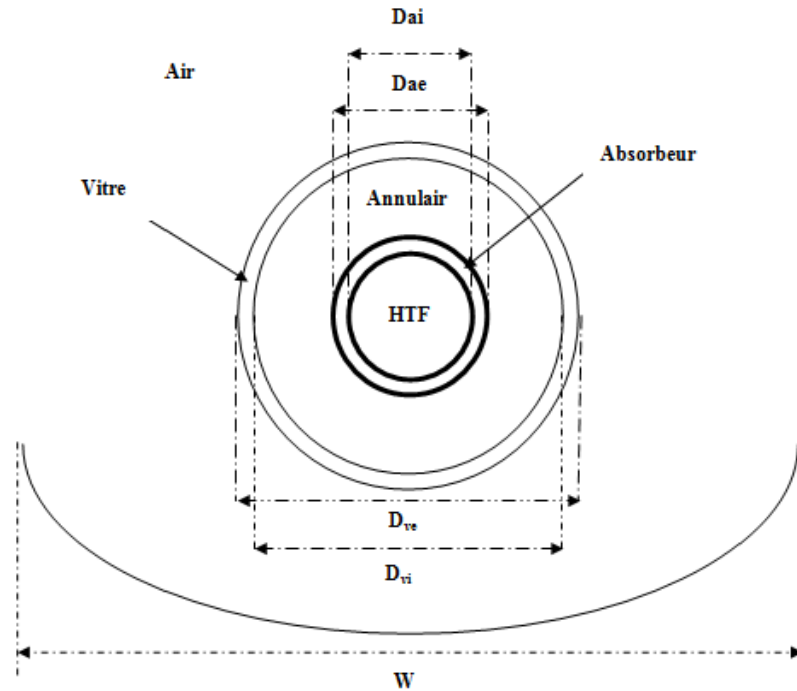


Figure 4.1: Schéma d'une coupe transversale de PTC.

Dans la présente étude, le récepteur est divisé en N segments fictifs de longueur Δx où les bilans thermiques sont exprimés pour chaque segment. Le bilan énergétique, exprimé en termes de mécanismes de conduction / convection / rayonnement, est appliqué sur chaque élément, c'est-à-dire le fluide de transfert de chaleur (HTF), l'absorbeur et la vitre. Les équations différentielles obtenues sont calculées selon la méthode des différences finies.

Dans le but de rendre le modèle accessible, nous devons prendre en considération les hypothèses simplificatrices suivantes :

- L'écoulement du HTF est unidimensionnel,
- Les échanges par conduction radiale dans le HTF, l'absorbeur et la vitre, sont négligeables,
- Le régime thermique est transitoire,
- Le vide dans l'espace annulaire entre l'absorbeur et la vitre,
- Le HTF est supposé incompressible et ses propriétés physiques varient en fonction de la température,
- Diamètres surface de concentrateur sont constants.

4.2.1.1. Bilan énergétique sur le HTF

Nous commençons par le bilan thermique du HTF. Ceci pourrait être exprimé par une équation différentielle de température [1-4]. Pour un segment " i " de longueur Δx le long de la position x , l'équation de HTF est donnée comme ceci :

$$\dot{m}_f \cdot c_{p_f} \cdot \frac{dT_f^i}{dt} = Q_x^i - Q_{(x+\Delta x)}^i + Q_{f,diff}^i + Q_{f,conv}^i, \quad (4.1)$$

De l'équation ci-dessus, le bilan thermique par unité de longueur de segment est :

$$\rho_f \cdot A_f \cdot c_{p_f} \cdot \frac{dT_f^i}{dt} = \dot{m}_f \cdot c_{p_f} \cdot \frac{T_f^{i-1} - T_f^i}{\Delta x} + A_f \cdot k_f \cdot \frac{T_f^{i+1} + 2 \cdot T_f^i + T_f^{i-1}}{\Delta x^2} + h_f \cdot \pi \cdot D_{a_i} \cdot (T_a^i - T_f^i), \quad (4.2)$$

avec

$$A_f = \pi \cdot \frac{D_{a_i}^2}{4}. \quad (4.3)$$

4.2.1.2. Bilan énergétique sur l'absorbeur

Pour l'absorbeur, le bilan thermique est [1-3]:

$$\dot{m}_a \cdot c_{p_a} \cdot \frac{dT_a^i}{dt} = Q_{sol,a}^i + Q_{a,diff}^i - Q_{f,conv}^i - Q_{a,conv}^i - Q_{a,rad}^i, \quad (4.4)$$

Le bilan thermique par unité de longueur de segment est:

$$\rho_a A_a c_{p_a} \frac{dT_a^i}{dt} = \frac{Q_{sol,a}}{L} + A_a k_a \frac{T_a^{i+1} + 2 T_a^i + T_a^{i-1}}{\Delta x^2} - h_f \pi D_{a_i} (T_a^i - T_f^i) - h_{an} \pi D_{a_{ex}} (T_a^i - T_{vi} - \sigma \pi D_{a_{ex}} T_{a_i}^4 - T_{vi}^4) \epsilon_a + 1 - \epsilon_v D_{a_{ex}} \epsilon_v D_{vi}, \quad (4.5)$$

avec

$$A_a = \pi \cdot \frac{(D_{a_{ex}}^2 - D_{a_i}^2)}{4}. \quad (4.6)$$

4.2.1.3. Bilan énergétique sur la vitre

Le bilan thermique de la vitre donne l'équation suivante [1-3]:

$$\dot{m}_v \cdot c_{p_v} \cdot \frac{dT_v^i}{dt} = Q_{sol,v}^i + Q_{v,diff}^i + Q_{a,conv}^i + Q_{a,rad}^i - Q_{v,conv}^i - Q_{v,rad}^i, \quad (4.7)$$

Le bilan thermique par unité de longueur est alors :

$$\rho_v A_v c_{p_v} \frac{dT_v^i}{dt} = \frac{Q_{sol,v}}{L} + A_v k_v \frac{T_v^{i+1} + 2T_v^i + T_v^{i-1}}{\Delta x^2} + h_{an} \pi D_{a_{ex}} (T_a^i - T_v^i) + \frac{\sigma \pi D_{a_{ex}} (T_a^{i^4} - T_v^{i^4})}{\left[\frac{1}{\varepsilon_a} + \left(\frac{(1-\varepsilon_v) D_{a_{ex}}}{\varepsilon_v D_{v_i}} \right) \right]} - h_{amb} \cdot \pi \cdot D_{v_{ex}} \cdot (T_v^i - T_{amb}) - \sigma \varepsilon_v \pi D_{v_{ex}} (T_v^{i^4} - T_{ciel}^4), \quad (4.8)$$

avec

$$A_v = \pi \cdot \frac{(D_{v_{ex}}^2 - D_{v_i}^2)}{4}. \quad (4.9)$$

4.2.2. Expressions des coefficients de transfert de chaleur

Les différentes interactions de transfert de chaleur sont analysées dans différentes sections ci-dessous.

4.2.2.1. Transfert de chaleur par convection entre le fluide thermique et l'absorbeur

Le transfert de chaleur par convection de la surface intérieure de l'absorbeur au fluide thermique est donné par la loi de Newton :

$$q_{f-a,conv} = h_f \pi D_{a_i} (T_a - T_f), \quad (4.10)$$

Et le coefficient de transfert de chaleur par convection au diamètre intérieur de l'absorbeur, h_f est donné par :

$$h_f = Nu_f \frac{k_f}{D_{a_i}}, \quad (4.11)$$

Le nombre de Nusselt dépend du type d'écoulement du fluide thermique. Dans des conditions typiques de fonctionnement, à de bons moments ensoleillés, le flux se trouve bien dans la région turbulente pour assurer un meilleur transfert de chaleur entre l'absorbeur et le HTF. Cependant, pendant les périodes de faible ensoleillement, le débit peut devenir transitoire ou laminaire. Par conséquent, le nombre de Nusselt est constant et sa valeur est 4.36 [5], lorsque le flux de HTF est laminaire ($Re < 2300$). Des cas turbulents et de transition se produisent au Nombre de Reynolds > 2300 . Par conséquent, on applique la corrélation suivante du nombre de Nusselt développée par Gnielinski [6,7]:

$$Nu_f = \frac{(\zeta/8)(Re_f - 1000)Pr_f}{1 + 12.7 \sqrt{\zeta/8} \left(Pr_f^{\frac{2}{3}} - 1 \right)}, \quad (4.12)$$

Pour $0.5 < Pr_f < 2000$ et $2300 > Re_f > 5 \cdot 10^6$,

avec

$$\zeta = (1.82 \log_{10}(\text{Re}_f) - 1.64)^{-2}. \quad (4.13)$$

4.2.2.2. Transfert de chaleur dans l'espace annulaire

▪ Transfert de chaleur par convection

Dans l'espace annulaire, entre l'absorbeur et la vitre, il y a deux modes de transfert thermique qui interviennent : un transfert par convection et un autre par rayonnement. Lorsque la pression dans l'espace annulaire est voisine du zéro absolu (≤ 100 torr), le transfert de chaleur est dit convection naturelle moléculaire. Si la pression dépasse 100 torr, le transfert thermique est dit convection naturelle [8]. La Figure 4.2 montre les pertes de chaleur en fonction de la pression dans l'espace annulaire.

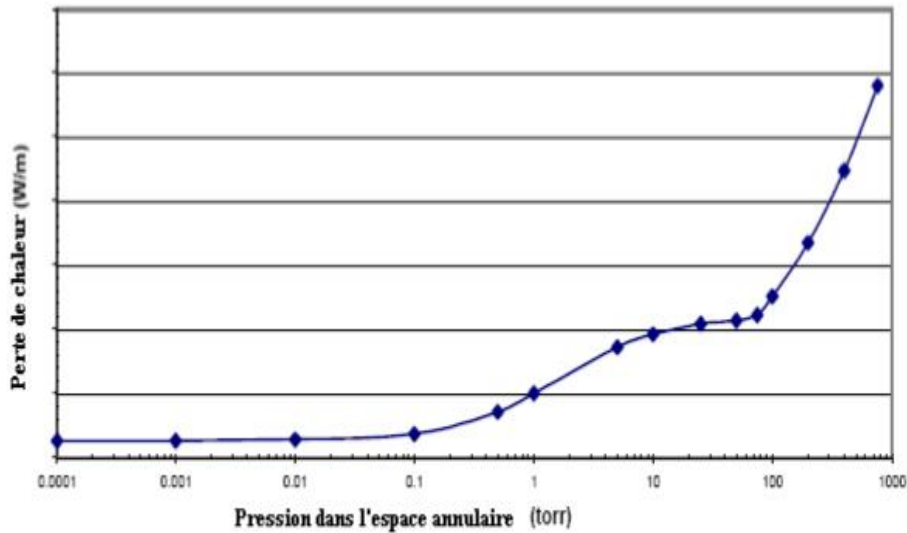


Figure 4.2: Perte de chaleur en fonction de pression dans l'espace annulaire [9].

Dans l'espace annulaire, deux cas se présentent :

Cas 1 : Espace annulaire sous vide (≤ 100 torr)

Le transfert de chaleur par convection dans l'espace annulaire est donné par :

$$q_{\text{an,conv}} = h_{\text{an}} \pi D_{\text{aex}} (T_a - T_v), \quad (4.14)$$

Pour déterminer le coefficient de transfert de chaleur par convection entre l'absorbeur et la vitre, nous supposons que l'espace annulaire est sous vide ($P_{\text{an}} \leq 100$ torr). Le transfert de chaleur par convection entre l'absorbeur et la vitre se produit par convection à molécules libres [10]. Et dont le coefficient de convection est donné par :

$$h_{an} = \frac{k_{std}}{\frac{D_{aex}}{2 \ln\left(\frac{D_{vi}}{D_{aex}}\right)} + b \lambda \left(\frac{D_{aex}}{D_{vi}} + 1\right)}, \quad (4.15)$$

$$\text{pour } Ra_{an} < \left(\frac{D_{vi}}{D_{vi} - D_{aex}} \right)^4,$$

et

$$b = \frac{(2-\alpha)(9\gamma-5)}{2 \alpha (\gamma+1)}, \quad (4.16)$$

et

$$\lambda = \frac{2.331 \times 10^{-20} T_{moy}}{(p_{an} \delta^2)}, \quad (4.17)$$

avec

$$T_{moy} = \frac{(T_a + T_v)}{2}. \quad (4.18)$$

Cas 2 : Espace annulaire sous pression (>100 torr)

Dans ce cas, le transfert de chaleur se fait par convection naturelle. Pour le cas d'un espace annulaire entre deux cylindres, Raithby et Holland proposent la relation suivante [11]:

$$q_{an,conv} = \frac{2 \pi k_{eff}}{\ln\left(\frac{D_{vi}}{D_{aex}}\right)} (T_a - T_v), \quad (4.19)$$

avec

$$\frac{k_{eff}}{k_{ag}} = 0.386 \left(\frac{Pr_{an}}{0.861 + Pr_{an}} \right)^{\frac{1}{4}} (F_{an} Ra_{an})^{\frac{1}{4}}, \quad (4.20)$$

et

$$F_{an} = \frac{\left[\ln\left(\frac{D_{vi}}{D_{aex}}\right) \right]^4}{L_c^3 \left(D_{vi}^{\frac{-3}{5}} - D_{aex}^{\frac{-3}{5}} \right)^5}, \quad (4.21)$$

Dans ces équations, la longueur critique est donnée par:

$$L_c = \frac{(D_{vi} - D_{aex})}{2}. \quad (4.22)$$

▪ **Transfert de chaleur par rayonnement**

Le transfert de chaleur par rayonnement dans l'espace annulaire $q_{an,rad}$ est estimé par l'équation suivante [9]:

$$q_{an,rad} = \frac{\sigma \pi D_{aex} (T_a^4 - T_v^4)}{\left[\frac{1}{\varepsilon_a} + \left(\frac{(1-\varepsilon_v) D_{aex}}{\varepsilon_v D_{vi}} \right) \right]}. \quad (4.23)$$

4.2.2.3. Transfert de chaleur entre la vitre et l'atmosphère

▪ **Transfert de chaleur par convection**

Le transfert de chaleur par convection entre la vitre et l'atmosphère est donné par l'équation suivante :

$$q_{amb,conv} = h_{amb} \pi D_{vex} (T_v - T_{amb}), \quad (4.24)$$

Le coefficient de convection h_{amb} est donné par :

$$h_{amb} = Nu_{amb} \frac{k_{amb}}{D_{vex}}, \quad (4.25)$$

Le nombre de Nusselt dépend de la nature convection, si elle est naturelle (sans vent) ou forcée (avec vent). Les deux types de convection sont présentés dans ce qui suit :

Cas 1 : sans vent

Si la vitesse du vent est presque nulle, la convection est dite naturelle. Dans ce cas, la relation développée par Churchill et Chu est utilisée pour estimer le nombre de Nusselt selon la corrélation suivante [5] :

$$\overline{Nu}_{amb} = \left[0.6 + \frac{0.387 Ra_{amb}^{\frac{1}{4}}}{\left\{ 1 + \left(\frac{0.559}{Pr_{amb}} \right)^{\frac{8}{27}} \right\}} \right]^2, \quad (4.26)$$

pour $10^5 < Ra_{amb} < 10^{12}$,

avec

$$Ra_{amb} = \frac{g \beta (T_v - T_{amb}) D_{vex}}{\nu_{amb}^2} Pr_{amb}, \quad (4.27)$$

et

$$\beta = \frac{1}{T_v}. \quad (4.28)$$

Cas 2 : avec vent

S'il y a du vent, le transfert de chaleur par convection est une convection forcée. La corrélation développée par Zhukauskas est utilisée pour estimer le numéro de Nusselt [7]:

$$\overline{Nu}_{amb} = C Re_{amb}^m Pr_{amb}^n \left(\frac{Pr_{amb}}{Pr_v} \right)^{\frac{1}{4}}. \quad (4.29)$$

Les constantes C et m sont données dans le Tableau 4.1, obtenu à partir de réf [7]. La constante est égale à 0,37 pour $Pr \leq 10$ et est égal à 0,36 pour $Pr > 10$

Tableau 4-1: Constantes de l'équation (4.29)

Re_{amb}	C	M
1-40	0.75	0.4
40-1000	0.51	0.5
1000-200000	0.26	0.6
200000-1000000	0.076	0.7

▪ **Transfert de chaleur par rayonnement**

Le transfert de chaleur par rayonnement entre la vitre et le ciel est donné par [9]:

$$q_{amb,rad} = \sigma \epsilon_v \pi D_{vex} (T_v^4 - T_{ciel}^4). \quad (4.30)$$

4.2.3. Estimation de l'absorption d'énergie solaire

4.2.3.1. Absorption du rayonnement solaire par la vitre

L'équation pour l'absorption solaire de la vitre est donnée par [8,12] :

$$Q_{sol,v} = DNI \cos(\theta) A_p \eta_v \alpha_v, \quad (4.31)$$

avec

$$A_p = w L, \quad (4.32)$$

et

$$\eta_v = e_{sh} e_{tr} e_{da} e_{ge} e_{dm} e_{un} \rho_{cl} K_{\theta}. \quad (4.33)$$

4.2.3.2. Absorption du rayonnement solaire par l'absorbeur

L'équation pour l'absorption solaire par l'absorbeur est donnée par [8,12]:

$$Q_{sol,a} = DNI \cdot \cos(\theta) \cdot A_p \cdot \eta_a \cdot \alpha_a, \quad (4.34)$$

avec

$$\eta_a = \eta_v \cdot \tau_v. \quad (4.35)$$

4.2.3.3. Estimation du rayonnement direct normal

Le rayonnement direct normal (DNI) est déterminé en utilisant le modèle ASHRAE [13, 14]. Le choix de ce modèle est bien argumenté. En effet, par rapport aux données mesurées au sol d'un site algérien très proche du site Hassi R'Mel, le modèle ASHRAE a la meilleure estimation du DNI parmi de nombreux modèles examinés [13]. Le DNI est calculé par une formule simple :

$$DNI = A_{ash} \exp\left(-\frac{B_{ash}}{\cos(\theta_z)} \frac{p}{p_0}\right) \cos(\theta_z). \quad (4.36)$$

Les symboles A_{as} et B_{as} peuvent être estimés en utilisant les équations suivantes :

$$A_{ash} = 1140 + 75 \cos(F \times n_j), \quad (4.37)$$

et

$$B_{ash} = 0.132 + 0.023 \cos(F \times n_j), \quad (4.38)$$

avec

$$F = 1 - \frac{N_{j,nuageux}}{N_{j,clair}}. \quad (4.39)$$

- *Angle zenithal (θ_z)*

C'est l'angle entre la ligne de mire du soleil et la verticale du plan considéré. Il est donné par la relation suivante [13] :

$$\cos(\theta_z) = \cos(\delta) \cos(\phi) \cos(\omega) + \sin(\delta) \sin(\phi). \quad (4.40)$$

- *Angle de déclinaison (δ)*

La position du soleil varie au cours de l'année. L'angle de déclinaison δ est l'angle qui varie entre -23.45° et $+23.45^\circ$. Il est nul aux équinoxes (21 mars et 21 septembre), maximale au solstice d'été (21 juin) et minimale au solstice d'hiver (21 décembre), voir la Figure 4.3.

