



RÉPUBLIQUE ALGÉRIENNE DÉMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR
ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITÉ DES FRÈRES MENTOURI - CONSTANTINE

FACULTÉ DES SCIENCES DE LA TECHNOLOGIE
DÉPARTEMENT DE GÉNIE MÉCANIQUE



N° d'ordre : 13/D3C/2017

Série : 01/GM/2017

THÈSE

Présentée pour obtenir le diplôme de Doctorat LMD 3^{ème} cycle

en Génie Mécanique

***Simulation et Modélisation d'Installation de Type
Solaire thermodynamique Hybride***

OPTION : Génie Thermique et Énergétique

Par : *Imad Eddine Meriche*

Soutenue le : 13/03/2017

Devant le jury composé de

Président :	Ali Bouchoucha	Université Constantine-1	Professeur
Rapporteur :	Abdelhadi Beghidja	Université Constantine-1	Professeur
Examineurs :	Nadir Bellel	Université Constantine-1	Professeur
Examineurs :	Hocine Ben Moussa	Université Hadj Lakhder Batna	Professeur
Examineurs :	Nabila Ihaddaden	Université de M'Sila	Maître de conférence-A

:

Remerciements

Avant tout, je remercie Dieu de m'avoir donné le courage et la patience de mener à terme ce modeste travail.

J'adresse mes remerciements à mon encadreur le Professeur Abdelhadi Beghidja pour la direction de cette thèse, ainsi que pour ses orientations et précieux conseils.

Je remercie le président de jury de m'avoir fait l'honneur de présider la présentation de cette thèse.

Je tiens à adresser mes plus sincères reconnaissances aux membres du jury, d'avoir accepté l'analyse et l'évaluation de mon travail.

A tous les enseignants et doctorants travaillant au département de génie mécanique de l'université Mentouri – Constantine -1.

A mes chers et fidèles amis et à tous les gens qui me connaissent.

Dédicaces

Je dédie ce modeste travail à mes chers parents qui m'ont tout donné, qui m'ont encouragé tout le long de mes études et à qui je dois ma réussite.

A mes sœurs et à mes frères qui m'ont tant soutenu.

A tous mes amis qui m'ont beaucoup aidé et encouragé.

*A tous mes collègues et doctorants de l'université de
Constantine 1.*

Sommaire

REMERCIEMENTS

DÉDICACE

SOMMAIRE.....	I
LISTE DES TABLEAUX	II
LISTE DES FIGURES	III
RÉSUMÉ	V
NOMENCLATURE	IV

INTRODUCTION GÉNÉRALE	1
-----------------------------	---

CHAPITRE 1. GISEMENT SOLAIRE

INTRODUCTION	4
I.1. CARACTÉRISTIQUES DU SOLEIL	4
I.2. LE SYSTÈME TERRE-SOLEIL	5
I.3. ÉNERGIE REÇUE PAR UN SITE TERRESTRE	6
I.3.1. Position du soleil par rapport à la terre	6
<i>I.3.1.1. Coordonnées géographiques</i>	6
A- La latitude θ	6
B- La longitude φ	6
C- L'altitude h	7
I.3.2. Trajectoires apparentes du soleil	7
<i>I.3.2.1. Les coordonnées équatoriales</i>	7
A- Déclinaison solaire δ	7
B- Angle horaire ω	7
I.3.3. Le temps solaire	7
<i>I.3.3.1. Temps universel</i>	8
<i>I.3.3.2. Temps solaire local (TSL)</i>	8
<i>I.3.3.3. Temps solaire moyen (TSM)</i>	8
<i>I.3.3.4. Temps solaire vrai (TSV)</i>	8
I.3.4. Coordonnées horizontales	8
<i>I.3.4.1. Azimut (a)</i>	8
<i>I.3.4.2. Angle de la hauteur solaire (γ)</i>	9
<i>I.3.4.3. Distance zénithale (z)</i>	9
I.4. COMPOSANTE DU RAYONNEMENT SOLAIRE	9

I.5. TYPES DE RAYONNEMENTS	10
I.5.1. Rayonnement solaire direct	10
I.5.1.1. Ciel clair	10
I.5.1.2. Ciel quelconque	11
I.5.2. Rayonnement solaire diffus	11
I.5.3. Rayonnement solaire réfléchi	11
I.5.4. Rayonnement solaire global	11
I.5.4.1. Ciel clair (sans nuages)	12
I.5.4.2. Ciel quelconque	12
I.6. GISEMENT SOLAIRE	12
I.6.1. Situation géographique de l'Algérie	12
I.6.2. Gisement solaire en Algérie	13
I.7. RÉGION DE BÉCHAR	14
I.7.1. Situation géographique	14
I.7.2. Température	14
I.7.3. Humidité relative	15
I.7.4. Rayonnement solaire	15
I.7.5. Durée d'ensoleillement	16
I.7.6. Précipitation	16
CONCLUSION	17
RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES	17
CHAPITRE 2. CENTRALES À CONCENTRATION SOLAIRE	
INTRODUCTION	20
II.1. TECHNOLOGIES DES CENTRALES À CONCENTRATION SOLAIRE	20
II.2. CONCENTRATEURS SOLAIRES	21
II.2.1. Concentrateur cylindro-parabolique	21
II.2.2. Concentrateur de Fresnel linéaire	23
II.2.3. Centrale à cheminée solaire	24
II.2.4. Concentrateur parabolique	25
II.2.5. Four solaire	26
II.2.6. Concentrateur Tour solaire	27
II.2.6.1 Le champ d'héliostats	27
II.2.6.2. La tour	29
II.2.6.3. Le récepteur solaire	30
II.3. DIFFÉRENTES TECHNOLOGIES DE CENTRALES À TOUR	30
II.3.1. Systèmes à caloporteur sels fondus	31
II.3.2. Systèmes à vapeur d'eau	32

II.3.3. Systèmes avec circuit à air	33
II.3.3.1. Système avec air à pression atmosphérique	33
II.3.3.2. Système à air pressurisé	33
A. Les récepteurs à air tubulaires	34
B. Le récepteur à air volumétrique (irradiés directement)	34
II.4. INSTALLATIONS TOUR SOLAIRE DANS LE MONDE	35
II.5. INSTALLATION TOUR SOLAIRE HYBRIDE	36
II.5.1. Hybridation parallèle	36
II.5.2. hybridation périodique	37
II.6. COMPOSANTS DE LA TOUR SOLAIRE-TURBINE À GAZ HYBRIDE	38
II.6.1. Turbine à gaz	38
II.6.2. Récepteur volumétrique fermé	39
II.6.3. Récepteur de REFOS	40
II.7. Performances des centrales tours solaires hybrides	41
II.7.1. Comparaison entre les différents types de concentrateur solaire	42
CONCLUSION	42
RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES	43

CHAPITRE 3. ANALYSE THERMODYNAMIQUE

INTRODUCTION	47
III.1. BILAN ÉNERGÉTIQUE	47
III.1.1. Turbine à gaz solaire	47
III.1.1.1. Compresseur	47
III.1.1.2. Concentrateur solaire	48
A. Pertes par l'effet cosinus	48
B. Pertes par l'effet ombrage et blocage	49
C. Pertes par l'effet atmosphérique	49
D. Pertes par l'effet interception	50
III.1.1.3. Récepteur solaire	50
III.1.1.4. Chambres de combustion	51
III.1.1.5. Air de refroidissement	52
III.1.1.6. Turbine	52
III.1.1.7. Échangeur de chaleur (Régénérateur)	52
III.1.1.8. Alternateur	53
III.1.2. Turbine à gaz solaire avec cycle combiné	53
III.1.2.1. Chaudière de récupération	54
III.1.2.2. Pompe	55

<i>III.1.2.3. Turbine de détente</i>	55
<i>III.1.2.4. Condenseur</i>	55
III.2. BILAN EXERGETIQUE	55
III.2.1. Principe	55
III.2.2 Exergie du travail et de la chaleur	55
III.2.3. Destruction d'exergie	56
III.2.4. Formes d'exergie	56
<i>III.2.4.1 Exergie physique</i>	56
<i>III.2.4.2 Exergie chimique</i>	56
III.2.5. Bilan d'exergie	57
III.2.6. Rendement exergetique	57
<i>III.2.6.1. Champs Héliostats</i>	57
<i>III.2.6.2. Récepteur Volumétrique</i>	58
<i>III.2.6.3. Compresseur</i>	58
<i>III.2.6.4. Chambre de combustion</i>	58
<i>III.2.6.5. Turbine</i>	58
<i>III.2.6.6. Échangeur de chaleur</i>	59
<i>III.2.6.7. Cycle Rankine</i>	59
III.3. INFLUENCE DES CONDITIONS EXTERNES SUR LA PERFORMANCE DE LA TURBINE A GAZ SOLAIRE	59
III.3.1. Effet de la température ambiante	60
III.3.2. Effet de la pression atmosphérique	60
III.3.3. Effet d'humidité	61
CONCLUSION	61
RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES	61

CHAPITRE 4. SIMULATION ET VALIDATION NUMÉRIQUE

INTRODUCTION	64
IV.1. PRINCIPES DES SIMULATEURS	64
IV.2. PRÉSENTATION DE TRNSYS	65
IV.3. PRÉSENTATION DE LA BIBLIOTHÈQUE STEC	66
IV.4. SIMULATION DU CONCENTRATEUR SOLAIRE	66
IV.5. PRÉSENTATION DE LA MONTE CARLO	68
IV.5.1. Cas entre deux surfaces	69
IV.5.2. Échantillonnage préférentiel	70
IV.5.3. Formulation intégrale	71
IV.5.4. Algorithme appliqué à une centrale à tour	72

<i>IV.5.4.1. Erreur angulaire</i>	72
A- Les erreurs de pointage	72
B- Les erreurs spéculaires	72
<i>IV.5.4.2. Erreurs optiques</i>	73
A- Ombrage (O)	73
B- Blocage (B)	73
C- Pertes par débordement (P)	73
IV.5.5. Représentation schématique de l'algorithme Monte Carlo	74
IV.5.6. Algorithme de Monte Carlo et la position solaire	75
<i>IV.5.6.1. Optimisation du champ héliostats</i>	75
<i>IV.5.6.2. Codes de calculs du flux solaire</i>	77
IV.5.7. Validation de l'algorithme Monte-Carlo	78
IV.6. SIMULATION NUMÉRIQUE DE LA L'INSTALLATION	79
IV.6.1. Paramètres de l'installation simulée	80
IV.6.2. Validation du modèle numérique de la turbine à gaz	80
IV.6.3. Concentrateur solaire	81
IV.6.4. Performance du capteur solaire	81
IV.6.5. Influence de l'énergie solaire absorbée sur la consommation du gaz naturel de combustion ...	82
IV.6.6. Influence de l'énergie solaire absorbée sur l'énergie utile produite et le débit massique	82
IV.7. MODÉLISATION DE L'INSTALLATION	83
IV.7.1. Performances de l'installation	84
IV.7.2. Interprétation des résultants	87
CONCLUSION	87
RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES	88

CHAPITRE 5. ANALYSE THERMO-ÉCONOMIQUE

INTRODUCTION	91
V.1. DESCRIPTION DU MODÈLE PHYSIQUE	91
V.2. SIMULATION ET PARAMETRES	93
V.3. ANALYSE THERMODYNAMIQUE	94
V.3.1. Influence du DNI sur l'énergie solaire absorbée et sur le gaz de combustion utilisé	94
V.3.2. Profil du générateur à vapeur	94
V.3.3. Performances énergétique	95
<i>V.3.3.1. Champ héliostats</i>	95
<i>V.3.3.2. Installation avec cycle combiné</i>	95
V.3.4. Performances exergetique	96
V.3.5. Performances journalières de l'installation	96
<i>V.3.5.1. Puissances énergétiques quotidiennes</i>	97

V.3.5.2. Efficacités énergétiques et exergetiques quotidiennes	99
V.3.6. Rendements annuel du cycle de puissance	101
V.4. INTERPRÉTATION DES RÉSULTATS DE L'ANALYSE THERMODYNAMIQUE	102
V.5. ANALYSE ÉCONOMIQUE	103
V.5.1. Composantes de base	103
V.5.1.1. Coûts d'investissement	103
V.5.1.2. Dépenses d'exploitation	103
A. La durée de vie des équipements	103
B. Le facteur de charge de l'installation	104
V.5.2. Calcul du prix du kWh (LEC)	104
V.5.2.1. Le champ héliostats	105
V.5.2.2. Tour solaire	106
V.5.2.3. Turbine à gaz	106
A. Compresseur	106
B. Chambre à combustion	106
C. Turbine	107
V.5.2.4. Turbine à vapeur	107
V.5.2.5. Condenseur et système de refroidissement	108
V.5.2.6. Pompes	108
V.6. INTERPRÉTATION DES RÉSULTATS DE L'ANALYSE ÉCONOMIQUE	109
CONCLUSION	109
RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES	110
CONCLUSION GÉNÉRALE	112
ANNEXE 1. Codes de calcul du flux solaire	115
ANNEXE 2. Programme de l'installation avec cycle combiné simulé dans TRNSYS16.....	118

LISTE DES TABLEAUX

Tableau I.1. Ensoleillement reçu en Algérie par régions climatiques.....	14
Tableau II.1. Installations tour solaires construites dans le monde.....	35
Tableau II.2. Avantages et inconvénients des installations à concentrations solaires.....	42
Tableau III.1. Efficacités exergetiques des différents composants de la turbine à vapeur.....	59
Tableau IV.1. Les codes de calcul de flux.....	77
Tableau IV.2. Performances optique du champ héliostats réel et simulé de l’installation PS10.....	79
Tableau IV.3. Paramètres de la turbine à gaz MS5001.....	80
Tableau IV.4. Paramètres du champ solaire.....	81
Tableau V.1. Paramètres de l’installation.....	92
Tableau V.2. Efficacité du champ solaire.....	95
Tableau V.3. Efficacités énergétiques de l’installation.....	95
Tableau V.4. Coût de production moyen d’installations produisant de l’électricité.....	105
Tableau V.5. Charge de composants de la centrale.....	108
Tableau V.6. Coût de production électrique de la centrale.....	109

LISTES DES FIGURES

Figure I.1. Le soleil vu par la terre	5
Figure I.2. Mouvement du globe terre par rapport au soleil	6
Figure I.3. Les coordonnées horizontales du soleil	9
Figure I.4. Répartition du rayonnement solaire	9
Figure I.5. Rayonnement solaire reçu par une surface au sol	10
Figure I.6. Rayonnement solaire annuel dans le monde	12
Figure I.7. Gisement solaire en Algérie.....	13
Figure I.8. Situation géographique de la région de Béchar	14
Figure I.9. Variation des Températures de l'air extérieur	15
Figure I.10. Humidité moyenne enregistrée à Béchar	15
Figure I.11. Rayonnement global mensuel à Béchar	16
Figure I.12. Heures d'ensoleillement enregistré à Béchar	16
Figure I.13. Précipitation moyenne enregistrée à Béchar	17
Figure II.1. Principe de fonctionnement d'une installation à concentration solaire	21
Figure II.2. Cycle de puissance d'une installation cylindro-parabolique	22
Figure II.3. Champ de collecteurs cylindro-paraboliques	22
Figure II.4. Tube récepteur du collecteur cylindro-parabolique	22
Figure II.5. Concentrateur solaire de Fresnel linéaire	24
Figure II.6. Configuration de la cheminée solaire	25
Figure II.7. Concentrateurs solaires paraboliques	26
Figure II.8. Structure d'un four solaire	27
Figure II.9. Centrale tour solaire	27
Figure II.10. Composants d'un héliostat	28
Figure II.11. Champ héliostats nord	29
Figure II.12. Champ héliostats circulaire	29
Figure II.13. Schéma d'un champ multi tours	30
Figure II.14. Schéma du récepteur de la tour solaire	30
Figure II.15. Installation tour solaire avec caloporteur sels fondus	31
Figure II.16. Centrale à tour solaire avec Systèmes à vapeur d'eau	32
Figure II.16. Centrale à tour solaire avec Systèmes à vapeur d'eau	33
Figure II.18. Schéma du récepteur à air pressurisé tubulaire et volumétrique	34
Figure II.19. Schéma de principe du récepteur à grille	35
Figure II.20. Système d'hybridation parallèle	37
Figure II.21. Système d'hybridation périodique	37

Figure II.22. Installation tour solaire-turbine à gaz hybride	38
Figure II.23. Configuration d'une turbine à gaz	39
Figure II.24. Structure portant un ensemble de récepteur volumétrique SOLGATE	40
Figure II.25. Récepteur volumétrique de type REFOS	40
Figure II.26. Schéma de l'installation utilisant un récepteur de type REFOS	41
Figure.III.1. Installation solaire turbine à gaz	47
Figure III.2. Angles et position de l'héliostat par rapport au récepteur	48
Figure III.3. Pertes par effet ombrage	49
Figure III.4. Pertes par effet blocage	49
Figure III.5. Effet interception entre un héliostat et le récepteur	50
Figure III.6. configuration de la chambre à combustion	51
Figure III.7. Installation tour solaire à air pressurisé avec cycle combiné	53
Figure III.8. Schéma T-S de la turbine à gaz solaire avec cycle à vapeur combiné	54
Figure III.9. Configuration de la chaudière de récupération	54
Figure III.10. Bilan d'exergie d'un système ouvert	57
Figure III.11. Exergies échangés dans un échangeur de chaleur	59
Figure III.12. Influence de la température ambiante sur les performances d'une turbine à gaz	60
Figure III.13. Effet de la l'altitude sur les performances de TAG	60
Figure III.14. Effet de l'humidité sur les performances de TAG	61
Figure IV.1. Interface simulation du logiciel TRNSYS 16	65
Figure IV.2. Structure des composants des bibliothèques STEC	66
Figure IV.3. Schéma du champ solaire	67
Figure IV.4. Calcul de l'aire d'une surface quelconque par la méthode de Monte Carlo	68
Figure IV.5. Facteur de forme F12 entre deux surfaces S1 et S2	72
Figure IV.6. Représentation schématique des phénomènes de pertes optiques	73
Figure IV.7. Organigramme de la méthode Monté Carlo	74
Figure IV.8. Schéma d'implantation du champ d'héliostats pour un blocage nul	76
Figure IV.9. Schéma d'implantation du champ d'héliostats selon l'agencement radial étagé	76
Figure IV.10. Emplacement du champ héliostats de l'installation PS10	78
Figure IV.11. Carte de flux solaire simulée reçut par le récepteur de la centrale PS10 (21 Mars à midi)	79
Figure IV.12. Schéma de l'installation sur TRNSYS 16	80
Figure IV.13. Validation du modèle numérique de la turbine à gaz MS 5001	81
Figure IV.14. Variation de la température sortie du capteur en fonction de l'énergie solaire absorbé.....	82
Figure IV.15. Consommation du gaz naturel en fonction de la température sortie du capteur solaire	82

Figure IV.16. Variation de la puissance et du débit massique en fonction de la température T_3	83
Figure IV.17. Centrale solaire-turbine à gaz avec régénération	83
Figure IV.18. Cycle thermodynamique (T-S) correspondant à l'installation	84
Figure IV.19. Variation d'irradiation solaires, de température et de vent dans Béchar (22 Juin)	84
Figure IV.20. Variation d'irradiation solaire, de température et de vent dans Béchar (22 Décembre)	85
Figure IV.21. Évolution temporelle des puissances de l'installation sans régénération (22 juin)	85
Figure IV.22. Évolution temporelle des puissances de l'installation avec régénération (22 Juin).....	86
Figure IV.23. Évolution temporelle des puissances de l'installation sans régénération (21 Décembre)	86
Figure IV.24. Évolution temporelle des puissances de l'installation avec régénération (21 Décembre).....	87
Figure V.1. Installation solaire turbine à gaz avec cycle combiné	91
Figure V.2. Diagramme (T-S) du cycle turbine à gaz	92
Figure V.3. Diagramme (T-S) du cycle vapeur combinée	93
Figure V.4. Schéma de l'installation combiné simulé dans TRNSYS 16	93
Figure V.5. Variation de puissance solaire absorbée et le débit massique fuel consommé par apport à la variation du DNI	94
Figure V.6. Profil du générateur à vapeur combinée	94
Figure V.7. Positionnement du champ héliostats (projet solgate PGT10)	95
Figure V.8. Efficacités exergetiques de la centrale solaire avec cycle combiné	96
Figure V.9. Variation d'irradiation solaire, de température et de vent dans Béchar 21 Mars 2010	97
Figure V.10. Variation d'irradiation solaire, de température et de vent dans Béchar 22 Juin 2010.....	97
Figure V.11. Variation d'irradiation solaire, de température et de vent dans Béchar 23 Septembre 2010	97
Figure V.12. Variation d'irradiation solaire, de température et de vent dans Béchar 21 Décembre 2010	97
Figure V.13. Évolution des puissances temporelles de l'installation 21 Mars	98
Figure V.14. Évolution des puissances temporelles de l'installation 22 Juin	98
Figure V.15. Évolution des puissances temporelles de l'installation 23 Septembre	98
Figure V.16. Évolution des puissances temporelles de l'installation 21 Décembre	99
Figure V.17. Évolution temporelles des efficacités énergétiques pour l'installation tour solaire avec cycle turbine à gaz	99
Figure V.18. Évolution temporelle des efficacités exergetiques pour l'installation tour solaire avec cycle turbine à gaz	100

Figure V.19. Évolution temporelle des efficacités énergétiques pour l'installation tour solaire- turbine à gaz avec cycle vapeur combiné	100
Figure V.20. Évolution temporelle des efficacités exergetiques pour l'installation tour solaire-turbine à gaz avec cycle vapeur combiné	101
Figure V.21. Évolution horaire du rendement énergétique de la centrale	101
Figure V.22. Évolution horaire du rendement exergetique de la centrale	102

Abstract

The combination of the solar energy with a high fuel conversion cycle is one of the major advantages of hybrid concentrating solar systems compared to other solar power plants.

This thesis seeks the design and the development of a thermodynamic model of the innovative concept of a solar gas turbine tower power plant using a closed volumetric receiver with an electric capacity equal to 11.5MWe, then we assess the potential to improve the performances of the installation by adding a combined steam cycle with electrical production equal to 3.5 MWe.

The Simulation and modelling study of the installation will be done initially by calculating the matrix of effectiveness of the solar fields' (Monte Carlo method), then we proceed to the numerical simulation of the different components of the installation by the TRNSYS 16 software.

The main objective of the present study is to prove the advantage of adding a combined steam cycle in the solar gas turbine systems by an energetic and exergetic analysis for the climatic conditions of Béchar area, and assess the economic feasibility of the installation by the estimation of the Levelized electric cost (LEC).

Keywords:

Numerical Simulation and Modelling, Solar-Gas Turbine Tower, Combined Steam Cycle, volumetric receiver, Energetic and Exergetic Analyses, economic analyses, LEC.

Résumé

La combinaison de l'énergie solaire avec un appoint de chaleur par combustion présente l'un des principaux avantages des systèmes à concentration solaire hybride par rapport aux autres centrales solaires.

Cette thèse vise à concevoir et à développer un modèle thermodynamique du concept innovant de la centrale tour solaire -turbine à gaz qui emploie un récepteur volumétrique fermé et d'une capacité électrique égale à 11.5MWe, puis nous évaluons le potentiel après amélioration des performances de cette l'installation par l'ajout d'un cycle de vapeur combiné avec une puissance électrique égale à 3,5 MW.

L'étude de simulation et modélisation de l'installation se fera tout d'abord par un calcul de la matrice d'efficacité (Monte méthode Carlo) du champ solaire, puis on procédera à la simulation numérique par le logiciel TRNSYS16 et sa bibliothèque STEC 3.0 des différents composants de l'installation.

L'objectif principal de cette étude se présente par une analyse thermodynamique et économique qui permet d'évaluer la faisabilité de l'installation dans les conditions climatiques de la région de Béchar situé dans le sud Algérien, et d'estimer le coût électrique moyen LEC.

Mots clés :

Modélisation Et Simulation Numérique, Tour Solaire-Turbine à Gaz, Cycle Rankine Combiné, Récepteur Volumétrique à Air Pressurisé, Analyse Énergétique et Exergétique, Analyse Économique, LEC.

ملخص

المزج بين الطاقة الشمسية مع الطاقة الحرارية عن طريق احتراق الوقود يقدم واحدة من افضل مزايا محطات تركيز الطاقة الشمسية الهجينة مقارنة مع محطات الطاقة الشمسية الأخرى.

تعرض هذه الأطروحة دراسة و محاكاة رقمية لنموذج محطة كهربائية شمسية هجينة , تعمل بتكنولوجيا تربين غازي مدمج مع برج يحوي داخله مستقبل شمسي مغلق يمتص الطاقة الشمسية المركزة من حقل مرايا عاكسة .

المحطة التي قمنا بدراستها ذات سعة طاغوية تقدر ب 11.5 ميغاوات , كما قمنا بدراسة رفع هذه السعة بإضافة تربين يعمل بواسطة بخار الماء بسعة طاغوية تساوي 3.5 ميغاوات.

المحاكاة الرقمية كانت علي مرحلتين , أولا قمنا ببرمجة مصفوفة رقمية تعمل علي المبدأ الحسابي لطريقة «مونتني كارلو» لحساب الكفاءة المقدرة لحقل المرايا العاكسة. ثم شرعنا في محاكاة مختلف أجزاء المحطة الشمسية الهجينة وذلك بواسطة برنامج المحاكاة الرقمي TRNSYS 16 مضاف إليه مكتبته الرقمية STEC .

الهدف الرئيسي لدراستنا هو تقديم نموذج رقمي لمحطة شمسية هجينة تعمل بواسطة توربين غازي مدمج لها تربين بخاري مع دراسة خصائصها الترموديناميكية والاقتصادية , وتقييم أداءها و كفاءتها الطاغوية في الظروف المناخية لمنطقة بشار التي تتواجد في الجنوب الجزائري.

الكلمات المفتاحية : محطة كهربائية بتربين غازي شمسي , ممتص شمسي حتمي , تربين بخاري مدمج , دراسة ترموديناميكية , دراسة اقتصادية .

NOMENCLATURE

SYMBOLES

C_p	Chaleur spécifique	[J/kg.K]
d	Diamètre	[m]
F	Facteur de forme	[-]
g	Accélération gravitationnelle	[m/s ²]
L	Longueur	[m]
m	Masse	[kg]
\dot{m}_a	Débit massique de l'air	[kg/heure]
\dot{m}_g	débit massique des gaz brûlés	[Kg/heure]
p	Pression	[bar]
P	Puissance	[W]
A_r	Surface de récepteur	[m ²]
t	Temps	seconde
T	Température	[°C] , [K]
PCI	Pouvoir calorifique inférieur du gaz naturel	[KJ/Kg]
h_{cv}	Coefficient de transfert de chaleur	[W/m ² K]
I_{lh}	Rayonnement direct sur un plan horizontale	[W/m ²]
D_h	Rayonnement solaire diffus	[W/m ²]
G_{lh}	Rayonnement solaire global.	[W/m ²]
s	Écart-type	[-]
Q_r, P_{th}	Puissance solaire absorbée par le récepteur	[MWatt]
Q_p	Pertes thermiques	[Mwatt]
S_c	surface du champ héliostats	[m ²]
T_r	La température dans le réceptrice	[°C]
P_X, P_Y	Fonction densité de probabilité	[-]
\dot{W}_{GT}	Travail produit par la turbine à gaz	[Watt]
W_C	Puissance utilisé par le compresseur	[Watt]
P_{sol}	Puissance du champ solaire	[Watt]
P_{GT}	Puissance de la turbine à gaz	[Watt]
P_{el}	Puissance électrique	[Watt électrique]
P_{fuel}	Puissance du gaz combustible	[Watt]
$P_{\Omega}(\omega)$	Échantillonnage lambertien de la direction d'émission	[-]
$Ex_{rec,loss}$	Perte d'exergie dans le récepteur	[Watt]
IR_{rec}	Puissance irréversibilité dans le récepteur solaire	[Watt]

$\dot{E}x_{D,GT}$	Destruction exergie dans le cycle de turbine à gaz solaire	[Watt]
$E_{x_{D,Ran}}$	Destruction exergie dans le cycle de turbine à vapeur	[Watt]
LEC	Coût moyen actualisé électrique	[USD / MWe]

LETTRES GRECQUES

v	Vitesse	[m/s]
ε	Émissivité	[-]
η	Rendement	[-]
θ	Angle	[°]
λ	Conductivité thermique	[W/m.K]
ν	Viscosité cinématique	[m ² /s]
ρ	Masse volumique	[kg/m ³]
ΔT	Différence de température	[°C], [K]
σ	Ecart-type	[-]
η_{tv}	Efficacité de la turbine à vapeur	[%]
λ	La longitude	[°]
σ	Constante de Stefan Boltzmann	$5,670 \times 10^{-8} \text{W/m}^2 \cdot \text{K}^4$
ε	émissivité de l'absorbeur	[Rad]
$\eta_{ex D,GT}$	Efficacité de destruction exergie dans la TAG solaire	[%]
$\eta_{ex D,rec}$	Efficacité de destruction exergie récepteur	[%]
$\eta_{ex D,Ran}$	Efficacité de la destruction exergie dans le cycle vapeur	[%]

ABREVIATIONS

Comb : chambre de combustion

Cond : Condensateur

ful : Combustible gazeux

g : Gaz

TAG , GT : turbine à gaz

SC: Cycle de vapeur

0 : Conditions ambiantes

rec : Récepteur

Pdf : Fonctions densités de probabilité

F12 : Facteur de forme

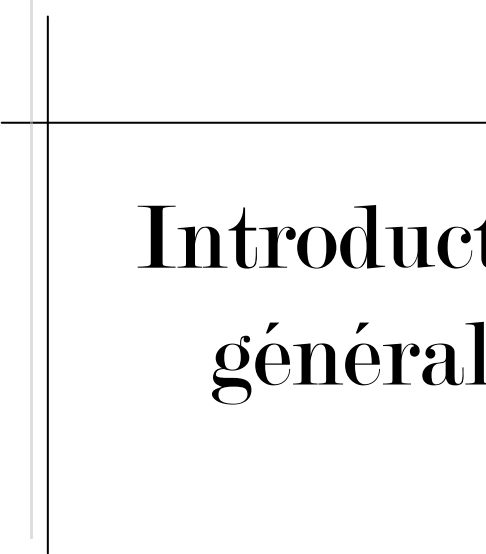
HRSG : Chaudière à vapeur par récupération des gaz d'échappement

DNI : Irradiation normal Direct

USD : Dollar américain

sol : Solaire

th : Thermique



Introduction générale

INTRODUCTION GÉNÉRALE

La consommation énergétique a augmenté ces dernières années avec la croissance rapide dans les secteurs résidentiel, commercial et industriel. Pour le moment la demande énergétique en Algérie est assurée par les grands gisements de pétrole et surtout de gaz. Les problèmes engendrés par l'utilisation des énergies fossiles sont bien connus: pollution de l'air, effet de serre. Face à cela, il est possible que dans certains cas précis d'autres sources d'énergie renouvelables comme l'énergie solaire, éolienne et géothermique soient plus pratiques.

Ces énergies renouvelables ont connu une première phase de développement à l'occasion des chocs pétroliers de 1973 et 1978, puis une période de repli après le contre-chocs de 1986, avant de retrouver un second souffle en 1998 à la suite de la signature du protocole de Kyoto qui prévoit notamment une baisse de 5.2% des émissions de gaz à effet de serre pour les grands pays pollueurs sur la période 2002-2012 .

L'Algérie produit 95% de son électricité à partir du gaz naturel, et afin de réduire cette dépendance, elle a établi un programme de développement d'énergies renouvelables notamment celles des installations solaires.

Dans ce contexte, ce travail de thèse constitue une mise à jour des connaissances sur les technologies solaires concentrées pour la production d'électricité.

OBJECTIF DE LA THÈSE

Notre objectif dans ce travail est d'étudier le comportement et le contrôle thermique d'une centrale solaire hybride avec un cycle turbine à gaz comme cycle de puissance combiné à un cycle à vapeur par une analyse et une optimisation thermo-économique.

Ce travail se fait par une simulation numérique par le logiciel TRNSYS 16 avec sa bibliothèque STEC.

Dans notre étude nous nous sommes basés sur plusieurs travaux scientifiques, dont ceux de : Robert Pitz-Paal [1] et Peter Schwarzbözl [2] afin d'analyser les performances optiques du champ héliostats et du récepteur volumétrique.

Aussi parmi les travaux de référence on cite les travaux réalisés par : Manuel Romero [3], Pierre Garcia [4], et James Spelling [5] qui ont porté sur l'analyse des performances techno-économiques d'une centrale à tour solaire hybride.

Les résultats escomptés en étaient, d'une part l'évaluation des performances techniques et économiques de l'installation, et d'autre part la mise au point des performances pour les conditions météorologiques du sud Algérien.

Dans cette thèse, nous avons suivi le plan de travail suivant :

- Le premier chapitre sera consacré à la présentation du gisement solaire et son potentiel pour la région de Béchar au sud algérien.

- Dans le second chapitre, nous présenterons les technologies de la concentration solaire, en donnant un aperçu général sur les concentrateurs solaires (Collecteurs : cylindro-paraboliques, Fresnel, parabolique-Stirling, cheminé solaire et tour solaire), en mettant l'accent sur le fonctionnement du concentrateur de la tour solaire avec cycle turbine à gaz hybride, objet de cette thèse.
- Dans le troisième chapitre, nous exposerons l'analyse thermodynamique (énergétique et exergetique) de l'installation complète (champ solaire, récepteur volumétrique, cycle turbine à gaz et cycle à vapeur) tout en donnant un aperçu de l'impact des conditions météorologiques sur les performances de l'installation.
- Au quatrième chapitre nous présenterons le logiciel de simulation TRNSYS 16 avec sa bibliothèque STEC (Solar Thermal Electric Component), ce dernier va nous offrir la possibilité de simuler l'installation solaire hybride ; ensuite un aperçu sera donné sur la méthode Monte Carlo et son application pour le calcul des performances optiques du champ héliostats.
Pour valider le code MATLAB incluant la méthode Monte Carlo, nous l'avons appliqué sur un modèle numérique d'une tour solaire-turbine à gaz (MS5001R).
- Le cinquième et dernier chapitre sera consacré à une analyse thermodynamique de l'installation sélectionnée (turbine à gaz avec cycle à vapeur combinée d'une puissance de 15 MWe [5]), ses performances aux conditions climatiques de la région de béchar, suivi d'une analyse économique afin de calculer le coût du kWh électrique annuel de l'installation.

RÉFÉRENCES

- [1] Robert Pitz-Paal, Nicolas Bayer Botero, Aldo Steinfeld. "Heliostat field layout optimization for high-temperature solar thermochemical processing". *Solar Energy* vol.85, pp.334–343, 2011.
- [2] Peter Schwarzbözl, M .Schmitz, R .Pitz-Paal, R. Buck. "Analysis of solar gas turbine systems with pressurized air receivers (REFOS) ", 11th International symposium on concentrated solar power and chemical energy technologies. Zürich, Switzerland, September 4-6, 2002.
- [3] Manuel Romero and Reiner Buck, "An update on solar central receiver systems, projects, and technologies", ASME Solar Energy Division, pp 98-108. Vol 124, 2002.
- [4] Pierre Garcia. "Outils d'évaluation technico-économique et d'aide à la conception des centrales solaires thermodynamiques du futur". PhD thesis, Université de Perpignan, 2007.
- [5] James Spelling, "Thermo-economic optimisation of solar tower thermal power plants", Ecole polytechnique fédérale de Lausanne, Master Thesis 2009.

Chapitre. I

**Gisement
solaire**

INTRODUCTION

Les formes d'énergies exploitables de nos jours sont répertoriées en deux grandes catégories : les énergies fossiles et nucléaires et les énergies renouvelables.

Les énergies fossiles (le pétrole, le gaz naturel, et le charbon) et nucléaires sont des énergies non renouvelables qui se sont accumulées dans l'écorce terrestre au cours des ères géologiques, du fait de processus biologiques ou physico-chimiques [1.1].

Les énergies renouvelables, comme leur nom l'indique sont des sources d'énergies inépuisables offertes par la nature : énergie solaire, éolienne, géothermique et marémotrice.

L'énergie solaire est la plus dominante de toutes les énergies renouvelables car la terre reçoit en permanence du soleil (environ 173 millions de gigawatt) [1.2].

L'énergie solaire peut être exploitée par divers procédés : le procédé de conversion photovoltaïque-électrique, les techniques de chauffage de l'habitat par rayonnement solaire, les procédés utilisant les réactions thermochimiques et la conversion thermodynamique par collecteur solaire.

I.1. CARACTÉRISTIQUES DU SOLEIL

Le soleil est la seule étoile du système solaire la plus proche de la terre, sa lumière met environ 8 minutes à nous atteindre [1.3].

Le soleil est de forme pseudo-sphérique comparable à une immense boule de gaz très chaud qui se compose de 80% d'hydrogène et de 19% d'hélium, le 1% restant étant un mélange de plus de 100 éléments, soit pratiquement tous les éléments chimiques connus sur terre [1.1], [1.4], figure I.1.

Bien que le soleil soit une étoile de taille moyenne, il représente à lui seul 99% de la masse du système solaire.

Le soleil n'est pas une sphère homogène, il est constitué de :

➤ Le noyau contient 40% de la masse du soleil, c'est là où se crée 90% de son énergie sous forme de rayons gamma et X, sa zone s'étend sur une épaisseur de 25.10^4 km, avec les caractéristiques suivantes :

- Une température de 15.10^6 °C.

- Une densité de 1015 kg/m^3 .

- Une pression de 109 ATM.

➤ La zone radiative où la chaleur produite se propage par diffusion ; elle présente les propriétés suivantes :

- Une température variant de 5.10^5 °C à 10^7 °C.

- Une épaisseur de 244160 km.

➤ La zone de convection où la chaleur produite se propage par convection turbulente présente les propriétés suivantes :

- Une température entre 6400 °C à 5.10^5 °C.

- Une épaisseur de 500 km.

➤ La photosphère est une couche opaque, les gaz qui la constituent sont fortement ionisés et capables d'absorber et d'émettre un spectre continu de radiations ; elle émet 99% du rayonnement visible et présente les caractéristiques suivantes :

- Une température de 4500 °C à 6400 °C.

- Une épaisseur de 500 km.

➤ La chromosphère, qui présente les caractéristiques suivantes:

- Une température de 4200 °C à 10⁴ °C.

- Une épaisseur de 2000 km.

➤ La couronne est la dernière couche du soleil, caractérisée par :

- Une limitation indéterminée.

- Une température située entre 10⁶ °C et 2.10⁶°C.

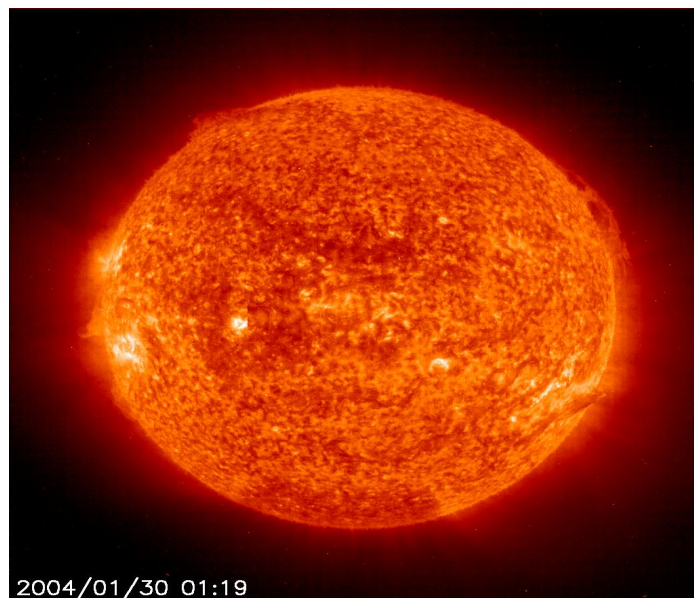


Figure I.1. Le soleil vu par la terre [1.3]

I.2. LE SYSTÈME TERRE-SOLEIL

La terre décrit autour du soleil une trajectoire quasi circulaire, appelée plan de l'écliptique, avec une distance moyenne de 149.6 millions de km, et sur une période de 365,25 jours [1.3].

La terre tourne sur elle-même avec une période de 24h, son axe de rotation (axe des pôles) est incliné par rapport au plan de l'écliptique de 23° 27' (- 23°27' au solstice d'hiver, + 23°27' au solstice d'été) et nulle aux équinoxes.

Au solstice d'hiver (21décembre) la terre est la plus proche du soleil, et au solstice d'été (22juin) elle en est la plus éloignée [1.4], figure I.2.

La valeur de la déclinaison δ pour les jours de l'année est calculée comme suit:

$$\sin(\delta) = 0,4.\sin(t) \quad (I-1)$$

t : désigne la coordonnée angulaire de la terre en prenant l'équinoxe de printemps pour origine.

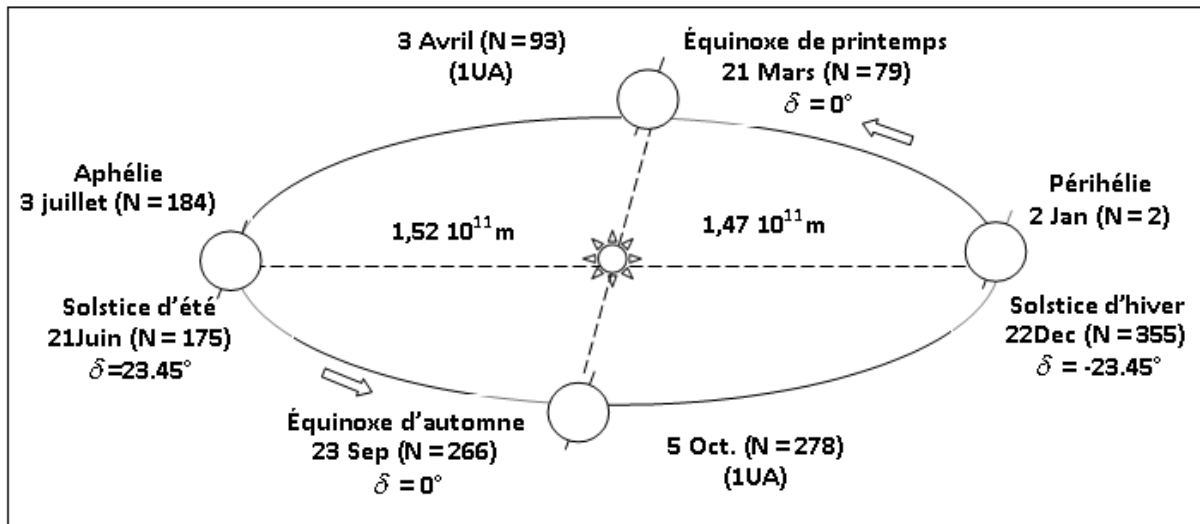


Figure I.2. Mouvement du globe terre par rapport au soleil [1.4]

Le soleil décharge continuellement une énorme quantité d'énergie radiante dont la terre intercepte une toute petite partie.

Une moyenne de 1367 watts atteint chaque mètre carré du bord externe de l'atmosphère terrestre (pour une distance moyenne Terre-soleil de 150 Millions de km) [1.4].

La part d'énergie solaire reçue sur la surface de la terre dépend de l'épaisseur de l'atmosphère à traverser.

I.3. ÉNERGIE REÇUE PAR UN SITE TERRESTRE

Pour connaître l'énergie reçue par un site donné, il est nécessaire de repérer l'emplacement de ce dernier sur la surface terrestre, et de connaître la position, la trajectoire et le mouvement de la terre autour du soleil.

I.3.1. Position du soleil par rapport à la terre

La position du soleil dans la voûte céleste peut être déterminée en fonction de la position de l'observateur sur terre (coordonnées géographiques) et au temps local [1.3], [1.5].

I.3.1.1. Coordonnées géographiques

A- La latitude (θ)

La valeur θ représente l'angle fait par la verticale du lieu (site) avec le plan équatorial, ainsi si le site est situé dans l'hémisphère nord la valeur $\theta > 0$, et lorsque le site est dans l'hémisphère sud $\theta < 0$.

B- La longitude (φ)

La valeur φ représente l'angle formé entre le méridien origine (Greenwich en Angleterre) et le méridien du site considéré.

La longitude φ est comprise entre -180 (vers l'ouest) et +180 (vers l'est), et puisque la terre met 24 heures pour faire un tour sur elle même (360°) on déduit que chaque heure représente 15° d'écart de longitude.

C- L'altitude (h)

C'est la valeur verticale exprimée en mètres entre le site considéré et le niveau de la mer (pris comme surface de référence).

I.3.2. Trajectoires apparentes du soleil

La position du soleil dans la voûte céleste est repérée à tout instant de la journée par les coordonnées équatoriales et horizontales.

I.3.2.1. Les coordonnées équatoriales

Les coordonnées équatoriales représentent la position du soleil par rapport à l'heure de l'observation, elles sont exprimées par les deux angles suivants [1.3], [1.5] :

A- Déclinaison solaire (δ)

C'est l'angle que fait la direction du soleil avec le plan équatorial. Elle varie au cours de l'année, passant par un maximum de $23^{\circ}27'$ au solstice d'été, un minimum de $-23^{\circ}27'$ au solstice d'hiver et devient nulle aux équinoxes de printemps et d'automne.

Au jour J de l'année, compté depuis le premier janvier, la déclinaison δ peut être calculée à l'aide de la formule de type sinusoïdale suivante [1.2] :

$$\delta = 23,45^{\circ} \cdot [\sin \frac{360}{365} (J+ 284)] \quad (\text{I-2})$$

Où : δ est exprimé en degrés

$$\sin(\delta) = 0,4 \cdot [\sin \frac{360}{365} (J-80)] \quad (\text{I-3})$$

B- Angle horaire (ω)

L'angle horaire (ω) mesure le mouvement du soleil à l'instant où le soleil passe au plan méridien du lieu zénith.

Donc la valeur $\omega = 0^{\circ}$ lorsque le soleil passe au plan méridien d'un lieu: il est alors midi vrai au soleil. L'intervalle de temps entre deux passages successifs du soleil au méridien étant de 24 heures, l'angle horaire ω au temps solaire vrai TSV est exprimé en degré comme suit [1.2]:

$$\omega = 15(\text{TSV}-12) \quad (\text{I-4})$$

TSV : est le temps solaire vrai

I.3.3. Le temps solaire

La terre a deux types de rotation, une rotation sur l'axe des pôles et l'autre autour du soleil :

- La rotation de la terre sur elle-même définit la notion de journée solaire, une rotation complète en 24 heures et chaque heure correspond à un écart angulaire de 15° .
- La rotation de la terre autour du soleil définit les quatre saisons et amène à distinguer le temps solaire vrai [1.6].

1.3.3.1. Temps universel

C'est le temps moyen du méridien de Greenwich (méridien origine)

$$TU = TSM - \frac{\varphi}{15} \quad (I-5)$$

Où : φ est la longitude

$\varphi > 0$, pour les villes situées à l'Est de Greenwich.

$\varphi < 0$, pour les villes situées à Ouest de Greenwich.

Pour le méridien de Greenwich :

$$TU = TSM \quad (I-6)$$

1.3.3.2. Temps solaire local (TSL)

La différence entre temps solaire local et temps universel est appelée correction de longitude. Pour calculer le temps local (TSL) du site, il convient d'ajouter au temps universel la valeur du décalage horaire :

$$TSL = TU + \text{décalage} \quad (I-7)$$

1.3.3.3. Temps solaire moyen (TSM)

Il est défini par le temps universel et la longitude du site, exprimé en heures comme suit :

$$TSM = TU + \frac{\varphi}{15} \quad (I-8)$$

1.3.3.4. Temps solaire vrai (TSV)

C'est le temps solaire local corrigé de l'équation du temps, donnée astronomique universelle liée à l'excentricité de l'orbite de la terre autour du soleil :

$$TSV = TSL + \Delta t \quad (I-9)$$

Pour un lieu de longitude (λ), il existe une correspondance directe entre l'angle horaire AH , le temps solaire vrai TSV , le temps solaire local TSL et le temps universel TU .

$$AH = 15(TSV - 12) \quad (I-10)$$

$$TSL = TU + \frac{\varphi}{15} \quad (I-11)$$

$$TSL = 15 \cdot (TU + \frac{\varphi}{15} + \Delta t - 12) \quad (I-12)$$

1.3.4. Coordonnées horizontales

Les coordonnées horizontales du soleil (figure 3) sont présentées par les grandeurs suivantes [1.2], [1.6].

1.3.4.1. Azimut (a)

L'azimut est l'angle entre le plan vertical contenant le rayon solaire et la direction sud avec une valeur entre 0° à 360° dans le sens rétrograde. La valeur de l'azimut est donné par :

$$\cos(a) = \frac{\sin \gamma \cdot \sin \theta - \sin \delta}{\cos \gamma \cdot \cos \theta} \quad (I - 13)$$

I.3.4.2. Angle de la hauteur solaire (γ)

C'est l'angle compris entre la direction du soleil et le plan horizontal, la valeur γ varie de 0° à $+90^\circ$ vers le zénith et 0° vers -90° vers le nadir. L'expression de l'angle de la hauteur solaire est :

$$\sin \gamma = \sin \theta \sin \delta + \cos \theta \cos \delta \cos \omega \quad (I-14)$$

I.3.4.3. Distance zénithale (z)

C'est l'angle entre la direction du soleil et la verticale du site (zénith), figure I.3. La valeur de l'angle z est donnée par :

$$\cos z = \sin \delta \cdot \sin \theta + \cos \delta \cdot \cos \theta \cdot \cos \omega \quad (I-15)$$

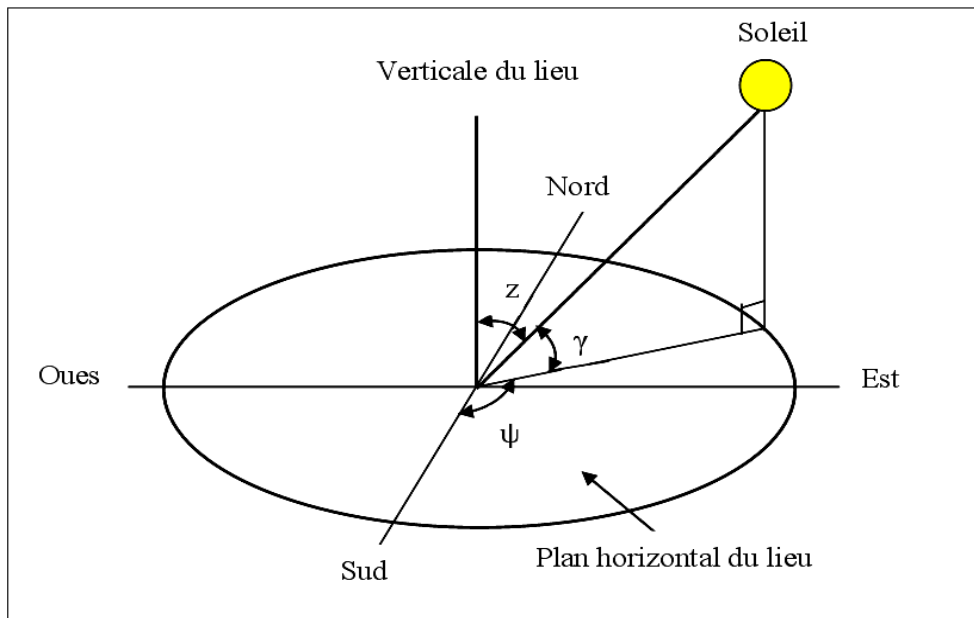


Figure I.3. Les coordonnées horizontales du soleil

I.4. COMPOSANTE DU RAYONNEMENT SOLAIRE

Le rayonnement qui nous parvient du soleil est émis par sa surface extérieure dont la température est d'environ 6000°K , 40% de l'énergie est émise dans le domaine visible, c'est-à-dire dans une gamme de longueur d'ondes allant de $0,3 \mu\text{m}$ (violet - bleu) à $0,7 \mu\text{m}$ (rouge) [1.7], figure I.4.

