

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



Ecole Nationale Polytechnique
Département d'Electrotechnique
Laboratoire de Recherche en Electrotechnique



Projet de fin d'études
Pour l'obtention du diplôme

D'INGENIEUR D'ETAT EN ELECTROTECHNIQUE

Intitulé

DIMENSIONNEMENT D'UNE CENTRALE THERMO-SOLAIRE DE 150 MW A CONCENTRATEURS CYLINDRO- PARABOLIQUES

Proposé et dirigé par
O. TOUHAMI Prof. ENP

Présenté par
BENMESSAOUD Youcef
OUHAB Merouane

Promotion Juin 2013

Laboratoire de Recherche en Electrotechnique (LRE) - Ecole Nationale Polytechnique (ENP)

10, Avenue des Frères Oudek, Hassen Badi, BP. 182, 16200 El Harrach, Alger, Algérie

www.lre.enp.edu.dz www.enp.edu.dz

*A nos parents,
Nos frères,
Nos sœurs,
Nos proches,
Et à tous nos amis.*

Remerciements

Nous remercions Dieu, le tout puissant de nous avoir donné le courage, la volonté, la patience et la santé durant toutes ces années d'études, nous remercions également nos parents de nous avoir soutenu durant toutes nos études.

Nous tenons à remercier Monsieur le professeur TOUHAMI pour son encadrement et ses précieux conseils et sa disponibilité, grâce à qui ce travail a vu le jour et Monsieur BENNOUR pour avoir nous aider dans ce travail. Nous remercions également les membres du jury qui ont bien voulu examiner notre travail.

Merci à tous les enseignants qui ont participé à notre formation, sans oublier tous nos amis et camarades.

ملخص

من خلال هذا العمل سعينا لتقديم نظرة مجملية عن تقنية الطاقة الشمسية المركزة و المستعملة في انتاج الطاقة الكهربائية المعتمدة على الدارات البخارية. حاولنا نموذجة كل هذا النظام الشمسي اعتمادا على تدفق حراري ذو قيمة ثابتة، ابتداءا من مخرج محطة لتوليد الطاقة الشمسية ذات طاقة 150 ميغاواط، حتى مدخل مصدر للطاقة الحرارية هو الشمس مقدمين دراسة لكل من المجالين، مجال تحرير الطاقة و هو دورة رانكين مع تسخين، بتفصيل توازن مختلف الطاقات الحرارية والمعاملات عن المدخلات والمخرجات من درجة الحرارة، الضغط، المحتوى الحراري، ومجال الطاقة الحرارية من أجل تحديد المساحة اللازمة لتلبية حاجات المجال الاول من طاقة حرارية. لضمان عمل مستمر عادي للمحطة الحرارية، اقترحنا حلين، الأول لتجنب ارتفاع أو انخفاض درجات الحرارة التشغيلية والثاني للحفاظ على تدفق مستمر للمحطة.

كلمات مفتاحية: تكنولوجيا ط.ش.م، الشمس، الطاقة، درجة الحرارة، الضغط، المحتوى الحراري.

Résumé

Dans ce travail, nous avons donné l'état de l'art de la technologie CSP utilisée pour la génération d'électricité à base des cycles à vapeur. Nous avons essayé de modéliser tout ce système solaire, pour une constante de flux de chaleur utile bien choisie, à partir de la sortie d'une centrale thermo-solaire de 150 MW jusqu'à l'entrée de la source d'énergie thermique qui est le Soleil, en passant par l'étude de deux blocs essentiels, le bloc de puissance qui est à cycle de Rankine avec resurchauffe, en détaillant les différents bilans énergétiques et paramètres thermiques d'entrées et de sorties (températures, pressions, enthalpies...), ainsi que le bloc du champ solaire dans le but de déterminer sa surface totale pour répondre aux besoins d'énergie calorifique à transférer au premier bloc. Afin d'assurer un fonctionnement normal (une puissance fournie constante à la sortie), nous avons proposée deux régulations, une première pour éliminer l'élévation ou la diminution des températures de fonctionnement et une deuxième pour maintenir un débit de travail constant.

Mots clés : technologie CSP, Soleil, énergie, température, pression, enthalpie.

Summary

In this work, we have given the state of art of CSP technology, which is used for the generation of electricity based on vapour cycles. We've tried to model all this solar system, for a well chosen constant collected heat flow, starting from the output of a thermo-solar power station of 150 MW to the input which is the thermal source of energy that is the Sun, passing by the study of two essential blocks, the power block that works with the cycle of Rankine with reheat, by detailing the various energy balances and thermal parameters of inputs and outputs (temperatures, pressures, enthalpies...), as well as the block of the solar field with an aim of determining its total surface to meet the need for calorific energy transferred to the first block. In order to ensure a normal operation of the power station (a constant power of the output), we proposed two regulations, the first is to eliminate the rise or the reduction in the operating temperatures and the second is to maintain a constant flow of work.

Key words: CSP technology, Sun, energy, temperature, pressure, enthalpy.

Table des matières

Dédicace.....	I
Remerciements.....	II
Résumé.....	III
Table des matières.....	IV
Liste des figures.....	VII
Liste des tableaux.....	XII
Chapitre I: Modélisation des Radiations Solaires.....	1
I.1 L'origine de l'énergie pour le fonctionnement des centrales solaires à concentration.....	4
I.1.1 Le Soleil et sa structure.....	5
I.1.2 La fusion nucléaire dans le Soleil.....	5
I.2 Le rayonnement solaire sur la surface de la Terre.....	5
I.2.1 La constante solaire.....	6
I.2.2 Effets d'atténuation de la radiation solaire.....	6
I.2.3 La masse d'air.....	8
I.2.4 Rayonnement direct, diffus et réfléti.....	8
I.2.5 Effet de trouble de Linke.....	9
I.2.6 Rayonnement direct sur un plan incliné.....	10
I.3 Aspects géométriques du rayonnement solaire direct.....	10
I.3.1 La géométrie Soleil-Terre.....	11
I.3.2 Les coordonnées géographiques.....	11
I.3.3 Le temps solaire.....	13
I.3.4 La direction du rayonnement solaire direct.....	15
I.3.5 L'angle d'incidence sur les surfaces inclinées.....	19
I.3.6 La durée du jour.....	20
I.3.7 Angle d'incidence sur des systèmes de miroir cylindro-parabolique.....	21
I.4 La concentration de rayonnement.....	22
I.4.1 La concentration de rayonnement sur des miroirs paraboliques.....	22
I.4.2 Concentration théorique maximale du rayonnement solaire.....	23
I.4.3 Le coefficient de concentration théorique maximal des miroirs cylindro paraboliques.....	24
I.4.4 La température théorique maximale atteinte au niveau du récepteur.....	25
I.5 Technique de concentration de rayonnement solaire.....	27
I.5.1 Les centrales solaires à concentrateurs cylindro-paraboliques.....	27
I.5.2 Les centrales à tour.....	28
I.5.3 Les centrales à capteurs paraboliques.....	29
I.5.4 Les centrales à miroirs de Fresnel.....	30
Conclusion.....	31
Chapitre II : Technologie des Concentrateurs Cylindro-paraboliques.....	32
Introduction.....	33
II.1 La chaîne de conversion de l'énergie thermique en énergie électrique.....	34
II.2 Les collecteurs cylindro-paraboliques.....	35

II.2.1 Géométrie des collecteurs cylindro-paraboliques.....	35
II.2.2 Le matériau du miroir.....	36
II.2.3 La structure des supports.....	37
II.2.4 Le système de poursuite.....	38
II.2.5 Le récepteur (l'absorbeur).....	40
II.2.6 Le fluide de transfert (HTF: heat transfer fluid).....	42
II.3 Le champ solaire.....	43
II.3.1 L'orientation du champ solaire.....	44
II.3.2 La structure du champ solaire.....	44
II.3.3 La taille du champ solaire.....	46
II.4 Éléments intégrés à la centrale.....	47
II.4.1 Les configurations de stockage thermique.....	47
Conclusion.....	49
Chapitre III : Modélisation du Champ de Captage.....	50
Introduction.....	51
III. 1 Étude du site d'implantation de la centrale.....	51
III.1.1 Le Climat.....	51
III.1.2 Les infrastructures hydrauliques.....	52
III.1.3 Température ambiante et potentiel solaire.....	52
III. 2 Étude du champ des collecteurs cylindro-paraboliques.....	54
III.2.1 Modélisation des pertes au niveau des collecteurs.....	55
III.2.2 Flux de chaleur perdu dans les conduites.....	66
III.2.3 Le flux de chaleur utile.....	67
III.2.4 Débit du fluide caloporteur parcourant une boucle de capteurs.....	69
III.2.5 Rendement du collecteur.....	69
III.2.6 Nombre de collecteur et la surface de champ solaire.....	69
III.2.7 Taux de charge du champ solaire.....	70
III.2.8 Rendement du champ solaire.....	70
Conclusion.....	71
Chapitre IV : Bloc de Génération de Puissance.....	72
Introduction.....	73
IV.1 Système de génération de puissance.....	73
VI.1.1 Etude de la boucle de transfert de chaleur HTF/vapeur.....	73
VI.1.2 Étude de la turbine.....	78
VI.1.3 Etude du condenseur.....	79
VI.1.4 Étude de la pompe.....	80
VI.2 Rendement du cycle.....	81
VI.3 Rendement de la centrale solaire.....	81
Conclusion.....	81
Chapitre V : Dimensionnement de la Centrale Solaire.....	82
Introduction.....	83
V.1 Approche de dimensionnement.....	83

V.2 Dimensionnement du bloc de puissance.....	83
V.2.1 Calculs thermiques du cycle à vapeur.....	85
V.2.2 Calculs thermiques du cycle du HTF.....	85
V.2.3 Dimensionnement des échangeurs.....	89
V.2.4 Le rendement du cycle.....	91
V.3 Dimensionnement du champ de captage.....	93
V.3.1 Rayonnement direct	94
V.3.2 Rayonnement incident	94
V.3.3 Flux de chaleur absorbé par le tube caloporteur	95
V.3.4 Flux de chaleur total perdu dans le champ solaire.....	96
V.3.5 Calcul du flux de chaleur utile	97
V.3.6 Calcul du nombre de collecteurs.....	99
V.3.7 La surface du champ solaire.....	101
V.4 Rendement de la centrale	103
V.5 Fonctionnement de la centrale.....	103
V.5.1 Déséquilibre de la centrale	103
V.5.2 Régulation du champ solaire.....	108
V.6 Etude comparative.....	113
Conclusion générale	114
Annexes	117
Références bibliographiques.....	123

Liste des figures

Fig. (1): Structure du Soleil, [1].....	5
Fig. (2): Schéma permettant la détermination de la constante solaire, [2].....	7
Fig. (3) : Variation de l'irradiante durant l'année.....	7
Fig. (4) : Processus d'extinction atmosphérique.	8
Fig. (5): La masse d'air relative.	9
Fig. (6) : l'irradiante sur les plans inclinés [2].	11
Fig. (7): Perspective héliocentrique, [2].	12
Fig. (8): Perspective géocentrique, [2].	13
Fig. (9): Système de coordonnées équatoriales.	14
Fig. (10) : les variations de la déclinaison au cours de l'année.....	14
Fig. (11): Système de coordonnées horizontales [2].	15
Fig. (12): Effet elliptique [2].	16
Fig. (13): La variation annuellement périodique de la différence entre le temps standard et le temps solaire due à l'effet elliptique.	16
Fig. (14) : Effet de projection [2].	17
Fig. (15) : La variation demi-annuellement périodique de la différence entre le temps standard et le temps solaire due à l'effet de projection.	17
Fig. (16) : Représentation graphique de l'équation du temps.	18
Fig. (17): Surface inclinée [2].	21
Fig. (18): Chemin des rayons parallèles à l'axe optique d'un miroir cylindro-parabolique....	22
Fig. (19): la diffusion du faisceau solaire.	24
Fig. (20): schéma optique équivalent au système de concentration.	24
Fig. (21): Les faisceaux focaux sur un cylindro-parabole.	25
Fig. (22) : Les variations de la température au niveau de l'absorbeur en fonction du facteur de concentration.	27
Fig. (23) : Concentrateur cylindro-parabolique [13].	27
Fig. (24): Héliostats d'une centrale à tour [13].	28

Fig. (25): Concentrateur parabolique.	29
Fig. (26) : Miroirs de Fresnel [13].	31
Fig. (27) : Centrales cylindro-paraboliques dans le sud de l'Espagne (Andasol 1 et 2, dans l'arrière sur le côté droit où le terrain de construction est préparé pour Andasol 3, source: Solar Millenium).	33
Fig. (28) : Le pourcentage de production de toutes les centrales à technologie CSP [15].	34
Fig. (29) : Chaîne de conversion d'énergie dans les centrales cylindro-paraboliques et les composants correspondants.	34
Fig. (30) : Les paramètres géométriques d'un cylindro-parabole.	35
Fig. (31) : La distance focale.	35
Fig. (32): Miroir multicouche (source: Flabeg).	36
Fig. (33) : structure de support d'un concentrateur cylindro-parabolique (a) plaques d'extrémité pour le montage des pylônes, (b) structure du cadre multitubulaire, (c) support du récepteur, (d) bras cantilever, (e) facette de miroir (source: Lüpfert, DLR).	38
Fig. (34) : l'axe de poursuite des cylindro-paraboles (source: Abengoa Solar).	38
Fig. (35) : Le système de poursuite avec un alignement Nord-Sud.	39
Fig. (36): Le système de poursuite avec un alignement East-West.	39
Fig. (37) : Tube absorbeur intégré dans un capteur cylindro-parabolique (en haut à gauche), Siemens UVAC 2010 (en haut à droite), Archimede HEMS08 (en bas à gauche), Schott PTR 70 (en bas à droite) [23].	40
Fig. (38) : La structure d'un tube absorbeur [23].	41
Fig. (39) : Les couches de revêtement du tube absorbeur (Source: www.archimedessolarenergy.com).	41
Fig. (40) : Les paramètres géométriques au collecteur et au récepteur.	42
Fig. (41): La génération directe et indirecte de vapeur.	43
Fig. (42) : Disposition du champ solaire de SEGS VIII et de SEGS IX (source: Google)...	45
Fig. (43) : Boucle de collecteurs (source: Mohr et al. 1999, Google).	45
Fig. (44) : collecteur (SCA), il se compose de 8 modules concentrateurs (par exemple LS-3).....	46
Fig. (45) : configuration de stockage d'une charge de base (source: Oct./Guihard 2009).	48

Fig. (46) : configuration de stockage intermédiaire (source: Oct./Guihard 2009).48

Fig. (47) : configuration de stockage d'une charge maximale (source: Octobre/Guihard 2009)..48

Fig. (48) : Variation annuelle de la durée d'ensoleillement à El Oued.53

Fig. (49) : Variation du rayonnement solaire direct au cours des journées 21 Mars (E.P), 22 Juin (S.E), 22 Déc. (S.H) et 23 Sept (E.A).54

Fig. (50) : Variation de l'angle d'incidence modifié AIM et $\text{Cos}(\theta)$ en fonction de l'angle d'incidence (θ).56

Fig. (51) : Variation de l'angle de suivi de Soleil à El Oued.....57

Fig. (52) : variation annuelle de coefficient d'incidence $\text{Cos}(\theta)$ à El Oued.58

Fig. (53) : Évolution du facteur tenant compte de l'effet d'ombre à El Oued.59

Fig. (54) : Variation du facteur tenant compte des pertes par effet d'extrémité.60

Fig. (55): Variation du facteur tenant compte des pertes par effet d'extrémité en fonction de l'angle d'incidence (El Oued). 60

Fig. (56) : Les pertes thermiques d'un tube absorbeur [29].62

Fig. (57) : Flux perdu en fonction de la température du fluide, cas d'un espace annulaire vide.65

Fig. (58) : Flux perdu en fonction de la température du fluide, cas d'un espace annulaire en présence de l'air.65

Fig. (59) : Flux perdu en fonction de la température du fluide, cas d'un espace annulaire en présence de l'hydrogène.65

Fig. (60) : Évolution des pertes en flux de chaleur dans les tuyauteries.67

Fig. (61) : Les variations de la densité volumique du Therminol VP-1 en fonction de sa température.68

Fig. (62) : Les variations de l'enthalpie du HTF (Therminol VP-1) en fonction de sa température.68

Fig. (63) : Schéma du surchauffeur et du resurchauffeur à contre courant.74

Fig. (64) : Abaque de l'efficacité d'un échangeur à contre courant.76

Fig. (65) : Schéma du générateur de vapeur.76

Fig. (66) : Schéma du préchauffeur.77

Fig. (67) : Schéma de la turbine.	79
Fig. (68) : Schéma du condenseur.	80
Fig. (69) : Schéma de la pompe.	81
Fig. (70) : Le cycle thermique de la centrale.	84
Fig. (71) : Variation de rayonnement solaire direct au cours des journées : solstice d'été (S.E), solstice d'hiver (S.H), équinoxe de printemps (E.P) et équinoxe d'automne (E.A).	94
Fig. (72) : Evolution du flux incident au coures des journées E.A, S.E, S.H, E.A à El Oued.	95
Fig. (73) : Evolution de flux de chaleur absorbé par le tube caloporteur à El Oued.	96
Fig. (74) : Evolution de flux de chaleur perdue dans l'absorbeur à El Oued.	97
Fig. (75) : Variation du flux de chaleur utile au cours des journées S.E, S.H, E, A, E.A à El Oued.	98
Fig. (76) : Evolution des différents flux de chaleur au cours de la journée 22 Juin à El Oued.	98
Fig. (77) : Evolution des différents flux de chaleur au cours de la journée de 22 Décembre à El Oued.	99
Fig. (78) : Evolution annuel des différents flux de chaleur moyens à El Oued.	99
Fig. (79) : Variation de rendement annuel du champ solaire.....	100
Fig. (80) : Variation de rendement annuel de la centrale.	104
Fig. (81) : Variation de la température de sortie du fluide HTF au cours des journées d'E.A, S.E, S.H.	105
Fig. (82) : Variation de débit d'huile dans une boucle durant les journées E.A, S.H, S.E.....	106
Fig. (83) : Variation de débit de l'huile au cours des journées E.A, S.H, S.E.	106
Fig. (84) : Variation du débit de vapeur au cours des journées E.A, S.H, S.E.	107
Fig. (85) : Variation de la puissance électrique au cours des journées E.A, S.H, S.E.	108
Fig. (86) : Variation de débit de HTF dans une boucle au cours des journées E.P, E.A, S.E, S.H.	109
Fig. (87) : Evolution de la surface active du champ solaire durant les journées E.A, E.P, S.E, S.H.	110
Fig. (88) : Variation de débit de HTF au cours des journées S.E, S.H, E.P, E.A.	111

Fig. (89) : Variation de débit de vapeur au cours des journées E.P, E.A, S.E, S.H.....112

Fig. (90) : Evolution de la puissance électrique débitée au cours des journées S.H, S.E, E.P, E.A.112

Fig. (91) : L'effet de stockage.....114

Liste des Tableaux

Tableau (1) : Valeurs du coefficient d'angström et de la hauteur d'eau condensable pour trois états atmosphériques.....	10
Tableau (2) : Evaluation de la durée moyenne d'ensoleillement à El Oued.....	53
Tableau (3) : Les caractéristiques optiques du LS-2.....	61
Tableau (4) : Valeurs des a_i et b_i pour un espace annulaire vide.....	64
Tableau (5) : Valeurs des a_i et b_i pour un espace annulaire remplis de l'air.....	64
Tableau (6) : Valeurs des a_i et b_i pour un espace annulaire partiellement remplis de l'hydrogène.....	64
Tableau (7) : Températures, pressions et enthalpies aux différents points du cycle à vapeur.....	87
Tableau (8) : Températures et enthalpies aux différents points du cycle du HTF.....	91
Tableau (9) : Valeurs maximales et moyennes des différent flux de chaleurs moyens annuels.....	99
Tableau (10) : Performances de quelques centrales.....	113
Tableau (11) : Tableau comparatif.....	114

INTRODUCTION GENERALE

INTRODUCTION GENERALE

Le terme CSP (concentrated solar power) comprend toutes technologies utilisées pour générer l'électricité par la concentration du rayonnement solaire direct et l'utilisation d'un processus thermique conventionnel. Cette technologie a été présente à grande échelle au début des années 1980 suite à la crise pétrolière en 1970, longtemps avant que le réchauffement climatique ne soit devenu un problème.

Elle a été considérée comme une technologie de production de l'énergie électrique en se substituant à quelques centrales électriques à ressources fossiles. Puisque la technologie CSP utilise le principe de focalisation du rayonnement solaire, elle est donc à la recherche des sites ayant un gisement solaire excellent. Cette source, qui à l'instar des autres sources d'énergie renouvelable, dépend de la météorologie avec, cependant, l'avantage d'être destinée à la forte puissance.

La radiation solaire disponible sur la terre est environ 10.000 fois plus importante que la demande annuelle mondiale d'énergie actuellement. Cependant, ceci est seulement une statistique basée sur des calculs théoriques qui peuvent être évolutifs.

Avec les ressources d'énergie fossiles limitées et l'intention d'éviter un manque soudain d'énergie conjugué à la hausse des coûts d'investissement et causant une crise économique, une nouvelle motivation a surgi durant les années 90 ; Il s'agit du réchauffement climatique causé par l'émission des gaz à effet de serre. Avec les rapports continuellement publiés par l'IPCC (Intergovernmental Panel of Climate Change), il est devenu clair que le réchauffement climatique a des conséquences sévères sur l'humanité comme la hausse de niveau de la mer, le changement du mode de précipitation et la désertification.

Une approche mondiale importante pour surmonter le problème des sources d'énergie ainsi que celui du changement climatique est le concept de DESERTEC qui a été développé par un réseau de politiciens, de scientifiques et d'économistes du pourtour méditerranéen. Ce concept prévoit une génération d'électricité à grande échelle dans le Moyen-Orient et l'Afrique du Nord (MENA).

A la lumière de ce qui a été dit auparavant, il nous a été proposé de dimensionner une centrale thermo-solaire de 150 MW en se basant sur la technologie CSP et plus particulièrement, les concentrateurs cylindro-paraboliques. Cette technologie comprend un

large champ de disciplines allant des sciences fondamentales telles que l'optique et la thermodynamique jusqu'aux domaines de l'ingénierie comme la mécanique des fluides ou les turbomachines.

Nous avons mené cette étude par :

- La modélisation des radiations solaires, de la source qui est le Soleil jusqu'à la Terre, en calculant la constante solaire à la surface de la Terre et sa variation au cours du temps.
- La modélisation du champ de captage, du gisement solaire du site d'implantation, et du parc solaire avec les différents facteurs qui tiennent compte des pertes (optiques et thermiques).
- Le fonctionnement des différents composants d'une centrale conventionnelle à vapeur, dans le but de dresser un bilan énergétique total du bloc de puissance et le calcul de son rendement ainsi que le rendement de la centrale.
- Le dimensionnement global de la centrale. Cette partie comprend deux calculs:
 - Un premier calcul est effectué au niveau du bloc de puissance, c'est-à-dire, de la sortie du générateur jusqu'au générateur de vapeur ou s'effectue l'échange de chaleur entre le parc solaire et le bloc de puissance.
 - Un deuxième calcul au niveau du champ solaire pour définir le nombre de collecteurs qu'il faut afin de générer la puissance thermique demandée par le bloc de puissance, et par suite, déterminer la surface totale nécessaire à la centrale thermo-solaire. Une simulation sur le fonctionnement de la centrale et une régulation ont été proposées pour assurer un fonctionnement normal de la centrale.
- La comparaison des résultats obtenus lors de notre dimensionnement avec ceux des centrales réalisées aux États-Unis d'Amérique et en Espagne.

Enfin nous terminons notre mémoire par une conclusion générale sur les objectifs assignés.

Chapitre I: Modélisation des Radiations Solaires.

I.1 L'origine de l'énergie pour le fonctionnement des centrales solaires à concentration

I.1.1 Le Soleil et sa structure

La source de l'énergie que nous en faisons usage dans les centrales CSP est le Soleil, c'est l'étoile qui est au centre de notre système solaire. Il a un diamètre d'environ 1.392.000 km (109 fois le diamètre de la Terre) et une masse (environ 330.000 fois la masse de la Terre). Le Soleil a une structure multi-couches, comme illustré à la figure (1), [1].

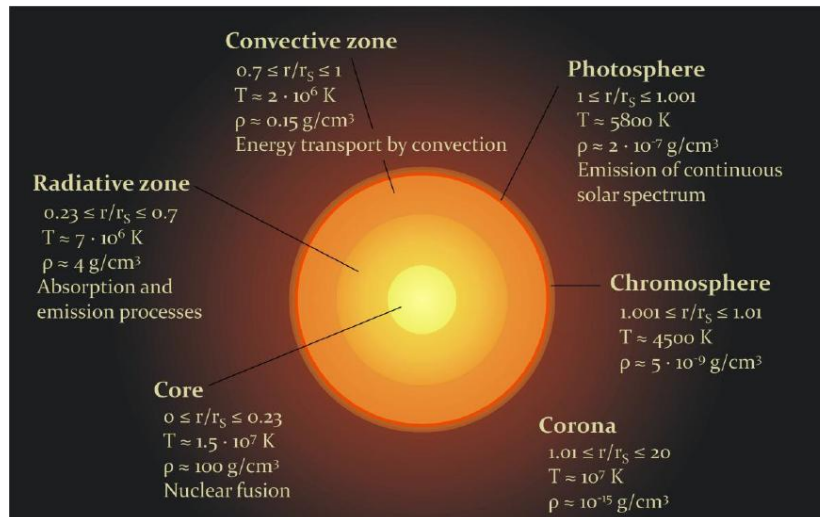


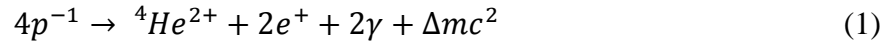
Fig. (1): Structure du Soleil, [1].

Le centre du Soleil est appelé le noyau, il s'étend sur 0,23 du rayon total du Soleil; il est caractérisé par une très forte densité, une très haute pression et des températures très élevées de l'ordre de 15.000.000 K. Le noyau est le lieu où la chaleur est produite par des processus de fusion. Le reste du Soleil est chauffé par cette énergie qui est transférée vers l'extérieur et qui laisse le Soleil enfin sous forme de rayonnement électromagnétique ou d'énergie cinétique des particules. La couche adjacente est la zone radiative, elle est de l'ordre de 0,23 à 0,7 du rayon du Soleil. Sa température moyenne est 7.000.000 °K, sa densité et sa pression sont beaucoup plus faibles que celles du noyau. Dans la zone de convection, qui suit la zone radiative (à partir de 0,7 du rayon du Soleil), la densité est beaucoup plus faible et également la température est plus basse (environ 2.000.000 °K) que dans la zone radiative. Le transport de l'énergie se fait par convection. La surface visible du Soleil est la photosphère. Il s'agit de la couche où le rayonnement solaire est visible avec son spectre continu. La photosphère est une fine couche comprise entre quelques dizaines et quelques centaines de kilomètres avec une densité très faible. Sa température est environ 5800 °K.

I.1.2 La fusion nucléaire dans le Soleil

Comme mentionné plus haut, l'énergie du Soleil est générée par des processus de fusion nucléaire. Dans ces processus, l'hydrogène est transformé en hélium. Le Soleil se compose d'hydrogène environ 75% (pourcentage en poids), 23% d'hélium et 2% d'autres éléments.

La chaîne de réaction la plus importante est dite la chaîne proton-proton, [1]. L'équation (1) de la réaction s'écrit par :



I.2 Le rayonnement solaire sur la surface de la Terre

I.2.1 La constante solaire

Le rayonnement solaire à la surface de la Terre est la source directe d'énergie calorifique pour le fonctionnement des centrales solaires à concentration. Dans un premier temps nous allons déterminer la puissance du rayonnement solaire par unité de surface à la frontière extérieure de l'atmosphère de la Terre. Elle est à peu près constante et sa valeur est appelée la constante solaire [1, 4, 7]. La constante solaire dépend essentiellement de trois paramètres: la température du Soleil, plus précisément de la photosphère qui émet la plus grande partie du rayonnement qui quitte le Soleil, la taille du Soleil, et la distance entre le Soleil et la Terre. On vient de mentionner que la température de la surface du Soleil peut être considérée comme 5777 °K, On sait également que le rayon du Soleil est de $r_s = 6.965 \times 10^8 m$ et que la distance moyenne entre Soleil-Terre est de $r_{SE} = 1.496 \times 10^{11} m$.

La loi de Stefan-Boltzmann permet de calculer la puissance du rayonnement solaire totale:

$$P = A\sigma T^4 \quad (2)$$

Avec : A est la surface du corps noir (dans notre cas, le Soleil) et T sa température, il vient :

$$P_s = \sigma T^4 \cdot 4\pi r_s^2 = 5.67 \cdot 10^{-8} \cdot 5777^4 \cdot 4\pi \cdot (6.965 \cdot 10^8)^2 W = 3.85 \cdot 10^{26} W \quad (3)$$

Où σ est la constante de Stefan-Boltzmann:

$$\sigma = \frac{2\pi^5 k^4}{15c^2 h^3} = 5.67 \cdot 10^{-8} W/m^2/K^4 \quad (4)$$

Avec cette puissance, le Soleil émet un rayonnement dans l'espace, tel que mentionné précédemment. La puissance du rayonnement total identique arrive à n'importe quelle sphère autour du Soleil. Maintenant si on considère le rayon sphérique sur lequel l'orbite de la Terre se trouve, cela signifie que l'irradiante du Soleil (la constante solaire, voir Fig.2) [2, 5, 6] est :

$$G_{SC} = P_s / 4\pi r_{SE}^2 = 3.85 \cdot 10^{26} / 4\pi (1.496 \cdot 10^{11})^2 \approx 1367 W/m^2 \quad (5)$$

La puissance totale de rayonnement \dot{Q}_E reçue par la Terre du Soleil peut être déterminée en multipliant la constante solaire par la surface de section transversale de la Terre, sachant que le rayon de la Terre $r_E = 6371 km$.

$$\dot{Q}_E = \pi r^2 G_{SC} = \pi (6371 \cdot 10^3 m)^2 \cdot 136 Wm^2 = 1,74 \cdot 10^{17} W \quad (6)$$

Donc pendant une année (8760h), l'énergie reçue par la Terre est:

$$\dot{Q}_E = 1,52 \cdot 10^{18} kWh$$

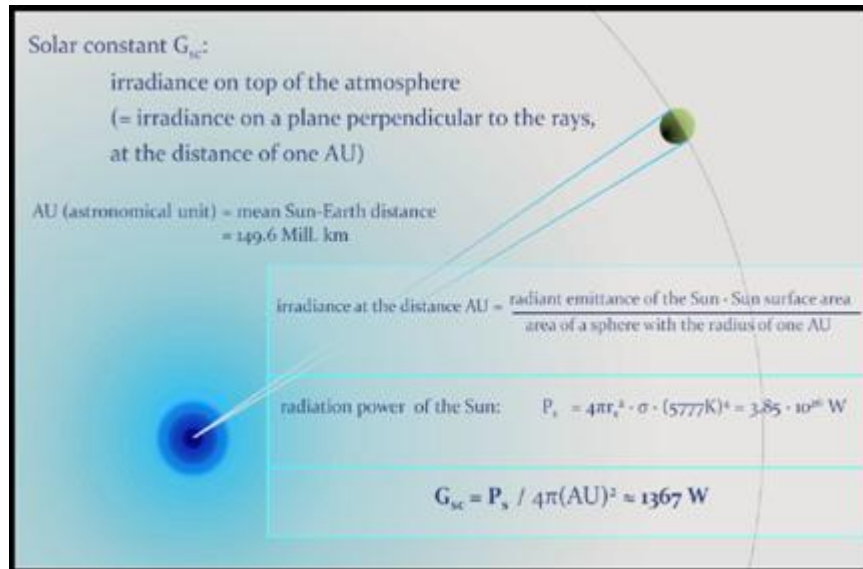


Fig. (2): Schéma permettant la détermination de la constante solaire, [2].

Cette quantité d'énergie est impressionnante si on la compare avec la demande mondiale d'énergie qui est égale à $1,4 \cdot 10^{14} kWh$ en 2007. Cela signifie que la Terre reçoit ($\approx 10^4$ fois) plus d'énergie solaire que l'humanité a réellement besoin pour sa consommation d'énergie électrique. L'énergie radiante calculée rapporte une irradiante moyenne à la Terre [2, 4] de :

$$G_E = \frac{\dot{Q}_E}{4\pi r_E^2} = 341,75 \text{ W/m}^2 \quad (7)$$

La distance Soleil-Terre augmente et diminue pendant une année environ $\pm 1.7\%$ du rayon Soleil-Terre moyen. Par conséquent, l'irradiante solaire sur l'atmosphère de la Terre change environ $\pm 3.3\%$ de la valeur moyenne G_{sc} .

L'irradiante solaire directe (l'insolation directe) sur la surface de l'atmosphère peut être approximée par l'équation suivante avec DoY une journée de l'année (DoY=1 le 1 Janvier) :

$$G_{on} = G_{sc} * (1 + 0.033 * \cos(360^\circ * \frac{DoY}{365})) \quad (8)$$

Le tracé de l'énergie radiante en fonction de l'énergie reçu d'une journée de l'année en Fig.3.

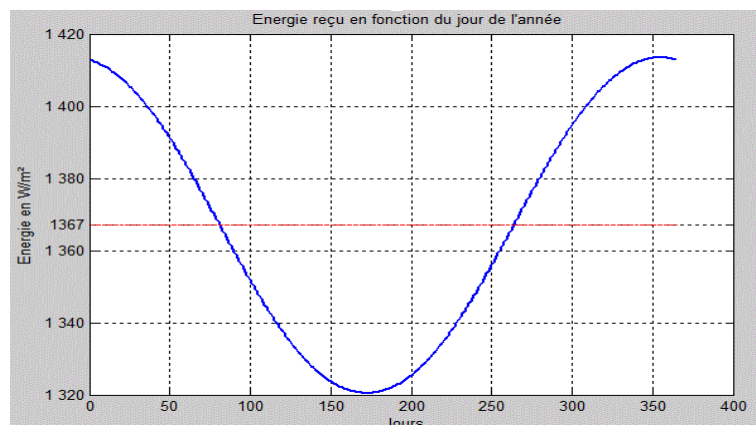


Fig. (3) : Variation de l'irradiante durant l'année.

I.2.2 Effets d'atténuation de la radiation solaire

Plusieurs effets atténuant le rayonnement solaire se produisent quand le rayonnement croise l'atmosphère. De façon générale, ils s'appellent les processus d'extinction atmosphérique, Fig.4. Il y a deux classes principales : l'absorption et la dispersion (La réflexion est un cas particulier de la dispersion) [2,11].



Fig. (4) : Processus d'extinction atmosphérique.