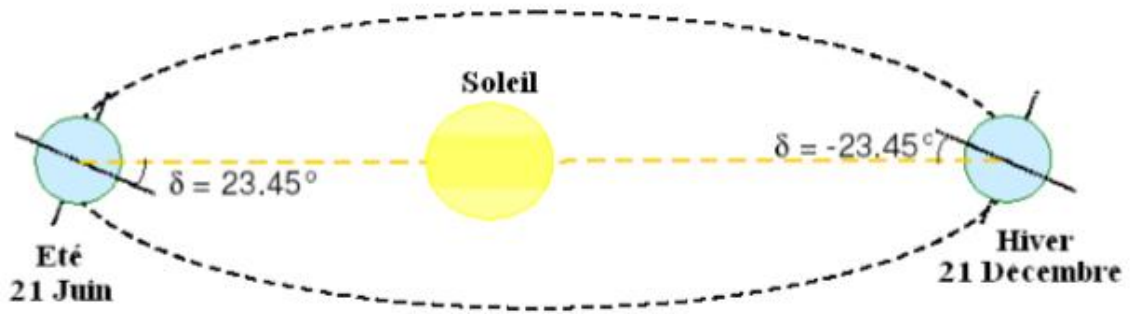


Figure 4.3: Angle de déclinaison.

La valeur de la déclinaison est calculée par la relation suivante [13] :

$$\delta = 23.45 \sin \left(\frac{360}{365(284 + n_j)} \right). \quad (4.41)$$

▪ **Angle horaire (ω)**

La position du soleil dépend de l'angle horaire ω qui est le déplacement angulaire du soleil à l'est ou l'ouest par rapport au méridien de Greenwich à cause de la rotation de la terre autour de son axe (15° par heure). L'angle horaire est négatif quand le soleil est à l'est du méridien, positif quand il est l'ouest et égal à 0 à midi solaire.

L'angle horaire est donné par la relation suivante [13]:

$$\omega = 15 (TS - 12). \quad (4.42)$$

▪ **Temps solaire (TS)**

Le temps solaire est calculé par la formule suivante [13]:

$$TS = TSD - 1 + \left(4 L_{loc} + \frac{E}{60} \right) / 60. \quad (4.43)$$

▪ **Equation du temps (E)**

La variation de la vitesse de la terre sur sa trajectoire autour du soleil introduit un terme correctif appelé équation du temps [13]:

$$E = 229.2[75E(-06) + 186E(-06) \sin(B) - 0.03207 \sin(B) - 0.014615 \sin(2B) - 0.0489 \sin(2B)], \quad (4.44)$$

avec

$$B = (n_j - 1) \frac{360}{365}. \quad (4.45)$$

On trouvera la variation annuelle de l'équation du temps, comme il est montré sur la Figure 4.4

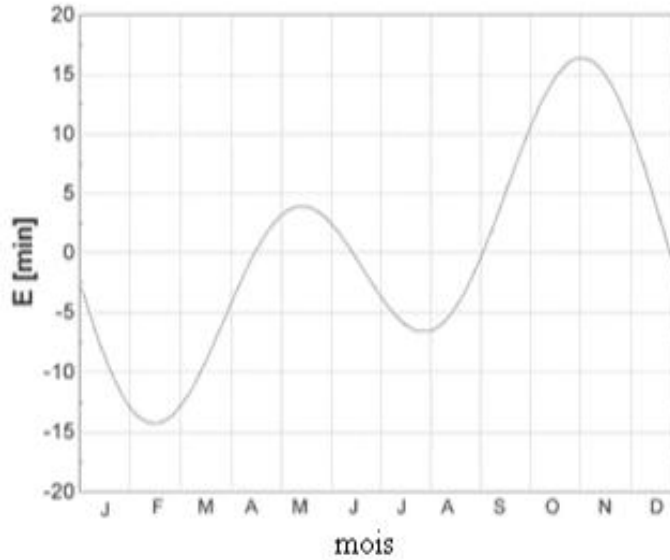


Figure 4.4: Equation du temps en fonction du jour de l'année [15].

▪ *Angle d'incidence*

Une fois l'angle horaire, l'angle de déclinaison et l'angle zénithal calculés, l'angle d'incidence peut être calculé. L'angle d'incidence pour un plan aligné Nord-Sud avec un système de poursuite Est-Ouest, comme utilisé dans la centrale de Hassi R'mel, est donné par la relation suivante [15] :

$$\cos(\theta) = \sqrt{\cos^2(\theta_z) + \cos^2(\delta)\sin^2(\omega)}. \quad (4.46)$$

▪ *Angle d'incidence modifié*

En plus des pertes causées par l'angle incidence, il y a d'autres pertes liées à ce dernier. Ces pertes ont lieu à cause de la réflexion et l'absorption de la surface réfléchissante quand l'angle d'incidence croît. Et l'angle d'incidence modifié K_θ est estimé par [9]:

$$K_\theta = \cos(\theta) + 0.000884 \times \theta - 0.00005369 \times \theta^2. \quad (4.47)$$

La Figure 4.5 montre la variation de l'angle d'incidence modifié et du $\cos(\theta)$ en fonction de l'angle d'incidence.

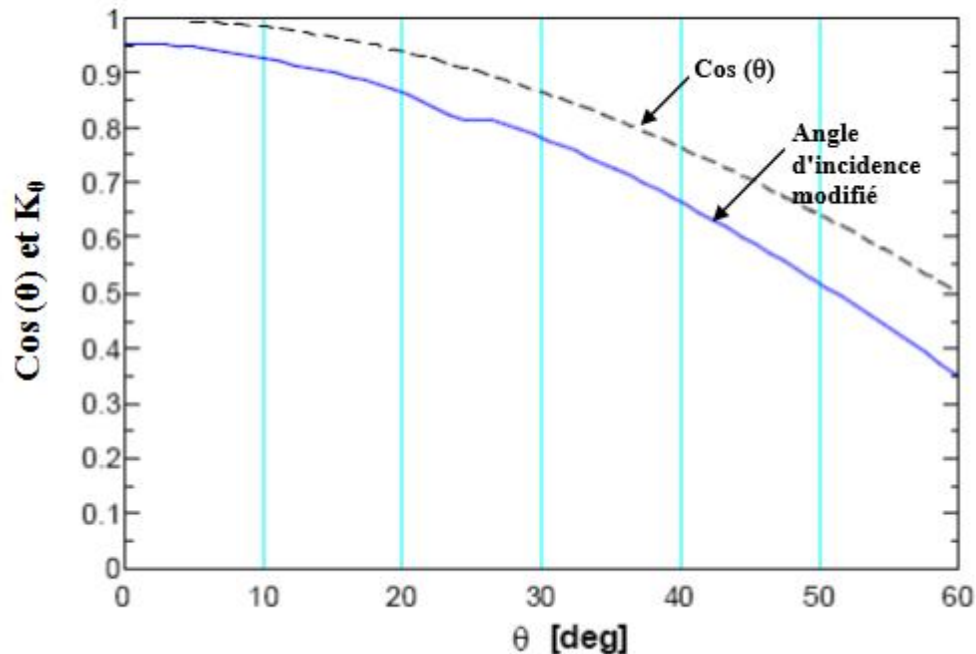


Figure 4.5: Angle d'incidence modifié en fonction de l'angle d'incidence [15].

4.3. Résolution numérique et algorithme

La méthode des différences finies est appliquée dans cette étude, voir la Figure 4.6.

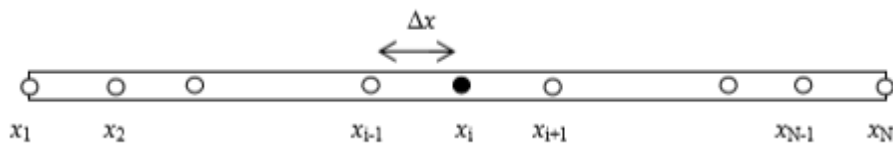


Figure 4.6: Discrétisation d'un domaine.

On utilise le schéma explicite pour discrétiser les termes transitoires, alors que le schéma décentré au premier ordre et le schéma centré pour la discrétisation spatiale. Le système obtenu de trois équations différentielles ordinaires est résolu en utilisant la méthode de Runge Kutta du 4^{ème} ordre. La résolution numérique est faite sous l'environnement MTLAB (comme montre la Figure 4.7). Les propriétés physiques : la densité, la chaleur spécifique, la viscosité dynamique et la conductivité thermique du HTF sont calculées en fonction de la température.

- Les conditions ambiantes comprennent la vitesse du vent, la température ambiante et l'angle zénithal pour le site de Hassi R'Mel sont obtenus à partir de la base de données de Meteonorm [16].
- Les caractéristiques du PTC intégré dans les collecteurs solaires de la centrale de Hassi R'Mel sont reportées dans le Tableau 4.2.
- Les coordonnées géographiques du site Hassi R'Mel sont données au Tableau 4.3

Tableau 4-2: Caractéristiques du receveur solaire.

Désignation	Spécifications
Type de receveur	SCHOTT PTR® 70-2008 2 nd generation
Diamètre intérieur de l'absorbeur (m)	0.066
Diamètre extérieur de l'absorbeur (m)	0.07
Diamètre intérieur de la vitre (m)	0.114
Diamètre extérieur de la vitre (m)	0.12
Type de matériau de l'absorbeur	304L
Type du HTF	THERMINOL VP-1 [17]
densité du HTF (kg/m ³)	$-0.90797 T (^{\circ}\text{C}) + 0.00078116 T^2 (^{\circ}\text{C}) - 2.367 \cdot 10^{-6} T^3 (^{\circ}\text{C}) + 1083.25$
Chaleur spécifique du HTF (kJ/kg K)	$0.002414 T (^{\circ}\text{C}) + 5.9591 \cdot 10^{-6} T^2 (^{\circ}\text{C}) - 2.9879 \cdot 10^{-8} T^3 (^{\circ}\text{C}) + 1.498$
Conductivité thermique du HTF (W/m K)	$-8.19477 \cdot 10^{-5} T (^{\circ}\text{C}) - 1.92257 \cdot 10^{-7} T^2 (^{\circ}\text{C}) + 2.5034 \cdot 10^{-11} T^3 (^{\circ}\text{C}) + 0.137743$
Viscosité cinématique du HTF (mm ² /s)	$e^{([544.149 / (T (^{\circ}\text{C}) + 114.43)] - 2.59578)}$
Conductivité thermique de l'absorbeur (W/m K)	$0.0153 T_a + 14.8$ [8]
Densité de l'absorbeur (kg/m ³)	8020
Chaleur spécifique de la vitre (J/kg K)	1090
Densité de la vitre (kg/m ³)	2230
Emissivité de la vitre (-)	0.89
Emissivité de l'absorbeur (-)	$0.062 + 2 \cdot 10^{-7} T_a^2$ [18]

Tableau 4-3: Coordonnées géographiques du site Hassi R'Mel.

Latitude (°)	33.11
Longitude (°)	3.35
Altitude (m)	750

L'organigramme ci après donne les grands axes de calcul du débit massique de HTF:

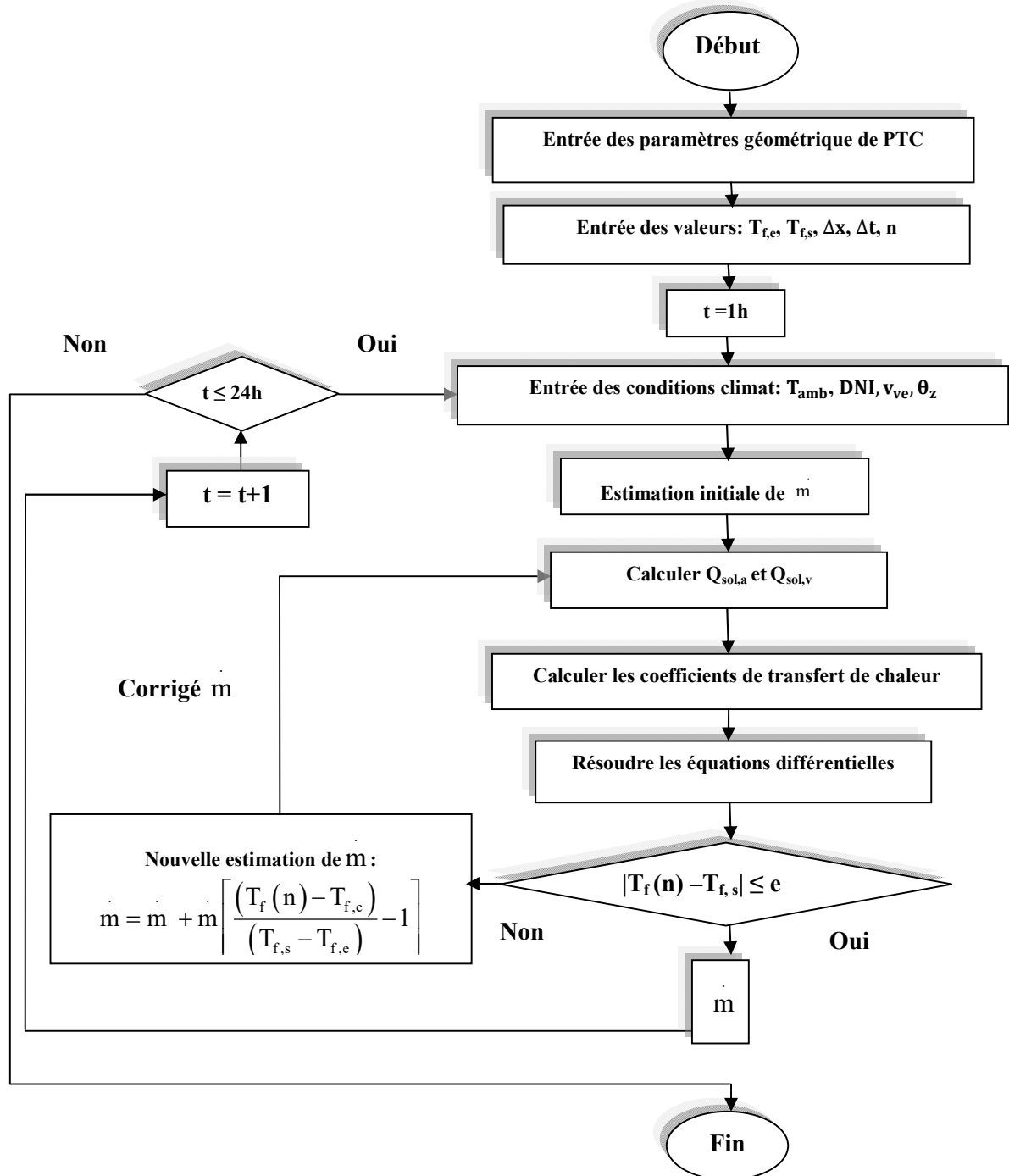


Figure 4.7: Algorithme de calcul numérique du débit massique de HTF.

4.4. Cas d'étude: receveur solaire SCHOTT PTR®70-2008

Le récepteur solaire qui fait l'objet d'étude est SCHOTT PTR®70-2008. Le récepteur solaire SCHOTT PTR®70-2008 est conçu pour fonctionner avec Therminol PV-1 comme un fluide thermique. Le champ solaire est dimensionné pour fournir, à $DNI = 751 \text{ W/m}^2$, 100 MW d'énergie thermique à 392 °C au bloc de puissance. Cependant, selon la conception de la centrale de Hassi R'Mel, au régime nominal le champ solaire ne devrait fonctionner que sur la moitié de sa capacité nominale, il fournit alors 50 MW d'énergie thermique à la centrale [19]. Le fonctionnement du champ solaire est dans la condition obligatoire que la HTF circule à travers chaque boucle à la température d'entrée constante, 293 °C, et à une température de sortie constante, 393 °C. Cependant, le débit massique du HTF varie en fonction de l'intensité du DNI. La valeur du débit massique du HTF selon le design du collecteur solaire est de 7,33 kg/s par boucle. C'est la résultante de DNI supposé à 751 W/m^2 . Par conséquent, au régime de fonctionnement nominal de la centrale Hassi R'Mel, le débit massique du HTF est de 3,66 kg/s par boucle [20].

Il est d'usage que la performance thermique d'un récepteur solaire se caractérise expérimentalement en termes de deux paramètres, à savoir, l'efficacité thermique et la perte de chaleur linéaire (W/m) [9]. Dans ce sens, le récepteur SCHOTT PTR®70-2008 a fait l'objet de tests expérimentaux aux bancs d'essai du laboratoire NREL, Réf. [18].