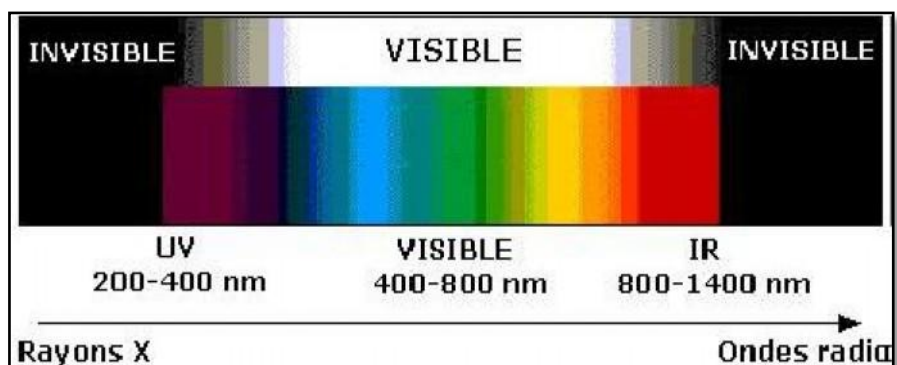


Figure I.4. Répartition du rayonnement solaire [1.7]

Le rayonnement solaire reçu au sommet de l'atmosphère est égal à 1367 w/m^2 , au sol le rayonnement solaire se divise en plusieurs rayonnements, direct, diffus, réfléchis à partir des conditions physiques quelque soit l'atmosphère (les caractéristiques de l'atmosphère soit massique ou thermique) à travers l'année [1.6], figure I.5.

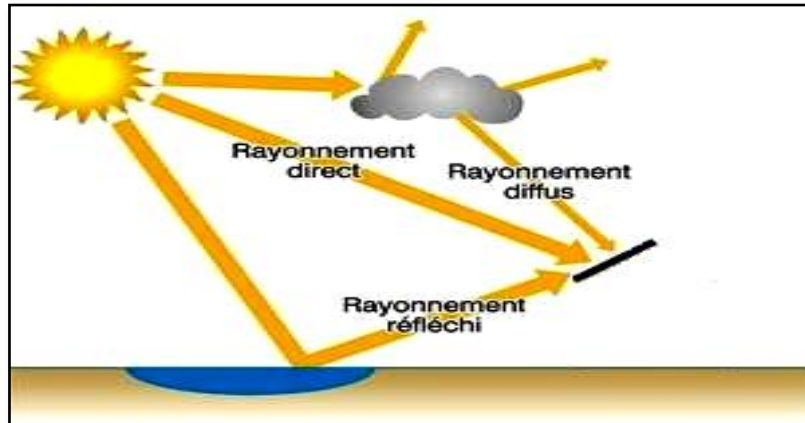


Figure I.5. Rayonnement solaire reçu par une surface au sol [1.6]

I.5. TYPES DE RAYONNEMENTS

I.5.1. Rayonnement solaire direct

C'est le rayonnement solaire qui se forme de rayons parallèles provenant du soleil sans avoir été dispersé par l'atmosphère.

I.5.1.1. Ciel clair

Le rayonnement direct reçu (ciel clair) sur un plan horizontal est donné par la formule de Kasten [1.8].

$$I_l = (I_0 - 31 T_L) \cdot \exp\left(\frac{-m T_L}{0.9m + 9.4}\right) \quad (\text{I} - 16)$$

I_0 : La constante solaire hors atmosphère.

m : Épaisseur d'atmosphère traversée

$$m = \frac{P_m}{1013} \cdot \frac{(0.88)^h}{\sin(h)} \quad (\text{I} - 17)$$

h : L'altitude du lieu

T_L : Trouble de Link [8] , donné par la formule suivante :

$$T_L = 2.4 + 14.6 B + 0.4(1 + 2B) \ln P_v \quad (\text{I-18})$$

B : coefficient de trouble atmosphérique qui prend une valeur de:

$B = 0.02$ pour un lieu situé en montagne.

$B = 0.05$ pour un lieu rurale.

$B = 0.10$ pour un lieu urbain.

$B = 0.20$ pour un lieu industriel (atmosphère polluée)

P_v : est la pression partielle de vapeur

$$P_v = H_R \cdot P_{vs} \quad (\text{I-19})$$

H_R : Le taux moyen d'humidité

P_{vs} : La pression de vapeur saturante

$$P_{vs} = 2.165(1.098 + \frac{T_a}{100})^{8.02} \quad (I-20)$$

T_a : Température atmosphérique (C⁰)

La composante du rayonnement direct sur un plan horizontale est alors :

$$I_{lh} = I_l \cdot \sin(h) \quad (I-21)$$

La composante du rayonnement direct sur un plan d'inclinaison (**i**) quelconque avec une orientation (**γ**) et pour une hauteur (**h**) et un azimut (**a**) du soleil, donnée par :

$$I_{lh} = I_l \cdot [\sin(h) \cdot \cos(i) + \cos(h) \cdot \cos(\gamma - a) \cdot \sin(i)] \quad (I-22)$$

1.5.1.2. Ciel quelconque

Dans le cas de dispersion d'éclairements, et pour réduire les écarts entre valeurs de rayonnement calculées et mesurées, on procède à une intégration des valeurs de rayonnement sur des intervalles de temps (heure), nous obtenons alors des valeurs moyennes déduites.

A cela, pour un intervalle d'une heure qui correspondant à une hauteur du soleil (on considère que les éclairements calculés restent inchangés durant tout cet intervalle), l'irradiation pour un ciel quelconque est égale à l'irradiation multipliée par une heure.

$$I_h = K \cdot I_{lh} \quad (I-23)$$

$$K = \frac{\sigma}{(1+c(1-\sigma))} \quad (I-24)$$

σ : fraction d'enseillement pour l'intervalle de temps horaire considéré

c : paramètre de nuage compris entre 0 et 2 déterminé expérimentalement

1.5.2. Rayonnement solaire diffus

Le rayonnement diffus parvient de toute la voûte céleste [1.9], il résulte de la diffraction de la lumière par les molécules atmosphériques, et de sa réfraction par le sol.

Pour calculer le rayonnement solaire diffus dans un plan horizontal par ciel quelconque, on utilise la formule proposée par Bedel [1.7].

$$D_h = I_h \cdot \frac{f(\sigma)}{1-f(\sigma)} \quad (I-25)$$

1.5.3. Rayonnement solaire réfléchi

C'est le rayonnement qui provient du sol par suite à la réflexion. Cette composante dépend de la nature du sol et de sa couleur.

1.5.4. Rayonnement solaire global

Le rayonnement global (G) est la somme des rayonnements direct et diffus [1.10].

1.5.4.1. Ciel clair (sans nuages)

Pour calculer le rayonnement global incident sur un plan horizontal, on utilise la formule proposée par l'organisation Météorologique Mondiale qui vérifie la condition :

$$G_{lh} = I_{lh} + D_{lh} \quad (I-26)$$

$$G_{lh} = (1300 - 57 \cdot T_l) \cdot \exp\left(\frac{0.22(z)}{7.8}\right) \cdot \sin(h) \cdot L^{(T+36)/33} \quad (I-27)$$

1.5.4.2. Ciel quelconque

Le rayonnement global est calculé par la formule de SCHUEPP [1.10] exprimé comme suit :

$$G_h = G_{lh} \cdot (a + (1 - a) \cdot \left(\frac{\sigma(\sigma+1)}{4}\right)) \quad (I-28)$$

a : Coefficient climatique compris entre 0 et 1

Cette relation doit vérifier à toute heure la condition

$$G_{lh} = I_{lh} + D_{lh} \quad (I-29)$$

I.6. GISEMENT SOLAIRE

Les zones désertiques, situées sous des latitudes proches de l'équateur sont les plus favorables à l'énergie solaire [1.11]. Certains pays développés proches de ces zones d'ensoleillement commencent à exploiter cette énergie, grâce à différents procédés, dont les concentrateurs solaires.

Les zones dans lesquelles le rayonnement solaire est particulièrement important vont permettre la création de site de production électrique à grande échelle, c'est le cas en Californie où se trouve actuellement une centrale solaire d'une puissance de 354 MW, figure I.6.

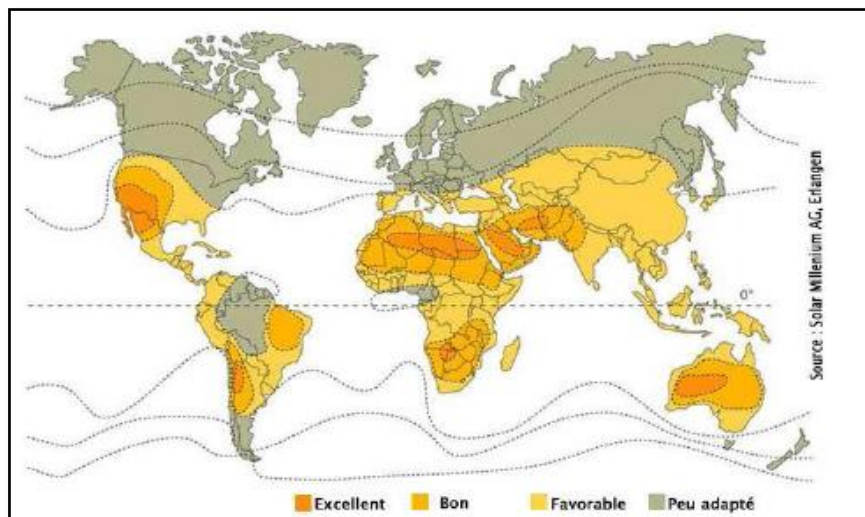


Figure I.6. Rayonnement solaire annuel dans le monde [1.11]

I.6.1. Situation géographique de l'Algérie

L'Algérie est l'un des plus grands pays d'Afrique avec une superficie de 2 381 741 km² sur les 30 millions de km² du continent africain, soit près du 1/12 de la surface totale de l'Afrique [1.12].

C'est le plus vaste des états africains, il s'étend entre les latitudes 18° et 38° Nord et entre les longitudes 9°Ouest et 12°Est dont les principales dimensions seraient :

- 1900 km du Nord au Sud,
- 1800 km de l'Ouest à l'Est,
- 2100 km du Nord-Est au Sud Ouest,
- 1200 km de côtes sur la Méditerranée.
- Le Sahara qui couvre les 5/6 de la superficie du pays.

Les diverses études entreprises jusqu'à présent sur le potentiel énergétique solaire en Algérie font apparaître des quantités énergétiques considérables et très appréciables pour le développement.

L'Algérie avec plus de deux millions de km² de superficie, reçoit l'équivalent d'environ 30 fois l'énergie consommée dans le monde. Cette importante disponibilité fait de l'Algérie un réservoir d'énergie inépuisable.

En termes d'insolation, la moyenne quotidienne nationale est supérieure à 5 kWh/m², et la durée d'ensoleillement sur le territoire national dépasse les 2500 heure/an.

I.6.2. Gisement solaire en Algérie

Le gisement solaire est un ensemble de données décrivant l'évolution du rayonnement solaire disponible au cours d'une période donnée. Il est utilisé pour évaluer le fonctionnement d'une installation énergétique solaire et vérifier la demande à satisfaire [1.13].

De par sa situation géographique, l'Algérie dispose d'un gisement solaire énorme comme le montre la figure I.7.

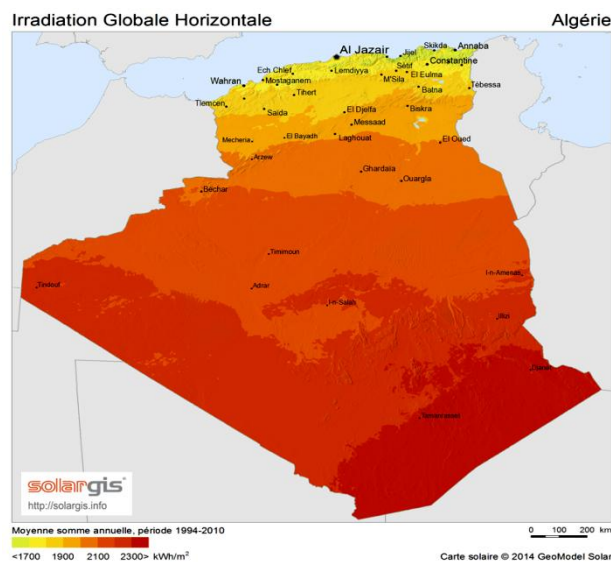


Figure I.7. Gisement solaire en Algérie [1.13]

Suite à une évaluation par l'Agence Spatiale Allemande (ASA) [1.14] a conclu, que l'Algérie représente le potentiel solaire le plus important de tout le bassin méditerranéen, soit 169.000 TWh/an pour le solaire thermique et 13,9 TWh/an pour le solaire photovoltaïque.

La répartition du potentiel solaire reçu annuellement sur les régions de l'Algérie est représentée dans le tableau I.1 [1.12]:

Tableau I.1. Ensoleillement reçu en Algérie par régions climatiques

Régions	Régions côtière	Hauts plateaux	Sahara
Superficie (%)	4	10	86
Durée moyenne d'ensoleillement (h/an)	2650	3000	3500
Énergie moyenne reçue (kWh/m ² /an)	1700	1900	2650

I.7. RÉGION DE BÉCHAR

Tout concepteur a besoin de connaître le climat du lieu prévu pour l'installation. C'est-à-dire l'ensoleillement, le régime de la température et de l'humidité de l'air et la nature des précipitations durant le cycle annuel complet.

Par conséquent, on a abordé une analyse des conditions climatiques et de la région choisie (Bechar).

I.7.1. Situation géographique

La région de Bechar se trouve à la latitude 31.6° N et -2.2° de longitude, avec une altitude de 772 m. Bechar est particulièrement l'une des régions les plus ensoleillée et présente un grand potentiel pour l'application et le développement d'installations solaires thermiques [1.15], figure I.8.



Figure I.8. Situation géographique de la région de Béchar

Les valeurs moyennes annuelles de l'irradiation solaire et les paramètres météorologiques de la région de Béchar sont exposés ci-dessous :

I.7.2. Température

Les températures moyennes enregistrées à la région de Béchar passent d'un minimum de 10.6°C en janvier (le mois le plus froid) à un maximum de 40°C en juillet (le mois le plus chaud) (figure I.9).

En été, la température extrême enregistrée peut dépasser les 50°C à l'ombre et en hiver la température extrême enregistrée peut descendre à -5 °C la nuit [1.16].

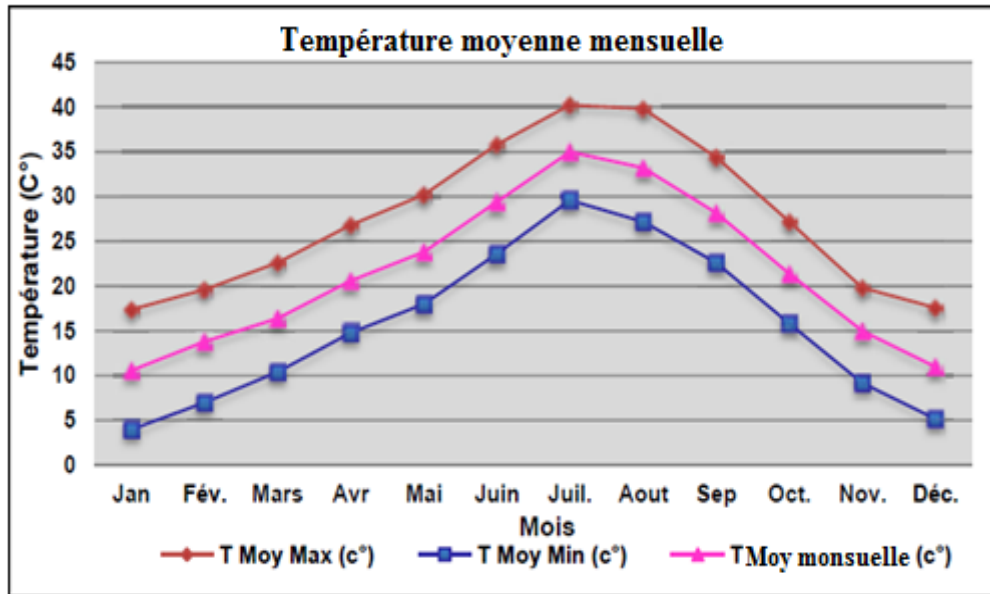


Figure I.9. Variation des températures de l'air extérieur [1.15]

I.7.3. Humidité relative

L'humidité de l'air est faible, elle est d'environ 19.58% en juillet, et en périodes humide elle ne dépasse guère les 58%, ce qui engendre un climat hivernal froid et sec, figure I.10.

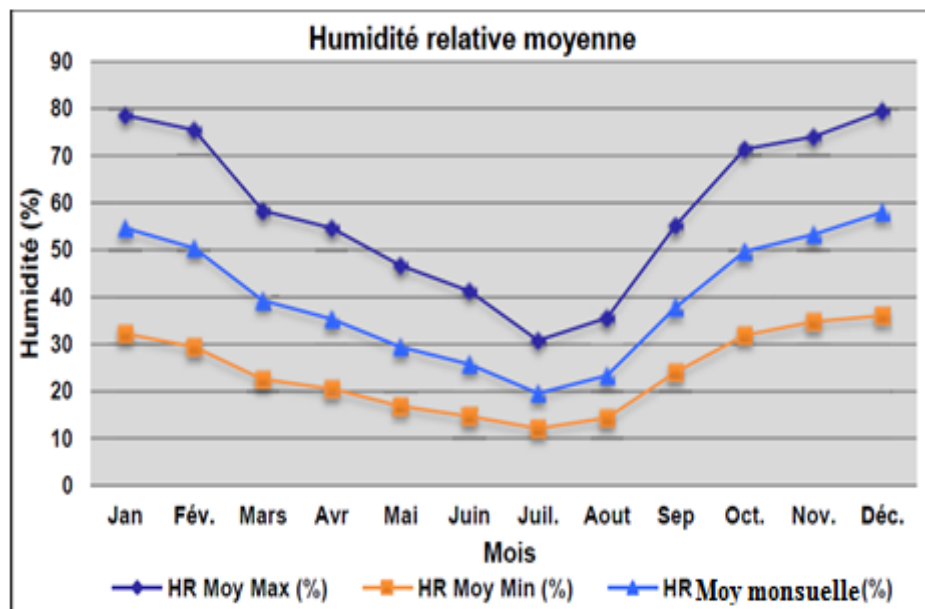


Figure I.10. Humidité moyenne enregistrée à Béchar [1.15]

I.7.4. Rayonnement solaire

Le rayonnement global mensuel est considérable, il enregistre une valeur maximale de 8620 Wh/m² en juillet et 2890 Wh/m² en février [1.15], figure I.11.

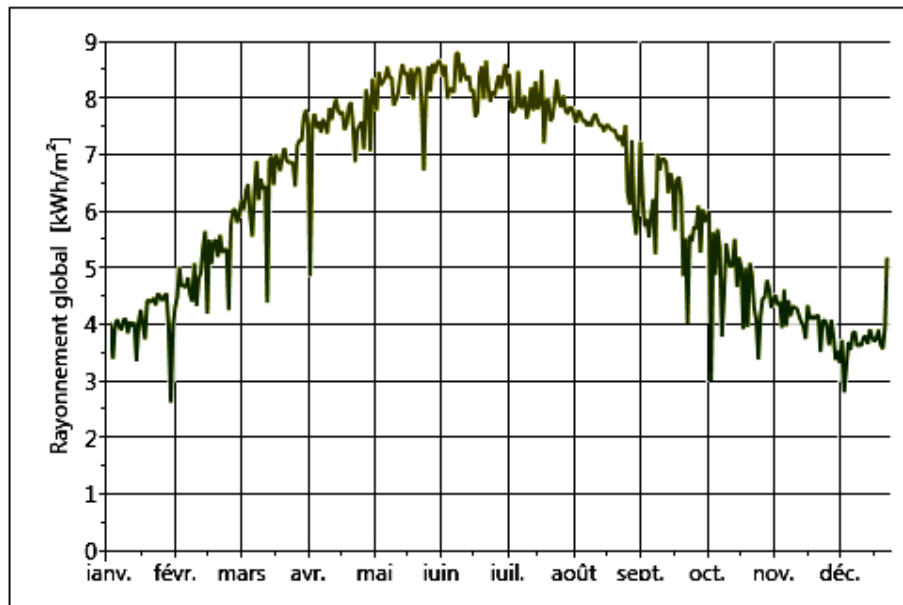


Figure I.11. Rayonnement global mensuel à Béchar [1.16]

I.7.5. Durée d'ensoleillement

L'ensoleillement journalier dans la région de Béchar est très favorable, les valeurs d'ensoleillement peuvent atteindre 14 heures par jour en période d'été, et 10 heures en période d'hiver [1.16], figure I.12.

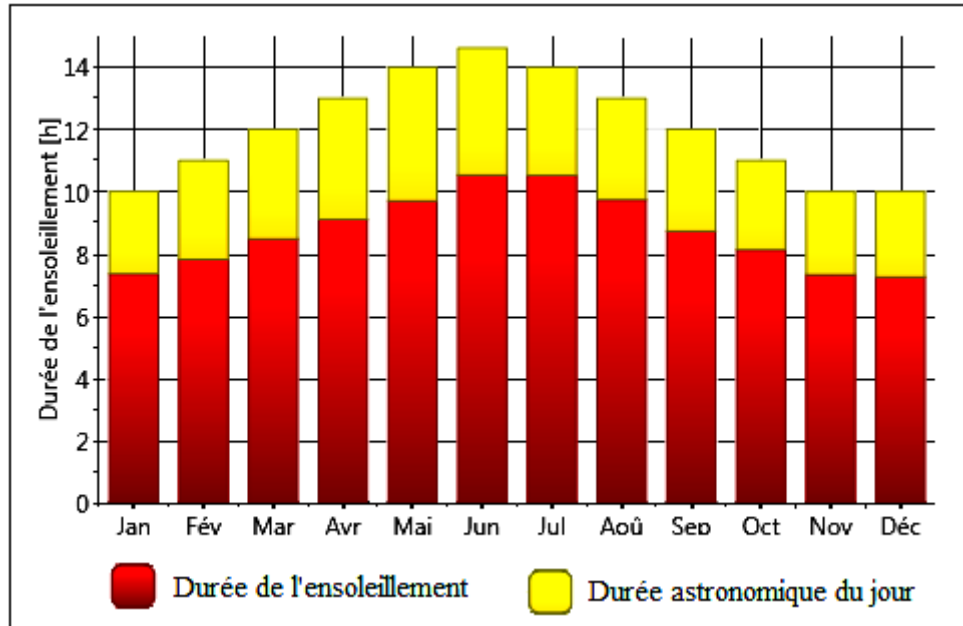


Figure I.12. Heures d'ensoleillement enregistré à Béchar [1.16]

I.7.6. Précipitation

Les précipitations très faibles et irrégulières présentent une moyenne minimale de 2 (mm) au mois de juillet (mois le plus sec) et une moyenne maximale de 16 mm au mois de novembre (le mois le plus pluvieux) [1.16], figure I.13.

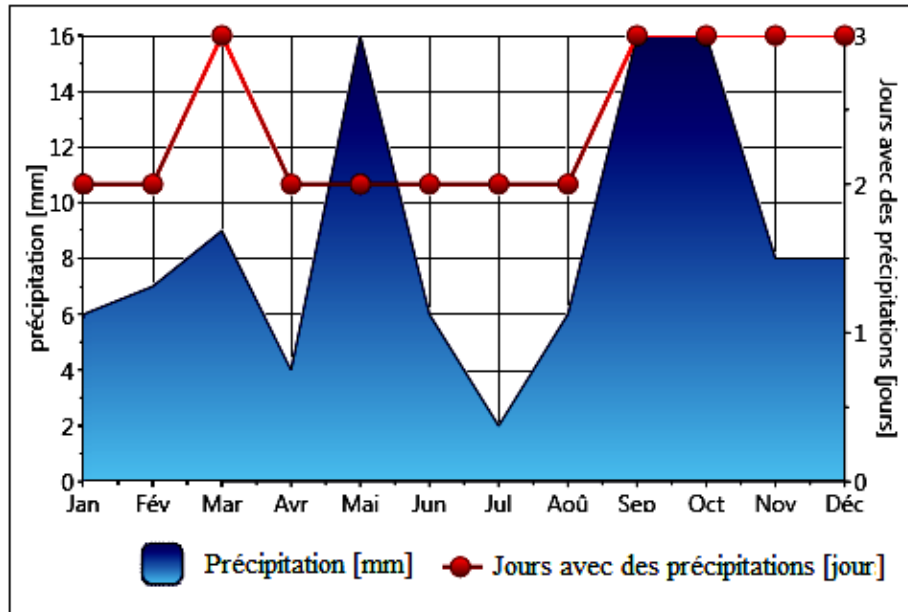


Figure I.13. Précipitation moyenne enregistrée à Béchar [1.16]

CONCLUSION

On a présenté dans ce chapitre un récapitulatif de quelques notions de base relatives au gisement solaire, la connaissance de ces notions fondamentales et particulièrement le rayonnement global au sol vont nous servir dans l'analyse des performances des installations solaires thermiques.

L'Algérie dispose d'un gisement solaire important encore inexploité. Cette forme d'énergie présente beaucoup d'avantages pour la production d'électricité solaire –thermique.

L'analyse des conditions climatiques de la région de Béchar présente un climat semi-aride, définit principalement par deux saisons seulement : un été chaud et sec et un hiver très froid et pas trop humide avec des précipitations rares et irrégulières.

L'insolation est très forte, elle dépasse les 5400 Wh/m²/Jour, avec une durée qui peut atteindre 3500 heures/an.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1.1] R. Pachauri, A. Reisinger. "Changements Climatiques 2007 ". Rapport de Synthèse GIEC, Genève, Suisse. 2008.
- [1.2] J. Duffie, W. Beckman. "Solar Engineering of Thermal Processes", Third Edition, John Wiley & Sons, New Jersey. 2006.
- [1.3] Angstrom, m. "Solar and terrestrial radiation". Q J R Met Soc 1924.
- [1.4] J.A. Duffie, and J.W. Beckman, "Solar Engineering of Thermal Processes, 2ed". 1991.
- [1.5] C.P. de Brichaumbot, C. Vauge, "Le gisement solaire", Ed. Tech. & Doc., Paris, 1982.
- [1.6] Y. Jannot, "Cours de Transferts thermiques, Thermique solaire". Octobre 2003.

- [1.7] H. C. Hottel, “A simple model for estimating the transmittance of direct solar radiation through clear atmospheres”. *Solar Energy*, Vol 18, pp. 129-134.1976.
- [1.8] F. Kasten, et al. “Simple Parameterization of Two Pyrheliometric formulae for Determining the Linke Turbidity Factor”, *Meteorologische Rundschau*, Vol 33, pp. 124 - 127. 1980.
- [1.9] Hay JE. “Calculation of monthly mean solar radiation for horizontal and inclined surfaces”. *Solar Energy*, vol 23 pp 301–307. 1979.
- [1.10] Alnaser WE. et al “New model to estimate the solar global irradiation using astronomical and meteorological parameters”. *Renewable Energy*, Vol 3, pp.175–187. 1993.
- [1.11] Coppolino S. et al “Validation of a very simple model for computing global solar radiation in the European, African, Asian and North American areas”. *Solar and Wind Technol* 1990, vol 7 pp. 489-494.
- [1.12] Algerian ministry of energy and mining. Available: <http://mem-algeria.org/english/index.php>
- [1.13] Youcef Ettoumi F, Mefti A, Bouroubi MY, Adane A. Fourier “analysis of monthly sunshine duration for Algeria”. *Proceedings of Sixth World Renewable Energy Congress*. Oxford: Elsevier Science, pp 2543–2546. 2000.
- [1.14] F. Trieb, C. Schillings, M. O’Sullivan, T. Pregger, C. Hoyer-Klick. “Global potential of concentrating solar power”. *German Aerospace Centre (DLR)* 2009.
- [1.15] Youcef Ettoumi et al. “Statistical analysis of solar measurements in Algeria using beta distributions” *Renewable Energy*, Vol 26, pp.47–67.2002.
- [1.16] Climatic condition from METEONORM V 7.0 software.

Chapitre. II

**Centrales à
concentration
solaire**

INTRODUCTION

Avec la diminution des réserves d'énergie fossile, de nouveaux concepts de production, de distribution et de consommation d'énergie deviennent alors une évidence.

Parmi les méthodes de production d'électricité autres celles de provenance pétrolière on cite [2.1]:

- L'énergie nucléaire présentée comme l'énergie du futur, mais cependant elle n'est pas une technologie arrivée à maturité vu les inconvénients comme le traitement des déchets radioactifs et les ressources épuisables de l'uranium.
- l'énergie éolienne présentée comme une solution très limitée à grande échelle, et ne peut pas être installée partout.
- L'énergie hydraulique permet de répondre à une demande énergétique locale nécessitant la construction de barrages.
- La géothermie serait une ressource intéressante pour des centrales électriques, malheureusement cette filière n'est pas fiable économiquement. En effet, la construction d'énormes canalisations à de grandes profondeurs pour chauffer de l'eau représente des investissements très peu rentables.
- La ressource solaire pourrait répondre à une grande partie de la demande mondiale en électricité. Elle existe en deux filières :
 - Le photovoltaïque, c'est une technologie valorisable qu'à petite échelle. Une installation photovoltaïque à grande échelle nécessite de très grandes surfaces, et le stockage par batteries reste l'un des facteurs défavorables à cette technologie.
 - La filière thermodynamique à concentration solaire, semble aujourd'hui être une alternative plausible pour répondre à la problématique mondiale énergétique [2.2], surtout avec les nouvelles technologies d'hybridation et de stockage de chaleur qui permettent une production électrique stable.

II.1. TECHNOLOGIES DES CENTRALES À CONCENTRATION SOLAIRE

L'ensemble des technologies solaires thermodynamiques visent à transformer l'énergie des rayons solaires en énergie thermique (chaleur à température élevée), qui est ensuite utilisée pour produire une énergie mécanique puis électrique à travers un cycle thermodynamique couplé à une génératrice électrique.

Les composants optiques (concentrateurs) des centrales solaires thermodynamiques, permettent de capter les rayonnements solaires directs et de les concentrer sur le récepteur, qui transmet cette énergie grâce à des fluides caloporteurs sous forme d'énergie thermique [2.3].

L'énergie thermique transmise par le fluide caloporteur est ensuite transformée en électricité à l'aide d'un cycle conventionnel de production d'électricité (turbine à gaz, turbine à vapeur, moteur Stirling), figure II.1.

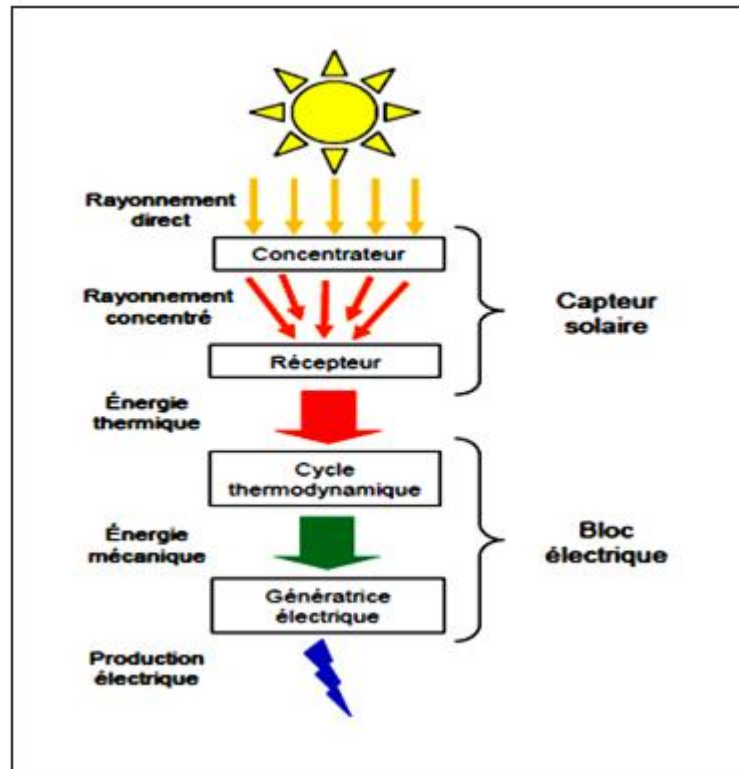


Figure II.1. Principe de fonctionnement d'une installation à concentration solaire [2.3]

II.2. CONCENTRATEURS SOLAIRES

Les centrales solaires thermiques sont généralement distinguées par leur type de concentrateur, et peuvent être classées dans les catégories suivantes [2.4]:

- 1- Système à focalisation linéaire :
 - collecteurs cylindro-paraboliques.
 - collecteur linéaire de Fresnel.
- 2- Système de réception centrale par des réflecteurs distribués :
 - tour solaire
 - collecteur parabolique Stirling.
- 3- Collecteur non-Concentrant :
 - cheminée solaire.

II.2.1. Concentrateur cylindro-parabolique

Actuellement, les installations énergétiques basées sur des collecteurs cylindro-paraboliques représentent la plus grande capacité d'énergie électrique renouvelable produite dans le monde entier [2.5], figure II.2.

Les réflecteurs cylindro-paraboliques sont de longs miroirs de profil parabolique (forme U), qui concentrent les rayons du soleil sur un tube récepteur (sous vide) dans lequel circule un fluide caloporteur. Ce fluide est ensuite pompé à travers des échangeurs conventionnels afin de produire de la vapeur surchauffée qui fait fonctionner une turbine/générateur électrique [2.6] figure II.3.

Le tube récepteur est entouré par un tube en verre transparent afin de réduire les pertes de chaleur par convection, comme le montre la figure II.4.

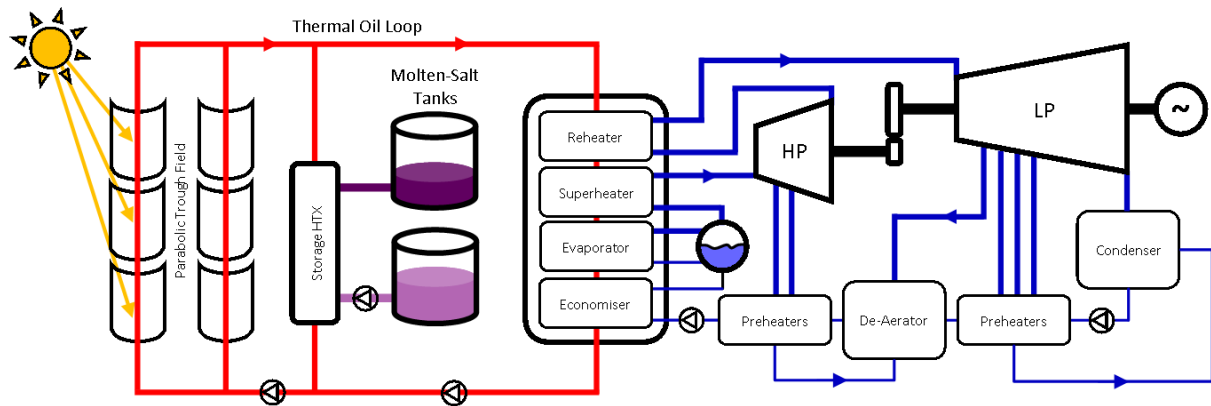


Figure II.2. Cycle de puissance d'une installation cylindro-parabolique [2.3]



Figure II.3. Champ de collecteurs cylindro-paraboliques



Figure II.4. Tube récepteur du collecteur cylindro-parabolique

L'axe de rotation des miroirs est habituellement orienté nord-sud pour assurer le suivi du soleil au cours de la journée de l'est à l'ouest. Les capteurs sont dotés d'un système hydraulique qui permet d'adapter l'inclinaison du capteur de manière à ce que les radiations solaires incidentes soient toujours perpendiculaires au réflecteur et afin de réduire les pertes par effet cosinus [2.6].

Les fluides caloporteurs les plus utilisés par ces capteurs sont les huiles synthétiques, en raison de leur faible température de congélation (14°C), et du non changement de phase dans l'absorbeur solaire.

Les inconvénients de l'utilisation d'huiles synthétiques restent essentiellement leurs coûts élevés, aussi la température maximale qu'elles supportent est d'environ 400°C , ce qui réduit le potentiel d'efficacité du cycle de vapeur.

Les autres fluides caloporteurs sont les sels fondus (60% NaNO_3 , 40% KNO_3) [2.7], ils sont souvent utilisés pour les installations solaires à grande température (jusqu'à 650°C) et les systèmes avec stockage de chaleur, leur inconvénient majeur reste le changement de phase (congélation à des températures relativement élevées environ 220°C), ce qui peut endommager les capteurs en cas d'une baisse rapide de température.

II.2.2. Concentrateur de Fresnel linéaire

Un collecteur de Fresnel linéaire est un type de concentrateur solaire qui emploie des miroirs plans concentrant les rayonnements solaires sur un seul tube collecteur, ce qui réduit par conséquent les problèmes de construction et de coût. Le système se compose de:

- Longues rangées parallèles de miroirs qui tournent autour de leur axe longitudinal, et qui concentrent les rayonnements solaires sur un récepteur linéaire suspendu à une certaine hauteur au-dessus du plan de symétrie [2.8], figure II.5.
- La géométrie de ce type de collecteur permet de disposer d'un ou plusieurs récepteurs en parallèle, afin de minimiser les blocs de miroir [2.9].
- Le tuyau d'absorption, présente les mêmes caractéristiques que celui utilisé dans les systèmes de miroirs cylindro-paraboliques [2.10].

Bonne exploitation des surfaces, légèreté, simplicité de construction et les faibles coûts sont la promotion d'un développement rapide de cette technologie, même si sa faible capacité de concentration limite son efficacité.

Une des installations actuellement en exploitation depuis Mars 2009 est l'usine de Fresnel de 1,4 MW PE1 de Novatec Biosol, situé à Murcia (sud de l'Espagne) [2.9].



Figure II.5. Concentrateur solaire de Fresnel linéaire [2.9]

II.2.3. Centrale à cheminée solaire

Cette technologie combine trois aspects: l'effet de serre, l'effet de cheminée et la conversion énergétique par turbines éoliennes.

Son principe de fonctionnement est très simple: une très grande structure à effet de serre comme collecteur autour d'une haute cheminée, l'air chauffé par le rayonnement solaire est entraîné par un mouvement vers une tour (cheminée) où on dispose d'une ou plusieurs turbines qui vont produire de l'électricité par le principe éolien, figure II.6.

Il ya deux facteurs importants qui affectent la puissance et l'efficacité de cette application:

- La surface du collecteur: un grand volume d'air réchauffé nécessite un grand collecteur. Pour une puissance électrique de 200 MW produite, on a besoin de 7 kilomètres de diamètre de collecteur et une cheminée haute de 1000 mètres [2.11].
- La hauteur de la cheminée qui influe sur l'efficacité afin d'augmenter la capacité thermique, la chaleur peut être stockée à l'intérieur de la zone du collecteur, aussi on peut utiliser des collecteurs solaires photovoltaïques ou une structure de tubes d'eau sous le collecteur afin d'avoir une énergie thermique domestique.
- Les turbines peuvent être installées dans différentes configurations, on peut les placer en axe vertical à l'intérieur de la cheminée, ou en axe horizontal autour de la base de la tour.

Malgré l'efficacité faible de cette installation, on note un faible coût par mètre carré de collection solaire, différents projets ont été proposés au cours des dernières années comme celui : à Ciudad Real, en Espagne (40 MW), et de Namibie (400 MW).

La seule cheminée pilote construite et mise en service entre 1982 jusqu'à 1989 était à Manzanares (150 km au sud de Madrid, Espagne), pour une puissance nominale de 50 kW.



Figure II.6. Configuration de la cheminée solaire [2.11]

II.2.4. Concentrateur parabolique

Le système concentrateur parabolique solaire se compose de:

- Une grande antenne parabolique qui suit le soleil par un mouvement de rotation le long de deux axes orthogonaux, et qui concentre les rayonnements solaires sur un récepteur mis au point focal.
- le récepteur placé dans le haut du concentrateur utilise les rayonnements solaires concentrés pour chauffer un fluide de travail.

La géométrie du concentrateur peut être réalisée par des facettes distinctes qui se rapprochent de la géométrie paraboïde ou d'une membrane métallique continue, figure II.7.

Avec cette géométrie, il est possible d'atteindre un rapport de concentration très élevé avec de très hautes températures du fluide caloporteur, et un rendement de conversion d'énergie solaire électrique d'environ 31% [2.12].

Ainsi, pour un flux solaire de $1000 \text{ W} / \text{m}^2$ et un diamètre (concentrateur) de 10 m ; on arrive à fournir jusqu'à 30 kW électriques.

Les rayonnements solaires réfléchis par le concentrateur sont absorbés par le récepteur et transférés par le fluide de travail du moteur thermique associé.

Habituellement, les récepteurs utilisés sont du type à cavités pour réduire les pertes radiatives et convectives. Deux types de récepteurs sont utilisés:

1) récepteur Tubulaire : constitué de plusieurs tubes dans lesquels le fluide de travail sera chauffé à des températures élevées (jusqu'à 800 ° C).

2) récepteur de type caloduc: utilisant un métal liquide (généralement du sodium) qui transfère l'énergie thermique vers le fluide de travail, avec un coefficient de transfert de chaleur qui peut atteindre 800 W / cm².

Le moteur thermique, est souvent un moteur Stirling ou cycle de Brayton (turbine à gaz).

Dans les moteurs Stirling, le fluide de travail est généralement de l'hydrogène ou hélium ; le sodium est adopté comme fluide intermédiaire pour ces moteurs.

Le moteur à cycle Brayton, utilise l'air comprimé comme fluide de travail, chauffé par les rayonnements solaires concentrés grâce à un récepteur volumétrique, utilisé par une turbine à gaz avec des températures allant jusqu'à 850 ° C, et des rendements qui peuvent atteindre 27% [2.13]. Les problèmes de fiabilité des moteurs et leurs coûts élevés empêchent leur entrée dans le marché de la production d'électricité.



Figure II.7. Concentrateurs solaires paraboliques [2.13]

II.2.5. Four solaire

Un four solaire est un concentrateur à double réflexion. La première réflexion est assurée par des héliostats qui concentrent et renvoient les rayonnements solaires vers un grand collecteur réflecteur fixe de forme parabolique qui concentre les rayons au foyer du système [2.14], Figure II.8.

Sur la structure parabolique (parfois sphérique) sont fixées des facettes réfléchissantes légèrement courbées.

Les fours solaires ne sont pas conçus pour produire de l'électricité, ce sont des outils de recherche ou réservés à l'élaboration de procédés chimiques et de technologies des matériaux [2.15].

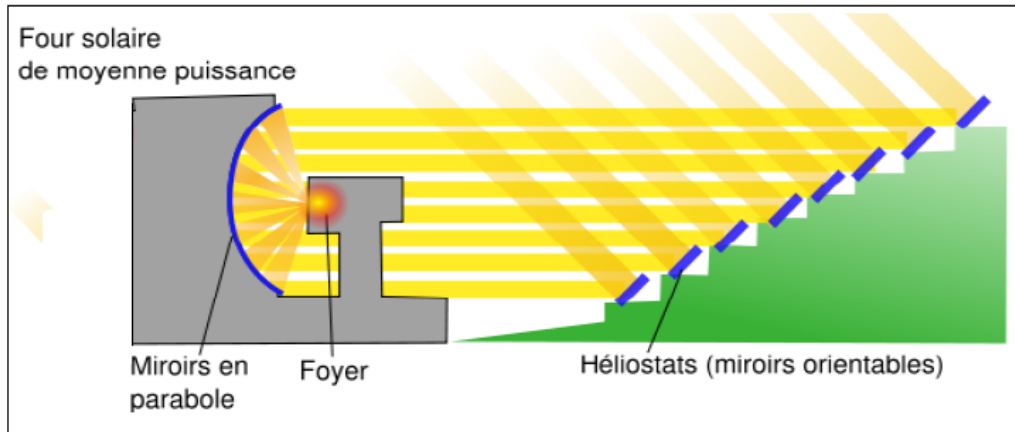


Figure II.8. Structure d'un four solaire

II.2.6. Concentrateur Tour solaire

La dernière technologie décrite est la tour solaire qui sera largement expliquée dans de ce travail.

Une centrale à tour comprend quatre composants essentiels à son fonctionnement : un champ d'héliostats (permettant de collecter et concentrer les rayons solaires), une tour, un récepteur solaire et un bloc de conversion thermoélectrique [2.16], figure II.9. Ces centrales utilisent des miroirs appelés héliostats qui suivent le soleil par un mouvement de deux axes de rotation, en concentrant la lumière du soleil sur un récepteur placé au sommet d'une tour [2.17].



Figure II.9. Centrale tour solaire [2.17]

II.2.6.1 Le champ d'héliostats

Le champ héliostats, est l'élément le plus caractéristique de l'installation tour solaire et constitue environ 50% du coût total.

Les héliostats sont des miroirs réflecteurs qui permettent d'envoyer et de concentrer le flux solaire vers un récepteur placé en haut d'une la tour.

Le niveau de concentration nécessaire sur le récepteur permet de dimensionner le champ d'héliostats.

Comme présenté dans la figure II.10, Les principaux composants d'un héliostat sont [2.18] :

- La surface de réflexion (miroirs) qui contient un film polymère à haute réflectivité, avec des caractéristiques optiques similaires aux capteurs cylindro-paraboliques et Fresnel.
- une structure de support.
- un système mécanique de suivi.
- un système de contrôle électronique

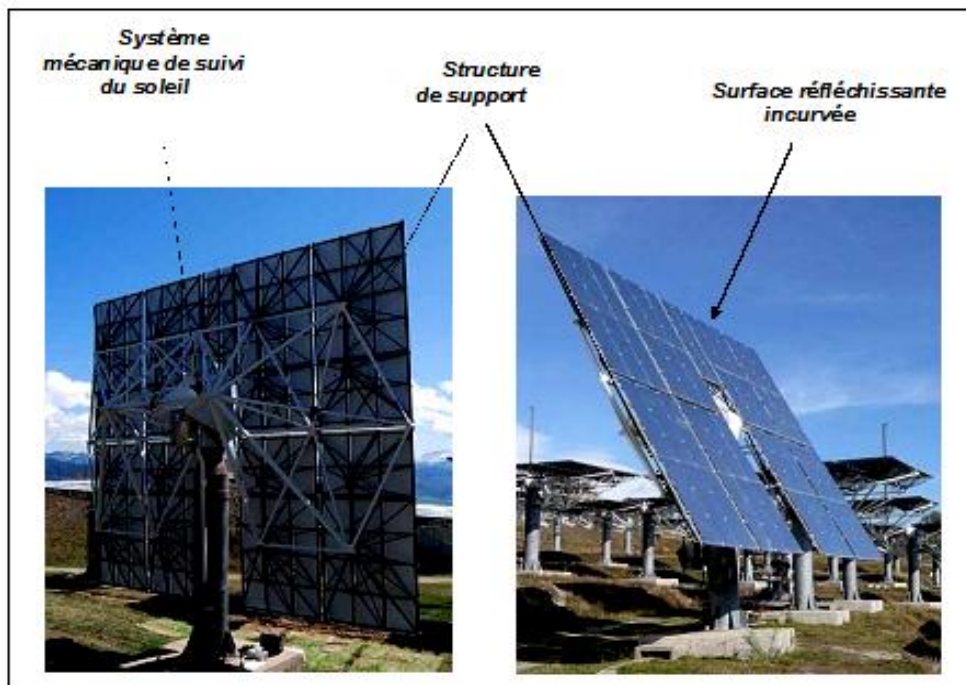


Figure II.10. Composants d'un héliostat

La distribution des héliostats sur le terrain répond à des critères technico-économiques qui prennent en compte:

- Limitation de l'effet ombres entre les héliostats voisins (expliqué dans le chapitre suivant).
- Évitement de l'effet blocage des rayonnements par les héliostats.
- Hauteur de la tour adapté à la puissance de l'installation.

Aussi la forme du champ doit être optimisée afin de limiter la distance héliostat-récepteur, car plus les héliostats sont loin, plus les pertes optiques sont élevées. Ce processus d'optimisation amène à deux types de champ héliostats :

- Champ du Nord (ou sud pour l'hémisphère sud): utilisé pour des latitudes grandes (comme l'Europe), comme en Espagne pour les deux tours de puissance PS10 et PS20 [2.19], [2.20] (figure II.11).

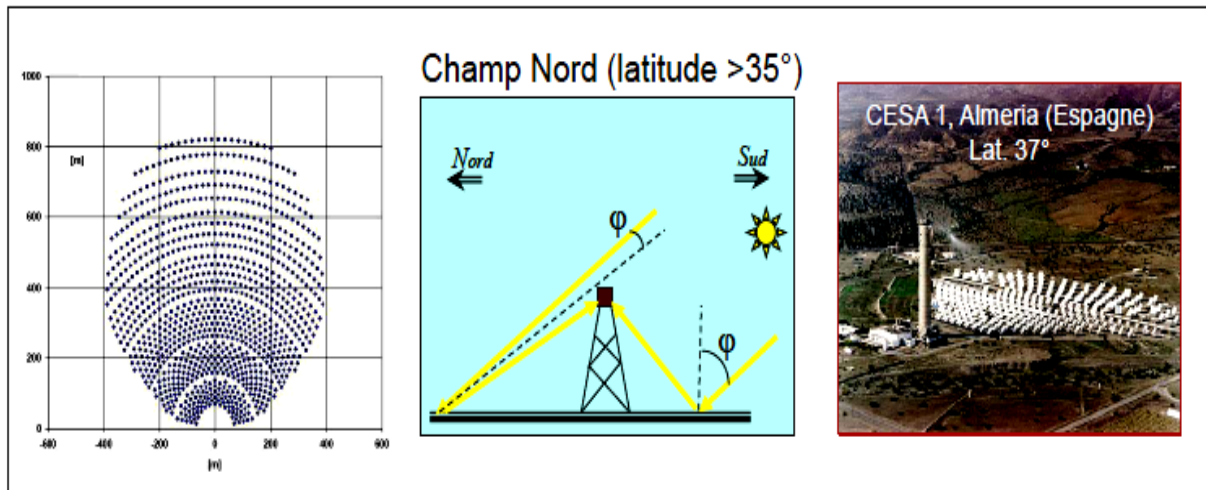


Figure II.11. Champ héliostats nord [2.19]

- Champ circulaire (figure 6), utilisé en basse latitude où le soleil reste haut la plupart de la journée, comme le champ d'héliostats des deux centrales solaire à Barstow au États-Unis [2.21], (figure II.12).