- L'absorption atmosphérique est un processus d'extinction de rayonnement qui réduit le rayonnement solaire disponible sur la surface de la Terre considérablement. Quelques constituants de l'atmosphère absorbent le rayonnement d'une certaine gamme spectrale comme l'ozone et la vapeur d'eau. L'absorption signifie que l'énergie d'un photon est prise par la matière.
- la dispersion est un processus dans lequel le rayonnement est forcé de dévier d'une trajectoire droite à cause des non-uniformités (molécules, particules de poussière etc.). on distingue deux types de dispersion *Rayleigh – Scattering*, qu'est la dispersion du rayonnement électromagnétique par des particules qui sont beaucoup plus petites que la longueur d'onde du rayonnement et *Mie – Scattering*, qu'est la dispersion du rayonnement électromagnétique par des particules dont le diamètre est de dimension à peu près identique à la longueur d'onde du rayonnement ou plus grande.

I.2.3 La masse d'air

L'effet d'extinction de rayonnement de l'atmosphère dépend de différents aspects comme l'humidité et particulièrement l'opacité en aérosol. Ces conditions sont fortement variables à un endroit donné et elles peuvent être déterminées seulement par la mesure.

L'atténuation de rayonnement dépend du chemin optique du rayonnement solaire direct dans l'atmosphère de la façon suivante: plus le chemin est long plus y'aura une forte atténuation de rayonnement. La longueur de chemin du rayonnement solaire à partir de l'atmosphère à un endroit donné sur la surface de la Terre, sera une fonction de l'altitude géographique de l'endroit et de l'angle solaire de zénith θ_z . On définit le facteur AM comme étant un indice sur la masse atmosphérique [12]:

$$AM = \frac{1}{\cos(\theta_z)} \quad (9)$$

La figure (5) montre la dépendance de la masse d'air de l'angle d'incidence du rayonnement solaire:

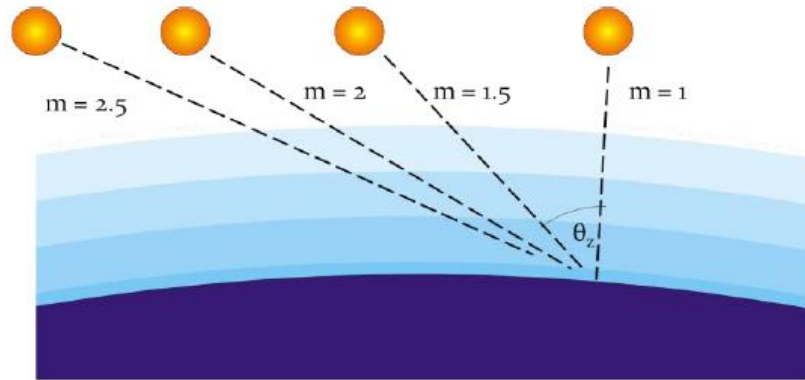


Fig. (5): La masse d'air relative.

Une formule plus exacte a été donnée par Kasten en 1989 et qui tient compte du fait que la Terre est une sphère et prendre en considération l'altitude au-dessus du niveau de la mer h (en km) du point sur la surface de la Terre, est la suivante :

$$AM = \frac{\frac{p}{p_0}}{\sin(\alpha_s) + 0.50572 * (\alpha_s + 6.07995)^{-1.6364}} \quad (10)$$

Avec :

$$\frac{p}{p_0} = e^{\left(\frac{-h}{8434.5}\right)}$$

I.2.4 Rayonnement direct, diffus et reflété

Les différents processus d'extinction provoquent que non tout le rayonnement qui atteint l'atmosphère atteint la surface de la Terre. En plus, la dispersion provoque qu'une partie du rayonnement arrive en tant que rayonnement diffus ou complètement reflété plutôt qu'un rayonnement direct. Le rayonnement diffus ou reflété n'a pas une direction précise.

Le rayonnement direct est un rayonnement qui arrive à la surface de la Terre dans une ligne droite, les systèmes CSP peuvent exploiter le rayonnement direct seulement. Le rayonnement non direct ne peut pas être concentré et, par conséquent, il ne peut pas être utilisé.

L'irradiante sur une surface dans l'atmosphère ou sur la Terre est toujours la somme de: l'irradiante due au rayonnement direct, au rayonnement diffus et au rayonnement reflété. Cette somme s'appelle irradiante totale ou globale [11].

I.2.5 Effet de trouble de Linke

On définit trois facteurs de transmission attribués aux trois phénomènes d'extinction de rayonnement : τ_{rs} (Rayleigh-scattering), τ_{ms} (Mie-scattering) et τ_{ab} (absorption).

Le rapport de l'insolation normale directe G_{bn} (l'irradiante sur la surface Terrestre et sur un plan perpendiculaire au rayonnement direct) et la constante solaire donnent [11] :

$$\frac{G_{bn}}{G_{on}} = \tau_{rs} * \tau_{ms} * \tau_{ab} \quad (11)$$

Une approche empirique a été établie pour exprimer G_{bn} :

$$G_{bn} = G_{on} * e^{-\left(\frac{AM * T_L}{0.9 * AM + 9.4}\right)} \quad (12)$$

Où AM est la masse atmosphérique et T_L est le trouble de linke qui est égale à :

$$T_L = \frac{\ln(\tau_{ms}) + \ln(\tau_{ab}) + \ln(\tau_{rs})}{\ln(\tau_{rs})} \quad (13)$$

Ce facteur dépend de l'état du ciel et prend la valeur 1 si le ciel est clair en ne présentant que le phénomène de *Rayleigh-scattering*.

Ce facteur peut être estimé par la formule suivante [3] :

$$T_L = 2.5 + 16 * \beta_A + 0.5 * \ln(w) \quad (14)$$

Tel que

β_A : est le coefficient d'angström.

w : la hauteur d'eau condensable.

Le tableau (1), présente les valeurs de β_A et w pour trois états atmosphériques différents.

	β_A	w
<i>Ciel pur</i>	0.05	1
<i>Ciel moyen</i>	0.1	2
<i>Ciel dégradé</i>	0.2	5

Tableau (1) : valeurs du coefficient d'angström et de la hauteur d'eau condensable pour trois états atmosphériques [3].

I.2.6 Rayonnement direct sur un plan incliné

L'angle d'incidence est défini comme l'angle entre la direction de rayonnement et la normale du plan irradié, Fig.6. Si l'irradiante normale directe est G_{bn} alors l'irradiante G_{bt} sur un plan incliné sous un angle d'incidence θ est exprimée par [11] :

$$G_{bt} = G_{bn} * \cos(\theta) \quad (15)$$

Dans le cas d'un plan horizontal, l'angle d'incidence est égal à l'angle solaire de zénith θ_z . L'irradiante directe G_b devient:

$$G_b = G_{bn} * \cos(\theta_z) \tag{16}$$

Les équations (15) et (16) donnent :

$$G_{bt} = \frac{\cos(\theta)}{\cos(\theta_z)} * G_b \tag{17}$$

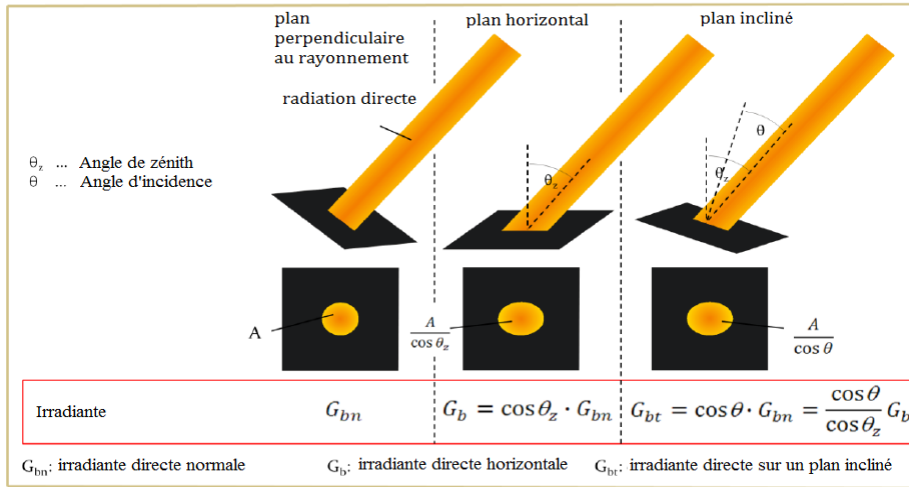


Fig. (6) : l'irradiante sur les plans inclinés [2].

L'équation (12) peut être utilisée pour généraliser l'équation (15) pour n'importe quel plan incliné:

$$G_{bt} = G_{on} * e^{-\left(\frac{AM * T_L}{0.9 * AM + 9.4}\right)} * \cos(\theta) \tag{18}$$

I.3 Aspects géométriques du rayonnement solaire direct

Le rayonnement solaire qu'utilisent les systèmes CSP est direct, cela est nécessaire pour la concentration de rayonnement. Afin de pouvoir concentrer le rayonnement solaire il faut savoir la direction du faisceau de rayonnement ou, ce qui est identique, la position (apparente) du Soleil par rapport à un observateur Terrestre.

La localisation du Soleil par rapport à un observateur Terrestre dépend des aspects suivants: la position de l'observateur, la géométrie générale du Soleil et de la Terre, des processus de réfraction dans l'atmosphère et, en fin, le temps.

I.3.1 La géométrie Soleil-Terre

Pour décrire la géométrie Soleil-Terre, il suffit de considérer la relation de changement d'angle entre l'étoile (le Soleil) et la planète (La Terre). Par conséquent, on peut employer une perspective héliocentrique ou géocentrique, [2, 7, 8, 9]. La figure (7) traduit les relations importantes pour la perspective héliocentrique.

La Terre tourne une fois par an autour du Soleil et approximativement une fois par jour tourne autour de son propre axe. Le plan dans lequel la Terre tourne autour du Soleil est appelé le plan écliptique. Le plan équatorial, c'est-à-dire le plan perpendiculaire à l'axe de la

Terre qui inclut l'équateur de la Terre, est incliné par rapport au plan éclipstique approximativement de $23,5^\circ$, et l'axe de la Terre est également incliné par $23,5^\circ$ par rapport à la normale du plan éclipstique.

Cette inclinaison provoque annuellement de différentes variations périodiques des conditions d'irradiation aux deux hémisphères, qui sont la cause de l'existence des saisons. Le Soleil est dans le plan équatorial à l'équinoxe du printemps et à l'équinoxe d'automne. À ces deux points, les conditions d'irradiation sur l'hémisphère nordique et méridional sont égales. Le solstice nordique d'été est le point, où l'irradiation est maximale sur l'hémisphère nordique et minimal sur l'hémisphère méridional. Le solstice nordique d'hiver est le point, où l'irradiation est maximale sur l'hémisphère méridional et minimal sur l'hémisphère nordique.

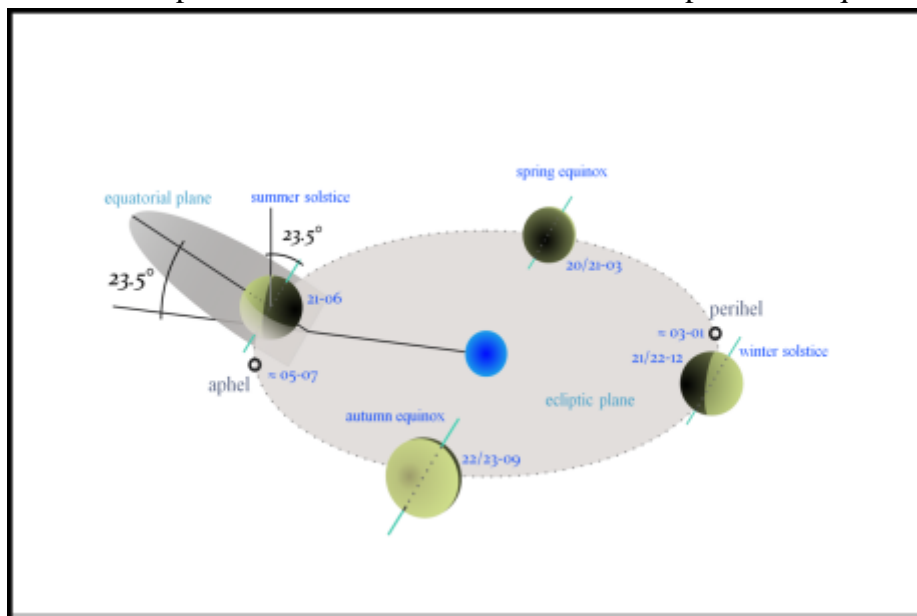


Fig. (7): Perspective héliocentrique, [2].

L'orbite de la Terre n'est pas un cercle mais une ellipse. Le Périhélie (le point le plus proche sur l'orbite de la Terre du Soleil) est atteint au début de janvier et l'Aphélie (le point le plus lointain sur l'orbite de la Terre du Soleil) est atteint au début de juillet.

La perspective géocentrique montre une révolution apparente du Soleil autour de la Terre, Fig. (8). La forme exacte de cette révolution apparente dépend de la position de l'observateur sur la Terre, plus exactement, sur la latitude de sa vue. Le mouvement apparent du Soleil est réalisé dans le plan équatorial (à l'équinoxe du printemps et à l'équinoxe d'automne) ou dans des plans qui sont parallèles au plan équatorial. Il est utile de projeter l'orbite apparente du Soleil et d'autres courbes et points d'intérêt sur une sphère céleste virtuelle.

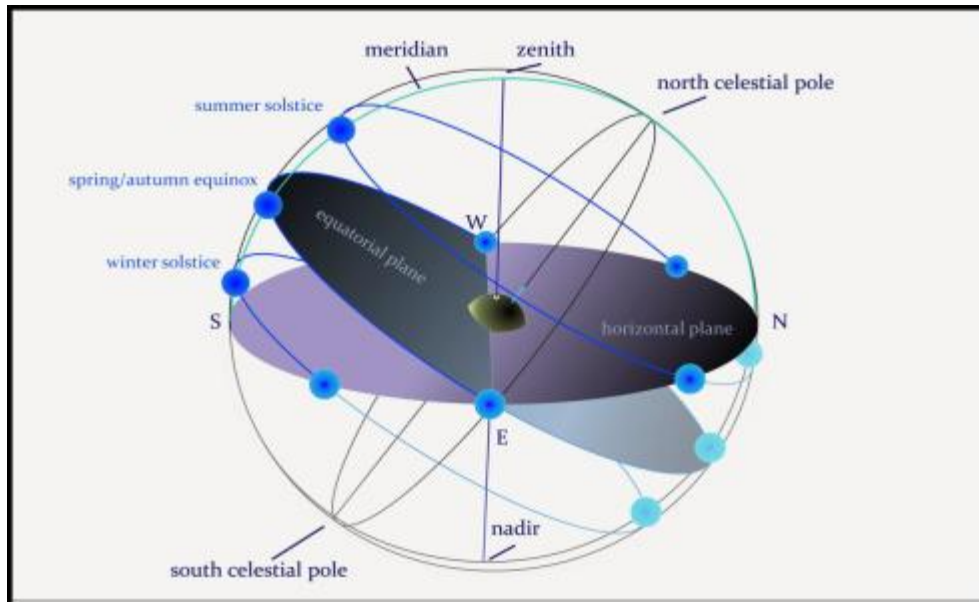


Fig. (8): Perspective géocentrique, [2].

Le plan horizontal est le plan qui inclut l'horizon de l'observateur. Il divise le ciel en deux hémisphères, l'hémisphère supérieur est visible pour l'observateur par contre l'hémisphère inférieur est invisible pour lui. L'angle entre le plan horizontal et équatorial est $90^\circ - \varnothing$, ou \varnothing est la latitude de la position d'observateur.

Le zénith est le point sur la sphère céleste qui est verticalement au-dessus de l'observateur. Le nadir est le point sur la sphère céleste qui est vis-à-vis le zénith. Le pôle céleste du nord est le point où la prolongation nordique de l'axe de la Terre traverse la sphère céleste. Le point opposé est le pôle céleste du sud. Le méridien est le cercle sur la sphère céleste qui est perpendiculaire au plan horizontal et au plan équatorial. Le zénith, le nadir, le pôle céleste du nord et le pôle céleste du sud sont situés sur le méridien.

I.3.2 Les coordonnées géographiques

Afin de décrire la position du Soleil et, en même temps la direction du rayonnement solaire direct, nous avons besoin d'un système de coordonnées approprié. Car, il est plus important d'avoir la direction du Soleil vers la Terre que la distance Soleil-Terre, ou vers un certain endroit sur la Terre. Deux angles sont nécessaires et suffisants pour déterminer la position du Soleil. Il y a deux systèmes pour tracer les objets célestes par rapport à la Terre ou à un certain endroit sur la Terre : le système de coordonnées équatoriales et le système de coordonnées horizontales.

- le système de coordonnées équatoriales

Il prend le plan équatorial comme plan de référence, Fig. (9). Les deux coordonnées utilisées sont l'angle δ de déclinaison et l'angle ω qu'est l'angle d'heure. La déclinaison est l'angle entre le plan équatorial et la droite vers le Soleil. L'angle d'heure est l'écart angulaire du Soleil à l'est ou à l'ouest du méridien local dû à la rotation de la Terre autour de son axe.

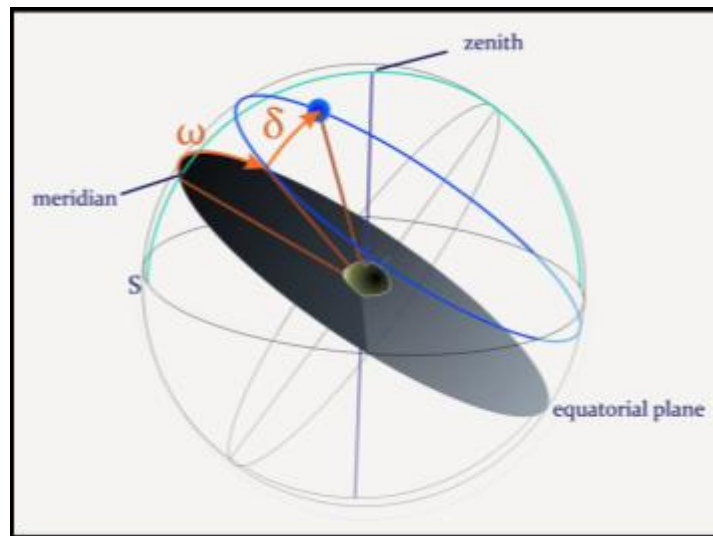


Fig. (9): Système de coordonnées équatoriales.

La déclinaison est une fonction exclusivement du temps (et pas, par exemple, de la position géographique). Sachant que l'axe de la Terre oscille avec la période d'un an entre 23.45° et -23.45° , la déclinaison peut être approximée par la formule suivante (développée par P.I. Cooper en 1969), [2, 10, 11]:

$$\delta = 23,45^\circ \cdot \sin \left(360^\circ \frac{284 + DoY}{365} \right) \quad (19)$$

Où DoY représente une journée de l'année en anglais (a day of year).

Nous présentons à la Fig. (10) les variations de la déclinaison au cours de l'année. Elle est tirée à partir de l'expression (19).

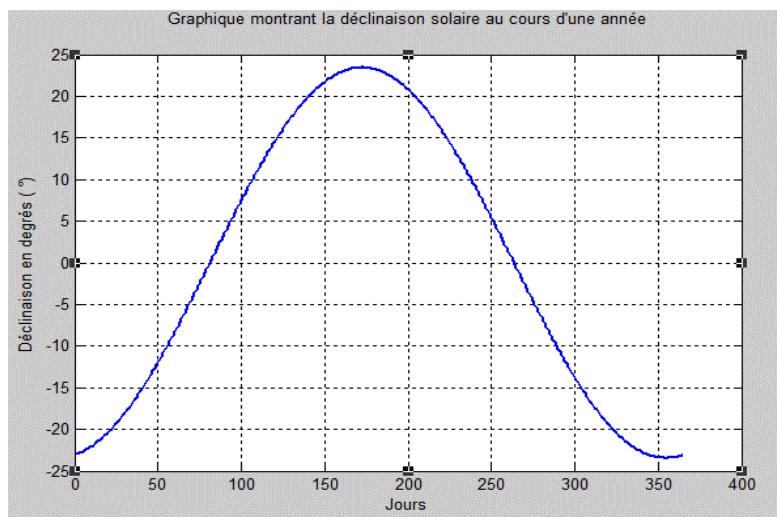


Fig. (10) : les variations de la déclinaison au cours de l'année.

- *Le système de coordonnées horizontales*

Il prend le plan horizontal local de l'observateur comme plan de référence. Les deux coordonnées utilisées sont l'angle solaire d'altitude α_s qui est l'angle entre l'horizontal et la

ligne vers le Soleil, et l'angle solaire d'azimut γ_s qui indique l'écart angulaire du sud de la projection du rayonnement de faisceau sur le plan horizontal. Les déplacements à l'Est sont négatifs et sont positifs à l'Ouest. Au lieu de l'angle solaire d'altitude α_s on peut également utiliser l'angle de zénith $\theta_z = 90^\circ - \alpha_s$ qui indique l'angle entre la verticale (se dirigeant au-dessus de la position de l'observateur) et la ligne vers le Soleil.

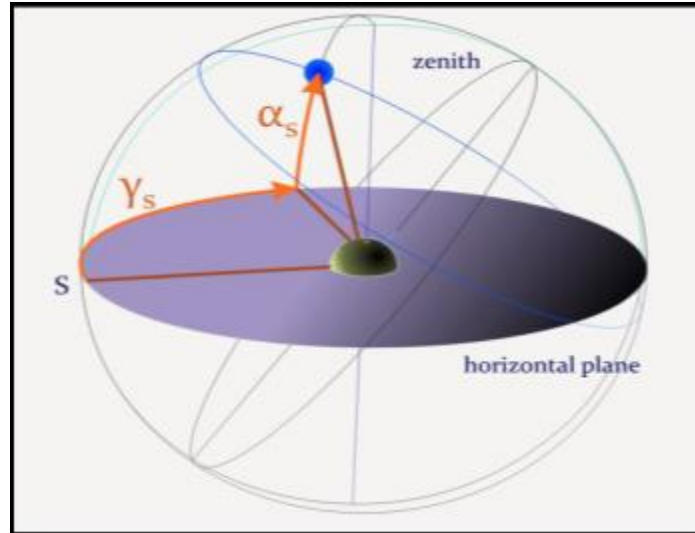


Fig. (11): Système de coordonnées horizontales [2].

L'angle d'altitude et l'angle d'azimut pour un emplacement avec une latitude géographique ϕ peuvent être exprimés dans la base du système équatorial par:

$$\begin{cases} \sin \alpha_s = \sin \phi \sin \delta + \cos \phi \cos \delta \cos \omega \\ \cos \gamma_s \cos \alpha_s = \sin \phi \cos \delta \cos \omega - \cos \phi \sin \delta \\ \cos \gamma_s \cos \alpha_s = \cos \delta \cos \omega \end{cases} \quad (20)$$

Le système de coordonnées horizontales est plus descriptif, car l'observateur voit le Soleil sur un plan horizontal, Fig. (11). Cependant, il est moins commode pour les calculs.

I.3.3 Le temps solaire

La position du Soleil par rapport à un observateur sur Terre est une fonction de la position géographique de l'observateur et du temps. Il existe une différence entre le temps standard et le temps solaire due à deux raisons.

D'abord, il existe une différence entre la longitude géographique de l'observateur et la longitude de référence de son fuseau horaire. Un fuseau horaire comporte une certaine gamme de longitudes et peut y avoir plus qu'une longitude de référence dans cette marge c.à.d. quand le Soleil passe le méridien local à midi.

Deuxièmement, à la même longitude le temps solaire de midi, c.-à-d. le moment où le Soleil passe par le méridien, change au cours de l'année (s'il est mesuré dans le temps standard).

Cela signifie que les jours (la période entre deux croisements du Soleil et du méridien) n'ont pas la même longueur (mesurée en temps standard). Il y a deux raisons qui imposent cela:

- l'orbite elliptique de la Terre et,
- l'inclinaison du plan équatorial par rapport au plan écliptique.

Le Soleil effectue sa rotation autour de la Terre non seulement en raison de la révolution de la Terre autour d'elle, mais également en raison de la rotation de la Terre autour du Soleil. Et puisque l'orbite Terrestre est une ellipse, Fig. (12), et pas un cercle, la vitesse angulaire n'est pas constante.

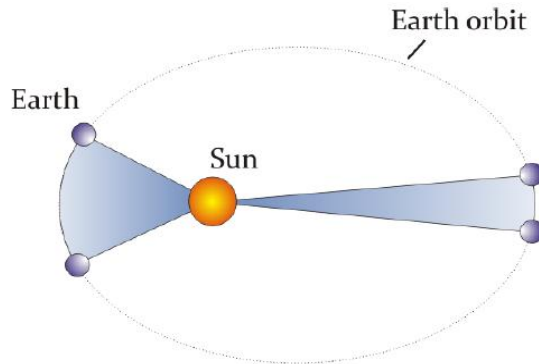


Fig. (12): Effet elliptique [2].

En conséquence, la durée des jours c'est-à-dire le temps entre deux croisements entre le Soleil et le méridien local, n'est plus une constante. Cette variation, qu'on peut appeler *l'effet d'ellipse* produit une variation sinusoïdale de temps (par rapport au temps standard) avec une amplitude de 7,66 minutes pour une période d'un an.

Nous présentons en Fig. (13) la variation annuellement périodique de la différence entre le temps standard et le temps solaire due à l'effet elliptique.

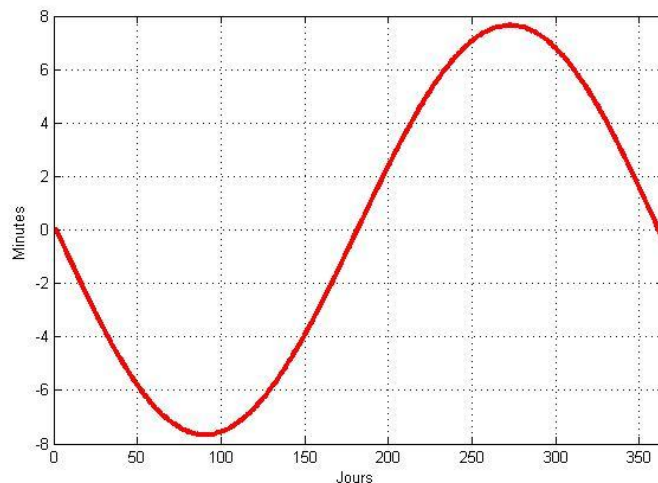


Fig. (13): La variation annuellement périodique de la différence entre le temps standard et le temps solaire due à l'effet elliptique.

Un deuxième effet existe et, est dû à l'inclinaison de l'axe de la Terre environ de 23.45° par rapport à la normale du plan d'orbite ou à l'inclinaison du plan écliptique par rapport au plan équatorial.

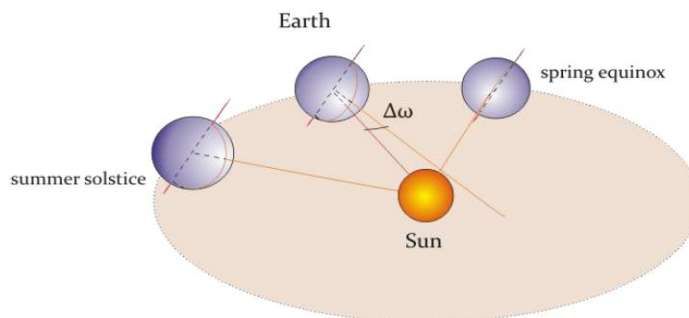


Fig. (14) : Effet de projection [2].

Par conséquent, l'inclinaison de l'axe de la Terre produit une variation régulière pendant une période de demi-année. L'amplitude de la variation sinusoïdale est de 9,87 minutes, Fig. (15).

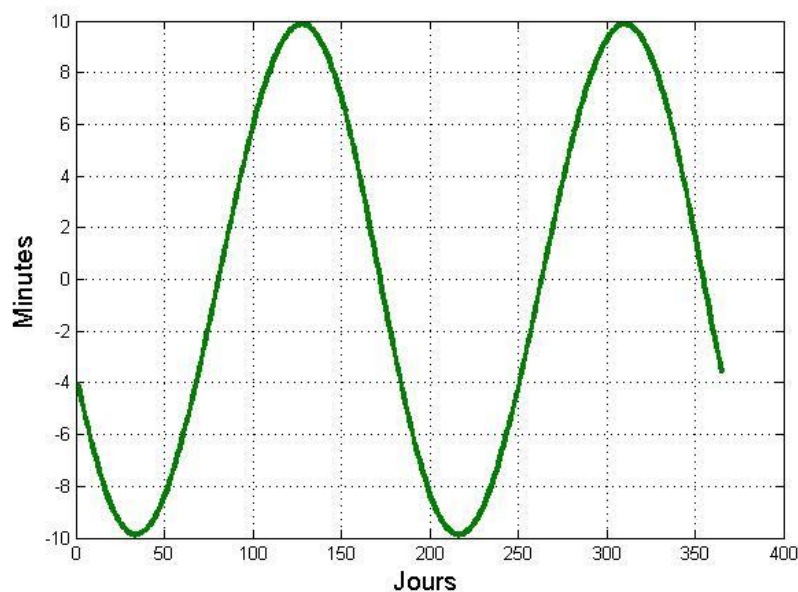


Fig. (15) : La variation demi-annuellement périodique de la différence entre le temps standard et le temps solaire due à l'effet de projection.

Nous traçons la somme graphique des deux variations à La Fig. (16). Il est illustré une différence maximale entre le temps solaire et le temps moyen local qui s'élève à plus de 16 minutes. Selon la formule d'angle d'heure si les deux effets mentionnés ne sont pas pris en compte cela signifie qu'il en résulte une erreur d'environ 4° . Elle serait inacceptable dans un contexte technique tel que le suivi des miroirs des centrales CSP.

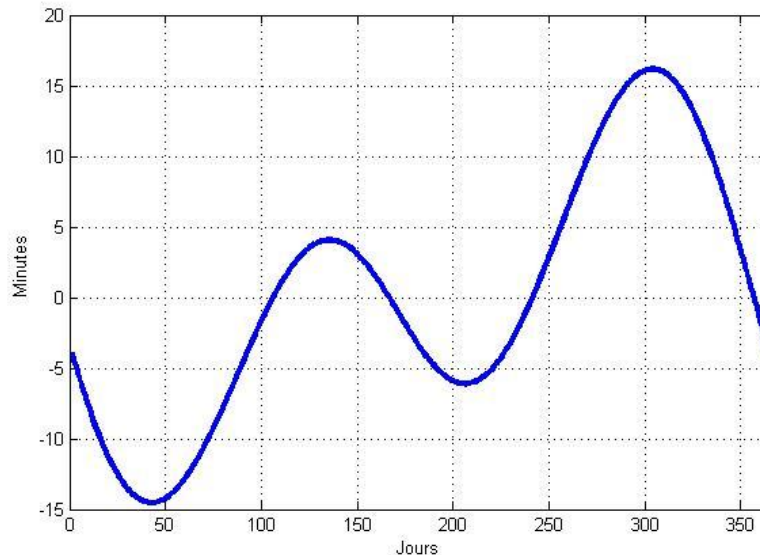


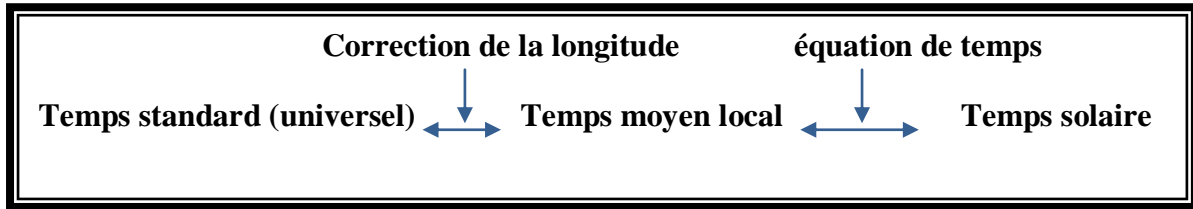
Fig. (16) : Représentation graphique de l'équation du temps.

Prenant en considération les différences entre le temps standard et le temps solaire à un endroit donné dues à :

- premièrement, l'existence des fuseaux horaires prolongés et,
- deuxièmement, les effets géométriques mentionnés

On distingue trois types de temps : le temps standard local, le temps moyen local et le temps solaire :

- *Le temps standard local* est le temps officiel dans un fuseau horaire donné.
- *Le temps moyen local* est un calendrier qui a une différence constante par rapport au temps standard local. Cette différence constante existe en raison de la différence entre la longitude de référence du fuseau horaire et la longitude de l'endroit respectif dans le fuseau horaire. Le temps moyen local pour un endroit donné est valide pour tous les endroits sur la même longitude. Une *correction de longitude* exprime la différence entre le temps standard local et le temps moyen local.
- *Le temps solaire* est une échelle de temps selon laquelle le Soleil croise toujours le méridien (par rapport à un endroit donné) exactement à midi. La prétendue *équation du temps* exprime la différence entre le temps moyen local et le temps solaire. Selon ce qui a été expliqué ci-dessus, cette différence n'est pas constante mais change avec une période annuelle.



D'abord, nous allons concrétiser la correction de la longitude qui donne la différence mentionnée entre la longitude d'endroit et la longitude de référence du fuseau horaire correspondant et convertir le temps standard local en temps moyen local et vice versa. Car, on sait que le Soleil a besoin de 4 minutes pour traverser un angle de 1°, cette correction sera d'après [12]:

$$\Delta t = (L_r - L_{loc})(4min/1^\circ) \quad (21)$$

Où L_r est la longitude de référence de fuseau horaire et L_{loc} la longitude locale. En second lieu, l'équation du temps, qui exprime la différence entre le temps moyen local et le temps solaire est la suivante [1]:

$$E = 180 \cdot \frac{4}{\pi} (0,000075 + 0,00186 \cdot \cos d - 0,032077 \cdot \sin d - 0,014615 \cos 2d - 0,0409 \cdot \sin 2d) [\text{min}] \quad (22)$$

où :

$$d = 360^\circ \cdot \frac{DoY-1}{365} \quad (23)$$

Combinant la correction de la longitude et l'équation du temps, le temps solaire t_{so} peut être déduit du temps standard t_{std} et vice versa:

$$t_{so} = (L_r - L_{loc})(4min/^\circ) + E + t_{std} \quad [\text{min}] \quad (24)$$

$$t_{std} = -(L_r - L_{loc}) \cdot (4min/^\circ) - E + t_{so} \quad [\text{min}] \quad (25)$$

Ces équations sont valables sous la condition suivante : Les longitudes à l'Ouest de Greenwich sont positives et les longitudes à l'Est de Greenwich sont négatives.