La perte de chaleur linéaire (W/m) peut être calculée par la corrélation suivante :

$$HL = 4.05 + 0.247(T_f - T_{amb}) - 0.00146 T_f^2 + 5.65E(-06)T_f^3 + 7.62E(-08)DNI \times K_\theta \cos(\theta) T_f^2 + \sqrt{V_v} [-1.7 + 0.0125(T_f - T_{amb})]. \quad (4.48)$$

L'efficacité thermique est estimée par la formulation empirique suivante :

$$\eta_{th} = Q_{net\Delta X} / q_{sol} . \quad (4.49)$$

avec

$$q_{sol} = DNI A_p . \quad (4.50)$$

La corrélation empirique est obtenue pour calculer le débit massique de HTF produit par une boucle :

$$\dot{m}_{boucle} = Q_{netboucle} / c_{p,boucle} (T_s - T_e) . \quad (4.51)$$

4.5. Résultats et discussion

4.5.1. Validation de la modélisation par rapport de tests expérimentaux aux bancs d'essai du laboratoire NREL

Les deux paramètres calculés dans la présente étude et qui sont obtenus à partir des corrélations empiriques exposées ci-dessus sont affichés et comparés dans la Figure 4.8 et Figure 4.9, respectivement. La comparaison, basée sur les deux paramètres, efficacité thermique et perte de chaleur linéaire, confirme le fait que les évolutions des paramètres calculées et ceux déterminés expérimentalement sont similaires et possèdent presque les mêmes tendances. Cela apporte une première validation au calcul numérique. Il apparaît dans ces figures que lorsque la température du fluide thermique varie de 290 à 380 °C, le rendement thermique du récepteur varie entre 0.66 à 0.69. A cette diminution est associée à une augmentation de la perte de chaleur linéaire de 90.5 W/m à 195 W/m. Pour chaque augmentation de 1 °C de la température du fluide thermique l'efficacité thermique du récepteur diminue de 0.04%. Comme explication, la performance thermique du récepteur diminue avec l'augmentation de la température du fluide thermique, car les pertes de chaleur par rayonnement thermique augmentent avec l'augmentation de la température du fluide. L'explication est basée sur la Figure 4.10 qui présente l'évolution des températures du fluide thermique, l'absorbeur et la vitre au long d'une boucle (600 m) à la valeur nominale DNI de 751 W/m². Tout d'abord, il est à noter que la conception au régime nominal du champ solaire est basée sur une estimation du débit massique de l'huile thermique de 7.33 kg/s par boucle [19]. De son côté, le calcul numérique donne une valeur de 7.34 kg/s à ce débit, une estimation très proche à celle imposée par les concepteurs de la centrale de Hassi R'Mel. Les tendances d'augmentation de température pour les trois éléments sont presque linéaires. L'augmentation de température par mètre du HTF est d'environ 0.18 ° C à l'entrée de la boucle et de 0.14 ° C à la sortie de la boucle. En effet, le gain net d'énergie diminue à mesure que le fluide progresse à travers la boucle, car la perte de chaleur augmente à mesure que la température du HTF augmente. L'absorbeur est plus chaud que le HTF le long de la boucle d'environ 4 ° C en moyenne, alors que la température de l'enveloppe de verre est inférieure à celle de l'absorbeur d'environ 238°C. Cette disparité dans les différences de température entre les trois composants du récepteur est la conséquence du fait que les résistances thermiques entre ces trois éléments sont différentes. Par exemple, au régime nominal où l'écoulement de l'huile thermique dans l'absorbeur est turbulent ($R_{ef} = 354\ 690$), la résistance thermique par

convection entre l'absorbeur et le HTF est d'environ $0.0106 \text{ W/}^\circ\text{C}$, et la résistance thermique radiative entre l'absorbeur et la vitre est beaucoup plus grande, elle est d'environ $25 \text{ W/}^\circ\text{C}$. En reliant la Figure 4.9 à la Figure 4.10, on peut déduire que la perte de chaleur moyenne dans le premier collecteur est de 120 W/m , dans le second collecteur de 150 W/m , dans le troisième collecteur de 172 W/m et dans le quatrième et dernier collecteur, la perte de chaleur moyenne est de 214 W/m . Il ressort que le quatrième et dernier récepteur fait l'objet d'une température plus élevée et, par conséquent, est à l'origine d'une perte de chaleur plus importante par rayonnement thermique.

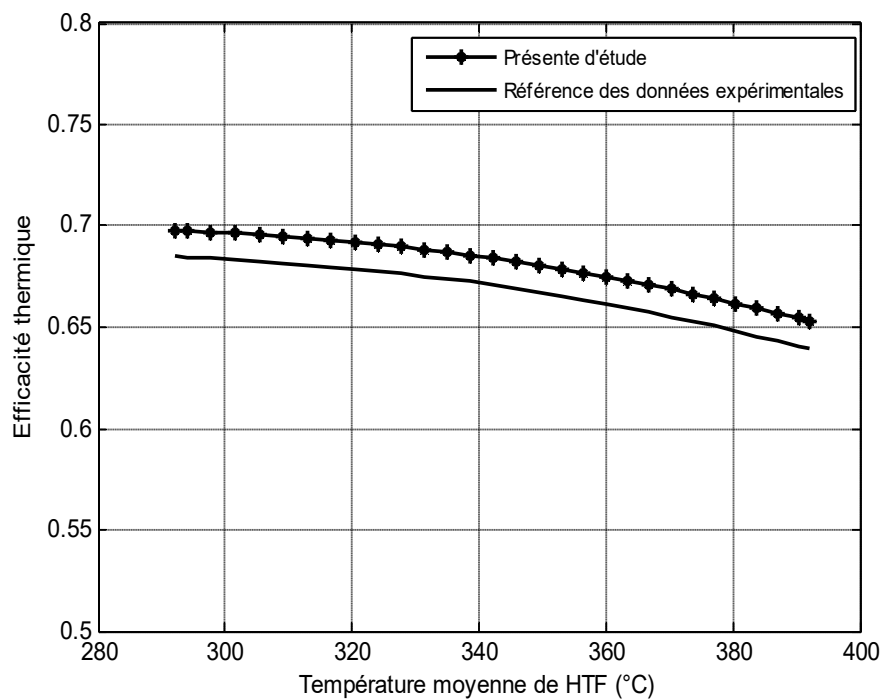


Figure 4.8: Efficacité thermique du receveur solaire : comparaison entre les résultats calculés présente d'étude et référence des données expérimentales [18].

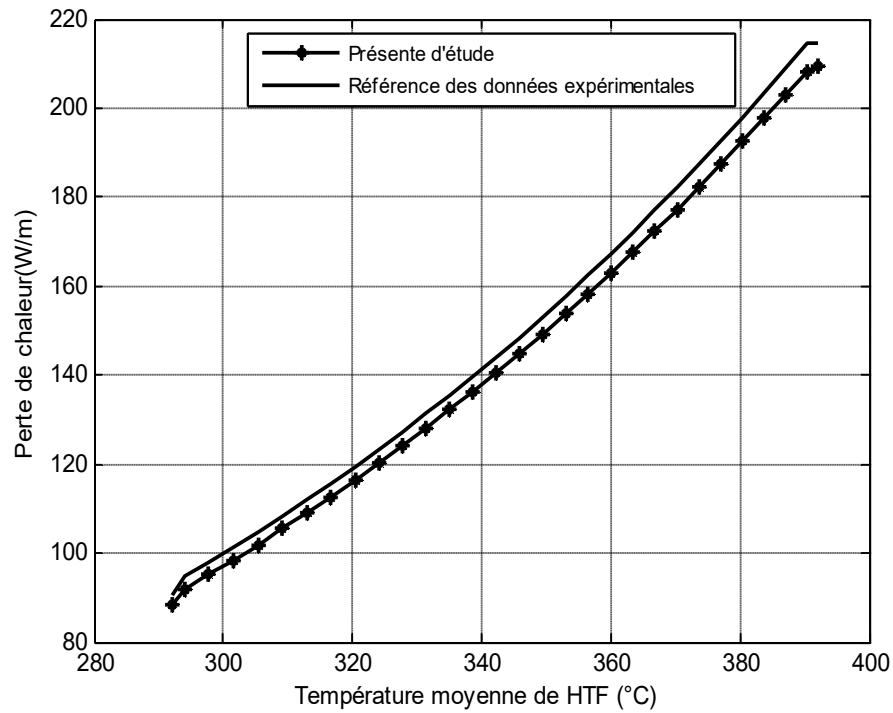


Figure 4.9: Perte de chaleur linéaire du receveur solaire : comparaison entre les résultats calculés présente d'étude et référence des données expérimentales [18].

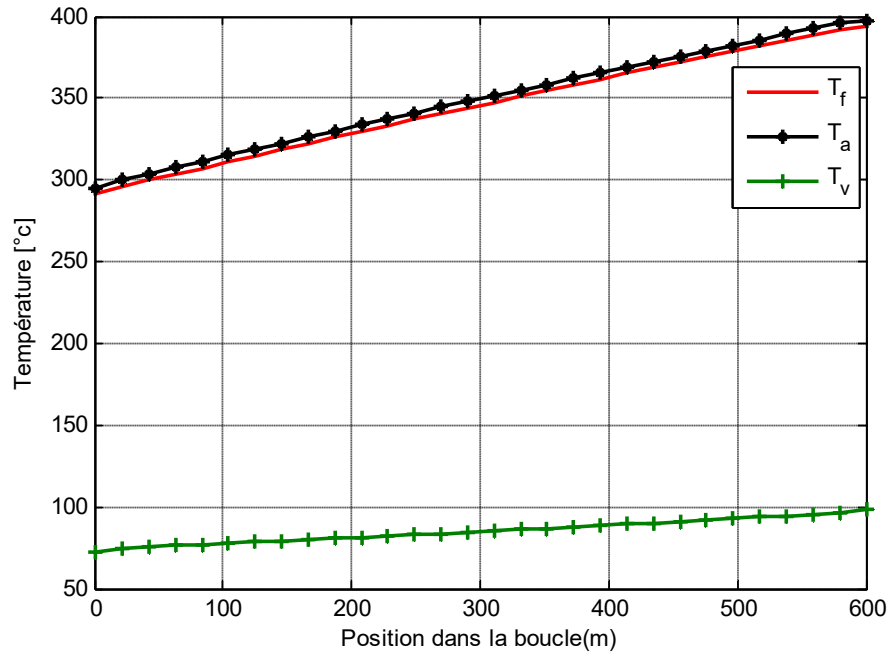


Figure 4.10: Evolutions de la température de sortie du fluide, de l'absorbeur et de la vitre.

4.5.2. Production horaire de débit massique de HTF

Au début, les variations horaires de l'intensité de DNI sur le site de Hassi R'Mel sont calculées, sur la base du modèle ASHRAE, pendant quatre jours typiques d'une année. Ces jours typiques, représentatifs de chaque saison, sont : l'équinoxe de printemps le 21 mars, le solstice d'été le 21 juin, l'équinoxe d'automne le 21 septembre et le solstice d'hiver le 21 décembre. Les résultats sont représentés sur la Figure 4.11. Le 21 juin est le jour le plus ensoleillé tandis que le 21 décembre est le jour le moins ensoleillé, en termes d'intensité de DNI et d'heures ensoleillées. Pour les 21s mars et septembre, les DNIs sont similaires avec pour un maximum de DNI supérieur à 810 W/m². Au cours des quatre jours, le maximum de DNI, 950 W/m², est obtenu en juin, tandis que le minimum, 520 W/m², est obtenu le 21 décembre. Sur le site Hassi R'Mel, il y'a 13 heures du soleil le 21 juin, 11 heures le 21 mars et 21 septembre, et 9 heures le 21 décembre.

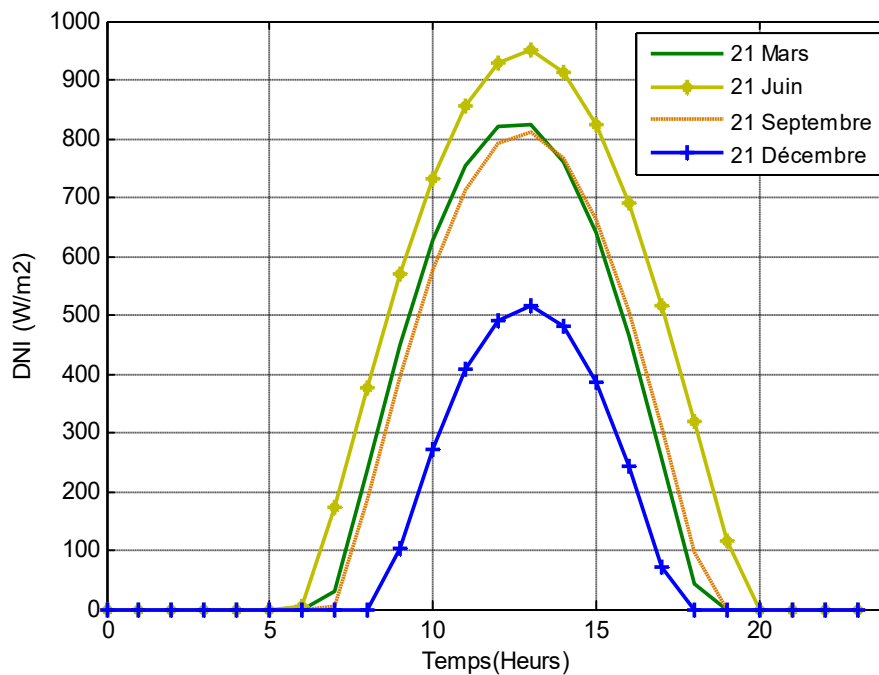
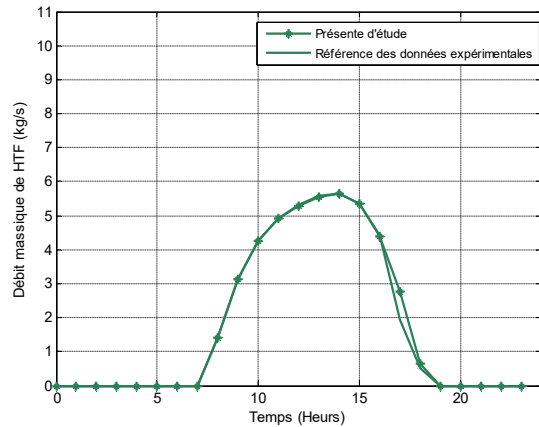


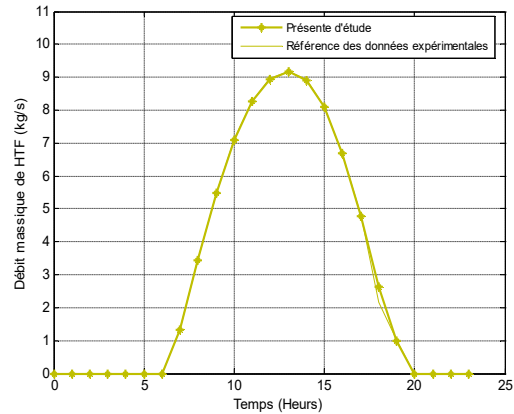
Figure 4.11: Variations horaires de DNI sur le site Hassi R'Mel pendant 4 jours typiques.

La Figure 4.12 montre les variations horaires du débit massique du HTF en fonction de DNI pour les quatre jours typiques de l'année, les 21^{èmes} de mars, juin, septembre et décembre. L'algorithme des calculs numériques du débit massique de HTF est représenté sur la Figure 4.7. Dans la figure, il y a des comparaisons des résultats calculés par la présente d'étude et des données de référence empiriquement obtenues de tests expérimentaux aux bancs d'essai du NREL, Réf. [18]. D'après ces graphiques, il apparaît clairement que pour tous les jours considérés, les résultats de la modélisation sont en parfait accord avec les données ajustées expérimentalement.

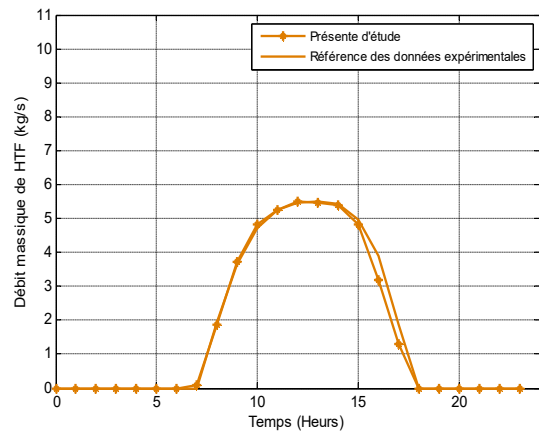
Selon ces résultats, le débit massique du HTF varie de 1 à 9.16 kg/s le 21 juin, de 0.08 à 5.65 kg/s en 21 septembre le 21 mars, et varie de 0.65 à 1.52 kg/s le 21 décembre. Cependant, le fonctionnement du champ solaire est à condition que le débit massique du HTF soit compris dans un intervalle délimité par un minimum et un maximum. D'une part, le minimum est dicté par le fait que le HTF circule dans les PTCs toujours et seulement dans un régime d'écoulement turbulent, afin d'avoir les meilleures conditions pour le transfert de chaleur par convection entre l'absorbeur et le HTF. D'autre part, le débit massique maximum du HTF dans le champ solaire ne peut dépasser la capacité maximale des pompes du HTF. Selon les spécifications du receveur solaire SCHOTT PTR®70-2008, le débit massique minimal du HTF est d'environ 1.8 kg/s par boucle et, selon la taille du système de pompage installé dans le champ solaire de la centrale Hassi R'Mel, le débit circulant dans l'ensemble du champ solaire est fixé à environ 411 kg/s [20] (environ 7.33 kg/s par boucle). C'est en relation avec le fait que le multiple solaire de la centrale de Hassi R'Mel est fixé à 2, ce qui signifie que le champ solaire peut fonctionner à deux fois sa capacité nominale, qui est inférieure à 3.66 kg/s de débit de masse du HTF par boucle.



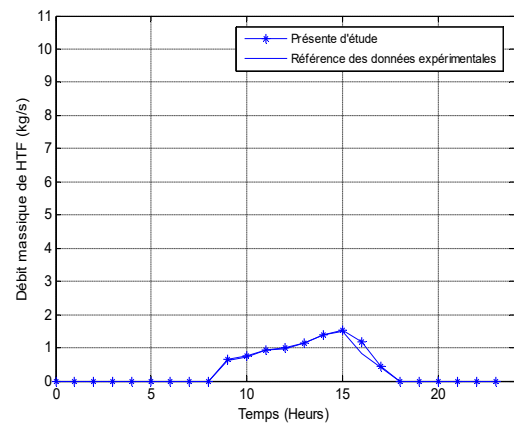
Le 21 mars



Le 21 juin



Le 21 septembre



Le 21 décembre

Figure 4.12: Variation horaire du débit massique du HTF versus DNI pendant 4 jours typiques : comparaisons entre les résultats calculés, présente d'étude et référence des données expérimentales [18].

En fonction des contraintes techniques ci-dessus, le jour du 21 juin le champ solaire fonctionne 11 heures de 08h 00 à 18h00. À 07h:00 le débit massique HTF est de 1.32 kg/s, et à 19h:00 il est de 1 kg/s, les deux valeurs sont inférieures à la limite minimum (1.8 kg/s). Dans ces conditions, le champ solaire ne fournit pas de HTF au bloc de puissance. De 11h00 à 15h00, la production de HTF dépasse la limite maximale (7.33 kg/s par boucle). Au cours de cette période, le champ solaire atteint sa capacité maximale et fournit la même quantité de HTF (7.33 kg/s par boucle) au bloc de puissance. En d'autres termes, l'ensemble du champ solaire (un total de 56 boucles) fournit 411 kg/s de HTF au bloc de puissance, alors environ plus de 100 MW d'énergie thermique. Cette opération est réalisée en défocalisant certains des

PTCs. Pour les 21^{èmes} de mars et septembre, les productions horaires de HTF chaud sont très similaires. Le champ solaire commence à produire, par boucle, plus de 3 kg/s de HTF chaud à 9h:00 et finit par un débit massique HTF compris entre 2.8 et 3.2 kg/s à 17h:00 (9 heures de fonctionnement). La quantité de HTF ne dépasse à aucun moment la capacité des pompes de HTF.