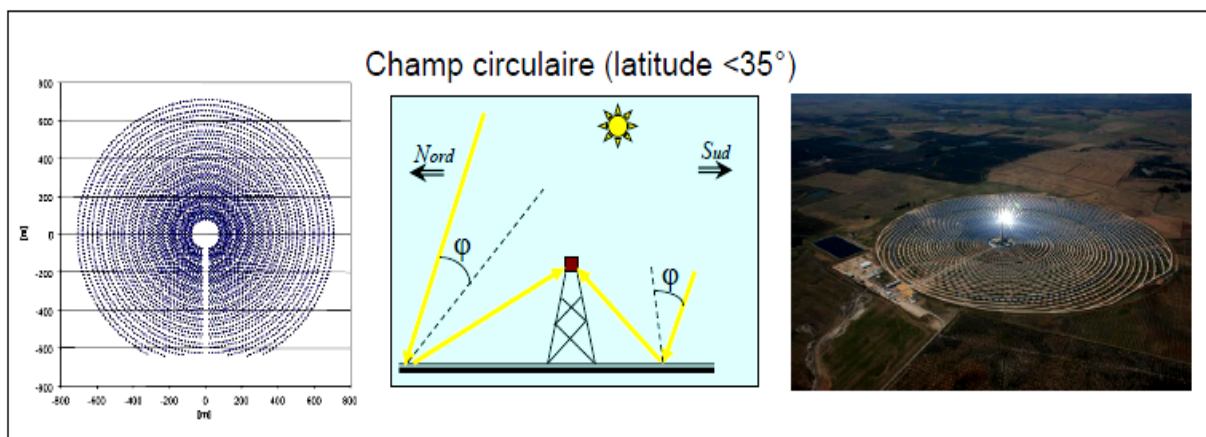


Figure II.12. Champ héliostats circulaire [2.21]

II.2.6.2. La tour

La structure tour, qu'elle soit en métal ou en béton sert à placer le récepteur à une hauteur optimale suivant la latitude du site et la taille du champ solaire. La hauteur de la tour dépend de la taille du champ héliostats, et doit respecter deux critères essentiels [2.16] :

- Une bonne résistance au vent.
- Un ombrage minimum sur le champ d'héliostats.

Dans les dernières années, l'utilisation de nouveaux concepts d'un champ héliostats multi-tours (Figure II.13) [2.22] permet de réduire les pertes optiques en densifiant le champ solaire. En effet les héliostats sont alors plus proches du récepteur offrant ainsi une concentration solaire plus élevée.

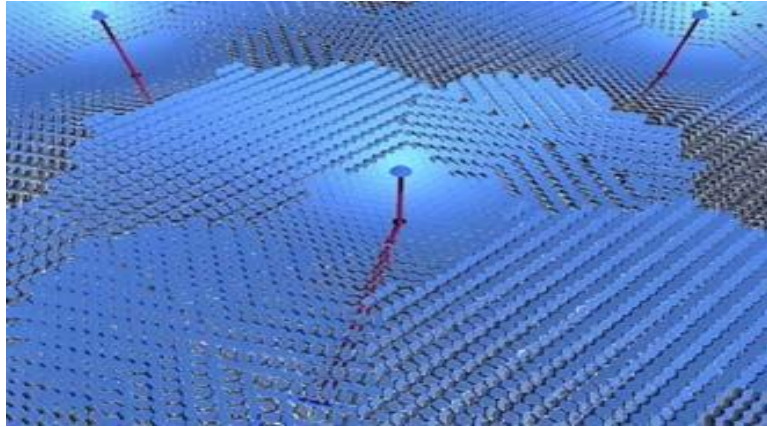


Figure II.13. Schéma d'un champ multi tours [2.22]

II.2.6.3. Le récepteur solaire

C'est le dispositif qui collecte et convertit le rayonnement en énergie thermique, figure II.14.

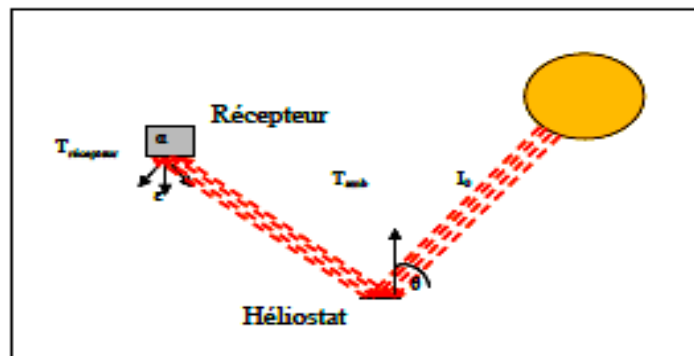


Figure II.14. Schéma du récepteur de la tour solaire

Selon la géométrie des récepteurs centraux conçus et testés dans des installations on note [2.23] :

- Récepteur à cavité (comme : CESA 1, solgas, PS10)
- Récepteur plat (comme : SSPS-ASR, Phoebus TSA),
- Récepteur cylindrique (comme : Solar One, Two solare) et
- Récepteur semi-cylindrique (première version PS10).

II.3. DIFFÉRENTES TECHNOLOGIES DE CENTRALES À TOUR

La technologie d'une centrale à tour est principalement définie par le fluide de transfert (caloporteur) et le cycle de conversion thermodynamique utilisé.

Cette filière se décline en quatre principales technologies :

- Les systèmes à caloporteur sels fondus, possédant une technologie disponible de stockage thermique de forte capacité.
- Les systèmes à caloporteur eau-vapeur, sans stockage thermique disponible.
- Les systèmes à caloporteur air atmosphérique, possédant une technologie disponible de stockage thermique de forte capacité.
- Les systèmes à caloporteur air pressurisé, sans stockage thermique disponible.

Dont nous allons exposer leurs principes de fonctionnements.

II.3.1. Systèmes à caloporteur sels fondus

L'avantage de ces tours solaires, est la possibilité de coupler le système de concentration d'énergie solaire à un système de stockage sous forme de chaleur.

Les sels fondus (composés principalement de nitrate de sodium et de nitrate de potassium) représentent un fluide de stockage économique et adapté au niveau des températures d'un cycle de Rankine [2.24].

Il paraît donc intéressant d'employer des sels fondus à la fois comme fluide caloporteur et de stockage. Le fluide est pompé dans un réservoir froid légèrement au-dessus de la température de solidification du sel, puis chauffé dans la tour par le récepteur solaire avant d'être stocké dans un réservoir chaud, afin d'être utilisé dans un système à échangeur-générateur de vapeur.

La température échangée par les sels peut atteindre 560 °C, ce qui permet d'actionner une turbine à vapeur.

Le champ d'héliostats peut être surdimensionné par rapport à la puissance demandée, la chaleur en excès étant stockée dans le réservoir chaud. Ainsi les facteurs de capacité annuels s'élèvent jusqu'à 70% [2.21] avec un stockage de 12 à 14 heures.

Ce type d'installation est déjà approuvé par l'installation « Solar Two » [2.21], Figure II.15.

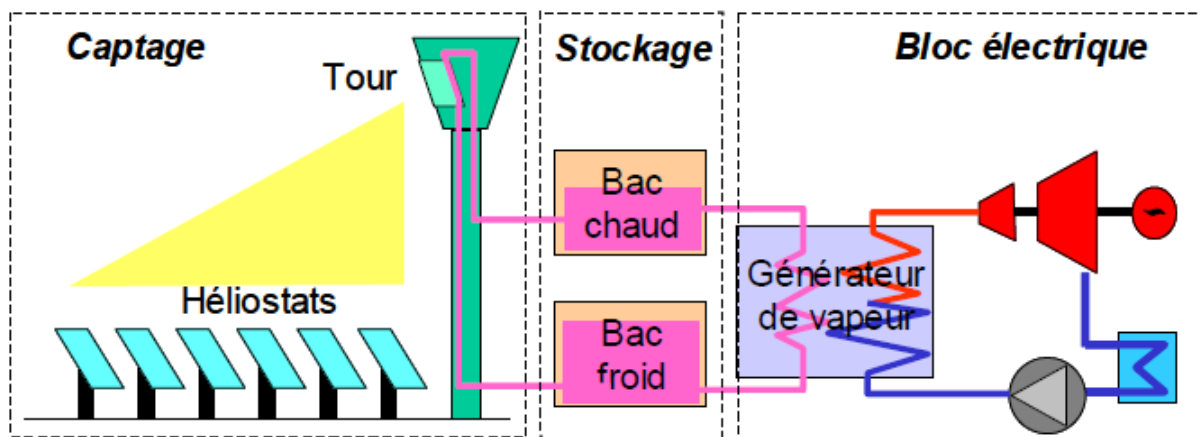


Figure II.15. Installation tour solaire avec caloporteur sels fondus

L'installation Solar Two, exploitée à titre expérimental entre 1996 -1999 à Barstow (Californie), reprenait le champ d'héliostat, la turbine et la structure de la centrale à tour « Solar One ».

Cependant à cause de sa petite taille relative (12,4 MWe), Solar Two n'a pas pu produire de l'électricité à un prix compétitif, en plus elle a présenté des problèmes de technologie liés au conditionnement des circuits des sels fondus (figeage, bouchons).

Un nouveau projet appelé « Solar Tres » (17 MWe) [2.21], pourra bénéficier de multiples améliorations par rapport au modèle « Solar Two » et cela par l'adaptation d'un champ d'héliostats plus grand, un récepteur cylindrique à haut flux résistant à la corrosion et un stockage plus important (15h de production).

Les problèmes majeurs de la technologie sels fondus, sont les effets de corrosion et de solidification des sels, ce qui implique un coût financier plus élevé.

Les réductions des coûts pourraient être obtenues par l'utilisation d'une installation à grande capacité de production (50 MWe) et des héliostats de grande taille (centrale de référence simulée par ECOSTAR [2.25]).

II.3.2. Systèmes à vapeur d'eau

L'utilisation directe d'un circuit de vapeur d'eau a été envisagée dans les centrales à tour dès la fin des années 1970[2.26].

Cette technologie permet d'intégrer l'énergie solaire concentrée dans un cycle à vapeur conventionnel, figure II.16, le récepteur solaire jouant le rôle de générateur de vapeur. Un stockage de vapeur de quelques minutes est employé pour faire tampon entre le captage et l'utilisation de l'énergie.

Les centrales à tour à vapeur surchauffée présentent l'avantage de pouvoir utiliser des turbines plus petites afin d'éviter la condensation de la vapeur pendant la détente, ce qui rend l'exploitation plus facile et la maintenance moins coûteuse.

La principale difficulté de cette installation réside dans des contraintes thermomécaniques (évaporation et la surchauffe) dans les tubes absorbeurs qui se répercutent sur la durée de vie du récepteur ; aussi les limites en capacité de stockage diminuent le rendement du cycle thermodynamique.

Aujourd'hui le problème des récepteurs à vapeur surchauffée n'est toujours pas résolu, et le dimensionnement de la cavité pour de plus fortes puissances sera le défi majeur à relever pour leur conception.

Les systèmes à vapeur d'eau ont été démontrés par plusieurs centrales à tour comme celles de CESA-1, Solar One [2.26] (100 bar, 516°C, 14 kg/s).

De meilleurs résultats sur le coût d'investissement et de contrôle ont été obtenus par la centrale PS10 (11 MWe) [2.19] inaugurée en mars 2007.

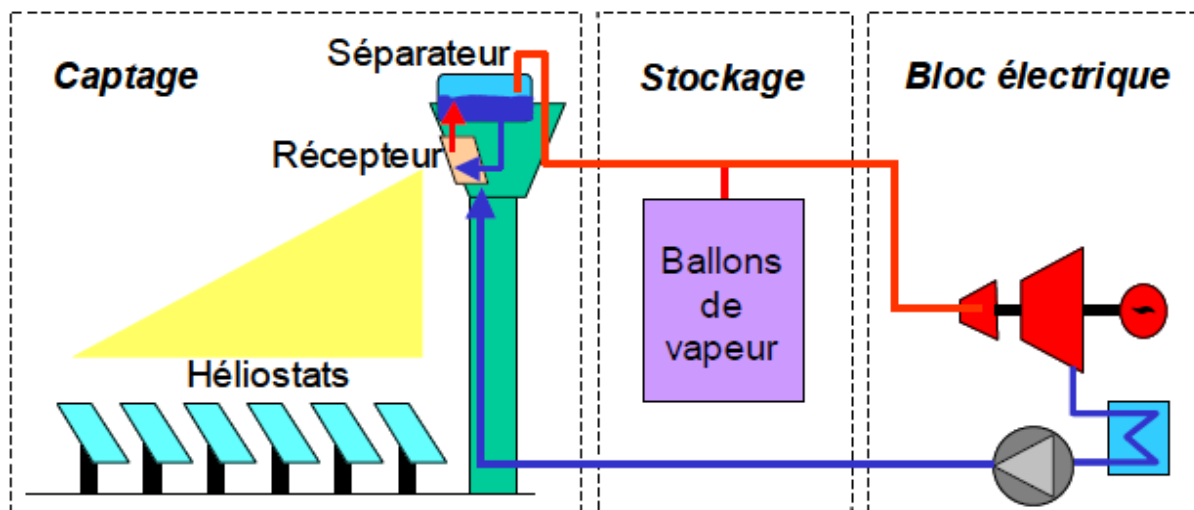


Figure II.16. Centrale à tour solaire avec Systèmes à vapeur d'eau

La centrale PS10 inclut un champ solaire de 624 héliostats Sanlucar 120 de 121 m² [2.19], un système de stockage de vapeur saturée constitué de 4 réservoirs utilisés séquentiellement en fonction de leur charge (50 minutes à 50% de charge) et un récepteur tubulaire très performant (rendement annuel de 90%) permettant de produire de la vapeur à 40 bars et 250°C, pour une capacité électrique produite égale à 11 MWe.

II.3.3. Systèmes avec circuit à air

Différents systèmes avec circuit à air ont été proposés et développés au cours des trois dernières décennies [2.27]. Ils peuvent être classés en deux groupes principaux :

- Système avec air à pression atmosphérique.
- Système à air pressurisé.

II.3.3.1. Système avec air à pression atmosphérique

Le circuit de transfert de chaleur est basé sur un schéma où l'air atmosphérique est aspiré à travers un récepteur volumétrique poreux (treillis métallique ou céramique) et chauffé jusqu'à environ 700°C pour alimenter un système de stockage thermique où un cycle vapeur grâce à un échangeur de chaleur. Ensuite l'air à la sortie d'échangeur est rejeté devant l'entrée du récepteur pour minimiser les pertes thermiques, où intégré dans un système de stockage thermique [2.28], figure II.17.

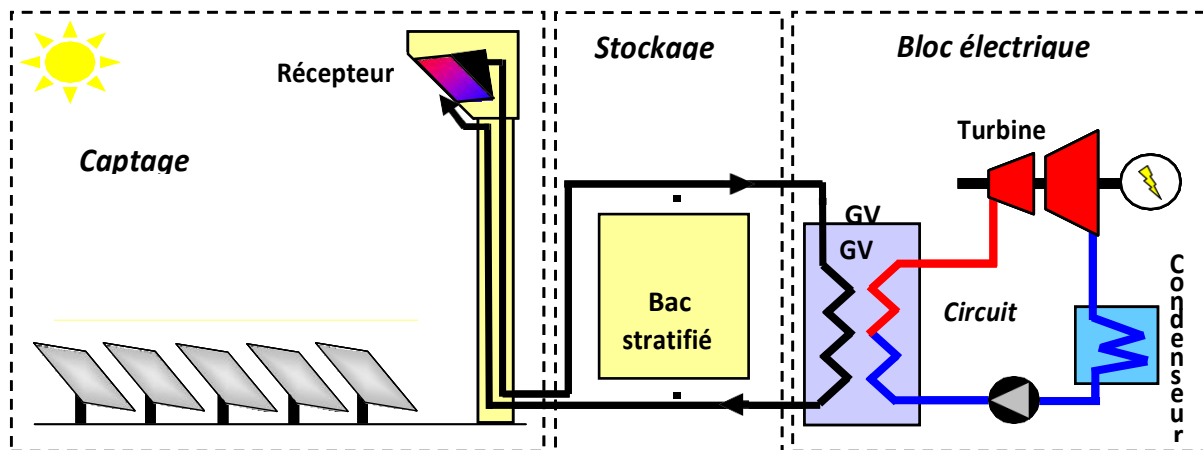


Figure II.17. Schéma de principe d'une tour solaire avec récepteur à air atmosphérique

II.3.3.2. Système à air pressurisé

L'intégration d'un récepteur à air pressurisé (boucle fermée) offre l'avantage d'exploiter l'énergie solaire concentrée par cycle à haute température comme le cycle turbine à gaz.

Malgré que ces technologies bénéficient d'une conception simple et d'une faible inertie thermique, ils sont moins développés que les récepteurs à sels fondus ou à vapeur saturée.

Le premier prototype de récepteur à boucle fermée a été testé sur l'installation CESA-1[2.29] en 1991, puis par le projet CIEMAT, pendant presque 400 heures en 1993.

Les résultats ont démontré que le récepteur pouvait atteindre une température de 700°C en moins de 20 minutes et de la maintenir ensuite.

L'entreprise espagnole ABENGOA avait étudié le schéma Phoebus [2.20] avec un récepteur fermé à structure modulaire en céramique, complété par le projet européen SOLAIR, testé à l'installation PSA de juin 2003 à juin 2004, le récepteur SOLAIR a été capable de chauffer l'air jusqu'à 800 °C.

Les systèmes à air pressurisé sont exploités selon deux types de récepteur (figure II.18).

- Systèmes à récepteurs tubulaires
- Systèmes à récepteurs air volumétrique (irradiés directement).

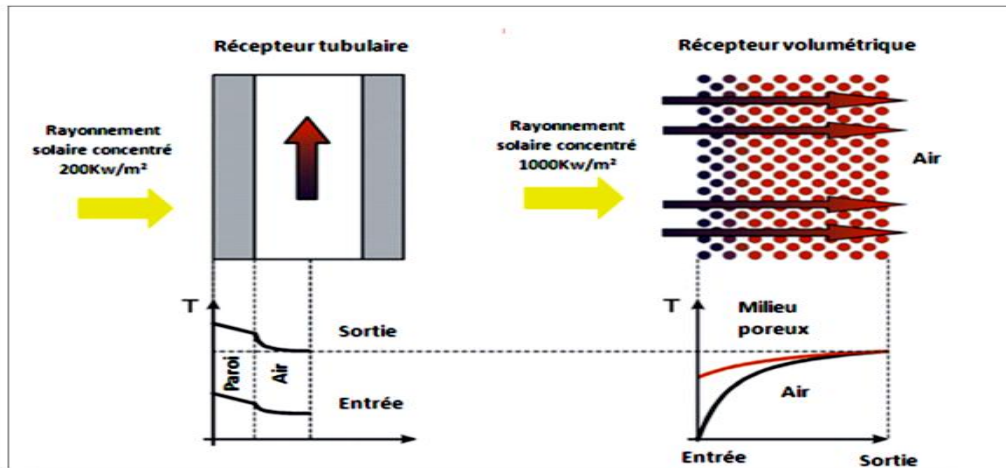


Figure II.18. Schéma du récepteur à air pressurisé tubulaire et volumétrique

A- Les récepteurs à air tubulaires

L'air s'écoule à l'intérieur des tubes métalliques ou en céramique dont la surface extérieure absorbe le rayonnement solaire [2.30]. Les tubes peuvent être disposés sur un panneau ou à l'intérieur d'une cavité.

A cause du matériel choisi, ces récepteurs sont limités par une température de travail en dessous de 1000°C et un flux solaire moins de 1000 kW/m².

Les limites de conception posent des restrictions à l'augmentation de la température de fonctionnement. Par exemple, pour un récepteur tubulaire irradié indirectement et une température ($T > 800^{\circ}\text{C}$), le flux et la pression ne peuvent pas dépasser 600 kW/m² et 10 bars respectivement.

B- Le récepteur à air volumétrique (irradiés directement)

L'air absorbe le rayonnement concentré soit directement, ou par une surface solide qui absorbe le rayonnement [2.30]. La surface d'absorption peut être une matrice stationnaire (grille, mousse, nid d'abeilles, etc.) (figure II.19), ou des particules mouvantes (compact).

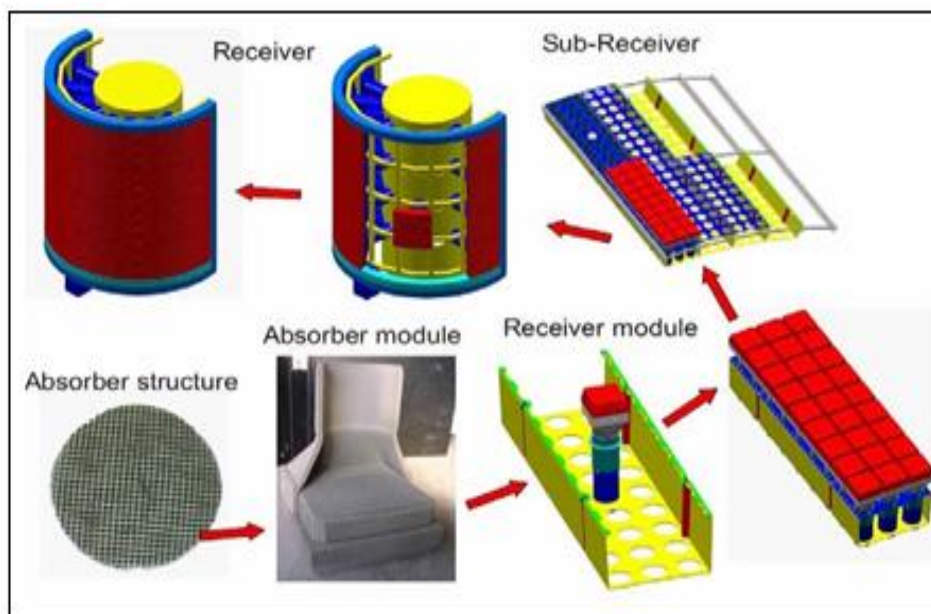


Figure II.19. Schéma de principe du récepteur à grille [2.30]

Dans les récepteurs volumétriques, la matrice d'absorption est exposée soit à l'air ambiant, où sous pression grâce à des fenêtres.

Le développement de récepteurs volumétriques fiable, ayant la capacité de résister à une pression et une température élevées est hautement souhaitable.

D'autres récepteurs volumétriques à boucle fermée ont été testés comme le récepteur de Type REFOS (absorbeur métallique), où de Type DIAPR: (absorbeur en céramique).

II.4. INSTALLATIONS TOUR SOLAIRE DANS LE MONDE

Actuellement un certain nombre de centrales solaires à tour ont été expérimentées ou commercialisées dans le monde au cours des vingt dernières années comme : l'unité PS10 et PS20 (Espagne) et d'autres présentées dans le tableau II.1, ci-dessous [2.31].

Projet	Pays	Production	Fluide caloporteur	Stockage	Opérationnelle
SSPS	Espagne	0.5 MWe	Sodium liquide	Sodium	1981
EURELIOS	Italie	1 MWe	vapeur	Sel de Nitrate	1981
SUNSHINE	Japon	1 MWe	vapeur	Sel de Nitrate	1981
SOLAR ONE	USA	10 MWe	vapeur	Oil + rock	1982
CESA-1	Espagne	1 MWe	vapeur	Sel de Nitrate	1983
MSEE/CATB	USA	1 MWe	Sel de Nitrate	Sel de Nitrate	1984
THEMIS	France	2.5 MWe	SEL fondu	SEL fondu	1984
SPP-5	Russie	5 MWe	vapeur	Vapeur d'eau	1986
TSA	Espagne	1 MWe	Air	Céramique	1993
SOLAR TWO	USA	10 MWe	Molten Nitrate	Sel de Nitrate	1996

Tableau II.1. Installations tour solaires construites dans le monde

II.5. INSTALLATION TOUR SOLAIRE HYBRIDE

En comparaison avec les systèmes thermiques conventionnels (fossile, nucléaire), les centrales solaires sont confrontées au problème de l'indisponibilité de l'énergie solaire liée à l'intermittence de la source (fluctuation du gisement solaire).

Une centrale solaire qui ne fonctionne que le jour (quand le rayonnement est disponible) n'est pas une solution envisageable surtout si on doit satisfaire des besoins électriques en période nocturne.

Une méthode régulièrement employée par les centrales solaires thermiques est le stockage thermique, qui peut être chargé en même temps que l'unité de puissance en fonction.

L'intégration d'un système de stockage dans une centrale solaire nécessite une augmentation de la taille du champ capteurs, ce qui engendre des coûts de production plus élevés et des problèmes techniques liés à l'inertie thermique comme l'augmentation du temps de démarrage et des problèmes de réglage (difficultés d'ajustement rapide aux changements des conditions d'entrée).

L'hybridation est l'autre solution envisagée pour diminuer les coûts de production et améliorer la compétitivité à court et moyen terme par rapport aux centrales fossiles conventionnelles [2.32].

Le concept de la centrale solaire hybride, comprend un concentrateur solaire thermique convertissant la chaleur thermique solaire en électricité, couplé avec un système d'appoint thermique basé sur des combustibles fossiles (où biomasses).

Ainsi, l'hybridation permet d'assurer la disponibilité de puissance en période nocturne ou lorsque les rayonnements solaires sont insuffisants.

Une telle intégration présente l'avantage d'une part, de pouvoir égaliser les fluctuations solaires en jouant de manière automatique sur l'unité à combustible, et d'autre part d'accélérer les procédures de démarrage avec une montée rapide en température du fluide caloporteur.

En tant que tels, deux principaux arrangements d'hybridation peuvent être imaginés pour les systèmes tour solaire- turbine à gaz, à savoir l'hybridation périodique où parallèle.

II.5.1. Hybridation parallèle

Dans un arrangement d'hybridation parallèle, représenté sur le schéma de la figure II.20, le flux d'air pressurisé est partagé en deux parties, une partie est chauffée par le récepteur solaire et l'autre chauffée directement par la chambre de combustion, puis les deux sources de chaleur sont mélangées avant d'être envoyées à la turbine.

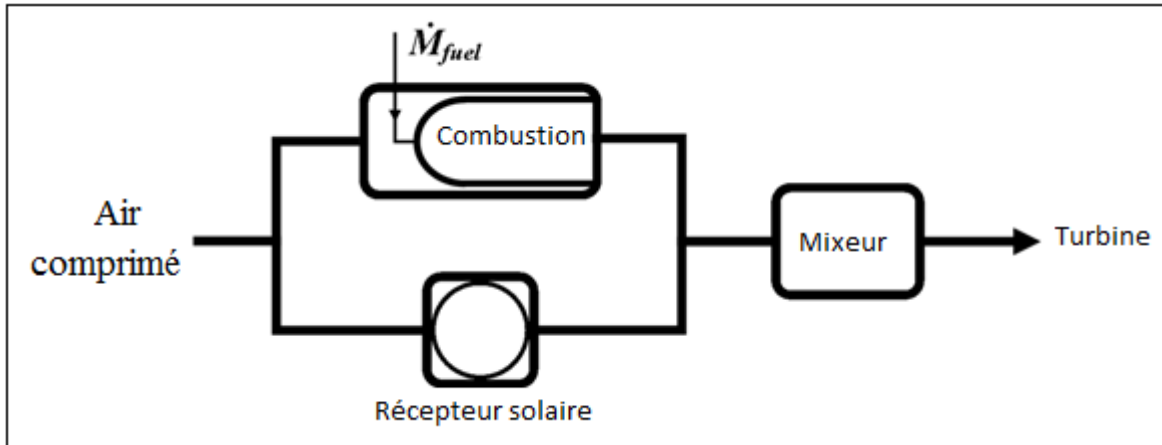


Figure II.20. Système d'hybridation parallèle

Les systèmes parallèles d'hybridation simplifient le fonctionnement de la turbine à gaz, car il est plus facile d'isoler la combustion et les sous-ensembles solaires en faisant fonctionner l'unité par une seule source de chaleur.

Cependant, l'hybridation parallèle est un choix faible thermodynamiquement expliqué par les limites matérielles des récepteurs employés, ce qui implique une réduction d'efficacité énergétique.

II.5.2. Hybridation périodique

Dans un arrangement périodique d'hybridation, représenté par la figure II.21, l'air est chauffé par le récepteur volumétrique grâce aux rayons solaires concentrés pour atteindre des températures de l'ordre de 800-1000°C. L'air préchauffé est ensuite envoyé à la chambre de combustion afin d'atteindre la température exigée pour actionner une turbine à gaz ou un cycle combiné.

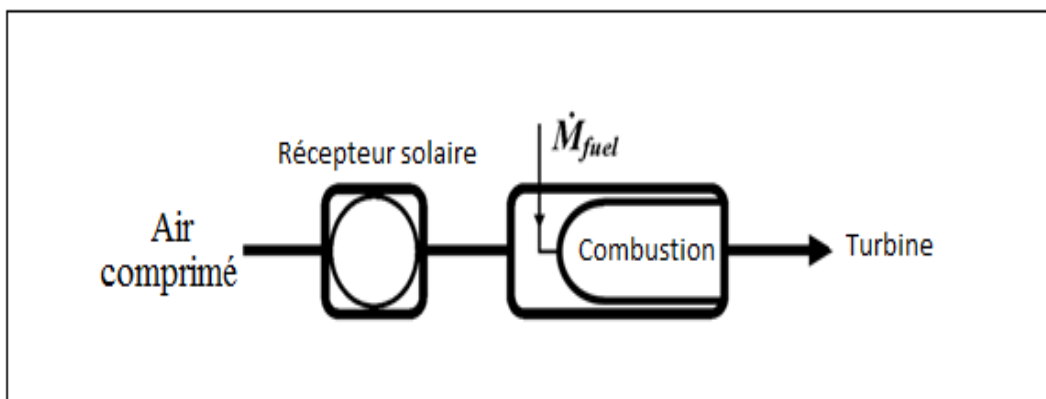


Figure II.21. Système d'hybridation périodique

L'avantage de cette technologie est son haut rendement de conversion. Le préchauffage solaire permet de réduire nettement la consommation en carburant dans la chambre à combustion, et d'ajuster la quantité du carburant en fonction des fluctuations qui se produisent à l'entrée solaire (récepteur).

Cependant, au stade actuel la technologie des récepteurs à air pressurisé n'est pas capable d'atteindre les conditions de températures d'entrée d'une turbine à gaz (1000°C -1300°C), ce qui implique la nécessité d'un combustible afin de compléter le chauffage de l'air sortant du récepteur solaire.

Les turbines à gaz les plus adaptées à l'hybridation périodique sont celles munies d'une chambre de combustion externe, figure II.22.

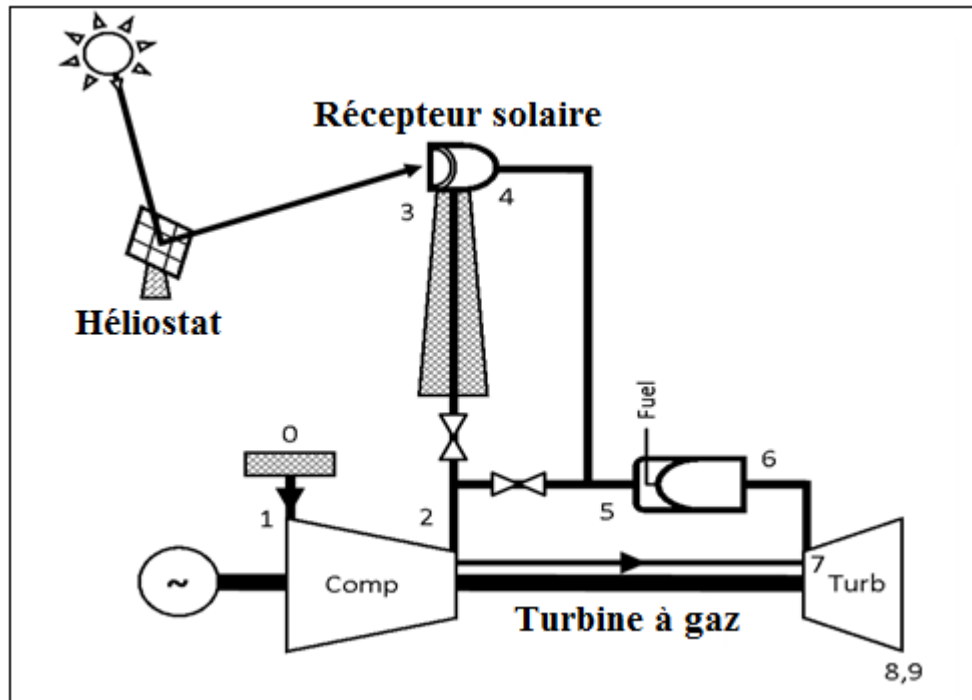


Figure II.22. Installation tour solaire-turbine à gaz hybride

II.6. COMPOSANTS DE LA TOUR SOLAIRE-TURBINE À GAZ HYBRIDE

II.6.1. Turbine à gaz

La société suisse Brown Boveri a utilisé pour la première fois une turbine à gaz afin de produire de l'électricité en 1939.

Grâce aux progrès obtenus dans le domaine de technologie des matériaux, les turbines à gaz sont devenues l'un des piliers de l'industrie moderne.

La turbine à gaz est un moteur rotatoire conçu pour convertir une puissance thermique en travail mécanique selon le concept théorique du cycle de Brayton [2.32].

L'unité comporte trois composants principaux: un compresseur, une chambre de combustion comme source de chaleur et une turbine de détente.

Dans la chambre de combustion, de l'énergie thermique est produite grâce au carburant brûlé dans l'air comprimé par le compresseur.

Le gaz chaud pressurisé est alors détendu par la turbine ; cette détente va produire une puissance mécanique rotationnelle sur l'axe de l'installation, utilisée ensuite pour entraîner le compresseur et le générateur électrique. Un schéma d'une unité de turbine à gaz est montré sur la figure II.23.

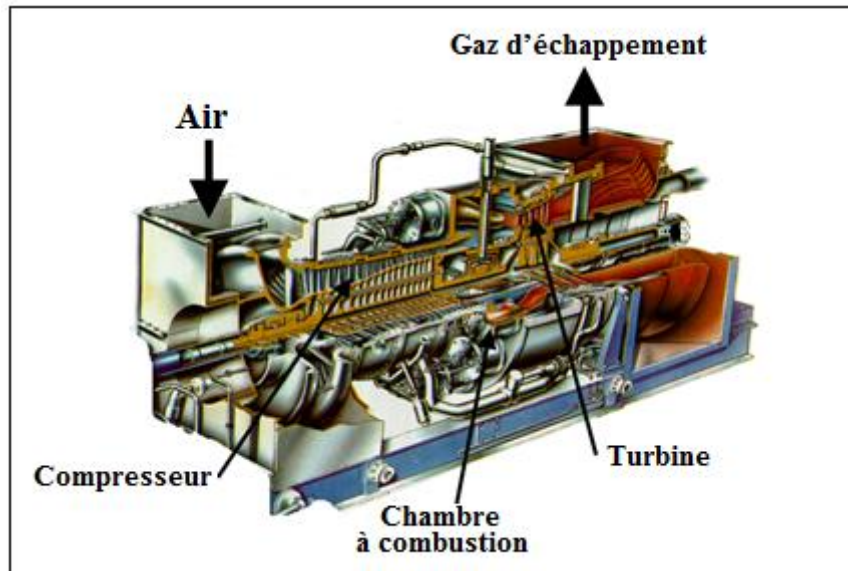


Figure II.23. Configuration d'une turbine à gaz

II.6.2. Récepteur volumétrique fermé

L'un des premiers récepteurs volumétriques pressurisés en céramique a été développé par le centre aérospatial allemand en 1989 (PLVCR) [2.33], qui a employé un amortisseur en céramique poreux couvert par une fenêtre de quartz-verre et une armature refroidie à l'eau.

Le récepteur (PLLVCr) présente l'avantage de réduire les pertes par réflexion, il a été examiné avec succès à des températures de sortie allant jusqu'à 1050°C; cependant, l'un de ses majeurs obstacles a été la non résistance aux grandes pressions (pression limitée à 4 bars)

Au début des années 90, l'institut de Weizmann de Sciences a proposé un concept de récepteur volumétrique alternatif, appelé le récepteur pressurisé (DIAPR) [2.34]. Au lieu de la mousse en céramique, un amortisseur volumétrique a été employé, composé d'une rangée de goupille-ailerons, ce récepteur a démontré l'opération à des températures soutenues de sortie de 1200°C et à des pressions allant jusqu'à 20 bars.

Actuellement, le concept des récepteurs volumétriques pressurisés le plus avancé est le récepteur de SOLGATE [2.35], représenté sur la figure II.24, qui emploie une mousse de carbure de silicium comme matériel d'absorption avec une ouverture couverte d'une fenêtre voûtée elliptique en verre de quartz.

Le récepteur de SOLGATE a été démontré à une température de 960°C sous un flux solaire de pointe de 800 kW/m² avec un rendement thermique de 70%.

À l'heure actuelle, les récepteurs qui fonctionnent à des températures (>1000 °C) ne peuvent être utilisés que si le récepteur et la chambre de combustion forment une unité intégrée, et l'ensemble de la turbine à gaz doit être placée au sommet de la tour, possible uniquement que pour des unités relativement petites.

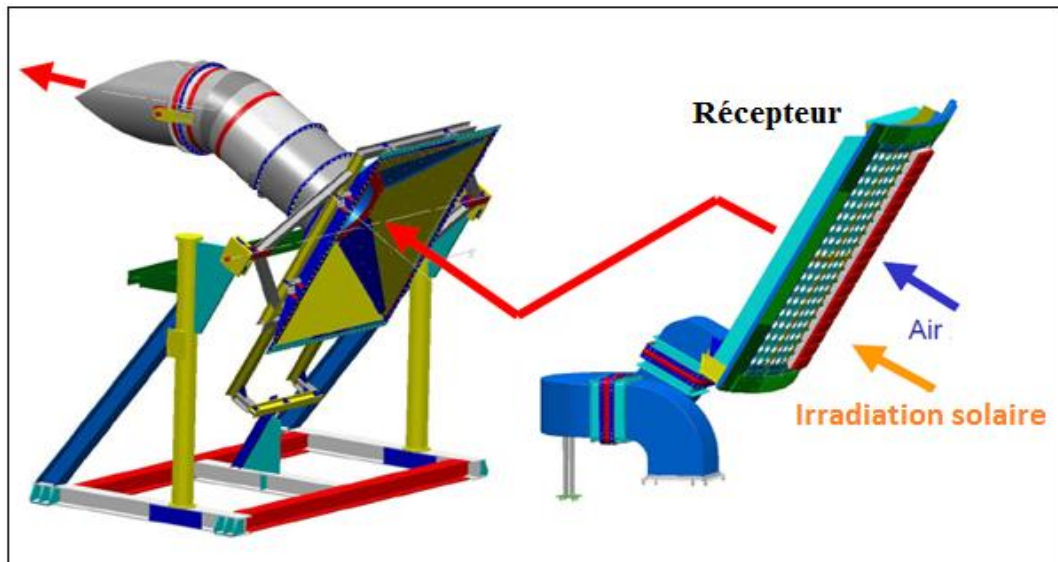


Figure II.24. Structure portant un ensemble de récepteur volumétrique SOLGATE [2.35]

II.6.3. Récepteur de REFOS

Développé au centre aérospatial allemand pendant les années 90, avec le but de surmonter les problèmes techniques du récepteur de PLVCR.

Le récepteur REFOS [2.36] a pu résister à des températures allant jusqu'à 800°C et des pressions de l'ordre de 18 bars ce qui a permis de l'intégrer directement dans les systèmes turbine à gaz solaires, figure II.25.

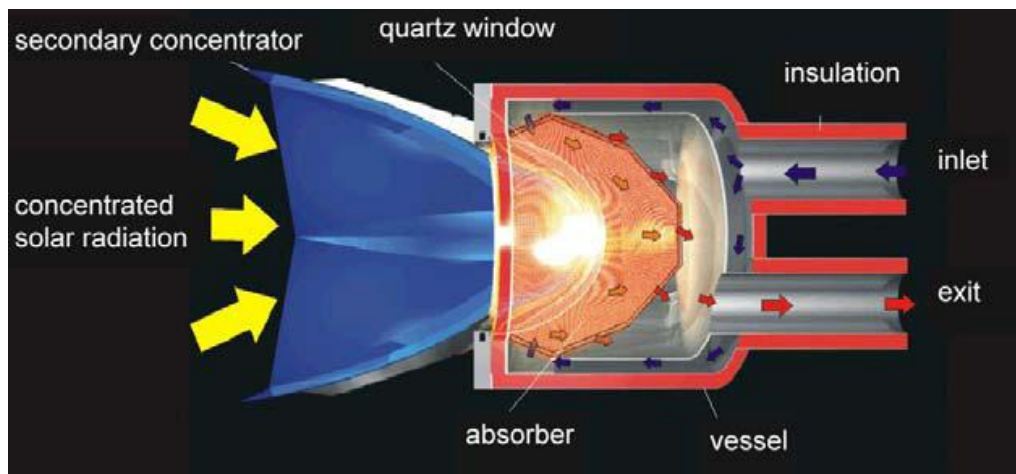


Figure II.25. Récepteur volumétrique de type REFOS

Ce concept a aussi fait l'objet de travaux expérimentaux récents dans le cadre du projet européen SOLGATE [2.37] qui a permis son utilisation avec succès pendant environ 500 heures sur la centrale PSA (3 modules de récepteur type REFOS), d'une puissance totale d'environ 1 MWth, alimentant une turbine à gaz de 250 kWe (Figure II.26).

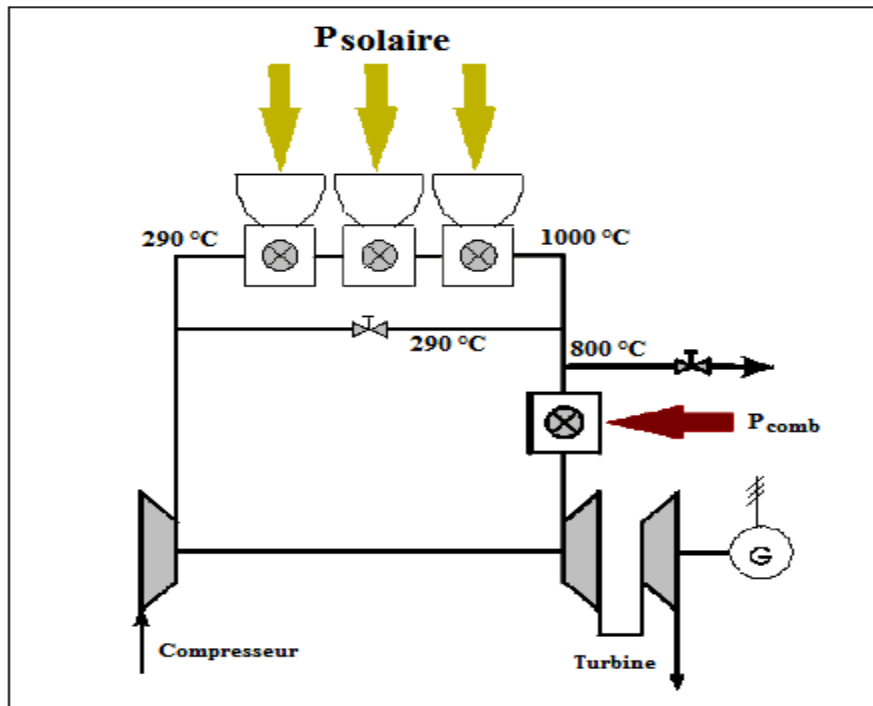


Figure II.26. Schéma de l'installation utilisant un récepteur de type REFOS

Lors de la première phase de tests, la température de sortie d'air du récepteur solaire atteignait 800°C avec un rendement de $78 \pm 4\%$, une fraction solaire mesurée de 60% et un rendement global de puissance de 21,2%. Les essais à plus haute température (960°C) avec les trois zones de récepteurs ont permis d'accroître la fraction solaire jusqu'à 70% ($\pm 10\%$).

II.7. Performances des centrales tours solaires hybrides

Les centrales tours solaires- hybrides présentent de forts potentiels de réduction de coûts grâce à de nombreux atouts :

- un haut rendement de conversion solaire thermique - électrique de 45% pour un cycle combiné, et de l'ordre de 36-43% pour les turbines avec récupération.
- Pour une fraction solaire annuelle de (25-30 %), les rendements globaux annuels de conversion solaire/électricité de ces centrales sont voisins de 20% et dépasseront les 25 % à moyen terme.
- Un coût de l'électricité produite fiable comparé à d'autres systèmes hybrides, le LEC hybride varie de 5,7 à 10,5 Cent €/kWh, et un LEC solaire varie de 9 à 14 c€/kWh [2.25].
- Des risques technologiques et économiques fiables grâce à une puissance exploitable en permanence, une fraction solaire adaptable et un champ solaire plus petit que pour les systèmes à cycle vapeur.
- Moins de fonctionnement en charge partielle et de pertes en arrêt/démarrage, avec un fonctionnement en continu à rendement élevé sans stockage. Cela permet d'éviter de garder une installation conventionnelle en stand-by ou de construire une nouvelle centrale thermique fossile pour compenser les fluctuations de production dues à l'intermittence de la ressource solaire.

II.7.1. Comparaison entre les différents types de concentrateur solaire

Dans le tableau II.2, on a présenté les différents avantages et inconvénients des concentrateurs solaires autres que la technologie des cylindro-paraboliques qui sont largement cités dans plusieurs ouvrages.

Type	Avantages	Inconvénients
Concentrateur parabolique	<ul style="list-style-type: none"> - Unités autonomes - Taux de concentration très élevés, et bonne efficacité de fonctionnement. - Circuits d'alimentation et distribution centralisés - Modularité du système, avantages de production en série aucune restriction de balance. - Opération et entretien simples. 	<ul style="list-style-type: none"> - Disponibilité de puissance basse et peu d'heures annuelles. - Structure à coûts élevés. - Expérience limitée sur les installations à grande échelle - Condition de l'eau pour le nettoyage.
Cheminée solaire	<ul style="list-style-type: none"> - Le sol sous le collecteur agit en tant que stockage permettant l'alimentation d'énergie après coucher du soleil. - Matériaux de construction disponibles et à prix réduits. - Opération simple et entièrement automatique. - Aucune condition de l'eau. 	<ul style="list-style-type: none"> - Efficacité de conversion solaire-électrique basse. - Hybridation non possible. - Chargement complet limité. - Grands secteurs qui demandent des surfaces importantes. - Coûts de maintenances élevés pour la Cheminée.
Tour solaire	<ul style="list-style-type: none"> - Efficacité solaire-électrique élevée. - Les températures du cycle élevées. - Hybridation simple avec du gaz naturel. - Composants solaires modulaires (héliostats) avec le potentiel de production en série. 	<ul style="list-style-type: none"> - Structure à coûts élevés. - Héliostats exigeant un système de suivi solaire. - Conditions de l'eau pour le nettoyage. - Appropriée principalement à la production d'électricité à grande échelle.

Tableau II.2. Avantages et inconvénients des installations à concentrations solaires

CONCLUSION

L'énergie solaire est une ressource inépuisable qui pourrait fournir à l'humanité l'ensemble de ses besoins en énergie primaire.

Différentes façons de convertir cette ressource existent pour la production de l'électricité via la filière photovoltaïque, concentrée ou classique, via la filière thermodynamique par les capteurs cylindro-paraboliques, les miroirs de Fresnel, la technologie Dish-Stirling, et les centrales à tour.

Les centrales à concentration solaire à tour(s) ont des rendements élevés (supérieurs à 20 %) et permettent de produire la nuit lorsqu'elles sont associées à une hybridation.

Les projets de type PEGASE ou EURECA sont à un stade moins avancé que les autres filières de concentrateurs tour solaires, l'amélioration et le développement de ce type de projets peuvent encore être faits, par optimisation des conditions de température et de pression du gaz de travail.

Afin de délimiter de façon plus précise le domaine d'étude sur lequel portera cette thèse, nous avons décidé de consacrer l'essentiel du travail au modèle de la centrale tour solaire hybride avec récepteur volumétrique fermé de type REFOS [2.36].

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [2.1] C. Richter, S.Teske, W.Short, Concentrating solar power global outlook 09- Why renewable energy is hot. Document Greenpeace.<http://www.greenpeace.org/international/en/publications/reports/concentrating-solar-power-2009/>.
- [2.2] A. Ferrière. "Centrales solaires thermodynamiques. Edition Techniques de l'Ingénieur", BE 8 903, pp 1-20, 2007.
- [2.3] A. Ferriere, "Les centrales solaires thermodynamiques : l'état de l'art et les perspectives mondiales ", Communication au Colloque de l'Institut ENSAM de Corse, Bastia, 31 mars 2005.
- [2.4] D. Mills. "Advances in solar thermal electricity technology". Solar Energy 76, pp 19–31. 2004
- [2.5] Energy Information Administration, "International Energy Outlook 2008," Washington, DC, 2008.
- [2.6] Michael Geyer and Eckart Lüpfert, "EUROTHROUGH - Parabolic Trough Collector," Almeria, Spain, 2003.
- [2.7] U.Herrmann et al "Overview on the thermal storage systems". Workshop on thermal storage for trough power systems. 2002. www.nrel.gov/csp/troughnet/pdfs
- [2.8] IEA Network Energy Technology. Dish Technology. http://www.solarpaces.org/CSP_Technology/docs/solar_dish.pdf
- [2.9] A. Häberle et al. "The solar mundo project : Advanced technology for solar thermal power generation". Proceedings of the ISES 2001 Solar World Congress, Adelaide, pp 25-30. 2001.
- [2.10] David R. et al. "Compact linear fresnel reflector solar thermal power plants". Solar Energy, Vol 68(3), pp 263 – 283. 2000.
- [2.11] J. Schlaich, R. Bergermann, W. Schiel, G. Weinrebe. "Design of commercial solar updraft tower systems – Utilization of solar induced convective flows for power generation", 2005.
- [2.12] K. Lovegrove, A. Zawadski, and J. Coventy "Paraboloidal dish solar concentrators for multimegawatt power generation". ISES Solar World Congress, Beijing, 18 - 22 September 2007.
- [2.13] CADDET Australian National Team. "Power production using a paraboloidal solar concentrator".CADDET Renewable Energy Newsletter, pp 22–24. 2000.
- [2.14] Gilles Flamant. Fours solaires. Techniques de l'Ingénieur, BE 8849, 2008.
- [2.15] R. Levitan, H. Rosin, M. Levy. "Chemical reactions in a solar furnace-direct heating of the reactor in a tubular receiver". Solar Energy, Vol 42(3), pp. 267-272. 1989.