I.3.4 La direction du rayonnement solaire direct

Pour le calcul de la direction du rayonnement solaire, on doit déterminer la position du Soleil par rapport au système horizontal d'un observateur et cela pendant un temps donné. On détermine alors les coordonnées équatoriales δ et ω de la position du Soleil. Pour le calcul de la déclinaison on a besoin seulement du DoY et pour le calcul de l'angle d'heure on a besoin du temps solaire.

Pour le calcul du temps solaire, on doit savoir la longitude de l'endroit L_{loc} , le jour de l'année et le temps standard t_{std} . Après cela, on détermine la position du Soleil dans les

coordonnées horizontales par rapport à l'endroit de l'observateur, tenant compte de sa latitude ϕ , L'angle solaire d'altitude est [10]:

$$\sin\alpha_s = \cos\phi \cdot \cos\delta \cdot \cos\omega + \sin\phi \cdot \sin\delta \quad (26)$$

De la même manière on peut indiquer l'angle de zénith $\theta_z = 90^\circ - \alpha_s$ identique à l'angle d'incidence θ du rayonnement solaire sur une surface horizontale où:

$$\cos\theta = \cos\theta_z = \sin\alpha_s = \cos\phi \cdot \cos\delta \cdot \cos\omega + \sin\phi \cdot \sin\delta \quad (27)$$

Afin de calculer l'angle d'azimut du Soleil, on écrit :

$$\cos\gamma_s \cos\alpha_s = \sin\phi \cdot \cos\delta \cdot \cos\omega - \cos\phi \cdot \sin\delta \quad (28)$$

En multipliant et en divisant l'équation (28) par $\cos\phi$ et après arrangement, on obtient :

$$\cos\gamma_s \cdot \cos\alpha_s = \frac{\sin\phi(\cos\phi \cdot \cos\delta \cdot \cos\omega + \sin\phi \cdot \sin\delta) - \sin\delta}{\cos\phi} \quad (29)$$

Après simplification, la relation (18) devient:

$$\cos\gamma_s \cdot \cos\alpha_s = \frac{\sin\phi \cdot \sin\alpha_s - \sin\delta}{\cos\phi} \quad (30)$$

Le signe algébrique de γ_s peut être facilement fixé : avant midi solaire γ_s est négatif, et après midi solaire γ_s est positif c'est-à-dire que son signe suit le signe de ω . Ce qui nous amène à :

$$\gamma_s = \text{sign}(\omega) \left| \cos^{-1} \left(\frac{\sin\phi \cdot \cos\theta_z - \sin\delta}{\cos\phi \cdot \sin\theta_z} \right) \right| \quad (31)$$

I.3.5 L'angle d'incidence sur les surfaces inclinées

L'angle d'inclinaison β et l'angle d'azimut γ de la surface inclinée sont définis de la manière suivante: Prenons une surface horizontale et inclinons-la au Sud (dans la direction positive) ou au Nord (dans la direction négative) par β et tournons-la par γ à l'Ouest (dans la direction positive) ou à l'Est (dans la direction négative) par γ (voir Fig.(17)).

Tenant compte du fait que le temps est donné en temps standard, on doit déterminer d'abord le temps solaire correspondant (du jour de l'année, de l'heure et de la longitude) pour ensuite calculer l'angle d'heure (du temps solaire) et l'angle d'inclinaison δ (du jour de l'année). A l'aide ces angles on peut déterminer l'angle d'incidence θ selon la formule suivante :

$$\cos\theta = \sin\delta \cdot \sin\phi \cdot \cos\beta - \sin\delta \cdot \cos\phi \cdot \sin\beta \cdot \cos\gamma + \cos\delta \cdot \cos\phi \cdot \cos\beta \cdot \cos\omega + \cos\delta \cdot \sin\phi \cdot \sin\beta \cdot \cos\gamma \cdot \cos\omega + \cos\delta \cdot \sin\beta \cdot \sin\gamma \cdot \sin\omega \quad (32)$$

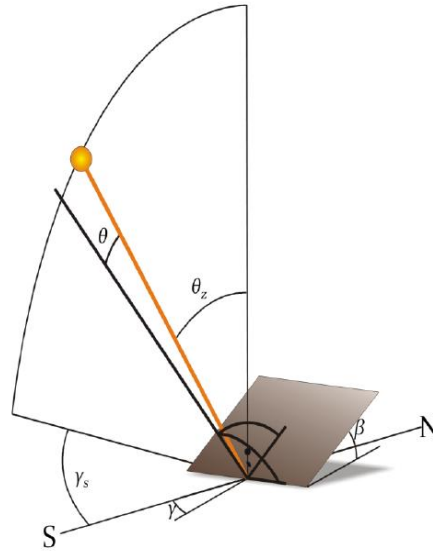


Fig. (17): Surface inclinée [2].

Pour quelques cas particuliers, la relation (32) adopte une formulation plus simple. D'abord, si on considère des surfaces horizontales, alors l'angle d'incidence sera indépendant de l'angle d'azimut de la surface horizontale (l'angle d'incidence étant identique à l'angle de zénith), ce qui donne la formulation simple suivante :

$$\cos\theta = \cos\theta_z = \sin(\alpha_s) = \cos\phi \cdot \cos\delta \cdot \cos\omega + \sin\phi \cdot \sin\delta \quad (33)$$

I.3.6 La durée du jour

La formule (33) permet de calculer les angles d'heure du lever et du coucher de Soleil ω_{ss} , c.-à-d. $\sin(\alpha_s) = 0$, cela donne :

$$\cos(\omega_{ss}) = -\tan(\delta) * \tan(\phi) \quad (34)$$

Pour calculer la durée de jour pour tout jour à toute latitude, on calcule la déclinaison δ , et on la met dans l'expression (34) et on détermine les deux valeurs pour ω_{ss} .

$$\begin{aligned} t_{\text{day}} &= (\omega_{ss,2} - \omega_{ss,1}) * \frac{1}{15} \\ &= \frac{2}{15} * \arccos(-\tan(\delta) * \tan(\phi)) \quad [\text{h}] \end{aligned} \quad (35)$$

I.3.7 Angle d'incidence sur des systèmes de miroir cylindro-parabolique

L'angle d'incidence dépend de l'alignement du concentrateur et de la position du Soleil. Pour l'alignement Nord-Sud, l'angle d'incident est calculé selon (Duffie et Beckman, 1991, [12]) comme suit:

$$\cos(\theta) = \sqrt{\cos(\theta_z)^2 + \cos(\delta)^2 * \sin(\omega)^2} \tag{36}$$

Et pour un alignement Est-Ouest :

$$\cos(\theta) = \sqrt{1 - \cos(\delta)^2 * \sin(\omega)^2} \tag{37}$$

I.4 La concentration de rayonnement

On prend l'exemple d'un concentrateur cylindro-parabolique qui sera étudié dans notre cas.

I.4.1 La concentration de rayonnement sur des miroirs paraboliques

Les miroirs possèdent un point focal ou une ligne focale. Les Paraboloïdes sont caractérisés par un point focal et les cylindro-paraboliques par une ligne focale.

Le rayonnement qui pénètre dans un plan parallèle à l'axe optique d'un cylindro-parabolique est réfléchi de manière à ce qu'il passe à travers la ligne focale. Cela réduit le système à un problème de deux dimensions.

Une parabole a un point focal, ce qui signifie que le rayonnement qui arrive parallèlement à l'axe optique est réfléchi de façon à ce qu'il passe par un point focal. La figure (18) illustre parfaitement les relations géométriques. Elle montre également la section transversale d'un miroir parabolique dans un système de coordonnées. Le miroir parabolique suit le graphe de la fonction $f(x) = p \cdot x^2$. Les lignes rouges représentent la lumière qui pénètre dans le miroir en des rayons parallèles à l'axe de la parabole et passant par l'axe focal, après réflexion, au point focal F.

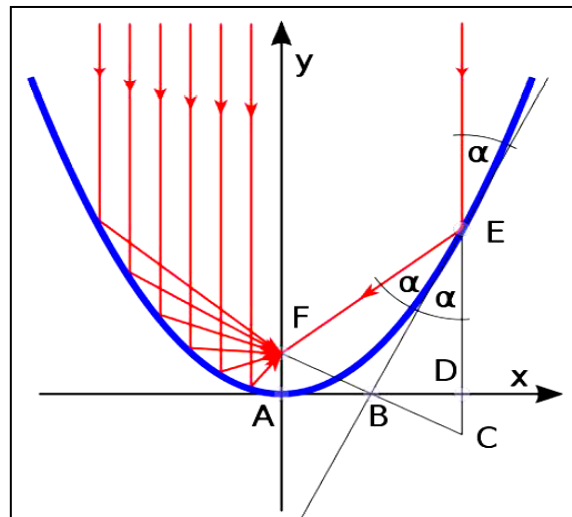


Fig. (18): Chemin des rayons parallèles à l'axe optique d'un miroir cylindro-parabolique [2].

On trouve que :

$$\overline{AF} = f = 1/(4p) \tag{38}$$

- *Démonstration*

E est sur le graphique de la fonction $f = p * x^2$, par conséquent, les coordonnées de E, $(x_E; y_E)$ Ou bien $(x_E, p * x_E^2)$, Le gradient \overline{EB} est le gradient de la fonction y dans le point E, c.-à-d.

$$\frac{dy}{dx}(x_E) = 2 * p * x_E,$$

\overline{EB} possède la forme analytique $y=2 * p * x + b$, mettons $(x_E, p * x_E^2)$ dans cette forme analytique, on aura

$$b = -p * x_E^2$$

Donc,

$$y=2 * p * x + -p * x_E^2,$$

Pour B point d'intersection de cette ligne avec l'axe des abscisses, c.-à-d. pour $(x_B, 0)$, on obtient :

$$x_B = \frac{x_E}{2}$$

Donc le point B divise le segment de droite [AD] en deux parties égales. Si on trace la droite qui passe par F et B on obtient le point C, tel que : les triangles ABF et BCD sont égaux et opposés par le sommet. De plus, ces triangles sont semblables à BDE. En raison de cette similitude, on aura :

$$\frac{\overline{AF}}{\overline{AB}} = \frac{\overline{BD}}{\overline{DE}}$$

avec $\overline{AB} = \overline{BD} = \frac{x_E}{2}$ et $\overline{DE} = p * x_E^2$

D'où l'équation (38) :

$$\overline{AF} = \frac{1}{4 * p}$$

En introduisant la troisième dimension suivant z, et pour avoir une meilleure concentration, on allonge les lignes focales suivant l'axe optique, on obtient un système cylindro-parabolique, où alors on fait tourner les lignes focales de façon parabolique autour du point focal on obtient alors une forme parabolique.

I.4.2 Concentration théorique maximale du rayonnement solaire

Le rapport de la concentration C est défini comme étant le rapport entre le flux de rayonnement après la concentration et le flux de rayonnement avant la concentration. Tenant compte du fait qu'on étudie des systèmes qui concentrent le rayonnement solaire incident sur une surface d'ouverture vers une surface d'un tube absorbeur, la formule du coefficient de concentration sera :

$$C = \frac{\text{surface de l'ouverture}}{\text{surface de l'absorbeur}} \quad (39)$$

En réalité et même avec un miroir parfait, les rayonnements solaires n'arrivent pas exactement d'une façon parallèle et, par conséquent, le rayonnement du Soleil n'est pas concentré dans un point focal, mais occupe une certaine zone autour du point focal dans le plan focal. On rappelle que la distance Terre-Soleil est finie, donc il y a un écart angulaire du

rayonnement solaire direct. L'angle de diffusion, appelé l'angle du faisceau solaire, vaut : $\alpha_d = 0.35^\circ$ [2], Fig. (19). L'existence d'une certaine diffusion du faisceau permet de dire qu'il est impossible de concentrer le rayonnement solaire direct en un seul point, donc il y a un coefficient de concentration fini et maximal.

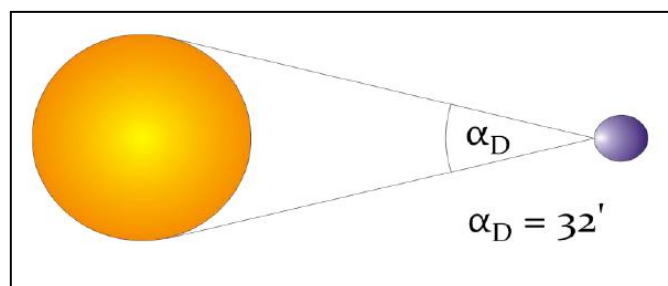


Fig. (19): la diffusion du faisceau solaire.

Il existe une loi générale qui permet la détermination de la concentration maximale sur la base de l'angle du faisceau du rayonnement incident: la loi de la conservation de la photoconductivité dans un système optique idéal. Un système optique idéal est un système dans lequel il n'y a pas de pertes d'énergie par des processus d'extinction (absorption), les coefficients de réflexion des miroirs sont unitaires (=1) et le coefficient de transmission du milieu optique est également égal à 1. Pour un tel système, comme indiqué sur la Figure (20) et, avec la condition supplémentaire que dans le trajet optique il n'y a pas de changement d'indice de réfraction entre les différents milieux optiques, le produit de l'aire de l'ouverture A et du récepteur A' et l'angle solide dans lequel le rayonnement se propage est constant [2].

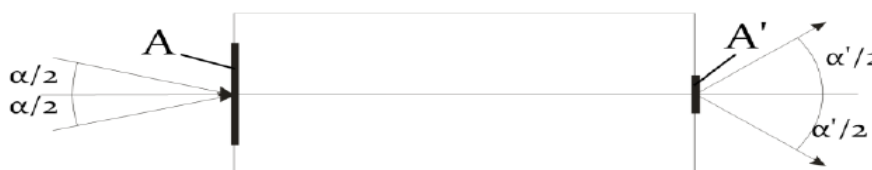


Fig. (20): schéma optique équivalent au système de concentration.

I.4.3 Le coefficient de concentration théorique maximal des miroirs cylindro-paraboliques

On considère des miroirs de forme cylindro-parabolique. L'image du Soleil dans le plan focal est un point diffus dont la taille totale et la forme dépendent de l'ouverture du miroir ψ Fig. (21). L'image totale du Soleil sur le récepteur est composée d'images individuelles provenant de chaque point P de la surface du miroir. Ces images individuelles sont des ellipses dont la forme et la taille dépendent de l'angle ψ de la manière suivante:

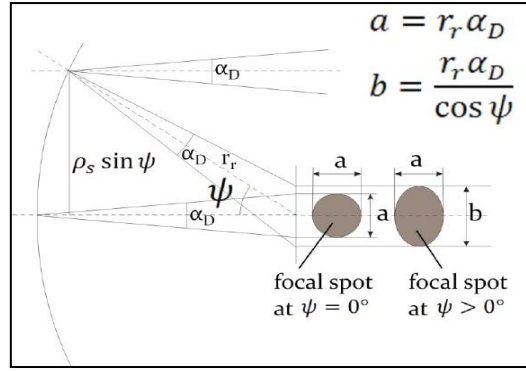


Fig. (21): Les faisceaux focaux sur un cylindro-parabole.

Dans le cas d'un miroir cylindro-parabolique de longueur l , la zone d'ouverture (la surface transversale du collecteur cylindro-parabolique) est :

$$A_{ap} = 2l \cdot r_r \cdot \sin\psi \quad (40)$$

Alors que l'image du Soleil sur le récepteur a pour surface:

$$A_{im} = l \frac{r_r \cdot \alpha_D}{\cos\psi} \quad (41)$$

Le coefficient de concentration correspondant est donc:

$$C = \frac{A_{ap}}{A_{im}} = \frac{2\sin\psi \cdot \cos\psi}{\alpha_D} = 215 \cdot \sin\psi \cdot \cos\psi \quad (42)$$

La valeur maximale est atteinte pour $\psi = 45^\circ$, ce qui donne $C_{max} = 107,5$

Les valeurs calculées ne sont valables que pour des miroirs parfaits avec la géométrie spécifiée. Les systèmes réels avec des cylindro-paraboles peuvent atteindre comme valeur moyenne le coefficient de concentration 82.

I.4.4 La température théorique maximale atteinte au niveau du récepteur

La température maximale pouvant être atteinte sur l'absorbeur dépend du coefficient de concentration. Selon la loi de Stefan-Boltzmann, la puissance rayonnante d'un corps noir de surface A et de température T est: $P = A\sigma T^4$.

Ainsi, la puissance rayonnante du Soleil est :

$$P_s = 4\pi r_s^2 \sigma T_s^4 \quad (43)$$

D'après, la constante solaire :

$$G_{sc} = \frac{P_s}{4\pi r_{SE}^2} \quad (44)$$

Où r_{se} est la distance Soleil-Terre, et sans prendre en considération les influences atmosphériques, la puissance reçue par le cylindro - parabole (A_{ap} est la surface transversale du collecteur cylindro - parabolique):

$$\dot{Q}_{ap} = \frac{A_{ap} P_s}{4\pi r_{SE}^2} = A_{ap} \cdot \sigma T_s^4 \frac{r_s^2}{r_{SE}^2} \quad (45)$$

La température du récepteur (absorbeur) maximale est atteinte quand la puissance reçue par ce dernier est égale à la puissance reçue par le collecteur:

$$P_{ab} = A_{ab} \cdot \sigma \cdot T_{ab}^4 = \dot{Q}_{ap} = A_{ap} \cdot \sigma \cdot T_s^4 \cdot \frac{r_s^2}{r_{SE}^2} \quad (46)$$

Avec A_{ab} est la surface du récepteur (absorbeur).

Comme α_d est assez petit, on peut l'approximer par:

$$\alpha_d = \tan \alpha_d \approx 2 \frac{r_s}{r_{SE}} \quad (47)$$

Ce qui donne :

$$\frac{r_s^2}{r_{SE}^2} = \frac{1}{4 \cdot C_{max}^2} \quad (48)$$

Après transformation, on obtient :

$$A_{ab} T_{ab}^4 = A_{ap} T_s^4 \cdot \frac{1}{4 \cdot C_{max}^2} \quad (49)$$

Avec $C = \frac{A_{ap}}{A_{ab}}$, on obtient :

$$T_{ab} = T_s \cdot \sqrt[4]{\frac{C}{4 \cdot C_{max}^2}} \quad (50)$$

Cette équation montre la dépendance de la température atteinte au niveau de l'absorbeur avec le coefficient de concentration C, plus C est élevé plus la température du récepteur est grande. A cet effet nous traçons les variations de la température au niveau de l'absorbeur en fonction du facteur de la concentration.

Cependant, la relation (50) est tout à fait théorique, car elle considère :

- qu'aucun objet réel n'est un corps noir, ni le Soleil, ni l'absorbeur,
- les influences atmosphériques ne sont pas prises en considération et réduisent énormément le rayonnement solaire.

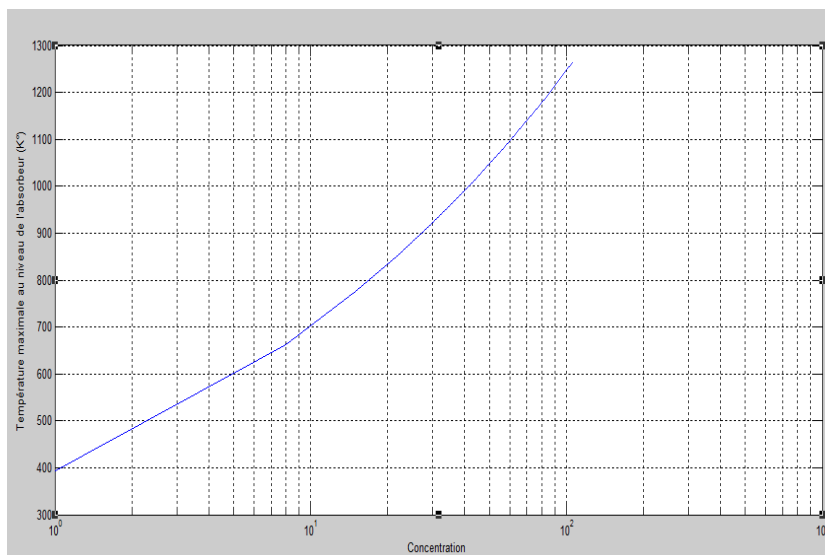


Fig. (22) : Les variations de la température au niveau de l'absorbeur en fonction du facteur de concentration.

I.5 Technique de concentration de rayonnement solaire

I.5.1 Les centrales solaires à concentrateurs cylindro-paraboliques

Principe de fonctionnement des centrales solaires à concentrateurs cylindro-paraboliques

Le concentrateur cylindro-parabolique est orienté vers l'Est dès le lever du Soleil, Fig. (23). Cette poursuite solaire sera assurée grâce à un vérin électrique commandé. Le fluide caloporteur qui circule à l'aide d'une pompe qui transporte sa chaleur vers un échangeur situé à l'intérieur de la cuve de stockage.

L'énergie thermique reçue au collecteur est absorbée par un tuyau métallique à l'intérieur d'un tube en verre sous vide. Le fluide (huile synthétique) qui circule à l'intérieur du tuyau, est chauffé à une température d'environ 400°C. Ce fluide est ensuite pompé à travers des échangeurs afin de produire de la vapeur surchauffée qui actionne une turbine à vapeur qui entraîne un générateur électrique [13].

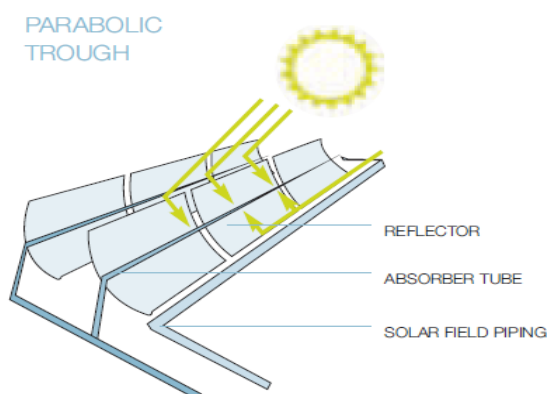


Fig. (23) : Concentrateur cylindro-parabolique [13].

- *Leurs principaux avantages*

- Peu de mouvement mécanique par rapports aux autres centrales à chaleur.
- Moins onéreux que la concentration par miroir et les paraboles Stirling.
- Un bon rendement.
- Possibilité d'intégration d'un stockage.

- *Les inconvénients*

- Ne convient pas à de petites installations.
- L'énergie change de forme à de nombreuses reprises: risques de perte d'énergie.
- Toujours plus cher par watt comparé à des panneaux photovoltaïques classiques.

I.5.2 Les centrales à tour

Description de la technique

Les centrales solaires à tour sont constituées de nombreux miroirs concentrant les rayonnements solaires sur une chaudière située au sommet d'une tour, Fig. (24). Les miroirs uniformément répartis sont appelés héliostats. Chaque héliostat est orientable, et suit le Soleil individuellement et le réfléchit précisément en direction du receveur au sommet de la tour solaire.

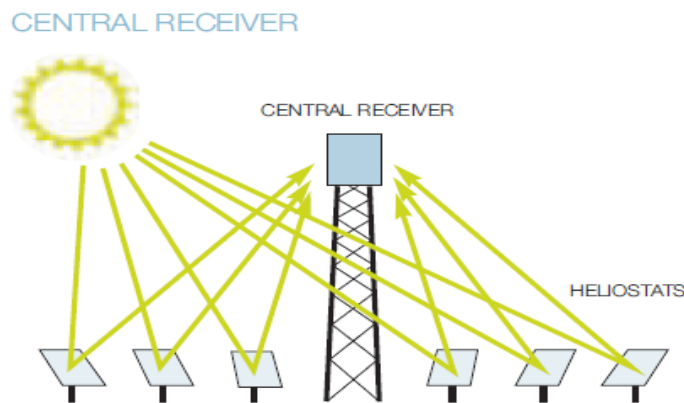


Fig. (24): Héliostats d'une centrale à tour [13].

Le facteur de concentration peut dépasser 1000, ce qui permet d'atteindre des températures importantes, de 600 °C à 1000 °C. L'énergie concentrée sur le receveur est ensuite directement transférée au fluide thermodynamique (génération directe de vapeur entraînant une turbine ou chauffage d'air alimentant une turbine à gaz), ou alors utilisée pour chauffer un fluide caloporteur intermédiaire. Ce liquide caloporteur est ensuite envoyé dans une chaudière et la vapeur générée actionne des turbines. Dans tous les cas, les turbines entraînent des alternateurs produisant de l'électricité [13].

Ses avantages

- La source d'énergie est propre et gratuite.
- Des centrales modestes peuvent être construites.
- Les coûts de construction et d'exploitation sont faibles.
- La production continue la nuit.
- Moins cher que le solaire photovoltaïque actuel

Ses inconvénients

- Centrale très encombrante et réservée aux zones désertiques.
- Ne peut concurrencer le nucléaire en termes de puissance.
- Plus cher que le charbon (et le nucléaire).

I.5.3 Les centrales à capteurs paraboliques

Description de la technique

Ayant la même forme que les paraboles de réception satellite, les capteurs paraboliques fonctionnent d'une manière autonome, Fig. (25). Ils s'orientent automatiquement et suivent le Soleil sur deux axes afin de réfléchir et de concentrer les rayons du Soleil vers un point de convergence appelé foyer. Ce foyer est le récepteur du système. Il s'agit le plus souvent d'une enceinte fermée contenant du gaz qui monte en température sous l'effet de la concentration. Ce qui entraîne un moteur Stirling qui convertit l'énergie solaire thermique en énergie mécanique puis en électricité. Le rapport de concentration de ce système est souvent supérieur à 2000 et le récepteur peut atteindre une température de 1000 °C [13].

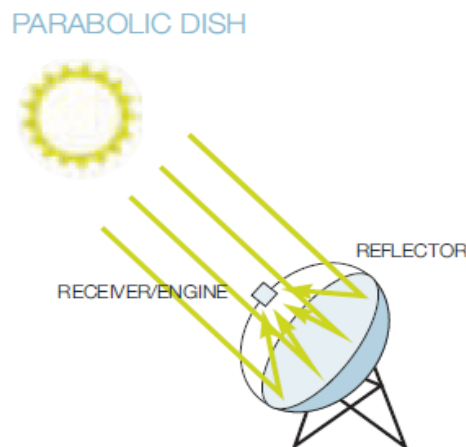


Fig. (25): Concentrateur parabolique.

Ses avantages

- La source d'énergie solaire est illimitée et gratuite.
- L'utilisation d'un moteur Stirling apporte plusieurs avantages; Un rendement jusqu'à 40 % et moins polluant (pas d'énergie fossile utilisée, pas de dégagement de fumée). Moins bruyant et un entretien facilité car peu de pièces mobiles.

- Il existe une possibilité de mise en réseau des capteurs pour obtenir une centrale de taille industrielle.

Ses inconvénients

- La taille des capteurs est limitée afin d'obtenir une rotation sur deux axes pour suivre la course du Soleil.
- Fonctionnement par intermittence.
- On obtient actuellement de faibles puissances par rapport aux autres technologies de centrales solaires thermodynamiques (de 5 à 50 kW électrique)
- Les capteurs de forme parabolique sont difficiles à obtenir.
- Les forts écarts de température créent des dilatations thermiques qui limitent le choix des matériaux.
- Coût d'investissement encore élevé car la commercialisation est en cours.

I.5.4 Les centrales à miroirs de Fresnel

Description de la technique

Un facteur de coût important dans la technologie des collecteur cylindro-paraboliques est la mise en forme du verre pour obtenir la forme parabolique requise. Afin de diminuer ce coût, des travaux de recherche sont orientés sur des prototypes de collecteurs de Fresnel à focalisation linéaire. L'idée est d'approximer la forme parabolique du collecteur par une succession de miroirs plans, comme indiqué sur la Fig. (26).

Un premier étage de réflecteur est installé sur le sol. Le rayonnement est réfléchi au foyer de la parabole approximée par le jeu de miroirs. Un deuxième étage de réflecteurs redirige le rayonnement vers le tube récepteur. Ce second étage de réflecteurs, en plus de réfléchir le rayonnement, joue aussi le rôle d'isolant pour le tube récepteur. Il est en effet recouvert d'une importante couche d'isolation en sa partie supérieure. La partie inférieure est, quant à elle, isolée par une vitre [14].

Les principaux avantages de cette technologie par rapport aux autres techniques de concentrations sont :

- Coût moins chers des miroirs.
- Pas de vide à l'intérieur du tube récepteur, ce qui facilite sa conception et sa durabilité.
- Les contraintes mécaniques dus à la poussée du vent sont réduites par la disposition plane des miroirs.

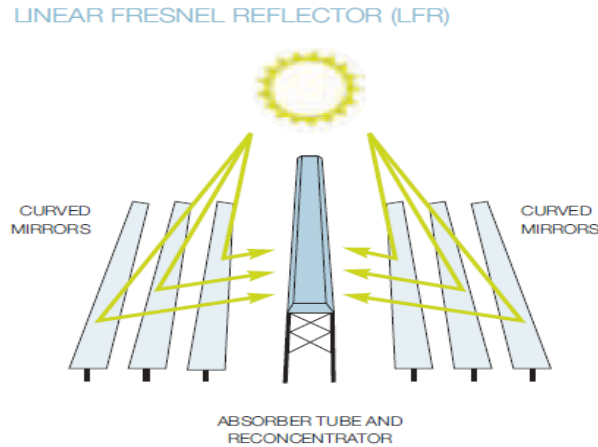


Fig. (26) : Miroirs de Fresnel [13].

Conclusion

Nous avons présenté un aperçu sur l'origine de l'énergie pour le fonctionnement des centrales solaires à concentration. Il est élaboré sur la base d'une recherche bibliographique très spécialisée dans le domaine conduisant à la compréhension des phénomènes liés au transfert de cette énergie sous forme de rayonnement électromagnétique ou d'énergie cinétique des particules. Ce rayonnement solaire à la surface de la Terre est la source directe d'énergie pour le fonctionnement des centrales solaires dont nous avons déterminé la puissance par unité de surface à la frontière extérieure de l'atmosphère de la Terre. L'aspect géométrique et la technique de concentration de rayonnement solaire ont été également abordés.

Chapitre II : Technologie des Concentrateurs Cylindro- paraboliques.

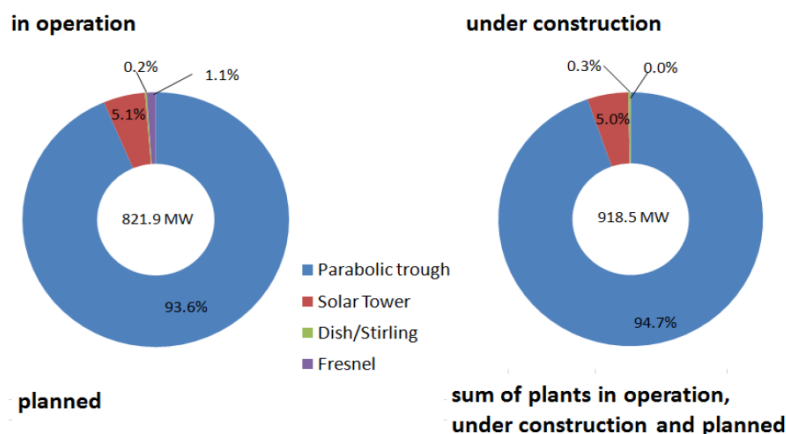
Introduction

Les centrales cylindro-paraboliques utilisent des capteurs cylindro-paraboliques pour concentrer le rayonnement solaire direct sur un récepteur tubulaire. Le Grand champ de capteurs fournit l'énergie thermique, qui est utilisée pour entraîner une turbine à vapeur, qui, à son tour, entraîne le générateur électrique, Fig. (27).



Fig. (27) : Centrales cylindro-paraboliques dans le sud de l'Espagne (Andasol 1 et 2, dans l'arrière sur le côté droit où le terrain de construction est préparé pour Andasol 3, source: Solar Millenium).

Les centrales cylindro-paraboliques constituent la plus grande part de la technologie solaire à concentration installée. La différence entre les centrales cylindro-paraboliques, de Fresnel, à tour solaire et paraboliques / systèmes de Stirling, réside dans le fait que les centrales cylindro-paraboliques produisent plus de 90 % de la capacité totale d'énergie électrique produite par les centrales à technologie CSP qui sont en exploitation ou en construction. La Figure (28) montre les chiffres des actions des quatre types de technologie entre les centrales en exploitation, en construction, en phase de planification, et, enfin, la somme de chacun d'eux [15].



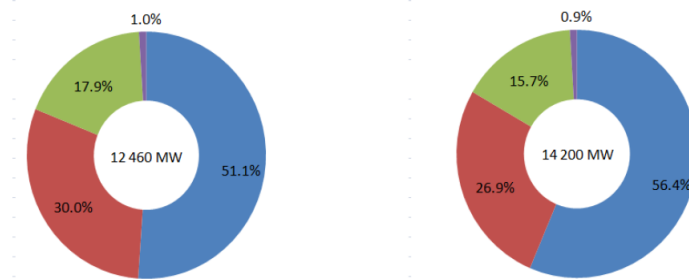


Fig. (28) : Le pourcentage de production de toutes les centrales à technologie CSP [15].

II.1 La chaîne de conversion de l'énergie thermique en énergie électrique

Le flux d'énergie dans une centrale cylindro-parabolique a la structure suivante: le rayonnement solaire direct est concentré puis converti en énergie thermique. L'énergie thermique est convertie en énergie sous forme de pression de vapeur d'eau qui est transformée en énergie cinétique. Finalement, l'énergie cinétique est transformée en énergie électrique, c'est le produit final de la centrale électrique.

Ces étapes de conversion d'énergie sont réalisées dans les composants des centrales électriques respectivement : Le capteur cylindro-parabolique et le système de poursuite sont essentiels pour le processus de concentration. Le récepteur convertit l'énergie rayonnante en énergie thermique. Le milieu de transfert de chaleur et le milieu de stockage thermique sont des porteurs de l'énergie thermique. Le générateur de vapeur a pour fonction de convertir l'énergie thermique en énergie de pression d'un milieu gazeux. Cela se fait par évaporation de l'eau. Le système de refroidissement a pour but de compléter le cycle eau/vapeur en transformant la vapeur en eau. La turbine à vapeur transforme l'énergie de pression de la vapeur en énergie cinétique de rotation. Le générateur électrique, enfin, transforme l'énergie de rotation en énergie électrique, qui peut être fournie au réseau électrique. La figure (29) montre les composants principaux cités ci-dessus dans une centrales cylindro-parabolique et les différentes connexions dans la chaîne de conversion d'énergie.