Le 21 décembre, le jour le plus pauvre en DNI et en durée d'ensoleillement, le champ solaire ne fonctionne pas toute la journée. Sa production de HTF ne dépasse pas la limite minimale requise pour permettre le transfert d'énergie thermique entre le champ solaire et le bloc de puissance.

4.5.3. Effet du coefficient de transfert de chaleur par convection de l'absorbeur sur le débit massique de HTF

Dans des conditions de fonctionnement à régime nominal, l'échange de chaleur entre l'absorbeur et le HTF se fait dans un régime d'écoulement turbulent avec un coefficient de chaleur d'environ $2374 \text{ W/m}^2 \text{ K}$. Avec cette valeur de coefficient de chaleur, le débit massique de HTF par boucle est de 3.66 kg/s. Il serait intéressant d'estimer l'effet de l'augmentation de la valeur du coefficient de chaleur sur le débit massique HTF. Cette étude ne peut pas être faite avec des modèles empiriques de tests expérimentaux faites aux bancs d'essai du NREL, Réf. [18]. En effet, ces modèles sont obtenus à certains paramètres physiques et géométriques fixes du receveur solaire. Ce qui concerne la simulation numérique, l'effet est simulé peu importe de comment est faite l'amélioration du transfert de chaleur par convection entre l'absorbeur et le HTF. Cela pourrait être par n'importe quel moyen, c'est-à-dire une modification géométrique, un additif dans le HTF... Etc. La Figure 4.13 montre comment l'augmentation de la valeur du coefficient de chaleur jusqu'à 20 fois la valeur du coefficient de chaleur aux conditions de régime nominal ($\text{DNI} = 751 \text{ W/m}^2$) n'a aucun effet sur le débit massique HTF. L'explication est la suivante. L'absorbeur transmet le flux de chaleur résultant de l'absorption du rayonnement solaire dans deux directions opposées. Il transmet une quantité de flux de chaleur (utile) au HTF par convection et transmet un peu de flux de chaleur (perdu) à la vitre essentiellement par rayonnement. La résistance thermique radiative est très largement supérieure à la résistance thermique convective (25 contre $0,0106 \text{ W/}^\circ\text{C}$). De ce fait, l'augmentation du coefficient convectif jusqu'à 20 fois n'affecte pas la prédominance de la résistance thermique radiative sur la résistance thermique convective. En d'autres termes, l'équilibre entre la convection dans une

direction et le rayonnement thermique dans l'autre direction reste inchangé ; en conséquence, le flux de chaleur par convection est le même, et le débit massique du HTF est le même. En conséquence, il n'y a pas d'effet d'amélioration du transfert de chaleur par convection entre l'absorbeur et le HTF sur la performance du receveur lorsque la conception actuelle du receveur est maintenue inchangée, c'est-à-dire dimensions, débit massique HTF, etc. Il devrait nécessaire de reconsidérer l'ensemble de la conception du récepteur par l'intégration de nouveaux moyens pour améliorer le transfert de chaleur entre l'absorbeur et le HTF.

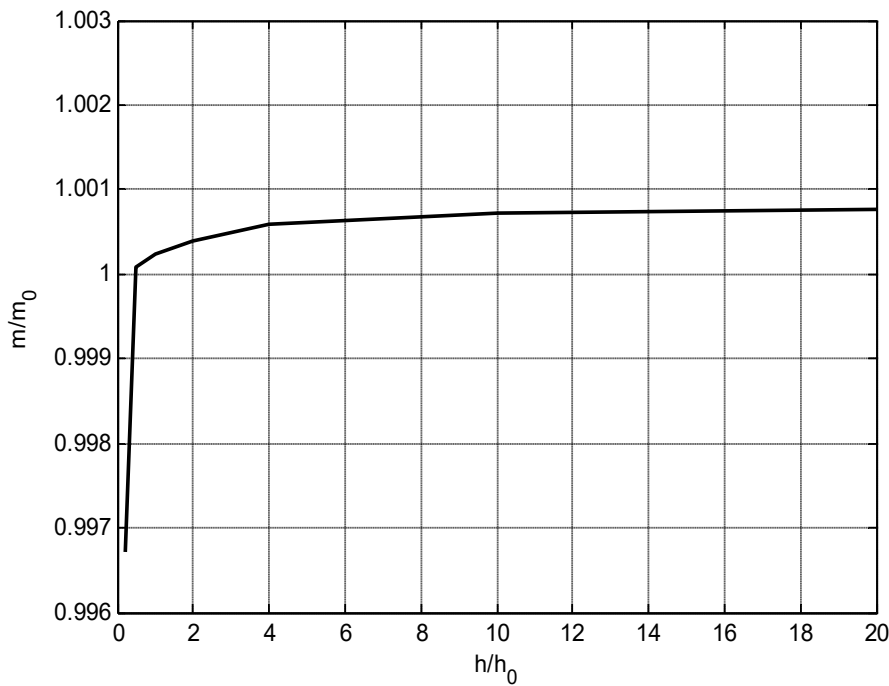


Figure 4.13: Débit massique de HTF en fonction du coefficient de transfert de chaleur par convection de l'absorbeur.

4.6. Conclusion

Le but de cette étude est d'effectuer une analyse thermique sur le fonctionnement du champ solaire de la centrale de Hassi R'Mel. L'analyse est basée sur la simulation numérique des bilans des transferts de chaleur transitoires sur chacun des trois composants du récepteur, fluide thermique, absorbeur et vitre. Les calculs considèrent une boucle (600 m), ce qui est l'alignement de quatre ET-150 des collecteurs. Les résultats de l'étude sont en très bon accord avec des résultats expérimentaux issus des tests dans les bancs d'essai du laboratoire NREL. Le fonctionnement du champ solaire est soumis à la fois aux conditions climatiques et aux contraintes de conception. Les résultats des calculs montrent ce qui suit. Le champ solaire ne fonctionne pas complètement le long d'une journée d'hiver. L'intensité de DNI ne permet pas la production d'un débit massique de HTF suffisant pour dépasser la limite minimale. Les jours d'automne et de printemps, le champ solaire fonctionne presque de la même manière. Il fonctionne 09 heures sans dépasser la limite maximale du débit massique de HTF. Dans une journée d'été, le champ solaire fonctionne 11 heures, avec 5 heures en mode dé-focalisation pour ne dépasser pas la limite maximale du débit massique de HTF.

L'étude démontre que la simulation d'une amélioration du transfert de chaleur entre l'absorbeur et le HTF par l'augmentation de la valeur du coefficient de transfert de chaleur par convection sans changer aucun autre paramètre, il n'y a pas d'effet sur la performance du receveur. En perspective, d'autres calculs et une analyse détaillée seront effectuées dans le but de proposer de nouveaux moyens pour améliorer les performances du receveur solaire ; une attention particulière sera portée au dernier collecteur de la boucle qui est le collecteur le moins efficace.

Références

- [1] M. Ouagued, A. Khellaf and L. Loukarfi, "Estimation of the temperature, heat gain and heat loss by solar parabolic trough collector under Algerian climate using different thermal oils," *Energy Conversion and Management*, vol.75, pp.191-201, 2013.
- [2] Y. Marif, H. Benmoussa, H. Bouguettaia, M. M. Belhadj and M. Zerrouki, "Numerical simulation of solar parabolic trough collector performance in the Algeria Saharan region," *Energy Conversion and Management*, vol.85, pp.521-529, 2014.
- [3] R. V. Padilla, G. Demirkaya, D. Y. Goswami, E. Stefanakos and M. M. Rahman, "Heat transfer analysis of parabolic trough solar receiver," *Applied Energy*, vol.88, pp.5097-5110, 2011.
- [4] O. García-Valladares and N. Velázquez, "Numerical simulation of parabolic trough

- solar collector: Improvement using counter flow concentric circular heat exchangers,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol.52, pp.597-609, 2009.
- [5] Y. A. Cengel, “Heat transfer and mass transfer: a practical approach,” 3rd ed, McGraw Hill Book Company, 2006.
- [6] V. Gnielinski, “New equations for heat and mass transfer in the turbulent flow in pipes and channels,” *Fluid Mechanics and Heat Transfer*, vol.41, pp.8-16, 1976.
- [7] F. P. Incropera, “Fundamentals of heat and mass transfer,” 6th ed, John Wiley, 2007.
- [8] S. A. Kalogirou, “A detailed thermal model of a parabolic trough collector receiver,” *Energy*, vol.48, pp.298-306, 2012.
- [9] R. Forristall, “Heat transfer analysis and modeling of a parabolic trough solar receiver implemented in engineering equation solver,” *NREL/TP-550e34169*, 2003.
- [10] A. Ratzel, C. Hickox, D. Gartling, “Techniques for reducing thermal conduction and natural convection heat losses in annular receiver geometries,” *Journal of Heat Transfer*, vol.101, pp.108-13, 1979.
- [11] A. Bejan, “Convection Heat Transfer,” Second Edition, New York, NY: John Wiley & Sons, 1995.
- [12] O. Behar, A. Khellaf and K. Mohammedi, “A novel parabolic trough solar collector model – Validation with experimental data and comparison to Engineering Equation Solver (EES),” *Energy Conversion and Management*, vol.106, pp.268-281, 2015.
- [13] O. Behar, A. Khellaf, K. Mohammedi, “Comparison of solar radiation models and their validation under Algerian climate – The case of direct irradiance,” *Energy Conversion and Management*, vol.98, pp.236-251, 2015.
- [14] C. A. Gueymard, “Clear-sky irradiance predictions for solar resource mapping and large-scale applications: Improved validation methodology and detailed performance analysis of 18 broadband radiative models,” *Solar Energy*, vol.86, pp.2145-2169, 2012.
- [15] M. P. Angela, “Simulation and performance evaluation of parabolic trough solar power plants,” Master These, University of Wisconsin-Madison, USA, 2006.
- [16] Meteonorm, Global meteorological database, Version 5.1. Available at www.meteonorm.com, 2005.
- [17] Therminol-VP1, Technical Bulletin, Retrieved December 12, 2014, from <http://www.therminol.com>, 2014.
- [18] F. Burkholder and C. F. Kutscher, “Heat loss testing of Schott's 2008 PTR70 parabolic trough receiver,” *NREL/TP-550-45633*, 2009.
- [19] F. Khaldi, “Energy and exergy analysis of the first hybrid solar-gas power plant in Algeria,” *Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems 2012*, 26-28, Perugia, Italy, June 2012.

- [20] A. Benidir, F. Khaldi, A.H. Benmachiche, and F. Bouras, "Numerical thermal analysis of schott 2008 PTR70 solar receiver under Hassi R'mel power plant operation conditions," *Journal of Engineering Science and Technology*, vol. 13, pp. 122-40, 2018.

5. CENTRALE SOLAIRE DE HASSI R'MEL EN RÉGIME OFF-DESIGN

5.1. Introduction

Lors de la conception et du dimensionnement d'une centrale électrique, il est très important de s'assurer que la centrale fonctionne de manière satisfaisante, non seulement dans des conditions de design, mais aussi dans des conditions off-design. En effet, les centrales solaires intégrées à cycle combiné (ISCCs) peuvent fonctionner fréquemment dans des conditions off-design en fonction de la demande d'électricité, de la température de l'air ambiant et surtout de l'intensité du rayonnement normal direct (DNI). Dans ce chapitre, nous présentons une analyse thermodynamique de la centrale de Hassi R'Mel quand elle fonctionne en mode off-design sous des conditions climatiques variables. L'analyse est basée sur les résultats des calculs effectués par le programme Cycle-Tempo.

5.2. Opération et modélisation off-design

L'opération de la centrale de Hassi R'Mel dans des conditions de design (température ambiante fixée à 15°C et DNI fixé à 751 W/m²) ou en régime nominal est expliquée dans le chapitre 3. Les résultats présentés dans cette partie concernent l'opération off-design de la centrale de Hassi R'Mel en réponse aux changements de la température ambiante et du DNI. Le démarrage et l'arrêt de la centrale ne sont pas pris en compte.

5.2.1. Données météorologiques

La performance de la centrale de Hassi R'Mel dans des conditions climatiques variables est analysée lorsque la centrale fonctionne pendant deux jours typiques, chacun représentatif d'un climat extrême. Les effets de deux paramètres climatiques sont analysés, à savoir la température ambiante et le DNI. L'étude considère, d'une part, le jour le plus chaud et le plus ensoleillé où le 21 juin est choisi comme jour d'été, et considère, d'autre part, le jour le plus froid et le moins ensoleillé, où le 21 décembre est choisi comme jour d'hiver.

5.2.1.1. Température ambiante

Les températures ambiantes, représentées sur la Figure 5.1, pour le site de Hassi R'Mel sur les deux jours sélectionnés, sont obtenues à partir de la base de données de Meteonorm [1].

5.2.1.2. Calcul le rayonnement direct normal

De nombreux modèles de calcul du rayonnement solaire peuvent être utilisés pour déterminer le DNI horaire [2]. Dans la présente étude, Le rayonnement direct normal est déterminé en utilisant le modèle ASHRAE [2, 3]. Dans le chapitre 4, il y'a le détail de ce modèle.

5.2.2. Calcul du débit massique de HTF

Pour le calcul du débit massique du HTF, on se sert des corrélations empiriques issues des tests expérimentaux réalisés au laboratoire NREL, Réf. [4], où on a :

$$\dot{m}_{SF} = \frac{Q_{SF}}{[C_p(T_s - T_e)]} \quad (5.1)$$

L'énergie thermique peut être calculée par la corrélation suivante :

$$Q_{SF} = (Q_{abs,SF} - HL_{Moy,SF}) - PipingHeatLoss, \quad (5.2)$$

où la perte de chaleur moyenne est estimée avec par la formule suivante :

$$HL_{Moy,SF} = \frac{(\text{HeatLossFactor } HL_{Moy} A_{col} N_{col})}{W}, \quad (5.3)$$

avec

$$HL_{Moy} = \frac{(HL_{Term1} + HL_{Term2} + HL_{Term3} + HL_{Term4})}{(T_{out} - T_{in})}, \quad (5.4)$$

où

$$HL_{Term1} = (4.05 - 1.7\sqrt{V_{wi}})(T_{out} - T_{in}), \quad (5.5)$$

$$HL_{Term2} = (0.247 + 0.0125\sqrt{V_v})[0.5(T_{out}^2 - T_{in}^2) - T_{amb}(T_{out} - T_{in})], \quad (5.6)$$

$$HL_{Term3} = \frac{(-0.00146 + 7.62E^{-8} \text{ DNI } K_{\theta} \cos(\theta))}{3(T_{out}^3 - T_{in}^3)}, \quad (5.7)$$

et

$$HL_{Term4} = \frac{5.65E^{-8}}{4(T_{out}^4 - T_{in}^4)}. \quad (5.8)$$

L'énergie solaire absorbée par le champ solaire est évaluée comme suit:

$$Q_{\text{abs,SF}} = A_{\text{col}} N_{\text{col}} \text{DNI} K_{\theta} \cos(\theta) \eta_{\text{op}} \rho_{\text{cl}} e_{\text{dust}} e_{\text{trac}} e_{\text{sh}}. \quad (5.9)$$

Dans cette formule :

$$K_{\theta} = 1 + 1.06E^{-4} \theta - 1.709E^{-4} \theta^2. \quad (5.10)$$

La perte de chaleur des absorbeurs dans le champ solaire est calculée par la formule :

$$\text{pipingHeatLoss} = N_{\text{col}} A_{\text{col,gross}} [0.01693(T_{\text{DNI}} - T_{\text{amb}}) - 1.683E^{-4}(T_{\text{DNI}} - T_{\text{amb}})^2 + 6.7801E-7 T_{\text{DNI}} - T_{\text{amb}}]. \quad (5.11)$$

Un algorithme global, développé dans l'environnement MATLAB, permet de calculer les variations horaires du débit massique de HTF générées dans le champ solaire de la centrale de Hassi R'Mel pour les deux jours types.

5.2.3. Modélisation off-design

Les calculs exacts d'off-design de la centrale de Hassi R'Mel, prenant en compte les interactions entre les composants, à savoir GTs, ST, HRSG, AC, SSG, et le champ solaire, sont très compliqués. En effet, tous les composants sont interconnectés et les changements d'un composant peuvent conduire à un fonctionnement off-design d'autres composants. Cependant, certaines hypothèses de modélisation pour caractériser les performances off-design des composants de centrale ont été mises en œuvre. Tous les équipements de la centrale sont classés en trois catégories : i) Les turbomachines, ii) Les chambres de combustion, et iii) Les échangeurs de chaleur.

La réponse des échangeurs de chaleur est en général de chaque dispositif thermique à tout changement des conditions de fonctionnement est beaucoup plus lente que celle des autres équipements, c'est-à-dire les turbomachines. Pour cette raison, le fonctionnement off-design de l'ensemble de la centrale est régi principalement par le régime thermique des échangeurs de chaleur.

5.2.3.1. Turbomachines

▪ Turbine à gaz

Il est reconnu que les changements de température de l'air ambiant conduisent les turbines à gaz à fonctionner off-design, affectant par conséquent leurs performances [5]. Les calculs présentés dans ce chapitre sont basés sur le fait que les deux turbines à gaz de la centrale de Hassi R'Mel fonctionnent à pleine charge (100%). Ainsi, le débit volumique de l'air à l'entrée

du compresseur est supposé constant ; il est fixé à la valeur nominale de $111,5 \text{ m}^3/\text{s}$. Dans ces conditions, lorsque la température de l'air varie, le débit massique d'air pénétrant dans la turbine à gaz varie en fonction de la variation de la densité de l'air. En tant que changement secondaire, le débit massique du gaz naturel ajuste sa valeur, afin de maintenir la température des gaz de combustion entrant dans la turbine sous 1200°C , la limite imposée par le fabricant.