- [2.16] L. G. Radosevich, A. C. Skinrod. "The power production operation of solar one: The 10 MWe solar thermal central receiver pilot plant", *Journal of Solar Energy Engineering, Transactions of the ASME* vol 111, pp 144–151. 1989.
- [2.17] J. E. Pacheco, R. Gilbert. "Overview of Recent Results of the Solar Two Test and Evaluations Program", *Renewable and Advanced Energy Systems for the 21st Century RAES'99*, April, Maui, Hawaii, ASME, pp.RAES99–7731. 1999.
- [2.18] SolarPACES, "Catalog of Solar Heliostats," IEA-Solar Power and Chemical Energy Systems, Köln, Technical Report No. III - 1/00 2000.
- [2.19] PS10: an 11.0 MW Solar Tower Power Plant with Saturated Steam Receiver, 2005. Available : <http://www.upcomillas.es/catedras/crm/report05/Comunicaciones/Mesa%20IV/D%20Valerio%20Fern%20C3%A1ndez%20-%20Solucar%202.pdf>.
- [2.20] "Abengoa begins commercial operation of PS20 solar tower in Spain", *Power digest* vol153-6. 2009.
- [2.21] J.E. Pacheco. "Summary of the Solar Two test and evaluation program", Sandia National Laboratories Livermore CA, SAND2000-0372C. 2000.
- [2.22] P. Schramek, D. "Mills Multi-tower solar array", *Solar Energy* vol75 (3), pp. 249- 260. 2003.
- [2.23] M. Romero. "An update on solar central receiver systems, projects, and Technologies", *ASME J. Sol. Energy Eng*, vol 124(2), pp. 98-108. 2002.
- [2.24] H.Hasuike, Y. Yoshizawa, et al. "Study on design molten salt solar receivers for beam-down solar concentrator", May 2006.
- [2.25] Robert Pitz-Pall and Jürgen Dersch, "ECOSTAR: European Concentrated Solar Thermal Road-Mapping", SES6-CT-2003-502578. 2004.
- [2.26] D.J. Alpert G.J. Kolb. "Performance of the Solar One Power Plant as simulated by the SOLERGY Computer Code", Sandia National Laboratories, Livermore, CA, SAND88-0321.1988.
- [2.27] IEA Network Energy Technology. Tower Technology. http://www.solarpaces.org/CSP_Technology/docs/solar_tower.pdf
- [2.28] W. Wu et al. "Direct absorption receivers for high temperatures", *Proceedings of 17th SolarPACES International Symposium*, 20-23 septembre, Grenade, Espagne. (2011),
- [2.29] Final publishable report Solgate, solar hybrid gas turbine electric power system. Available: <http://ec.europa.eu/research/energy/pdf/solgate>. 2005.
- [2.30] Robert Pitz-Paal, "high temperature solar concentrators," 2007.
- [2.31] Wikipedia: The Free Encyclopedia. List of solar thermal power stations. (March 2011) http://en.wikipedia.org/wiki/List_of_solar_thermal_power_stations.
- [2.32] G. Barigozzi, G. Bonetti, G. Franchini, A. Perdichizzi, S. Ravelli. "Thermal performance prediction of a solar hybrid gas turbine", *Solar Energy*, 86; 2116–2127. 2012.
- [2.33] W.Pritzkow. "The Pressure Loaded Volumetric Ceramic Receiver (5 kW Version)". DLR-Mitteilung 89-17. 1989.

[2.34] J. Karni, A. Kribus et al. "The DIAPR: a high-pressure, high-temperature solar receiver". *Journal of Solar Energy Engineering, Transactions of the ASME* Vol 119 (1), pp74–78. 1997.

[2.35] P. Heller. "Optimization of windows for closed receivers and receiver–reactors: enhancement of optical performance". *Solar Energy Materials* Vol 24 (1–4), pp720–724. 1991.

[2.36] R. Buck, T. Brauning et al. "Solar-hybrid gas turbine-based power tower systems (REFOS)". *Journal of Solar Energy Engineering* Vol 124 (1), pp 2–9. 2002.

[2.37] Antonio L. Avila-Marin. "Volumetric receivers in Solar Thermal Power Plants with Central Receiver System technology: A review". *Solar Energy* Vol85,pp 891–910. 2011

Chapitre. III

**Analyse
thermodynamique**

INTRODUCTION

Les conditions standard employées dans l'industrie des turbines à gaz se déroulent dans une température ambiante égale à 15°C, une pression atmosphérique de 1.013bars et une humidité relative de 60% (conditions ISO). Cependant, les conditions ambiantes ne sont pas stables et varient considérablement entre le jour et la nuit, l'été et l'hiver [3.1].

À cela, l'analyse thermodynamique ne doit pas négliger les conditions climatiques liées à l'emplacement envisagé de l'installation.

L'étude thermodynamique de l'installation tour solaire-turbine à gaz hybride, consiste à vérifier les performances énergétiques et exergétiques, et de prendre en considération les irréversibilités dans le cycle de puissance afin de les minimiser.

Le schéma de l'installation tour solaire -turbine à gaz hybride est présenté dans la figure III.1.

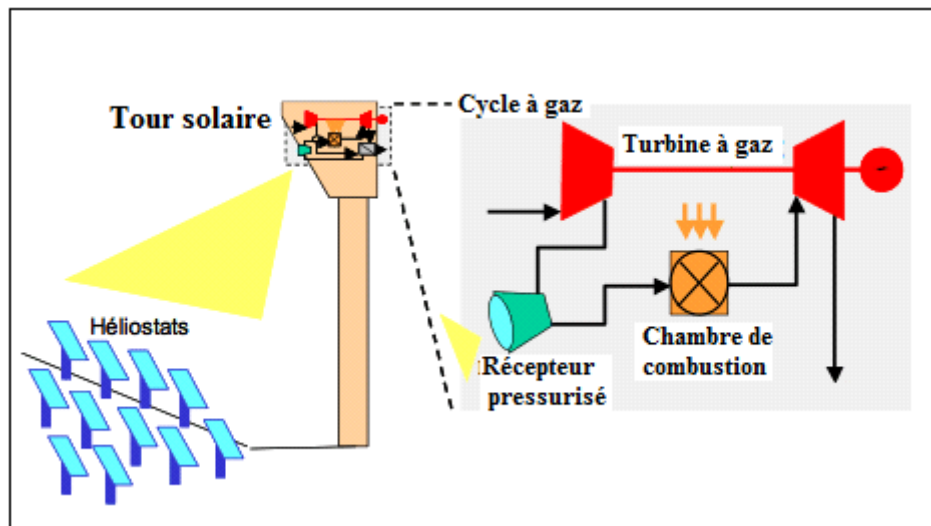


Figure.III.1. Installation solaire turbine à gaz [3.2]

III.1. BILAN ÉNERGÉTIQUE

III.1.1. Turbine à gaz solaire

Le modèle physique de la turbine à gaz solaire hybride se compose principalement de quatre composants: le compresseur, le capteur solaire, la chambre de combustion et la turbine.

III.1.1.1. Compresseur

Les performances énergétiques du compresseur portent sur le calcul de la puissance nécessaire pour comprimer un certain débit massique de l'air sur un rapport de pression donné, et de déterminer les valeurs thermodynamiques de l'air comprimé à la sortie [3.1].

Le compresseur est étudié selon les hypothèses suivantes:

- Pas d'échange de chaleur entre le compresseur et l'environnement.
- Variations des énergies cinétique et potentielle sont négligeables.
- La dissipation du filtre à air est caractérisée par un facteur de perte de pression.
- L'irréversibilité interne est caractérisée par un rendement isentropique.

La pression à l'entrée du compresseur est légèrement inférieure à la pression ambiante en raison des pertes dans le système de filtration, ces pertes sont caractérisées par le facteur perte de charge.

La compression est considérée comme adiabatique mais pas isentropique [3.3], donc caractérisée par un rendement isentropique η_{sc} . De ce fait, l'enthalpie h_2 à la sortie du compresseur peut être calculée à partir de l'enthalpie d'entrée h_1 et l'enthalpie isentropique h_{2s} comme suit :

$$h_2 = h_1 + \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_{sc}} \quad (\text{III} - 1)$$

La puissance énergétique utilisée par le compresseur peut alors être déterminée par l'équation (2)

$$\dot{W}_C = \frac{\dot{m}_{air} (h_2 - h_1)}{\eta_{mec}} \quad (\text{III} - 2)$$

Où \dot{m}_{air} : débit massique d'air comprimé. η_{mec} : rendement mécanique du compresseur.

III.1.1.2. Concentrateur solaire

Le flux solaire par l'ensoleillement I_c est réfléchi par une surface S_c d'héliostats, ce dernier est reçue par le capteur solaire (récepteur volumétrique).

La réflexion et la transmission du flux solaire vers le capteur est fonction de la position du soleil dans le ciel (azimut et position du site). La matrice d'efficacité du champ solaire comprend : la réflectivité des miroirs, l'effet cosinus (surface efficace de projection), l'effet ombres (masques entre le soleil et les héliostats), l'effet blocages (masques entre les héliostats et la tour), l'effet atmosphérique ,et enfin l'effet interception [3.4], [3.5].

$$\eta_{champ} = \rho_{Miroir} \times \eta_{cos} \times \eta_{Blocages ,Ombres} \times \eta_{Atmos} \times \eta_{Interc} \quad (\text{III} - 3)$$

A- Pertes par l'effet cosinus

Les pertes par effet cosinus sont dues à l'orientation non-idéale des héliostats vis-à-vis de l'angle d'incidence du soleil et du récepteur, figure III.2 [3.6].

$$\eta_{cos} = \frac{\sqrt{2}}{2} [\sin(\alpha) \cos(\lambda) - \cos(\theta_H - A) \cos(\alpha) \sin(\lambda) + 1]^{0.5} \quad (\text{III} - 4)$$

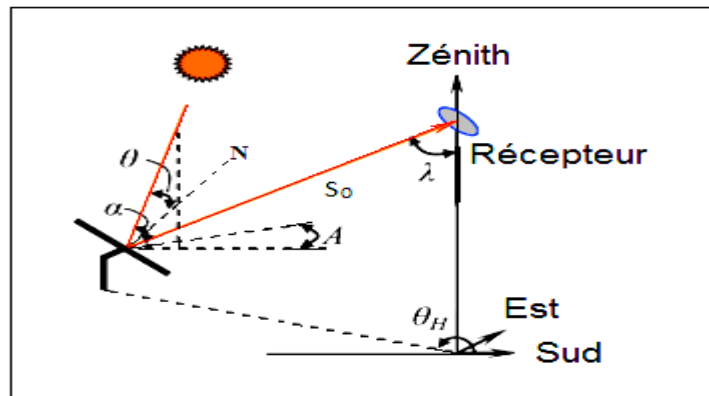


Figure III.2. Angles et position de l'héliostat par rapport au récepteur [3.7]

B- Pertes par l'effet ombrage et blocage

Les effets d'ombrage correspondent aux masquages que peut faire la tour sur les héliostats lors de certaines positions solaires, ainsi que par la densité d'implémentation des héliostats sur le champ solaire, impliquant des masquages de certains héliostats entre eux, figure III.3.

Les effets de blocage causés par les possibles intersections entre les faces arrières d'héliostats et les rayonnements réfléchis par ces derniers, figure III.4.

Les pertes dues aux ombrages ont deux origines : l'ombrage causé par la tour et les ombrages des héliostats entre eux. Les pertes sont généralement déduites par des simulateurs numériques comme le code HFLCAL [3.8].

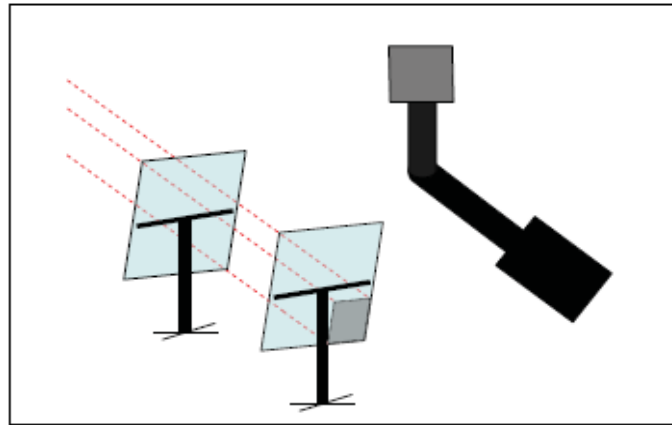


Figure III.3. Pertes par effet ombrage

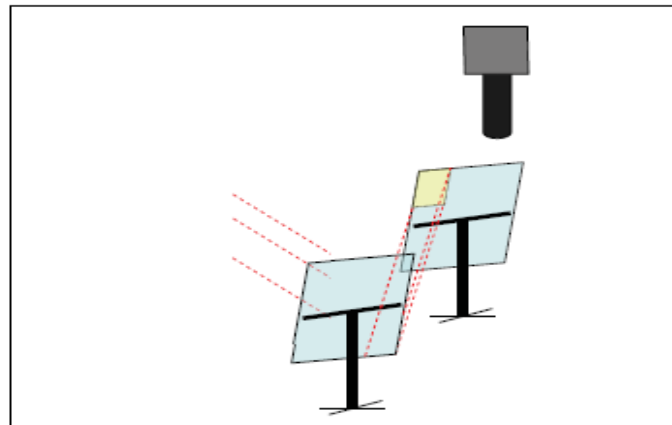


Figure III.4. Pertes par effet blocage

C- Pertes par l'effet atmosphérique

L'effet atmosphérique de transmission dépend des conditions ambiantes et de la distance entre les héliostats et le récepteur [3.9].

$$\eta_{Atmos} = \begin{cases} 0.99321 - 0.000176 S_0 + 1.97 \cdot 10^{-8} S_0^2 & ; S_0 \leq 1000m & \text{(III - 5)} \\ \exp(-0.0001106 S_0) & ; S_0 \geq 1000m & \text{(III - 6)} \end{cases}$$

S_0 : Distance entre l'héliostat et le récepteur.

D- Pertes par l'effet interception

L'effet interception représente le rapport entre l'énergie interceptée par l'absorbeur et celle réfléchie par le champ héliostats, en considérant que certains rayons solaires réfléchis peuvent être envoyés vers l'extérieur du récepteur, figure III.5 [3.6], [3.9].

Les erreurs d'interception sont notées lorsque les surfaces optiques présentent des défauts ou des irrégularités dues à une mauvaise position d'héliostats, elles causent dans ce cas un débordement de la tâche focale hors de la surface d'ouverture du récepteur [x,y] ; l'efficacité d'interception est estimée par :

$$\eta_{intercept} = \frac{1}{2\pi \sigma_{tot}^2} \int (x) \int (y) \exp\left(\frac{-x^2 + y^2}{2 \sigma_{tot}^2}\right) dx dy \quad (III - 7)$$

$$\sigma_{tot} = (\sigma_{solaire}^2 + \sigma_{miroir}^2 + (2 \sigma_{track})^2)^{0.5}$$

σ_{tot} : Erreur totale de suivi.

$\sigma_{solaire}$: Erreur d'interception des rayons du soleil.

σ_{miroir} : Erreur de réflectivité des miroirs.

σ_{track} : Erreur liée au mécanisme moteur du réflecteur.

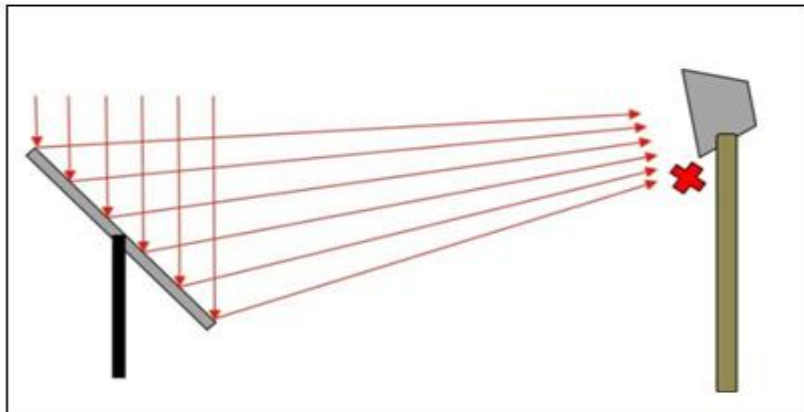


Figure III.5. Effet interception entre un héliostat et le récepteur

III.1.1.3. Récepteur solaire

La puissance thermique reçue à la cavité réceptrice par le champ héliostat équivaut :

$$\dot{Q}_C = \eta_{champ} I_c S_c \quad (III - 8)$$

La cavité du récepteur volumétrique perd une fraction de cette puissance par réflexion, convection naturelle et rayonnement [4], [5]. Si on désigne par T_r la température moyenne de la cavité réceptrice, T_0 la température ambiante et A_r la surface d'ouverture du récepteur.

Le récepteur de type volumétrique est basé sur le concept développé par le projet de SolGate [3.10].

La puissance transmise par la cavité du récepteur [3.11]:

$$\dot{Q}_r = \dot{Q}_C - \dot{Q}_{Perdu} \quad (III - 9)$$

Donc :

$$\dot{Q}_r = \dot{Q}_C - h_{cv} A_r (T_r - T_0) - \sigma \varepsilon A_r (T_r^4 - T_0^4) \quad (III - 10)$$

h_{cv} : Coefficient de transfert par convection dans la cavité du récepteur.

ε : Facteur émissivité de l'absorbeur.

σ : Constante de Stefan-Boltzmann : $5,670 \times 10^{-8} \text{W/m}^2 \cdot \text{K}^4$

Le rendement du récepteur :

$$\eta_r = \frac{\dot{Q}_r}{I_c S_c} \quad (\text{III} - 11)$$

La puissance thermique échangée entre la cavité intérieure du récepteur vers l'air pressurisé est considérée comme intégralement transmise donc :

$$\dot{Q}_{ex} = \dot{m}_{air} C_p (T_{aval} - T_{amon}) = \dot{Q}_r \quad (\text{III} - 12)$$

III.1.1.4. Chambres de combustion

L'objectif de l'analyse de la chambre de combustion à l'état d'équilibre est de calculer le débit massique nominal de carburant nécessaire afin de faire fonctionner la turbine à gaz [3.12].

Les hypothèses suivantes ont été utilisées pour le modèle de la chambre de combustion:

- La combustion est considérée comme complète.
- les pertes thermiques dans la chambre de combustion sont négligeables.

Dans La chambre de combustion un débit massique de carburant \dot{m}_f (gaz naturel) est injecté et brûlé avec l'air pressurisé, figure III.6.

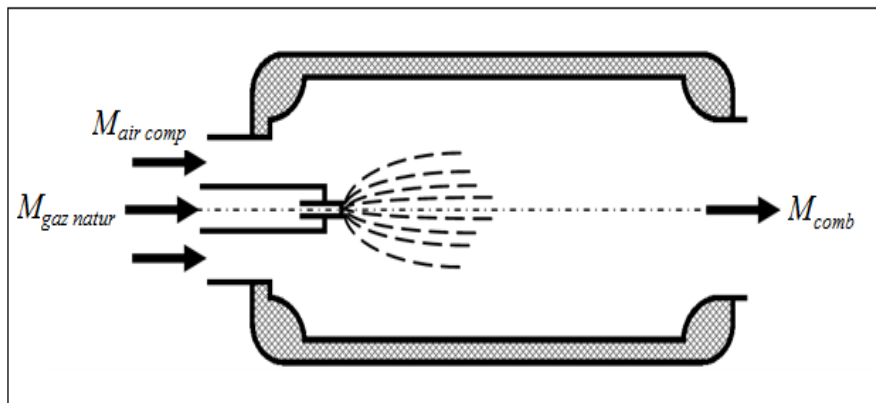
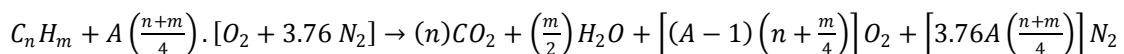


Figure III.6. configuration de la chambre à combustion



Les propriétés de sortie de la chambre de combustion varient en fonction du taux de débit massique de l'air, du pouvoir calorifique inférieur du carburant (PCI) et de l'efficacité de combustion η_{cc} :

$$\dot{m}_{air} h_3 + \dot{m}_f PCI = \dot{m}_g h_4 + (1 - \eta_{cc}) \dot{m}_f PCI \quad (\text{III} - 13)$$

La pression de sortie de la chambre de combustion (en considérant une chute de pression ΔP_{cc}) est comme suit:

$$\frac{P_4}{P_3} = (1 - \Delta P_{cc}) \quad (\text{III} - 14)$$

Le débit massique total des gaz de sortie de la chambre à combustion est la somme des débits d'air comprimé et combustible :

$$\dot{m}_g = \dot{m}_{air} + \dot{m}_f \quad (III - 15)$$

III.1.1.5. Air de refroidissement

Une fraction de débit massique est extraite à partir du compresseur, afin d'être utilisée pour la purge et l'étanchéité de la turbine à gaz. En outre, si la température de sortie de chambre de combustion est supérieure aux limites matérielles de la turbine, de l'air supplémentaire est nécessaire pour le refroidissement des lames de la turbine.

Le flux massique d'air nécessaire pour la purge de la turbine à gaz est relativement constant et peut être considéré à environ 3% du débit massique d'entrée du compresseur [3.12].

III.1.1.6. Turbine

La détente dans la turbine produit la puissance mécanique nécessaire à l'entraînement du compresseur et à la mise en marche du générateur électrique. Les hypothèses suivantes ont été utilisées pour le modèle de la turbine [3.3]:

- les effets de refroidissement de la lame peuvent être pris en considération par l'utilisation d'une température entièrement mélangée à entrée de la turbine.
- Pas d'échange de chaleur entre la turbine et l'environnement.
- Variations des énergies cinétique et potentielle sont négligeables.
- dissipation d'échappement caractérisée par un facteur de perte de pression.
- dissipation interne caractérisée par un rendement isentropique.

La puissance produite par la turbine est donnée par:

$$\dot{W}_T = \dot{m}_g C p_g (T_4 - T_5) \quad (III - 16)$$

Avec :

$$\dot{m}_g = \dot{m}_f + \dot{m}_a$$

$$C p_g (T) = 0.991 + \left(\frac{6.997 T}{10^5} \right) + \left(\frac{2.712 T^2}{10^7} \right) - \left(\frac{1.224 T^3}{10^5} \right)$$

$$T_5 = T_4 \left(1 - \eta_T \left(1 - \left(\frac{P_4}{P_5} \right)^{\frac{1-\gamma_g}{\gamma_g}} \right) \right)$$

Puissance utile disponible au générateur :

$$\dot{W}_{GT} = (\eta_{isen, Turb} \cdot \dot{W}_T) - (\eta_{isen, comp} \cdot \dot{W}_C) \quad (III - 17)$$

III.1.1.7. Échangeur de chaleur (Régénérateur)

C'est un échangeur thermique à contre-courant où la chaleur des gaz d'échappement sert comme préchauffeur à l'air refoulé par le compresseur [3.3]. Le rendement du régénérateur est défini selon l'équation suivante :

$$\eta_{reg} = \frac{(T_2' - T_2)}{(T_5 - T_2)} \quad (\text{III} - 18)$$

Les valeurs de rendement les plus fréquentes pour un régénérateur oscillent autour de 80 % à 85% [3.6].

III.1.1.8. Alternateur

L'alternateur (synchrone triphasé) est une machine électromagnétique rotative qui convertit l'énergie mécanique fournie par la turbine en énergie électrique.

Le rendement du générateur électrique est caractérisé par deux sources de pertes mécanique et électrique, et ainsi le rendement de l'alternateur est donné par le constructeur entre (85 à 95 %) [3.12].

$$P_{ele} = W_{GT} \cdot \eta_{al} \quad (\text{III} - 19)$$

III.1.2. Turbine à gaz solaire avec cycle combiné

L'étude de notre thèse, portera sur le modèle de l'installation turbine à gaz solaire hybride avec cycle à vapeur combinée [3.13].

La configuration de cette installation avec ses différents compartiments est présentée dans la figure III.7 comme suit.

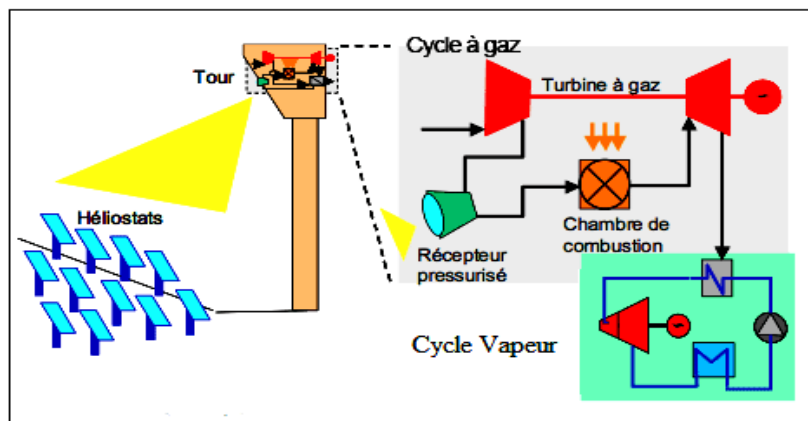


Figure III.7. Installation tour solaire à air pressurisé avec cycle combiné

Le concept de cycle combiné consiste à utiliser les gaz d'échappement de la turbine à gaz par une chaudière de récupération (HRSG) afin de permettre le fonctionnement d'un cycle à vapeur.

Le schéma T-S de la Figure III.8, présente le cycle de Brayton (turbine à gaz) combiné avec un cycle de Rankine (turbine à vapeur). La zone pour le cycle de Rankine se situe dans celle représentant la chaleur rejetée par le cycle de Brayton [3.13].

Donc la zone du cycle de Rankine représente l'énergie calorifique convertie en énergie mécanique utile qui serait sinon rejetée dans l'atmosphère.

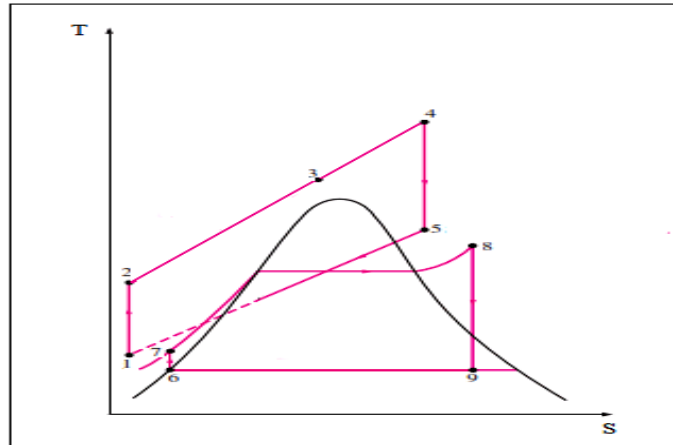


Figure III.8. Schéma T-S de la turbine à gaz solaire avec cycle à vapeur combiné

III.1.2.1. 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 afin de produire de la vapeur qui alimente la turbine du cycle Rankine.

Une chaudière de récupération est un assemblage de trois échangeurs thermiques placés perpendiculairement et montés en série : un économiseur, un évaporateur associé à un ballon (tambour) et un surchauffeur [3.13].

La configuration de l'échange de chaleur dans la chaudière est présentée par la figure III.9.

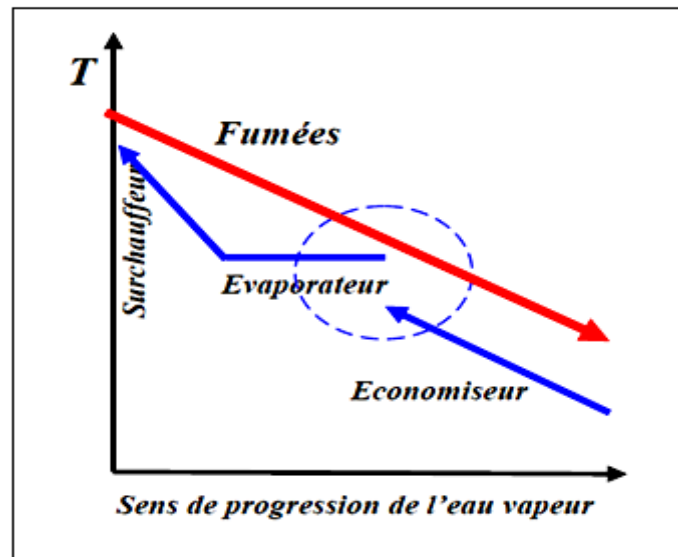


Figure III.9. Configuration de la chaudière de récupération

L'échange thermique entre les gaz d'échappements et le générateur à vapeur est exprimé par :

$$\dot{m}_f c p_f (T_5 - T_{5'}) = \dot{m}_v (h_8 - h_6) \quad (\text{III} - 20)$$

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

$$\eta_{HRSG} = \frac{T_5 - T_{5'}}{T_5 - T_1} \quad (\text{III} - 21)$$

III.1.2.2. Pompe

Le travail fourni par la pompe est exprimé comme suit :

$$W_p = \frac{\dot{m}_2(h_7 - h_6)}{\eta_p} \quad (\text{III} - 22)$$

III.1.2.3. Turbine de détente

Le travail fourni par la turbine est exprimé par :

$$W_{tv} = \dot{m}_{11} \eta_{tv} (h_8 - h_9) \quad (\text{III} - 23)$$

III.1.2.4. Condenseur

On peut évaluer la puissance thermique rejetée dans le condenseur en utilisant l'équation suivante :

$$Q_{cond} = \dot{m}_2 (h_9 - h_6) \quad (\text{III} - 24)$$

III.2. BILAN EXERGETIQUE

III.2.1. Principe

L'analyse exergetique est une méthode qui se base sur la seconde loi de la thermodynamique pour l'analyse, l'évaluation et la quantification de la qualité thermodynamique d'un processus ou un système quelconque [3.14].

L'exergie représente le travail utile maximum que fournit un système thermodynamique lors de son interaction d'une manière réversible avec son milieu ambiant depuis son état initial jusqu'à l'état final d'équilibre, où il acquiert les propriétés du milieu ambiant.

De ce fait, l'exergie d'un système en état inerte est nulle. Le milieu ambiant se comporte comme un réservoir infini à température et pression constantes [3.14], ce qui signifie que le système étudié est suffisamment petit pour ne pas le perturber.

Dans notre étude le milieu ambiant n'est autre que l'air atmosphérique pris à l'état de référence.

III.2.2 Exergie du travail et de la chaleur

L'analyse exergetique permet de mesurer la déviation entre le travail réel et le travail théorique maximal que pourrait délivrer la machine selon des transformations réversibles.

D'après le deuxième principe de la thermodynamique, l'énergie sous forme mécanique est plus valorisable que l'énergie sous forme de chaleur. L'analyse exergetique quantifie cette supériorité, en se basant sur le cycle de Carnot, où le travail mécanique est 100% utile et exploitable tel qu'il est, et égal à son exergie [3.15]:

$$Ex_W = \dot{W} \quad (\text{III} - 25)$$

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

L'exergie de cette quantité de chaleur (\dot{Q}) issue d'une source chaude à la température (T) est égale à la partie convertible en travail [4]:

$$Ex_{\dot{Q}} = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \cdot \dot{Q} \quad (\text{III} - 26)$$

T_0 : la température de l'air ambiant.

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

III.2.3. Destruction d'exergie

Contrairement à l'énergie, l'exergie n'est pas conservée, mais détruite par les irréversibilités thermodynamiques qui peuvent être classées comme des irréversibilités internes et externes.

Les sources principales d'irréversibilités internes sont les frottements, l'expansion débridée, le mélange et les réactions chimiques [3.15].

Les irréversibilités externes, sont dues au transfert de chaleur par une différence de température finie.

L'exergie détruite peut être calculée comme étant le produit de la température du milieu ambiant et la génération de l'entropie :

$$Ex_D = T_0 \Delta S \quad (\text{III} - 27)$$

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

III.2.4. Formes d'exergie

L'exergie se compose de deux formes, l'exergie physique, $\dot{E}x_{ph}$ et l'exergie chimique $\dot{E}x_{ch}$:

$$\dot{E}x = \dot{E}x_{ph} + \dot{E}x_{ch} \quad (\text{III} - 28)$$

III.2.4.1 Exergie physique

L'exergie physique d'un système est définie comme la quantité de travail maximum que l'on peut obtenir lorsque l'interaction du système avec le milieu ambiant implique seulement des processus thermiques et mécanique réversibles [3.15].

L'exergie physique est donnée par la formule suivante :

$$\dot{E}x_{ph} = \dot{m}[(h - T_0 S) - (h_0 - T_0 S_0)] \quad (\text{III} - 29)$$

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

III.2.4.2 Exergie chimique

L'exergie chimique d'un système est égale à la quantité du travail théorique maximum que l'on peut obtenir quand le système est porté par réactions chimiques réversibles de son état initial jusqu'à l'état mort avec son milieu ambiant [3.15].

L'exergie chimique par unité de masse est donnée par la relation suivante [3.6]:

$$ex^{ch} = \sum_{i=1}^n R_i \cdot T_0 \cdot \ln\left(\frac{y_i}{y_i^0}\right) \quad (\text{III} - 30)$$

Avec y_i la fraction molaire des gaz d'échappements, et y_i^0 est La fraction molaire des gaz dans l'air ambiant.

III.2.5. Bilan d'exergie

Le bilan d'exergie suit la règle suivante [3.15]:

$$Ex_{totale} = Ex_{entrante} - Ex_{sortante} - Ex_{détruite} \quad (\text{III} - 31)$$

La variation d'exergie dans un système ouvert, Figure III.10, est égale à la somme du transfert d'exergie accompagnant la chaleur et le travail diminuée de la valeur d'exergie détruite (Ex_D).

L'équation du bilan d'exergie pour les écoulements en régime permanent est exprimée par [3.8] :

$$\sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \dot{Q}_j - \dot{W}_{cv} = \sum_e \dot{m}_e e_{fe} - \sum_i \dot{m}_i e_{fi} + Ex_D \quad (\text{III} - 32)$$

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

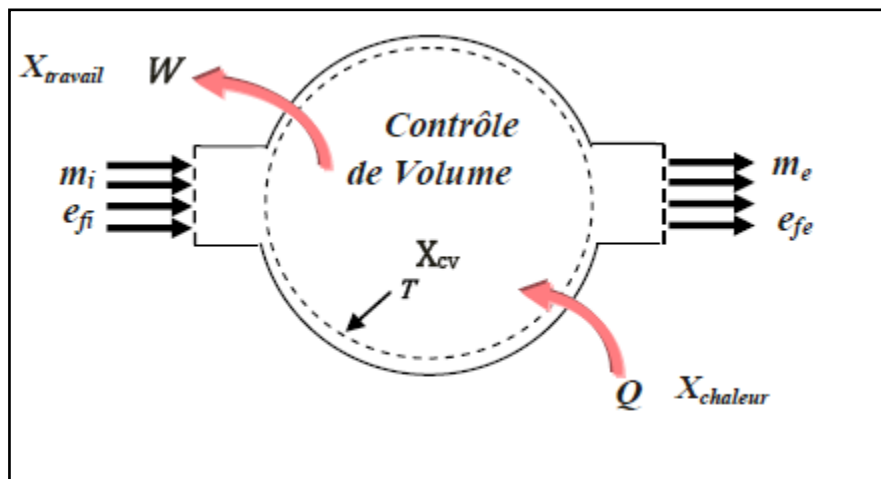


Figure III.10. Bilan d'exergie d'un système ouvert.[3.7]

III.2.6. Rendement exergetique

Le rendement exergetique d'un appareil est donné par [3.9]:

$$\eta_{ex} = \frac{Ex_{produite}}{Ex_{source}} \quad (\text{III} - 33)$$

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

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

III.2.6.1. Champs Héliostats

L'expression de l'exergie du champ héliostats est donnée comme suit [3.16]:

$$Ex_{hel} = Ex_{rec} + Ex_{hel,perdue} \quad (\text{III} - 34)$$

$$Ex_{hel} = \dot{Q}_{hel} \left(1 - \frac{T_0}{T_{sol}} \right) \quad (\text{III} - 35)$$

$$Ex_{rec} = \dot{Q}_r \left(1 - \frac{T_0}{T_{sol}} \right) \quad (\text{III} - 36)$$

L'efficacité exergetique du champ héliostats est :

$$\eta_{ex, hel} = \frac{Ex_{rec}}{Ex_{hel}} \quad (\text{III} - 37)$$

III.2.6.2. Récepteur Volumétrique

L'expression de l'exergie dans le récepteur volumétrique est donnée par [3.16] :

$$Ex_{rec} = Ex_{rec, abs} + Ex_{rec, perd} + IR_{rec} \quad (\text{III} - 38)$$

$$Ex_{rec, perd} = \dot{Q}_{rec, tot\ perd} \left(1 - \frac{T_0}{T_{rec}} \right) \quad (\text{III} - 39)$$

$$Ex_{rec, abs} = \dot{m} [(h_3 + h_2) - T_0 (s_3 - s_2)] \quad (\text{III} - 40)$$

L'efficacité exergetique du récepteur est:

$$\eta_{ex, rec} = \frac{Ex_{rec, abs}}{Ex_{rec}} \quad (\text{III} - 41)$$

III.2.6.3. Compresseur

Le rendement exergetique du compresseur est donné par la formule suivante [3.17] :

$$\eta_{ex, AC} = \frac{\dot{Ex}_2 - \dot{Ex}_1}{\dot{W}_{AC}} \quad (\text{III} - 42)$$

Destruction d'exergie (perdus)

$$\dot{Ex}_{D, AC} = \dot{Ex}_1 - \dot{Ex}_2 + \dot{W}_{AC} \quad (\text{III} - 43)$$

III.2.6.4. Chambre de combustion

La fonction de la chambre de combustion est de convertir l'exergie chimique du carburant en exergie physique thermique transportée par la fumée [3.17].

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

$$\eta_{ex, CC} = \frac{\dot{Ex}_4}{\dot{Ex}_3 + \dot{Ex}_f} \quad (\text{III} - 44)$$

La destruction d'exergie (perdus) :

$$\dot{Ex}_{D, cc} = \dot{Ex}_3 + \dot{Ex}_f - \dot{Ex}_4 \quad (\text{III} - 45)$$

III.2.6.5. Turbine

Par le processus d'expansion de la turbine, une partie de l'exergie physique du fluide est convertie en travail mécanique par l'intermédiaire d'un arbre. Puisque l'exergie chimique du fluide est invariable, le changement de l'exergie physique est identique au changement de l'exergie totale du fluide [3.17].

Le rendement exergetique de la turbine est alors :

$$\eta_{ex\ GT} = \frac{\dot{W}_{GT}}{\dot{Ex}_4 - \dot{Ex}_5} \quad (\text{III} - 46)$$

Destruction d'exergie (perdus)

$$\dot{E}x_{D,GT} = \dot{E}x_5 - \dot{E}x_4 + \dot{W}_{GT} \quad (\text{III} - 47)$$

III.2.6.6. Échangeur de chaleur

Le rôle d'un échangeur de chaleur dans une centrale thermique est généralement de réchauffer un fluide primaire en retirant la chaleur d'un fluide secondaire, figure III.11.

Le rendement exergetique de l'échangeur de chaleur se calcule par la formule suivante [3.18]:

$$\eta_{ex \text{ échangeur}} = \frac{\dot{E}x_{p,out} - \dot{E}x_{p,in}}{\dot{E}x_{s,in} - \dot{E}x_{s,out}} \quad (\text{III} - 48)$$

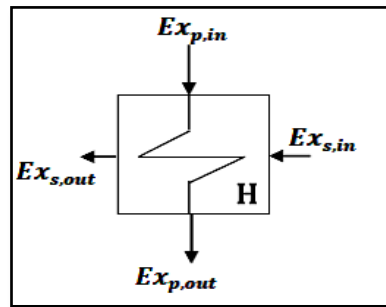


Figure III.11. Exergies échangées dans un échangeur de chaleur

III.2.6.7. Cycle Rankine

Les expressions des efficacités exergetiques des différents composants de la turbine à vapeur [3.18] sont données dans le tableau III.1.

Composent	Destruction d'exergie (perdus)	Efficacités exergetiques
Pompe	$\dot{E}x_{D,P} = \dot{E}x_7 - \dot{E}x_6 + \dot{W}_P$	$\eta_{ex,P} = \frac{\dot{E}x_7 - \dot{E}x_6}{\dot{W}_P}$
Générateur de vapeur	$\dot{E}x_{D,Gv} = \dot{E}x_{IN} - \dot{E}x_{OUT}$	$\eta_{ex,Gv} = \frac{\dot{E}x_8 - \dot{E}x_7}{\dot{E}x_5 - \dot{E}x_6}$
Turbine	$\dot{E}x_{D,Tv} = \dot{E}x_8 - \dot{E}x_9 + \dot{W}_{Tv}$	$\eta_{ex Tv} = \frac{\dot{W}_{Tv}}{\dot{E}x_8 - \dot{E}x_9}$
Condenseur	$\dot{E}x_{D,cond} = \dot{E}x_{IN} - \dot{E}x_{OUT}$	$\eta_{ex,Cond} = 1 - \frac{\dot{E}x_{D,cond}}{\dot{E}x_{IN}}$

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

III.3. INFLUENCE DES CONDITIONS EXTERNES SUR LA PERFORMANCE DE LA TURBINE A GAZ SOLAIRE

La turbine à gaz solaire emploie de l'air atmosphérique, donc, ses performances sont considérablement influencées par la température, la pression et le débit massique de l'air aspiré par le compresseur.

III.3.1. Effet de la température ambiante

A mesure que la température d'admission dans le compresseur augmente, le travail spécifique de compression augmente, tandis que le débit massique d'air diminue (en raison de la diminution de la masse spécifique γ).

En conséquence, le rendement de la turbine et le travail utile diminuent. Si la température diminue, le phénomène inverse se produit.

La figure III.12 montre un exemple de la façon dont la puissance, la consommation spécifique et le débit de gaz d'échappement sont influencés par la température ambiante [3.19].

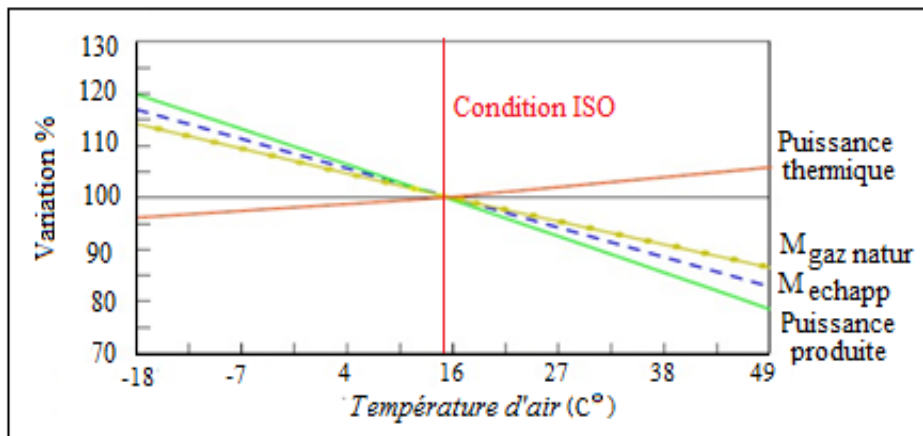


Figure III.12. Influence de la température ambiante sur les performances d'une turbine à gaz [3.20]

III.3.2. Effet de la pression atmosphérique

Si la pression atmosphérique diminue par rapport à la pression de référence ISO, le débit massique de l'air diminue (en raison d'une réduction de sa masse spécifique) et la puissance utile est proportionnellement réduite parce qu'elle est fonctionnelle du débit massique du gaz. La figure III.13 montre la puissance utile de la turbine à gaz par rapport à l'altitude d'installation [3.20].

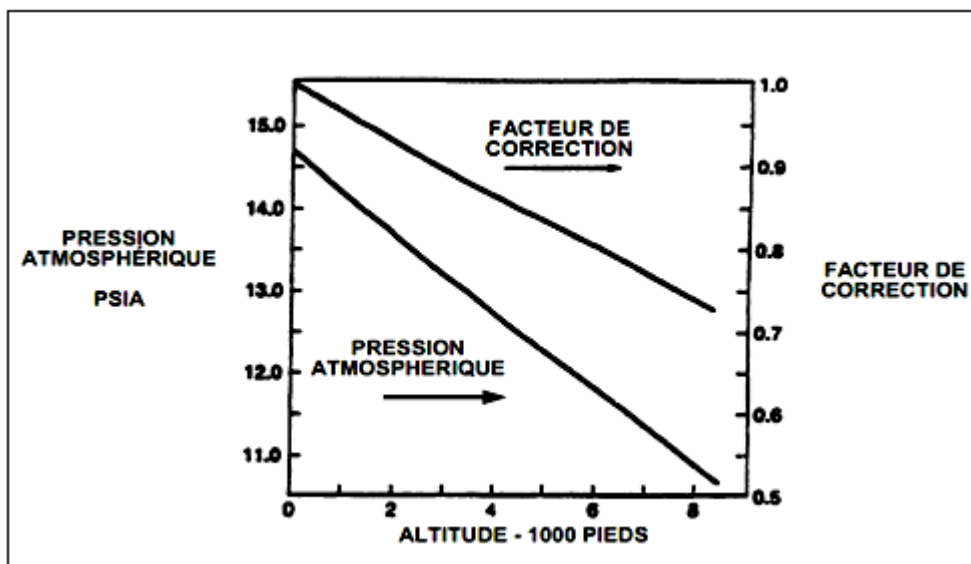


Figure III.13. Effet de l'altitude sur les performances de TAG [3.20]

III.3.3. Effet d'humidité

L'air humide, affecte également le flux de sortie (massique et thermique) ; avant, cet effet était jugé négligeable. Cependant, avec le développement des turbines à gaz et l'utilisation de l'humidité et l'injection de vapeur d'eau pour le contrôle des NOx, cet effet est devenu très considérable [3.20].

La figure III.14, ci-dessous montre l'effet de l'humidité sur les performances de la turbine à gaz.

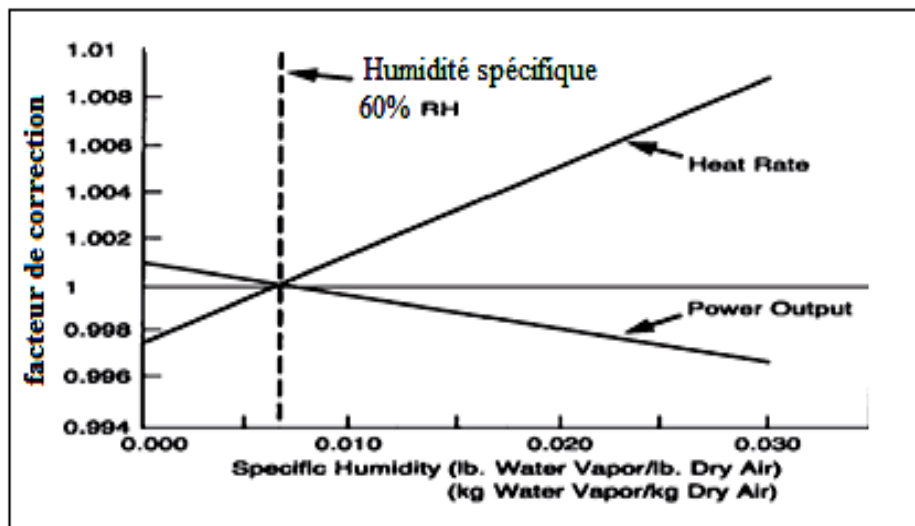


Figure III.14. Effet de l'humidité sur les performances de TAG [3.20]

CONCLUSION

Dans ce chapitre on a donné un bref rappel des définitions et lois générales relatives aux analyses énergétiques et exergétiques des cycles de puissances, avec l'étude des efficacités thermodynamiques de l'installation solaire-turbine à gaz et le cycle à vapeur combiné.

L'analyse des cycles thermodynamiques nous a permis de bien comprendre les principaux facteurs qui influent sur les performances de l'installation.

On a trouvé deux catégories de facteurs influant directement sur les performances de l'installation, l'un est lié à la conception de la machine telle que **le rendement maximale du cycle** et le rapport de compression, et l'autre est lié aux conditions climatiques ambiantes de la zone d'implantation de l'installation.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [3.1] R. Bhargava, M. Bianchi, A. De Pascale et al. "Gas turbine based power cycles - A state of the art Review", Proceedings of the Power Engineering Conference, Hangzhou. 2007.
- [3.2] Pirre Garcia, Alain Ferrier, G. Flamant, P. Costerg et al. "Solar field efficiency and electricity generation estimations for a hybrid solar gas turbine project in France". Journal of Solar Energy Engineering, vol 130, pp 145021-145023, 2008.
- [3.3] A. Böls. "Turbomachines Thermiques" Volume I, École Polytechnique Fédérale Lausanne. 2001.

- [3.4] S. Bonnet, M. Alaphilippe, P. Stouffs. "Thermodynamic solar energy conversion: Reflections on the optimal solar concentration ratio". *International Journal of Energy, Environment and Economics*, vol 12, pp 141-152., 2006.
- [3.5] G. Barigozzi, G. Bonetti, G. Franchini, A. Perdichizzi, S. Ravelli. "Thermal performance prediction of a solar hybrid gas turbine. *Solar Energy*", vol 86, pp 2116–2127, 2012.
- [3.6] Robert Pitz-Paal, Nicolas Bayer Botero, Aldo Steinfeld. "Heliostat field layout optimization for high-temperature solar thermo-chemical processing". *Solar Energy*, vol 85; pp 334–343, 2011.
- [3.7] Xiudong Wei, Zhenwu Lu, "A new method for the design of the heliostat field layout for solar tower power plant". *Renewable Energy*, vol 35, pp 1970–1975, 2010.
- [3.8] P. Schwarzbözl, M. Schmitz, R. Pitz-Paal "Visual HFLCAL, A software tool for layout and optimization of heliostat fields", *Solar Paces*. 2009.
- [3.9] W. B. Stine and M. Geyer. "Solar Energy Systems Design", John Wiley and Sons. 1986.
- [3.10] European Commission. SOLGATE Solar hybrid gas turbine electric power system – final publishable report, 2002. <http://ec.europa.eu/research/energy/pdf/solgate>.
- [3.11] P. Schwarzbözl, M. Schmitz, R. Pitz-Paal, Buck. "Analysis of Solar Gas Turbine Systems with Pressurized Air Receivers (REFOS)". 11th Solar PACES Int. Symposium on Concentrated Solar Power and Chemical Energy Technologies, Zürich, Switzerland, September 4-6. 2002.
- [3.12] Siemens Industrial Turbomachinery. "Industrial Gas Turbines: The Comprehensive Product Range from 5 to 50 Megawatts, Siemens AG", Energy Sector, Erlangen. 2012.
- [3.13] R. Kehlhofer, F. Hannemann, F. Stirnimann et al. "Combined-cycle gas and steam turbine power plants". Third Edition, PennWell Corporation, Tulsa. 2009.
- [3.14] S. C. Kaushik, V. S. Reddy and S. K. Tyagi. "Energy and exergy analyses of thermal power plants: A review", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 15, no. 4, pp. 1857-1872. 2011.
- [3.15] F. Staine. "Intégration Energétique des Procédés Industriels Etendue aux Facteurs Exergétiques". PhD Thesis, Ecole Polytechnique Fédérale, Lausanne. 1994.
- [3.16] Chao Xu, Zhifeng Wang, et al. "Energy and exergy analysis of solar power tower plants". *Applied Thermal Engineering*, vol 31, pp 3904-3913. 2011.
- [3.17] Pouria Ahmadi, Ibrahim Dincer, Marc A. Rosen. "Exergy, exergo-economic and environmental analyses and evolutionary algorithm based multi-objective optimization of combined cycle power plants". *Energy*, vol 36, pp 5886-5898. 2011.
- [3.18] V. Siva Reddy, S.C. Kaushik, S.K. Tyagi. "Exergetic analysis of solar concentrator aided natural gas fired combined cycle power plant". *Renewable Energy*, vol 39, pp 114-125. 2012.
- [3.19] A. Bouam, S. Aissani, R. Kadi. "Amélioration des performances des turbines à gaz par injection de vapeur d'eau en amont de la chambre de combustion". *Revue des Energies Renouvelables* Vol 11 (2), pp 291 – 306. 2008.
- [3.20] Formation industrie IFP "TURBINES À GAZ TECHNOLOGIE ET FONCTIONNEMENT". <http://197.14.51.10:81/pmb/COURS%20ET%20TUTORIAL/Chimie/pretochimie/D5-5.pdf>

Chapitre. IV

**Simulation et
validation
numérique**

INTRODUCTION

La simulation est utilisée dans différents domaines de la recherche qui permet d'analyser le comportement d'un système et d'optimiser son fonctionnement avant de l'implanter.