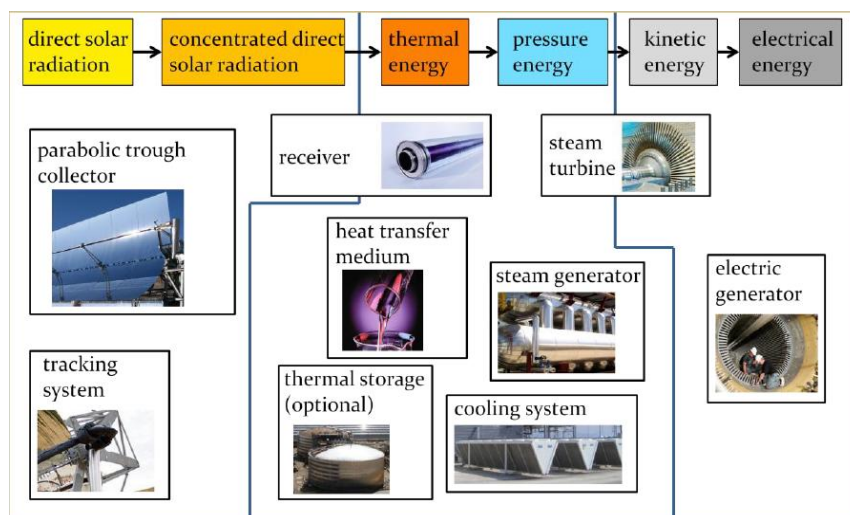


Fig. (29) : Chaîne de conversion d'énergie dans les centrales cylindro-paraboliques et les composants correspondants.

II.2 Les collecteurs cylindro-paraboliques

II.2.1 Géométrie des collecteurs cylindro-paraboliques

Le collecteur ou miroir cylindro-parabolique est un creux d'une section transversale qui a la forme d'une partie d'une parabole. Plus exactement, il s'agit d'une section d'une parabole symétrique autour de son sommet. Une représentation appropriée analytique d'une parabole est donnée par, [16, 19]:

$$y = \frac{1}{4*f} * x^2 \tag{51}$$

f est la distance de focalisation, soit la distance entre le centre de la parabole et le point focal.

II.2.1.1 Les paramètres géométriques d'un miroir cylindro-parabolique

Les quatre paramètres suivants sont utilisés couramment pour caractériser la forme et la taille d'un miroir cylindro-parabolique, Fig. (30): la longueur du miroir, la distance focale, la largeur d'ouverture, c'est à dire la distance entre une jante et une autre, et l'angle de la jante, c'est à dire l'angle entre l'axe optique et la ligne entre le point focal et la jante du miroir.

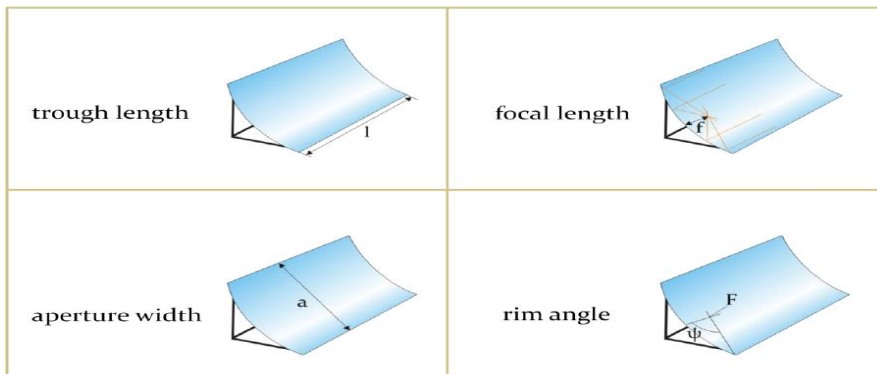


Fig. (30) : Les paramètres géométriques d'un cylindro-parabole.

La longueur de l'auge ' l ' varie selon le choix. La distance focale, soit la distance entre le point focal et le centre d'une parabole, est un paramètre qui détermine entièrement la parabole, Fig. (31).

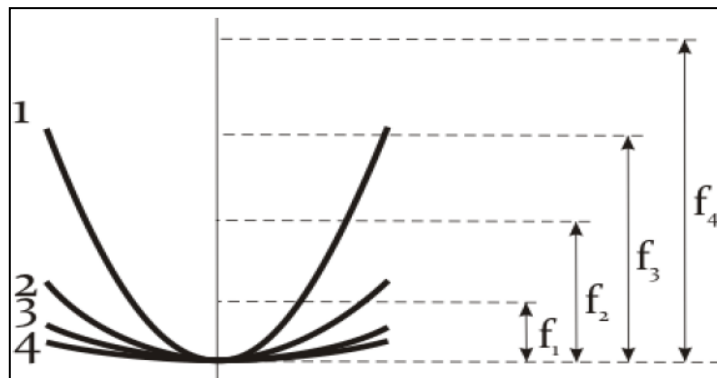


Fig. (31) : La distance focale.

Deux des trois paramètres, à savoir : l'angle de la jante, la largeur d'ouverture et la distance focale sont suffisants pour déterminer entièrement la section transversale d'un miroir cylindro-parabolique en forme et en taille. Cela signifie également que deux d'entre eux sont suffisants pour déterminer le troisième.

Ψ Peut être exprimé en fonction de la largeur d'ouverture et de la distance focale:

$$\tan(\Psi) = \frac{\frac{a}{f}}{2 \frac{1}{8} \left(\frac{a}{f}\right)^2} \quad (52)$$

II.2.1.1 La surface du miroir et de la zone d'ouverture d'un cylindro-parabole

La surface d'ouverture (transversale) A_{ap} d'un miroir d'une longueur l avec une longueur d'ouverture a est :

$$A_{ap} = a * l \quad (53)$$

La surface d'un miroir cylindro-parabolique peut être importante pour déterminer le besoin matériel dans la fabrication de l'auge. Cette surface est calculée comme suit:

$$A = \left(\frac{a}{2} * \sqrt{1 + \frac{a^2}{16*f^2}} + 2 * f * \ln \left(\frac{a}{4*f} + \sqrt{1 + \frac{a^2}{16*f^2}} \right) \right) * l \quad (54)$$

II.2.2 Le matériau du miroir

Les principales exigences pour le choix des matériaux des miroirs appropriés sont leurs propriétés réfléchissantes, Fig. (32). La réflectivité doit être élevée. La réflectivité d'une surface est un nombre qui indique la fraction du rayonnement incident qui est réfléchi par la surface.

Les miroirs paraboliques les plus courants aujourd'hui se composent de miroirs de verre revêtu d'argent. En effet, toutes les centrales cylindro-paraboliques réalisées les utilisent. Les miroirs se sont avérés durables même après plus de dix années de fonctionnement c'est à peine s'ils ont montré une diminution de la réflectivité spéculaire.

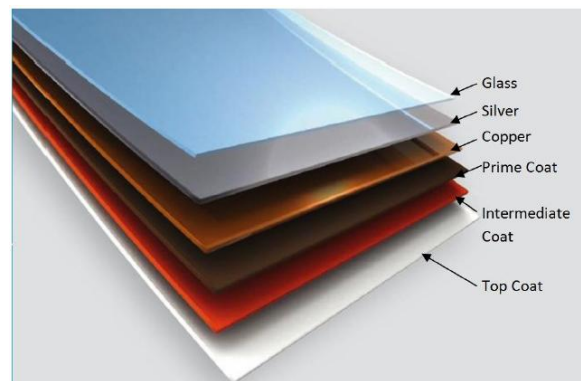


Fig. (32): Miroir multicouche (source: Flabeg).

La moyenne de réflectivité solaire directe des miroirs d'une technologie cylindro-parabolique est indiquée comme étant de 93,5%. Ils ne sont pas construits en un seul morceau mais ils sont composés de facettes de miroir (allant jusqu'à 28 facettes par module concentrateur) [16].

II.2.3 La structure des supports

La structure porteuse d'un cylindro-parabolique a pour fonction de porter les miroirs dans la bonne position, pour assurer la stabilité des creux et de permettre une poursuite de soleil exacte, Fig. (33). Afin de se conformer à ces fonctions, les structures doivent remplir certaines exigences de construction. En particulier, les exigences de rigidité doivent être très élevées, parce que tout écart par rapport à la forme des concentrateurs paraboliques idéals provoque une diminution dans le rendement du système optique. Il est important que les réflecteurs paraboliques ne soient ni déformés par leur propre poids, ni par les charges de vent [18].

De plus, une grande rigidité permet un nombre plus d'auges de sorte que le nombre de pylônes et les unités de poursuite peuvent être réduits, ce qui réduit les coûts. La rigidité doit être combinée avec une construction légère, ce qui permet l'utilisation de faibles fondements et mécanismes de poursuite. Quoi qu'il en soit, la consommation d'énergie parasite d'une centrale cylindro-parabolique est assez élevée par rapport aux d'autres centrales, Il est évident qu'une structure portante appropriée devrait impliquer un cout des matériaux et de fabrication faible. Il faut prendre en considération que le champ solaire est la partie la plus coûteuse dans une centrale cylindro-parabolique. Dans le cas des centrales Andasol en Espagne le domaine du solaire couvre 30% du total du cout. Cela signifie qu'une réduction des coûts du champ solaire a un effet important sur les coûts totaux des centrales électriques thermo-solaires.

En général, la structure porteuse d'un concentrateur constitué d'un corps principal, qui est dans la plupart des cas une structure tubulaire réalisée en acier ou en aluminium. D'autres éléments de la structure portante sont:

- Les points de support des miroirs sur la structure du cadre.
- Le support du récepteur.
- La structure pour le montage des pylônes.
- Les pylônes et les fondations.

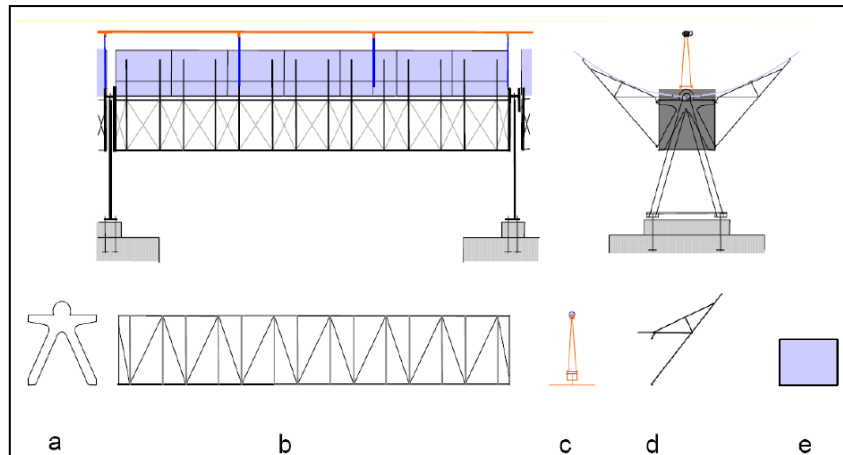


Fig. (33) : structure de support d'un concentrateur cylindro-parabolique (a) plaques d'extrémité pour le montage des pylônes, (b) structure du cadre multitubulaire, (c) support du récepteur, (d) bras cantilever, (e) facette de miroir (source: Lüpfer, DLR).

II.2.4 Le système de poursuite

Comme n'importe quel collecteur d'un système CSP, les auges cylindro-paraboliques doivent suivre le soleil afin d'avoir une concentration continue du rayonnement solaire direct. Comme les concentrateurs cylindro-paraboliques ont une ligne focale et pas un point focal, ils ont besoin d'un système de poursuite à un seul axe. La figure (34) illustre le principe de fonctionnement des systèmes de poursuite [17, 18].

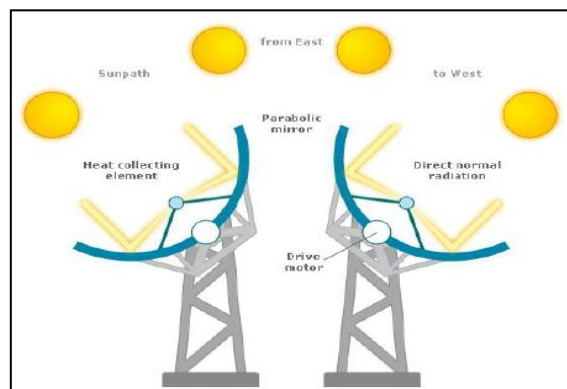


Fig. (34) : l'axe de poursuite des cylindro-paraboles (source: Abengoa Solar).

Théoriquement, les réflecteurs paraboliques dans le champ solaire d'une centrale CSP peuvent avoir n'importe quelle orientation horizontale. La poursuite du soleil est toujours possible. Cependant, il y a une orientation préférée, qui est l'orientation Nord-Sud avec une poursuite Est-Ouest, Fig. (35). L'alignement Est-Ouest avec une poursuite Nord-Sud ont été appliqués uniquement pour des raisons expérimentales.

On veut maintenant préciser les angles de suivi pour l'alignement Nord-Sud et pour l'alignement Est-Ouest.

L'orientation pour l'alignement Nord-Sud peut être décrite par l'angle zénithal, qui est l'angle entre le plan optique et la ligne de zénith, et l'angle d'azimut γ qui indique l'orientation de l'ouverture de miroir par rapport à l'horizontal, le cas Sud $\gamma = 0^\circ$ et Ouest $\gamma = 90^\circ$. γ peut

avoir deux valeurs $\gamma = -90^\circ$ si $\gamma_s < 0^\circ$ et $\gamma = 90^\circ$ si $\gamma_s > 0^\circ$ où γ_s est l'angle d'azimut solaire. Cela signifie que l'ouverture du miroir est orientée vers l'Est le matin et l'Ouest pendant l'après-midi. L'angle de poursuite est alors l'angle s , qui est calculé comme suit:

$$\tan(s) = \tan(\theta_z) * |\cos(\gamma - \gamma_s)| \quad (55)$$

Où θ_z est l'angle zénithal solaire.

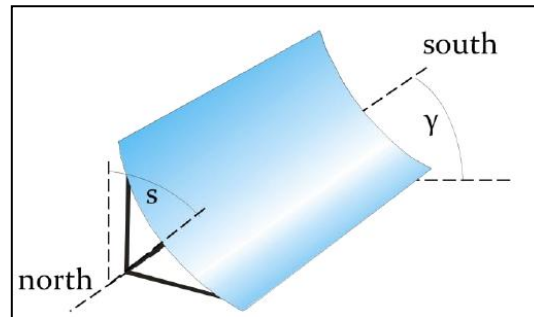


Fig. (35) : Le système de poursuite avec un alignement Nord-Sud.

Dans le cas de l'alignement Est-Ouest, l'angle s de poursuite est déterminé comme suit:

$$\tan(s) = \tan(\theta_z) * |\cos(\gamma_s)| \quad (56)$$

Avec $\gamma = 0^\circ$ si $|\gamma_s| < 90^\circ$ et $\gamma = 180^\circ$ si $|\gamma_s| > 90^\circ$

Ce qui signifie que l'ouverture du miroir est orientée vers le sud si le Soleil est au Sud de la ligne Est-Ouest et vers le Nord si le Soleil se trouve au Nord de la ligne Est-Ouest, Fig. (36).

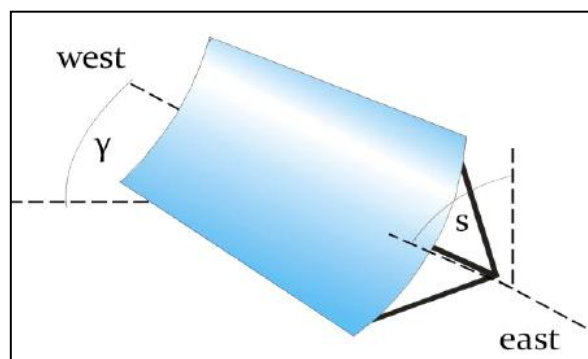


Fig. (36): Le système de poursuite avec un alignement East-West.

Le mouvement du collecteur est réalisé par une unité d'entraînement qui déplace un ensemble de concentrateurs (une rangée de modules ou de concentrateurs connectés). Mécaniquement, l'unité d'entraînement peut être réalisée sous la forme d'une unité moteur-boîte de vitesses, comme dans le système LS-2, ou comme un système électro-hydraulique dans l'Eurotrough ou le collecteur LS-3. Dans le cas de cette dernière, l'unité d'entraînement est constituée de deux cylindres, qui sont commandés par deux soupapes, une sert à la détermination de la direction et l'autre à la rotation.

Le contrôle de poursuite du collecteur a besoin à des informations sur la position du soleil. Ces informations peuvent être transmises par deux manières:

- La position du Soleil peut être calculée avec un algorithme mathématique exact. La position de l'axe de collecteur est comparée à la position du Soleil.
- La position du soleil peut être mesurée par des capteurs qui donnent un signal à l'unité de commande locale qui exploite des moteurs électriques ou hydrauliques.

Un contrôleur central enregistre les conditions environnementales telles que la vitesse du vent. Si il ya des conditions d'utilisation dangereuses, alors tous les collecteurs seront inclinés vers une position de sécurité, qui est à peu près la position verticale, avec une légère inclinaison des miroirs vers le bas. Pendant la nuit, les collecteurs sont également en position de sécurité.

II.2.5 Le récepteur (l'absorbeur)

Les récepteurs dans les centrales cylindro-paraboliques ont pour mission de convertir le rayonnement solaire qui est projeté sur eux en chaleur et la transporter aux tuyaux, qui à leur tour la conduisent vers le reste des composants de puissance de la centrale. Un défi constructif est la dilatation thermique du récepteur due à des changements de température entre l'état d'exploitation et l'état de non-fonctionnement. Il doit également être pris en compte que les récepteurs d'une centrale cylindro-parabolique sont des pièces mobiles qui nécessitent des connexions de tuyaux flexibles. Le récepteur doit répondre à plusieurs exigences géométriques et physiques, Fig. (37). Le rayonnement réfléchi doit atteindre la surface de l'absorbeur, ce qui implique des contraintes géométriques. Le rayonnement doit être convertie de manière aussi complète que possible en chaleur et les pertes optiques et thermiques à la surface des composants du récepteur doivent être aussi faibles que possible. Des revêtements spéciaux et des mesures d'isolation thermique sont utilisés pour cet effet [15].



Fig. (37) : Tube absorbeur intégré dans un capteur cylindro-parabolique (en haut à gauche), Siemens UVAC 2010 (en haut à droite), Archimede HEMS08 (en bas à gauche), Schott PTR 70 (en bas à droite) [23].

II.2.5.1 Les composants du récepteur

Le récepteur doit être conçu de telle façon que l'absorption de rayonnement soit élevée avec de faibles pertes thermiques. Faibles pertes thermiques se réfèrent aux faibles pertes radiatives ainsi qu'aux faibles pertes par convection et par conduction.

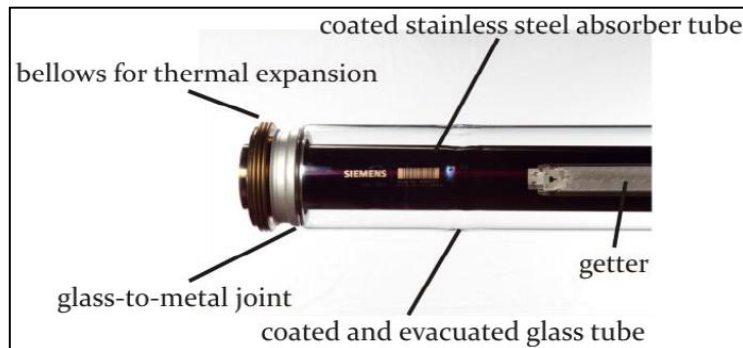


Fig. (38) : La structure d'un tube absorbeur [23].

Pour cela, des revêtements sélectifs pour les tubes absorbeurs sont réalisés en cermet, qui est un matériau constitué de nanoparticules métalliques qui sont enrobées dans une matrice céramique, Fig. (38). (La combinaison de la céramique (CER) et les matériaux métalliques (MET) ont donné le nom «cermet»).

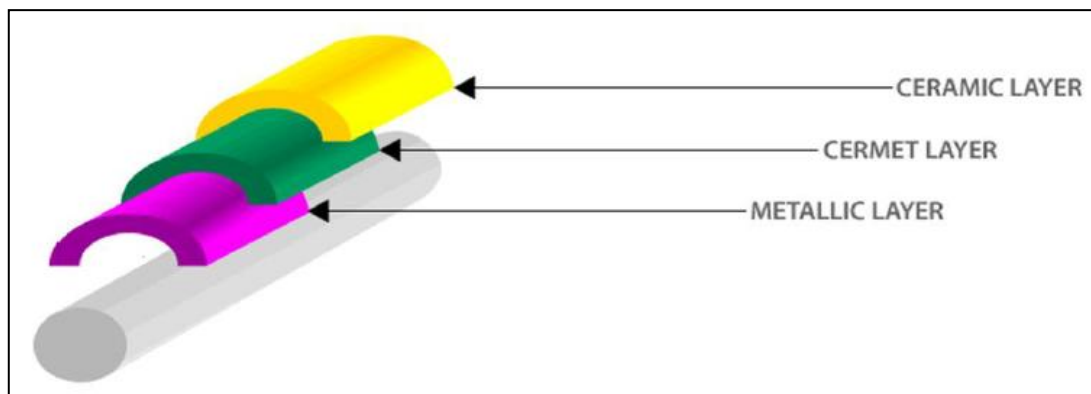


Fig. (39) : Les couches de revêtement du tube absorbeur (Source: www.archimedessolarenergy.com).

Pour atteindre une perte de chaleur par convection faible (et aussi par conduction), le tube absorbeur est protégé par une gaine de verre autour de lui, ce qui empêche l'air de s'écouler à travers le tube absorbeur chaud, Fig. (39). En outre, le corps en verre est évacué de telle sorte que la perte en chaleur par convection et par conduction est encore réduite.

II.2.5.2 La géométrie du récepteur

La distance entre le miroir et l'absorbeur est différente pour les différents points du miroir. La plus grande distance est entre la jante du miroir et l'absorbeur. Donc, on prend la jante du miroir parabolique pour déterminer le diamètre de l'absorbeur.

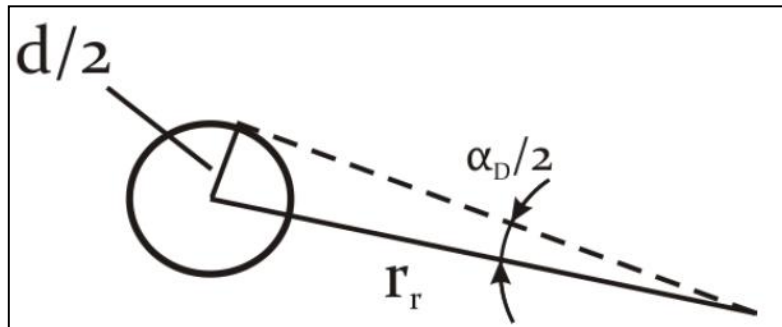


Fig. (40) : Les paramètres géométriques au collecteur et au récepteur.

La figure (40) qui précède montre la relation entre le diamètre du tube absorbeur, l'angle de rayonnement solaire et la distance entre le tube absorbant et la jante du miroir:

$$\frac{d}{2} = r_r * \sin\left(\frac{\alpha_d}{2}\right) \quad (57)$$

Où d est le diamètre est absorbeur, α_d l'angle du faisceau Soleil et r_r la distance entre le tube absorbant et la jante du miroir. Le diamètre de l'absorbeur est, par conséquent:

$$d = 2 * r_r * \sin\left(\frac{\alpha_d}{2}\right) \quad (58)$$

Autrement, le diamètre peut être exprimé par la largeur d'ouverture et l'angle de la jante. Et du fait que:

$$r_r = \frac{a}{2 * \sin(\psi)} \quad (59)$$

Il en résulte:

$$d = \frac{a * \sin\left(\frac{\alpha_d}{2}\right)}{\sin(\psi)} \quad (60)$$

II.2.6 Le fluide de transfert (HTF: heat transfer fluid)

Le fluide de transfert de chaleur (HTF) a pour mission d'accumuler l'énergie thermique dans les capteurs et la transporter vers le bloc d'alimentation. Il y a deux manières comment la chaleur peut être transférée à la partie puissance: d'abord, une HTF spéciale est utilisée, à partir de laquelle la chaleur est transférée au fluide du cycle de Rankine (eau), ou, en second lieu, la vapeur du cycle de Rankine est générée directement dans les tubes absorbeurs des

réflecteurs paraboliques et transportée vers la turbine. La première version est appelée la génération de vapeur indirecte, la deuxième, la génération directe de vapeur.

La génération de vapeur indirecte contient deux circuits de liquide, un cycle de fluide de transfert de chaleur et le cycle de Rankine. La liaison thermique entre eux est réalisée dans un train de génération de vapeur, qui se compose d'un économiseur (préchauffage de l'eau d'alimentation), un évaporateur et un surchauffeur.

La génération directe de vapeur, au contraire, ne contient qu'un seul cycle de fluide, c'est le cycle de vapeur. Le préchauffage, la surchauffe et la génération de vapeur sont réalisés directement dans le champ solaire.

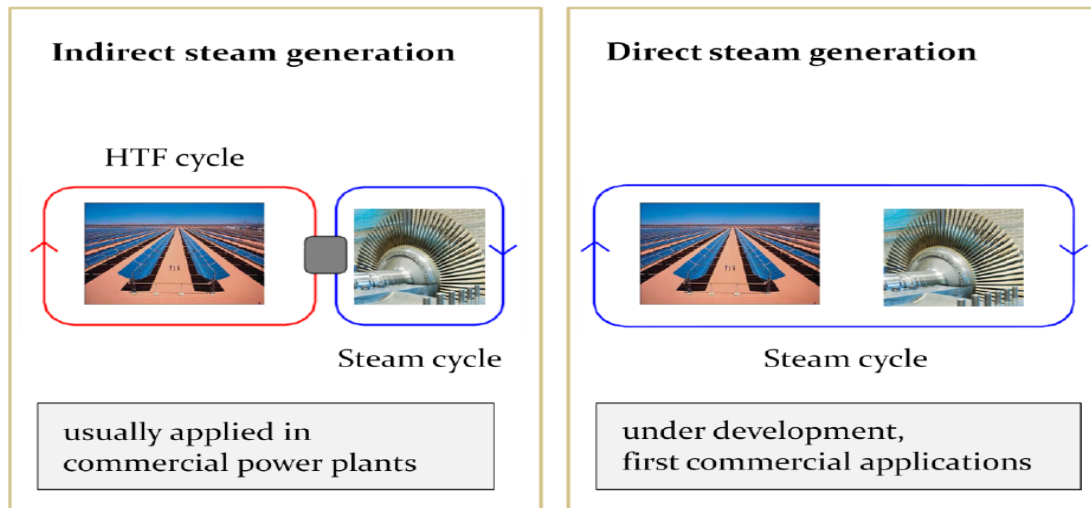


Fig. (41): La génération directe et indirecte de vapeur.

La production de vapeur indirectement est ce qui est généralement appliqué dans les centrales cylindro-paraboliques. La génération directe de vapeur est encore en développement. Cependant, la première centrale qui l'utilise est en cours de construction en Thaïlande.

- *L'huile synthétique (Therminol VP-1)*

L'huile synthétique (ou simplement l'huile thermique) est un mélange de biphenyle / oxyde de diphényle. Il y a plus de 25 ans d'expérience avec ce HTF dans les centrales cylindro-paraboliques. Il a été prouvé que cette technologie est fiable, ce qui est aussi un argument important pour les investisseurs et les opérateurs de continuer à l'utiliser.

L'huile synthétique répond assez bien aux exigences mentionnées. Il est liquide jusqu'à 12 ° C, ce qui signifie que la protection antigel est assez facile, voire n'est pas nécessaire, Il a tout à fait une grande capacité de chaleur spécifique et elle peut être acquise en grandes quantités.

II.3 Le champ solaire

Le champ solaire est l'ensemble des capteurs d'une centrale solaire électrique et leur disposition sur le terrain de la centrale. Dans cette section, on va décrire l'orientation, la structure et la taille du champ solaire des centrales cylindro-paraboliques.

On quitte l'excursus des systèmes de génération directe de vapeur et on revient à la norme des systèmes indirects de génération de vapeur.

II.3.1 L'orientation du champ solaire

En fonction de la latitude où la centrale est installée, des orientations différentes ont des effets différents sur le rendement énergétique de la centrale.

L'alignement Est-Ouest présente les avantages et les inconvénients suivants:

- Les performances des collecteurs sont considérablement réduites dans les premières heures après le lever et les heures qui précèdent le coucher du soleil.
- La différence du rendement énergétique entre l'été et l'hiver est plus faible que pour l'alignement Nord-Sud.
- Très petits mouvements de poursuite sont nécessaires pendant la journée.
- Le rendement énergétique annuel est inférieur à celui de l'alignement Nord-Sud.

L'alignement Nord-Sud présente les avantages et les inconvénients correspondants:

- Les performances des collecteurs au cours de la journée est tout à fait bien.
- Dues à des différences d'angle d'incidence entre l'été et l'hiver, les différences saisonnières du rendement énergétique sont plus grandes que pour alignement Est-Ouest.
- Le rendement énergétique annuel est supérieur à celui de l'alignement Est-Ouest.

II.3.2 La structure du champ solaire

Le champ solaire courant des centrales cylindro-paraboliques a une structure rectangulaire, presque un carré. Dans de nombreux cas, le bloc d'alimentation est situé dans le centre ou près du centre du champ solaire. Ce qui, avec la structure carrée, permet aux tuyaux d'être aussi courts que possible afin de réduire les pertes thermiques, et le chemin du fluide caloporteur chaud au bloc d'alimentation devient aussi court. Un tuyau qui amène le HTF froid vers le champ solaire et une conduite qui amène le fluide caloporteur chaud du champ solaire au bloc d'alimentation central, représentent la connexion du bloc d'alimentation avec le champ solaire. Dans de nombreux cas, ces deux paires de tuyaux, qui sont aussi appelés têtes froide et chaude, existent.

La figure(42) montre la disposition principale. Le bloc de puissance au centre et les deux paires d'en-têtes froids et chauds sont indiqués. Toutes les boucles de collecteur sont reliées à ces en-têtes froids et chauds. Une boucle est indiquée au coin droit inférieur.

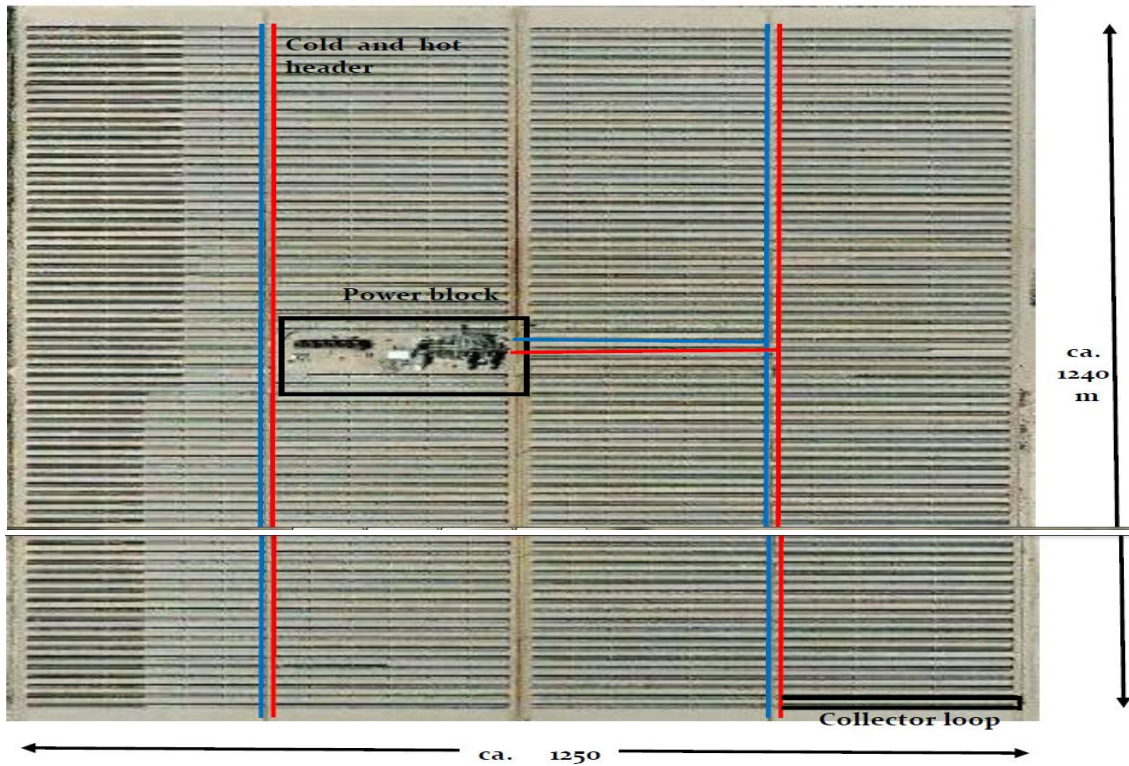


Fig. (42) : Disposition du champ solaire de SEGS VIII et de SEGS IX (source: Google).

Une boucle de collecteur contient toujours deux rangées parallèles de collecteur qui sont reliées en série, Fig. (43). Une extrémité de la boucle est reliée à l'en-tête froid et l'autre à l'en-tête chaud.

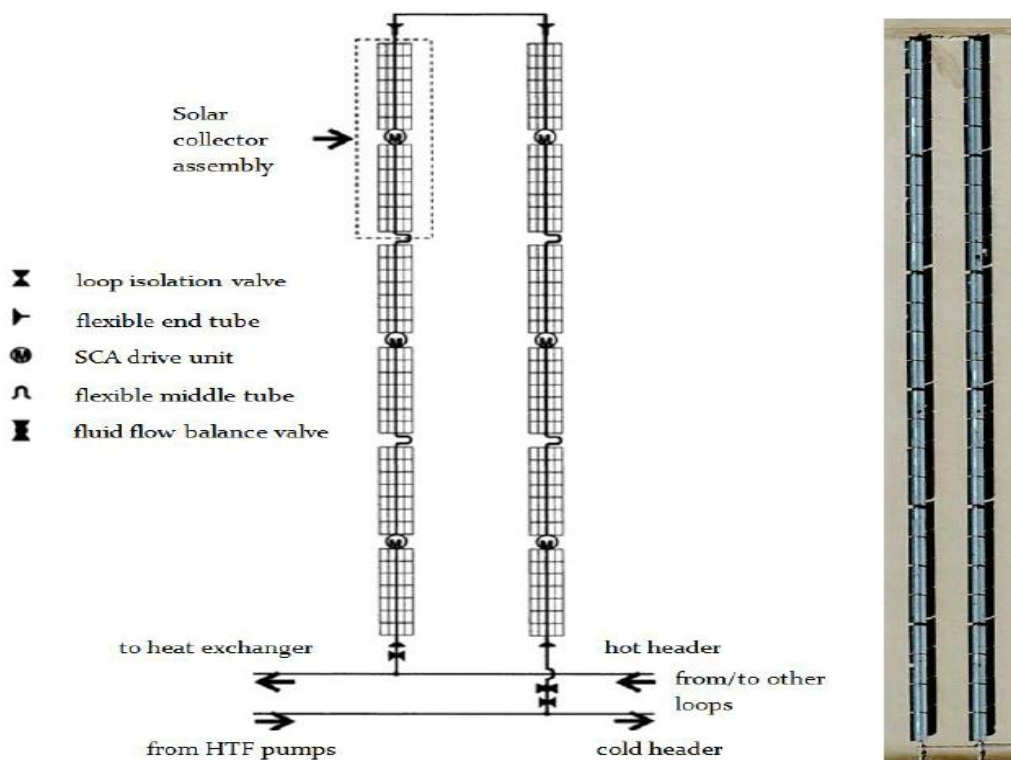


Fig. (43) : Boucle de collecteurs (source: Mohr et al. 1999, Google).