En cas de fonctionnement dans des périodes chaudes, les turbines à gaz fonctionnent tout le temps au même régime, toujours à la température de l'air d'admission fixée à 15°C (température de l'air de design). En conséquence, les rendements isentropiques du compresseur et de la turbine ne changent pas. Cependant, dans des périodes de froid extrême (température inférieure à 15°C), la température de l'air varie sur une plage relativement petite, comme on le verra plus tard, donc le fonctionnement de la turbine à gaz ne se décale que légèrement de celui des conditions de design. Ainsi les changements des rendements isentropiques du compresseur et de la turbine sont modérés. En raison de ce fait, lors de la modélisation de design de la turbine à gaz dans le logiciel Cycle-Tempo, les rendements isentropiques du compresseur et de la turbine ne changent pas, aussi bien dans les périodes chaudes, que dans les périodes froides, par rapport aux paramètres de design, voir le Tableau 3.1.

▪ *Turbine à vapeur*

Dans la centrale de Hassi R'Mel, le rôle des brûleurs auxiliaires est d'ajuster la production de vapeur afin de continuer à faire fonctionner la turbine à vapeur fonctionnant toujours avec une haute performance quelles que soient les conditions climatiques. La turbine à vapeur tourne toujours à débit de vapeur fixe, à température et pression fixes. Cependant, la puissance de la turbine change en fonction de la température de condensation, qui varie en fonction de la température de l'air. Dans les calculs, la turbine à vapeur est supposée fonctionner presque en régime de design, par conséquent, il n'est pas nécessaire d'effectuer une modélisation off-design de sa performance, c'est-à-dire que l'efficacité isentropique est supposée fixe, voir le Tableau 3.1.

▪ *Pompes*

La consommation électrique de toutes les pompes est négligeable par rapport aux consommations électriques des ACs et de chiller (CH), par conséquent, elle n'est pas prise en

compte. En conséquence, il n'est pas utile d'envisager une modélisation off-design des pompes.

5.2.3.2. Échangeurs de chaleur

Comme montre dans l'annexe 1, il y a 22 échangeurs de chaleur dans la centrale de Hassi R'Mel. Il y a 7 échangeurs de chaleur dans chaque HRSG, 3 dans le SSG, 1 dans les ACs et 4 dans GTs (deux chillers et deux préchauffeurs du gaz naturel). Tous ces échangeurs de chaleur sont caractérisés au moyen de leur coefficient global de transfert de chaleur.

En première approximation, comme indiquée dans réf. [6], les changements de coefficient global de transfert de chaleur à l'opération en off-design suivent la formule :

$$UA/UA_{\text{ref}} = \left(\dot{m}/\dot{m}_{\text{ref}} \right)^{0.8}. \quad (4.12)$$

Cette estimation est obtenue en considérant la corrélation de *Dittus-Boelter* pour la convection forcée dans les tuyaux circulaires [7].

En régime off-design, les débits des fluides changent à travers chaque échangeur de chaleur dans les HRSGs et SSG. Cela affecte le coefficient de chaleur global des échangeurs de chaleur qui affecte les taux de chaleur échangés entre les fluides circulant dans les échangeurs de chaleur.

5.2.3.3. Chambres de combustion

En termes de calculs thermodynamiques, il n'y a pas de considération particulière concernant la modélisation en fonctionnement off-design de la chambre de combustion de la turbine à gaz et du brûleur auxiliaire.

5.3. Résultats et discussion

5.3.1. Données météorologiques

Les conditions météorologiques, sur le site de Hassi R'Mel, en termes de température de l'air ambiant et de rayonnement direct normal sont rapportées pour les deux jours sélectionnés, les jours d'été et d'hiver, comme il est montré sur la Figure 5.1, en jour d'été, la température varie entre 21 à 35 ° C et varie entre 3,5 et 9 ° C en jour d'hiver. Cela implique que le chiller installé en amont du compresseur de la turbine à gaz fonctionne toute la journée d'été pour maintenir la température de l'air d'admission fixée à 15 ° C (paramètre de design). Cependant, les chillers s'éteignent toute la journée d'hiver. La conséquence est que pendant les périodes

chaudes, la turbine à gaz fonctionne en mode de design grâce aux chillers. Mais pendant les périodes froides, elle fonctionne à un régime off-design. Néanmoins, pour toutes les périodes, la condensation dans les ACs se produit à des températures variables. C'est-à-dire à température ambiante, qui a un impact sur la puissance délivrée par la turbine à vapeur.

Les variations horaires de l'intensité de DNI, représentées sur la Figure 5.1, sont calculées, sur la base du modèle ASHRAE, pour les deux jours typiques. Le jour d'été est le jour le plus ensoleillé en termes d'intensité DNI et durées d'ensoleillement. Au cours des deux jours, le maximum de DNI, $950 \text{ W} / \text{m}^2$, est obtenu au jour d'été tandis que le plus petit maximum, $520 \text{ W} / \text{m}^2$, est enregistré au jour d'hiver. Sur le site Hassi R'Mel, il y'a 13 h de soleil en jour d'été et 9 heures en jour d'hiver.

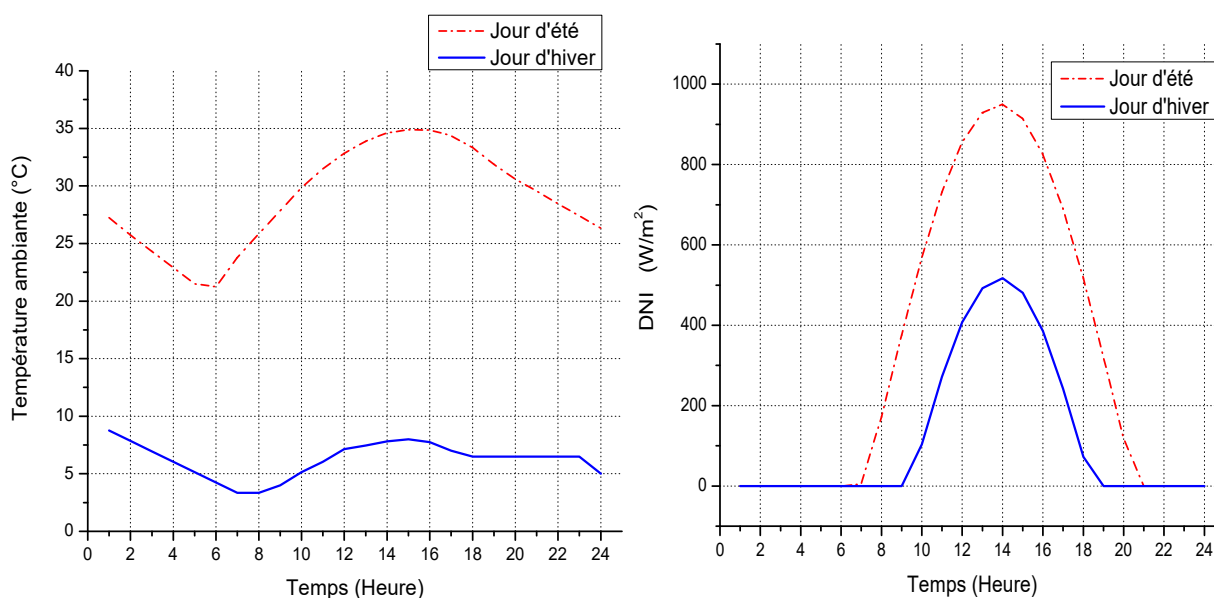


Figure 5.1: Variations horaires de la température ambiante et de DNI sur le site de Hassi R'Mel pour les deux jours typiques, le jour d'été et le jour d'hiver.

5.3.2. Production d'électricité de la centrale solaire de Hassi R'Mel

En analysant les performances de la centrale Hassi R'Mel, la Figure 5.2 montre la variation horaire de la production brute d'électricité de la centrale ($2 \times \text{GTs} + \text{ST}$), pendant la journée la plus chaude et la journée la plus froide. En tant que premier résultat, la centrale produit plus d'électricité dans les périodes froides que dans les périodes chaudes. En effet, la production d'électricité varie entre 159 et 163 MW en jour d'été, et entre 174 et 181 MW en jour d'hiver. Le gain relatif, grâce aux conditions climatiques, passe de 9 à 11% (de 15 à 18 MW). Concernant la capacité de production d'électricité toute la journée, dans les périodes

chaudes, la centrale de Hassi R'Mel produit entre 3 816 et 3912 MWh, alors qu'en période de froid, elle produit entre 4176 et 4344 MWh. Il y a un gain de 360 à 432 MWh par jour (9,4 à 11%). D'un point de vue thermodynamique, les performances des turbines à gaz et des turbines à vapeur sont meilleures dans les périodes froides.

En ce qui concerne le fonctionnement des turbines à gaz, pendant les périodes chaudes, les deux turbines fonctionnent au mode de design grâce aux chillers. En effet, ce dernier maintient la température d'admission de compresseur inchangeable à 15 ° C. Ensuite, les deux GTs, à pleine charge, produisent ensemble une production d'électricité constante, 80 MW, pendant toute la journée. Sans chiller, la production des deux GTs chuterait drastiquement dans une région où la température de l'air monte à plus de 35 ° C. Dans les périodes froides, la production d'électricité des deux GTs varie entre 85 et 92 MW. Ils sont plus efficaces dans la nuit (air froid) que la journée (air chaud). Grâce au climat froid, les gains de capacité des deux GTs sont entre 5 et 12 MW (de 6,25 à 15%) dans la production d'électricité par rapport aux capacités de design.

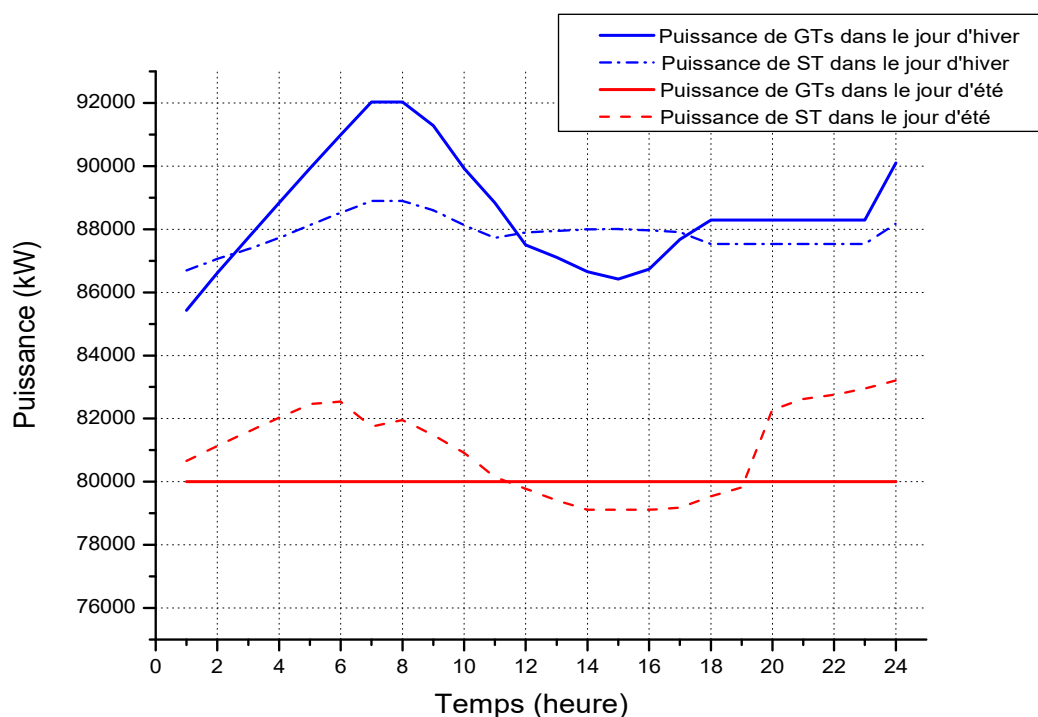


Figure 5.2: Variations horaires de la puissance des GTs et de la turbine à vapeur en jour d'été et en jour d'hiver.

En ce qui concerne le fonctionnement de la turbine à vapeur, les conditions de vapeur (pression, température et débit massique) à l'entrée sont maintenues fixes pendant les périodes froides ainsi que pendant les périodes chaudes, grâce à l'ajustement réalisé par les brûleurs auxiliaires. Cependant, la température de l'air a un impact négatif sur le processus de condensation qui est le seul responsable de la variation de la production de la turbine à vapeur. En conséquence de la variation de la température de l'air (voir la Figure 5.1), la Figure 5.3 montre la variation horaire de la température et la pression de condensation de la vapeur correspondante de la turbine à vapeur pendant les deux jours examinés. Dans les périodes chaudes, le cycle de la vapeur rejette moins de chaleur dans les ACs que dans les périodes froides. En conséquence, le cycle donne moins de puissance. Suite à la variation de la température de l'air ambiant, en jour d'hiver, la production d'électricité des turbines à vapeur varie de 87 à 89 MW, et en jour d'été de 79 à 83 MW. Par conséquent, le gain de la journée froide se situe entre 6 et 8 MW (de 7 à 10%).

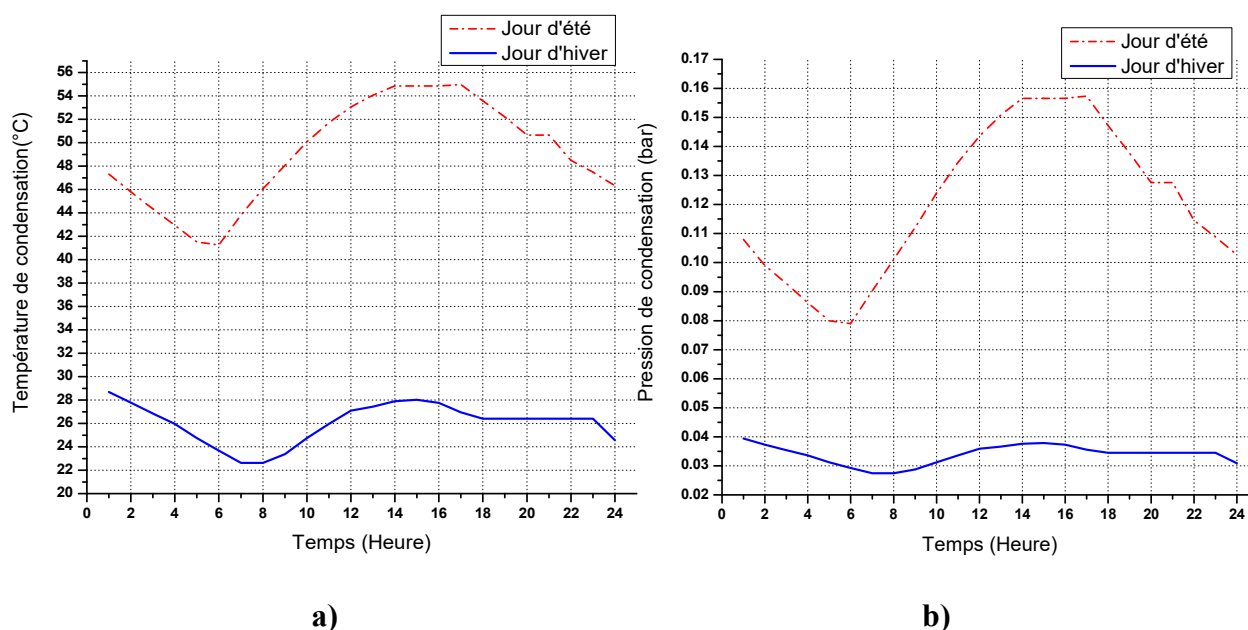


Figure 5.3: Variations horaires de la a) Température de condensation, et b) Pression de condensation, pendant 2 jours typiques, jour d'été et jour d'hiver.

La discussion ci-dessous est en termes de puissance brute. Dans ce qui suit, l'analyse est basée sur la puissance nette de la centrale, en prenant en compte la consommation électrique auxiliaire. Pour faire, la consommation électrique des ACs et des chillers sont calculées. Avec le refroidissement à sec, les aéroréfrigérants (ACs) sont des échangeurs qui utilisent comme fluide réfrigérant l'air froid ambiant qui, après aspiration par des ventilateurs, traverse des

faisceaux de tubes à ailettes, à l'intérieur desquels circule la vapeur à condenser. La Figure 5.4 montre la variation horaire de la consommation électrique des ventilateurs pour les deux jours sélectionnés. Selon la variation horaire de la température de l'air au cours des deux jours sélectionnés, la consommation d'énergie des ventilateurs varie entre 2,03 et 2,5 MW en jour d'hiver et varie de 2,56 à 2,83 MW en jour d'été. Pendant toute la journée, dans une journée représentative des temps chauds, les ACs a besoin entre 61,44 et 67,9 MWh, et dans une journée représentative des périodes froides, il lui faut de 48,7 à 60 MWh ; entre les deux jours, il y a une différence de 13 à 26%.

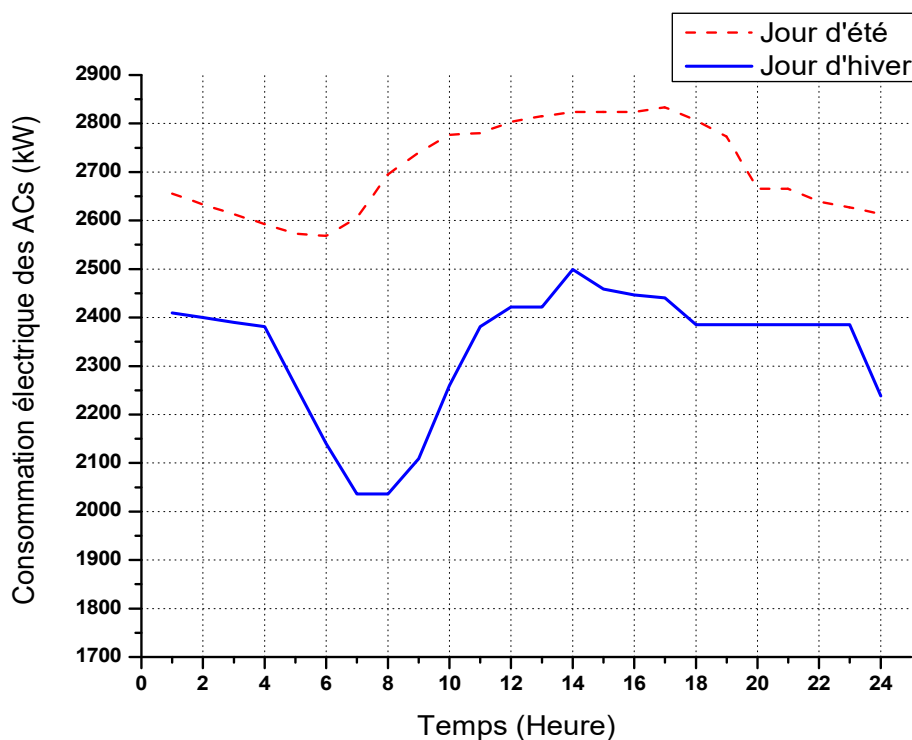


Figure 5.4: Variations horaires de la consommation électrique des ACs pour 2 jours typiques, jour d'été et jour d'hiver.