Un modèle numérique simulé n'est pas une représentation exacte de la réalité physique, mais il est seulement apte à restituer les caractéristiques les plus importantes du système analysé.

Il existe plusieurs types de simulation pour un système physique [4.1] : allant du modèle de représentation qui ne s'appuie que sur des relations mathématiques traduisant les grandes caractéristiques de son fonctionnement, jusqu'au modèle de connaissance complexe issu de l'écriture des lois physiques régissant les phénomènes mis en jeu.

Le choix du type de modèle dépend principalement des objectifs poursuivis.

IV.1. PRINCIPES DES SIMULATEURS

Les simulateurs de procédés utilisés classiquement dans l'industrie, peuvent être considérés comme des modèles de connaissance. Ils sont basés sur la résolution des bilans des énergies et des équations d'équilibres thermodynamiques afin de fournir l'information de base pour la conception de nouveaux procédés (dimensionnement d'appareil, analyse du fonctionnement pour différentes conditions opératoires, optimisation).

Avant même de parler de modèles d'opération, il faut avoir des modèles pour prédire les propriétés physiques de la matière. C'est pourquoi ces simulateurs disposent tous d'une base de données thermodynamiques contenant les propriétés des corps purs (masse molaire, température d'ébullition sous conditions normales, paramètres des lois de tension de vapeur...)

Cette base de données est enrichie par un ensemble de modèles thermodynamiques permettant d'estimer les propriétés des installations.

Tout simulateur industriel de développement est organisé autour des modules suivants :

- Une base de données des corps purs et un ensemble de méthodes pour estimer les propriétés des mélanges appelés aussi modèles thermodynamiques.
- Un schéma de procédés permettant de décrire les liaisons entre les différentes opérations unitaires constituant l'unité PFD (Process Flow Diagramm).
- Des modules de calcul des différentes opérations unitaires contenant les équations relatives à leur fonctionnement : compresseur, turbine, échangeurs de chaleur, pertes de charges, etc.
- Un ensemble de méthodes numériques de résolution d'équations des modèles.

Avec ce type de logiciel, les ingénieurs peuvent à partir de la donnée des corps purs présents dans le schéma de procédé, développer un modèle du processus reposant au modèle industriel souhaité.

Pour les travaux numériques de simulation et modélisation de notre thèse, on a utilisé le logiciel TRNSYS 16, afin d'étudier les performances de l'installation tour solaire-turbine à gaz, la présentation et l'utilisation du logiciel sera présenté dans ce chapitre.

IV.2. PRÉSENTATION DE TRNSYS

Le logiciel de simulation TRNSYS « TRansient SYstems Simulation », est un environnement dédié à la simulation dynamique des systèmes [4.2].

Développé par le CSTB dans le cadre de collaborations internationales des années 70, TRNSYS est aujourd'hui l'un des logiciels de référence pour la simulation dynamique des bâtiments et des systèmes énergétiques solaires et industriels.

Plusieurs centaines de composants sont disponibles dans TRNSYS, couvrant un large spectre d'applications ; ces composants (modules) sont assemblés en utilisant une interface graphique intégrée connue sous le nom de « TRNSYS Simulation Studio », figure IV.1.

La conception modulaire ouverte de TRNSYS, permet aux utilisateurs un contrôle sur les organigrammes et une adaptation plus réaliste des composants au projet étudié avec la possibilité de créer aisément de nouveaux composants spécifiques pour une structure posée.

De nombreuses bibliothèques de composants TRNSYS sont aujourd'hui disponibles dans le domaine public, couvrant un large spectre d'applications (énergie solaire, éoliennes, hydraulique, microcontrôleurs, piles à combustibles, pompes à chaleur, stockage d'énergie, systèmes de climatisation, thermique du bâtiment, tours de refroidissements, turbines à gaz, etc.).

Aussi le logiciel TRNSYS dispose de plusieurs composants utilitaires permettant de coupler la simulation avec d'autres logiciels ou langage numérique comme : MATLAB, FLUENT, COMIS, METEONORM [2].

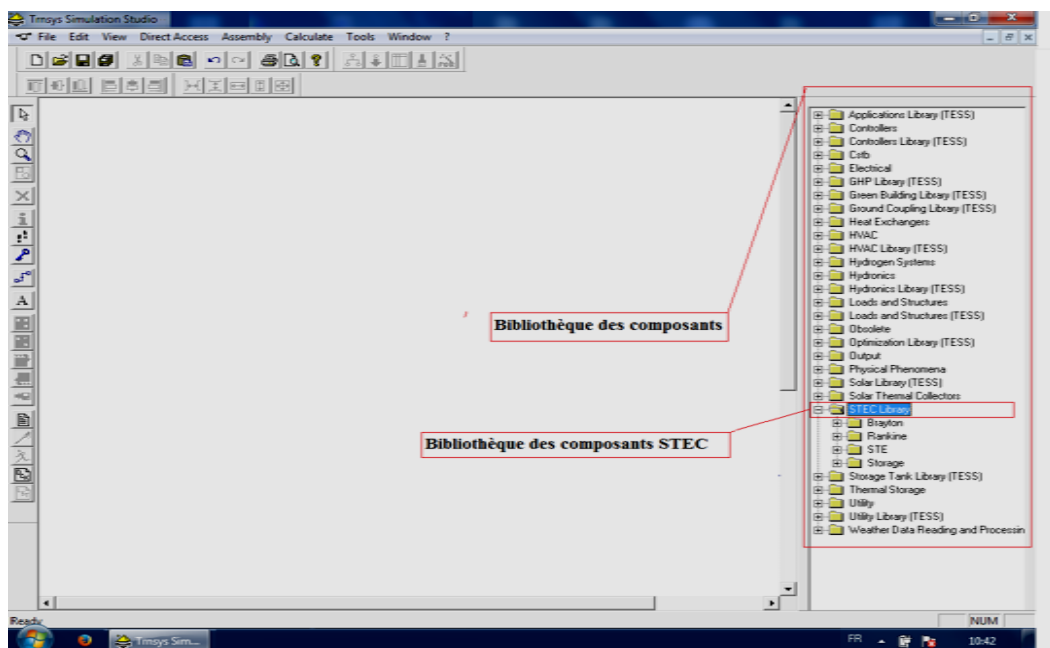


Figure IV.1. Interface simulation du logiciel TRNSYS 16

IV.3. PRÉSENTATION DE LA BIBLIOTHÈQUE STEC

Les composants de la bibliothèque STEC (Solar Thermal Electric Component), illustrés dans la figure 4.3, développés par Peter Schwarzbozl (DLR, Allemagne) et Scott Jones (SNL, nouveau Mexique) en 2002.

Ils permettent de simuler les systèmes thermiques (solaires et conventionnels), avec des composants qui développent des modèles thermodynamiques basés sur le 1er et le 2eme principe de la thermodynamique [4.3]. Dans notre simulation on a utilisé des composants de cette bibliothèque ainsi que des composants standards du logiciel TRNSYS.

Cette bibliothèque n'est pas délivrée avec le logiciel TRNSYS standard. La figure IV.2, montre la structure des composants des bibliothèques STEC [4.4].

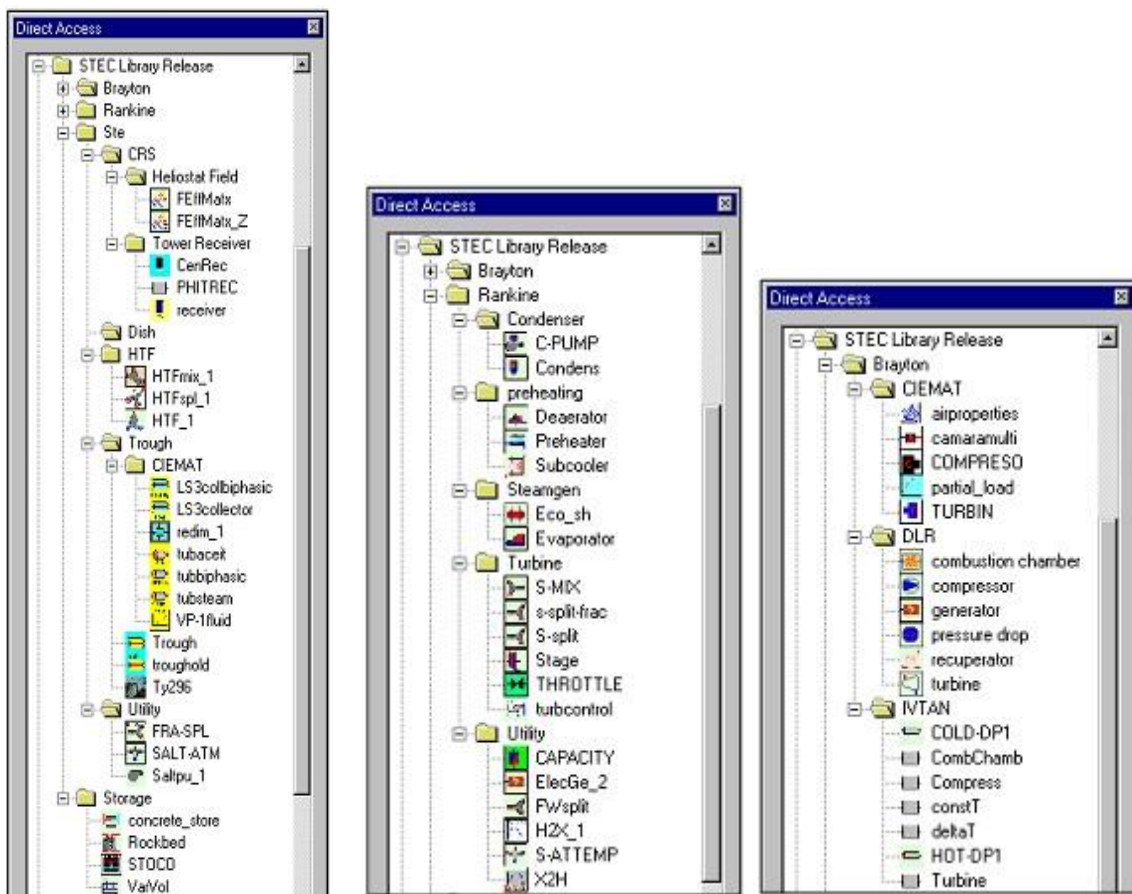


Figure IV.2. Structure des composants des bibliothèques STEC

IV.4. SIMULATION DU CONCENTRATEUR SOLAIRE

Le champ solaire et le récepteur volumétrique placé dans la tour solaire ont été simulés par les composants de la bibliothèque STEC dans le logiciel TRNSYS 16, pour des conditions météorologiques d'un site sélectionné, figure IV.3. Le schéma des composants est présenté comme suit :

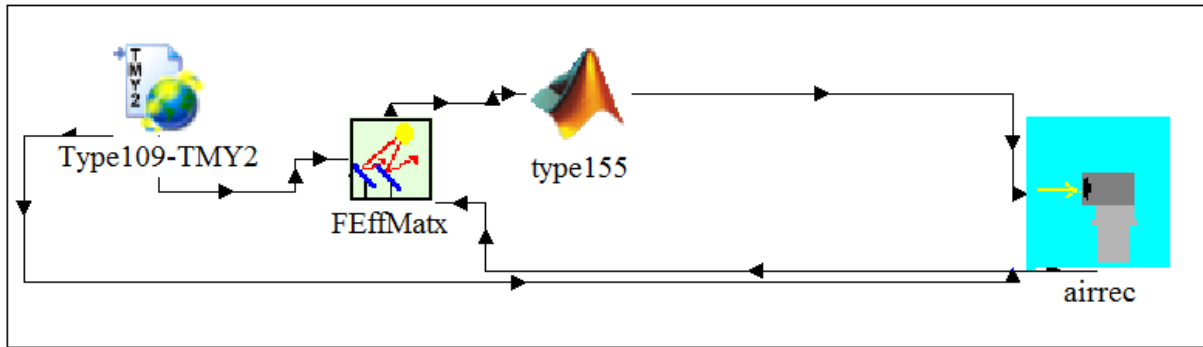


Figure IV.3. Schéma du champ solaire

- Data Reader TMY2 (type 109) : permet la lecture des données météorologiques d'un site, et de calculer le rayonnement direct incident sur la surface des héliostats.



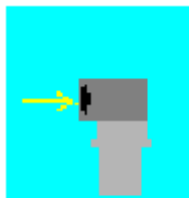
Type109-TMY2

- Heliostat field STEC (FEffMatx) : permet de simuler la totalité du champ solaire héliostats et de calculer la puissance solaire réfléchie vers le récepteur.



FEffMatx

- Tower receiver STEC (airrec) : présente la structure d'un récepteur solaire volumétrique à air pressurisé, il permet de valoriser la puissance solaire absorbée dans le cycle de puissance pressurisé.



airrec

- Calling External Programme (Matlab : type 155) : ce module, offre une liaison directe avec le code exécutable de la méthode Monte Carlo programmé en langage MATLAB afin d'estimer les performances optiques du champ héliostats.



type155

IV.5. PRÉSENTATION DE LA MONTE CARLO

La méthode de Monte Carlo est une méthode numérique statistique de calcul intégral, qui fait appel à des réalisations aléatoires pour évaluer la solution d'un problème mathématique.

La date d'apparition de la méthode de Monte Carlo est de septembre 1949 par l'article intitulé « The Monte Carlo Method » publié par Nicholas Métropolis et S. Ulam [4.5], et c'est le titre de l'article qui a donné le nom à la méthode.

On note que les fondements théoriques de la méthode étaient déjà connus, certains problèmes statistiques comme la théorie des gaz de Boltzman qui ont été résolus et décrits au moyen de l'échantillonnage aléatoire, est en fait la méthode de Monte Carlo.

Depuis, la méthode de Monte Carlo a fait l'objet d'un grand nombre d'études dans des domaines d'application très variés.

Ici, nous nous focalisons sur le transfert radiatif qui se classe parmi les phénomènes de transport linéaire (il n'y a pas d'interaction entre les photons). Parmi les ouvrages de référence sur la méthode de Monte Carlo en transport linéaire on cite les travaux de Hammersley et Handscomb [4.6], et l'ouvrage très complet publié par Dunn et Shultis [4.7].

Nous allons brièvement expliquer cette méthode et son développement par un cas simple. Considérons une aire (S_f) d'une surface inconnue comprise dans un carré de côté (c) comme présentée sur la figure IV.4.

Nous pouvons exprimer cette aire comme l'intégrale de l'ensemble des points $r(x, y)$ appartenant à la surface S_f selon l'équation (IV-1).

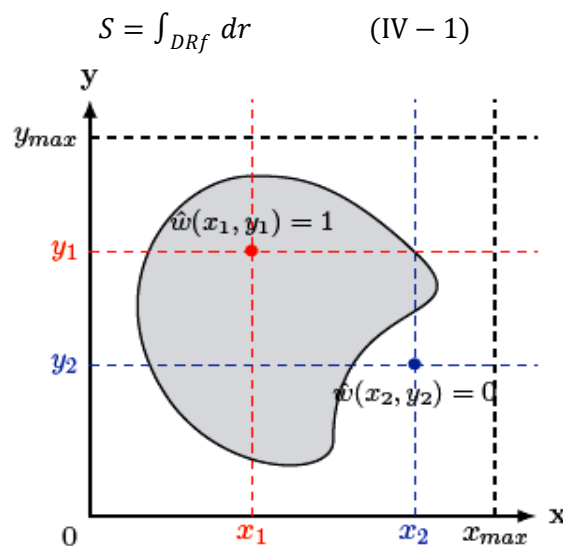


Figure IV.4. Calcul de l'aire d'une surface quelconque par la méthode de Monte Carlo

Pour déterminer si un point $r(x, y)$ appartient à la surface S_f nous reformulons l'équation (IV-1) par une fonction test intégrale $H(r \in S)$ (fonction de Heaviside)

Grâce à la fonction test de Heaviside, tout point r qui appartient à la surface S_f , la fonction $H(r \in S_f)$ est égale à 1, dans le cas contraire elle est égale à 0.

$$S = \int_{DRf} dr. H(r(x, y) \in S_f) \quad (IV - 2)$$

$$S = \int_0^{x_{max}} dx. \int_0^{y_{max}} dy. f(x, y) \quad (IV - 3)$$

Avec la fonction test $f(x, y)$

$$f(x, y) = H(r(x, y) \in S_f) = \begin{cases} 0 & \text{si } r \notin S_f \\ 1 & \text{si } r \in S_f \end{cases}$$

L'équation intégrale (1) peut être exprimée par l'introduction des fonctions densité de probabilité (P_X), (P_Y) des variables aléatoires X et Y .

On appelle la fonction densité de probabilité (*pdf*) d'une variable aléatoire continue X ou Y , toute fonction(f) *continue* et positive sur un intervalle (I) où (J) telle que :

$$\begin{cases} P_X(x) = \int_I f(x)dx = 1 \\ P_Y(y) = \int_J f(y)dy = 1 \end{cases}$$

Avec

$$P_X(x) = \frac{1}{x_{max}}$$

$$P_Y(y) = \frac{1}{y_{max}}$$

Nous aurons ainsi un tirage uniforme des deux coordonnées d'un point r à l'intérieur du carré (c) contenant la surface (S_f)

La surface (S_f)est exprimée par :

$$S_f = \int_0^{x_{max}} P_X(x)dx \int_0^{y_{max}} P_Y(y)dy. \hat{w}^{S_f}(x, y) \quad (IV - 4)$$

Avec le poids de Monte Carlo: $\hat{w}^{S_f}(x, y)$

$$\hat{w}^{S_f}(x, y) = \frac{f(x, y)}{P_X(x).P_Y(y)} = H(r(x, y) \in S_f) \cdot x_{max} \cdot y_{max} \quad (IV - 5)$$

A partir de la formulation intégrale présentée dans l'équation (IV -4) on pourra calculer l'aire de la surface S_f .

IV.5.1. Cas entre deux surfaces

Dans le contexte de la physique du rayonnement ; la méthode est en effet perçue comme un moyen de simuler les trajectoires aléatoires de photons aussi bien qu'un moyen d'accéder aux solutions déterministes de l'équation de transfert radiatif [4.8].

L'algorithme de Monte Carlo met en œuvre une procédure afin d'obtenir un échantillon de façon aléatoire, et de répliquer (répéter) N fois cette procédure, chaque échantillon doit être indépendant des autres.

Du fait de la composante aléatoire du processus, chaque mise en œuvre est différente de la précédente et la spécificité de chacune est traduite quantitativement par la valeur d'un poids (w), et on notera D_w l'ensemble des valeurs possibles de w .

On calcule alors la moyenne des poids, soit $m = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N w_i$, ou w_i est la valeur du poids obtenu lors de la i^{me} mise en œuvre, le but étant de s'approcher de la valeur limite que l'on obtiendrait en faisant tendre N vers l'infini.

On note (A) la grandeur physique que l'on cherche à évaluer, la validation de l'algorithme est démontrée lorsque :

$$\lim_{N \rightarrow +\infty} m = A \quad (\text{IV} - 6)$$

Et la convergence est vérifiée lorsque N est suffisamment grand pour que $|m - A|$ soit inférieur à la précision souhaitée.

Dans l'algorithme standard d'estimation du facteur de forme (F_{12}) entre deux surfaces S_1 et S_2 où on tire aléatoirement des rayons partant de (S_1) et dont le poids statistique (w_i) prend soit la valeur 1 (si le rayon considéré frappe S_2) soit la valeur 0 (si le rayon considéré passe à côté de S_2), Toutes les réalisations sont strictement indépendantes.

$$\lim_{n \rightarrow +\infty} m = F_{12} \quad (\text{IV} - 7)$$

La fiabilité de l'estimation (m) peut être vérifiée grâce à l'incertitude statistique (évaluation de l'écart-type (s) de l'estimateur) selon :

$$s = \frac{1}{\sqrt{N}} \sqrt{\left(\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N w_i^2 \right) - m^2} \quad (\text{IV} - 8)$$

Le succès de la méthode Monte Carlo s'explique grâce à la grandeur de précision (s), et le fait d'avoir accès à cette dernière de façon systématique.

IV.5.2. Échantillonnage préférentiel

Les choix arbitraires concernant l'échantillonnage des variables aléatoires P_X et P_Y ont une conséquence directe sur la convergence numérique.

A cela ces variables doivent être choisies afin de réduire au maximum la valeur de l'écart-type (s) associé à l'estimation [4.8].

L'échantillonnage des réalisations se fait en utilisant des générations aléatoires successives (pour le facteur de forme : tirage d'une position sur S_1 puis tirage d'une direction sur l'hémisphère d'émission soit 4 générations aléatoires.

Si on applique cette procédure à l'exemple du facteur de forme F_{12} entre deux surfaces S_1 et S_2 (voir la figure IV.5), on obtient l'intégrale :

$$F_{12} = E(w) = \int_{D_X} P_X(x) dx \int_{D_Y} P_Y(y|x) dy \hat{w}(x, y) \quad (\text{IV} - 9)$$

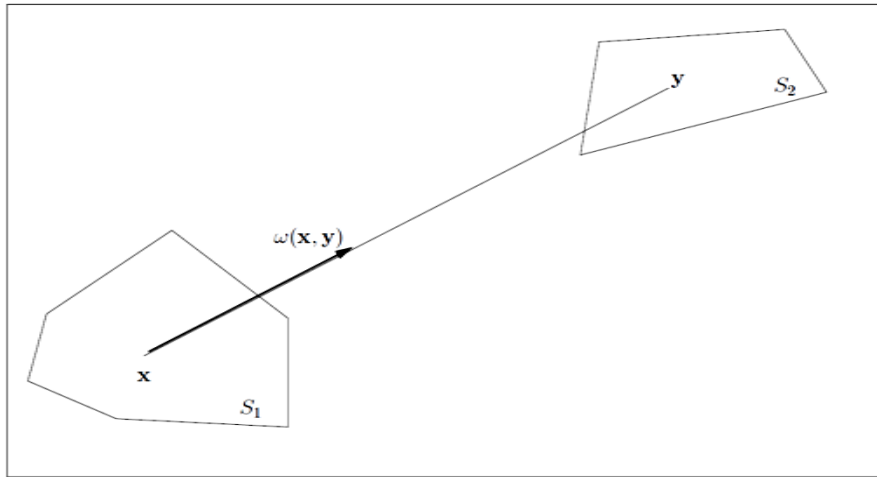


Figure IV.5. Facteur de forme F_{12} entre deux surfaces S_1 et S_2

IV.5.3. Formulation intégrale

Pour une densité de probabilité $PX(x)$, un tirage d’une valeur (x_i) de la variable aléatoire X et pour la densité de probabilité $PY(y|x)$ qui dépend de (x) , une valeur (y_i) de la variable aléatoire $Y(x)$
 Après avoir tiré les valeurs x_i et y_i , on calcule la valeur du poids w_i comme la valeur d’une fonction $\hat{w}(x, y)$:

1. Tirage de x_1 selon PX ; tirage de y_1 selon $PY |x=x_1$; calcul de $w_1 = \hat{w}(x_1, y_1)$.
2. Tirage de x_2 selon PX ; tirage de y_2 selon $PY |x=x_2$; calcul de $w_2 = \hat{w}(x_2, y_2)$.
3.
4. Tirage de x_n selon PX ; tirage de y_n selon $PY |x=x_n$; calcul de $w_n = \hat{w}(x_n, y_n)$.

La valeur A est estimée par la moyenne

$$m = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N w_i \quad (IV - 10)$$

Avec un écart-type (s) associé estimé par :

$$s = \frac{1}{\sqrt{N}} \sqrt{\left(\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N w_i^2 \right) - m^2}$$

La traduction de cet algorithme en formulation intégrale quand $N \rightarrow +\infty$ est donnée par :

$$A = E(w) = \int_{D_X} PX(x)dx \int_{D_Y} PY(y|x)dy \hat{w}(x, y) \quad (IV - 11)$$

D_X et $D_Y(x)$: sont les domaines respectifs de définition de X et de $Y(X)$.

Si on applique cette procédure à l’exemple du facteur de forme (F_{12}) entre deux surfaces S_1 et S_2 , on obtient l’intégrale :

$$F_{12} = E(w) = \int_{S_1} P_X(x)dx \int_{2\pi} P_\Omega(\omega)d\omega \hat{w}(x, \omega) \quad (IV - 12)$$

Avec : $\hat{w}(x, \omega) = 1$ si il y a une intersection entre S_2 et le rayon défini par la position x sur S_1 et la direction ω sur l’hémisphère d’émission.

Sinon : $\hat{w}(x, \omega) = 0$

Les fonctions densités de probabilité sont :

$$P_X = \frac{1}{S_1} \text{ (Tirage uniforme de la position sur la surface } SI)$$

$$P_\Omega(\omega) = \frac{\omega \cdot n_1}{\pi} \text{ (Échantillonnage lambertien de la direction d'émission)}$$

Avec : n_1 la normale à S_1 .

IV.5.4. Algorithme appliqué à une centrale à tour

Notre algorithme a pour objectif l'estimation de la puissance thermique P_{th} reçue par le récepteur de la tour solaire (réfléchi par le champ héliostats) à un instant donné.

Nous reprenons ici la formulation utilisée par J. de La Torre [4.9] dans ces travaux de thèse :

$$P_{th} = \int_{D_{H+}} P_X(x_1) dx_1 \int_{D_{\omega^S}} P_{\omega^S}(\omega^S) d\omega^S \int_{D_{N_{h1}}} P_{N_{h1}}(n_{h1}|\omega^S, b) \cdot \hat{w}^{P_{th}} \quad (IV - 13)$$

$$\text{Avec le poids de Monte Carlo } \hat{w}^{P_{th}} = \begin{cases} H(x_0 \notin S) \times 0 \\ +H(x_0 \in S) \times \begin{cases} H(x_2 \notin R) \times 0 \\ H(x_2 \in R) \times DNI \times \rho^{Ht} \times (\omega^S, n_{h1}) \times S_H \end{cases} \end{cases}$$

Avec les fonctions densités de probabilité (*pdf*) P_X , P_{ω^S} , $P_{N_{h1}}$ exprimées par :

$$P_X(x_1) = \frac{1}{S_H} \quad (IV - 14)$$

$$P_{\omega^S}(\omega^S) = \frac{1}{\int_{D_{\Omega^S}} d\omega^S} = \frac{1}{2\pi(1 - \cos(\theta_S))} \quad (IV - 15)$$

$$P_{N_{h1}}(n_{h1}|\omega^S; b) = \frac{1 + \frac{1}{b}}{2\pi \times [1 - \cos^{2+\frac{1}{b}}(\frac{\pi}{4} - \frac{1}{2} \times \arccos(\omega^S \cdot n_1))] } \times (n_{h1} \cdot n_1)^{1+\frac{1}{b}} \quad (IV - 16)$$

La fonction densité de probabilité $P_{N_{h1}}$ exprime la distribution statistique de la normale effective n_h de la surface par rapport à la normale idéale n .

Cette distribution aussi utilisée en synthèse d'image est basée sur le modèle de micro-facettes de Blinn [48, 54]

IV.5.4.1. Erreur angulaire

Lors de la phase de conception d'une centrale, en doit prendre en compte un certain nombre d'erreurs :

A- Les erreurs de pointage

Elles expriment des erreurs liées au système mécanique qui assure le suivi du soleil par les héliostats.

B- Les erreurs spéculaires

Elles représentent des erreurs de surfaces réfléchives de la centrale. Des rayures, des poussières peuvent fausser la réflexion [4.10]. L'ensemble de ces erreurs est compris dans un angle ε appelé erreur angulaire exprimé par :

$$\varepsilon = \sqrt{\sin^2(\theta_h)} = \sqrt{1 - \frac{2 + \frac{1}{b}}{1 + \frac{1}{b}} \times \frac{1 - (\frac{\sqrt{2}}{2})^{4+\frac{1}{b}}}{1 - (\frac{\sqrt{2}}{2})^{2+\frac{1}{b}}}} \quad (IV - 17)$$

b : Paramètre définissant les erreurs de réflexion selon le modèle de Blinn [-]

θ_h : L'angle entre la normale effective n_h et la normale réelle n .

Remarque : dans la modélisation numérique du champ héliostats, la valeur de (ϵ) est supposée afin de respecter les performances caractéristiques des héliostats. À partir de cette valeur, le paramètre de Blinn(b) est calculé selon l'équation (IV-17).

IV.5.4.2. Erreurs optiques

Lors de l'estimation de la puissance thermique présentée par l'équation (IV-13), certains phénomènes optiques peuvent apparaître et conduisent à une puissance thermique nulle, figure IV.6.

A- Ombrage (O)

Si une surface quelconque se trouve entre le point (x_1) du héliostat et le soleil (S)

$$\hat{w}^O = H(x_0 \notin S) \quad (IV - 18)$$

B- Blocage (B)

Si une surface bloque le rayon (x_1) réfléchi par l'héliostat avant son impact avec le récepteur (R)

$$\hat{w}^B = H(x_0 \in S) \times H(x_2 \notin S) \times H(x_2 \exists) \quad (IV - 19)$$

C- Pertes par débordement (P)

Si le rayon (x_1) réfléchi par l'héliostat franchisse sans impacter sur le plan du récepteur (R) ou si l'intersection (x_2) n'existe pas.

$$\hat{w}^P = H(x_0 \in S) \times H(x_2 \notin S) \times H(x_2 \nexists) \quad (IV - 20)$$

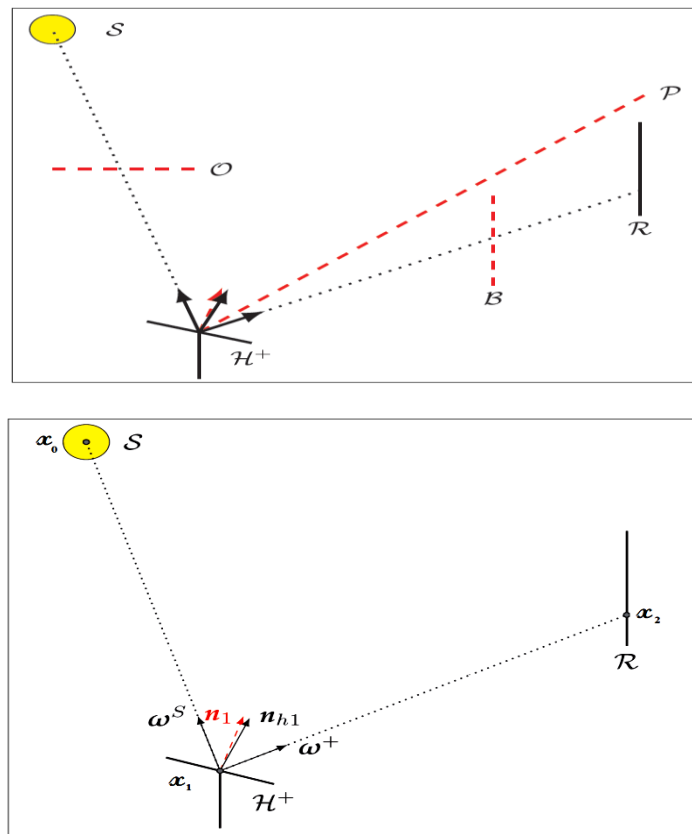


Figure IV.6. Représentation schématique des phénomènes de pertes optiques

IV.5.5. Représentation schématique de l’algorithme Monte Carlo

L’équation (IV-13) qui évalue la puissance thermique P_{th} collectée au récepteur peut être traduite comme un algorithme de Monte Carlo exprimé comme suit (figure IV.7).

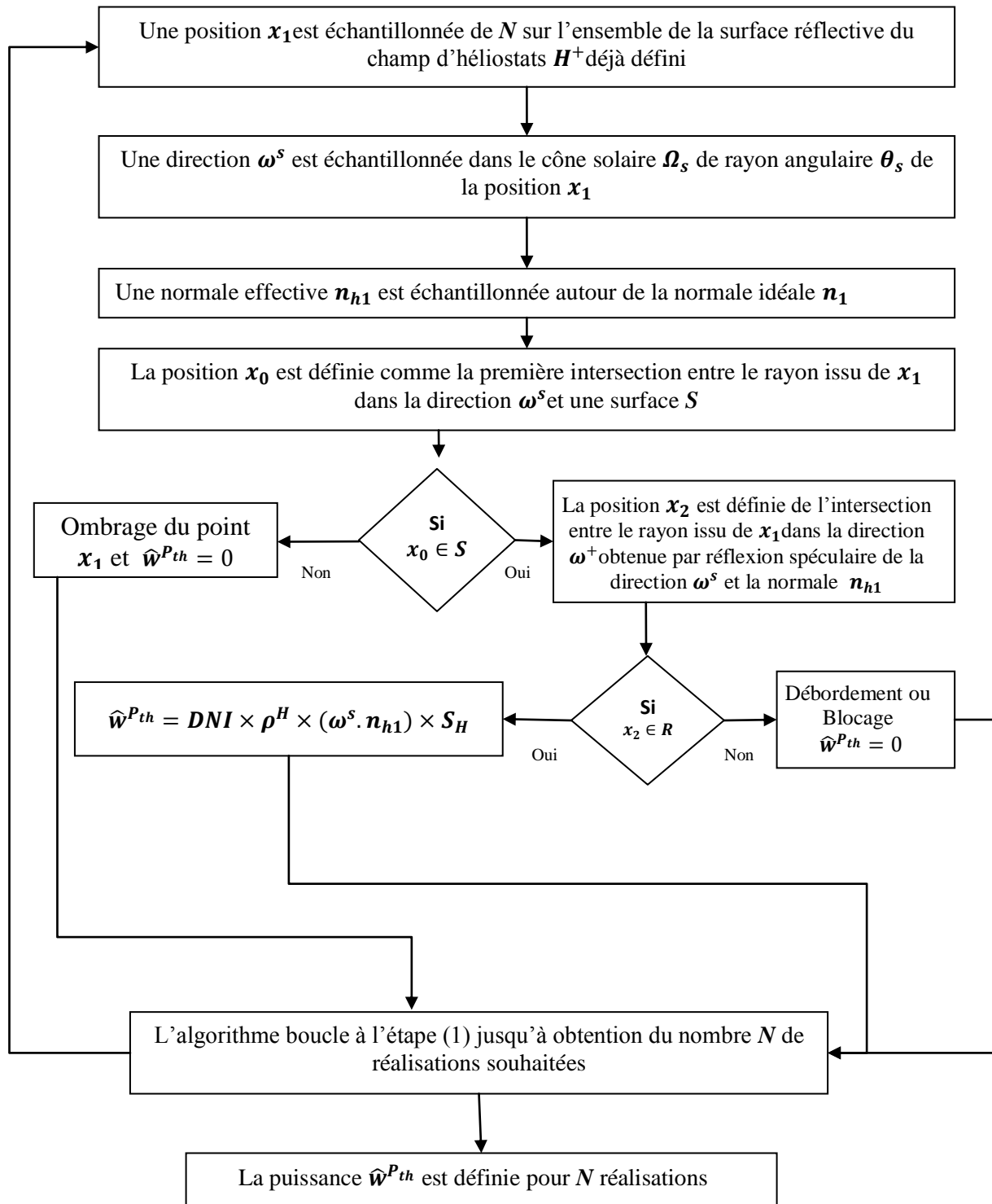


Figure IV.7. Organigramme de la méthode Monté Carlo

Remarque : l'algorithme présenté estime la puissance thermique P_{th} pour une date fixe correspondant à une position de soleil précise.

IV.5.6. Algorithme de Monte Carlo et la position solaire

Le code Monte Carlo est introduit au logiciel TRNSYS 16 qui fournit les positions du soleil appliquées à la simulation d'installations solaires à récepteur central grâce au logiciel TERMOPTIME.

La prise en compte des positions du soleil dans un algorithme de Monte Carlo entraîne la nécessité de mettre à jour la géométrie de l'installation solaire à chaque position. En effet, l'orientation du champ d'héliostats dépend de ce paramètre.

Pour un lieu sur le globe, c'est à dire une couple longitude-latitude, la localisation du soleil peut être définie par une « date » (jour, heure, minute, seconde), chaque position du soleil correspond à une valeur du DNI selon un fichier de données météorologique associé (chapitre II).

IV.5.6.1. Optimisation du champ héliostats

Le champ d'héliostats est constitué de plusieurs centaines (voire plusieurs milliers) d'éléments unitaires (miroirs).

La complexité géométrique induite doit être prise en compte par le calcul, notamment au niveau des ombres et des blocages liés aux interférences entre héliostats.

Parmi les paramètres les plus influents sur les performances du champ héliostats, nous retrouvons : la situation géographique, l'ensoleillement du site, la hauteur de la tour, l'ombrage et le blocage entre héliostats, l'atténuation atmosphérique et l'effet cosinus.

Il convient également de citer les défauts surfaciques, les défauts d'alignement et de poursuite du soleil par les héliostats comme des sources d'erreurs non négligeables.

La conception optimale des champs d'héliostats a fait l'objet de plusieurs recherches, on cite les travaux fondateurs de Lipps et Vant-Hull [4.11] ; basés sur une méthode dite « Cell-Wise » qui définit l'implantation radiale des héliostats dans le champ.

Toutefois, avec l'identification des phénomènes de blocage comme responsables de pertes optiques importantes [58] des chercheurs ont élaboré une méthode graphique visant à limiter au maximum ces phénomènes par un code de calcul appelé MUEEN [4.12].

Le code MUEEN se présente par un agencement de position radiale étagée des héliostats afin de limiter au maximum les phénomènes de blocage.

Il répartit les héliostats en anneaux concentriques numérotés en partant du pied de la tour. Les anneaux impairs sont les anneaux « originaux » alors que les anneaux pairs sont des anneaux « étagés ».

Dans ce processus, un héliostat est représenté par une sphère globale comprenant toutes les positions qu'il peut prendre lors du suivi du soleil, figure IV.8.

Son diamètre caractéristique D_H est égal à deux fois la plus grande dimension de l'héliostat.

$$D_H = 2 \times \max(l_H, L_H) \quad (\text{IV} - 21)$$

Le positionnement des héliostats dans un groupe j est défini par l'angle azimutal α_{Hj} entre deux héliostats et le rayon $R_{H_{i,j}}$ de chaque anneau i .

Le rayon du premier anneau original du premier groupe $R_{H_{1,1}}$ [4.12] constitue le point de départ de la génération du champ. Il est déterminé en fonction de la hauteur de la tour H_T .

$$R_{H_{1,1}} = 0,75 \times H_T \quad (\text{IV} - 22)$$

Pour le nombre d'héliostats n_H qui constitueront les anneaux originaux du groupe, ils sont exprimés en fonction de l'ouverture angulaire Ψ du champ par l'équation IV -23, figure IV.9.

$$n_{Hj} = \frac{\Psi}{\alpha_{Hj}} + 1 \quad (\text{IV} - 23)$$

Avec

$$\alpha_{Hj} = \frac{D_H}{R_{H_{1,j}}}$$

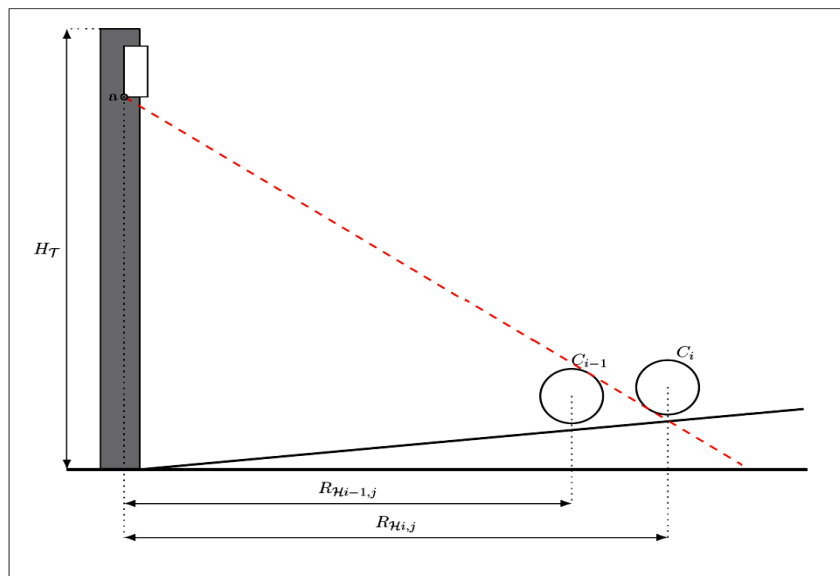


Figure IV.8. Schéma d'implantation du champ d'héliostats pour un blocage nul

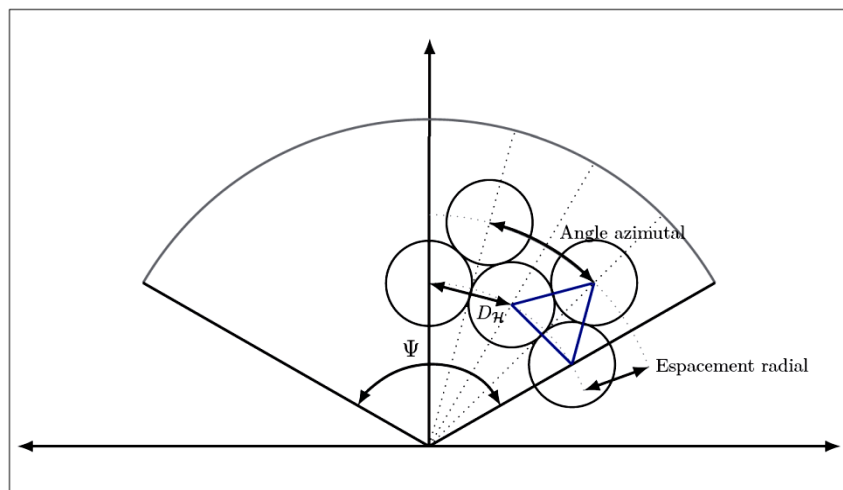


Figure IV.9. Schéma d'implantation du champ d'héliostats selon l'agencement radial étagé

IV.5.6.2. Codes de calculs du flux solaire

L'objectif de ces logiciels est d'une part d'optimiser la conception des centrales solaires sur des critères technico-économiques (définir un système concentrateur optimal afin que le récepteur collecte un maximum d'énergie pour un coût minimal), d'autre part de simuler et de prédire les performances énergétiques (calculer le rayonnement réfléchi par le système optique et la puissance reçue par l'absorbeur). Pour cela on cherche à obtenir :

- Cartes de flux.
- Matrices d'efficacité.
- Implantation optimisée des réflecteurs.
- Performances instantanées et annuelles.

Les codes de calculs actuels sont de deux types :

- Codes d'optimisation: méthodes déterministes (produits de convolution, optiques de cônes).
- Codes d'analyse des performances : méthode du lancer des rayons (Monte-Carlo).

Les méthodes du lancer des rayons sont plus précises pour des systèmes à géométrie complexe car elles permettent de modéliser des surfaces optiques non idéales, cependant elles consomment des temps de calcul plus longs.

Les codes d'optimisation peuvent modéliser l'installation complète dans le but d'une optimisation globale, tandis que les codes d'analyse de performances permettent souvent de ne traiter que le sous-système optique. P. Garcia et al [4.13], ont publié une revue comparative des codes de calculs utilisés pour la simulation des systèmes à récepteur central.

Les principaux codes développés entre 1985 et aujourd'hui sont HELIOS, DELSOL, UHC, HFLCAL pour le type d'optimisation et MIRVAL, FIAT LUX, SolTRACE pour le type d'analyse des performances (annexe.1) [4.14]. Comme le montre le Tableau IV.1, deux grandes catégories se distinguent.

	Codes d'optimisation	Codes d'analyse des performances
Logiciels	UHC-RCELL, (WIN) DELSOL, HFLCAL	UHC-IH ou NS, MIRVAL, FIAT LUX, SOLTRACE, HELIOS
Sous-systèmes considérés	Installation complète	Sous-système optique
Données d'entrée	Surface au sol totale du champ solaire divisée en zones, dans des fenêtres.	Géométrie détaillée des héliostats, dans des fichiers textes.
Méthode de calcul	Convolution simplifiée	Monte-Carlo ou apparenté
Temps de calcul	Quelques secondes pour tout un champ d'héliostats	Quelques secondes à quelques minutes par héliostat
Précision	Augmente avec la taille du champ	Précis même pour un seul héliostat
Calculs économiques	Oui	Non

Tableau IV.1. Les codes de calcul de flux

IV.5.7. Validation de l'algorithme Monte-Carlo

Pour des besoins de validation, l'algorithme d'estimation de la puissance solaire concentrée est appliqué à un test de cas réel de la centrale solaire à tour PS10, figure IV.10.

La centrale PS10, une centrale de 11 MW a fait l'objet de plusieurs études qui sont disponibles dans la littérature [4.15], [4.16], [4.17].

La centrale solaire PS10 est la première centrale solaire thermique à tour commerciale en Europe, elle se situe près de Séville, en Espagne, son champ d'héliostats est constitué de 624 héliostats implantés suivant un agencement radial étagé [4.12]. Chaque héliostat a une surface d'environ 121 m².

Les rayons du soleil sont réfléchis vers un récepteur placé sur une tour de 115 m de hauteur.

- Nous ne tenons pas compte de la topographie du terrain,
- Les héliostats simulés présentent des dimensions semblables aux héliostats réels et les surfaces réfléchives totales des deux cas sont identiques
- la réflectivité des miroirs ρ^H égale à 0,88 est une erreur optique angulaire ε de 5 mrad.

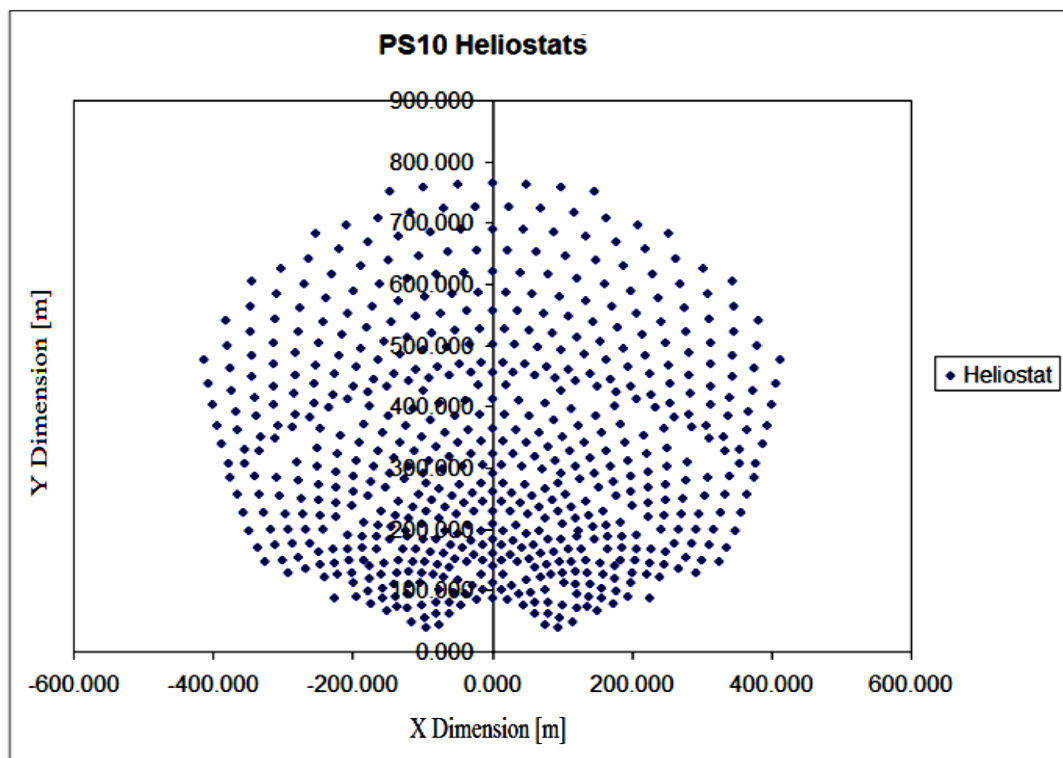


Figure IV.10. Emplacement du champ héliostats de l'installation PS10

Les efficacités optiques du champ héliostats reçues par le récepteur de la centrale PS10, du cas réel et du cas simulé sont présentées dans le tableau IV.2.

Propriétés	Performances réel (PS10)	Performances simulé (PS10)
Effet cosinus %	85.9	85.2
Effet atmosphérique de transmission %	95.4	95.4
Effet ombres et blocages %	92.55	93.78
Réfectivité des miroirs %	88	88
Efficacité d'interception	99.47 %	98.64
Efficacité optique total %	66.38	66.16

Tableau IV.2. Performances optique du champ héliostats réel et simulé de l'installation PS10

La carte simulée du flux solaire concentré par le champ héliostats de la centrale PS10 correspondant à la date du 21 mars à midi dans la région de Seville en Espagne est présentée par la figure IV.11.

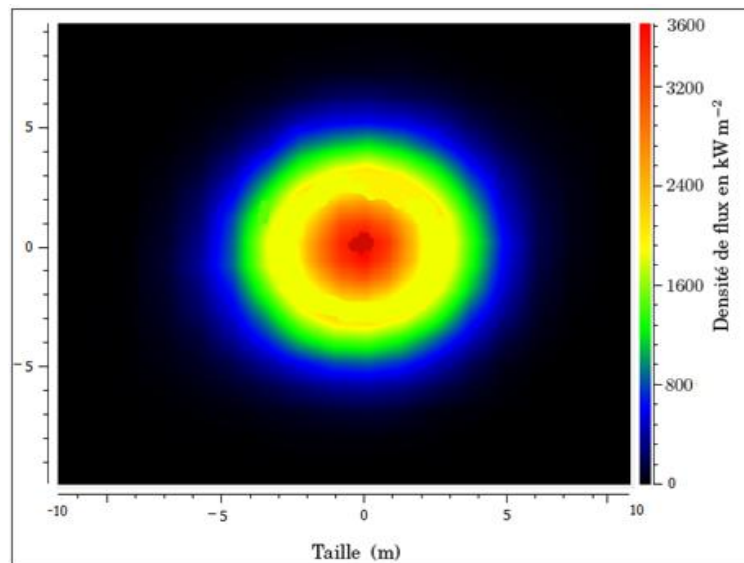


Figure IV.11. Carte de flux solaire simulée reçue par le récepteur de la centrale PS10 (21 Mars à midi)

IV.6. SIMULATION NUMÉRIQUE DE LA L'INSTALLATION

Pour la simulation numérique du modèle tour solaire avec cycle turbine à gaz sur TRNSYS 16, les travaux simulé et validées sur le logiciel TRNSYS 16 de Peter Schwarzbozl [4.1], Pierre GARCIA [4.18] et le projet de recherche SOLGATE [4.19] on été retenues comme références

Pour la simulation numérique de l'installation tour solaire -turbine à gaz, on a sélectionné tout d'abord un modèle simple de turbine à gaz de grande puissance, ce choix va nous permettre d'analyser l'impact direct des conditions climatiques du sud algérien sur les performances de cette installation. Le model de la turbine à gaz sélectionné est la MS5001R [4.20].