Les rangées de collecteur se composent de plusieurs collecteurs solaires, Fig.(44). Un collecteur solaire est une combinaison série de plusieurs modules (capteurs ou concentrateurs), les collecteurs sont dépiétés par une unité commune d'entraînement. Les collecteurs ont une longueur entre 100 m et 191 m (Heliotrough). Cela signifie qu'ils contiennent entre 8 et 12 modules.

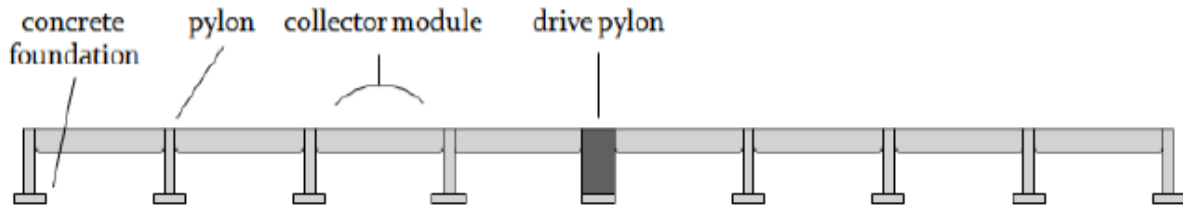


Fig. (44) : collecteur (SCA), il se compose de 8 modules concentrateurs (par exemple LS-3).

Concernant la distance entre les rangées de collecteur, elle ne devrait être ni trop petite ni trop grande. Si elle est trop petite, alors la nuance entre les rangées augmente. Si la distance est trop grande, alors les conduites deviennent longues et les pertes thermiques avec le coût d'investissement augmentent. Une bonne distance entre les rangées (entre deux rangées de pylône) est environ trois fois la largeur d'ouverture [15].

II.3.3 La taille du champ solaire

La taille du champ solaire peut être équivalente à toute la surface occupée par toutes les surfaces d'ouvertures des collecteurs plus l'espace de terre entre-collecteurs. La surface du sol dépend de la surface d'ouverture et de la distance entre les rangées de collecteur et la surface d'ouverture dépend de beaucoup de paramètres un et le plus important est la capacité de l'installation [22].

Approximativement, la surface d'ouverture dépend de la capacité de la centrale, du rayonnement solaire direct disponible, du rendement solaire-électrique et des considérations économiques d'optimisation.

- La capacité de la centrale n'est pas un problème et peut être considérée comme valeur donnée.
- Le rayonnement solaire direct disponible est déterminé à partir de l'endroit où la centrale est située. Une valeur d'irradiante de référence doit être déterminée comme un point de conception.
- Le rendement solaire-électrique de la centrale doit être calculé au point de conception, où il atteint sa valeur la plus élevée.
- Les considérations économiques d'optimisation se réfèrent particulièrement à la question quelles sont les conditions de rayonnement qui seront considérées comme point de conception. Si une irradiante directe très haute est prise, qui est atteinte seulement peu de fois en été, donc le bloc de puissance est presque toujours actionne au-dessous de son point de conception ce réduit le rendement de la centrale si, au contraire, le point de conception est

choisi pour des conditions avec faible rayonnement, le champ solaire devient plus grand et les couts d'investissement augmentent.

L'équation suivante donne d'une façon approximative la surface des collecteurs qu'il faut pour un projet donné d'une centrale (solaire seulement):

$$A_{ap} = \frac{P_{el}}{\eta * G_{bn}} \quad (61)$$

Où P_{el} est la puissance électrique évaluée, η le rendement solaire-électrique et G_{bn} l'irradiante normale directe ou DNI (direct normal irradiance) au point de conception.

La surface du sol du champ solaire total, et, par conséquent, la surface du sol de la centrale, dépend fondamentalement de la surface des collecteurs. Comme mentionné ci-dessus, la distance entre les rangées de collecteur est environ trois fois la largeur d'ouverture. Cela signifie que la surface du sol du champ solaire est au moins trois fois la surface totale des collecteurs. Y compris l'aire occupée par les conduites, donc la surface totale du champ solaire est environ 3,5 fois la surface des collecteurs. Dans le cas des centrales Andasol, la surface des collecteurs est de 0,51 km² et l'aire de toute la centrale est de 2km² [15].

II.4 Éléments intégrés à la centrale

Plusieurs paramètres de conception de configuration doivent être choisis pour une centrale cylindro-parabolique qui doit être construite à un emplacement donné et pour une tâche donnée d'approvisionnement de l'électricité. Une question importante s'impose, par exemple, si la centrale devrait produire l'électricité pour une charge de base en 24h/24h. Alors, la taille du champ solaire par rapport à la capacité du bloc de puissance et à l'intégration d'un système thermique de stockage doit être décidée.

II.4.1 Les configurations de stockage thermique

La possibilité de l'intégration d'un stockage thermique permet la fourniture de l'électricité à différentes situations : une demande de base, intermédiaire ou maximale [15].

- Une centrale cylindro-parabolique qui fournit de l'électricité à une charge de base a besoin d'un stockage très grand, qui rend la génération de l'électricité d'une façon continue également pendant les périodes sans rayonnement solaire [20]. la turbine est tout à fait petite parce que l'électricité est produite sans interruption, c.-à-d. la génération est répartie sur toutes les heures de la journée.

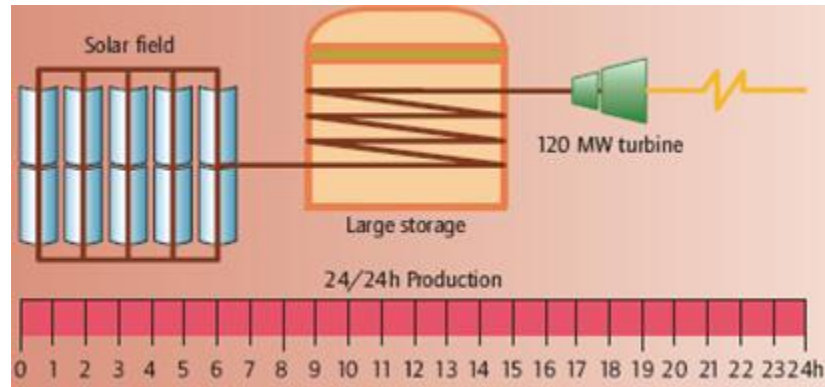


Fig. (45) : configuration de stockage d'une charge de base (source: Oct./Guihard 2009)

- Une centrale à stockage thermique intermédiaire a besoin seulement d'un petit stockage parce que moins d'énergie doit être stockée pendant moins de temps de fonctionnement. La turbine doit être plus grande que dans la configuration d'une charge de base, parce que l'énergie électrique est produite dans moins de temps qu'à la centrale de charge de base [21].

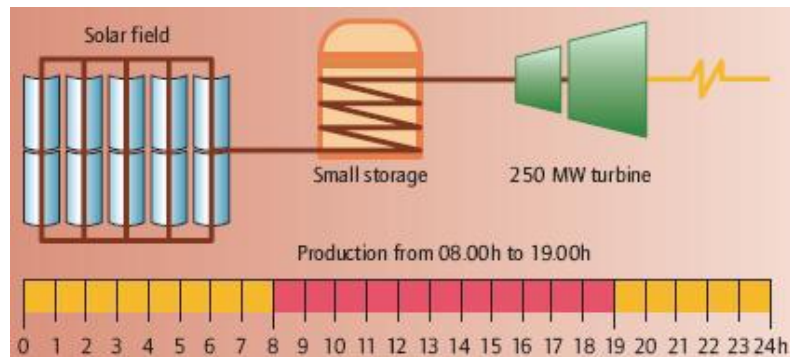


Fig. (46) : configuration de stockage intermédiaire (source: Oct./Guihard 2009).

- Une centrale de charge maximale est actionnée seulement pendant un nombre d'heures limité. Elle a besoin d'une grande turbine. La production d'électricité est concentrée lors de cette courte période.

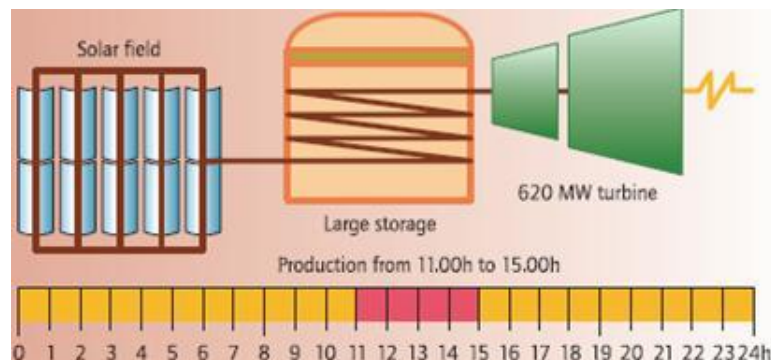


Fig. (47) : configuration de stockage d'une charge maximale (source: Octobre/Guihard 2009).

Conclusion

Dans cette partie, nous avons présenté un aperçu non exhaustif sur la technologie des concentrateurs cylindro-paraboliques, à savoir: leur rôle dans la chaîne de conversion de l'énergie thermique en énergie électrique, leur positionnement par rapport au soleil et les configurations du stockage thermique.

Il est évident que si la production d'énergie électrique dans une centrale solaire dépend essentiellement du soleil, les concentrateurs solaires sont tout aussi importants dans la transformation de l'énergie. De plus, dans un dimensionnement rigoureux, ils déterminent également la surface à occuper et par suite, le choix du site d'installation.

Nous présentons au chapitre suivant la modélisation du champ de captage suite à la température ambiante et au potentiel solaire.

Chapitre III : Modélisation du Champ de Captage.

Introduction

La puissance thermique collectée à la sortie du champ solaire dépend d'un côté de l'insolation directe normale (DNI) reçue par le champ c.à.d. du site d'implantation et d'un autre côté des performances des collecteurs. Dans ce chapitre, on commence d'abord par présenter le gisement solaire du site d'El Oued, et puis on modélise le parc solaire en définissant les différents facteurs qui tiennent compte des différentes pertes (optiques et thermiques), ce qui nous amène à calculer la puissance que peut fournir un champ d'une taille donnée et par la suite son rendement.

III. 1 Étude du site d'implantation de la centrale

La Wilaya d'El Oued est située au Sud-est de l'Algérie est distante de 617 km de Alger à 33.3° de latitude Nord ,6.07° longitude Est, à l'altitude 63 mètres, elle a une superficie de 44586.80 km². Elle demeure une des collectivités administratives les plus étendues du pays. Sa population est estimée à 646 000 habitants [24].

Elle est limitée :

- au Nord est par la wilaya de Tebessa.
- au Nord par la wilaya de Khenchela.
- au Nord Ouest par la wilaya de Biskra.
- à l'Ouest par la wilaya de Djelfa.
- au sud et ouest par la wilaya d'Ouargla.
- à l'est par la Tunisie.

La longueur de sa frontière avec la Tunisie est de 300 km environ. Elle est couverte par le grand Erg Oriental sur les 2/3 de son territoire.

La configuration du relief se caractérise par trois grands ensembles à savoir :

- Une région de sable qui couvre la totalité du Souf, ainsi que les parties Est et Sud de l'Oued Righ.
- Un plateau rocheux qui longe la RN3 et s'étend vers le Sud.
- Une région de dépression, la zone des chotts qui est située au Nord de la Wilaya et se prolonge vers l'Est pour rejoindre le chott Djerrid en Tunisie.

III.1.1 Le Climat

- La région d'El-Oued se caractérise par un climat aride de type saharien désertique, en hiver la température baisse au dessous de 0°C alors qu'en été elle atteint 50°C;
- la pluviométrie moyenne varie entre 80 et 100 mm/an (période d'Octobre à Février)
- Le Sirocco (vent chaud et sec) peut être observé durant toute l'année. Le Sirocco peut provoquer des dégâts très importants (dessèchement, déshydratations). Les vents de sables envahissent régulièrement les cultures.

III.1.2 Les infrastructures hydrauliques

Nombre de forages : 652.

Réservoirs : 52.

Châteaux d'eau : 73 de Capacité totale 50 310 (m^3).

III.1.3 Température ambiante et potentiel solaire

La température moyenne maximale mensuelle varie de 18 °C en Janvier et de 42°C en Juillet (max 47°C) la moyenne des maxima est de 29.08°C et les températures moyennes minimale mensuelles varient de 6°C en Janvier à 28°C en Juillet. La moyenne annuelle des minimas est de l'ordre de 16.16°C

De par sa situation géographique El Oued possède l'un des gisement solaire les plus importants en Algérie non seulement en termes de rayonnement énergétique mais aussi en termes de durée d'ensoleillement [24].

Il possède les caractéristiques suivantes :

- Irradiation normale directe estimée (DNI) entre 2100 et 2300 kWh/m² à distance de 5km à la ligne 220kV
- Distance de 100 -150 km à la canalisation de gaz.
- Disponibilité de l'eau de refroidissement.
- Infrastructure disponible: route, chemin de fer et aéroport. Le raccordement au réseau 220kV serait le contrôle de l'opérateur de grille et fait partie du coût de diversification. Le raccordement à la canalisation de gaz est sous le contrôle du fournisseur de gaz de manière analogue quant à l'usine de Tébessa .

Nous avons tracé à la Fig. (48) la variation annuelle de la durée d'ensoleillement à El Oued.

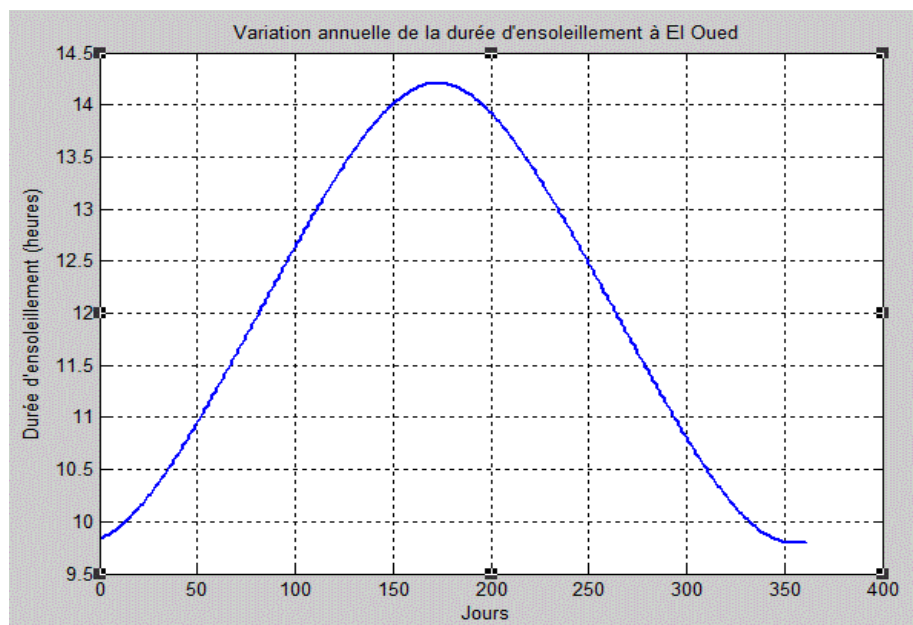


Fig. (48) : Variation annuelle de la durée d'ensoleillement à El Oued.

La durée moyenne annuelle d'ensoleillement est de 4387, si on tient compte du taux de couverture on aura les résultats présentés au tableau (2) :

Tableau 2 regroupant la durée moyenne annuelle d'ensoleillement

mois	Janv.	Fév.	Mars	Avr.	Mai	Juin	Juil.	Août	Sept.	Oct.	Nov.	Déc.
Taux de couverture %	20	40	60	85	96	98	100	98	96	85	15	6
D.M.S.C (h)	10.06	10.8	11.78	12.80	13.67	14.15	13.98	13.27	12.30	11.28	10.39	9.86
D.M.A.C (h)	2.012	5.4	7.06	10.24	13.12	13.86	13.98	13	12.05	9.02	1.56	0.59
Durée Moyenne annuelle	3065 heures											

Tableau (2) : Evaluation de la durée moyenne d'ensoleillement à El Oued.

Ce qui donne une durée d'ensoleillement de 3065 heures par année et qui reste une durée considérable et favorable à l'implantation d'une centrale solaire.

Remarque : Nous avons considéré par nos soins les taux de couverture.

Le rayonnement direct moyen est donnée 548.9414 W/m^2 ce qui ferait 2003.6 kWh/m^2 . Le rayonnement maximal peut atteindre 3000 kWh/m^2 soit 830 W/m^2 . La réunion de ces facteurs constitue une source solaire exploitable pour la production d'électricité et qui l'objet de notre travail.

Nous présentons à la Fig. (49) la variation du rayonnement solaire direct au cours des journées 21 Mars, 22 Juin, 22 Déc. et 23 Sept.

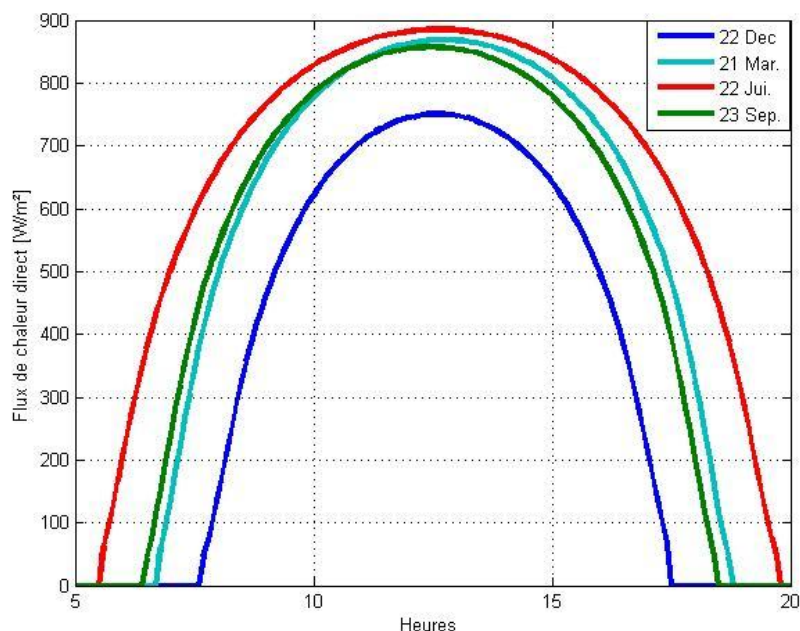


Fig. (49) : Variation du rayonnement solaire direct au cours des journées 21 Mars (E.P), 22 Juin (S.E), 22 Déc. (S.H) et 23 Sept (E.A).

III. 2 Étude du champ des collecteurs cylindro-paraboliques

Le tube absorbeur recouvert d'une couche sélective appropriée et entouré d'un tube en verre, est placé le long de la ligne focale du concentrateur cylindro-parabolique. Le transfert de chaleur existant dans l'espace annulaire entre le tube en verre et l'absorbeur est très important pour la détermination des pertes thermiques du système de captage. Dans le cas des tubes absorbeurs travaillant à des températures très élevées, en combinant les pertes par radiation, constituent approximativement 6% de l'énergie absorbée par le concentrateur solaire. L'élimination des pertes par convection et conduction pourrait améliorer les performances des systèmes de captage. Parmi les trois modes de transferts de chaleur, le plus significatif serait de réduire les pertes par conduction. Les pertes par convection sont négligeables une fois l'absorbeur est bien dimensionné. Les pertes par radiation sont plus difficiles à réduire, car elles sont conditionnées par l'émissivité du tube absorbeur. Afin de réduire de façon significative les pertes par radiation, une émissivité en dessous de 0.15 est nécessaire. Toutefois la réduction n'est plus possible sans la réduction de l'absorptivité [28].

La quantité d'énergie reçue par le collecteur cylindro-parabolique dépend des conditions de fonctionnement :

- La quantité de radiation directe incidente sur le collecteur ($G_{bt}=G_{bn} \cdot \cos(\theta)$)
- La température moyenne du fluide dans le récepteur (T_m) : plus cette température est élevée plus les pertes à l'ambiance sont élevées, et plus l'efficacité diminue.
- La température ambiante (T_a) : plus elle est faible, plus les pertes à l'ambiance sont élevées.

- L'angle d'incidence du rayonnement sur le capteur modifie les propriétés d'absorption de réflexion du rayonnement solaire.

La quantité d'énergie reçue dépend aussi des caractéristiques physiques intrinsèques au collecteur :

- Le coefficient d'échange entre le récepteur et l'ambiance doit être aussi faible que possible afin de minimiser les pertes à l'ambiance.
- Le coefficient de réflexion de miroirs (ρ) est égal à la quantité de rayonnement reçue par le récepteur par rapport à la quantité incidente sur le collecteur.
- Le facteur d'absorptivité est égal à la quantité de rayonnement absorbée par le tube récepteur en acier rapporté à la quantité de rayonnement incidente sur le verre du récepteur.
- Le facteur de concentration (C).
- Le facteur d'efficacité du capteur est la proportion d'énergie calorifique absorbée par le tube métallique et effectivement transmise au fluide caloporteur.

III.2.1 Modélisation des pertes au niveau des collecteurs

III.2.1.1 Les pertes optiques

La quantité de rayonnement absorbé par le tube collecteur est donnée par [26, 28]:

$$\phi_{\text{absorbé}} = G_{bn} \cdot \cos \theta \cdot AIM \cdot \varepsilon_{\text{ombre}} \cdot \varepsilon_{\text{extrémité}} \cdot \rho_{\text{globale}} \cdot \tau_{\text{globale}} \cdot \alpha_{\text{absorbeur}} \quad (62)$$

Avec :

G_{bn} Rayonnement solaire normal direct sur la surface de la Terre.

θ Angle d'incidence.

AIM Coefficient d'angle d'incidence modifié : ce coefficient tient compte de la variation des caractéristiques optiques des couvertures et des réflecteurs et de l'absorbeur en fonction de l'angle d'incidence.

$\varepsilon_{\text{ombre}}$ Le facteur qui tient compte de l'ombre provoquée par les collecteurs parallèles.

$\varepsilon_{\text{extrémité}}$ Le coefficient tenant compte de la perte par l'extrémité de tube collecteur quand l'angle d'incidence est différent de zéro.

ρ_{globale} Le coefficient de réflexion globale des réflecteurs du champ solaire tient compte des pertes dues aux imperfections et aux caractéristiques optiques des miroirs.

τ_{globale} Le coefficient de transmission de la couverture tient compte des caractéristiques optiques et des imperfections.

$\alpha_{\text{absorbeur}}$ Le coefficient d'absorption.

III.2.1.1.1 Angle d'incidence modifié

En plus des pertes dues à l'angle d'incidence, d'autres pertes dans les collecteurs peuvent être mis en corrélation à l'angle d'incidence et sont dues à la variation des caractéristiques optiques des couvertures et des réflecteurs et de l'absorbeur (les coefficients de transmission, d'absorption, de réflexion) en fonction de l'angle d'incidence.

Basé sur des essais de performance effectués au laboratoire Nationale de Sandia aux USA, sur un concentrateur modèle Luz Solar [27] collecteurs deuxième génération LS-2, l'angle d'incidence modifié est donné par la relation suivante:

$$K = \text{Cos}(\theta) + 0.000884(\theta) - 0.00005369(\theta)^2 \tag{63}$$

$$\text{AIM} = \frac{K}{\text{Cos}(\theta)} \tag{64}$$

$$\text{AIM} = 1 + 0.000884 * \frac{\theta}{\text{Cos}(\theta)} + 0.00005369 * \frac{\theta^2}{\text{Cos}(\theta)} \tag{65}$$

La variation de l'angle d'incidence modifié (AIM) et Cos(θ) en fonction de l'angle d'incidence est présentée en Fig.50.

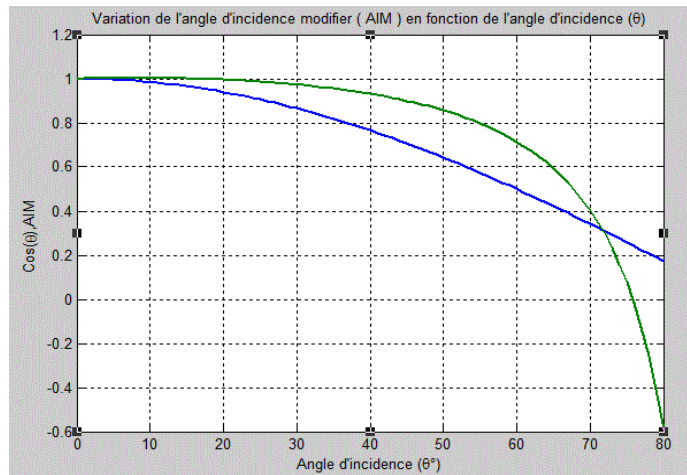


Fig. (50) : Variation de l'angle d'incidence modifié AIM et Cos(θ) en fonction de l'angle d'incidence (θ).

III.2.1.1.2 Le suivi continu du Soleil à un axe horizontal orienté Nord-Sud à El Oued

Le principe de suivi par mouvement autour d'un axe comme on l'a déjà traité, est d'orienter à chaque instant le plan de récepteur par rotation autour de U de telle sorte que la normale N du plan soit constamment dans le plan formé par U et la direction du Soleil S. La grandeur cos (θ) est ainsi au maximum.

La Fig. (51) montre l'évolution de l'angle de suivi au cours des journées du 22 juin et 22 décembre et 23 Septembre, et 21 Mars. θ_s prend la valeur de 90° au lever et au coucher du Soleil, 0° au Zénith.

θ_s est l'angle de suivi.

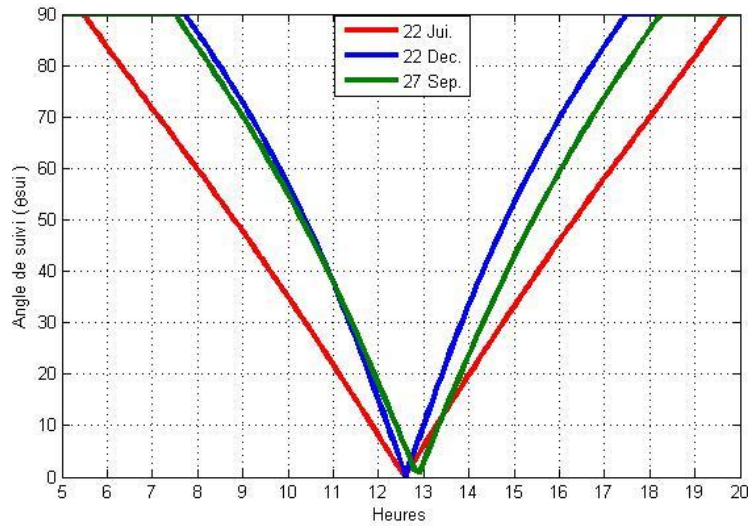


Fig. (51) : Variation de l'angle de suivi de Soleil à El Oued.

III.2.1.1.3 Angle d'incidence à El Oued

L'angle d'incidence pour un SCA (Solar Collectors Assembly) qui tourne autour d'un axe horizontal orienté Nord-Sud avec un suivi automatique Est –Ouest (Pour réduire au minimum l'angle d'incidence) est donné par la relation (Duffie et Beckman, 1991 [12]) :

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

Ce qui nous a permis de tracer la variation annuelle du coefficient d'incidence $\cos\theta$ à El oued, Fig. (52).

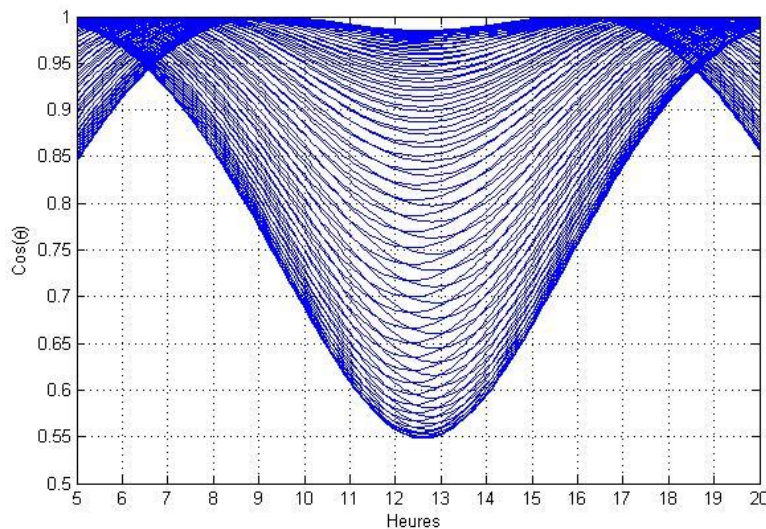


Fig. (52) : variation annuelle de coefficient d'incidence $\cos(\theta)$ à El Oued.

III.2.1.1.4 Effet d’ombre

Le paragraphe suivant illustre une étude faite par Stuetzle (2002) sur le phénomène d’effet d’ombre. A SEGS VI, les collecteurs sont positionnés dans des rangées parallèles avec un espacement d’environ 15 [m] entre chaque rangée. La largeur de l’ouverture du miroir qui reçoit le rayonnement incident (c’est-à-dire, la largeur de l’ouverture qui n’est pas ombrée) est défini comme ‘‘ largeur efficace du miroir’’. Le facteur d’ombre est le rapport de la largeur efficace du miroir à la largeur réelle de miroir. Ce rapport est fonction de l’angle Zénithal, de l’angle d’incidence, et de la disposition des collecteurs dans le champ solaire [32] :

$$\epsilon_{ombre} = \frac{W_{eff}}{W} = \frac{L_{spacing}}{W} * \frac{Cos(\theta)}{Cos(\theta_z)} \tag{66}$$

avec:

θ_z : Angle zénithal est donnée par :

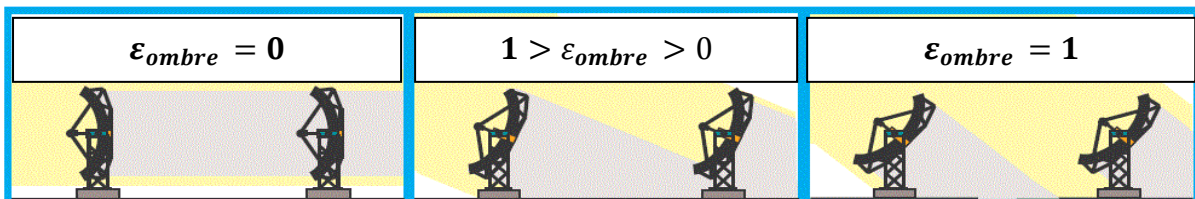
$$Cos(\theta_z) = Sin(\varphi).Sin(\delta) + Cos(\delta).Cos(\varphi).Cos(\omega)$$

$L_{spacing}$ L’espacement entre les collecteurs (15[m]).

W Largeur efficace du miroir (5[m] LS-2).

W_{eff} Largeur efficace de miroir.

Le facteur d’ombre est compris entre une valeur minimale 0 (les rangées sont entièrement ombragées) et une valeur maximale 1 (les rangées ne sont pas ombragées).



La simulation suivante montre la variation du facteur d’ombre pendant les journées, le solstice d’été et le solstice d’hiver, Fig. (53).

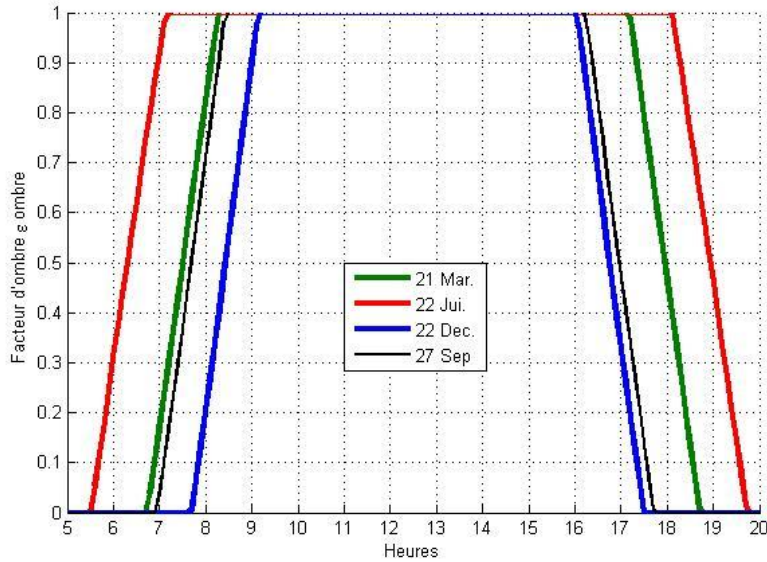


Fig. (53) : Évolution du facteur tenant compte de l'effet d'ombre à El Oued.

III.2.1.1.5 Effet des extrémités

Les pertes dues aux effets d'extrémités se produisent à l'extrémité de la ligne du collecteur, pour un angle d'incidence non nul, une partie du tube absorbeur n'est pas éclairée par la radiation solaire réfléctée par les miroirs [26].

Ces pertes sont fonction de la distance focale du collecteur, la longueur du collecteur, et l'angle d'incidence, ce qui est exprimé par le facteur suivant :

$$\varepsilon_{\text{extrémité}} = 1 - f * \frac{\tan(\theta)}{L_{\text{SCA}}} \quad (67)$$

f : longueur focale du collecteur (1.49 [m], modèle LS-2).

L_{SCA} : longueur du collecteur solaire (47 [m], modèle LS-2).

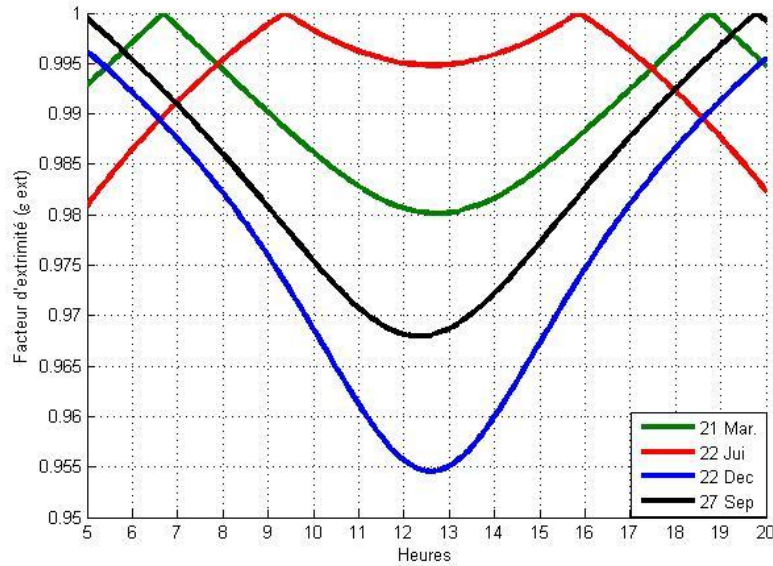


Fig. (54) : Variation du facteur tenant compte des pertes par effet d’extrémité.