Comme pour toute machine frigorifique, le chiller a besoin d'électricité pour refroidir la température de l'air à 15 ° C en amont du compresseur. Plus la température de l'air est élevée, plus la consommation électrique des chillers est élevée. La variation horaire de la consommation électrique des deux chillers intégrés dans la centrale de Hassi R'Mel est représentée sur la Figure 5.5, pour les deux jours choisis. Les calculs sont basés sur une valeur supposée de COP, estimée à 4,5, comme suggéré par Santos et Andrade [8]. La consommation électrique des chillers varie de 0,33 à 1,05 MW par jour d'été. En regardant le

jour d'hiver, les chillers sont off-service pendant la journée complète ; la consommation électrique est nulle. La température de l'air dans le jour d'hiver est toujours inférieure à 15 °C, il n'est pas nécessaire de faire fonctionner les chillers. Un résultat important de ces calculs, la consommation électrique auxiliaire dans les temps chauds est plus que dans les climats froids. Pendant toute la journée, pendant le jour d'été, les ACs et les chillers consomment ensemble de 69.4 à 93 MWh d'électricité, et le jour d'hiver, les ACs à besoin de 48.7 à 60 MWh.

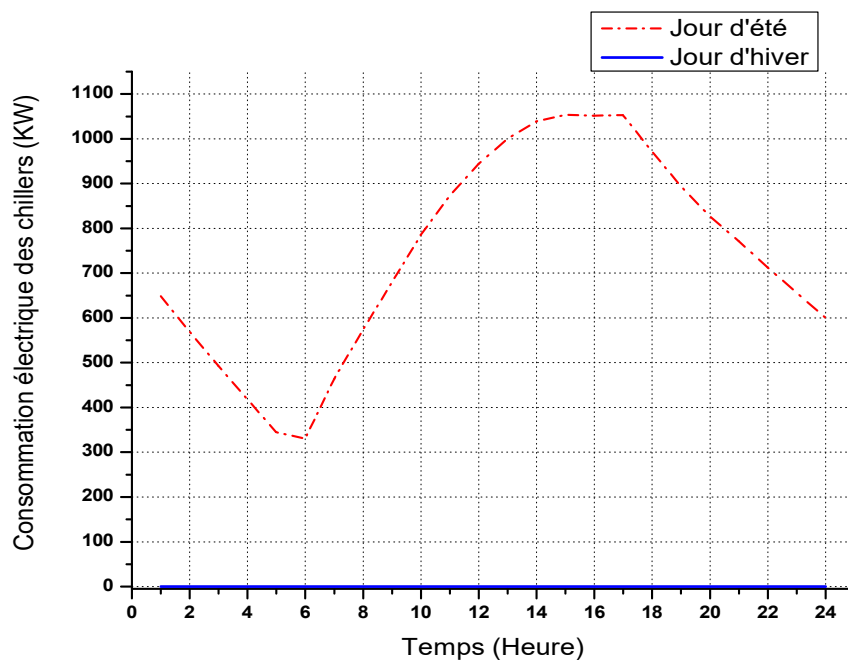


Figure 5.5: Variations horaires de la consommation d'énergie des chillers pour 2 jours typiques, jour d'été et jour d'hiver.

La Figure 5.6 montre la variation horaire de la production nette d'électricité produite par la centrale, au cours des deux jours typiques. En comparaison avec les résultats en termes de puissance de la production brute, la différence entre le jour d'été et le jour d'hiver est plus marquée, en raison de la consommation d'énergie auxiliaire. La production nette d'électricité varie entre 155 à 159,9 MW en jour d'été (entre 3720 et 3838 MWh), et entre 169 et 178,9 MW en jour d'hiver (entre 4056 et 4294 MWh). Le gain relatif, grâce aux conditions climatiques, de 9 à 11,88% (de 14 à 19 MW). En termes de production journalière, la différence relative est entre 9 et 11,8% (entre 336 et 456 MWh).

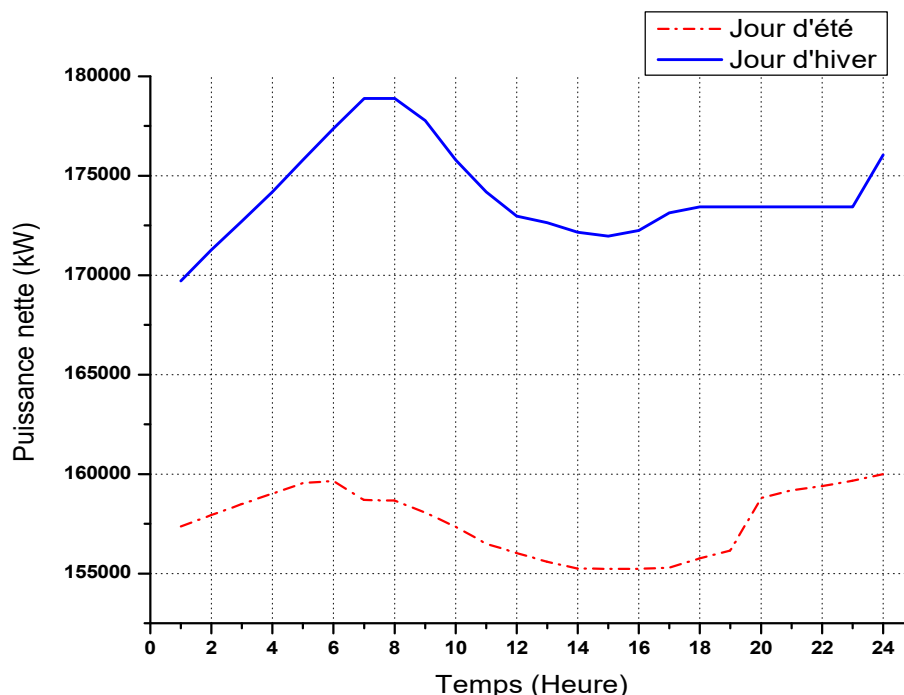
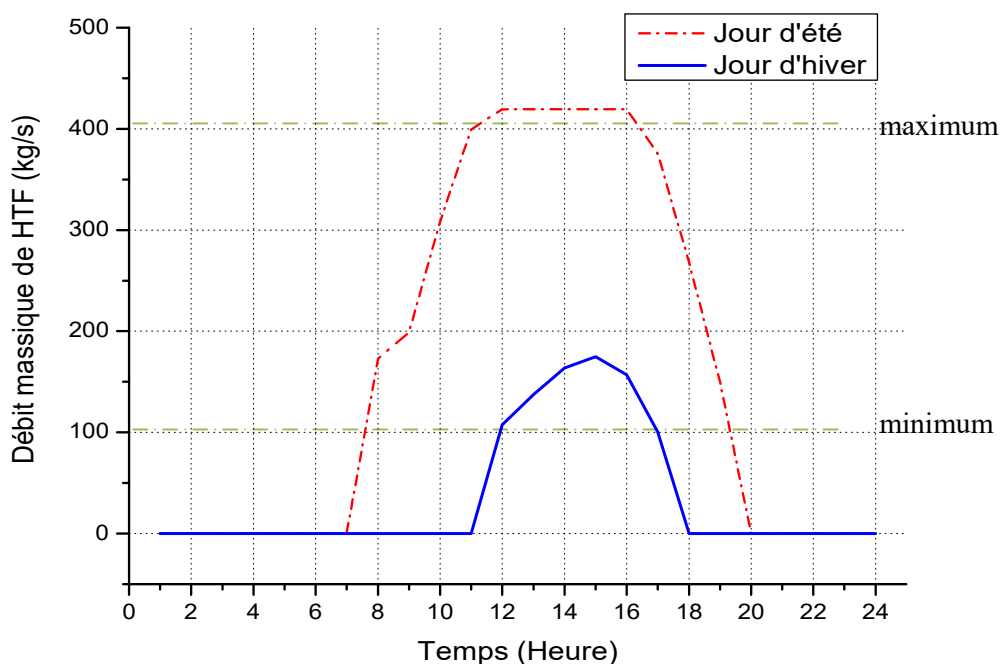


Figure 5.6: Variations horaires de la puissance nette pendant 2 jours typiques, jour d'été et jour d'hiver.

5.3.3. Débits massiques de HTF et la consommation du gaz naturel par les DBs

Le débit de vapeur solaire est proportionnel au débit massique de HTF. Le débit massique de HTF varie en fonction de l'intensité de DNI. La valeur nominale du débit massique de HTF est de 210 kg/s, ce qui permet de générer 22 kg/s de vapeur solaire [9]. La Figure 5.7 montre la variation horaire du débit massique de HTF dans le champ solaire par rapport au DNI pour les deux jours choisis. Le débit massique de HTF dans le champ solaire varie de 149 à 420 kg/s en jour d'été, le champ solaire fonctionne 12 heures en fournissant du HTF chaud à 392 °C au bloc de puissance, de 08h00 à 19h:00. En examinant le jour d'hiver, le champ solaire varie de 100 à 175 kg/s, pendant 6 heures de 12h:00 à 17h:00. En effet, en réalité, le fonctionnement du champ solaire est à condition que le débit massique de HTF soit à l'intérieur d'un intervalle délimité par un minimum et un maximum. D'une part, le minimum est dicté par le fait que le HTF circule dans les PTCs toujours et seulement dans un régime d'écoulement turbulent, afin d'avoir les meilleures conditions de transfert de chaleur par convection entre l'absorbeur et le HTF. D'autre part, le débit massique de HTF maximal dans le champ solaire ne peut pas dépasser la capacité maximale des pompes du HTF. Selon les

spécifications du récepteur SCHOTT PTR®70, le débit massique de HTF minimum est d'environ 1,8 kg/s par boucle [10], et en fonction de la taille du système de pompage installé dans le champ solaire de la centrale de Hassi R'Mel, le débit massique de HTF maximum circulant dans tout le champ solaire est fixé à environ 411 kg/s [10] (environ 7,33 kg/s par boucle). Ceci est lié au fait que le multiple solaire de la centrale de Hassi R'Mel est fixé à 2, ce qui signifie que le champ solaire peut fonctionner au double de sa capacité nominale, soit

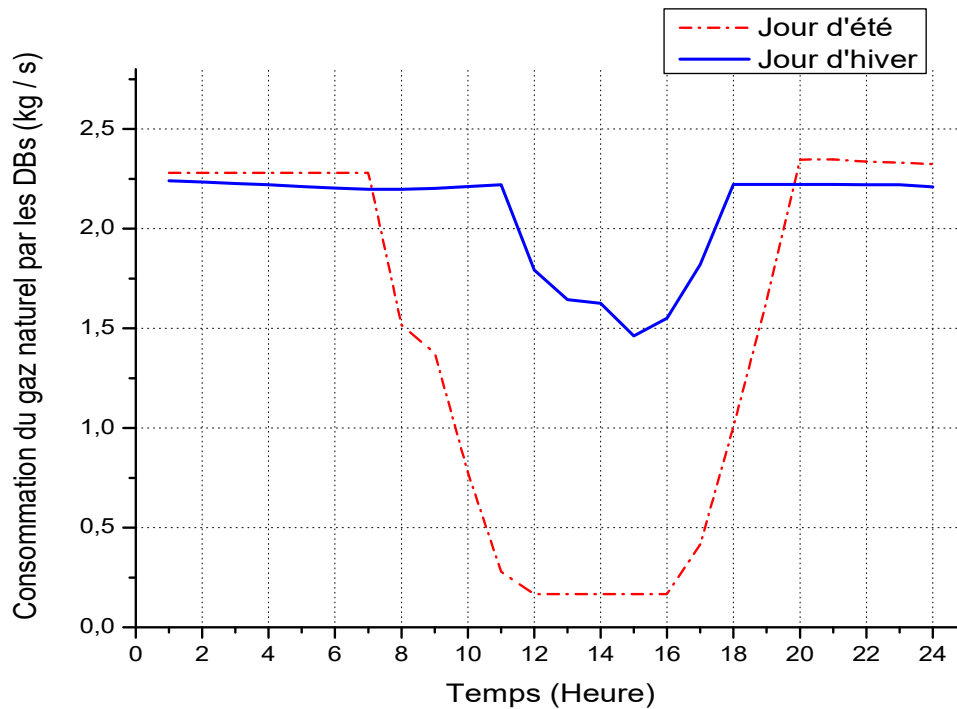


moins de 3,66 kg/s de débit massique de HTF par boucle [11].

Figure 5.7: Variations horaires du débit massique de HTF dans le champ solaire en fonction de DNI pour 2 jours typiques, jour d'été et jour d'hiver.

Les variations horaires du débit massique du gaz naturel consommé par les deux brûleurs pendant les deux jours représentatifs sont illustrées sur la Figure 5.8. Pour les deux jours, la nuit, les brûleurs auxiliaires consomment presque la même quantité du gaz naturel, entre 2,2 et 2,3 kg/s. Cependant, la nuit dure en été (11 heures) plus qu'en hiver (15 heures); il y a 4 heures en plus. Pendant les heures ensoleillées, avec une période plus longue dans le jour d'été, les brûleurs auxiliaires consomment moins du gaz naturel dans les périodes chaudes que dans les froids. Le débit massique du gaz naturel consommé varie de 0,16 à 1,5 kg/s en jour d'été et de 1,46 à 1,8 kg/s en jour d'hiver. Les profils horaires de consommation du gaz naturel par les brûleurs auxiliaires pour les deux jours examinés sont en tendance inverse

avec ceux du débit massique de HTF pour ces jours. La consommation du gaz naturel minimale par les DBs coïncide avec l'apport de débit massique de HTF maximal par le champ solaire. L'énergie solaire se substitue au gaz naturel afin de maintenir la turbine à vapeur au régime de design (rendement élevé). Pendant toute la journée, la consommation du gaz naturel par les DBs est de 111 tonnes/jour en jour d'été et de 163 tonnes/jour en jour d'hiver.



Ainsi, le champ solaire permet d'obtenir une économie de combustible d'environ 52 tonnes/jour (46,8%).

Figure 5.8: Variations horaires du débit massique du gaz naturel consommé par les deux DBs pendant 2 jours typiques, jour d'été et jour d'hiver.

5.3.4. Énergie thermique fournie par le champ solaire et par les brûleurs auxiliaires

La contribution et la complémentarité entre les brûleurs auxiliaires et le champ solaire peuvent être mieux représentées en termes d'énergie thermique fournie de chacun d'entre eux aux HRSGs sur un graphique. Pour ce faire, pour le jour d'été, voir la Figure 5.9a, et pour le jour d'hiver, voir la Figure 5.9b. À la nuit, pendant les périodes froides ainsi que pendant les périodes chaudes, les deux DBs, fonctionnant seuls, ils fournissent presque constamment environ 100 MW aux HRSGs. Aux heures ensoleillées, le champ solaire soutient les DBs et

fournit de l'énergie thermique aux HRSGs. En réponse aux ressources d'énergie solaire existantes, l'énergie thermique fournie par les brûleurs auxiliaires est ajustée, le débit massique de vapeur à travers les HRSGs est constant, avec une température et pression fixes. Selon l'intensité de DNI, la part de l'énergie thermique fournie par le DB diminue/augmente graduellement lorsque la part d'énergie solaire thermique augmente/diminue. En jour d'hiver, le champ solaire fournit, en 6 heures, jusqu'à 41 MW d'énergie thermique, à ce moment les deux DBs fonctionnent à un régime minimum en fournissant seulement 67 MW. Cela signifie que le rapport entre l'apport d'énergie thermique solaire et l'apport d'énergie thermique du combustible atteint un maximum de 0,61 dans les climats froids. Dans le jour d'été, la contribution de l'énergie solaire est plus longue (environ 11 heures). Les HRSGs bénéficient de 98 MW du champ solaire pour récupérer les apports d'énergie solaire, quand les brûleurs auxiliaires fournissent leur énergie thermique minimum, environ 7,5 MW. En d'autres termes, le rapport entre l'apport d'énergie thermique solaire et l'apport d'énergie thermique du combustible ne dépasse jamais 13.

Pendant toute la journée, les DBs fournissent aux HRSGs seulement jusqu'à 180 MWh d'énergie thermique pendant le jour d'été, tandis que le champ solaire fournit à 2352 MWh. Pendant le jour d'hiver, les DBs fournissent jusqu'à 1608 MWh et le champ solaire fournit à 984 MWh.

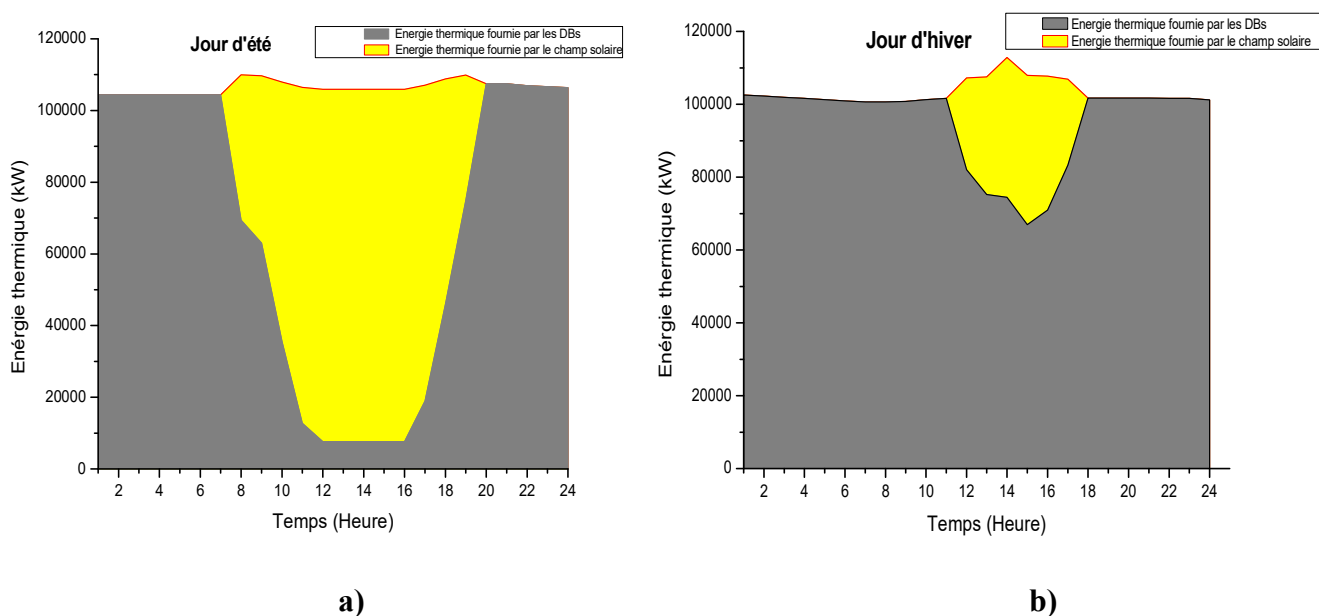


Figure 5.9: Energie thermique fournie par le champ solaire et les deux DBs pendant 2 jours typiques, jour d'été et jour d'hiver.