La simulation numérique de l'installation sur TRNSYS16 est représentée par la figure IV.12.

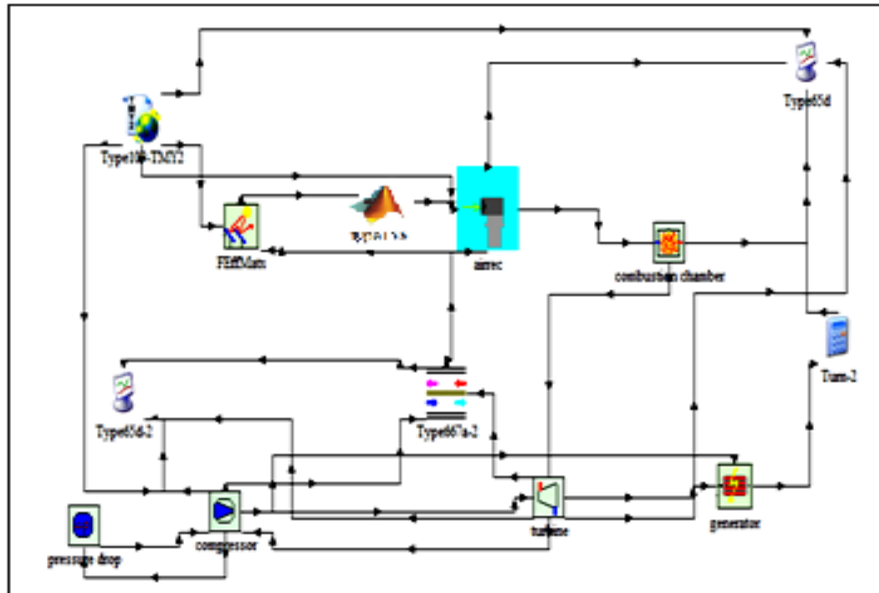


Figure IV.12. Schéma de l'installation sur TRNSYS 16

IV.6.1. Paramètres de l'installation simulée

Pour le dimensionnement et les paramètres du fonctionnement des composants : compresseur, chambre de combustion, turbine et alternateur, les paramètres de la turbine à gaz MS 5001 [4.21] ont été retenus, tableau IV.3.

Paramètres	Valeur
Température sortie de la chambre de combustion	957 °C
Pouvoir calorifique inférieur du GN en Algérie (PCI)	45119 kJ/kg
Compresseur pression	10.5 bar
Rendement isentropique du compresseur	84 %
Conditions atmosphériques	1.132 bars, 25°C
Rendement isentropique de la turbine	87 %
Rendement de la chambre à combustion	95 %
Rendement mécanique générateur électrique	98 %
Chute de pression dans la chambre à combustion	4 %
admission air loss pressure	1 %
Débit massique d'air aux conditions ISO (\dot{m})	348000 Kg/hr
Pression des gaz d'échappement	101.5 KPa

Tableau IV.3. Paramètres de la turbine à gaz MS5001

IV.6.2. Validation du modèle numérique de la turbine à gaz

Avant d'étudier les performances de la centrale solaire on a procédé à une validation du modèle numérique de la turbine à gaz simulé sur TRNSYS 16 par rapport à une installation similaire fonctionnelle au sud algérien (Ohanet) [4.21].

Les résultats de la figure IV.13 présente une comparaison entre le comportement de turbine à gaz MS5001 réel et l'installation simulée sur TRNSYS 16 pour une journée type (15 mai 2006).

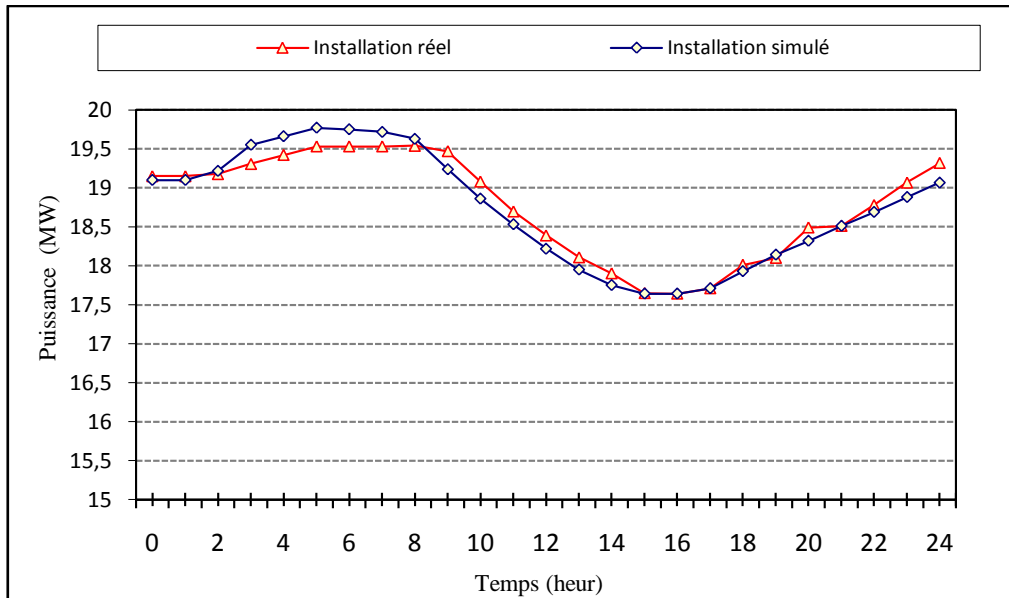


Figure IV.13. Validation du modèle numérique de la turbine à gaz MS 5001

IV.6.3. Concentrateur solaire

Pour les propriétés du champ solaire, on a sélectionné comme référence les dimensions du champ héliostats de la centrale solaire PS10 [2.19] ; les données sont présentées dans tableau IV.4.

Propriétés	Valeur	Unit
La puissance solaire directe incidente de conception	800	W/m^2
Réfectivité des miroirs	88 %	-
Erreur totale σ_{tot}	5	mrاد
Ouverture de récepteur	76.2	m^2
Dimension de l'héliostat	11×11	m^2
Déclinaison d'ouverture du récepteur	25	Degré
Réfectivité du récepteur	0.98 %	-

Tableau IV.4. Paramètres du champ solaire

IV.6.4. Performance du capteur solaire

Pour une température $T_2=355.2$ °C et $P_2 = 10.45$ bar à l'entrée du capteur solaire (figure 6), on calcule l'énergie solaire absorbée nécessaire pour obtenir une température maximale à la sortie du capteur jusqu'à $T_{3max} = 900$ °C, représenté dans la figure IV.14.

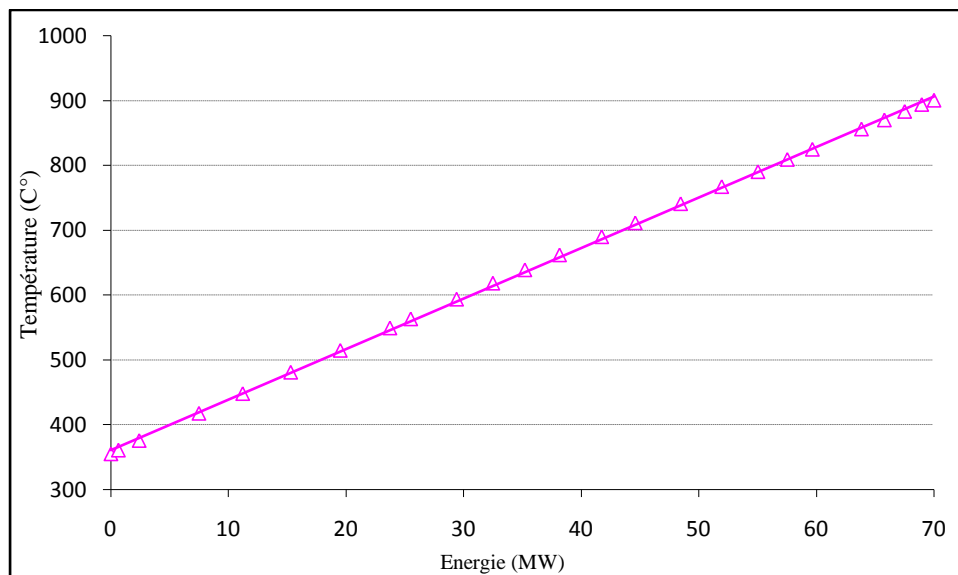


Figure IV.14. Variation de la température sortie du capteur en fonction de l'énergie solaire absorbée

IV.6.5. Influence de l'énergie solaire absorbée sur la consommation du gaz naturel de combustion

La température de sortie du capteur T_3 augmente au fur et à mesure avec l'énergie solaire absorbée. Cela a une influence directe sur la consommation du gaz naturel dans la chambre de combustion (figure IV.15).

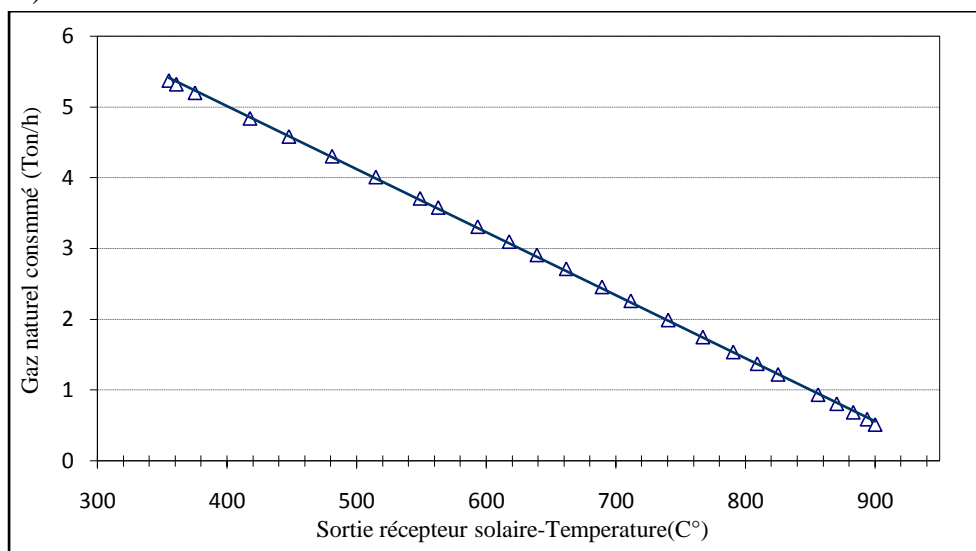


Figure IV.15. Consommation du gaz naturel en fonction de la température sortie du capteur solaire

IV.6.6. Influence de l'énergie solaire absorbée sur l'énergie utile produite et le débit massique

L'augmentation de température de sortie récepteur solaire due à l'énergie solaire absorbée a un impact direct sur le débit massique et l'énergie utile produite (figure IV.16).

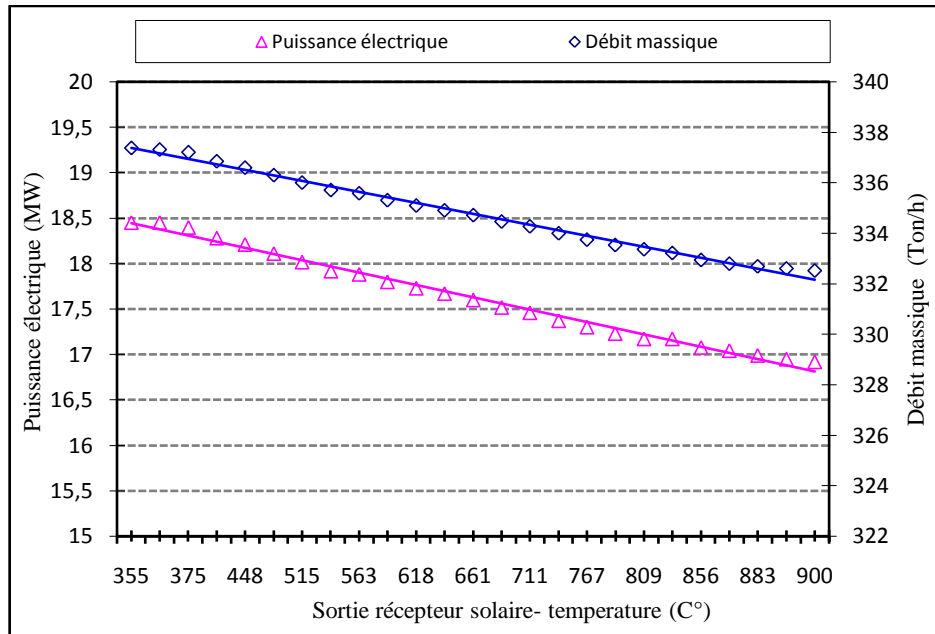


Figure IV.16. Variation de la puissance et du débit massique en fonction de la température T_3

IV.7. MODÉLISATION DE L'INSTALLATION

Dans le but d'améliorer les performances de l'installation, on a envisagé l'ajout d'un régénérateur (chaudière de récupération) comme composant supplémentaire, ainsi la chaleur latente des gaz d'échappement est récupérée puis utilisée par le régénérateur afin de préchauffer l'air pressurisé en aval du capteur solaire, figure IV.17. Le schéma (T-S) de l'installation est présenté par la figure IV.18.

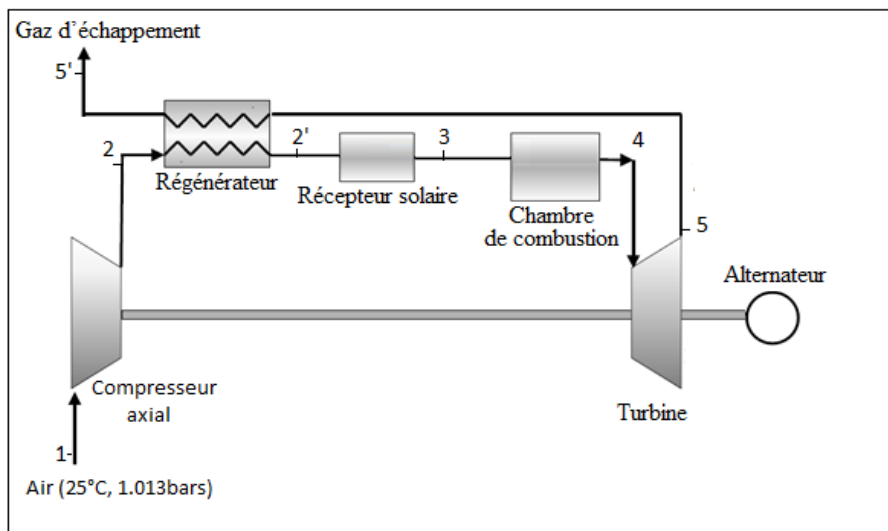


Figure IV.17. Centrale solaire-turbine à gaz avec régénération

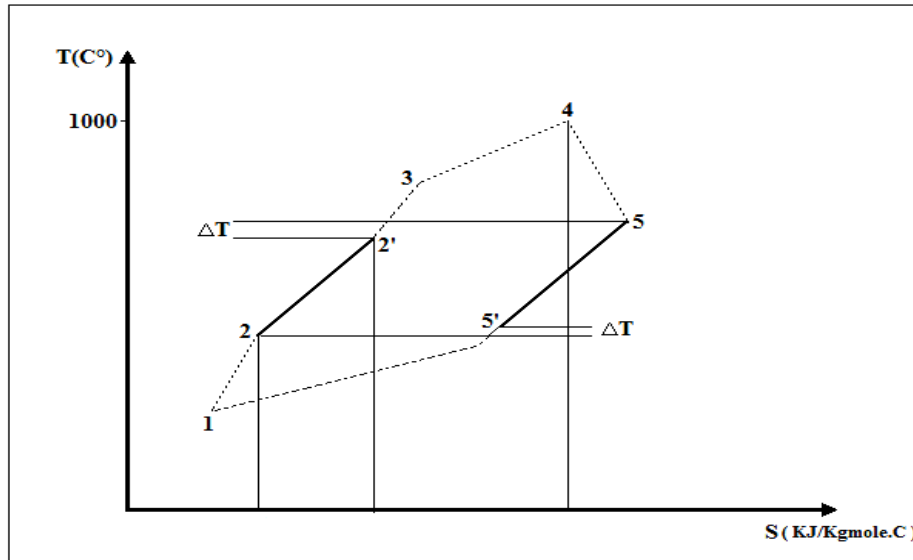


Figure IV.18. Cycle thermodynamique (T-S) correspondant à l'installation
L'efficacité du régénérateur optimale avoisine les 80% [4.20].

IV.7.1. Performances de l'installation

Afin de calculer les puissances énergiques et la production électrique pour les deux modèles proposés (sans et avec régénération), nous calculons les performances de ces deux installations dans les conditions climatiques de la région de Béchar pendant les jours du 22 juin et 21 Décembre (les données climatiques ont été obtenues grâce au programme Meteonorme [4.22]) figure IV.19 et figure IV.20.

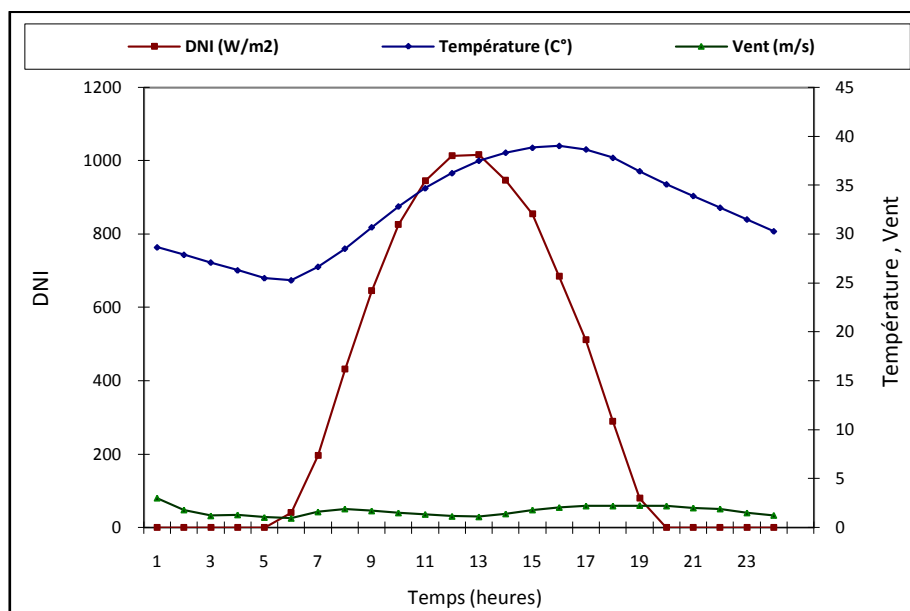


Figure IV.19. Variation d'irradiation solaire, de température et de vent dans Béchar (22 Juin)

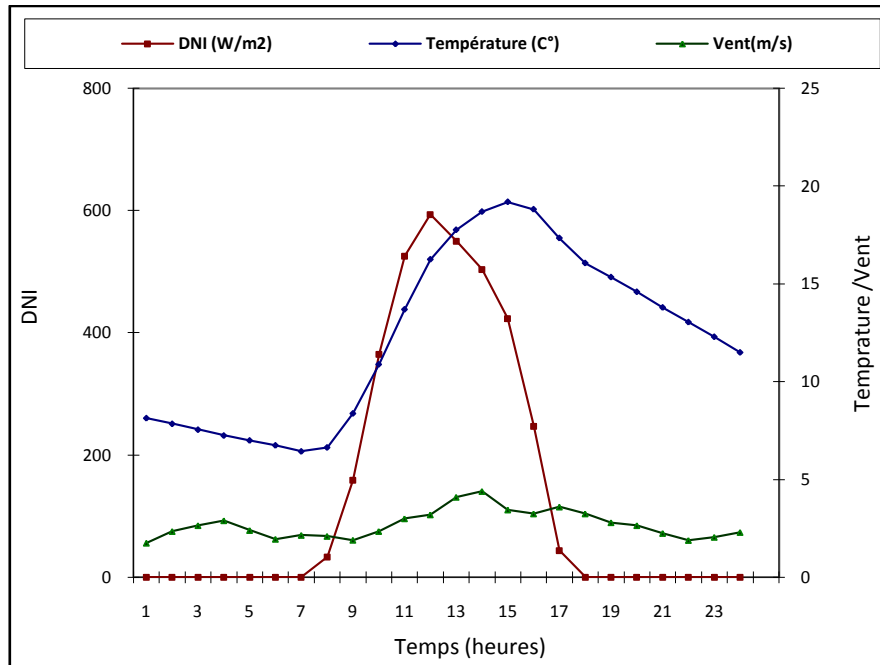


Figure IV.20. Variation d'irradiation solaire, de température et de vent dans Béchar (22 Décembre)

Avec la variation quotidienne dans la figure 19, nous calculons l'évolution temporelle des puissances des deux installations, sans et avec la régénération; les résultats sont présentés dans la figure IV.21 et la figure IV.22.

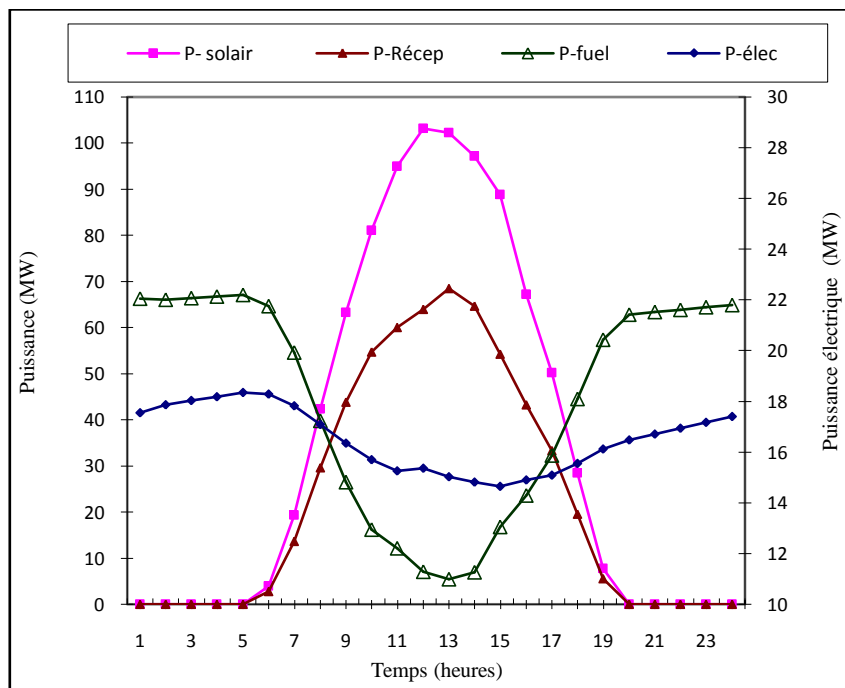


Figure IV.21. Évolution temporelle des puissances de l'installation sans régénération (22 juin)

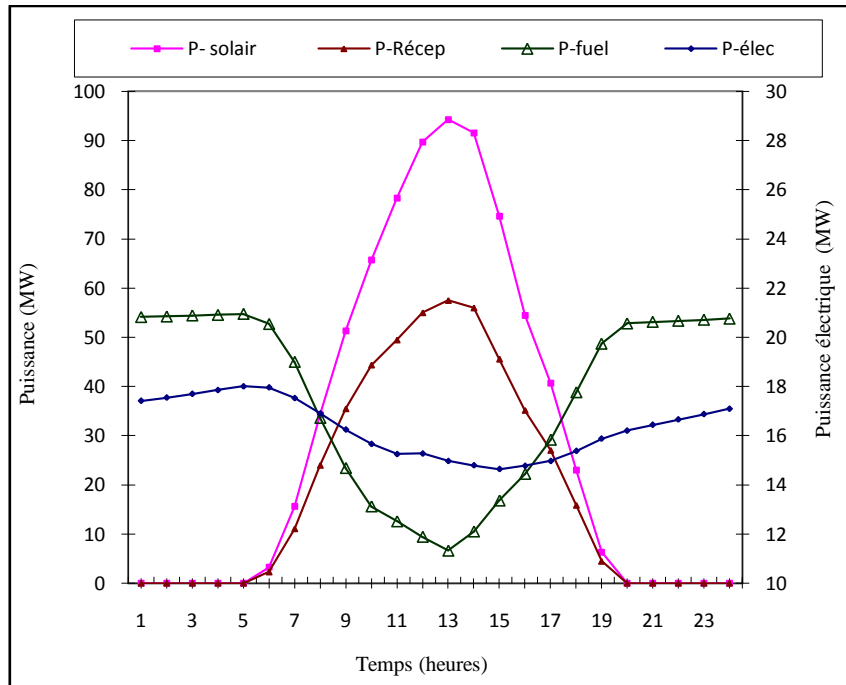


Figure IV.22. Évolution temporelle des puissances de l'installation avec régénération (22 Juin)

Avec la variation quotidienne dans la figure IV.20, nous calculons l'évolution temporelle des puissances dans les deux installations, sans et avec régénération; les résultats sont présentés dans la figure IV.23 et la figure IV.24.

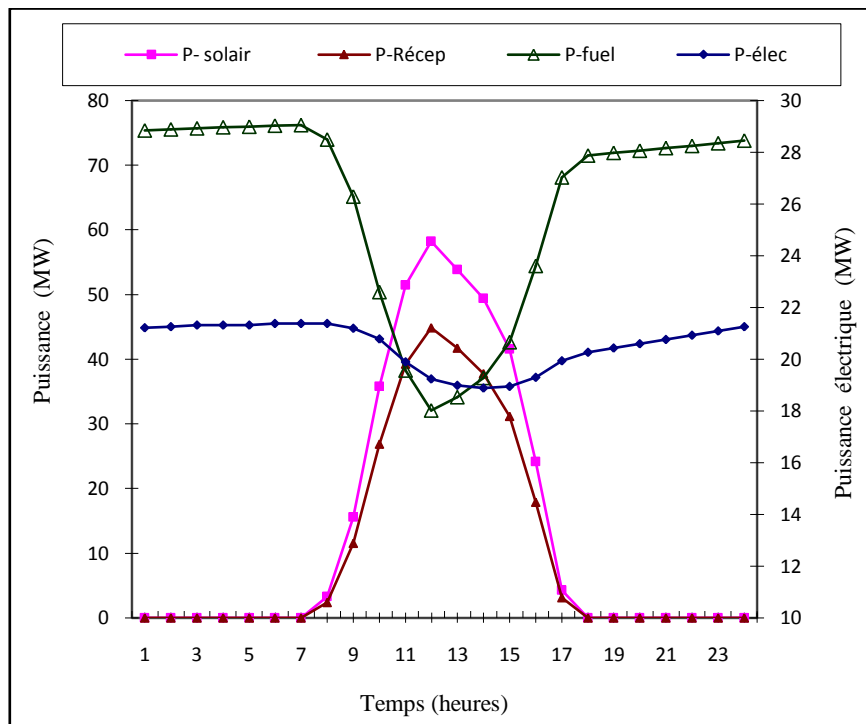


Figure IV.23. Évolution temporelle des puissances de l'installation sans régénération (21 Décembre)

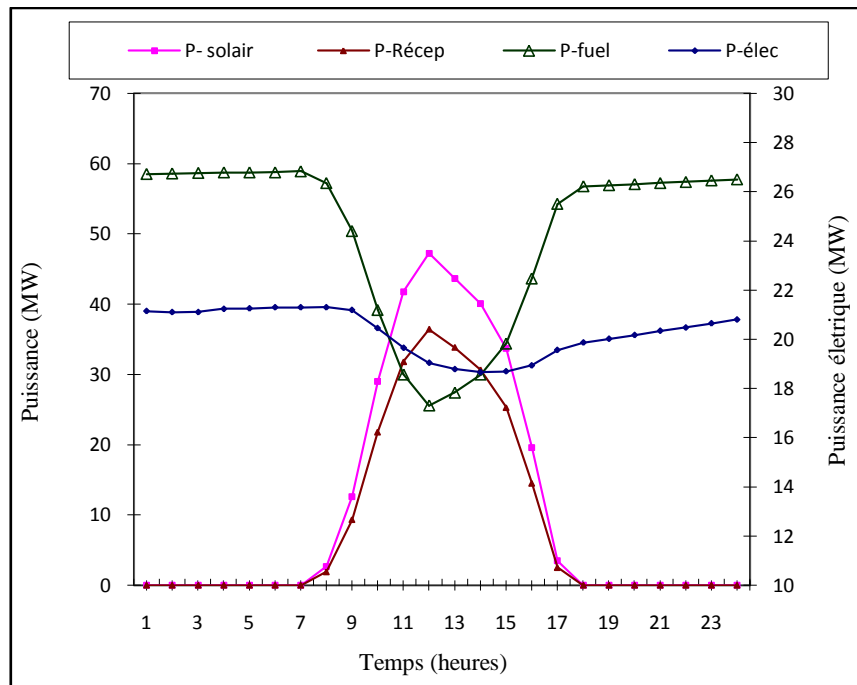


Figure IV.24. Évolution temporelle des puissances de l'installation avec régénération (21 Décembre)

IV.7.2. Interprétation des résultats

La figure IV.15 montre l'impact de la valeur de consommation du gaz naturel dans la chambre de combustion sur la puissance électrique produite (les performances énergétiques de l'installation sont présentées par la figure IV.16).

Quand nous comparons les résultats de la figure IV.21 avec la figure IV.22 et la figure IV.23 avec la figure IV.24 on note une réduction de la consommation de gaz naturel (surtout les heures de nuit).

On note aussi que la quantité d'énergie solaire absorbée introduite dans l'installation avec système régénérateur est moins importante que celle de l'installation sans régénérateur, tout en assurant une production électrique stable.

CONCLUSION

Nous avons passé en revue lors de ce chapitre les outils de simulation et modélisation existant dans le domaine solaire à concentration, dont l'environnement du logiciel TRNSYS16 utilisé au cours de cette thèse.

Nous avons présenté la méthode de Monte Carlo utilisée pour calculer la puissance solaire concentrée par le champ héliostats vers le récepteur d'une centrale à tour, ensuite on a appliqué cette méthode sur un cas test qu'est le champ héliostats de l'installation PS10.

Pour le modèle test simulé dans le logiciel TRNSYS16, on a sélectionné la turbine à gaz MS5001. L'étude dans ce chapitre nous a permis de valider le logarithme Monte Carlo, et d'analyser l'impact des conditions climatiques lié au lieu géographique (région de Béchar) sur les performances énergétiques de l'installation.

Dans le chapitre suivant, notre thèse portera sur l'étude des performances thermo-économiques d'une turbine à gaz solaire avec cycle à vapeur combiné d'une puissance de 15MWe.

Les résultats obtenus dans ce chapitre ont été publiés dans l'article référencié [4.23].

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [4.1] Pitz-Paal R., Schwarzbözl P., "Software developments for system analysis and optimization". Solar Paces Technical Report, Proceedings of the IEA Solar Paces Task III Workshop on simulation of Solar Thermal Power Systems, Cologne, Germany. 2000.
- [4.2] TRNSYS16 Tutorial Book & application; operation guides.
- [4.3] "TRNSYS 16 Documentation". Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin-Madison, 2007.
- [4.4] TRNSYS STEC 3.0 and TESS available from: <http://sel.me.wisc.edu/trnsys/trnlib/tees/stec.htm>.
- [4.5] Nicholas Metropolis, S. Ulam. "The Monte Carlo Method". Journal of the American Statistical Association, 44(247) pp 335–341.1949.
- [4.6] J. M. Hammersley , D. C. Handscomb. "Monte Carlo Methods. Chapman et Hall", pp. 22. 1969.
- [4.7] W. L. Dunn et J. K. Shultis. "Exploring Monte Carlo methods. Amsterdam". Elsevier/Academic Press. xvi, pp 384. 2012.
- [4.8] Jérémie de la Torre . " Calculs de sensibilités par méthode de Monte-Carlo, pour la conception de procédés à énergie solaire concentrée". Thèse doctorat de l'université de Toulouse, pp44-46. 2011.
- [4.9] J. de La Torre et al. "Monte Carlo advances and concentrated solar applications". Solar Energy Vol103, pp. 653–681.2014.
- [4.10] J. F. Blinn."Models of light reflection for computer synthesized pictures". ACM SIGGRAPH Computer Graphics. T. 11. 2. ACM., pp 192–198.1977.
- [4.11] F. Lipps, L. Vant-Hull. "A cellwise method for the optimization of large central receiver systems". Solar Energy Vol20.6, pp 505–516.1978.
- [4.12] F. M. F. Siala, M. E. Elayeb."Mathematical formulation of a graphical method for a no-blocking heliostat field layout" ». Renewable energy Vol23.1 pp 77–92.2001.
- [4.13] P. Garcia, A. Ferrière, J. Béziau. « "Codes for solar flux calculation dedicated to central receiver system applications : a comparative review". Solar Energy, 82(3) :189–197, 2008.
- [4.14] B.L. Kistler. "User s Manual for DELSOL3 : A Computer Code for Calculating the Optical Performance and Optimal system Design for Solar Thermal Central Receiver Plants". SAND86-8018, Albuquerque, 1986.
- [4.15] R. Osuna et al."PS10 : A 10 MW solar thermal power plant for southern spain" .Proceedings of 10th Solar PACES Conference. Sydney, Australia. juillet 2000.
- [4.16] Final technical progress report: 10 MW solar thermal power plant for southern spain. Rapp. tech. 2006.

- [4.17] M. Mustafa, S. Abdelhady et A. Elweteedy. “Analytical Study of an Innovated Solar Power Tower (PS10) in Aswan”. *International Journal of Energy Engineering* Vol2(6), p. 273–278. 2012.
- [4.18] Pierre Garcia, Alain Ferriere, Jean-Jacques Bezian. “Codes for solar flux calculation dedicated to central receiver system applications”. *Solar Energy* vol.82, pp189–197, 2008.
- [4.19] Final publishable report Solgate, solar hybrid gas turbine electric power system .2005. Available: <http://ec.europa.eu/research/energy/pdf/solgate>.
- [4.20] GE Energy, Gas Turbine Performances Data, 2007.
- [4.21] Turbine à gaz NUOVO PIGNONE 5001 (centre de formation BHP, Ohanet)
- [4.22] Climatic condition from METEONORM V 7.0 software.
- [4.23] Imad Eddine Meriche, Abdelhadi Beghidja, Taqiy Eddine Boukelia “Design and Performance Evaluation of Solar Gas Turbine Power Plant in South Western Algeria”. “*International Journal of Renewable Energy Research*” ISSN 1309-0127. Vol 04. N 01. PP 224-232. 2014.

Chapitre. V

**Analyse
thermo-
économique**

INTRODUCTION

Afin de prévoir correctement les performances techniques et économiques d'un système CSP, il est essentiel de disposer d'outils de simulation adaptés. Une bonne estimation des performances permet d'optimiser la conception et la conduite de l'installation. Après avoir passé en revue le code de la méthode Monté Carlo et le logiciel TRNSYS 16 utilisé pour la simulation et la modélisation numérique des centrales solaires, nous présentons dans ce chapitre une analyses des performances thermodynamique et économique d'une installation tour solaire- turbine à gaz avec un cycle vapeur combiné d'une puissance de 15 MWe, figure V.1.

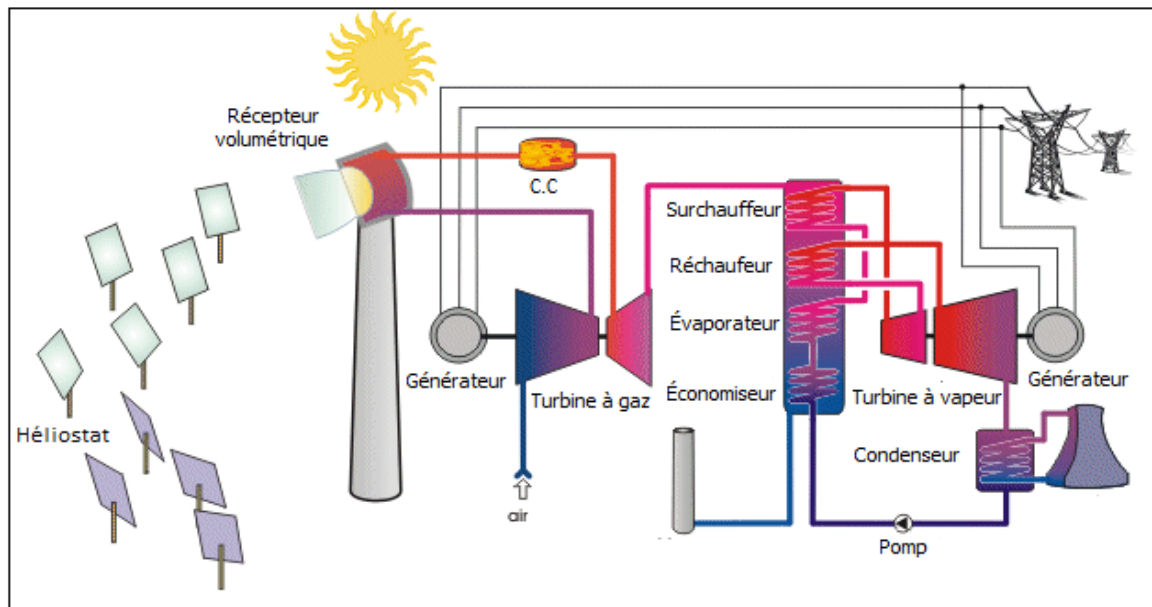


Figure V.1. Installation solaire turbine à gaz avec cycle combiné

V.1. DESCRIPTION DU MODÈLE PHYSIQUE

L'installation se présente par une tour qui porte un ensemble de récepteurs solaire volumétrique de type Refos, relié à une installation de turbine à gaz d'une puissance de 11 MWe ; l'air comprimé par le compresseur passe au récepteur solaire où il sera chauffé grâce à l'énergie solaire concentrée du champ héliostats jusqu'à une température limitée à 850°C , puis l'air chauffé passe à la chambre de combustion pour élever la température au-delà du niveau obtenu à partir du récepteur solaire jusqu'à 1000°C.

Après la chambre de combustion l'air chaud subit une détente isentropique par la turbine, cela fournit le travail nécessaire pour tourner l'alternateur et produire l'énergie électrique.

Les gaz d'échappement rejetés par la turbine à gaz sont utilisés comme source de chaleur pour faire fonctionner le cycle à vapeur (Rankine) combiné d'une puissance de 3.5 MWe.

Pour le dimensionnement et les paramètres de fonctionnement des composants de l'installation : compresseur, chambre de combustion, turbine et alternateur on a choisi des paramètres semblables aux paramètres de l'installation présentés par les travaux de Spelling [5.1].

Tous les paramètres de la turbine à gaz solaire et du cycle à vapeur sont donnés par le tableau V.1, et le diagramme Température-entropie (T-S) du cycle turbine à gaz et le cycle vapeur combinée sont présentés par la figure V.2 et figure V.3.

Paramètres	Valeur
Cycle Brayton	
Température sortie de la chambre combustion	1000 °C
Pouvoir calorifique inférieur du GN en Algérie (PCI)	45119 kJ/kg
Rendement isentropique du compresseur	86 %
Conditions atmosphériques	100 kPa, 25°C
Rendement isentropique de la turbine	85 %
Rendement de la chambre à combustion	95 %
Rendement électromécanique générateur électrique	98 %
Chute de pression au concentrateur solaire	1.25 %
Chute de pression dans la chambre de combustion	4 %
Pression d'air comprimé	11.2 bar
Débit d'air utilisé (\dot{m})	56.2 Kg/s
Pression des gaz d'échappement	101.5 KPa
Cycle Rankine	
Pression de vapeur	58.4 bar
Débit de vapeur	3.7 Kg/s
Pression de condensation	0.13 bar
Température de condensation	45.1°C
Efficacité isentropique de la turbine	90 %
Efficacité isentropique de la pompe	90 %

Tableau V.1. Paramètres de l'installation

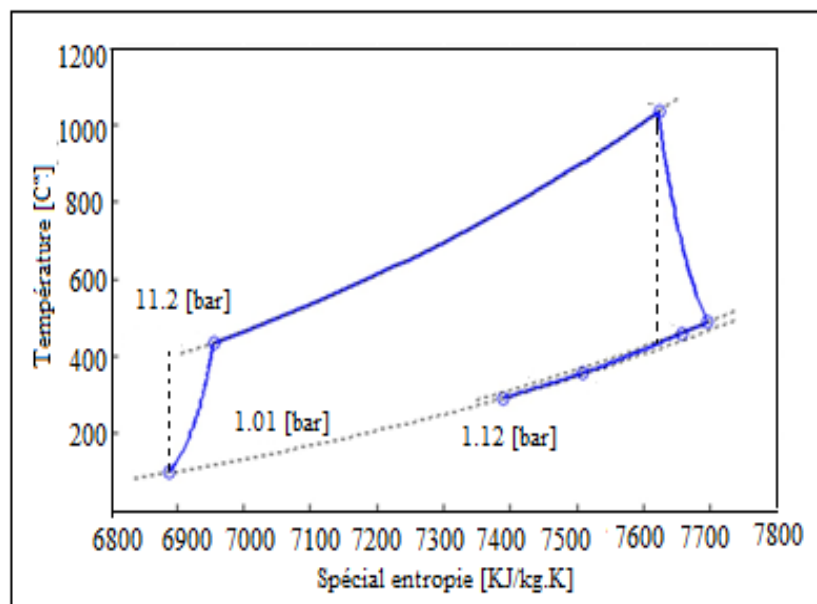


Figure V.2. Diagramme (T-S) du cycle turbine à gaz

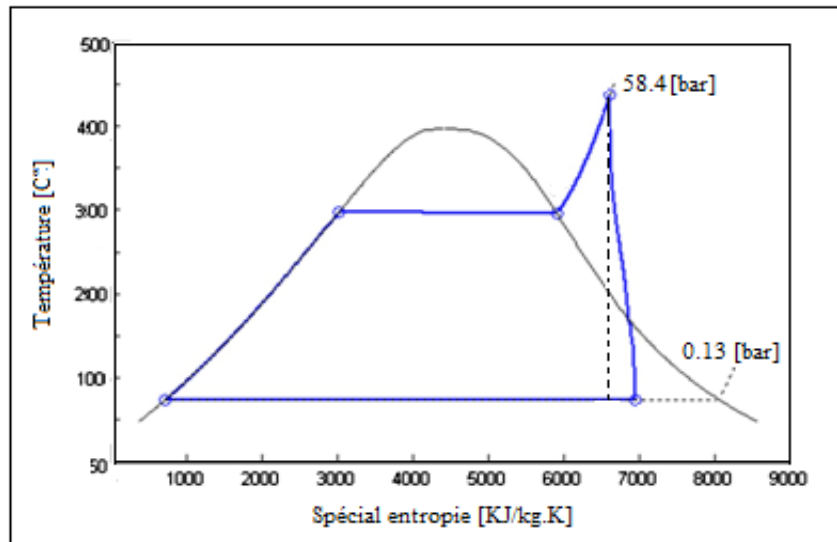


Figure V.3. Diagramme (T-S) du cycle vapeur combinée

V.2. SIMULATION ET PARAMETRES

L'intégration d'une turbine à gaz d'une puissance de 11MWe dans un système de tour solaire hybride a été analysé et démontré dans le projet SOLGATE par le logiciel TRNSYS (PGT10) [5.2], mais jusqu'à présent aucune centrale de type tour solaire-turbine à gaz n'a été commercialisée.

Pour notre modèle numérique de l'installation qui sera simulé dans le logiciel TRNSYS 16, nous avons retenu le projet SOLGATE et les travaux de Spelling [5.1], [5.3] comme référence.

Le code de la méthode Monté Carlo déjà présenté précédemment dans le chapitre 4 est intégré dans le logiciel TRNSYS 16 et le schéma de l'installation combinée est présenté par la figure V.4 (le programme de l'installation simulé sur TRNSYS 16 est présenté dans l'annexe 2).

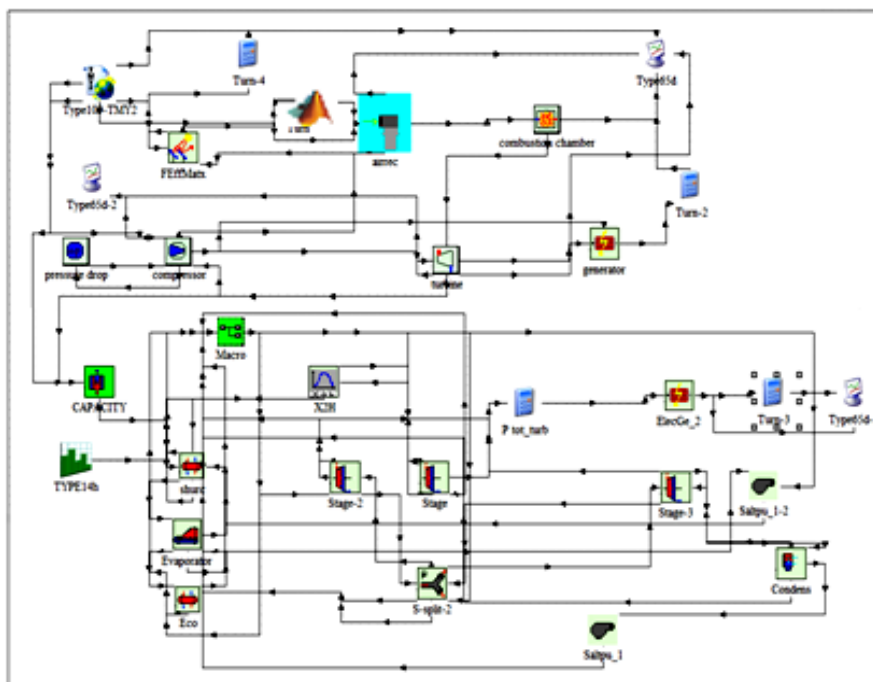


Figure V.4. Schéma de l'installation combinée simulé dans TRNSYS 16

V.3. ANALYSE THERMODYNAMIQUE

V.3.1. Influence du DNI sur l'énergie solaire absorbée et sur le gaz de combustion utilisé

L'énergie solaire absorbée augmente au fur et à mesure avec l'augmentation de l'irradiation solaire normale journalière DNI, et cela a une influence directe sur la consommation du gaz naturel dans la chambre de combustion (figure V.5).

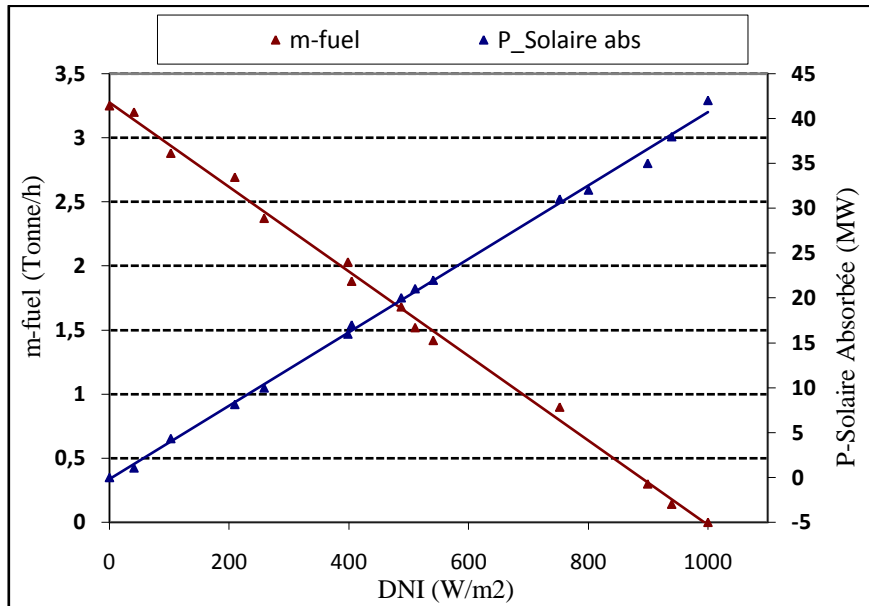


Figure V.5. Variation de puissance solaire absorbée et le débit massique carburant consommé par rapport à la variation du DNI

V.3.2. Profil du générateur à vapeur

L'installation a été modélisée en ajoutant un cycle à vapeur combiné; le générateur à vapeur utilise la chaleur latente des gaz d'échappement de la turbine à gaz solaire pour évaporer et surchauffer l'eau utilisée dans le cycle à vapeur. Le profil du générateur à vapeur est donné dans la figure V.6.

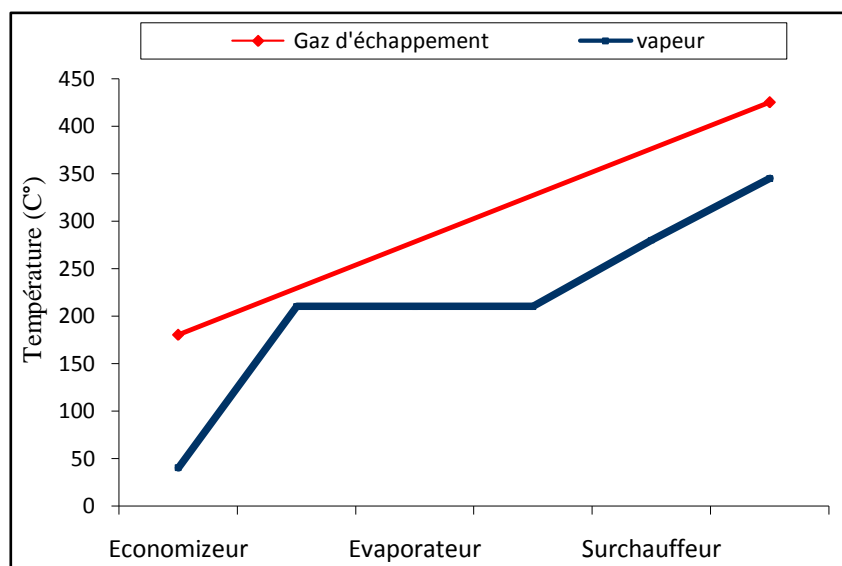


Figure V.6. Profil du générateur à vapeur combinée

V.3.3. Performances énergétique

V.3.3.1. Champ héliostats

Pour le positionnement du champ héliostats on a pris l'installation Dag-PGT10-1000 du projet SOLGATE comme référence [5.2], l'emplacement des héliostats est présenté dans la figure V.7.