La figure (54) montre la variation de $\epsilon_{\text{extrémité}}$ au cours des journées : l’équinoxe d’automne (E.A), l’équinoxe de printemps (E.P), le solstice d’hiver S.H et le solstice d’été (S.E) à El Oued pour un concentrateur type LS-2.

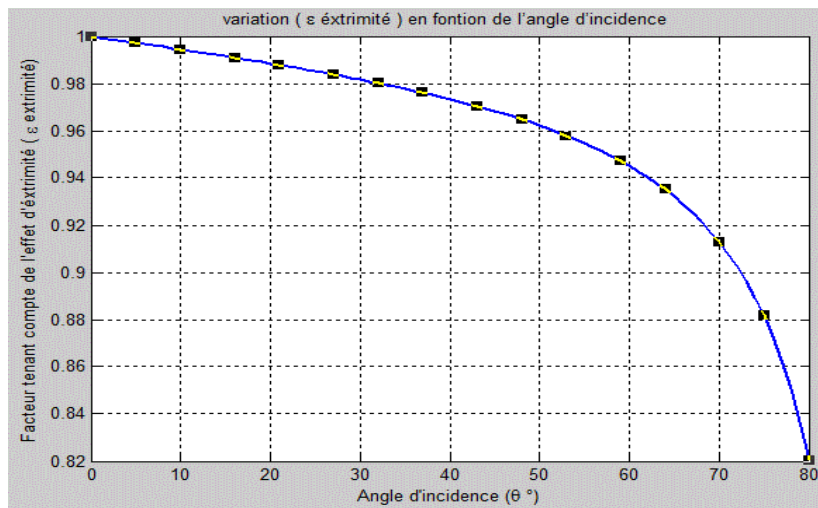


Fig. (55): Variation du facteur tenant compte des pertes par effet d’extrémité en fonction de l’angle d’incidence (El Oued).

III.2.1.1.6 Coefficients de réflexion et de transmission globaux

La dernière catégorie de perte de radiation Solaire est due à la présence de la poussière sur les réflecteurs est les défauts géométriques du capteur. L’insolation peut être absorbée ou

dispersée par la poussière qui se présente sur les miroirs, la mauvaise réflexion due aux petites inexactitudes du miroir, ou encore aux erreurs du système de la poursuite du Soleil. La transmissivité de l'enveloppe de verre, et l'absorptivité du tube collecteur contribuent également à la quantité du rayonnement solaire absorbé [28].

a) Coefficient de réflexion global des réflecteurs

$$\rho_{globe} = \rho_{miroire} \cdot \rho_{saleté} \cdot \rho_{géométrique} \tag{68}$$

Avec :

$\rho_{miroire}$ Le coefficient de réflexion miroir.

$\rho_{géométrique}$ Efficacité géométrique des miroirs des collecteurs.

$\rho_{saleté}$ Coefficient tenant compte de la présence de la poussière sur les miroirs des réflecteurs.

b) Coefficient de transmission global des couvertures

$$\tau_{globale} = \tau_{verre} \cdot \tau_{poussière} \cdot \tau_{assemblage} \tag{69}$$

τ_{verre} Le coefficient de transmission de l'enveloppe.

$\tau_{poussière}$ Coefficient de perte par l'accumulation de la poussière sur l'enveloppe de tube collecteur.

$\tau_{assemblage}$ Coefficient tenant compte de la perte par l'ombre de l'assemblage.

ρ_{miroir}	0.93	τ_{verre}	0.96
$\rho_{géométrique}$	0.98	$\tau_{assemblage}$	0.97
$\rho_{saleté}$	0.95	$\tau_{poussière}$	0.98

Tableau (3) : Les caractéristiques optiques du LS-2 [4].

c) Coefficient d'absorption de l'absorbeur

Le modèle LS-2 [28] possède un coefficient d'absorption égal à :

$$\alpha_{absorbeur} = 0.95$$

III.2.1.2 Pertes thermiques

Les pertes thermiques se produisent dans les tubes absorbeurs et dans les conduites du HTF. Dans un système donné, les pertes dépendent des différences de la température entre le milieu de transfert thermique et l'air environnant, Fig.56.

Ceci peut être compris si on prend en compte les mécanismes de transfert thermique qui sont responsables des pertes de chaleur. De façon générale, les pertes de chaleur d'une surface plus chaude avec l'air ambiant se produisent en raison de la convection et du rayonnement thermique [29].

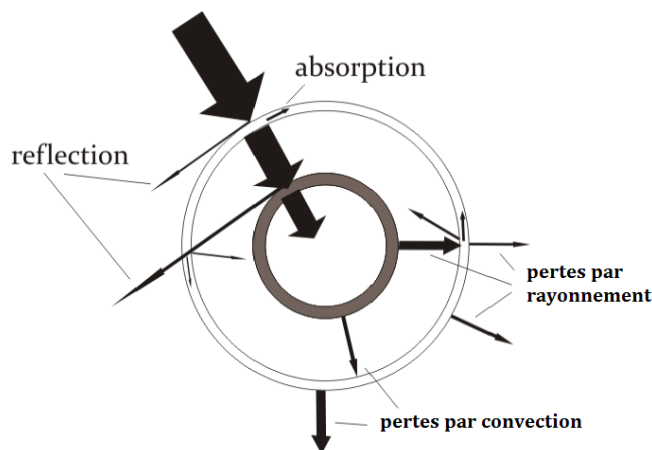


Fig. (56) : Les pertes thermiques d'un tube absorbeur [29].

III.2.1.2.1 Pertes par convection

Les pertes par convection croissent avec ΔT (la différence de température celles du HTF et l'aire ambiant), [25] :

$$\dot{Q}_{conv} = h * A * \Delta T \quad (70)$$

h Le coefficient de transfert de chaleur par convection.

A La surface d'échange de chaleur [m^2].

Le coefficient de transfert thermique, qui décrit le transfert thermique à partir des récepteurs et des tuyauteries à l'air environnant, n'est pas une constante, mais dépend des conditions de vent et de l'humidité d'air.

III.2.1.2.2 Pertes par rayonnement

La perte de chaleur par rayonnement se développe proportionnellement avec ΔT , L'équilibre de rayonnement, prenant en compte l'absorption du rayonnement thermique à la température ambiante et de l'émission radiant à la température de surface de l'élément considéré par le transfert thermique, peut être rapproché comme suit, [25]:

$$\dot{Q}_{rad} = \alpha_{T_{amb}} * \sigma * A * T_{amb}^4 - \epsilon_{T_{HTE}} * \sigma * A * T_{HTE}^4 \text{ [W]} \quad (71)$$

- σ La constante de Boltzmann.
 T_{amb} La température ambiante [°K].
 T_{THE} La température au niveau d'un récepteur ou une tuyauterie [°K].

III.2.1.2.3 Pertes par conduction

Dans les tuyauteries de transport de HTF, l'isolation thermique réduit la température de la surface externe. Dans ce cas-ci, l'écoulement de la chaleur est par conduction du HTF à la surface externe et de là à l'air ambiant par convection. Le rayonnement joue un rôle mineur parce que la différence de la température entre la surface de la tuyauterie et l'air ambiant est plutôt basse.

L'analogie au transfert de chaleur par convection, le transfert thermique par conduction se développe proportionnellement avec ΔT , [25]:

$$\dot{Q}_{cond} = \frac{\lambda}{b} * A * \Delta T [W] \quad (72)$$

- λ La conductivité thermique de l'isolation thermique.
 b L'épaisseur de l'isolation thermique [m].
 ΔT La différence de température entre la surface interne et externe de l'absorbeur ou la tuyauterie [°K].

III.2.1.2.4 Le modèle LRHLM (Linear Regression Heat Loss Model)

Dans le but de minimiser la complexité des calculs associés à la résolution d'un bilan thermique pour estimer les pertes de chaleur dans l'absorbeur à chaque instant, un modèle simple a besoin d'être développé. La formulation d'un modèle simplifié exige l'identification des principaux mécanismes qui contribuent à la perte de chaleur du fluide caloporteur dans le collecteur.

Le modèle développé par Forristall [30] est le suivant :

$$\dot{q}_{perdue} = a_0 + a_1 * T + a_2 * T^2 + a_3 * T^3 + (b_0 + b_1 * T^2) * G_{bn} \quad (73)$$

\dot{q}_{perdue} La puissance perdue dans l'absorbeur par unité de longueur [W/m].

T La température du fluide caloporteur [°C].

G_{bn} L'insolation normale directe ou DNI (Direct Normal Irradiance) [W/m^2].

Tous HCEs (Heat Collection Element) utilisés dans le domaine de l'énergie solaire sont fabriqués avec un espace vide entre le tube absorbeur et l'enveloppe en verre. L'expérience a montré que, au fil du temps, le vide dans l'espace annulaire peut être compromis, par infiltration de l'air dans l'espace annulaire. Un mécanisme distinct qui détruit l'état de vide est la permutation de l'hydrogène à partir du fluide caloporteur. Avec la perte de l'état de vide

dans l'espace annulaire, l'échange de chaleur par convection entre le tube absorbeur et l'enveloppe de verre augmente considérablement.

Le modèle développé par Forristall [30] est utilisé pour calculer la chaleur perdue pour les trois cas suivants :

- L'espace annulaire est presque vide, une petite quantité d'air existe à une pression de 0.000000131579 [atm].
- Le vide annulaire est complètement rompu, l'existence d'air dans l'espace annulaire à une pression de 1 [atm].
- L'espace annulaire contient l'hydrogène infiltré de la cession de fluide caloporteur. La pression à l'intérieur est à 0.00131 [atm].

constante	Valeur	Ecart type
a_0	-9.463033	$8.463850 \cdot 10^{-4}$
a_1	0.3029616	$1.454877 \cdot 10^{-2}$
a_2	$-1.386833 \cdot 10^{-3}$	$7.305717 \cdot 10^{-5}$
a_3	$6.929243 \cdot 10^{-6}$	$1.070953 \cdot 10^{-7}$
b_0	$7.649610 \cdot 10^{-2}$	$5.293835 \cdot 10^{-4}$
b_1	$1.128818 \cdot 10^{-7}$	$6.394787 \cdot 10^{-9}$

Tableau (4) : Valeurs des a_i et b_i pour un espace annulaire vide. (Source : Forristall 2003[30])

Constante	Valeur	Ecart type
a_0	$-2.247372 \cdot 10$	13.99498
a_1	$8.374490 \cdot 10^{-1}$	$8.335284 \cdot 10^{-3}$
a_2	0	-----
a_3	$4.620143 \cdot 10^{-6}$	$4.538542 \cdot 10^{-8}$
b_0	$6.983190 \cdot 10^{-2}$	$1.550570 \cdot 10^{-3}$
b_1	$9.312703 \cdot 10^{-8}$	$1.872309 \cdot 10^{-8}$

Tableau (5) : Valeurs des a_i et b_i pour un espace annulaire remplis de l'air. (Source : Forristall 2003 [30])

Constante	Valeur	Ecart type
a_0	$-3.583342 \cdot 10$	3.895262
a_1	1.461366	$6.695686 \cdot 10^{-2}$
a_2	$1.569955 \cdot 10^{-3}$	$3.362262 \cdot 10^{-4}$
a_3	$4.0134323 \cdot 10^{-6}$	$4.928776 \cdot 10^{-7}$
b_0	$6.926351 \cdot 10^{-2}$	$2.436347 \cdot 10^{-3}$
b_1	$1.382089 \cdot 10^{-7}$	$2.943031 \cdot 10^{-8}$

Tableau (6) : Valeurs des a_i et b_i pour un espace annulaire partiellement remplis de l'hydrogène. (Source : Forristall 2003 [30])

La simulation des trois modes de fonctionnements correspondants aux trois états différents pour un collecteur LS-2 est présentée aux Figs. (57), (58) et (59).

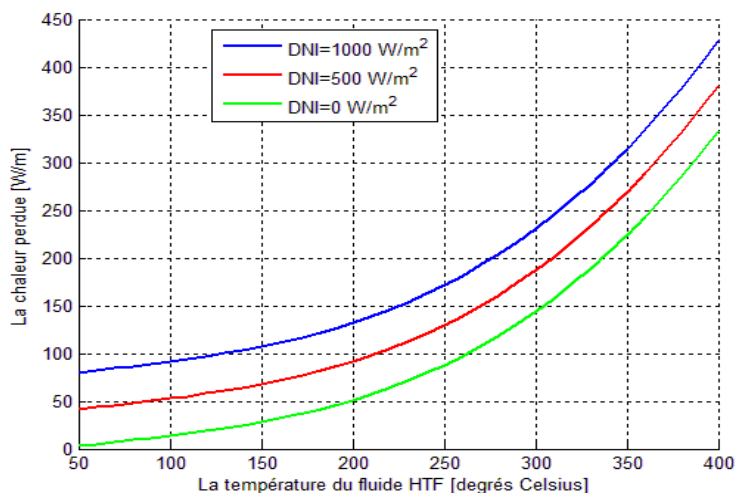


Fig. (57) : Flux perdu en fonction de la température du fluide, cas d'un espace annulaire vide.

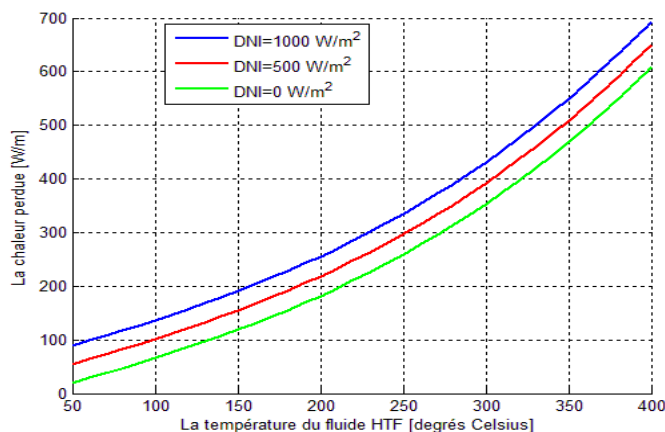


Fig. (58) : Flux perdu en fonction de la température du fluide, cas d'un espace annulaire en présence de l'air.

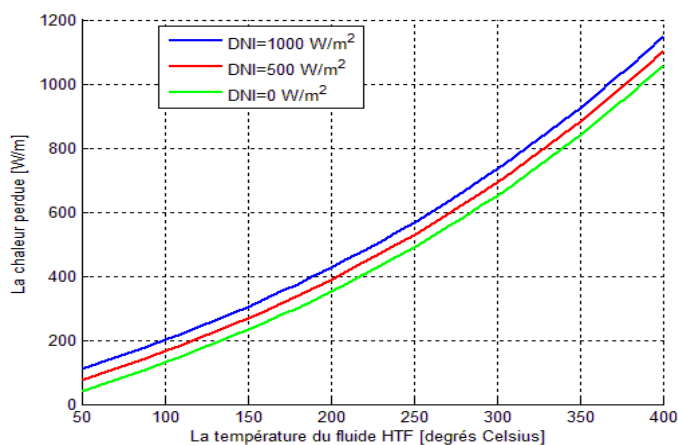


Fig. (59) : Flux perdu en fonction de la température du fluide, cas d'un espace annulaire en présence de l'hydrogène.

Le modèle numérique précédent, développé par Forristall [30], calcule la chaleur perdue à une température du fluide HTF constante et fixe. Sachant que, la température du fluide varie entre l'entrée et la sortie du champ solaire près de 100 °C au minimum. Pour tenir compte de cette variation de température, on calcule la valeur moyenne de \dot{q}_{perdue} entre $[T_e T_s]$, cela donne :

$$\dot{Q}_{perdue} = \frac{\int_{T_e}^{T_s} \dot{q}_{perdue} * dT}{T_s - T_e} \text{ [W/m]} \quad (74)$$

$$= \frac{a_0 * (T_s - T_e) + \frac{a_1}{2} * (T_s^2 - T_e^2) + \frac{a_2}{3} * (T_s^3 - T_e^3) + \frac{a_3}{4} * (T_s^4 - T_e^4) + \left[b_0 * (T_s - T_e) + \frac{b}{3} * (T_s^3 - T_e^3) \right] * G_{bn}}{T_s - T_e}$$

T_e La température de fluide caloporteur à l'entrée du champ de captage [°C].

T_s La température de fluide caloporteur à la sortie du champ de captage [°C].

La perte de chaleur par unité de longueur divisée par la largeur de concentrateur permet d'avoir le flux perdu en $[W/m^2]$ tel que :

$$\Phi_{perdu} = \frac{\dot{Q}_{perdue}}{W_{SCA}} \text{ [W/m}^2\text{]} \quad (75)$$

W_{SCA} La largeur d'ouverture de réflecteur (5 [m] pour la technologie LS-2).

III.2.2 Flux de chaleur perdu dans les conduites

La formule empirique suivante [31] permet d'estimer le flux de chaleur perdue dans les conduites :

$$\Phi_{conduites} = 0.01693 * \Delta T - 0.0001683 * \Delta T^2 + 6.78 * 10^{-7} * \Delta T^3 \quad (76)$$

$\Phi_{conduites}$ Le flux perdu par unité de surface du champ de captage $[W/m^2]$.

ΔT La différence de température entre la température moyenne du champ solaire et la température ambiante T_a , $\Delta T = \frac{T_s + T_e}{2} - T_a$ [°C]

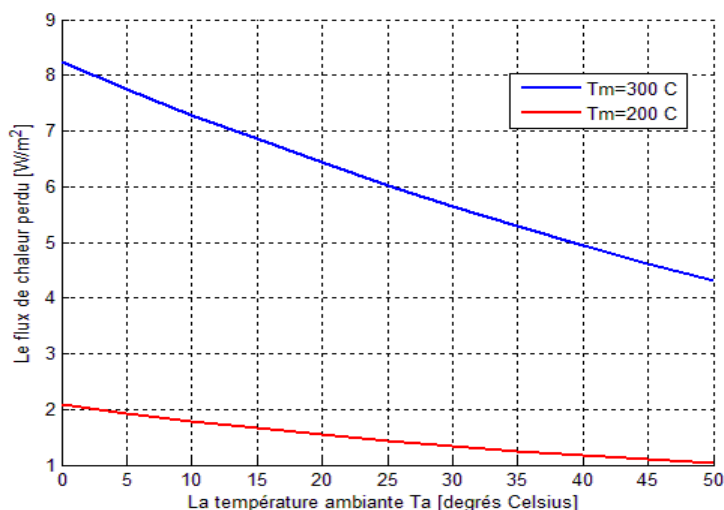


Fig. (60) : Évolution des pertes en flux de chaleur dans les tuyauteries.

III.2.3 Le flux de chaleur utile ϕ_u

La puissance portée par le fluide caloporteur par unité de surface est la différence entre la chaleur absorbée par l'absorbeur et la somme des pertes dans les collecteurs et les conduites.

$$\phi_u = \phi_{absorbé} - (\phi_{perdu} + \phi_{conduites}) \quad [\text{W/m}^2] \quad (77)$$

Afin d'obtenir la variation d'enthalpie du fluide caloporteur entre l'entrée et la sortie du champ solaire, le gain d'énergie du fluide caloporteur dans le champ solaire est multiplié par la surface d'ouverture de N collecteurs puis divisé par le débit massique du fluide caloporteur dans le champ :

$$\Delta h_{chp} = \frac{\phi_u * N_{SCA} * W_{SCA} * L_{SCA}}{\dot{V}_{HTF} * \rho(T_e)} \quad [\text{J/kg}] \quad (78)$$

Δh_{chp} La variation d'enthalpie du fluide entre l'entrée et la sortie du champ de captage [J/kg].

N_{SCA} Nombre de collecteurs dans le champ solaire.

\dot{V}_{HTF} Le débit volumique du HTF entrant dans le champ solaire [m^3/s].

$\rho(T_e)$ La densité du HTF à l'entrée du champ solaire, évaluée à la température d'entrée.

Pour le Therminol VP-1, la densité du fluide est donnée en fonction de la température selon l'équation suivante :

$$\rho(T) = 1074.0 - 0.6367 * T - 0.0007762 * T^2 \quad (79)$$

Où la densité est en [kg/m^3] et la température est en [$^{\circ}\text{C}$].

L'enthalpie de Therminol VP-1 est fonction de la température selon l'équation suivante [26]:

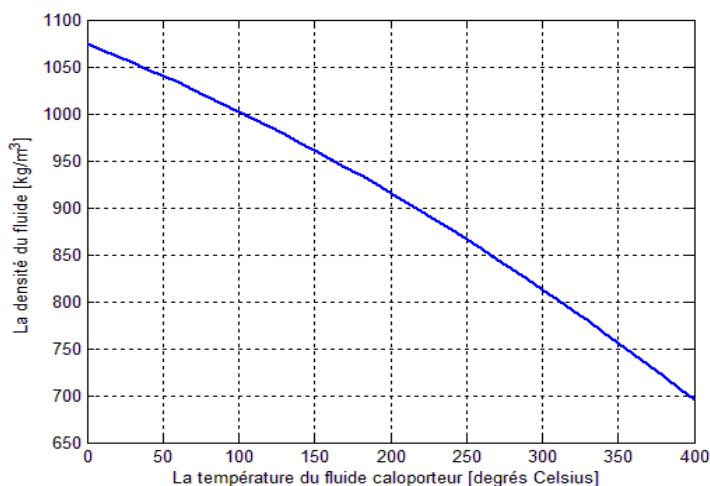


Fig. (61) : Les variations de la densité volumique du Therminol VP-1 en fonction de sa température.

$$h(T) = 1.377 \cdot T^2 + 1.498 \times 10^4 \cdot T - 1.8340 \times 10^4 \quad (80)$$

O* la température doit être en [°C] et l'enthalpie massique est donnée en [J/kg]. On suppose que l'enthalpie du fluide change très peu avec la pression.

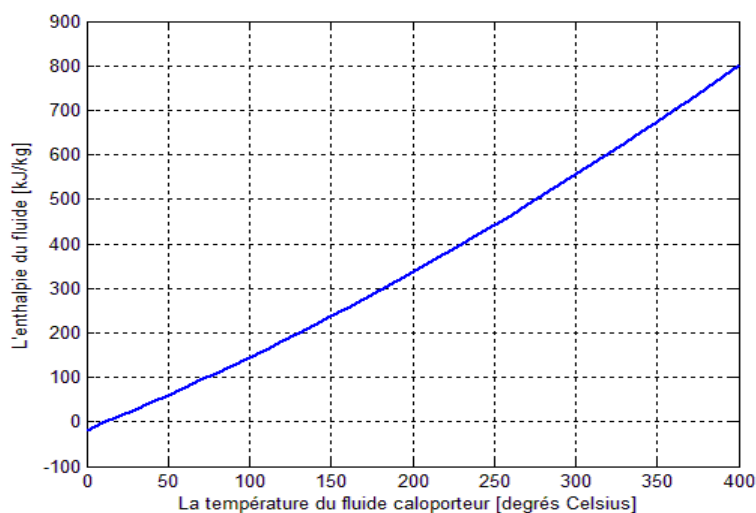


Fig. (62) : Les variations de l'enthalpie du HTF (Therminol VP-1) en fonction de sa température.

Une fois l'enthalpie du fluide caloporteur est déterminée à la sortie du champ solaire, la température du fluide peut être obtenue à partir d'une corrélation température-enthalpie. Pour Therminol VP-1, la température varie en fonction de l'enthalpie selon l'équation suivante [26] :

$$T(h) = 7.4333 \cdot 10^{-17} \cdot h^3 - 2.4625 \cdot 10^{-10} \cdot h^2 + 6.3282 \cdot 10^{-4} \cdot h + 1.2403 \cdot 10 \quad (81)$$

Où l'enthalpie est en [J/kg] et la température est donnée en [°C].

III.2.4 Débit du fluide caloporteur parcourant une boucle de capteurs

Le système de fluide caloporteur est un circuit fermé dans lequel le fluide caloporteur circulera à un débit variable. La relation entre le débit du fluide HTF et sa puissance à la sortie est telle que la température du fluide restera constante.

$$d\dot{Q}_u = \dot{m}_{HTF} * c_{p-HTF} * dT \implies \int_e^s d\dot{Q}_u = \int_e^s \dot{m}_{HTF} * c_{p-HTF} * dT$$

$$\dot{Q}_u = \dot{Q}_a - (\dot{Q}_p + \dot{Q}_{tuy}) = \dot{m}_{HTF} * \int_{T_e}^{T_s} c_{p-HTF} * dT \quad (82)$$

Pour le fluide caloporteur Therminol VP-1 on a, [26] :

$$c_{p-HTF} = 7.888 \times 10^{-2} \cdot T^2 + 2.496 \cdot T + 1.509 \times 10^3 \quad (83)$$

$$\Phi_u * S_{SCA} = \dot{m}_{HTF} * (-1.0638 * 10^{-6} * (T_s^2 - T_e^2) + 1.4885 * (T_s^2 - T_e^2) + 1.5608 * 10^3 * T_s - T_e) * \Delta T \quad (84)$$

$$\dot{m}_{HTF} = \frac{\Phi_u * N_{SCA,b} * S_{SCA}}{[-1.0638 * 10^{-6} * (T_s^3 - T_e^3) + 1.4885 * (T_s^2 - T_e^2) + 1.5608 * 10^3 * (T_s - T_e)] * \Delta T} \quad (85)$$

Avec T_s et T_e les températures de sortie et d'entrée du champ solaire respectivement du fluide caloporteur en [°C].

\dot{m}_{HTF} Le débit massique du fluide caloporteur parcourant une boucle de collecteur [kg/s].

$N_{SCA,b}$ Le nombre de collecteurs dans une boucle.

S_{SCA} La surface d'un seul collecteur (250 m² pour LS-2).

III.2.5 Rendement du collecteur

Pour un collecteur, modèle LS-2, l'absorbeur est couvert d'un enduit sélectif et dans le cas d'un espace annulaire vide, l'équation de rendement est donnée en fonction du rayonnement solaire direct (l'insolation directe) et de la température du fluide caloporteur pour l'équation suivante (Dudley, 1994 [27]) :

$$\eta_{col} = IAM * (73.3 - 0.007276 * \Delta T) - 0.496 * \frac{\Delta T}{G_{bn}} - 0.0691 * \frac{\Delta T^2}{G_{bn}} \quad (86)$$

IAM L'angle d'incidence modifié.

$\Delta T = T_m - T_a$, T_m est la température moyenne du fluide HTF.

G_{bn} L'insolation directe (DNI) [W/m^2].

III.2.6 Nombre de collecteur et la surface de champ solaire

Le nombre de collecteurs N dans chaque boucle est donné par le rapport entre la différence de température à l'entrée et la sortie du champ solaire et la différence de la température à l'entrée et la sortie du collecteur :

$$N = \frac{\Delta T_{chp}}{\Delta T_{col}}$$

Le nombre M de boucles qu'il faudrait connecter en parallèle est calculé en fonction du flux de chaleur utile de référence ϕ_u (flux minimal pour générer la puissance maximale), du nombre N , de la surface d'un seul collecteur, de la puissance thermique nominale fournie au cycle de génération de puissance. On le détermine comme suit :

$$\begin{aligned} \dot{m}_{HTF} * (h_{HTF-s} - h_{HTF-e}) &= S_{CS} * \phi_u \\ \dot{m}_{HTF} * (h_{HTF-s} - h_{HTF-e}) &= M * \phi_u * S_{SCA} * N \\ M &= \frac{\dot{m}_{HTF} * (h_{HTF-s} - h_{HTF-e})}{\phi_u * S_{SCA} * N} = \frac{\dot{Q}_{totale}}{\phi_u * S_{SCA} * N} \end{aligned} \quad (88)$$

La surface du champ solaire est recalculée en fonction du nombre entier M de boucles :

$$S_{SC} = M * S_{SCA} * N \quad (89)$$

III.2.7 Taux de charge du champ solaire

On définit le taux de charge du champ solaire comme le rapport de la surface active (surface nécessaire pour générer la puissance électrique maximale) à la surface totale du champ de captage :

$$Taux\ de\ charge = \frac{S_a}{S_{CS}} \quad (90)$$

III.2.8 Rendement du champ solaire

L'efficacité instantanée du champ solaire est définie comme étant le rapport de l'énergie utile de champ solaire et l'énergie du rayonnement incident.

$$\eta_{CS} = \frac{\phi_u}{G_{bt}} = \frac{\phi_{absorbé} - (\phi_{perdu} + \phi_{conduites})}{G_{bt}} \quad (91)$$

Avec

η_{CS} Le rendement instantané du champ solaire.

G_{bt} L'insolation incidente [W/m^2].

ϕ_u Le flux utile du champ solaire [W/m^2].

Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons modélisé le champ de captage. Ce champ doit être préalablement défini car il tient compte d'un certain nombre de facteurs importants liés à l'irradiation solaire qui constitue la source d'énergie à transformer.

Après le choix du site principalement lié aux statistiques sur les conditions atmosphériques qui sont données par les services de la météo, on détermine le taux de charge solaire et le rendement du champ solaire. Ces deux paramètres sont déterminants pour opter définitivement sur le site où l'implantation de la centrale solaire aura lieu.

Chapitre IV : Bloc de Génération de Puissance.

Introduction

Pour faire une étude énergétique et évaluer les performances de la centrale, chaque composant (turbine, condenseur, pompe, échangeurs de chaleur ...) qui a un rôle complémentaire aux autres, doit être étudié séparément. Dans ce chapitre, on essaye de mettre en œuvre les travaux et les échanges de chaleur en définissant les différents paramètres d'entrée et de sortie (températures, pressions, enthalpies,..) de chaque composant, dans le but de faire un bilan énergétique total du bloc de puissance et de calculer son rendement plus le rendement de la centrale.

IV.1 Système de génération de puissance

Le système le plus couramment utilisé est le traditionnel cycle de Rankine : la chaleur est transportée par l'huile synthétique depuis les collecteurs jusqu'à la chaudière, où l'eau est évaporée. La vapeur est ensuite détendue dans la turbine, condensée et comprimée puis renvoyée dans l'évaporateur.

Cependant, l'utilisation d'un cycle de Rankine nécessite des températures élevées (l'efficacité du cycle chute si la température de la vapeur à l'entrée de la turbine est inférieure à 300°C), et l'investissement requis pour la turbine est important. Le champ solaire doit être donc obligatoirement de taille importante.

Afin de valoriser les champs de concentrateurs cylindro-paraboliques de petite taille (voire un seul concentrateur), de nouvelles solutions sont actuellement étudiées. Ces solutions visent à développer des systèmes de récupération de la chaleur à plus basse température. Les avantages d'un tel système sont multiples :

- Moins de pertes thermiques au niveau du collecteur, puisque le terme $T_m - T_a$ est plus faible.
- Possibilité, comme mentionné plus haut, de limiter la taille du champ de concentrateurs.

Le principal inconvénient est évident, la source chaude du cycle étant à une température inférieure, le rendement de Carnot est plus faible et moins d'énergie sera récupérée.

VI.1.1 Etude de la boucle de transfert de chaleur HTF/vapeur

VI.1.1.1 Etude de surchauffeur / resurchauffeur

On définit l'efficacité d'un échangeur comme le rapport du flux de chaleur effectivement transférée dans l'échangeur au flux de chaleur maximale qui sera transférée dans les mêmes conditions de température d'entrée des deux fluides dans un échangeur tubulaire de longueur infinie fonctionnant à contre courant [25].

$$E = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} = \frac{C_c(T_{ce} - T_{cs})}{C_{min}(T_{ce} - T_{fe})} = \frac{C_f(T_{fs} - T_{fe})}{C_{min}(T_{ce} - T_{fe})} \quad (92)$$

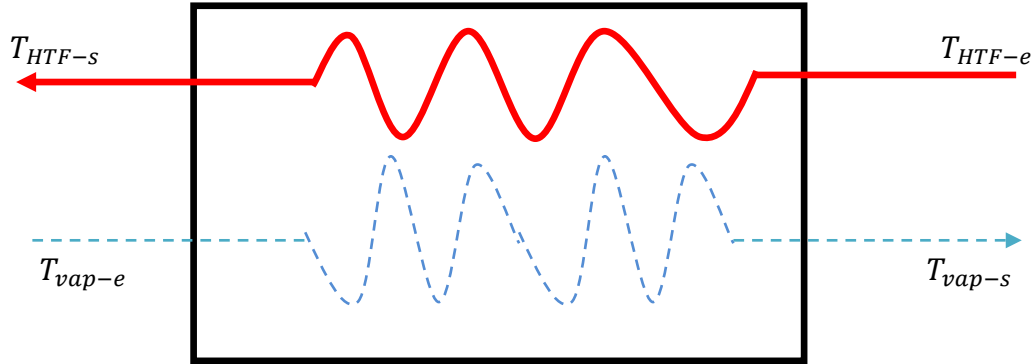


Fig. (63) : Schéma du surchauffeur et du resurchauffeur à contre courant.

Pour évaluer (\dot{Q}_{\max}), il est d'abord nécessaire de définir le débit calorifique de chaque fluide. Le débit calorifique d'un fluide donné égal au débit massique du fluide multiplié par la chaleur spécifique du fluide :

$C_f = \dot{m}_{vap} \cdot c_{p-vap}$ Le débit calorifique du fluide froid [W/K].

$C_c = \dot{m}_{HTF} \cdot c_{p-HTF}$ Le débit calorifique du fluide chaud [W/K].

$C_{min} = \min(C_c, C_f)$.