5.3.5. Efficacité thermique de la centrale solaire de Hassi R'Mel

L'efficacité thermique est le meilleur paramètre d'évaluation de la performance de la centrale électrique ISCC de Hassi R'Mel. L'efficacité thermique est définie comme :

$$\eta_{\text{ISCC}} = \frac{P_u}{\text{LHV} \times \dot{m}_{\text{comb}}}. \quad (5.13)$$

La Figure 5.10 montre la variation horaire de l'efficacité thermique de centrale de Hassi R'Mel pour les deux jours choisis. Pour les deux conditions climatiques, pendant la nuit, la centrale fonctionne presque à rendement constant, environ 50%, avec une légère supériorité en jour d'hiver grâce à la condensation de la vapeur à basse température. Mais pendant la journée, quand la centrale fonctionne avec le support de l'énergie solaire, par temps chaud comme par temps froid, l'efficacité augmente, mais plus considérablement par temps chaud. Il atteint plus de 68% en jour d'été et environ 56% en jour d'hiver, lorsque le DNI est au maximum. Cette amélioration des performances par temps ensoleillé est due à la substitution du gaz naturel par l'énergie solaire.

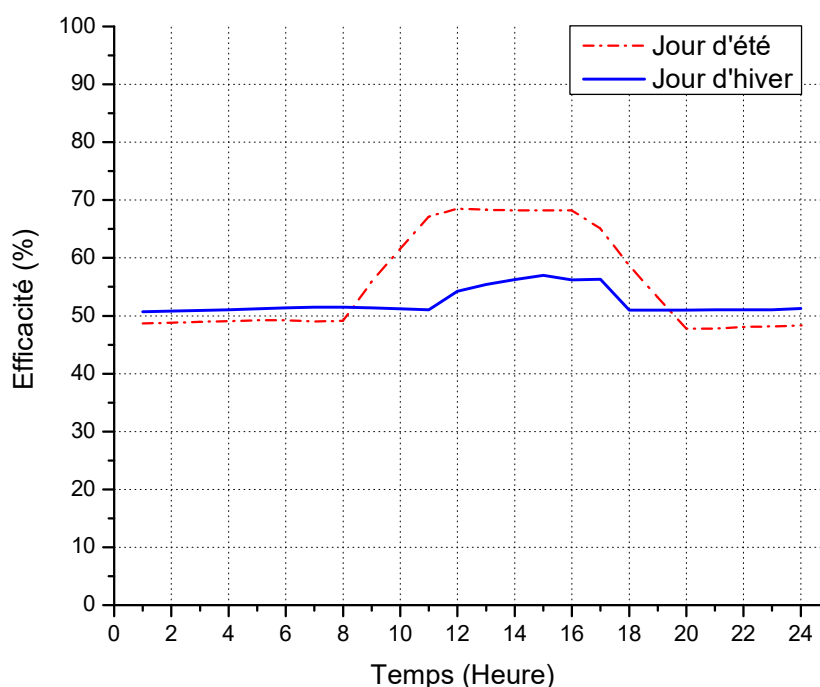


Figure 5.10: Efficacité thermique de la centrale ISCC de Hassi R'Mel pour les jours sélectionnés, le jour d'été et le jour d'hiver.

5.4. Conclusion

Dans cette chapitre de la thèse, l'opération off-design de la centrale de Hassi R'Mel fait l'objet d'une analyse et évaluation thermodynamiques. Une attention particulière est accordée au fonctionnement de la centrale selon la stratégie '*saving mode*'. Selon cette stratégie, l'utilité de l'énergie solaire consiste à supporter les brûleurs auxiliaires afin d'éviter de faire fonctionner la turbine à vapeur loin du point de design. Entre les périodes froides et chaudes, grâce à l'apport d'énergie solaire, l'économie de consommation du gaz naturel par les brûleurs auxiliaires peut atteindre 52 tonnes/jour (47%). Le rapport (énergie solaire thermique)/(énergie thermique du DB) est 0,61 en jour d'hiver et peut augmenter jusqu'à 13 en jour d'été. L'efficacité thermique de la centrale électrique peut passer de 50 à 57% en hiver et de 50 à 68% en été.

Références

- [1] Meteonorm. (2005), Global meteorological database. Version 5.1, Available at www.meteonorm.com
- [2] O. Behar, A. Khellaf and K. Mohammedi, "Comparison of solar radiation models and their validation under Algerian climate – The case of direct irradiance," *Energy Conversion and Management*, vol. 98, pp. 236-251, 2015.
- [3] C.A. Gueymard, "Clear-sky irradiance predictions for solar resource mapping and large-scale applications: Improved validation methodology and detailed performance analysis of 18 broadband radiative models," *Solar Energy*, vol. 86, pp. 2145-2169, 2012.
- [4] F. Burkholder and C.F. Kutscher, "Heat loss testing of Schott's 2008 PTR70 parabolic trough receiver," *NREL/TP-550-45633*, 2009.
- [5] F. Khaldi, and B. Adouane, "Energy and exergy analysis of a gas turbine power plant in Algeria," *International Journal of Exergy*, vol. 9, pp. 399-413, 2011.
- [6] M.P. Angela, "Simulation and performance evaluation of parabolic trough solar power plants," *Master These*, University of Wisconsin-Madison, USA, 2006.
- [7] W.M. Rohsenow, J.P. Hartnett and Y.I. Cho, "Handbook of Heat Transfer," third ed. McGraw-Hill, New York, USA. ISBN 0070535558, 1998.
- [8] A.P. Santos and C.R. Andrade, "Analysis of gas turbine performance with inlet air cooling technology applied to Brazilian sites," *Journal of Aerospace Technology and Management*, vol. 4, pp. 341-353, 2012.
- [9] A. Benidir, F. Khaldi and F. Bouras, "Off-design performance evaluation of Hassi R'Mel ISCC power plant," *International Journal of Sustainable Energy*, 2018.

- [10] A. Benidir, F. Khaldi, A.H. Benmachiche, and F. Bouras, "Numerical thermal analysis of schott 2008 PTR70 solar receiver under Hassi R'mel power plant operation conditions," *Journal of Engineering Science and Technology*, vol. 13, pp. 122-40, 2018.

6. NOUVEAU SCHEMA THERMODYNAMIQUE D'HYBRIDATION SOLAIRE/GAZ

6.1. Introduction

Ce chapitre présente quelques modifications sur les cycles thermodynamiques sur lesquels se base la centrale de Hassi R'Mel. Il est question de proposer un nouveau schéma thermodynamique pour l'hybridation solaire / gaz. L'objectif de ces modifications est de réduire la consommation électrique des ACs. La modélisation et la simulation thermodynamiques ainsi que l'évaluation des performances du nouveau schéma sont effectuées en appliquant le logiciel Cycle-Tempo. Le nouveau schéma d'hybridation remplace le cycle à vapeur (eau) par un cycle binaire qui est la combinaison d'un cycle à vapeur à base de toluène, qui est un ORC (Organic Rankine Cycle), et d'un cycle à air, ABC. L'ORC a un meilleur rendement de conversion chaleur/électricité, ce qui réduit le besoin de rejet de chaleur par le système de condensation, et l'ABC s'affranchit complètement du système de condensation.

6.2. Cycle organique de Rankine (ORC)

Les installations thermiques qui se basent sur le cycle de Rankine mais qui utilisent un fluide de travail organique au lieu d'eau sont connues pour avoir un meilleur rendement de conversion de chaleur à basse et moyenne température en électricité. Dans ce type de technologie, appelé communément installation ORC ou à cycle organique de Rankine, le choix du fluide organique doit avoir un rendement thermique élevé et permettre une utilisation maximum de la source de chaleur disponible. En outre, le fluide organique doit répondre à des critères de sécurité, il doit être respectueux de l'environnement, et permettre la conversion à faible coût pour la centrale électrique [1].

Par rapport à l'eau, il existe des fluides organiques qui présentent des avantages suivants:

- Les fluides sont séchants : les modules ORC n'ont pas besoin de surchauffeur (composant volumineux et coûteux), et la détente ne génère pas de gouttelettes de fluides liquides donc il n'y a pas de risque d'endommager la turbine quand la température de la vapeur de fluide baisse, voir la Figure 6.1;

- Les fluides organiques ont des températures d'ébullition inférieures à 50°C (les réfrigérants s'évaporent à 30-35°C, typiquement à pression ambiante) ;
- Les fluides travaillent en circuit fermé, ne sont jamais pollués.

L'ensemble de ces critères entraîne une meilleure fiabilité et de meilleures performances technico-économiques globalement (sur le domaine d'application des ORC). À noter que les fluides organiques sont généralement limités par une température maximale d'utilisation, au-delà de laquelle le fluide se décompose en sous-produits. De ce fait, leur utilisation en haute température est limitée (à la différence de l'eau qui est stable même à 500°C).

Les fluides organiques plus utilisés pour produire de l'électricité sont : butane, heptane, cyclohexane, benzène, toluène, orthoxylène et éthylbenzène, ammoniac [2].

Le choix du fluide organique dans ce chapitre pour le nouveau schéma d'hybridation solaire/gaz est basé sur les résultats de John P [3], et Chacartegui [2].

A partir de ces résultats, dans notre étude on a choisit de remplacer l'eau par le toluène dans le cycle de Rankine dans le nouveau schéma d'hybridation solaire/gaz. La Figure 6.1 montre le cycle Rankine pour l'eau et le toluène.

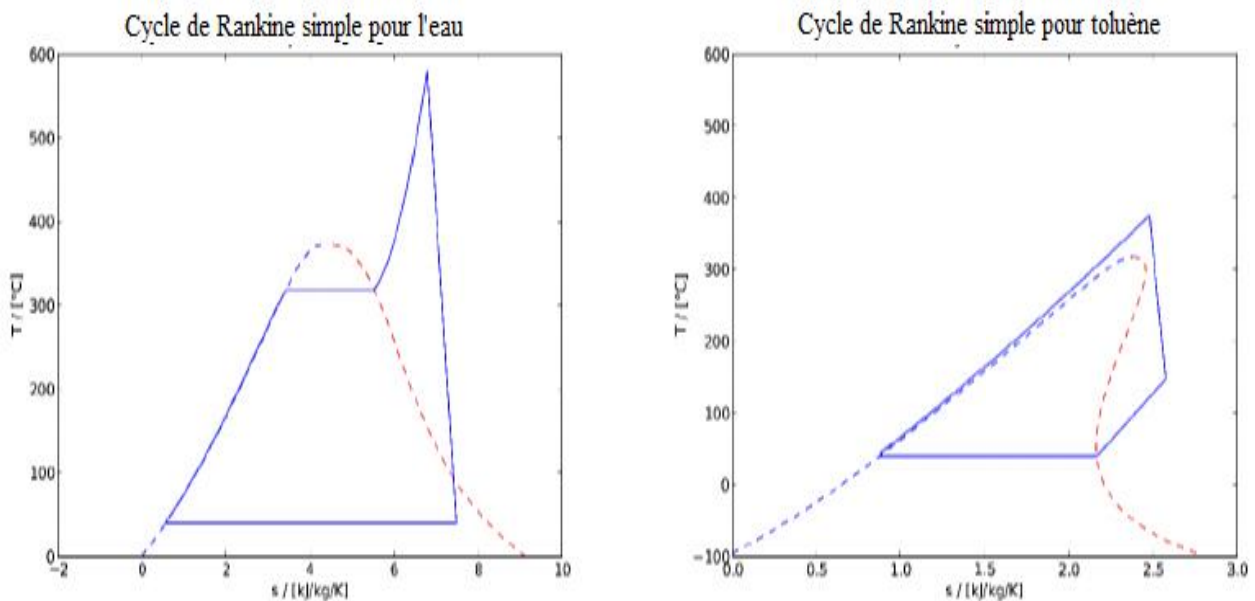


Figure 6.1 : Cycle de Rankine simple pour l'eau et toluène [3].

6.3. Simple système air-gaz

Il y'a des situations où il est plus économique de coupler à une turbine à gaz et un cycle à air, ABC, pour récupérer l'énergie thermique des gaz d'échappement de la turbine à gaz. Le cycle à air bas fonctionne lui aussi selon le cycle de Brayton. Entre le cycle à air haut et le cycle à air bas il y'a un récupérateur de chaleur qui est un échangeur de chaleur air/air. Le schéma du cycle binaire air/gaz est présenté dans la Figure 6.2. Ce système permet de s'affranchir complètement du système de condensation et de tous les équipements liés au cycle à vapeur (générateur de vapeur à haute pression, turbine à vapeur, condenseur, pompes, tours de refroidissement, etc.). Par conséquent, l'ABC devrait être compact et moins complexe. Par rapport à le cycle à vapeur, l'ABC présente certains avantages: faible coût d'investissement et coût d'exploitation et de maintenance, taille compacte, démarrage et chargement rapides [4].

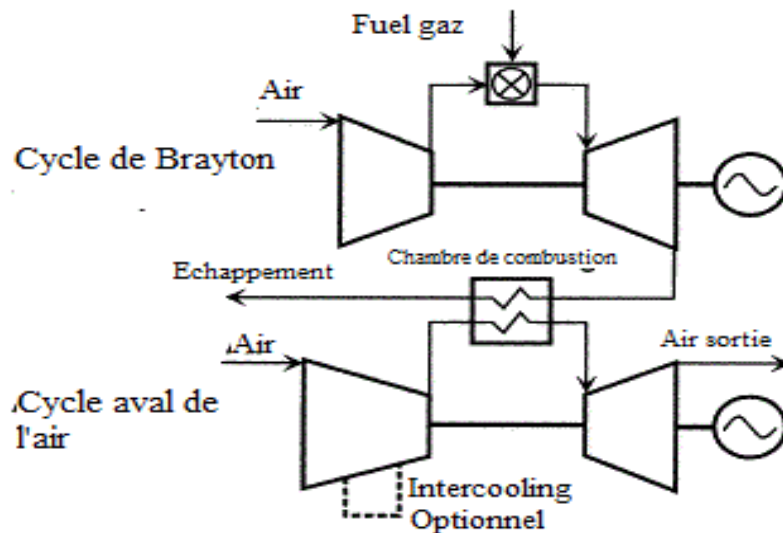


Figure 6.2: Schéma d'un simple système gaz-air.

6.4. Nouveau schéma thermodynamique d'hybridation solaire/gaz de Hassi

R'Mel

Le diagramme fonctionnel de la centrale Hassi R'Mel, sous l'acronyme GT-SBC-CSP, est représenté sur le chapitre 3, la Figure 3.15. Le nouveau schéma thermodynamique d'hybridation sous l'acronyme GT-ABC / ORC-CSP, comme il est montré sur la Figure 6.3, SBC seul modifié par rapport à la disposition utilisée dans la centrale Hassi R'Mel GT-SBC-CSP. En effet, pour les deux configurations, les deux GTs rejettent environ 242 Kg /s de gaz à la température de 750 ° C, et le SSG / SVG fournit environ 50 MW de chaleur à une température de 393 ° C. Cependant, pour le schéma GT-ABC / ORC-CSP, le SBC est

remplacé par un cycle binaire: ABC / ORC. L'ABC comprend un compresseur d'air, une turbine à gaz (GT), un générateur (G). Ce cycle est choisi pour être sans refroidisseur d'air d'admission. L'ORC, utilisant du toluène, comprend deux HRVGs identiques, une turbine, un échangeur de préchauffage (toluène / toluène) et un récupérateur de chaleur air / toluène. Chaque HRVG a un économiseur, un évaporateur avec un tambour et un surchauffeur. L'échangeur de préchauffage est utilisé pour augmenter l'efficacité du cycle en utilisant la chaleur sensible contenue dans le toluène après expansion parce que le toluène est un fluide sec avec une pente positive de la courbe de la vapeur saturée.

L'ABC récupère l'énergie thermique, à travers l'AREC, à partir de 242 kg / s de gaz d'échappement évacués des GTs à 750 ° C. Le cycle binaire ABC/ORC récupère l'énergie thermique de trois flux. En effet, l'ORC récupère un peu de chaleur à travers les HRVG à partir de 240 kg / s d'air à 415 ° C rejeté par l'ABC. Il récupère également de l'énergie thermique à travers le récupérateur de chaleur (REC) à partir de 242 kg / s de gaz d'échappement sortant de l'AREC à 321 ° C. Cette chaleur récupérée est utilisée pour préchauffer le toluène avant d'être envoyé dans le SVG. Grâce au SVG, le toluène récupère de l'énergie à partir de 205 kg / s de HTF à 393 ° C. Le cycle GT- ABC / ORC-CSP rejette dans l'environnement 240 kg / s d'air pur à 128 ° C et 142 kg / s de gaz d'échappement à 129 ° C.

Les deux HRVGs et SVG produisent ensemble 292 kg / s de vapeur de toluène légèrement surchauffée (surchauffée de 2 ° C), à 35,8 bars et à environ 309 ° C, dont 41,5% (121 kg / s) sont produits par les deux HRVGs, et 58,5% (171kg / s) sont produits par le SVG.