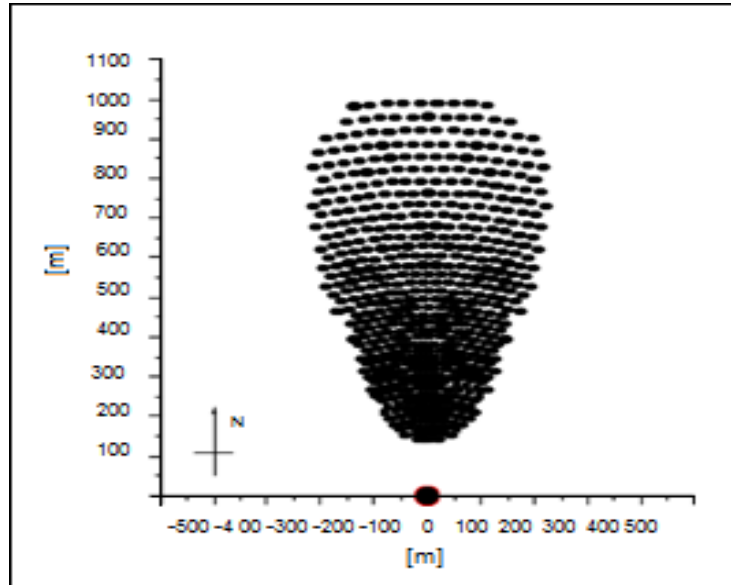


Figure V.7. Positionnement du champ héliostats (projet solgate PGT10) [5.2]

L'efficacité optimale du champ solaire calculée par le code de la méthode Monté Carlo est donnée par le tableau V.2.

ρ_{Miroir} (%)	η_{cos} (%)	$\eta_{\text{Blocages ,ombres}}$ (%)	η_{Atmos} (%)	$\eta_{\text{intercept}}$ (%)
88	89.60	94.45	96.32	99.47

Tableau V.2. Efficacité du champ solaire

V.3.3.2. Installation avec cycle combiné

Le calcul des performances énergétiques optimales de l'installation turbine à gaz avec cycle combiné sont donnés par le tableau V.3.

Sous-ensemble	Puissance (MW)	Température (°C)	Efficacité (%)
Champs héliostats	$P_{\text{sol}} = 58.98$	$T_{\text{amb}} = 20$	71.35
Transmise dans le récepteur	$\dot{Q}_C = 42.09$ $\dot{Q}_r = 33.08$	$T_{2'} = 363$ $T_3 = 845$	78.63
Turbine à gaz	$P_{\text{fuel}} = 13.54$ $\dot{W}_{GT} = 11.5$	$T_4 = 1000$ $T_5 = 425$	20.67
Cycle à vapeur	$P_{\text{el}} = 3.5$	$T_7 = 51.25$ $T_8 = 345$	32.31
Cycle combiné	$P_{\text{el}} = 15$	-	26.96

Tableau V.3. Efficacités énergétiques de l'installation

V.3.4. Performances exergetique

Après le calcul du bilan énergétique on a procédé au calcul du bilan exergetique de la centrale solaire avec cycle à vapeur combiné, les résultats sont donnés par la figure V.8

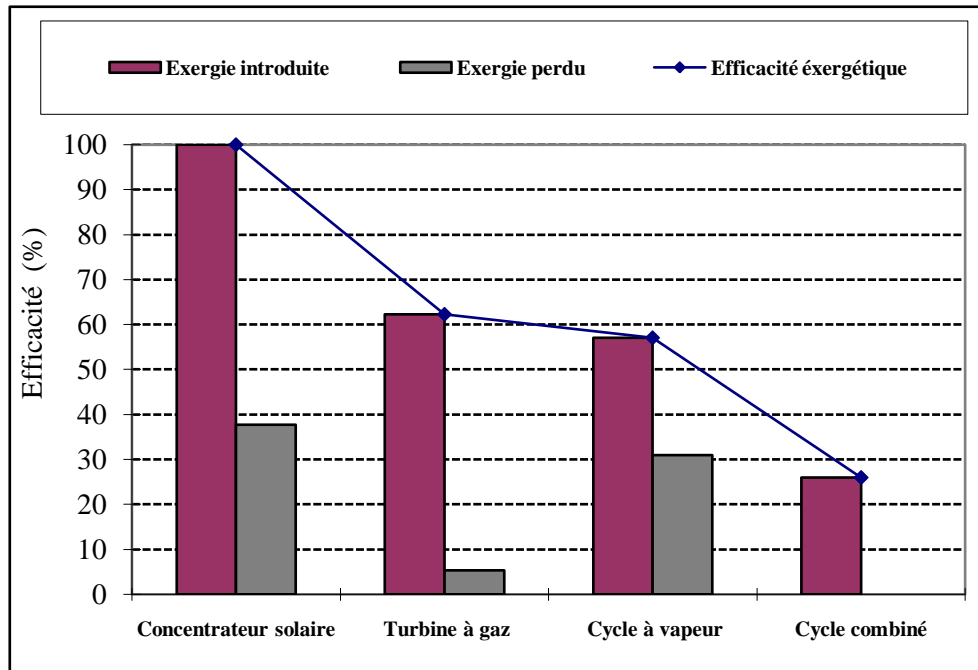


Figure V.8. Efficacités exergetiques de la centrale solaire avec cycle combiné

V.3.5. Performances journalières de l'installation

Les performances de la centrale dépendent du rayonnement solaire incident et les conditions climatiques, qui varient en fonction de la situation géographique et heures journalières.

Pour calculer les performances quotidiennes de l'installation, nous avons sélectionné quatre profils journaliers de variations climatiques dans la région de Bechar.

Les dates sélectionnées sont les suivantes: 21 Mars, 22 Juin, 21 Septembre et 21 Décembre, ces profils sont représentés dans les figures V.9, figure V.10, figure V.11 et figure V.12 [5.4], [5.5].

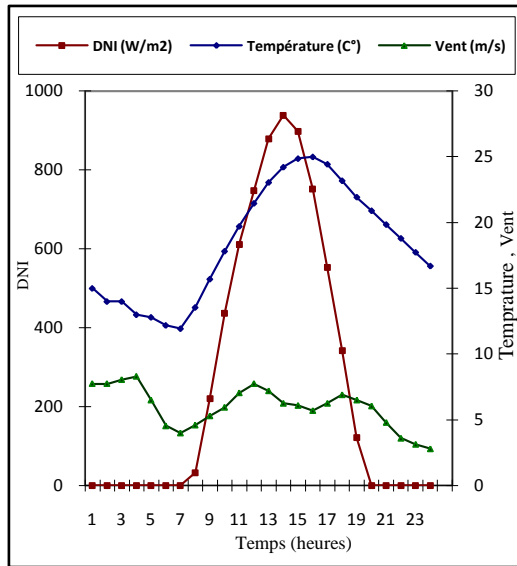


Figure V.9. Variation d'irradiation solaire, de température et de vent dans Béchar 21 Mars 2010

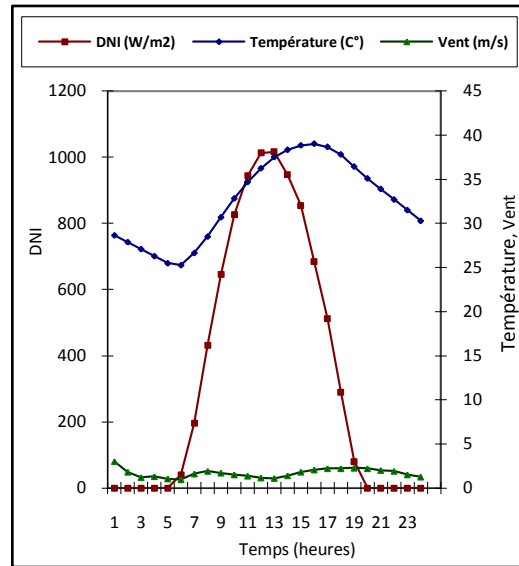


Figure V.10. Variation d'irradiation solaire, de température et de vent dans Béchar 22 Juin 2010

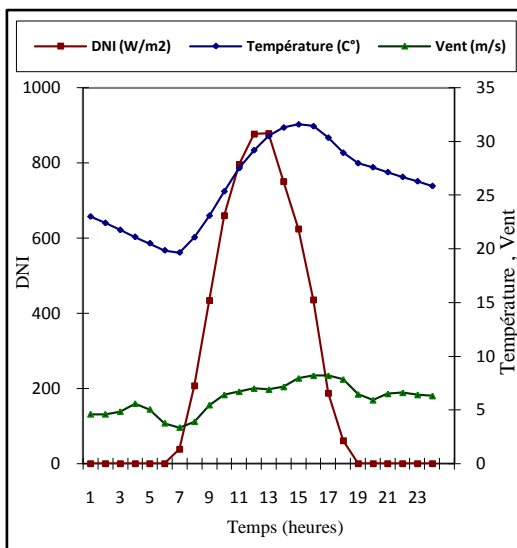


Figure V.11. Variation d'irradiation solaire, de température et de vent dans Béchar 23 Septembre 2010

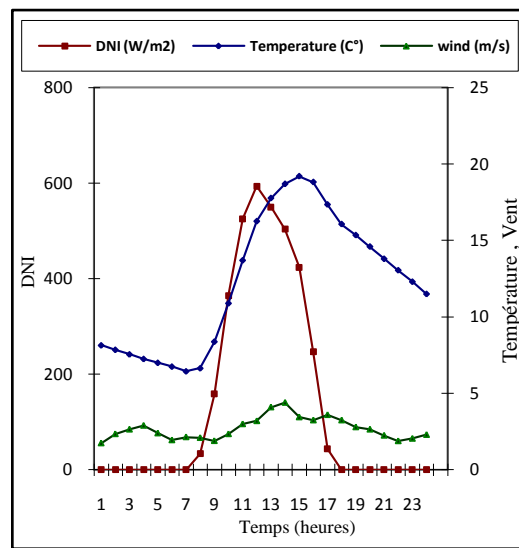


Figure V.12. Variation d'irradiation solaire, de température et de vent dans Béchar 21 Décembre 2010

V.3.5.1. Puissances énergétiques quotidiennes

Grâce à la variation horaire de l'irradiation solaire et les conditions atmosphériques des dates présentées (figures V.9, figure V.10, figure V.11, figure V.12), on calcule l'évolution temporelle de l'énergie solaire reçue puis absorbée par le récepteur, la production électricité et la consommation d'énergie de carburant.

Les résultats sont donnés dans les figures V.13, figure V.14, figure V.15, figure V.16.

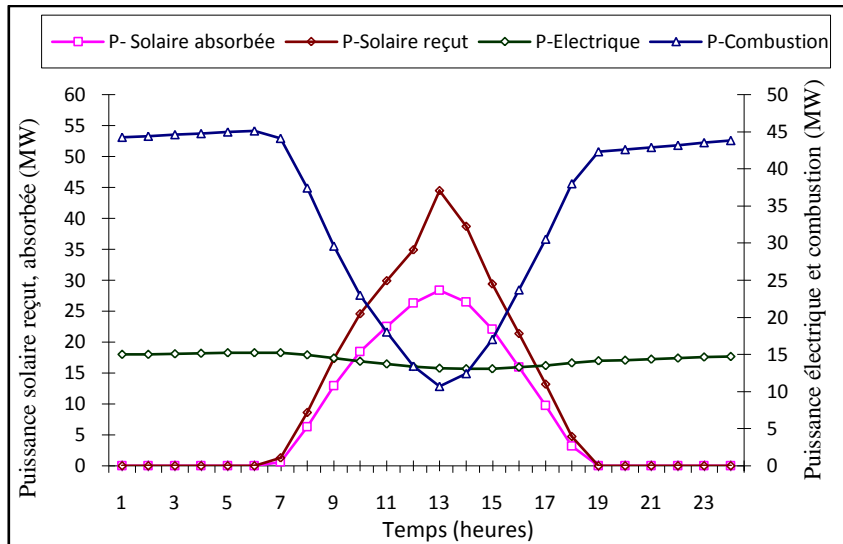


Figure V.13. Évolution des puissances temporelles de l'installation 21 Mars

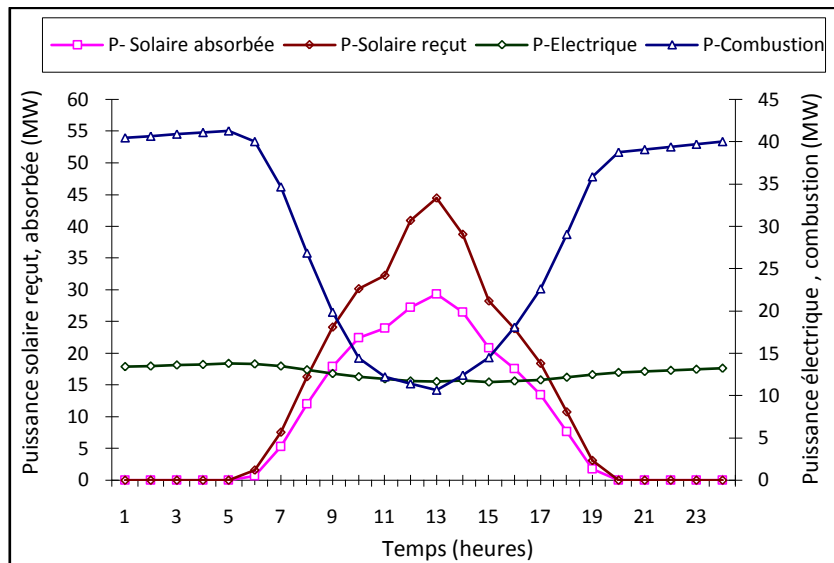


Figure V.14. Évolution des puissances temporelles de l'installation 22 Juin

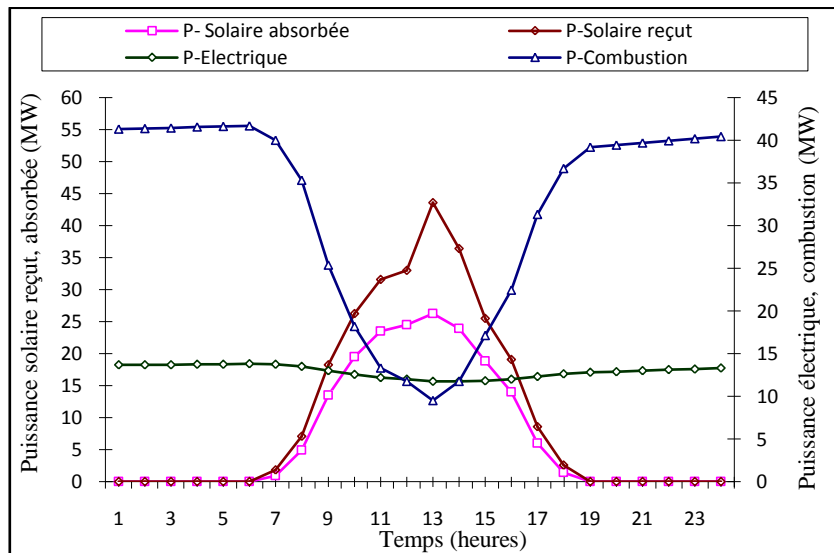


Figure V.15. Évolution des puissances temporelles de l'installation 23 Septembre

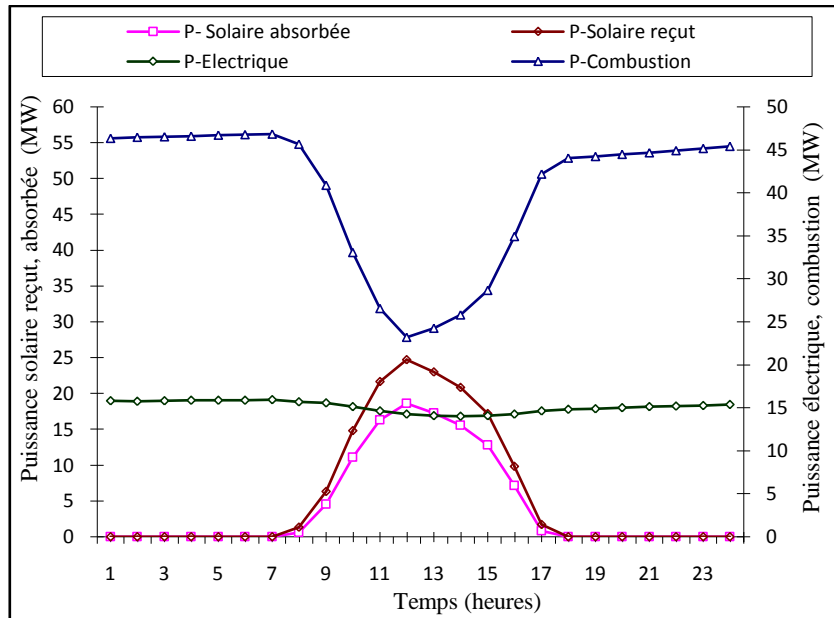


Figure V.16. Évolution des puissances temporelles de l'installation 21 Décembre

V.3.5.2. Efficacités énergétiques et exergétiques quotidiennes

Avec les variations horaires des puissances dans l'installation représentées dans la figure V.13, figure V.14, figure V.15 et figure V.16, nous calculons l'évolution temporelle des Efficacités énergétiques et exergétiques dans l'installation turbine à gaz solaire sans et avec cycle de vapeur combiné; Les résultats sont représentés sur les figures V.17, figure V.18, figure V.19, figure V.20.

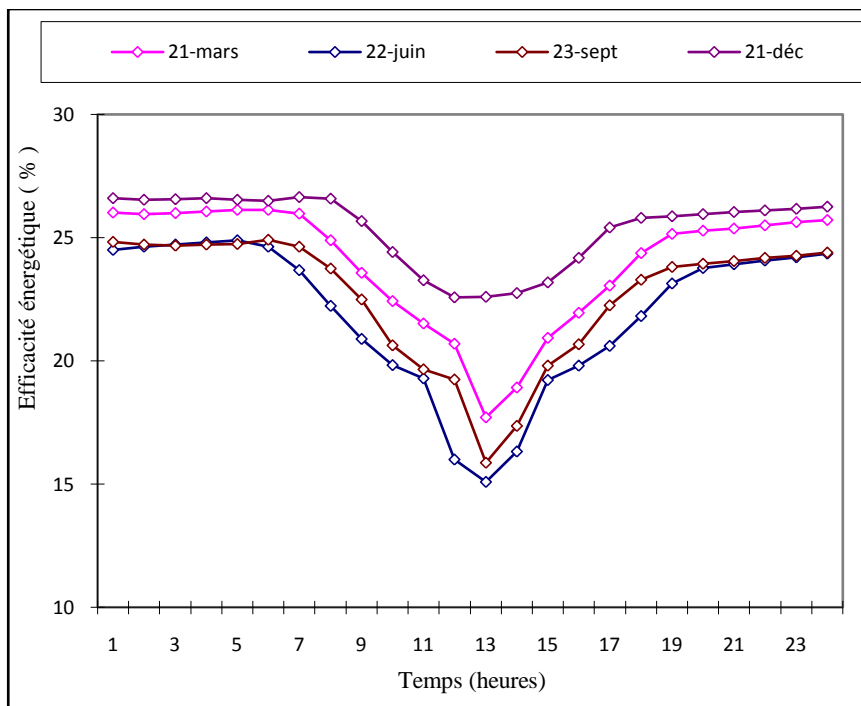


Figure V.17. Évolution temporelle des efficacités énergétiques pour l'installation tour solaire avec cycle turbine à gaz

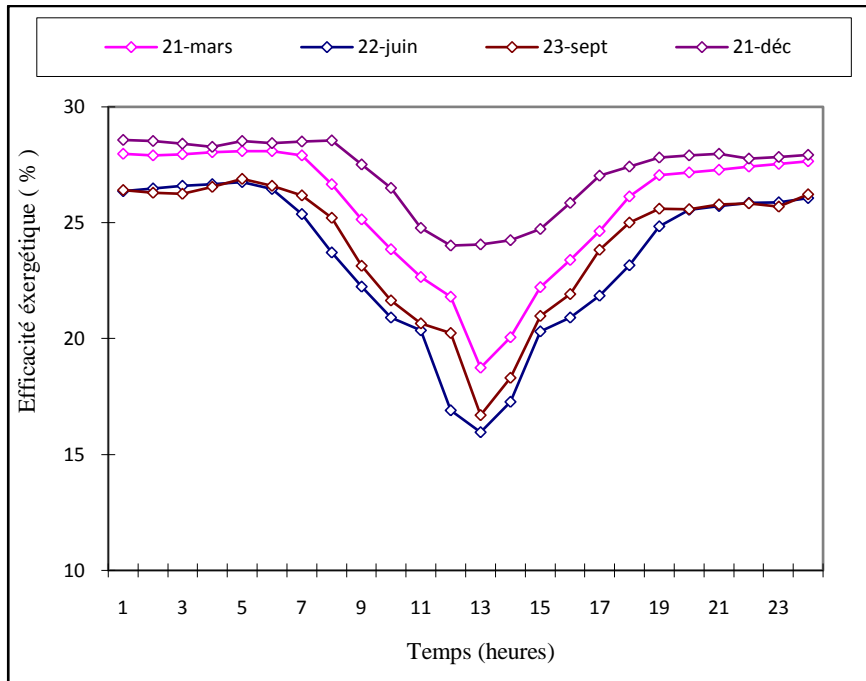


Figure V.18. Évolution temporelle des efficacités exergetiques pour l'installation tour solaire avec cycle turbine à gaz

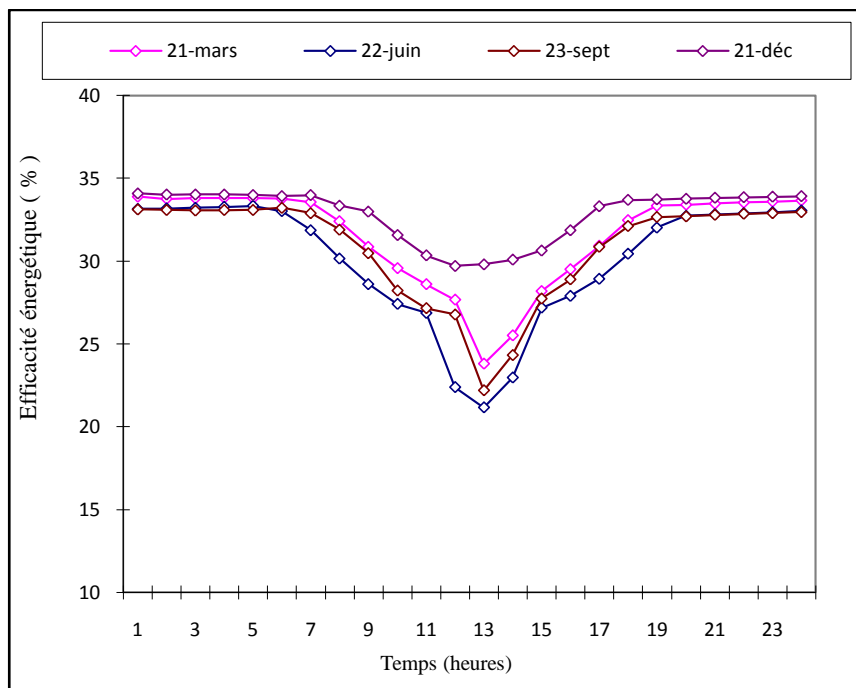


Figure V.19. Évolution temporelle des efficacités energetiques pour l'installation tour solaire- turbine à gaz avec cycle vapeur combiné

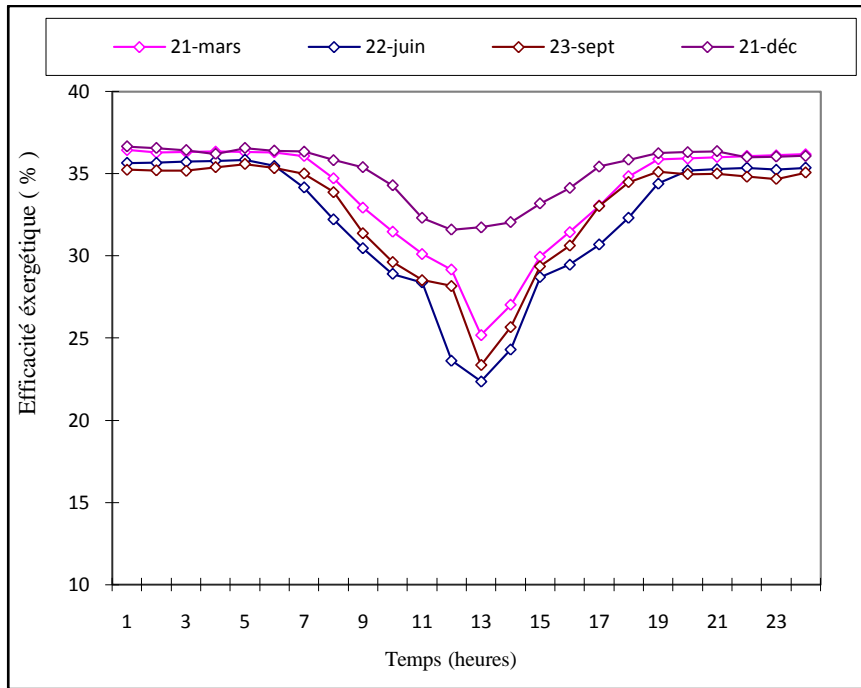


Figure V.20. Évolution temporelle des efficacités exergetiques pour l'installation tour solaire-turbine à gaz avec cycle vapeur combiné

V.3.6. Rendements annuel du cycle de puissance

Les rendements énergétiques et exergetiques annuel sur l'année 2010 du cycle de puissance de l'installation solaire combinée sont illustrés par la figure V.21 et figure V.22.

Les rendements énergétiques sont de l'ordre de 26 % et les rendements exergetiques sont de l'ordre de 28.5%.

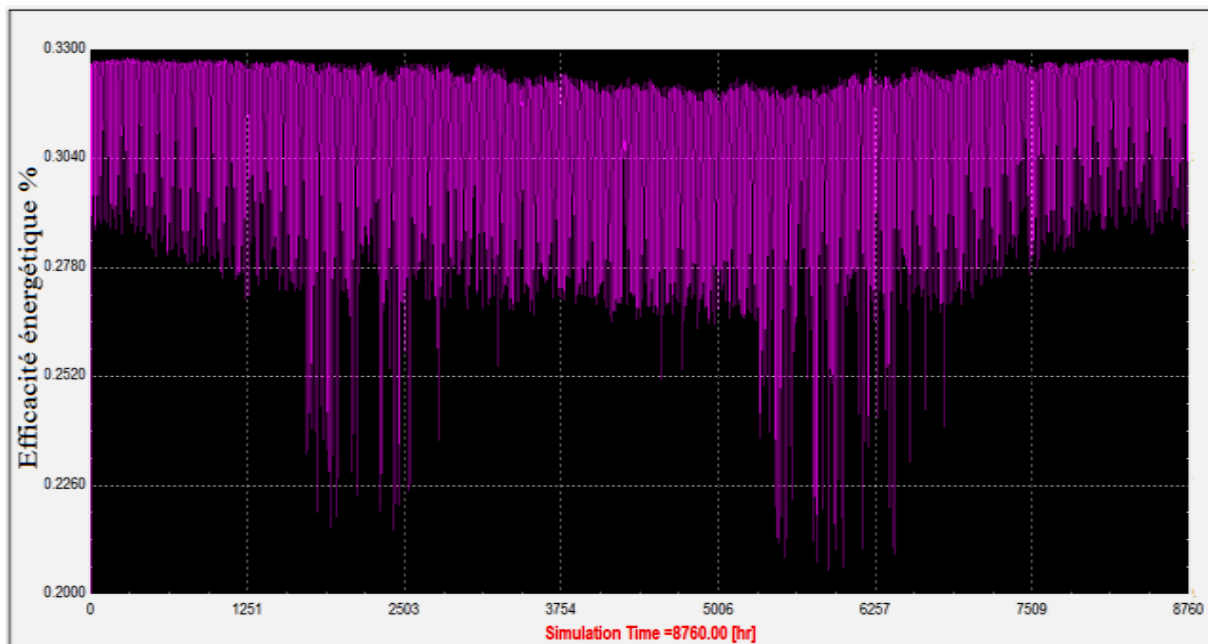


Figure V.21. Évolution horaire du rendement énergétique de la centrale

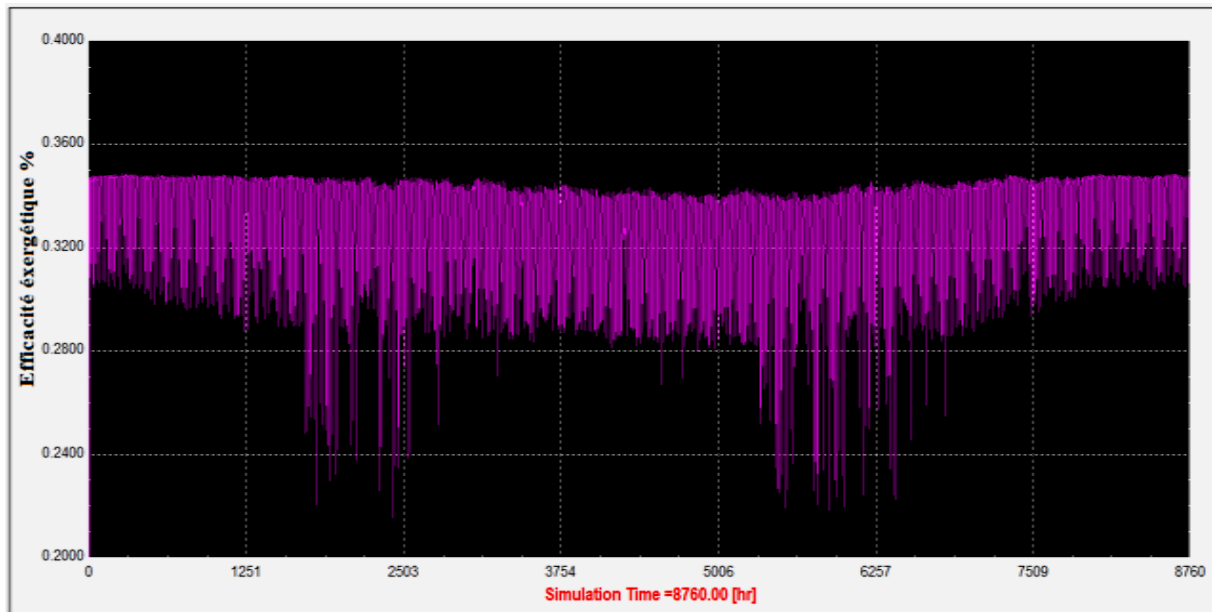


Figure V.22. Évolution horaire du rendement exergetique de la centrale

V.4. INTERPRÉTATION DES RÉSULTATS DE L'ANALYSE THERMODYNAMIQUE

Les résultats d'analyse énergétique représentés dans le tableau V.3, montrent une nette amélioration dans les performances énergétiques de la turbine à gaz solaire en utilisant un cycle combiné; on note une augmentation de la production d'énergie électrique jusqu'à 15 MWe et un gain de 6,29 % de l'efficacité énergétique.

Les résultats d'analyses exergetiques obtenus dans la figure V.8, montrent que la destruction d'exergie dans l'installation solaire hybride avec cycle à vapeur combiné reste noté principalement dans le récepteur solaire. Ainsi on observe une nette amélioration dans les performances exergetiques de l'installation en utilisant un cycle combiné traduit par une diminution de l'irréversibilité exergetique dans la turbine à gaz solaire.

Grâce aux performances quotidiennes de l'installation présentées par les figures V.13, figure V.14, figure V.15 et figure V.16, on note que la production d'énergie électrique en périodes ensoleillées diminue par rapport aux périodes moins ensoleillées. Cette diminution est expliquée par la réduction du gaz naturel consommé à l'intérieur de la chambre de combustion de la turbine à gaz (vérifié sur la figure V.5) et les températures ambiantes élevées amplifient ces réductions.

Les résultats de la figure V.21 et la figure V.22, montre que les valeurs minimales des rendements énergétiques et exergetiques correspondent au mois d'août. Cela est expliqué par les températures ambiantes très élevées dans cette période l'année dans la région de Béchar qui affecte les performances de la turbine à gaz.

V.5. ANALYSE ÉCONOMIQUE

La production électrique d'origine renouvelable exige un investissement relativement élevé par unité de puissance. Cet investissement varie énormément en fonction du type de sources exploités et de l'environnement économique du pays [5.6].

Seule une approche pour un site donné permettra d'évaluer le montant requis pour l'investissement initial et les frais d'exploitation.

L'analyse économique que nous avons développée est réalisée à partir de la simulation annuelle de la production d'électricité de la centrale solaire-hybride turbine à gaz avec un cycle Rankine combiné pour la région de Béchar.

En adoptant une hypothèse relative aux coûts d'investissement et d'exploitation et en fixant une durée de vie des équipements, le coût moyen actualisé du kWh (LEC) sortant de la future installation peut être calculé [5.7].

V.5.1. Composantes de base

V.5.1.1. Coûts d'investissement

Comme dans la plupart des activités industrielles, il est nécessaire tout d'abord d'édifier les coûts d'investissement qui couvrent plusieurs postes, tels que :

- Études techniques et civiles de l'installation.
- Équipement et les composants matériels de l'installation.
- Raccordement au réseau (électricité, gaz, chaleur).
- Charges diverses et frais financiers.

V.5.1.2. Dépenses d'exploitation

Lorsque l'installation entre en fonctionnement, des dépenses d'exploitation surviennent; elles comprennent notamment :

- Conduite de l'installation.
- Entretien courant et maintenance préventif.
- Loyer, frais des employés et des personnels administratifs.
- Alimentation en matière première (eau, carburant...etc.).

On note que peu de publications fournissent une estimation des *dépenses d'exploitation*, car les développeurs de projet sont confrontés souvent à des valeurs stratégiques qui dépendent de deux paramètres:

A- La durée de vie des équipements

Elle correspond à trois paramètres :

- la durée de vie effective des équipements
- la période d'amortissement comptable
- le contrat de vente de l'énergie lorsqu'un tel engagement est possible.

B- Le facteur de charge de l'installation

Cette notion, qui s'exprime en pourcentage, désigne le rapport entre le volume de production réel et le volume qu'aurait produit l'installation sur une période d'un an si elle avait fonctionné à pleine puissance.

V.5.2. Calcul du prix du kWh (LEC)

Le facteur le plus important dans l'évaluation économique des centrales à concentrateur solaire-hybride réside dans l'analyse du coût d'énergie électrique produite par le système, appelé : LEC (Levelized Electricity Cost) .

Le LEC peut être calculé par l'équation suivante [7] :

$$LEC = \frac{f \cdot C_{inv} + C_{O\&M} + C_{fuel}}{E_{el}} \quad (V - 1)$$

Avec:

f : Facteur d'annuité.

C_{fuel} : Prix du carburant (USD).

C_{inv} : Coût d'investissement (USD).

$C_{O\&M}$: Coût d'opération et de maintenance annuelle (USD).

E_{el} : Production annuelle d'électricité (kWh).

$$C_{O\&M} = 9.36 (A_{helio} \cdot N_{helio}) \quad (V - 2)$$

Le facteur d'annuité est calculé par la relation suivante:

$$f = \frac{K_d(1 + K_d)^n}{(1 + K_d)^n - 1} + K_a \quad (V - 3)$$

Avec :

n : Durée de vie de la centrale (30 ans)

K_d : Taux d'intérêt

K_a : Taux d'assurance annuel

Le coût de production électrique LEC dans les installations à énergie renouvelable varie selon la nature de l'énergie exploitée et le type de technologie utilisé. Le tableau V.4 montre la variation des coûts de production électrique dans les différentes installations à énergie renouvelable [5.8].

LEC en (€/MWh)		
	<i>Minimum</i>	<i>Maximum</i>
Procédés éprouvés		
Éolien terrestre	30	121
Éolien en mer	75	276
Photovoltaïque	59	467
Hydroélectricité	13	236
Solaire à concentration	79	369
Géothermie	22	208
Procédés expérimentaux		
Énergie des courants marins	158	790
Énergie des vagues	204	797
Bioénergies		
Incinération	38	151
Gaz de décharge	30	68
Déchets municipaux	60	158
Biogaz	26	143
Énergies conventionnelles		
Charbon	26	130
Gaz naturel	35	111
Nucléaire	69	111

Tableau V.4. Coût de production moyen d'installations produisant de l'électricité

V.5.2.1. Le champ héliostats

Les héliostats sont des assemblages de miroirs motorisés qui suivent le soleil de façon à réfléchir ses rayons sur le récepteur solaire. Le miroir se déplace sur deux axes pour assurer la réflexion vers le récepteur grâce à deux moteurs alimentés en général par le réseau.

Les héliostats des centrales solaires à tour peuvent être très nombreux et atteindre quelques milliers et occuper une grande surface (la centrale solaire GEMASOLAR en Andalousie occupe quelques 185 ha²). Le coût d'un héliostat est présenté par l'équation V-4 [5.6]

$$C_{helio} = 800 + 3200 \left(\frac{A_{helio}}{100} \right) + 4800 \left(\frac{A_{helio}}{100} \right)^{0.7} + 3200 \left(\frac{A_{helio}}{100} \right)^{1.7} \quad (V - 4)$$

Le coût du champ héliostats est calculé par une simple multiplication de la surface d'un héliostat par leurs nombres fois le facteur de coût fixe de 120 \$ /m² [5.7], le tout ajouté à la valeur du terrain de l'installation

$$C_{installatio n} = C_{helio} \cdot N_{helio} \cdot f_{M\&S, helio} + c_1 \cdot A_{champs} \cdot f_{M\&S, tour} \quad (V - 5)$$

N_{helio} : Nombre d'héliostats

$f_{M\&S, helio}$, $f_{M\&S, tour}$: Facteur de Marshall et Swift pour les héliostats et la tour solaire

A_{champs} : Surface du terrain de l'installation

c_1 : Le coût par m^2 , considéré comme $c_1 = 0.62$ (\$ / m^2)

V.5.2.2. Tour solaire

La tour de la centrale a une hauteur supposée de plus 120 m et porte à son sommet un récepteur volumétrique d'air pressurisé incliné en direction du champ héliostats.

Pour calculer le coût du récepteur on a utilisé la fonction développée par Schwarzbösl [5.9]

$$C_{rec} = (55 \cdot T_{rec,max} - 15000) \cdot A_{rec} \quad (V - 6)$$

$T_{rec,max}$: La température maximale à la sortie du récepteur [$^{\circ}K$]

A_{rec} : Surface d'ouverture du récepteur

Le coût de la tour solaire est calculé par la corrélation développée dans le code DELSOL3 [5.10] en fonction de la hauteur de la tour.

$$C_{tour} = \begin{cases} 1,0903 \cdot \exp(0,0088h) & h < 120[m] \\ 0,7823 \cdot \exp(0,0113h) & h \geq 120[m] \end{cases} \quad (V - 7)$$

V.5.2.3. Turbine à gaz

Les coûts de l'installation turbine à gaz ont été calculés à partir des travaux de Pelster [5.11] et [5.3].

A- Compresseur

$$C_{comp} = (C_1 \cdot \dot{M}_{air}^{ref} \cdot \left(\frac{\dot{M}_{air}}{\dot{M}_{air}^{ref}}\right)^{0.7} \cdot \Pi_{comp}^{ref} \cdot \ln(\Pi_{comp}) \cdot f_{\eta} \cdot f_{M\&S}) \quad (V - 8)$$

Avec :

$$c_1 = (39.5)^{0.7}$$

\dot{M}_{air}^{ref} : Débit massique de référence d'air comprimé (condition ISO).

\dot{M}_{air} : Débit massique réel d'air comprimé.

Π_{comp}^{ref} : Le taux de référence de compression.

Π_{comp} : Le taux réel de compression du compresseur.

$f_{M\&S}$: Facteur de Marshall et Swift.

f_{η} : Le facteur de correction du rendement.

$$f_{\eta} = \frac{1}{c_1 - \eta_{comp}}$$

$$c_1 = 0.95$$

η_{comp} : Efficacité du compresseur.

B- Chambre à combustion

$$C_{cc} = (C_2 \cdot \dot{M}_{air}^{ref} \cdot \left(\frac{\dot{M}_{comb}}{\dot{M}_{air}^{ref}}\right)^{0.7} \cdot f_T \cdot f_{dp} \cdot f_{NO_x} \cdot f_{M\&S}) \quad (V - 9)$$

Avec : $C_2 = (25.6)^{-0.7}$

\dot{M}_{comb}^{ref} : Débit massique d'air de combustion avec air de refroidissement.

\dot{M}_{comb} : Débit massique d'air de combustion.

f_{dp} : Facteur de perte de pression dans la chambre à combustion.

$$f_{dp} = \frac{1}{0.995 - p_{cc,sortie} / p_{cc,entré}} \quad (V - 10)$$

f_{NO_x} : Facteur de rejet du gaz NO_x supposé égal à 0.5.

f_T : Facteur de correction pour la température dans la chambre de combustion.

$$f_T = 1 + \exp[0.015 (T_{cc} - 1540)] \quad (V - 11)$$

T_{cc} : Température Dans la chambre à combustion [°K].

C- Turbine

$$C_{turb} = (C_3 \cdot \dot{M}_{air}^{ref} \cdot \left(\frac{\dot{M}_{turb}}{\dot{M}_{turb}^{ref}}\right)^{0.7} \cdot \Pi_{turb}^{ref} \cdot \ln(\Pi_{turb}) \cdot f_{T_{turb}} \cdot f_{\eta} \cdot f_{M\&S}) \quad (V - 12)$$

Avec :

$$C_3 = (266.3)^{-0.7}$$

$$\dot{M}_{turb}^{ref} = \dot{M}_{comb}^{ref}$$

Π_{turb}^{ref} : Taux de détente référence de la turbine.

Π_{turb} : Taux de détente de la turbine.

$f_{T_{turb}}$: Facteur de correction pour la température de la turbine

$$f_{T_{turb}} = 1 + \exp[0.025 (T_{cc} - 1570)] \quad (V - 13)$$

f_{η} : Facteur de correction du rendement de la turbine

$$f_{\eta} = \frac{1}{0.94 - \eta_{turb}}$$

η_{turb} : Rendement de la turbine.

V.5.2.4. Turbine à vapeur

Les coûts d'investissement pour l'ensemble de la turbine à vapeur [5.10] ont été calculés comme suit:

$$C_{ST} = P_{el,TV} \cdot c_{ST} \cdot f_T \cdot f_{M\&S} \quad (V - 14)$$

$P_{el,TV}$: puissance électrique de la turbine à vapeur.

c_{TV} : Les coûts spécifiques.

$$C_{TV} = c_{ref} \cdot \left(\frac{P_{el,ST}}{P_{ref}}\right)^{0.67} \quad (V - 15)$$

Avec : c_{ref} , P_{ref} sont les coûts et la puissance références du constructeur.

f_T : Facteur de correction pour la température

$$f_T = 1 + \exp[0.096 (T_{in} - 866)] \quad (V - 16)$$

V.5.2.5. Condenseur et système de refroidissement

Les coûts globaux de condensation sont en fonction de la chaleur rejetée dans l'environnement [5.3].

$$C_{cond, tot} = C_{cond} \cdot C_{tour, evap} \quad (V - 17)$$

C_{cond} : Coûts du condensateur fourni par le constructeur.

$C_{tour, evap}$: Coûts de la tour d'évaporation fourni par le constructeur.

V.5.2.6. Pompes

Les coûts du système de pompage dépendent de la puissance d'énergie consommé (P_{pomp}) et d'efficacités des pompes [5.9]

$$C_{pump} = 623 \cdot P_{pomp}^{0.71} \cdot f_{\eta} \cdot f_{M\&S} \quad (V - 18)$$

Avec

f_{η} : Facteur correcteur d'efficacité de pompe

$$f_{\eta} = 1 + \frac{0.8}{1 - \eta_{pomp}} \quad (V - 19)$$

η_{pomp} : Rendement isentropique de pompe ($\eta_{pomp} = 0.85$)

Sur la base des résultats des performances énergiques, nous calculons la consommation de carburant et la production d'électricité annuelles de l'installation.

Les coûts des composants et investissements de la centrale tour solaire-turbine à gaz et le cycle à vapeur combinée [5.3] sont présentés dans le tableau V.5.

Composants	Coût		Coût spéciale	
		[USD]		[USD/kWe]
Système turbine à gaz	7'159'000	[USD]	477.3	[USD/kWe]
Système turbine à vapeur	3'595'000	[USD]	239.6	[USD/kWe]
Chaudière à vapeur	2'271'000	[USD]	151.4	[USD/kWe]
Condensateur à l'air	6'950'000	[USD]	463.3	[USD/kWe]
Pompes d'alimentation	14'000	[USD]	0.9	[USD/kWe]
Tour solaire	2657000	[USD]	177	[USD/kWe]
Récepteur solaire volumétrique	1183000 (52 m ²)	[USD]	78.8	[USD/kWe]
Champ Héliostats	9279400 (585 Héliostat)	[USD]	618.6	[USD/kWe]
Commande électronique de puissance	2'435'000	[USD]	162.3	[USD/kWe]
Coûts des travaux génie civil	14'545'000	[USD]	969.6	[USD/kWe]
Charge Totale de l'installation	50'088'400	[USD]	3339,22	[USD/kWe]

Tableau V.5. Charge de composants de la centrale

Le coût électrique annuel moyen (LEC) de l'installation pour une période de fonctionnement estimé à 25 ans, est présenté par le tableau V.6.

Valeur	Résultat	
Charge Totale de l'installation (C_{inv})	50088400	[USD]
Période de dépréciation (n)	25	[an]
Taux d'intérêt réel (k_d)	8	[%]
Taux annuel d'assurance ($k_{insurance}$)	1	[%]
Production annuelle d'électricité (E_{net})	125.6	[GWh]
Coût annuel de carburant (C_{fuel})	1050800	[USD]
Coûts d'opération et de maintenance ($C_{O\&M}$)	657072	[USD]
Coût électrique moyen (LEC)	0.0549	[USD/kWhe]

Tableau V.6. Coût de production électrique de la centrale

V.6. INTERPRÉTATION DES RÉSULTATS DE L'ANALYSE ÉCONOMIQUE

Par l'analyse économique de la centrale électrique dans la Table V.5, on déduit que les coûts les plus importants d'investissement de la centrale électrique sont le champ d'héliostats et le récepteur solaire. On note aussi, le coût de consommation annuel de gaz combustible reste l'un des facteurs majeurs qui influent sur le coût d'électricité LEC (variation du coût du combustible).

L'analyse économique du coût de production électrique de l'installation solaire- cycle combiné présenté par le tableau V.6 est évaluée à un prix de 0.0549 [USD/kWhe]. Comparé aux centrales à énergies renouvelable, on déduit que cette installation présente un prix nettement meilleur.

CONCLUSION

Dans ce chapitre, on a procédé à une simulation et une évaluation des performances thermodynamiques d'une installation tour solaire-turbine gaz hybride d'une puissance électrique égale à 11,5 MWe.

À l'aide de l'analyse exergetique, on a constaté une détérioration des performances de l'installation due à des pertes thermiques évacuées par les gaz d'échappement de la turbine à gaz.

Après étude pour une amélioration potentielle de cette installation, on a introduit un cycle à vapeur combiné qui exploite la chaleur latente des gaz d'échappement en tant que source d'énergie thermique.

Grâce à ce système, un gain de production électrique de 3.5MWe a été enregistré.

Ainsi, avec l'utilisation du cycle de vapeur combiné, on a pu diminuer les irréversibilités exergetiques et augmenter le rendement de conversion solaire électrique.

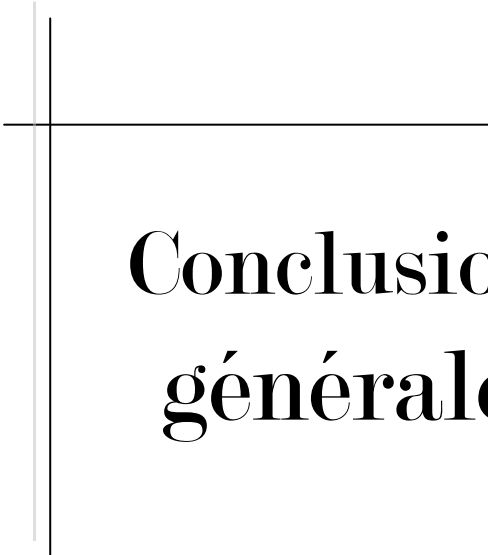
La tour solaire-turbine à gaz combiné avec un cycle à vapeur offre l'un des plus bas coûts de production électriques (estimé à 52 USD/MWe) comparés aux autres technologies de centrales solaires.

Enfin, cette étude prouve le potentiel prometteur de l'installation tour solaire-turbine à gaz hybride et particulièrement dans les zones arides comme le sud Algérien qui offre une durée d'ensoleillement allant jusqu'à 3500 heures/an, et un rayonnement direct normal de plus de 2000 kWh/m²/an.

Les résultats obtenus dans ce chapitre ont été publiés dans l'article [5.12].

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [5.1] James Spelling, Germain Augsburger, Daniel Favrat. "Evaluation of a combined cycle setup for solar tower power plants", projet du Laboratoire d'énergétique industrielle, 2008.
- [5.2] Final publishable report Solgate, solar hybrid gas turbine electric power system <http://ec.europa.eu/research/energy/pdf/solgate.2005>.
- [5.3] James Spelling, "Thermo-Economic Optimisation of Solar Tower Thermal Power Plants", École Polytechnique Fédérale de Lausanne, Master Thesis 2009.
- [5.4] NEAL Algeria. Available: <http://neal-dz.net/activite>.
- [5.5] Climatic condition from METEONORM.V 7.0 software.
- [5.6] SANDIA REPORT. "Heliostat cost reduction study", Sandia National Laboratories, Albuquerque, New Mexico, 2007.
- [5.7] R. Pitz-Paal, J. Dersch, B. Milow, European Concentrated Solar Thermal Road-Mapping (ECOSTAR), Deutsches Zentrum für Luft und Raumfahrt, Köln, 2004.
- [5.8] IRENA. "Renewable energy technologies: cost analysis series, concentrating solar power". Volume 1, power sector Issue2, 2012.
- [5.9] Peter Schwarzbözl, Reiner Buck, Chemi Sugarmen. Solar gas turbine systems: Design, cost, and perspectives. Solar Energy, ISSN: 0038-092X. Vol 80, pp 1231–1240, 2006.
- [5.10] Neil Petchers, "Combined Heating, Cooling & Power Handbook". Fairmont Press, 2002.
- [5.11] Stefan Pelster, "Environmental Modeling and Optimization of Advanced Combined Cycle Cogeneration Power Plants including CO₂ Separation Options". Ecole Polytechnique Fédérale de Lausanne, PhD Thesis 1998.
- [5.12] Imad Eddine Meriche, Abdelhadi Beghidja, Karima Rezgui. "Modeling and numerical simulation of solar hybrid power plant". Sciences & Technologie A, ISSN 1111-5041. N°40, pp 49-58, December 2014.



Conclusion générale

CONCLUSION GÉNÉRALE

Au cours de ces dernières années, la consommation énergétique mondiale d'origine fossile n'a cessé d'augmenter, ce qui a accentué les rejets des gaz à effet de serre responsables de l'accélération du réchauffement climatique.

Dans ce contexte, le développement de la production d'électricité à partir d'énergie solaire concentrée par voie thermodynamique est une solution prometteuse. Les efforts de recherche visent à rendre cette technologie plus efficace et plus compétitive économiquement.

Le but de cette thèse présente une méthode de conception optimale pour une centrale solaire hybride à récepteur central de type tour solaire-turbine à gaz.

Lors de la présentation des travaux de thèse au chapitre 1, nous avons présenté un récapitulatif des notions de base relatives au gisement solaire et sur son potentiel en Algérie, particulièrement dans la région de Béchar.