$\dot{m}_{HTF}, \dot{m}_{vap}$ Débit massique du fluide froid et chaud respectivement [kg/s].

c_{p-vap}, c_{p-HTF} Chaleur massique moyenne à pression constante des fluides froids et chauds respectivement [kJ/kg.K].

$$c_{p-vap} = \frac{h_{vap-s} - h_{vap-e}}{T_{vap-s} - T_{vap-e}} \quad (93)$$

$$c_{p-HTF} = \frac{h_{HTF-s} - h_{HTF-e}}{T_{HTF-s} - T_{HTF-e}} \quad (94)$$

$$\dot{Q}_{\max} = C_{min} * (T_{HTF-e} - T_{vap-e}) \quad (95)$$

Cette notion d'efficacité est particulièrement intéressante puisqu'elle permet d'accéder directement à la puissance échangée \dot{Q} tout en ne faisant intervenir que les températures d'entrée des fluides :

$$\dot{Q} = E * C_{min} * (T_{HTF-e} - T_{vap-e}) \quad (96)$$

La valeur de l'enthalpie à la sortie de l'échangeur est déterminée par l'enthalpie de la vapeur à l'entrée plus la chaleur échangée :

$$h_{vap-s} = h_{vap-e} + \frac{\dot{Q}}{\dot{m}_{vap}} \quad (97)$$

La température de sortie est déterminée à partir de l'enthalpie, et de la pression de sortie de la vapeur (table thermodynamique de la vapeur d'eau) :

$$T_{vap-s} = T(h_{vap-s}, P_{vap-s}) \quad (98)$$

La pression de la vapeur à la sortie de l'échangeur est égale à la pression d'entrée moins le coefficient de chute de pression multiplié par le carré de débit massique de la vapeur.

$$P_{vap-s} = P_{vap-e} - k_{vap} \cdot \dot{m}_{vap}^2 \quad (99)$$

L'enthalpie du fluide caloporteur à la sortie de l'échangeur :

$$h_{HTF-s} = h_{HTF-e} - \frac{\dot{Q}}{\dot{m}_{HTF}} \quad (100)$$

La température de sortie du fluide caloporteur peut être déterminée en fonction de l'enthalpie en résolvant l'équation proposée par NREL (2009), [26].

L'équation de continuité exige que les débits massiques du fluide caloporteur à l'entrée et à la sortie des échangeurs doivent être égaux.

VI.1.1.2 Nombre d'unité de transfert (NUT)

On appelle nombre d'unité de transfert noté NUT le rapport adimensionnel entre le coefficient d'échange h_s et le débit calorifique minimal C_{min} entre les deux fluides (HTF-Eau).il représente le pouvoire d'échange de chaleur [26]:

$$NUT = \frac{h_s}{C_{min}} \quad (101)$$

Pour les échangeurs à contre courant, l'expression (11) donne l'efficacité de l'échangeur de chaleur en fonction du Nombre d'Unité de transfert NUT [26] :

$$E = \frac{1 - \exp[-NUT(1-C_r)]}{1 - C_r \cdot \exp[-NUT(1-C_r)]} \quad (102)$$

Avec

$$C_r = \frac{C_{min}}{C_{max}}$$

Et

$$C_{max} = \max(C_c, C_f)$$

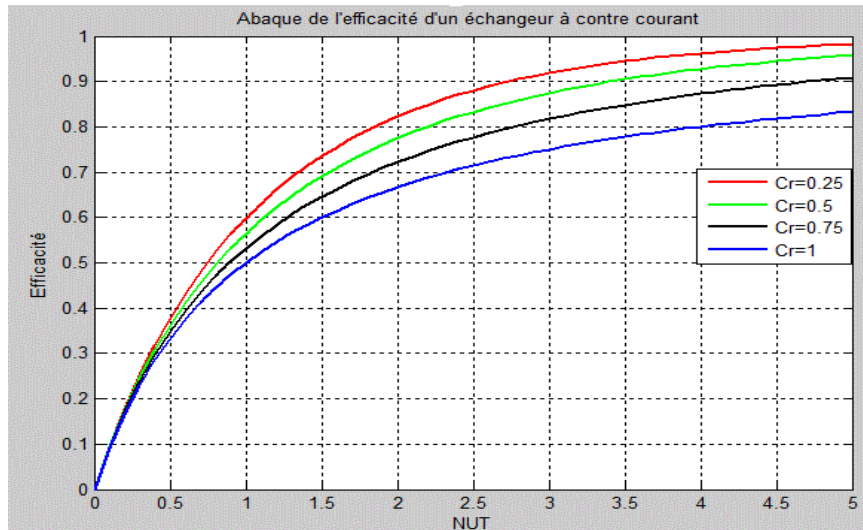


Fig. (64) : Abaque de l'efficacité d'un échangeur à contre courant.

VI.1.1.3 Générateur de vapeur

Le générateur de vapeur est un échangeur de chaleur contre courant, tube-calandre, avec l'eau d'alimentation du côté de la calandre et le HTF chaud à l'intérieur des tubes.

L'eau d'alimentation s'évapore à une température et une pression constante sur la surface des tubes du fluide HTF, pour qu'elle sorte du générateur de vapeur en tant que vapeur saturée ($x=1$).

Le débit dans le générateur de vapeur est contrôlé de telle sorte que le niveau d'eau d'alimentation soit maintenu constant à l'intérieur de l'évaporateur. La Fig. (65) présente le schéma du générateur de vapeur.

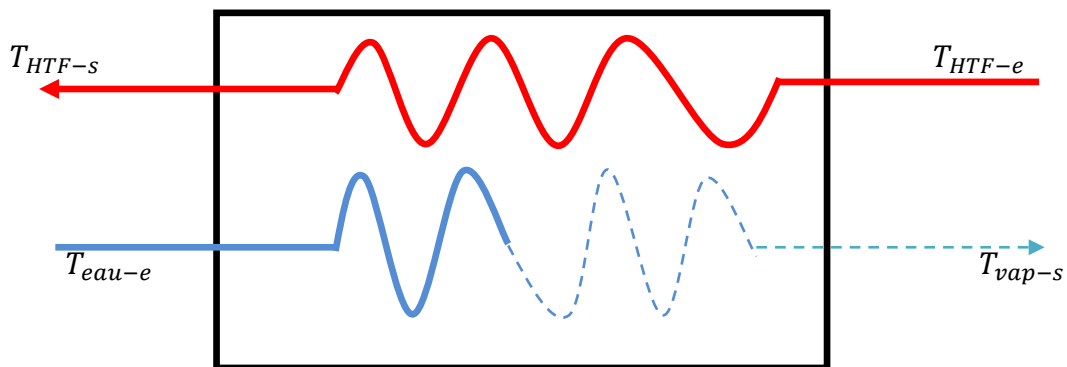


Fig. (65) : Schéma du générateur de vapeur.

L'efficacité du générateur de vapeur est déterminée à partir d'une relation entre l'efficacité/NTU, dans lequel l'efficacité et le nombre d'unités de transfert (NTU) sont définis dans les équations (10) et (13), respectivement.

Dans le phénomène de changement de phase, de liquide saturé à la vapeur saturée, le débit calorifique de l'eau d'alimentation/vapeur est infini. Et par conséquent, la capacité minimale

des deux fluides telle que défini précédemment est la capacité du fluide côté chaud HTF [26] :

$$C_{min} = \dot{m}_{HTF} * \left(\frac{h_{HTF-s} - h_{HTF-e}}{T_{HTF-s} - T_{HTF-e}} \right) \quad (103)$$

Etant donné que la capacité thermique de l'eau d'alimentation/vapeur est infinie, le rapport entre les capacités thermiques vaut zéro, [26]. Dans ce cas, l'efficacité du générateur de vapeur est:

$$E = 1 - e^{(-NUT)} \quad (104)$$

L'enthalpie de sortie de la vapeur d'eau est supposée être celle de la vapeur saturée à la pression d'entrée du générateur de vapeur, (n'assumons qu'aucune chute de pression dans le générateur de vapeur n'a lieu) et donc :

$$P_{eau-e} = P_{vap-s} \quad (105)$$

$$h_{vap-s} = h(P_{vap-s}, x = 1) \quad (106)$$

L'enthalpie de sortie du fluide caloporteur HTF est déterminée à partir de l'enthalpie d'entrée du HTF moins le flux de chaleur échangé par unité de débit massique du HTF :

$$h_{vap-s} = h_{vap-e} - \frac{\dot{Q}}{\dot{m}_{HTF}} \quad (107)$$

Les débits massiques de HTF et de la vapeur d'eau à la sortie de l'évaporateur seront identiques à leurs débits à l'entrée de l'échangeur pour assurer la continuité.

VI.1.1.4 Préchauffeur

Le préchauffeur élève la température de l'eau d'alimentation de sa température à la sortie de réchauffeur à sa température de saturation juste à la sortie du préchauffeur. La Fig. (66) ci-dessous donne le schéma d'un préchauffeur :

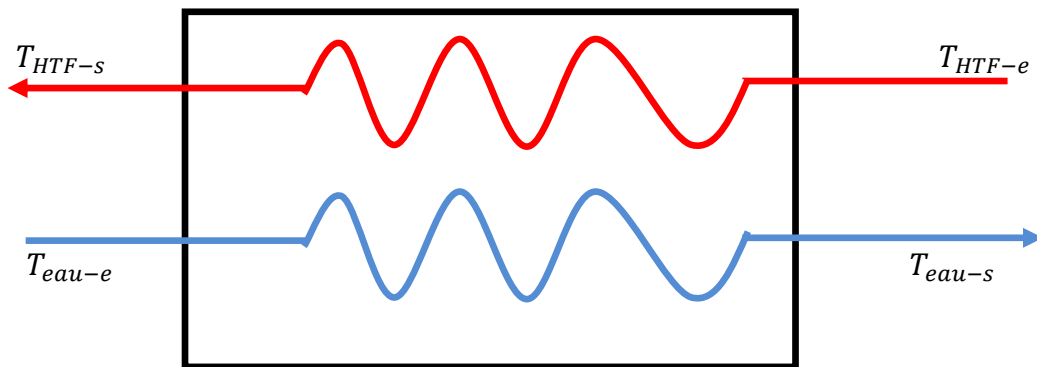


Fig. (66) : Schéma du préchauffeur.

Le préchauffage est modélisé en supposant que l'état de l'eau d'alimentation à la sortie du préchauffeur sera liquide saturé. La pression de l'eau d'alimentation est calculée à partir de la

pression d'entrée moins le coefficient de chute de pression multipliée par le carré de débit massique de l'eau :

$$P_{eau-s} = P_{eau-e} - k_{eau-pre} * \dot{m}_{eau}^2 \quad (108)$$

$$h_{eau-s} = h(P_{eau-s}, x = 0) \quad (109)$$

Pour un débit massique donné, et connaissant les valeurs des enthalpies de l'eau à l'entrée et à la sortie de préchauffeur, le flux de chaleur gagné par l'eau se calcule comme suit :

$$\dot{Q}_{préchauffeur} = \dot{m}_{eau} * (h_{eau-s} - h_{eau-e}) \quad (110)$$

Pour un échangeur adiabatique, le flux de chaleur gagné par l'eau d'alimentation doit être égal au flux de chaleur perdu par le fluide caloporteur. L'enthalpie de sortie du HTF (et par conséquent la température de sortie de HTF) est déterminée comme suit :

$$h_{HTF-s} = h_{HTF-e} - \frac{\dot{Q}_{préchauffeur}}{\dot{m}_{HTF}} \quad (111)$$

Notons que, contrairement aux modèles d'échangeurs de chaleur précédemment mentionnés, le coefficient d'échange global du préchauffeur n'est pas spécifié. En effet, l'hypothèse est que le préchauffeur est de longueur variable selon le besoin d'élever la température d'eau d'alimentation à la température de saturation.

Il est probable que certains opérations de préchauffage d'eau d'alimentation se produit dans le générateur de vapeur, ou il est probable aussi qu'une petite quantité de vapeur d'eau se produit dans le préchauffeur. Cette hypothèse ne change pas la quantité de chaleur absorbée par le cycle. Au contraire, il simplifie le processus de modélisation et le contrôle du cycle.

VI.1.2 Étude de la turbine

VI.1.2.1 Travail de la turbine

Le travail moteur de détente est supposée isentropique dans chaque étage de la turbine (machine motrice, Fig. (67)) à pour valeur :

$$W_n^{isent} = h_e - h_s^{isent} \quad (112)$$

où n est le numéro d'étage.

Le travail isentropique de la turbine est la somme des travaux isentropiques de chaque étage :

$$W_T^{isent} = \sum_{i=1}^n W_i^{isent} \quad (113)$$

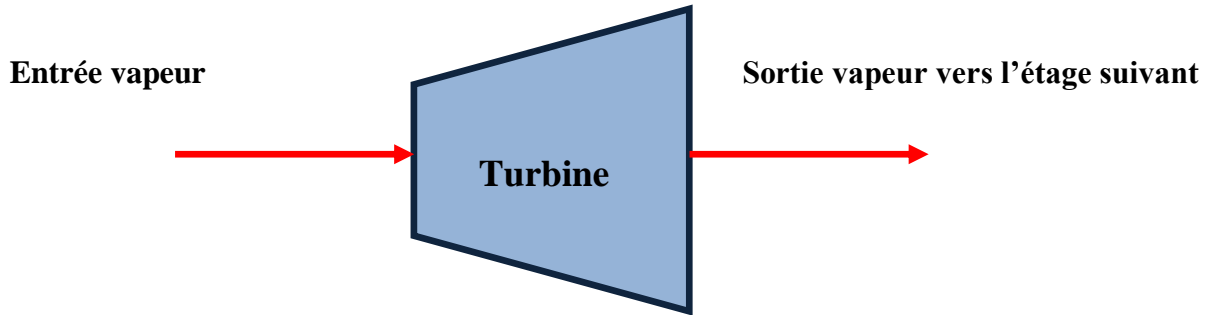


Fig. (67) : Schéma de la turbine.

En fait la détente dans les étages de la turbine n'est pas isentropique, car ces derniers présentent des irréversibilités mécaniques (frottement). On définit le rendement isentropique η_i d'un étage donné comme le rapport entre le travail réel et le travail isentropique, ce dernier est donné par l'expression suivante :

$$\eta_i = \frac{W_i}{W_i^{isent}} \quad (114)$$

Le travail réel de la turbine est la somme des travaux réels de chaque étage :

$$W_T = \sum_{i=1}^n W_i = \sum_{i=1}^n \eta_i * W_i^{isent} \quad (115)$$

L'enthalpie réelle à la sortie de la turbine est :

$$h_{turbine-s} = h_{turbine-e} - \sum_{i=1}^n \eta_i * W_i^{isent} \quad (116)$$

Avec

W_i^{isent} Le travail massique isentropique d'un seul étage [kJ/kg].

W_i Le travail massique réel d'un seul étage [kJ/kg].

n Le nombre d'étage de la turbine.

η_i Le rendement isentropique de l'étage i .

VI.1.3 Etude du condenseur

Lorsque la vapeur sort de la turbine à basse pression, elle pénètre dans le condenseur. Le condenseur est un échangeur de chaleur fermé type shell-tube, avec l'écoulement de l'eau de refroidissement se fait du côté de tube et la vapeur de condensation de la turbine du côté de la coquille, Fig. (6). La fonction du condenseur est de condenser la vapeur d'échappement de la turbine à vapeur.

On suppose qu'il n'y a aucune chute de pression dans le côté du condensat. L'enthalpie du condensat à la sortie du condenseur égale à l'enthalpie du liquide saturée à la même pression de condensation:

$$P_{vap_e} = P_{eau_{sat_s}} \quad (117)$$

$$h_{eau_{sat_s}} = h(P_{eau_{sat_s}}, x = 0) \quad (118)$$

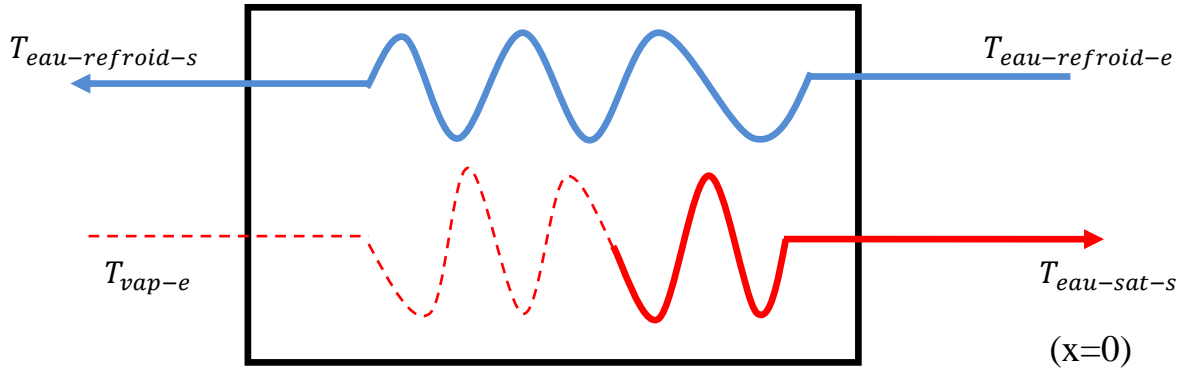


Fig. (68) : Schéma du condenseur.

VI.1.4 Étude de la pompe

A la première vue, on suppose que le travail consommé par la pompe soit isentropique :

$$W_{pp}^{isent} = h_2^{isent} - h_1 = \int_1^2 v * dp = v_1 * (p_2 - p_1) \quad (119)$$

La Fig.(69) représente le schéma de la pompe. La compression dans la pompe n'est pas isentropique, à cause des irréversibilités mécaniques, que l'on traduit globalement par le biais d'un rendement isentropique de compression, défini par :

$$\eta_{pp} = \frac{W_{pp}^{isent}}{W_{pp}} \quad (120)$$

Finalement le travail réellement consommé par la pompe est le rapport entre le travail isentropique et le rendement isentropique de la pompe :

$$W_{pp} = \frac{W_{pp}^{isent}}{\eta_{pp}} = \frac{(h_2^{isent} - h_1)}{\eta_{pp}} \quad (121)$$

L'enthalpie réelle à la sortie de la pompe est donnée par l'équation suivante :

$$h_2 = h_1 + W_{pp} = h_1 + \frac{(h_2^{isent} - h_1)}{\eta_{pp}} \quad (122)$$

W_{pp}^{isent} Le travail massique isentropique de la pompe [kJ/kg].

W_{pp} Le travail massique réel de la pompe [kJ/kg].

η_{pp} Le rendement isentropique de la pompe.

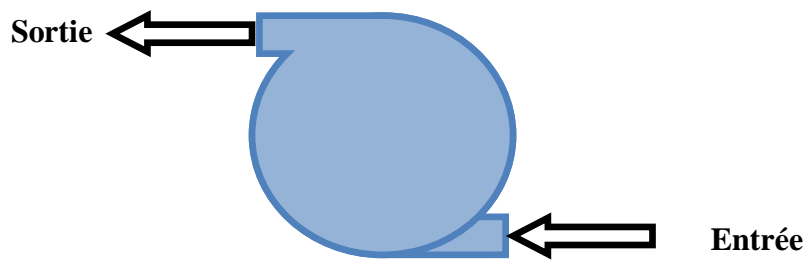


Fig. (69) : Schéma de la pompe.

VI.2 Rendement du cycle

Le rendement du cycle moteur est défini par le rapport de la puissance électrique à la puissance thermique fournie par le fluide caloporteur au niveau de la boucle d'échange de chaleur :

$$\eta_{cycle} = \frac{\dot{W}_e}{\dot{m}_{HTF} * (h_{HTF-e} - h_{HTF-s})} \quad (123)$$

VI.3 Rendement de la centrale solaire

Le rendement de la centrale est défini comme étant le rapport de la puissance électrique à la puissance thermique absorbée par le champ solaire.

$$\eta_{installation} = \frac{\dot{W}_e}{S_{cs} * G_{bt}} = \frac{\dot{W}_e}{S_{cs} * \Phi_u} * \frac{S_{cs} * \Phi_u}{S_{cs} * G_{bt}} = \eta_{cycle} * \eta_{cs} \quad (124)$$

Où S_{cs} est la surface totale du champ solaire [m^2].

Conclusion

Dans ce chapitre nous avons présenté de manière succincte le système de génération de puissance. Le système présenté est celui où le cycle de Rankine est utilisé. Dans ce cycle la chaleur est transportée par l'huile synthétique depuis les collecteurs jusqu'à l'échangeur, où l'eau est évaporée.

Nous avons également présenté l'étude de la boucle de transfert de chaleur, l'étude de la turbine, du condenseur et de la pompe. Ce qui nous a permis de mettre l'accent sur le rendement du cycle et de la centrale solaire.

Ce qui au chapitre suivant nous permet d'effectuer un dimensionnement de la centrale solaire.

Chapitre V : Dimensionnement de la Centrale Solaire.

Introduction

Après avoir choisi le site d'implantation (El Oued), le dimensionnement de la centrale comportera deux parties dont la première est de dimensionner le bloc de puissance et la seconde aura pour objet de dimensionner le champ de captage en s'appuyant sur toutes les relations établies dans les chapitres précédents.

Etant donné que les données du problème sont insuffisantes, nous étions obligés d'imposer quelques paramètres telles que les températures d'entrée et de sortie de l'huile synthétique ainsi que les températures et les pressions d'entrée et de sortie de la turbine en se basant sur des cas réels de centrales thermo-solaires.

V.1 Approche de dimensionnement

Dans notre cas le dimensionnement s'effectue selon la démarche suivante:

- *Exposé du problème*

L'objectif est de dimensionner une centrale thermo-solaire de 150MW à concentrateurs cylindro-paraboliques.

- *Données du problème*

- Puissance nette à la sortie du générateur : 150MW.
- Flux utile (après l'avoir calculé)

➤ *Approche d'évaluation et de calcul des différentes parties composant la centrale*

- *Choix de cycle*

Nous avons choisi le cycle de Rankine à resurchauffe. Pour les calculs nous avons décidé d'imposer les températures d'eau, de vapeur d'eau ainsi que celle de l'huile HTF.

1. *Cycle de la vapeur d'eau*

- Température de la vapeur d'eau à l'entrée du corps HP de la turbine 380°C.
- Pression de la vapeur d'eau à l'entrée du corps HP de la turbine 100 bar.
- Pression de la vapeur d'eau à la sortie du corps HP et à l'entrée du corps BP de la turbine 20 bar.
- Température de la vapeur d'eau à l'entrée du corps BP de la turbine 380°C.
- Température de la vapeur d'eau à la sortie du corps BP de la turbine 52°C.

2. *Cycle du HTF*

- Température de l'huile HTF à la sortie du champ de captage 391°C.
- Température de l'huile HTF à l'entrée du champ de captage 293°C.

Schéma Synoptique de la Centrale Solaire

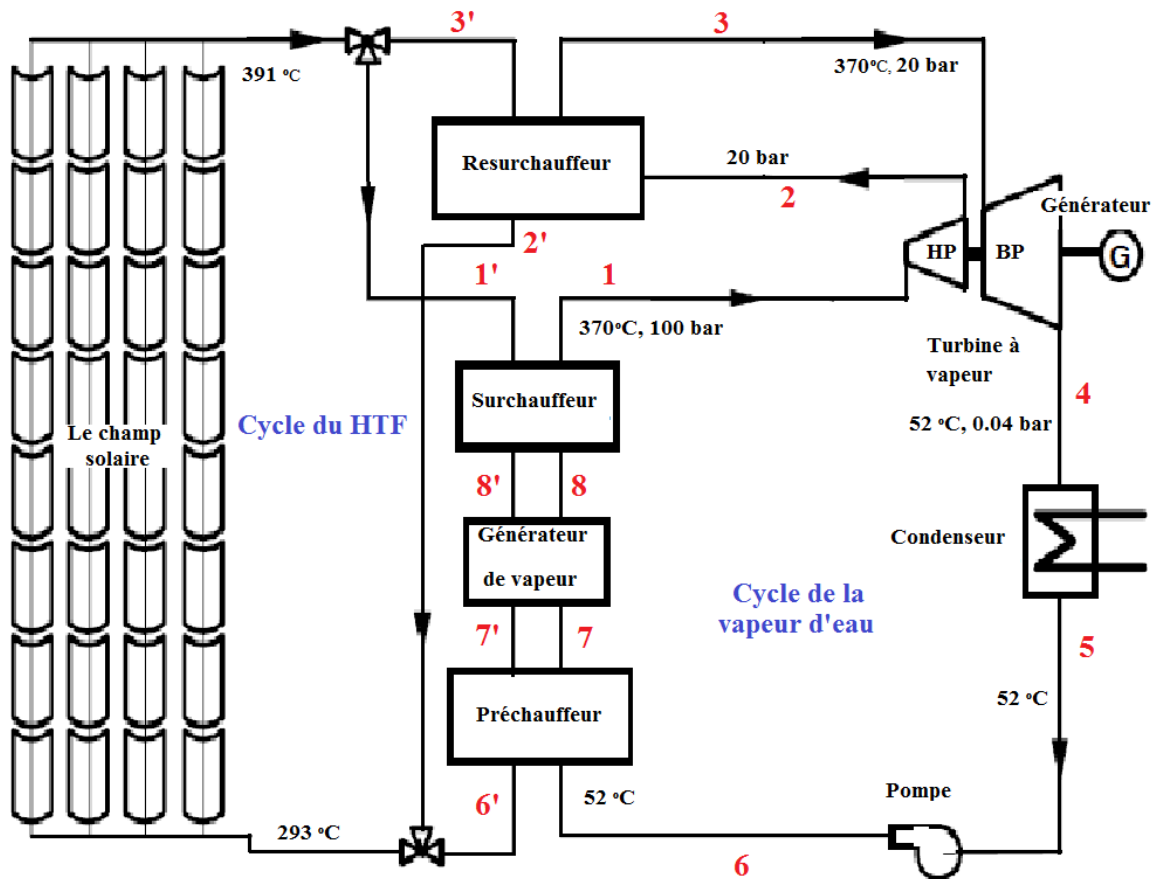


Fig. (70) : Le cycle thermique de la centrale.

Hypothèses

Les hypothèses suivantes ont été établies pour rendre possible les calculs dans le cycle de Rankine:

- Chaque composant du cycle est analysé dans le régime de fonctionnement permanent.
- Tous les processus du fluide de fonctionnement sont réversibles.
- Les turbines, les pompes, et les échangeurs de chaleur fonctionnent de façon adiabatique (aucun échange de chaleur ne se fait avec l'extérieur).
- Les énergies cinétique et potentielle sont négligeables.
- Un liquide saturé qui sort du préchauffeur d'eau d'alimentation et du condenseur ($x=0$).
- Une vapeur saturée qui sort du générateur de vapeur ($x=1$).

Choix de la technologie des concentrateurs

Pour le champ de captage, nous sommes amenés à utiliser des collecteurs cylindro-paraboliques de deuxième génération LS-2 (LUZ Solar).

Outil de calcul

Le Logiciel thermodynamique connu sous le nom de «CATH 1» est utilisé pour calculer les enthalpies de chaque point de cycle.

V.2 Dimensionnement du bloc de puissance

V.2.1 Calculs thermiques du cycle à vapeur

- Le point 1 (entrée turbine haute pression)

Nous utilisons le diagramme (PT)

$$\left. \begin{array}{l} P_1 = 10 \text{ MPa} \\ T_1 = 370 \text{ °C} \end{array} \right\} \begin{array}{l} h_1 = 2998.26 \text{ kJ/kg} \\ v_1 = 0.024136 \text{ m}^3/\text{kg} \\ s_1 = 6.06255 \text{ kJ/kg.K} \end{array}$$

- Le point 2s (détente isentropique dans l'étage basse pression)

Nous utilisons le diagramme (PS)

$$\left. \begin{array}{l} P_{2s} = 2 \text{ MPa} \\ s_{2s} = s_1 = 6.06255 \text{ kJ/kg.K} \end{array} \right\} \begin{array}{l} h_{2s} = 2664.35 \text{ kJ/kg} \\ x_{2s} = 0.929 \\ T_{2s} = 212.42 \text{ °C} \end{array}$$

- Le point 2 (sortie de l'étage haute pression)

$$\eta_{is} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}} = 0.90$$

qui implique :

$$h_2 = h_1 - \eta_{is}(h_1 - h_{2s}) = 2998.26 - 0.9 * (2998.26 - 2664.40)$$

$$h_2 = 2697.80 \text{ kJ/kg}$$

Ce qui donne,

$$\left. \begin{array}{l} P_2 = P_{2s} = 2 \text{ MPa} \\ h_2 = 2697.80 \text{ kJ/kg} \end{array} \right\} \begin{array}{l} T_2 = 212.42 \text{ °C} \\ x_2 = 0.946 \\ s_2 = 6.1314 \text{ kJ/kg.K} \end{array}$$

- Le point 3 (entrée basse pression de l'étage haute pression après resurchauffe)

Nous utilisons le diagramme (PT)

$$\left. \begin{array}{l} P_3 = P_2 = 2 \text{ MPa} \\ T_3 = 370 \text{ °C} \end{array} \right\} \begin{array}{l} v_3 = 0.143665 \text{ m}^3/\text{kg} \\ h_3 = 3181.4 \text{ kJ/kg} \\ s_3 = 7.0264 \text{ kJ/kg.K} \end{array}$$

- Le point 4s (détente isentropique dans l'étage basse pression)

Nous utilisons le diagramme (TS)

$$\left. \begin{array}{l} T_{4s} = 52^\circ\text{C} \\ s_{4s} = s_3 = 7.0264 \text{ kJ/kg.K} \end{array} \right\} \begin{array}{l} x_{4s} = 0.861 \\ h_{4s} = 2265.4 \text{ kJ/kg} \\ P_{4s} = 0.01363 \text{ MPa} \end{array}$$

- Le Point 4 (sortie basse pression)

$$\eta_{is} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} = 0.90$$

$$h_4 = 3181.4 - 0.9 * (3181.4 - 2265.4)$$

$$h_4 = 2357.00 \text{ kJ/kg}$$

D'après le diagramme (HP)

$$\left. \begin{array}{l} P_4 = P_{4s} = 0.01363 \text{ MPa} \\ h_4 = 2357.0 \text{ kJ/kg} \end{array} \right\} \begin{array}{l} T_4 = 52^\circ\text{C} \\ x_4 = 0.90 \\ s_4 = 7.308 \text{ kJ/kg.K} \end{array}$$

- Le point 5 (sortie du condenseur)

Nous utilisons le diagramme (TX)

$$\left. \begin{array}{l} T_5 = 52^\circ\text{C} \\ x_5 = 0 \end{array} \right\} \begin{array}{l} h_5 = 217.67 \text{ kJ/kg} \\ P_5 = 0.0136 \text{ MPa} \\ s_5 = 0.72948 \text{ kJ/kg.K} \\ v_5 = 0.001013 \text{ m}^3/\text{kg} \end{array}$$

- Le point 6 (sortie de la pompe)

On a: $T \cdot ds = dh - v \cdot dp$

Puisque s est constant on aura : $dh = v \cdot dp$

$$5 \xrightarrow{\Delta H} 6 = v \cdot \Delta P$$

$$h_6 - h_5 = 0.001013 * (10000 - 13.63)$$

$$h_6 - h_5 = 10.12 \text{ kJ/kg}$$

$$h_6 = 217.67 + 10.12 = 227.79 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Nous utilisons le diagramme (HP)

$$h_6 = 227.79 \text{ kJ/kg}$$

$$P_6 = 10 \text{ MPa}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} T_6 = 52.4 \text{ } ^\circ\text{C} \\ s_6 = 0.72957 \text{ kJ/kg.K} \\ v_6 = 0.001009 \text{ m}^3/\text{kg} \end{array} \right.$$

- Le point (7) entrée d'évaporateur, sortie du préchauffeur

Nous utilisons le diagramme (PX)

$$P_7 = P_1 = 10 \text{ MPa}$$

$$x_7 = 0$$

$$\left\{ \begin{array}{l} T_7 = 311,06^\circ\text{C} \\ h_7 = 1407.523 \text{ kJ/kg} \\ s_7 = 3.35951 \text{ kJ/kg.K} \end{array} \right.$$

- Le point (8) entrée du surchauffeur

Nous utilisons le diagramme (TX)

$$T_8 = T_7 = 311,06^\circ\text{C}$$

$$x_8 = 1$$

$$\left\{ \begin{array}{l} P_8 = 10 \text{ MPa} \\ h_8 = 2724.665 \text{ kJ/kg} \\ s_8 = 5.61398 \text{ kJ/kg.K} \end{array} \right.$$

Tableau récapitulatif des grandeurs calculées.

Les Points	Température (°C)	Pression (MPa)	Enthalpie (kJ/kg)
1	370	10	2998.26
2	212	2	2697.8
3	370	2	3181.4
4	52	0.01363	2357.0
5	52	0.01363	217.67
6	52.4	10	227.79
7	311.06	10	1407.523
8	311.06	10	2724.665

Tableau (7) : Températures, pressions et enthalpies aux différents points du cycle à vapeur.

V.2.1.1 Calcul du débit de vapeur

Pour le débit de vapeur, on doit calculer les travaux massiques récupérés des deux arbres de turbine haute et basse pression plus le travail massique de la pompe.

V.2.1.1.2 Travail massique récupéré par l'arbre en haute pression

$$W_{THP} = (h_1 - h_2)$$

$$W_{THP} = 2998.26 - 2697.8$$

$$W_{THP} = 300.46 \text{ kJ/kg}$$

V.2.1.1.3 Travail massique récupéré par l'arbre en basse pression

$$W_{TBP} = (h_3 - h_4)$$

$$W_{TBP} = 3181.4 - 2357.0$$

$$W_{TBP} = 824.4 \text{ kJ/kg}$$

V.2.1.1.4 Travail massique total de la turbine

$$W_T = W_{TBP} + W_{THP}$$

$$W_T = 300.46 + 824.4$$

$$W_T = 1124.86 \text{ kJ/kg}$$

V.2.1.1.5 Travail massique de la pompe

Nous considérons que le rendement isentropique de la pompe est de 0.8 et que le fluide (eau condensée) est incompressible.

$$W_P = \frac{V_{5-6} * (P_6 - P_5)}{\eta_{is}}$$

$$W_P = \frac{0.001013 * (10 - 0.01363)}{0.8} * 10^3$$

$$W_P = 12.64 \text{ kJ/kg}$$

V.2.1.1.6 Travail massique net

$$W_{net} = W_T - W_P$$

$$W_{net} = 1124.86 - 12.64$$

$$W_{net} = 1112.2 \text{ kJ/kg}$$

V.2.1.1.7 Puissance électrique

La puissance désirée est de 150 MW.