En ce qui concerne l'ABC, la température et la pression ambiante sont de 35 ° C et de 0,928 bar, respectivement. Le débit massique de l'air est estimé à 240 kg / s et le rapport de pression optimal dans le compresseur est de 4,8. Le compresseur et la turbine ont des rendements isentropiques de 86% et 88%, respectivement. L'efficacité thermique du récupérateur d'air est de 90%

Dans l'ORC, le rendement isentropique de la turbine est de 90%. L'efficacité thermique de l'échangeur de préchauffage est de 73%, et l'efficacité thermique du récupérateur de chaleur est de 65%. HRVG a une température d'approche de 23 ° C et une température de pincement de 12 ° C.

Compte tenu de la température ambiante à 35 ° C, l'AC fournit du toluène saturé à 0,135 bars et à 52,3 ° C. Le calcul de la capacité thermique de l'aérocondenseur se base les suppositions

que la différence de température initiale T_{ITD} (vapeur-ambiante) est de 17°C et que la différence de température du côté chaud du condenseur ΔT_{out} est de 3°C . Le calcul de la consommation totale de tous les ventilateurs se base sur le fait que pour chaque ventilateur le rendement isentropique est de 0,80, le rapport de pression d'air est de 1,0028 et le rendement mécanique de 0,94.

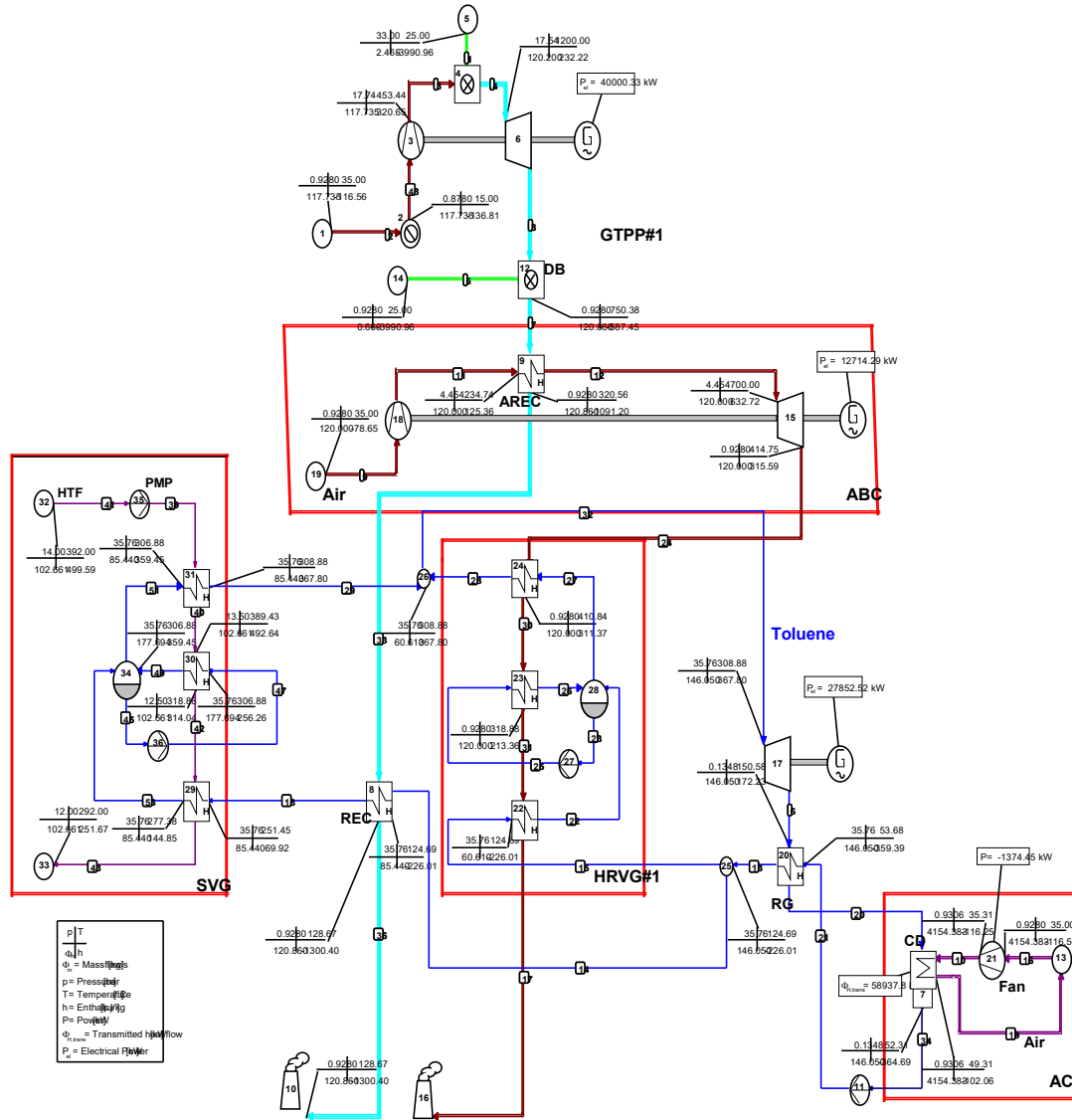


Figure 6.3: Nouveau schéma thermodynamique d'hybridation solaire/gaz de Hassi R'Mel GT-ABC / ORC-CSP.

6.5. Consommation électrique des aérocondenseurs

Comme il est indiqué sur la Figure 6.3, la capacité nominale du cycle GT-ABC / ORC-CSP est de 161,13 MW, avec un rendement thermique d'environ 56%. Le cycle binaire, ABC / ORC, génère au total 81,1 MW. L'ABC génère 25,4 MW (31,32%), et l'ORC génère 55,7 MW (68,68%). La capacité thermique totale des aérocondenseurs est d'environ 117,9 MW et la consommation électrique des ventilateurs est de 2,75 MW. Par rapport au cas de référence existant, le schéma GT-ABC / ORC-CSP, a presque la même capacité nominale avec le même rendement thermique, mais la capacité thermique des aérocondenseurs et la consommation électrique des ventilateurs diminuent d'environ 25%. En effet, une part significative de la capacité nominale du système GT-ABC / ORC-CSP est produite par l'ABC qui ne nécessite pas de processus de condensation. La réduction du transfert de chaleur des aérocondenseurs a un impact non seulement sur la consommation aussi sur la taille de la surface d'échange de chaleur des aérocondenseurs, sur la taille et le nombre des ventilateurs et par conséquent sur le coût d'investissement initial des ACs.

En outre, il y a certains avantages associés au nouveau schéma d'hybridation, GT-ABC / ORC-CSP qui est techniquement moins complexe que le GT-SBC-CSP; il a besoin de moins d'échangeurs de chaleur; il n'y a pas besoin de dégazeur, et pas besoin de préchauffer la boucle.

6.6. Conclusion

Le but de ce chapitre est de faire quelques modifications thermodynamiques sur une centrale ISCC de Hassi R'Mel. Le cycle binaire (ABC / ORC) est proposé à la place du SBC. Les simulations thermodynamiques démontrent que le nouveau schéma d'hybridation solaire / gaz (GT-ABC / ORC-CSP) aux conditions de fonctionnement de design, réduit la quantité de chaleur et la consommation d'énergie électrique des ACs de 25%. D'un autre côté, il y a certains avantages associés à l'application du nouveau schéma d'hybridation (GT-ABC / ORC-CSP). En effet, le schéma GT-SBC-CSP est économiquement et techniquement moins complexe, du fait qu'il a besoin de moins d'échangeurs de chaleur.

Références

- [1] E. Prabhu, "Solar trough organic Rankine electricity system (STORES) Stage 1: Power Plant Optimization and Economics," *NREL/SR-550-39433*, March 2006.
- [2] R. Chacartegui, D. Sánchez, J.M. Muñoz, T. Sánchez, "Alternative ORC bottoming cycles FOR combined cycle power plants," *Applied Energy*, vol. 86, pp. 2162-2170, 2009.
- [3] John P, Keith L and Greg B, "Combined-cycle solarised gas turbine with steam, organic and CO2 bottoming cycles," *Proceedings Solar PACES*, 2010.
- [4] C. Daniel , C. Tadeusz, L. Sebastian, "Selection of Gas Turbine Air Bottoming Cycle for Polish compressor stations," *Journal of Power Technologies*, vol. 93, pp. 67-77, 2013.

7. CONCLUSION GENERALE

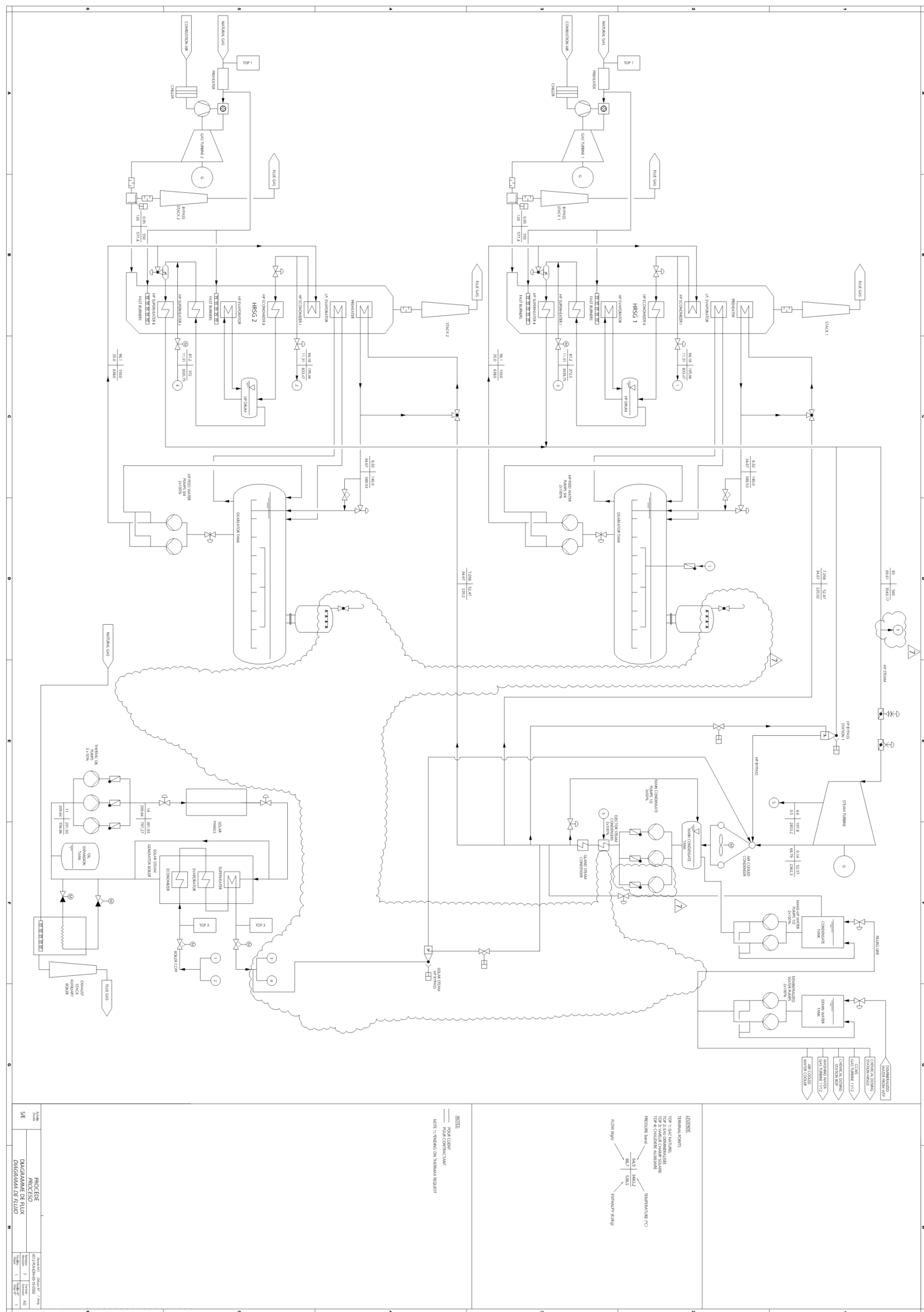
Cette thèse présente une étude détaillée de la centrale de Hassi R'Mel. Cette centrale adopte le schéma thermodynamique '*ISCC*' qui se base sur l'hybridation solaire/gaz pour faire la transition progressive d'électricité à base du gaz naturel à l'électricité solaire.

L'étude se devise en quatre parties. Dans la première partie, les calculs thermodynamiques relatifs au fonctionnement de la centrale aux conditions de design (température d'air 35°C, et $DNI=751W/m^2$) permettent de déterminer tous les paramètres nécessaires (pression, température, débit, ...) pour faire la conception de tous les composants et machines de la centrale. Cette partie d'étude révèle aussi les résultats suivants. La centrale a la capacité nominale brute de 160 MW, où 80 MW sont fournis par les deux turbines à gaz (SGT-800) et 80 MW sont fournis par la turbine à vapeur (SST-900). La part de l'énergie solaire est de 14 % (22 MW). Le rendement thermique de la centrale est de 56%. Le champ solaire, composé de 224 collecteurs cylindro-paraboliques de technologie ET-150, est conçu pour fournir au régime nominal 50 W de chaleur à 393°C au bloc de puissance.

Dans la deuxième partie de l'étude, les calculs thermodynamiques relatifs au fonctionnement en régime dynamique de la centrale de Hassi R'Mel, révèlent les résultats suivants. La centrale de Hassi R'Mel est plus performante en hiver qu'en été. Se basant sur la stratégie '*saving mode*', il y'a une complémentarité entre le champ solaire et les brûleurs auxiliaires intégrés dans les deux chaudières de récupération dans le maintien du fonctionnement de la turbine à vapeur en haute performance. Entre les périodes froides et chaudes, grâce à l'apport d'énergie solaire, l'économie de consommation de gaz naturel peut atteindre 52 tonnes/jour (47%).

Dans la troisième partie de l'étude, les calculs thermiques relatifs au fonctionnement en régime dynamique du receveur solaire de la centrale révèlent les résultats suivants. Le champ solaire ne fonctionne pas complètement pendant les journées d'hiver. Pour les jours d'automne et de printemps, le champ solaire fonctionne presque de la même manière. Il fonctionne 09 heures. Dans les journées d'été, le champ solaire fonctionne 11 heures, avec 5 heures en mode de dé-focalisation.

Dans la quatrième partie, un nouveau schéma d'hybridation thermodynamique proposé dans cette étude permet de réduire de 25% la consommation électrique des aéro-condenseurs.



Titre du mémoire : Modélisation dynamique des centrales thermiques hybrides solaire/gaz.

Option : Physique Energétique et Développement Durable.

Auteur : BENIDIR Abdelaali.

Mots clés : Centrale thermique hybride, Hassi R'Mel, Modélisation et simulation thermodynamique, Régime d'off-design, régime de design.

Adresse : Laboratoire LPEA, Université Batna 1, 05000 Batna, Algérie.

Résumé

L'objet de cette thèse rentre dans le domaine de la thermodynamique appliquée et thermique. Où il est question de traiter avec le design et optimisation des centrales thermiques. Il s'agit dans cette étude de faire l'analyse, l'évaluation, et la proposition de nouvelles solutions par rapport à la centrale solaire de Hassi R'Mel. Dans sa partie thermodynamique, l'étude concerne toute la centrale avec ses composants, à savoir, les deux turbines à gaz, la turbine à vapeur avec ces deux chaudières de récupération et son condenseur à air, et le système solaire intégrant les capteurs cylindro-paraboliques. Cette étude est basée sur la modélisation et simulation thermodynamiques en appliquant le logiciel Cycle-Tempo. Deux régimes de fonctionnement de la centrale sont considérés dans cette étude, le régime nominal ou de design et le régime dynamique ou d'off-design. Les calculs ont permis de déterminer les performances de la centrale au régime nominal, et de tous les paramètres (pression, température, débit, titre,...) nécessaires au dimensionnement de toutes ses machines (compresseur, turbines, pompes, échangeurs, ventilateurs,...). Les calculs relatifs au régime d'off-design ont permis d'analyser le fonctionnement de la centrale de Hassi R'Mel selon les saisons. Par ailleurs, il est proposé dans cette étude un nouveau schéma d'hybridation thermodynamique qui permet de réduire considérablement la consommation électrique au niveau du condenser à air.

Dans sa partie thermique qui concerne que le système solaire, l'étude analyse le fonctionnement en régime dynamique de ce dernier sous les conditions météorologiques du site de Hassi R'Mel. Les calculs thermiques sont basés sur un code de différences finies formulé en régime transitoire.

عنوان الأطروحة : النمذجة الديناميكية لمحطات الطاقة الحرارية الهجينة طاقة شمسية/غاز طبيعي.

الكلمات المفتاحية : محطة الطاقة الحرارية الهجينة، حاسي الرمل، النمذجة والمحاكاة الديناميكية الحرارية، نظام التشغيل في ظروف التصميم، نظام التشغيل في ظروف خارج التصميم.

الملخص :

موضوع هذه الأطروحة هو في مجال الديناميكية الحرارية التطبيقية و المجال الحراري. حيث يتعلق الأمر بالتعامل مع تصميم وتحسين محطات الطاقة الحرارية. تهدف هذه الدراسة إلى تحليل وتقييم واقتراح حلول جديدة فيما يتعلق بمحطة حاسي الرمل للطاقة الكهربائية الهجينة (طاقة شمسية/غاز طبيعي). في الجزء الديناميكية الحرارية، تتعلق الدراسة بالمصنع بأكمله بمكوناته، وهما التوربينات الغازية، التوربينات البخارية مع المبادل الغازي ومكثف الهواء الخاص به، والنظام الشمسي الذي يدمج مركز شمسي قطع مكافئ أسطواني. تعتمد هذه الدراسة على النمذجة الديناميكية الحرارية والمحاكاة من خلال تطبيق معروف في هذا المجال. يتم النظر في اثنين من أنظمة التشغيل للمصنع في هذه الدراسة، نظام التشغيل في ظروف التصميم وخارج ظروف التصميم. تسمح لنا هذه الحسابات من تحديد أداء المصنع في ظروف التصميم. اما الحسابات في ظروف التشغيل خارج التصميم تسمح بتحليل تشغيل مصنع حاسي رمل وفقا لفصلين، فصل الصيف وفصل الشتاء. بالإضافة الى ذلك، نقترح دراسة لمخطط تهجين جديد يقلل بشكل كبير استهلاك الكهرباء لمكثف الهواء. في الجزء الحراري الذي يخص النظام الشمسي فقط، دراسة تشغيل النظام الشمسي في الوضع الديناميكي تحت الظروف المناخية لمنطقة حاسي رمل. الحسابات الحرارية وضعت باستخدام الفروق المنتهية في النظام الغير مستقر.