Les technologies de la conversion thermique d'énergie solaire exposée dans le chapitre 2 prolongé par une étude qualitative ont contribué au choix de la centrale tour solaire-turbine à gaz qui nous offre une installation solaire hybride autonome capable de satisfaire les besoins électriques de jour comme de nuits à un coût concurrentiel.

Dans le chapitre 3, une étude de dimensionnement basée sur les lois de la thermodynamique et les modèles thermo-physiques ont permis d'étudier et d'évaluer les performances énergétiques des composants de la centrale, et cela en fonction des besoins à satisfaire avec les contraintes de rendements à respecter.

Ce pré-dimensionnement a été complété par une étude de la sensibilité paramétrique aux différents facteurs de pertes exergetiques des cycles turbine à gaz solaire et turbine à vapeur.

La surface du champ solaire héliostats sélectionné, ainsi que la capacité thermique solaire assurant le fonctionnement du système, ont été déterminés par le biais d'une étude de sensibilité comportant deux paramètres : d'une part la puissance maximale de l'installation selon les données solaires et climatiques de la région et d'autre part par les limites matérielles du cycle de puissance.

Par l'étude numérique **détaillée** dans le chapitre 4, le modèle de la centrale tour solaire -turbine à gaz a été simulé grâce au logiciel TRNSYS16 qui fournit un environnement modulaire relativement simple et flexible permettant de créer différents systèmes énergétiques avec l'intégration d'autres composants additionnels comme les bibliothèques STEC et TESS. Aussi nous avons présenté un algorithme qui permet d'estimer l'énergie thermique moyenne collectée du champ héliostats par l'application de la méthode d'échantillonnage de Monte Carlo.

Le code appliquant la méthode Monté Carlo et le schéma numérique de l'installation simulé sur TRNSYS 16 ont été validés par des modèles réels opérationnels.

L'approche que nous avons développée dans le chapitre 5 est conçue pour l'estimation des performances énergétique et exergetique annuelles d'une centrale tour solaire hybride fonctionnant

grâce à un cycle turbine à gaz, puis on a étudié une possible modélisation de cette installation par l'ajout d'un cycle à vapeur combiné.

Les résultats obtenus par l'étude des bilans énergétique et exergetique ont démontré que les pertes thermiques par gaz d'échappement sont l'une des causes les plus importantes de l'inefficacité du système.

L'impact du cycle à vapeur ajouté à l'installation initiale est valorisé par une amélioration des performances énergétique et exergetique avec une augmentation d'efficacité solaire-électrique.

L'intégration d'un cycle de vapeur combiné à la centrale solaire augmente les coûts d'investissement initiaux, par contre la valeur de production électrique LEC de l'installation diminue et nous offre un coût présenté comme l'un des plus compétitifs de toutes les centrales à concentration solaire.

PERSPECTIVES

L'étude de cette thèse a une considération largement positive en ce qui concerne les connaissances et la compréhension des méthodes de construction de la centrale tour solaire hybride.

Le programme numérique simulé dans TRNSYS 16 de la centrale solaire hybride exposé dans cette étude est extensif et offre une structure numérique assez simple permettant d'ajouter des modules ou d'introduire des codes numériques dédiés au développement de l'analyse thermodynamique comme le code de la méthode Monté Carlo. Grâce et le logiciel METEONORM introduit dans TRNSYS16, l'analyse des performances d'une telle installation est possible pour plusieurs sites géographiques dans le monde.

Toutefois, quelques améliorations peuvent être apportées au schéma numérique de l'installation, portant principalement sur l'emplacement et la forme du champ héliostats, les caractéristiques des pertes dues au transfert thermique à l'intérieur des éléments du récepteur et la nature du sol de la région sélectionnée.

Enfin, Nous espérons que les résultats de ce travail contribueront de manière significative dans la compréhension des technologies tour solaire-hybride et dans une prise de décision de telle sorte qu'une installation de ce type soit une réalité pour l'Algérie.

Annexe 1

Codes de calculs du flux solaire

CODES DE CALCULS DU FLUX SOLAIRE

HELIOS : Un des premiers codes de calcul permettant de modéliser, avec une bonne précision, des centrales à tour de petite taille, des capteurs cylindro-paraboliques et des dish-stirling.

Il utilise la technique optique des cônes qui calcule le produit de convolution des transformées de Fourier des deux distributions angulaires des rayons réfléchis et du profil solaire. L'implémentation de la géométrie des capteurs est très peu conviviale, ce qui rend le code inadapté aux grands champs d'héliostats. De plus il ne propose l'optimisation d'aucun paramètre.

DELSOL : Depuis 1986, c'est un outil facile d'accès pour la conception et l'optimisation de centrale solaire. Les temps de calcul plus faibles que ceux de MIRVAL et HELIOS le rendent efficace pour optimiser la hauteur de tour, les dimensions du champ selon des critères économiques.

WINDELSOL : est une adaptation du code pour Windows. Bien qu'il propose une interface conviviale il ne permet pas d'étudier les systèmes existants, car on ne peut pas implémenter de champ d'héliostats personnalisé. Une précision trop faible l'empêche de traiter de manière fiable les petites installations. Ce logiciel est une aide intéressante à la conception et aux études préliminaires de projets de grande taille.

UHC (University of Houston Code) : Utilisé entre autre pour modéliser Solar One et Solar Two, ce code d'optimisation modulaire (OPTI) permet en fonction de la situation géographique, de la météo, du champ d'héliostats et de la géométrie du récepteur de calculer des performances instantanées, quotidiennes, annuelles... et d'optimiser le champ de miroirs et le récepteur. Un module permet même en temps réel de définir des stratégies de pointage pour protéger le récepteur de flux trop élevés.

HFLCAL (Heliostats Field Layout CALCulations) : (Parfois appelé *suite RCELL*) Ce code est basé sur le calcul de convolution de trois distributions : profil solaire, défauts détaillés des miroirs et erreurs de pointage. En effectuant des centaines de calculs de production annuelle en un temps raisonnable, il permet de maximiser la production d'électricité ou de minimiser les coûts de production en adaptant au choix les héliostats, la tour, le type de récepteur et/ou le cycle thermodynamique. En tant que logiciel de type OPTI, il détermine très précisément la puissance totale reçue mais il est moins fiable en ce qui concerne la valeur du flux maximal et la distribution des flux sur le récepteur.

MIRVAL : Ce code utilise des méthodes de Monte-Carlo. Il a été développé pour analyser précisément les performances des systèmes optiques (héliostats). Il servait à vérifier les densités de flux calculées par des logiciels OPTI (Delsol, Hélios, UHC). Peu flexible, il n'a pas permis la

modélisation du champ de Thémis. La DLR a rajouté un module permettant d'optimiser sur des critères énergétiques la disposition au sol des miroirs.

FIAT LUX : Destiné à qualifier les propriétés optiques des héliostats, ce code de performance ne permet pas la modélisation de système multi-réflecteurs puisqu'il ne tient compte ni des effets d'ombre ni de blocage. Les données recueillies par ce code sur un miroir donné, peuvent sans doute être valorisées par un autre code de calcul.

SOLTRACE : Très généraliste ce code permet de modéliser tout type de capteurs ou d'installations (fours solaires, centrales à tour(s), capteurs cylindro-paraboliques, Lentilles de Fresnel...) et il accepte les géométries complexes. Il propose des outils graphiques de visualisation utilisant des algorithmes de Monte-Carlo, il est très performant pour fournir des cartes de flux, déterminer le flux maximal et moyen.

Le système optique est organisé en étages dans un système de coordonnées global : les étages sont des sections de la géométrie du concentrateur qui sont successivement atteints par les rayons sur leur trajectoire du soleil vers le récepteur final. Ils sont de 2 types : optiques (interactions physiques avec les rayons) ou virtuels (pas d'interactions physiques avec les rayons, utile pour déterminer la position et la direction des rayons en tous points sans affecter physiquement leur trajectoire). La raison de cette organisation est d'effectuer des lancers efficaces et donc d'économiser du temps de calcul. Un étage est composé d'éléments comprenant chacun une ouverture, une forme, un type d'interaction optique, et éventuellement un jeu de propriétés optiques (erreurs optiques, transmissivité, réflectivité, diffraction). Chaque élément est décrit dans le système de coordonnées propre à l'étage. Les étages peuvent être sauvés et réutilisés pour d'autres simulations sans avoir besoin de recalculer la position et l'orientation des éléments ; Contrairement aux autres logiciels, l'atténuation atmosphérique et les erreurs de pointage ne sont pas calculées directement, mais elles peuvent être prises en compte respectivement dans la réflectivité des miroirs et dans leur erreur de réglage.

Annexe 2

**Programme
TRNSYS de
l'installation**

TRNSYS - the TRaNsient SYstem Simulation program

The Solar Energy Lab at the University of Wisconsin - Madison, USA
Transsolar Energietechnik GmbH, Stuttgart, Germany
Thermal Energy System Specialists, Madison Wisconsin, USA

Release 16.00.0037

Listing file for: "C:\Users\user\Desktop\projec IMAD EDDINE MERICHE.dck"

```
*** Notice at time      :      0.000000
    Generated by Unit   : Not applicable or not available
    Generated by Type   : Not applicable or not available
    Message            : The TRNSYS Executable (TRNExe.exe) and main DLL (TRNDll.dll) are located in
"C:\Program Files\Trnsys16\Exe"
*** Pre-Processing the TRNSYS EQUATIONS and CONSTANTS to check for fatal errors.
*** Pre-Processing of EQUATIONS and CONSTANTS completed with no fatal errors found.
*** Evaluating the EQUATIONS and CONSTANTS to determine their initial values.
*** Finished evaluating the EQUATIONS and CONSTANTS and ready to begin processing the
remainder of the TRNSYS input file.
    VERSION      16
*****
*** TRNSYS input file (deck) generated by TrnsysStudio
*** on Thursday, January 28, 2014 at 11:44
*** from TrnsysStudio project: C:\Users\user\Desktop\projec44\PGT 10 Rankin.TPF
*** If you edit this file, use the File/Import TRNSYS Input File function in
*** TrnsysStudio to update the project.
*** If you have problems, questions or suggestions please contact your local
*** TRNSYS distributor or mailto:iisibat@cstb.fr
*** Units
*** Control cards
*****
* START, STOP and STEP

    CONSTANTS  3
      START=0
      STOP=24
      STEP=1
* User defined CONSTANTS
! Start time      End time      Time step

    SIMULATION  0.0000000000000000E+00  2.4000000000000000E+01
1.0000000000000000E+00
! Integration      Convergence

    TOLERANCES  1.0000000000000002E-03  1.0000000000000002E-03
! Max iterations      Max warnings  Trace limit

    LIMITS      30      30      31
! TRNSYS numerical integration solver method

    DFQ  1
```

```

! TRNSYS output file width, number of characters
WIDTH 80
! NOLIST statement
LIST
! MAP statement
! Solver statement      Minimum relaxation factor      Maximum relaxation factor
SOLVER 0
    1.0000000000000000
    1.0000000000000000
! Nan DEBUG statement
NAN_CHECK 0
! Overwrite DEBUG statement
OVERWRITE_CHECK 0
! EQUATION SOLVER statement
EQUATION SOLVING METHOD 0
* Model "FEffMatx" (Type 394)
UNIT 2 TYPE 394 FEffMatx
*$UNIT_NAME FEffMatx
*$MODEL .\STEC Library\STE\CRS\Heliostat Field\FEffMatx.tmf
*$POSITION 354 292
*$LAYER Main #
    PARAMETERS 9
! 1 Unit no of Input file
! 2 No of zenith angle data points
! 3 No of azimuth angle data
! 4 No of concentrator units
! 5 Mirror surface area
! 6 av reflectivity
! 7 startup energy of unit
! 8 power to track 1 unit
! 9 max allowed windspeed
    1.0000000000000000E+01  7.0000000000000000E+00  9.0000000000000000E+00
4.0000000000000000E+02  1.0000000000000000E+02
    9.0000000000000002E-01  0.0000000000000000E+00  0.0000000000000000E+00
9.9989999999999998E+02
    INPUTS 5
! Type109-TMY2:total radiation on horizontal ->Direct normal insolation
! [unconnected] wind speed
! airrec:overload ->on/off control
! Type109-TMY2:solar zenith angle ->solar zenith angle
! Type109-TMY2:solar azimuth angle ->solar azimuth angle
    10,12      CONST      3,10      10,10      10,11
*** INITIAL INPUT VALUES
    0.0000000000000000E+00  0.0000000000000000E+00  1.0000000000000000E+00
9.0000000000000000E+01  0.0000000000000000E+00
*** External files
ASSIGN C:\Program Files\Trnsys16\MyProjects\STEC_examples\matr02.dat 10
*|? File name of efficiency file |1000
*-----
* Model "airrec" (Type 422)
UNIT 3 TYPE 422 airrec
*$UNIT_NAME airrec

```

```

*$MODEL .\STEC Library\STE\CRS\Tower Receiver\airrec.tmf
*$POSITION 609 279
*$LAYER Main #
*$# Model1: Simple black body absorber including radiative and convective losses.
  PARAMETERS 18
! 1 receiver model
! 2 optical efficiency
! 3 emissivity of absorber
! 4 receiver aperture
! 5 absorber fraction
! 6 lower flux limit
! 7 upper flux limit
! 8 operation mode
! 9 emissivity of hot gas piping
! 10 surface area of piping
! 11 convective loss coeff.of piping
! 12 cooling loss factor
! 13 pressure loss factor
! 14 design inlet pressure
! 15 design inlet temperature
! 16 design outlet temperature
! 17 design inlet mass flow
! 18 electric parasitics
  1.0000000000000000E+00 9.0000000000000002E-01 1.0000000000000000E+00
2.5000000000000000E+01 1.0000000000000000E+00
  1.0000000000000000E+02 1.0000000000000000E+05 1.1000000000000000E+01
0.0000000000000000E+00 1.0000000000000000E+00
  0.0000000000000000E+00 0.0000000000000000E+00 1.0000000000000002E-02
1.5219999999999999E+01 3.9850000000000000E+02
  8.0000000000000000E+02 1.5116400604199999E+05 0.0000000000000000E+00
  INPUTS 7
! compressor:outlet temperature ->air inlet temperature
! compressor:outlet pressure ->air inlet pressure
! [unconnected] air inlet enthalpy
! compressor:outlet mass flow working air ->air inlet mass flow
! Turn:P_real ->solar input power
! [unconnected] control signal
! Type109-TMY2:Ambient temperature ->ambient temperature
  5,1          5,2          CONST          5,3          P_REAL
  CONST          10,1
*** INITIAL INPUT VALUES
  3.0000000000000000E+02 1.5219999999999999E+01 0.0000000000000000E+00
0.0000000000000000E+00 0.0000000000000000E+00
  1.0000000000000000E+00 2.5000000000000000E+01
* -----
* Model "combustion chamber" (Type 426)
  UNIT 4 TYPE 426 combustion chamber
*$UNIT_NAME combustion chamber
*$MODEL .\STEC Library\Brayton\DLR\combustion chamber.tmf
*$POSITION 788 305
*$LAYER Main #
  PARAMETERS 14

```

```

! 1 operating mode (mode 1 or 2)
! 2 lower calorific value
! 3 C mass ratio
! 4 H2 mass ratio
! 5 S mass ratio
! 6 N2 mass ratio
! 7 O2 mass ratio
! 8 H2O mass ratio_in
! 9 ashes mass ratio
! 10 relative pressure drop_design
! 11 design or off-design (mode 3 or 4)
! 12 inlet temperature_off-design if mode 4
! 13 inlet pressure_off-design if mode 4
! 14 inlet mass flow_off-design if mode 4
  2.000000000000000E+00  4.760000000000000E+04  7.318000000000000E-01
2.341000000000000E-01  0.000000000000000E+00
  1.590000000000000E-02  1.820000000000000E-02  0.000000000000000E+00
0.000000000000000E+00  2.000000000000000E-02
  3.000000000000000E+00  0.000000000000000E+00  0.000000000000000E+00
0.000000000000000E+00
  INPUTS  6
! airrec:air outlet temperature ->inlet air temperature
! airrec:air outlet mass flow ->inlet air flow rate
! [unconnected] fuel flow rate if mode 1
! [unconnected] outlet temperature if mode 2
! airrec:air outlet pressure ->inlet pressure
! airrec:air outlet enthalpy ->inlet enthalpy
  3,1      3,4      CONST      CONST      3,2      3,3
*** INITIAL INPUT VALUES
  8.000000000000000E+02  1.5116400604199999E+05  0.000000000000000E+00
1.100000000000000E+03  1.502000000000000E+01
  0.000000000000000E+00
*-----
* Model "compressor" (Type 424)
  UNIT 5  TYPE 424  compressor
*$UNIT_NAME compressor
*$MODEL .\STEC Library\Brayton\DLR\compressor.tmf
*$POSITION 348 516
*$LAYER Main #
  PARAMETERS  5
! 1 compression ratio
! 2 mechanical efficiency
! 3 ISO inlet mass flow_design
! 4 partial load by mass flow reduction if mode2
! 5 operating mode
  1.521999999999999E+01  9.899999999999999E-01  1.5116400604199999E+05
0.000000000000000E+00  1.000000000000000E+00
  INPUTS  5
! Type109-TMY2:Ambient temperature ->inlet air temperature
! pressure drop:outlet pressure ->inlet pressure
! [unconnected] inlet mass flow if mode2
! [unconnected] isentropic efficiency

```

```

! turbine:cooling air mass ratio ->cooling air mass ratio
  10,1      7,2      CONST      CONST      8,5
*** INITIAL INPUT VALUES
  1.5000000000000000E+01  1.0000000000000000E+00  1.0000000000000000E+00
  8.2000000000000000E-01  0.0000000000000000E+00
*-----
* Model "generator" (Type 428)
  UNIT 6 TYPE 428 generator
*$UNIT_NAME generator
*$MODEL .\STEC Library\Brayton\DLR\generator.tmf
*$POSITION 854 494
*$LAYER Main #
*$# Simple Model to be used with Gas Turbine Components
  PARAMETERS 2
! 1 Generator efficiency
! 2 operating point (mode 1 or 2)
  9.5000000000000000E-01  1.0000000000000000E+00
  INPUTS 9
! turbine:actual turbine power ->Total turbine power
! compressor:actual compressor power ->Compressor shaft work
! [unconnected] Fuel Heat flow, Qf
! [unconnected] electric output_mode2
! [unconnected] relative turbine power_mode2
! [unconnected] relative compressor power_mode2
! [unconnected] air ratio_mode2
! [unconnected] specific minimum air quantity_mode2
! [unconnected] cooling air mass ratio
  8,3      5,5      CONST      CONST      CONST
  CONST      CONST      CONST      CONST
*** INITIAL INPUT VALUES
  1.0000000000000000E+00  1.0000000000000000E+00  1.0000000000000000E+00
  0.0000000000000000E+00  0.0000000000000000E+00
  0.0000000000000000E+00  0.0000000000000000E+00  0.0000000000000000E+00
  0.0000000000000000E+00
*-----
* Model "pressure drop" (Type 429)
  UNIT 7 TYPE 429 pressure drop
*$UNIT_NAME pressure drop
*$MODEL .\STEC Library\Brayton\DLR\pressure drop.tmf
*$POSITION 195 525
*$LAYER Main #
*$# This model describes a pressure loss with consideration of the actual load condition.
*$# pressure loss = pressure loss_d * ( T_a / T_d ) * ( p_d / p_a )**2 * ( m_a / m_d )**2
*$# with a = actual value
*$# d = setpoint value
  PARAMETERS 5
! 1 relative pressure drop_design
! 2 inlet temperature_design
! 3 inlet pressure_design
! 4 inlet mass flow_design
! 5 design or off-design (1 or 2)

```

```

1.000000000000000002E-02 1.5000000000000000E+01 1.0129999999999999E+00
1.5116400000000000E+05 1.0000000000000000E+00
INPUTS 3
! [unconnected] inlet temperature
! [unconnected] inlet pressure
! compressor:outlet mass flow working air ->inlet mass flow
CONST CONST 5,3
*** INITIAL INPUT VALUES
1.5000000000000000E+01 1.0129999999999999E+00 1.5116400604199999E+05
*-----
* Model "turbine" (Type 427)
UNIT 8 TYPE 427 turbine
*$UNIT_NAME turbine
*$MODEL .\STEC Library\Brayton\DLR\turbine.tmf
*$POSITION 666 503
*$LAYER Main #
PARAMETERS 4
! 1 mechanical efficiency
! 2 maximum inlet temperature w/o cooling
! 3 ambient pressure
! 4 maximum inlet temperature with cooling
9.8999999999999999E-01 1.0000000000000000E+03 1.0129999999999999E+00
1.0000000000000000E+03
INPUTS 15
! combustion chamber:outlet temperature ->temperature combustion air
! compressor:outlet temperature ->temperature cooling air
! combustion chamber:outlet pressure ->inlet pressure
! combustion chamber:outlet mass flow combustion air ->mass flow combustion air
! compressor:outlet mass flow cooling air ->mass flow cooling air
! [unconnected] isentropic efficiency
! combustion chamber:CO2 mass ratio ->CO2 mass ratio
! combustion chamber:H2O mass ratio ->H2O mass ratio
! combustion chamber:SO2 mass ratio ->SO2 mass ratio
! combustion chamber:air mass ratio ->air mass ratio
! combustion chamber:airnitrogen mass ratio ->airnitrogen mass ratio
! [unconnected] relative pressure drop_exhaust silencer
! [unconnected] relative pressure drop_heat exchanger_hot side
! combustion chamber:outlet enthalpy ->inlet enthalpy working air
! compressor:outlet enthalpy ->inlet enthalpy cooling air
4,1 5,1 4,4 4,3 5,4
CONST 4,6 4,7 4,8 4,9
4,10 CONST CONST 4,14 5,7
*** INITIAL INPUT VALUES
1.0900000000000000E+03 3.5000000000000000E+02 1.5020000000000000E+01
1.5220799560500000E+05 0.0000000000000000E+00
8.8000000000000000E-01 0.0000000000000000E+00 0.0000000000000000E+00
0.0000000000000000E+00 1.0000000000000000E+00
0.0000000000000000E+00 1.0000000000000002E-02 0.0000000000000000E+00
0.0000000000000000E+00 0.0000000000000000E+00
*-----
* Model "Type65d" (Type 65)
UNIT 9 TYPE 65 Type65d

```

```

*$UNIT_NAME Type65d
*$MODEL .\Output\Online Plotter\Online Plotter Without File\Type65d.tmf
*$POSITION 927 165
*$LAYER Main #
  PARAMETERS 12
! 1 Nb. of left-axis variables
! 2 Nb. of right-axis variables
! 3 Left axis minimum
! 4 Left axis maximum
! 5 Right axis minimum
! 6 Right axis maximum
! 7 Number of plots per simulation
! 8 X-axis gridpoints
! 9 Shut off Online w/o removing
! 10 Logical unit for output file
! 11 Output file units
! 12 Output file delimiter
  2.0000000000000000E+00 5.0000000000000000E+00 0.0000000000000000E+00
5.0000000000000000E+07 0.0000000000000000E+00
  3.6000000000000000E+03 1.0000000000000000E+00 7.0000000000000000E+00
0.0000000000000000E+00 -1.0000000000000000E+00
  0.0000000000000000E+00 0.0000000000000000E+00
  INPUTS 7
! EffMatx:Power to receiver ->Left axis variable-1
! Turn-2:P_W ->Left axis variable-2
! combustion chamber:outlet temperature ->Right axis variable-1
! airrec:air outlet temperature ->Right axis variable-2
! Type109-TMY2:total radiation on horizontal ->Right axis variable-3
! combustion chamber:fuel mass flow ->Right axis variable-4
! turbine:outlet mass flow ->Right axis variable-5
  2,1          P_W          4,1          3,1          10,12
  4,2          8,2
*** INITIAL INPUT VALUES
  P_to_Rec          P_elec          T_out_CC          T_out
  _Rec          DNI
  feul_flow          m
  LABELS 3
  Power
  Temperatur / DNI / Flow rate
  Result
*-----
* Model "Type109-TMY2" (Type 109)
  UNIT 10 TYPE 109 Type109-TMY2
*$UNIT_NAME Type109-TMY2
*$MODEL .\Weather Data Reading and Processing\Standard Format\TMY2\Type109-TMY2.tmf
*$POSITION 253 209
*$LAYER Main #
  PARAMETERS 4
! 1 Data Reader Mode
! 2 Logical unit
! 3 Sky model for diffuse radiation
! 4 Tracking mode

```



```

2.0000000000000000E+00 3.6000000000000000E+01 4.0000000000000000E+00
1.0000000000000000E+00
INPUTS 3
! [unconnected] Ground reflectance
! [unconnected] Slope of surface
! [unconnected] Azimuth of surface
CONST CONST CONST
*** INITIAL INPUT VALUES
2.0000000000000001E-01 0.0000000000000000E+00 0.0000000000000000E+00
*** External files
ASSIGN C:\Program Files\Trnsys16\Weather\Meteonorm\Africa\DZ-Bechar-605710.tm2 36
*|? Weather data file |1000
*-----
* EQUATIONS "Turn"
EQUATIONS 1
P_real = [2,1] * 0.8
*$UNIT_NAME Turn
*$LAYER Main
*$POSITION 506 273
*-----
* EQUATIONS "Turn-2"
EQUATIONS 1
P_W = 0.277*[6,1]
*$UNIT_NAME Turn-2
*$LAYER Main
*$POSITION 963 379
*-----
* Model "Type65d-2" (Type 65)
UNIT 13 TYPE 65 Type65d-2
*$UNIT_NAME Type65d-2
*$MODEL .\Output\Online Plotter\Online Plotter Without File\Type65d.tmf
*$POSITION 235 422
*$LAYER Main #
PARAMETERS 12
! 1 Nb. of left-axis variables
! 2 Nb. of right-axis variables
! 3 Left axis minimum
! 4 Left axis maximum
! 5 Right axis minimum
! 6 Right axis maximum
! 7 Number of plots per simulation
! 8 X-axis gridpoints
! 9 Shut off Online w/o removing
! 10 Logical unit for output file
! 11 Output file units
! 12 Output file delimiter
2.0000000000000000E+00 2.0000000000000000E+00 0.0000000000000000E+00
1.0000000000000000E+03 0.0000000000000000E+00
1.0000000000000000E+03 1.0000000000000000E+00 1.2000000000000000E+01
0.0000000000000000E+00 -1.0000000000000000E+00
0.0000000000000000E+00 0.0000000000000000E+00
INPUTS 4

```

```

! turbine:outlet temperature ->Left axis variable-1
! [unconnected] Left axis variable-2
! [unconnected] Right axis variable-1
! compressor:outlet temperature ->Right axis variable-2
      8,1          CONST          CONST          5,1
*** INITIAL INPUT VALUES
      T_turbine          T_in_tour          T_echapp          outle
t
      LABELS 3
      Temperatures
      Heat transfer rates
      Graph 1
*-----
* Model "System_Printer" (Type 25)
  UNIT 15  TYPE 25  System_Printer
*$UNIT_NAME System_Printer
*$MODEL \Program Files\Trnsys16\Studio\lib\System_Output\Type25a.tmf
*$POSITION 816 221
*$LAYER OutputSystem #
  PARAMETERS 10
! 1 Printing interval
! 2 Start time
! 3 Stop time
! 4 Logical unit
! 5 Units printing mode
! 6 Relative or absolute start time
! 7 Overwrite or Append
! 8 Print header
! 9 Delimiter
! 10 Print labels
      1.0000000000000000E+00  0.0000000000000000E+00  2.4000000000000000E+01
3.7000000000000000E+01  2.0000000000000000E+00
      0.0000000000000000E+00  -1.0000000000000000E+00  -1.0000000000000000E+00
0.0000000000000000E+00  1.0000000000000000E+00
  INPUTS 1
! combustion chamber:fuel mass flow ->Input to be printed
*** INITIAL INPUT VALUES
      fuel
*** External files
  ASSIGN C:\Users\user\Desktop\KKKKKKKKK 37
*|? Which file should contain the printed results? You can use the deck filename by entering "****",
e.g. "****.out", or "****.dat" |1000
*-----
* Model "Eco" (Type 315)
  UNIT 16  TYPE 315  Eco
*$UNIT_NAME Eco
*$MODEL .\STEC Library\Rankine\Steamgen\Eco_sh.tmf
*$POSITION 524 868
*$LAYER Main #
  PARAMETERS 6
! 1 Counter flow mode
! 2 Overall heat transfer coefficient of exchanger

```

```

! 3 Reference press loss cold side
! 4 Reference cold side flow
! 5 power law exp for UA
! 6 power law exp for DP
  2.000000000000000E+00  3.898800000000000E+05  1.000000000000000E+00
1.800000000000000E+04  0.000000000000000E+00
  0.000000000000000E+00
  INPUTS  7
! Evaporator:Hot side outlet temperture ->Hot side inlet temperature
! Evaporator:Hot side outlet flow rate ->Hot side flow rate
! Preheater:Cold side outlet temperture ->Cold side inlet temperature
! Preheater:Cold side outlet flow rate ->Cold side flow rate
! [unconnected] Cold side quality
! Evaporator:Cold side inlet pressure ->cold side outlet pressure
! [unconnected] hot side spedific heat
  36,1      36,2      35,2      35,3      CONST
  36,4      CONST
*** INITIAL INPUT VALUES
  2.000000000000000E+01  1.000000000000000E+02  2.080000000000000E+02
1.800000000000000E+04  0.000000000000000E+00
  1.000000000000000E+00  1.052200000000000E+00
*-----
* Model "TYPE14h" (Type 14)
  UNIT 17  TYPE 14  TYPE14h
*$UNIT_NAME TYPE14h
*$MODEL .\Cstb\Traductions\Générateur d'histogrammes\Fonction dépendante du
temps\TYPE14h.tmf
*$POSITION 504 658
*$LAYER Main #
  PARAMETERS  6
! 1 Valeur initiale de temps
! 2 Valeur initiale de la fonction
! 3 Valeur du temps pour le point donné-1
! 4 valeur pour le point donné-1
! 5 Valeur du temps pour le point donné-2
! 6 valeur pour le point donné-2
  0.000000000000000E+00  1.296000000000000E+05  1.200000000000000E+01
1.296000000000000E+05  2.400000000000000E+01
  1.296000000000000E+05
*-----
* Model "X2H" (Type 391)
  UNIT 18  TYPE 391  X2H
*$UNIT_NAME X2H
*$MODEL .\STEC Library\Rankine\Utility\X2H.tmf
*$POSITION 601 699
*$LAYER Main #
  INPUTS  4
! shurc:Cold-side outlet temperature ->Steam temperture
! Stage:turbine inlet pressure ->Steam pressure
! shurc:Cold side Outlet quality ->Steam quality
! shurc:Cold-side flow rate ->Steam flow rate
  20,3      19,1      20,7      20,4

```

```

*** INITIAL INPUT VALUES
  3.000000000000000E+02  2.000000000000000E+01  1.000000000000000E+00
1.800000000000000E+04
*-----
* Model "Stage" (Type 318)
  UNIT 19  TYPE 318  Stage
*$UNIT_NAME Stage
*$MODEL .\STEC Library\Rankine\Turbine\Stage.tmf
*$POSITION 807 707
*$LAYER Main #
  PARAMETERS  8
! 1 design inlet pressure
! 2 design outlet pressure
! 3 design flow rate
! 4 design inner efficiency
! 5 generator efficiency
! 6 coef. for inner eff eq
! 7 b coeff for inner eff
! 8 c coeff for inner eff
  1.000000000000000E+02  2.000000000000000E+01  1.799279999999999E+04
8.000000000000000E-01  1.000000000000000E+00
  0.000000000000000E+00  0.000000000000000E+00  0.000000000000000E+00
  INPUTS  4
! S-split:inlet pressure ->Turbine outlet pressure
! X2H:steam flow rate ->Turbine inlet flow rate
! X2H:steam enthalpy ->Turbine inlet enthalpy
! [unconnected] Bypass indicator
  31,4      18,3      18,1      CONST
*** INITIAL INPUT VALUES
  1.000000000000000E+00  1.800000000000000E+04  2.000000000000000E+03
1.000000000000000E+00
*-----
* Model "shurc" (Type 315)
  UNIT 20  TYPE 315  shurc
*$UNIT_NAME shurc
*$MODEL .\STEC Library\Rankine\Steamgen\Eco_sh.tmf
*$POSITION 570 761
*$LAYER Main #
  PARAMETERS  6
! 1 Counter flow mode
! 2 Overall heat transfer coefficient of exchanger
! 3 Reference press loss cold side
! 4 Reference cold side flow
! 5 power law exp for UA
! 6 power law exp for DP
  2.000000000000000E+00  9.792000000000000E+04  1.000000000000000E+00
1.800000000000000E+04  0.000000000000000E+00
  0.000000000000000E+00
  INPUTS  7
! CAPACITY:fluid outlet temperature ->Hot side inlet temperature
! TYPE14h:Valeur instantanée de la fonction à la fin du pas de temps ->Hot side flow rate
! Evaporator:Cold side outlet temperature ->Cold side inlet temperature

```

```

! Evaporator:Cold side outlet flow rate ->Cold side flow rate
! Evaporator:Cold side outlet quality ->Cold side quality
! X2H:steam pressure ->cold side outlet pressure
! [unconnected] hot side specific heat
    21,1      17,2      36,3      36,7      36,5
    18,2      CONST
*** INITIAL INPUT VALUES
    5.7379999999999995E+02  1.2960000000000000E+05  2.0000000000000000E+01
1.8000000000000000E+04  0.0000000000000000E+00
    1.0000000000000000E+00  1.0948000000000000E+00
*-----
* Model "CAPACITY" (Type 306)
  UNIT 21  TYPE 306  CAPACITY
*$UNIT_NAME CAPACITY
*$MODEL .\STEC Library\Rankine\Utility\CAPACITY.tmf
*$POSITION 421 710
*$LAYER Main #
*$# The energy balance of lumped mass tube with capacity C and initial temperature
*$# T0 heated by a capacitance flow rate Cdot with overall heat transfer factor kAi.
*$# Convectice energy losses to ambient temperature Ta considered with overall heat
*$# loss factor kAa. Heat gains (e.g. by electrical heating) are considered by
*$# heat rate Q_dot.
  PARAMETERS 6
! 1 mass
! 2 specific heat capacity
! 3 initial temperature
! 4 overall heat transfer facor
! 5 overall loss coefficient
! 6 reference flow rate
    1.0000000000000000E+00  1.0000000000000000E+00  2.0000000000000000E+01
1.0000000000000000E+00  1.0000000000000000E+00
    0.0000000000000000E+00
  INPUTS 5
! turbine:outlet mass flow ->inlet mass flow rate
! turbine:outlet temperature ->inlet temperature
! [unconnected] fluid specific heat capacity
! Type109-TMY2:Ambient temperature ->ambient temperature
! [unconnected] power gain
    8,2      8,1      CONST      10,1      CONST
*** INITIAL INPUT VALUES
    1.0000000000000000E+00  2.0000000000000000E+01  4.2000000000000002E+00
2.0000000000000000E+01  0.0000000000000000E+00
*-----
* Model "Saltpu_1-2" (Type 300)
  UNIT 22  TYPE 300  Saltpu_1-2
*$UNIT_NAME Saltpu_1-2
*$MODEL .\STEC Library\STE\Utility\Saltpu_1.tmf
*$POSITION 1016 730
*$LAYER Main #
  PARAMETERS 5
! 1 Maximum flow rate
! 2 Fluid specific heat

```

```

! 3 Maximum power
! 4 Conversion coefficient
! 5 Power coefficient
  2.1600000000000000E+04  4.1899999999999995E+00  1.0000000000000000E+03
1.00000000000000001E-01  5.0000000000000000E-01
  INPUTS  3
! Deaerator:Feed water out temp ->Inlet fluid temperature
! Deaerator:Feed Water out flow rate ->Inlet mass flow rate
! Evaporator:Cold side flow rate demand ->desired mass flow rate
  33,1      33,3      36,6
*** INITIAL INPUT VALUES
  2.0000000000000000E+01  1.0000000000000000E+02  1.8000000000000000E+04
*-----
* Model "Saltpu_1" (Type 300)
  UNIT 23  TYPE 300  Saltpu_1
*$UNIT_NAME Saltpu_1
*$MODEL .\STEC Library\STE\Utility\Saltpu_1.tmf
*$POSITION 1144 837
*$LAYER Main #
  PARAMETERS  5
! 1 Maximum flow rate
! 2 Fluid specific heat
! 3 Maximum power
! 4 Conversion coefficient
! 5 Power coefficient
  2.1600000000000000E+04  4.1899999999999995E+00  1.0000000000000000E+03
1.00000000000000001E-01  5.0000000000000000E-01
  INPUTS  3
! Condens:Condensing Temperature ->Inlet fluid temperature
! Condens:Condesate flow rate ->Inlet mass flow rate
! [unconnected] desired mass flow rate
  25,1      25,6      CONST
*** INITIAL INPUT VALUES
  2.0000000000000000E+01  1.8000000000000000E+04  -1.0000000000000000E+00
*-----
* Model "S-split-2" (Type 389)
  UNIT 24  TYPE 389  S-split-2
*$UNIT_NAME S-split-2
*$MODEL .\STEC Library\Rankine\Turbine\S-split.tmf
*$POSITION 982 902
*$LAYER Main #
  INPUTS  4
! Deaerator:required steam flow rate ->Demanded Flow Out 1
! Stage-2:turbine outlet flowrate ->inlet flow rate
! Stage-3:turbine inlet pressure ->outlet pressure 2
! Stage-2:turbine outlet enthalpy ->inlet enthalpy
  33,2      27,2      28,1      27,3
*** INITIAL INPUT VALUES
  1.0000000000000000E+00  1.0000000000000000E+00  1.0000000000000000E+00
2.0000000000000000E+03
*-----
* Model "Condens" (Type 383)

```

```

UNIT 25 TYPE 383 Condens
*$UNIT_NAME Condens
*$MODEL .\STEC Library\Rankine\Condenser\Condens.tmf
*$POSITION 1102 774
*$LAYER Main #
PARAMETERS 2
! 1 dT Cool water out+condensing temp
! 2 temp increase in cool. water
5.000000000000000E+00 1.000000000000000E+01
INPUTS 6
! [unconnected] Cooling water inlet temp
! Stage-3:turbine outlet enthalpy ->steam enthalpy inlet
! Stage-3:turbine outlet flowrate ->steam mass flow rate
! [unconnected] Condensate inlet flow rate
! [unconnected] Condensate inlet temperture
! [unconnected] Condensate inlet quality
CONST 28,3 28,2 CONST CONST
CONST
*** INITIAL INPUT VALUES
2.000000000000000E+01 3.000000000000000E+03 5.000000000000000E+00
1.000000000000000E+03 1.000000000000000E+00
0.000000000000000E+00
*-----
* Model "Type65d-3" (Type 65)
UNIT 26 TYPE 65 Type65d-3
*$UNIT_NAME Type65d-3
*$MODEL .\Output\Online Plotter\Online Plotter Without File\Type65d.tmf
*$POSITION 1144 626
*$LAYER Main #
PARAMETERS 12
! 1 Nb. of left-axis variables
! 2 Nb. of right-axis variables
! 3 Left axis minimum
! 4 Left axis maximum
! 5 Right axis minimum
! 6 Right axis maximum
! 7 Number of plots per simulation
! 8 X-axis gridpoints
! 9 Shut off Online w/o removing
! 10 Logical unit for output file
! 11 Output file units
! 12 Output file delimiter
1.000000000000000E+00 1.000000000000000E+00 0.000000000000000E+00
2.000000000000000E+02 0.000000000000000E+00
1.000000000000000E+08 1.000000000000000E+00 1.200000000000000E+01
0.000000000000000E+00 -1.000000000000000E+00
0.000000000000000E+00 0.000000000000000E+00
INPUTS 2
! ElecGe_2:thermal efficiency ->Left axis variable
! Turn-3:P_WL ->Right axis variable
30,3 P_WL
*** INITIAL INPUT VALUES

```

```

thermal
LABELS 3
Temperatures
Heat transfer rates
Graph 1
*-----
* Model "Stage-2" (Type 318)
UNIT 27 TYPE 318 Stage-2
*$UNIT_NAME Stage-2
*$MODEL .\STEC Library\Rankine\Turbine\Stage.tmf
*$POSITION 746 714
*$LAYER Main #
PARAMETERS 8
! 1 design inlet pressure
! 2 design outlet pressure
! 3 design flow rate
! 4 design inner efficiency
! 5 generator efficiency
! 6 coef. for inner eff eq
! 7 b coeff for inner eff
! 8 c coeff for inner eff
      2.0000000000000000E+01  5.0000000000000000E+00  1.6198900000000000E+04
8.0000000000000000E-01  1.0000000000000000E+00
      0.0000000000000000E+00  0.0000000000000000E+00  0.0000000000000000E+00
INPUTS 4
! S-split-2:inlet pressure ->Turbine outlet pressure
! S-split:outlet flow rate 2 ->Turbine inlet flow rate
! S-split:outlet enthalpy 2 ->Turbine inlet enthalpy
! [unconnected] Bypass indicator
      24,4      31,3      31,6      CONST
*** INITIAL INPUT VALUES
      1.0000000000000000E+00  1.8000000000000000E+04  2.0000000000000000E+03
1.0000000000000000E+00
*-----
* Model "Stage-3" (Type 318)
UNIT 28 TYPE 318 Stage-3
*$UNIT_NAME Stage-3
*$MODEL .\STEC Library\Rankine\Turbine\Stage.tmf
*$POSITION 917 714
*$LAYER Main #
PARAMETERS 8
! 1 design inlet pressure
! 2 design outlet pressure
! 3 design flow rate
! 4 design inner efficiency
! 5 generator efficiency
! 6 coef. for inner eff eq
! 7 b coeff for inner eff
! 8 c coeff for inner eff
      5.0000000000000000E+00  5.6000000000000001E-02  1.3197600000000000E+04
8.0000000000000000E-01  9.7999999999999998E-01
      0.0000000000000000E+00  0.0000000000000000E+00  0.0000000000000000E+00

```



```

INPUTS 4
! Condens:Condensing pressure ->Turbine outlet pressure
! S-split-2:outlet flow rate 2 ->Turbine inlet flow rate
! S-split-2:outlet enthalpy 2 ->Turbine inlet enthalpy
! [unconnected] Bypass indicator
    25,2      24,3      24,6      CONST
*** INITIAL INPUT VALUES
    1.0000000000000000E+00  1.8000000000000000E+04  2.0000000000000000E+03
1.0000000000000000E+00
*-----
* EQUATIONS "P tot_turb"
EQUATIONS 1
    ELEC = [27,4] + [28,4] + [19,4]
*$UNIT_NAME P tot_turb
*$LAYER Main
*$POSITION 811 642
*-----
* Model "ElecGe_2" (Type 375)
*$UNIT_NAME ElecGe_2
*$MODEL .\STEC Library\Rankine\Utility\ElecGe_2.tmf
*$POSITION 935 629
*$LAYER Main #
PARAMETERS 2
! 1 Generator efficiency
! 2 GT-Parasitics %of elec.
    9.899999999999999E-01  2.0000000000000004E-02
INPUTS 3
! P tot_turb:ELEC ->Total turbine power
! [unconnected] Compressor shaft work
! [unconnected] Fuel Heat flow, Qf
    ELEC      CONST      CONST
*** INITIAL INPUT VALUES
    1.0000000000000000E+05  5.0000000000000000E+04  1.0000000000000000E+05
*-----
* Model "S-split" (Type 389)
*
UNIT 31 TYPE 389 S-split
*$UNIT_NAME S-split
*$MODEL .\STEC Library\Rankine\Turbine\S-split.tmf
*$POSITION 337 496
*$LAYER Main #
INPUTS 4
! Preheater:Demanded hot inlet flow rate ->Demanded Flow Out 1
! Stage:turbine outlet flowrate ->inlet flow rate
! Stage-2:turbine inlet pressure ->outlet pressure 2
! Stage:turbine outlet enthalpy ->inlet enthalpy
    35,1      19,2      27,1      19,3
*** INITIAL INPUT VALUES
    1.0000000000000000E+00  1.0000000000000000E+00  1.0000000000000000E+00
2.0000000000000000E+03
*-----
* Model "TYPE5b" (Type 5)

```

```

UNIT 32 TYPE 5 TYPE5b
*$UNIT_NAME TYPE5b
*$MODEL .\Heat Exchangers\Counter Flow\TYPE5b.tmf
*$POSITION 373 765
*$LAYER Main #
PARAMETERS 4
! 1 Counter flow mode
! 2 Specific heat of hot side fluid
! 3 Specific heat of cold side fluid
! 4 Not used
2.0000000000000000E+00 4.179999999999997E+00 4.179999999999997E+00
0.0000000000000000E+00
INPUTS 5
! Preheater:Hot side outlet temperature ->Hot side inlet temperature
! Preheater:Hot side outlet flow rate ->Hot side flow rate
! Saltpu_1-2:Outlet fluid temperature ->Cold side inlet temperature
! Saltpu_1-2:Outlet flow rate ->Cold side flow rate
! [unconnected] Overall heat transfer coefficient of exchanger
35,4 35,5 22,1 22,2 CONST
*** INITIAL INPUT VALUES
2.0000000000000000E+01 0.0000000000000000E+00 1.3700000000000000E+02
1.8000000000000000E+04 2.1239999436999999E+04
*-----
* Model "Deaerator" (Type 384)
UNIT 33 TYPE 384 Deaerator
*$UNIT_NAME Deaerator
*$MODEL .\STEC Library\Rankine\preheating\Deaerator.tmf
*$POSITION 591 539
*$LAYER Main #
INPUTS 8
! Saltpu_1:Outlet fluid temperature ->Feed Water in tmp
! Saltpu_1:Outlet flow rate ->Feed Water flow rate
! S-split-2:outlet enthalpy 1 ->steam inlet enthalpy
! S-split-2: outlet pressure 1 ->steam inlet pressure
! TYPE5b:Hot-side outlet temperature ->condesate inlet temperture
! TYPE5b:Hot-side flow rate ->Condesate inlet flow rate
! [unconnected] Condensate inlet quality
! [unconnected] Dearator on/off
23,1 23,2 24,5 24,2 32,1
32,2 CONST CONST
*** INITIAL INPUT VALUES
2.0000000000000000E+01 1.8000000000000000E+04 3.0000000000000000E+03
1.0000000000000000E+00 1.0000000000000000E+02
1.0000000000000000E+00 0.0000000000000000E+00 1.0000000000000000E+00
*-----
* Model "Type65d-4" (Type 65)
UNIT 34 TYPE 65 Type65d-4
*$UNIT_NAME Type65d-4
*$MODEL .\Output\Online Plotter\Online Plotter Without File\Type65d.tmf
*$POSITION 599 818
*$LAYER Main #
PARAMETERS 12

```

```

! 1 Nb. of left-axis variables
! 2 Nb. of right-axis variables
! 3 Left axis minimum
! 4 Left axis maximum
! 5 Right axis minimum
! 6 Right axis maximum
! 7 Number of plots per simulation
! 8 X-axis gridpoints
! 9 Shut off Online w/o removing
! 10 Logical unit for output file
! 11 Output file units
! 12 Output file delimiter
    7.000000000000000E+00  3.000000000000000E+00  0.000000000000000E+00
1.000000000000000E+03  0.000000000000000E+00
    4.000000000000000E+03  1.000000000000000E+00  1.200000000000000E+01
0.000000000000000E+00  -1.000000000000000E+00
    INPUTS 10
! Condens:Condensing Temperature ->Left axis variable-1
! shurc:Hot-side outlet temperature ->Left axis variable-2
! TYPE5b:Cold-side outlet temperature ->Left axis variable-3
! Preheater:Cold side outlet temperture ->Left axis variable-4
! Eco:Hot-side outlet temperature ->Left axis variable-5
! Evaporator:Hot side outlet temperture ->Left axis variable-6
! Deaerator:Feed water out temp ->Left axis variable-7
! S-split:outlet flow rate 1 ->Right axis variable-1
! shurc:Hot-side flow rate ->Right axis variable-2
! S-split-2:outlet flow rate 1 ->Right axis variable-3
    25,1      20,1      32,3      35,2      16,1
    36,1      33,1      31,1      20,2      24,1
*** INITIAL INPUT VALUES
    Cooling      Hot-side      Cold-side      Cold
Hot-side      Hot      Feed      outlet
    LABELS 3
    Temperatures
    Heat transfer rates
    Graph 1
*-----
* Model "Preheater" (Type 317)
    UNIT 35 TYPE 317 Preheater
*$UNIT_NAME Preheater
*$MODEL .\STEC Library\Rankine\preheating\Preheater.tmf
*$POSITION 99 592
*$LAYER Main #
    PARAMETERS 4
! 1 cold fluid spgef. heat capacity
! 2 overall heat transfer factor
! 3 cold sid ref flow rate
! 4 power law exp for UA
    4.179999999999997E+00  1.868400000000000E+05  1.800000000000000E+04
0.000000000000000E+00
    INPUTS 8
! S-split:outlet enthalpy 1 ->Hot side inlet enthalpy

```

```

! S-split: outlet pressure 1 ->Hot side inlet pressure
! TYPE5b:Cold-side outlet temperature ->Cold side inlet temperature
! TYPE5b:Cold-side flow rate ->Cold side inlet flow rate
! [unconnected] Condensate inlet temperature
! [unconnected] Condensate inlet flow rate
! [unconnected] Condensate inlet quality
! [unconnected] on/off
    31,5      31,2      32,3      32,4      CONST
    CONST      CONST      CONST
*** INITIAL INPUT VALUES
    3.000000000000000E+03  1.000000000000000E+00  2.000000000000000E+01
1.800000000000000E+04  1.000000000000000E+02
    1.000000000000000E+00  0.000000000000000E+00  1.000000000000000E+00
*-----
* Model "Evaporator" (Type 316)
  UNIT 36  TYPE 316  Evaporator
*$UNIT_NAME Evaporator
*$MODEL .\STEC Library\Rankine\Steamgen\Evaporator.tmf
*$POSITION 552 816
*$LAYER Main #
  PARAMETERS 6
! 1 overall heat transfer factor
! 2 blowdown fraction
! 3 reference pressure loss
! 4 reference flow rate
! 5 power law exp for UA
! 6 power law exp for dp
    4.950000000000000E+05  0.000000000000000E+00  1.000000000000000E+00
1.800000000000000E+04  0.000000000000000E+00
  INPUTS 6
! shurc:Hot-side outlet temperature ->Hot side inlet temperature
! shurc:Hot-side flow rate ->Hot side flow rate
! Eco:Cold-side outlet temperature ->Cold side inlet temperature
! shurc:Cold Side Inlet pressure ->Cold side outlet pressure
! Eco:Cold side Outlet quality ->Cold side inlet quality
! [unconnected] Hot side specific heat capacity
    20,1      20,2      16,3      20,8      16,7
    CONST
*** INITIAL INPUT VALUES
    3.000000000000000E+02  1.300000000000000E+05  1.000000000000000E+02
1.000000000000000E+00  0.000000000000000E+00
    1.066300000000000E+00
*-----
* EQUATIONS "Turn-3"
  EQUATIONS 1
    P_WL = 0.277*[30,1]
*$UNIT_NAME Turn-3
*$LAYER Main
*$POSITION 1063 624
*-----
END

```