Si on considère que le rendement de turbine-alternateur est de 0.95

$$\dot{W}_e = \eta_g \dot{W}_{net}$$

Ceci implique que :

$$\dot{W}_{net} = \frac{\dot{W}_e}{\eta_g} = \frac{150}{0.95} = 157.89 MW$$

$$\dot{W}_{net} = W_{net} * \dot{m}_{vap}$$

$$\dot{m}_{vap} = \frac{\dot{W}_{net}}{W_{net}}$$

$$\dot{m}_{vap} = \frac{157.89 * 10^6}{1112.2 * 10^3} = 141.96 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{vap} = 141.96 \text{ kg/s}$$

V.2.2 Calculs thermiques du cycle du HTF

V.2.2.1 Calcul du débit d'huile HTF

Le débit d'huile est égal à la somme des deux débits, le premier qui pénètre dans la boucle de génération de vapeur et le deuxième qui pénètre dans le resurchauffeur.

$$\dot{m}_{HTF-total} \cdot \Delta H = \dot{m}_{vap} [(h_1 - h_6) + (h_3 - h_2)]$$

$$\dot{m}_{HTF-total} = \frac{\dot{m}_{vap} [(h_1 - h_6) + (h_3 - h_2)]}{\Delta H}$$

$$\Delta H = h(T = 391) - h(T = 293) = 777.90 - 538.79$$

$$\Delta H = 239.11 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{m}_{HTF-total} = \frac{141.96 * [(2998.26 - 227.79) + (3181.4 - 2697.8)]}{239.11}$$

$$\dot{m}_{HTF-total} = 1932.00 \text{ kg/s}$$

Le débit de HTF traversant le préchauffeur, évaporateur et le surchauffeur :

$$\dot{m}_{HTF-1} = \frac{141.96 * (2998.26 - 227.79)}{239.11} = 1644.9 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{HTF-1} = 1644.9 \text{ kg/s}$$

Le débit de HTF traversant le resurchauffeur :

$$\dot{m}_{HTF-2} = \dot{m}_{HTF-total} - \dot{m}_{HTF-1}$$

$$\dot{m}_{HTF-2} = 1932.00 - 1644.9$$

$$\dot{m}_{HTF-2} = 287.10 \text{ kg/s}$$

V.2.2.2 La température et l'enthalpie d'huile au point 8'

La valeur de l'enthalpie du HTF à la sortie du surchauffeur est déterminée à partir de l'enthalpie du HTF à l'entrée moins la chaleur échangée :

$$h_{8'} = h_{1'} - \frac{\dot{Q}_{sur}}{\dot{m}_{HTF-1}}$$

Avec

$$\dot{Q}_{sur} = \dot{m}_{vap} * (h_1 - h_8) = 141.96 * (2998.26 - 2724.66) = 3.8840 * 10^4 \text{ kW}$$

Et,

$$h_{1'} = h_1(T_{1'} = 391^\circ\text{C}) = 777.9 \text{ kJ/kg}$$

Donc,

$$h_{8'} = 777.9 - \frac{3.8840 * 10^4}{1644.9}$$

$$h_{8'} = 754.28 \text{ kJ/kg}$$

D'où

$$T_{8'} = 381.52^\circ\text{C}$$

V.2.2.3 La température et l'enthalpie d'huile au point 7'

On procède de la même façon et nous écrivons :

$$h_{7'} = h_{8'} - \frac{\dot{Q}_{génér_vap}}{\dot{m}_{HTF-1}}$$

Avec :

$$\dot{Q}_{génér_vap} = \dot{m}_{vap} * (h_8 - h_7)$$

$$\dot{Q}_{génér_vap} = 141.96 * (2724.665 - 1407.523)$$

$$\dot{Q}_{génér_vap} = 1.8698 * 10^5 \text{ kW}$$

Donc,

$$h_{7'} = 754.28 - \frac{1.8698 * 10^5}{1644.9}$$

$$h_{7'} = 640.60 \text{ kJ/kg}$$

D'où

$$T_{7'} = 336.27 \text{ °C}$$

V.2.2.4 Les enthalpies d'huile aux points 1' et 6'

L'équation (80) nous permet d'avoir :

$$h_{1'} = 777.90 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{6'} = 538.79 \text{ kJ/kg}$$

Tableau récapitulant les valeurs calculées.

Les Points	Température (°C)	Enthalpie (kJ/kg)
1' et 3'	391	777.90
8'	381.52	754.28
7'	336.27	640.60
6' et 2'	293	538.79

Tableau (8) : Températures et enthalpies aux différents points du cycle du HTF.

V.2.3 Dimensionnement des échangeurs

V.2.3.1 Le préchauffeur

$$\dot{m}_{eau} = \dot{m}_{vap} = 141.96 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{HTF_1} = 1644.9 \text{ kg/s}$$

$$C_{p-HTF} = C_{p-HTF} \left(\frac{T_{6'} + T_{7'}}{2} \right) = 2.3724 \text{ kJ/kg.°C}$$

$$C_{p-eau} = \frac{1407.52 - 227.79}{311.06 - 52.4} = 4.56 \text{ kJ/kg.°C}$$

D'où

$$C_c = C_{HTF} = 1644.9 * 2.3724 = 3902.40 \text{ kW/°C}$$

$$C_f = C_{eau} = 141.96 * 4.56 = 647.33 \text{ kW/°C}$$

$$C_{min} = 647.33 \text{ kW/°C}$$

$$C_{max} = 3902.40 \text{ kW/°C}$$

$$C_r = \frac{C_{min}}{C_{max}} = \frac{647.33}{3902.40} = 0.1659$$

L'efficacité vaut,

$$E = \frac{141.96 * (1407.523 - 227.79)}{647.33 * (336.27 - 52.4)} = 0.9114$$

$$NUT = \frac{1}{C_r - 1} \ln\left(\frac{E - 1}{E * C_r - 1}\right) = 2.7091$$

V.2.3.2 Le générateur de vapeur

$$\dot{m}_{eau} = \dot{m}_{vap} = 141.96 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{HTF_1} = 1644.9 \text{ kg/s}$$

$$C_{p-HTF} = C_{p-HTF} \left(\frac{T_{7'} + T_{8'}}{2}\right) = 2.5064 \text{ kJ/kg.}^\circ\text{C}$$

$$C_{min} = 1644.9 * 2.5064 = 4122.8 \text{ kW/}^\circ\text{C}$$

$$E = \frac{141.96 * (2724.665 - 1407.523)}{4122.8 * (336.27 - 311.06)} = 0.6437$$

$$NUT = -\ln(1 - E) = 1.0319$$

V.2.3.3 Le surchauffeur

$$\dot{m}_{vap} = 141.96 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{HTF_1} = 1644.9 \text{ kg/s}$$

$$C_{p-HTF} = C_{p-HTF} \left(\frac{T_{1'} + T_{8'}}{2}\right) = 2.59 \text{ kJ/kg.}^\circ\text{C}$$

$$C_{p-eau} = \frac{2998.26 - 2724.665}{370 - 311.06} = 4.64 \text{ kJ/kg.}^\circ\text{C}$$

$$C_c = C_{HTF} = 1644.9 * 2.59 = 4260.3 \text{ kW/}^\circ\text{C}$$

$$C_f = C_{eau} = 141.96 * 4.64 = 658.69 \text{ kW/}^\circ\text{C}$$

$$C_{min} = 658.69 \text{ kW/}^\circ\text{C}$$

$$C_{max} = 4260.3 \text{ kW/}^\circ\text{C}$$

$$C_r = \frac{C_{min}}{C_{max}} = \frac{658.69}{4260.3} = 0.1546$$

$$E = \frac{141.96 * (2998.26 - 2724.665)}{658.69 * (391 - 311.06)} = 0.7376$$

$$NUT = \frac{1}{C_r - 1} \ln \left(\frac{E - 1}{E * C_r - 1} \right) = 1.4394$$

V.2.3.4 Le resurchauffeur

$$\dot{m}_{vap} = 141.96 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{HTF-2} = 287.10 \text{ kg/s}$$

$$C_{p-HTF} = C_{p-HTF} \left(\frac{T_{2'} + T_{3'}}{2} \right) = 2.45 \text{ kJ/kg.}^\circ\text{C}$$

$$C_{p-eau} = \frac{3181.4 - 2697.8}{370 - 212} = 3.06 \text{ kJ/kg.}^\circ\text{C}$$

$$C_c = C_{HTF} = 287.10 * 2.45 = 703.39 \text{ kW/}^\circ\text{C}$$

$$C_f = C_{eau} = 141.96 * 3.06 = 434.39 \text{ kW/}^\circ\text{C}$$

$$C_{min} = 434.39 \text{ kW/}^\circ\text{C}$$

$$C_{max} = 703.39 \text{ kW/}^\circ\text{C}$$

$$C_r = \frac{C_{min}}{C_{max}} = \frac{434.39}{703.39} = 0.6176$$

$$E = \frac{141.96 * (3181.4 - 2697.8)}{434.39 * (391 - 212)} = 0.88$$

$$NUT = \frac{1}{C_r - 1} \ln \left(\frac{E - 1}{E * C_r - 1} \right) = 3.49$$

V.2.4 Le rendement du cycle

Le rendement du cycle a vapeur est donné par l'équation :

$$\eta_{cycle} = \frac{\dot{W}_e}{\dot{Q}_{Tot}}$$

$$\dot{Q}_{Tot} = \dot{Q}_{Pré} + \dot{Q}_{génér_vap} + \dot{Q}_{Sur} + \dot{Q}_{Resur}$$

$$\dot{Q}_{Tot} = \dot{m}_{HTF_total} * (h_{6'} - h_{1'}) = 461.96 \text{ MW}$$

$$\eta_{cycle} = 0.32$$

V.3 Dimensionnement du champ de captage

Pour dimensionner le champ de captage nous sommes amenés à utiliser toutes les formules empiriques citées dans les chapitres précédents. Il est important de déterminer le flux de chaleur utile qui servira pour le calcul du nombre de collecteurs et la surface du champ solaire. Le dimensionnement comportera alors les points suivants :

- Calcul du rayonnement direct.
- Calcul du rayonnement incident.
- Calcul du flux de chaleur absorbé.
- Calcul du flux de chaleur perdu.
- Calcul du flux de chaleur utile.
- Calcul du nombre de collecteur.
- Calcul de la surface du champ solaire.

Remarque importante

Tous les résultats sont prélevés pour le site d'El Oued.

V.3.1 Rayonnement direct

La valeur maximale de rayonnement direct est atteinte en mois de Juin à 12 :48 h du solaire vrai et, elle est de 890 W/m². Or la valeur atteinte, le 22 Décembre à 12 :30 h, est de 750 W/m², Fig.71.

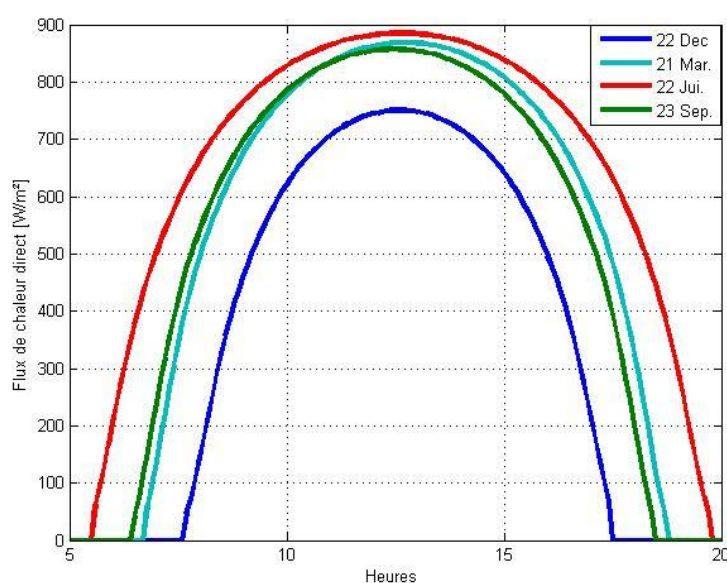


Fig. (71) : Variation de rayonnement solaire direct au cours des journées : solstice d'été (S.E), solstice d'hiver (S.H), équinoxe de printemps (E.P) et équinoxe d'automne (E.A).

V.3.2 Rayonnement incident

Nous présentons à la fig.72 l'évolution du flux incident au cours des journées E.A, S.E, S.H, E.A à El Oued.

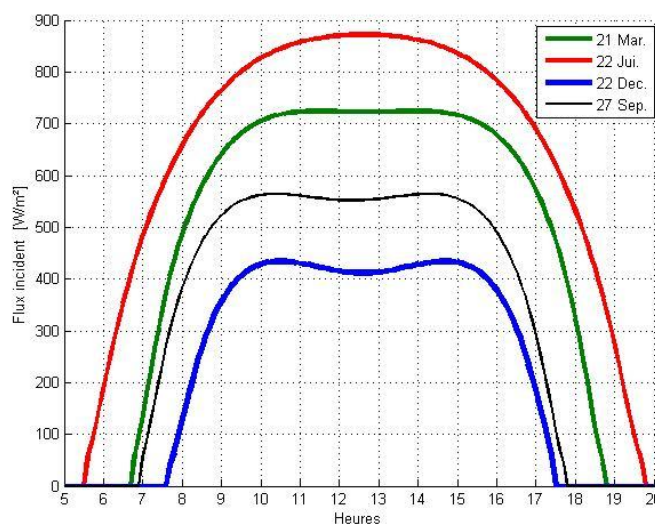


Fig. (72) : Evolution du flux incident au cours des journées E.A, S.E, S.H, E.A à El Oued.

Interprétations

- On remarque que la valeur maximale du rayonnement incident est atteinte au mois de Juin à 12 : 48 h et, est égale à 872.1 W/m².
- La valeur atteinte au mois de Décembre à 12 :30 h, est de 411.6 W/m².
- La valeur maximale est atteinte deux fois au cours de la journée de 22 Décembre et elle est de 434 W/m² à [10:30 h et 14 :42 h] temps solaire vrai. Ces deux pics sont dus à l'angle d'incidence.

V.3.3 Flux de chaleur absorbé par le tube caloporteur

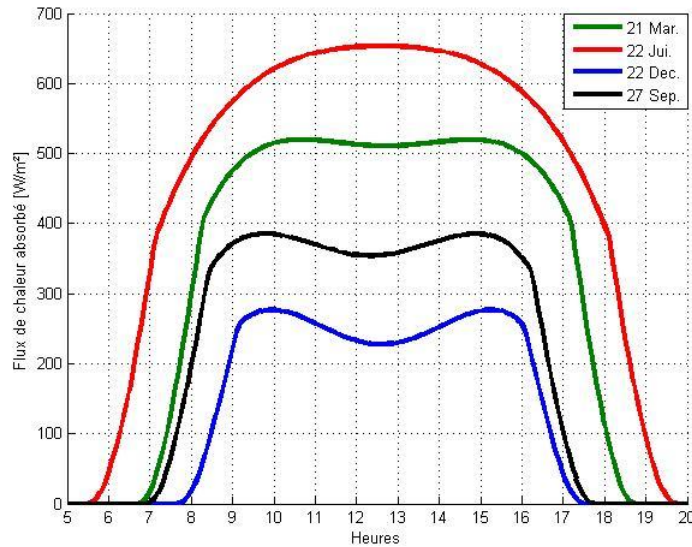


Fig. (73) : Evolution de flux de chaleur absorbé par le tube caloporteur à El Oued

Interprétations

- La valeur maximale du flux de chaleur qui peut être absorbé est de 650 W/m^2 atteinte le 22 Juin à 12 h du temps solaire vrai.
- La valeur du flux absorbé à 12 h :30 temps solaire vrai au 22 Décembre est de 230 W/m^2 or la valeur maximale est atteinte deux fois dans la même journée [9.54h 15.18h] temps solaire vrai et elle est de 272 W/m^2 .

V.3.4 Flux de chaleur total perdu dans le champ solaire

Le flux de chaleur perdu dans le champ solaire est la somme du flux de chaleur perdu dans les conduites et celui des pertes thermiques au niveau des récepteurs (HCEs).

Le flux perdu dans les conduites est donné par l'expression (76). Par calcul, on obtient un flux de chaleur perdu dans les conduites de l'ordre de 10.05 W/m^2 pour une température ambiante de $25 \text{ }^\circ\text{C}$ et une température de $293 \text{ }^\circ\text{C}$, $391 \text{ }^\circ\text{C}$ à l'entrée et à la sortie du champ solaire.

- *Les pertes thermiques au niveau des récepteurs (HCEs)*

Ces pertes dépendent non seulement des températures à l'entrée et à la sortie du champ solaire mais aussi du rayonnement direct. La figure 74 illustre la variation moyenne annuelle de ces pertes.

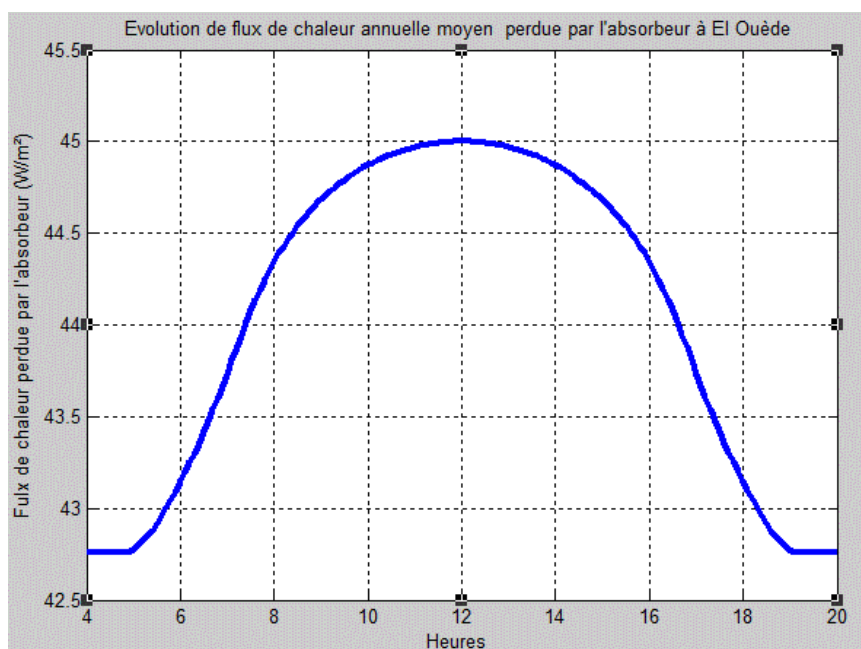


Fig. (74) : Evolution de flux de chaleur perdue dans l'absorbeur à El Oued

Interprétations

- La valeur moyenne maximale qui peut être atteinte est de 45 W/m² à 12h du temps solaire vrai.
- La valeur moyenne annuelle est de 43 W/m².
- Ce qui fait que la valeur moyenne du flux de chaleur perdu dans le champ solaire peut être évaluée par une constante pour des températures d'entrée, de sortie et ambiante constantes, estimée à 54W/m²

V.3.5 Calcul du flux de chaleur utile

Nous présentons à la Figure 75 la variation de flux de chaleur utile au cours des journées S.E, S.H, E, A, E.A à El Oued.

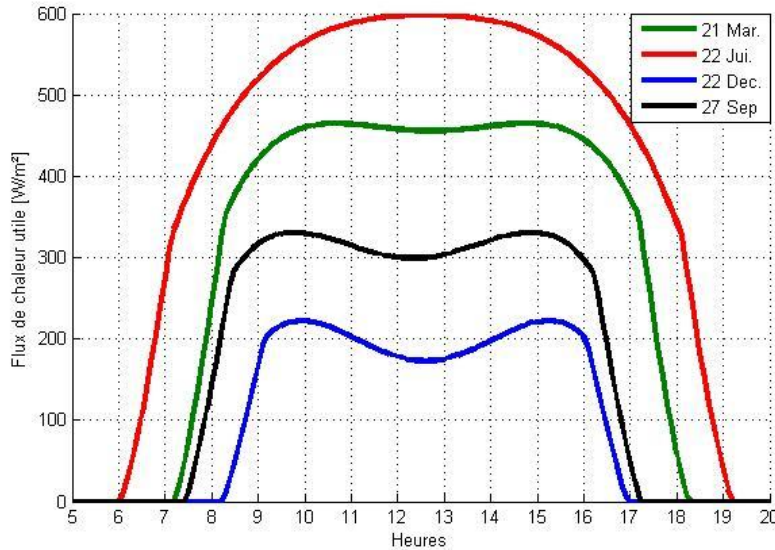


Fig. (75) : Variation du flux de chaleur utile au cours des journées S.E, S.H, E, A, E.A à El Oued

Interprétations

- La valeur maximale du flux de chaleur utile est atteinte à 12 h :36 min temps solaire vrai dans la journée de 22 Juin et elle est de 600W/m²
- La valeur du flux utile atteinte à 12h :30 min temps solaire vrai de la journée de 22 Décembre elle est de 172.8 W/m² or la valeur maximale pour la même journée est atteinte deux fois [10h et 15.12min h] et elle est de 222.2 W/m².

Les variations des différents flux de chaleur au cours des journées de 22 Juin et 22 Décembre sont montrées aux Fig. (76) et (77).

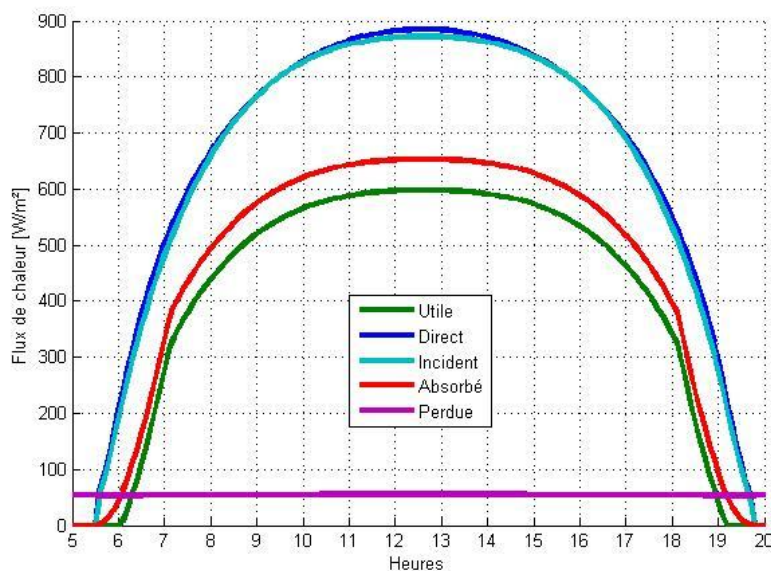


Fig. (76) : Evolution des différents flux de chaleur au cours de la journée 22 Juin à El Oued.

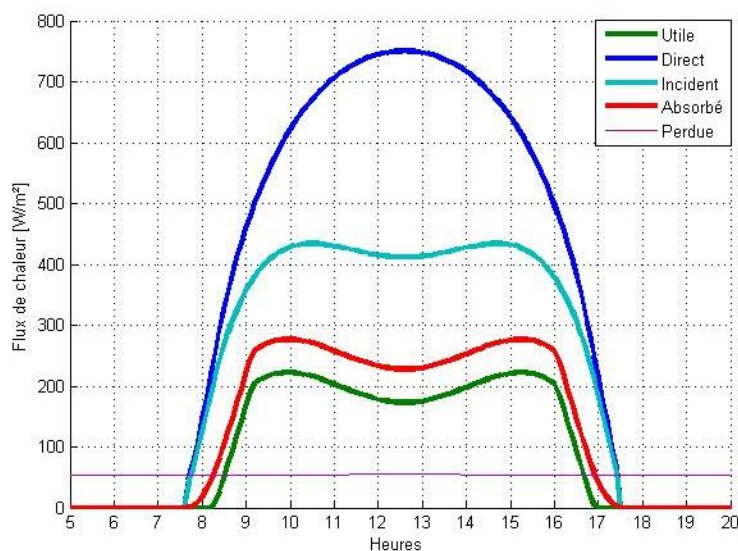


Fig. (77) : Evolution des différents flux de chaleur au cours de la journée de 22 Décembre à El Oued.

V.3.5.1 Détermination de la valeur moyenne annuelle des flux de chaleur

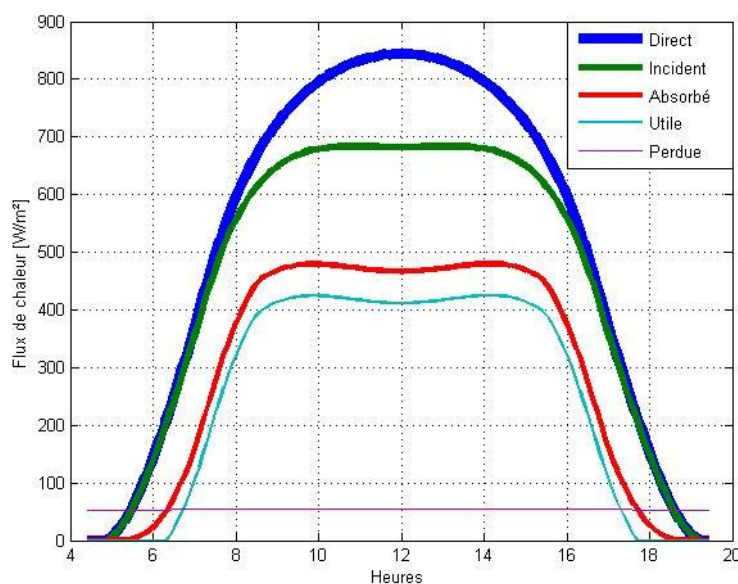


Fig. (78) : Evolution annuel des différents flux de chaleur moyens à El oued

Flux de chaleur	Valeurs maximales (W/m ²)	Valeurs moyennes (W/m ²)
Direct	850	537
Incident	682.3	471.82
Absorbé	480	382
Perdu	55	54
Utile	425	328

Tableau (9) : Valeurs maximales et moyennes des différent flux de chaleurs moyens annuels.

Dans ce qui suit, on prendra la valeur moyenne annuelle du flux de chaleur utile comme valeur de référence pour le dimensionnement du champ solaire.

$$\phi_u = 328 \text{ W/m}^2$$

V.3.6 Calcul du nombre de collecteurs

V.3.6.1 Rendement du collecteur

Etant défini que le rendement du collecteur est le rapport entre le flux utile moyen annuel et le flux direct moyen annuel, on aura donc un rendement annuel qui prend l'allure illustrée à la Fig. (79).

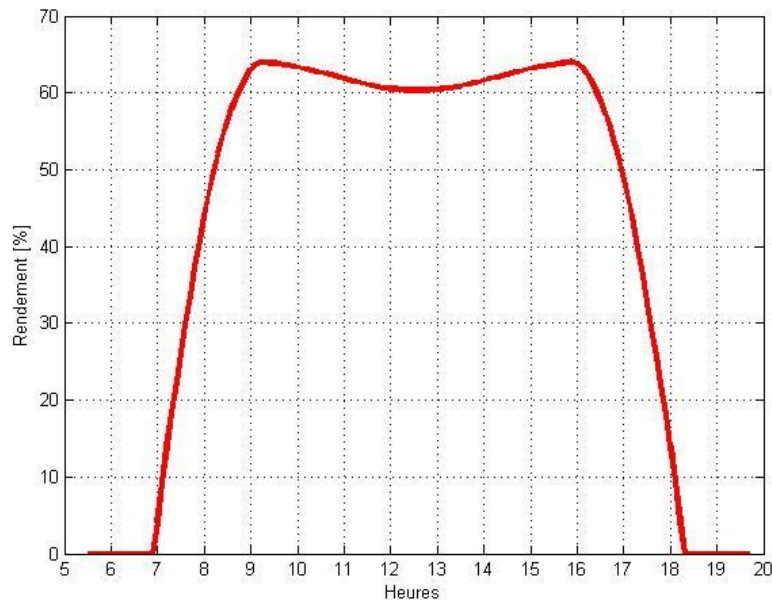


Fig. (79) : Variation moyenne annuelle du rendement du champ solaire.

La moyenne annuelle du rendement moyen du collecteur (champ) sera de 52.91 %.

V.3.6.2 calcul du nombre de collecteurs par boucle

Le nombre N de collecteurs dans chaque boucle est donné par le rapport entre la différence de température à l'entrée et la sortie du champ solaire et la différence de température à l'entrée et la sortie du collecteur. La température d'entrée du champ de captage est calculée à partir de l'enthalpie de retour du fluide caloporteur.

En tenant compte des pertes dans la tuyauterie, la température réelle sera de l'ordre de : T=293°C

D'où :

$$N = \frac{\Delta T_{CS}}{\Delta T_{SCA}} = \frac{391 - 293}{12.5} = 8$$

ΔT_{SCA} est donnée par A.M.Patnode (2006) [28].

V.3.6.3 Calcul du nombre de boucles

Le nombre M de boucles qu'il faudra connecter en parallèle est calculé en fonction du flux de chaleur utile de référence Φ_u (le flux utilisé pour le dimensionnement), du nombre N de collecteurs, de la surface d'un seul collecteur, et de la puissance thermique fournie au cycle de génération de puissance. Il est donné par l'expression (88).

Pour un flux de chaleur utile de référence :

$$\phi_u = 328W/m^2$$

Le nombre de boucles total est de :

$$M = \frac{\dot{Q}_{Tot}}{\Phi_u \cdot S_{SCA} \cdot N} = \frac{461960000}{328 \cdot 8 \cdot 250} = 704$$

Le nombre de collecteurs total :

$$N_{SCA} = M \cdot N$$

$$N_{SCA} = 704 \cdot 8 = 5632 \text{ collecteurs}$$

Le nombre de collecteurs totale que le champ solaire doit comporter est de :

$$N_{SCA} = 5632 \text{ Collecteurs}$$

V.3.7 La surface du champ solaire

$$S_{CS} = S_{SCA} \cdot N_{SCA}$$

$$S_{CS} = 5632 \cdot 250 = 1408000 \text{ m}^2$$

$$S_{CS} = 140.80 \text{ hectares}$$

V.3.7.1 La surface totale de la centrale

En tenant compte de la longueur des espacements entre les collecteurs (2 fois la largeur d'un collecteur c.à.d. 10 m) plus un espace spécial pour le bloc de puissance, on trouvera une surface totale qui est égale à :

$$S_{CS_Tot} = 3.5 \cdot 140.80 = 492.80 \text{ hectares}$$

V.3.7.2 La longueur des tubes

La longueur des tubes est calculée comme suit :

Longueur des tubes absorbeurs = (La longueur des collecteurs en séries + La longueur de séparation) x Le nombre de boucles.

$$L_{tubes} = (N_{SCA} \cdot L_{collecteur} + 15) \cdot 704$$

$$L_{tubes} = (8 * 50 + 15) * 704$$

$$L_{tubes} = 292160 \text{ m}$$

D'où la longueur des tubes est :

$$L_{tubes} = 292.16 \text{ km}$$

V.3.7.3 La longueur des conduites (celles qui collecte le l'huile de chaque boucle)

Longueur des conduites = $4 * [\frac{M}{2} * (2 * \text{largeur de collecteur} + \text{la largeur de séparation entre collecteurs}) + (\frac{M}{2} - 1) * \text{la largeur de séparation}]$

$$L_{conduites} = 4 * [\frac{704}{2} * (2 * 5 + 10) + (\frac{704}{2} - 1) * 10]$$

$$L_{conduites} = 42200 \text{ m}$$

V.3.7.4 Volume de l'huile HTF

Pour le calcul du volume de l'huile on aura besoin de volume des tubes absorbeurs dans notre cas le diamètre de tube absorbeur de collecteur LS-2 est égale à 0.07 m.

- Volume des tubes à vide

$$V_{tubes} = \frac{\pi * D^2}{4} * L_{tubes} = 1124.4 \text{ m}^3$$

- Diamètre des conduites

$$V_{conduites} = V_{tubes} = \frac{\pi * D^2}{4} * L_{conduites}$$

$$D = \sqrt{\frac{4 * V_{tubes}}{\pi * L_{conduites}}}$$

$$D = 18 \text{ cm}$$

Volume total de l'huile :

$$V_{Total} = V_{conduites} * 2 = 2248.8 \text{ m}^3$$

Si on considère que la densité d'huile est la densité moyenne entre l'entrée et la sortie du champ de captage :

On aura une température de 293°C qui correspond à une densité de $824 \frac{kg}{m^3}$ à l'entrée du champ de captage

On aura une température de 391°C qui correspond à une densité de $705.18 \frac{kg}{m^3}$ à la sortie de champ de captage

$$\rho = \frac{824 + 705.18}{2} = 764.59 \text{ kg/m}^3$$

Ce qui implique que la masse totale de l'huile est:

$$M_{HTF} = 764.59 * 2248.8 = 1719410 \text{ kg}$$

V.4 Rendement de la centrale

Le rendement de la centrale est le produit du rendement du champ solaire par le rendement du cycle ou en d'autres termes :

$$\eta_{centrale} = \eta_{champ} \cdot \eta_{cycle}$$

La figure (80) montre l'évolution du rendement de la centrale au cours de l'année.

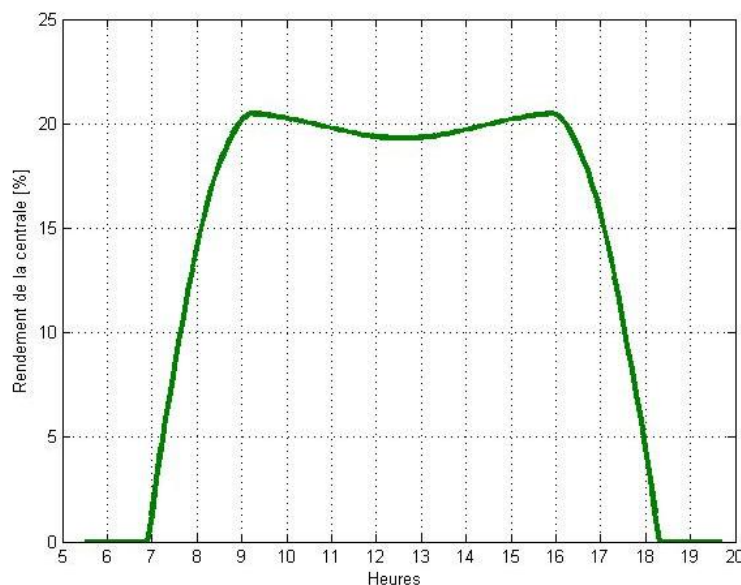


Fig. (80) :Variation de rendement annuel de la centrale

Le rendement moyen annuel est de 16.93 % .

V.5 Fonctionnement de la centrale

Le fonctionnement de la centrale solaire thermodynamique est similaire à celui d'une centrale à vapeur excepté que cette dernière ne dépend pas des conditions atmosphériques contrairement à la centrale solaire qui présente un problème majeur dû à sa dépendance avec

l'ensoleillement. Autrement dit la centrale ne fonctionne que lors d'une journée éclairée ou bien moyenne mais pas en ciel dégradé.

Dans ce qui suit nous simulons les différentes situations qui peuvent se présenter dans une journée puisque le dimensionnement est réalisé pour un débit fixe et une valeur d'enthalpie fixe ainsi que pour un flux fixé. Toute ces grandeurs sont reliées entres elles, la variation de l'une d'elle entraine un déséquilibre de la centrale. La variable la plus importante est le flux car elle constitue la source de la centrale qui est de nature incontrôlable vu quelle varie au cours de la journée et au cours de l'année. C'est la principale responsable de la variation des grandeurs de la centrale. Pour remédier à tous ces problèmes un prototype de régulation est nécessaire afin de garder les grandeurs de la centrale fixées.

V.5.1 Déséquilibre de la centrale

Dans notre cas nous avons étudié 2 types de déséquilibre qui peuvent se produire :

- Déséquilibre dû à la variation de flux de chaleur avec débit constant.
- déséquilibre dû a l'utilisation de toute la surface de champ avec débit de huile qui varie.

V.5.1.1 Comportement de la centrale au cours du déséquilibre dû à la variation du flux de chaleur avec un débit de HTF constant.

La figure suivante présente la variation de la température de l'huile à la sortie du champ.

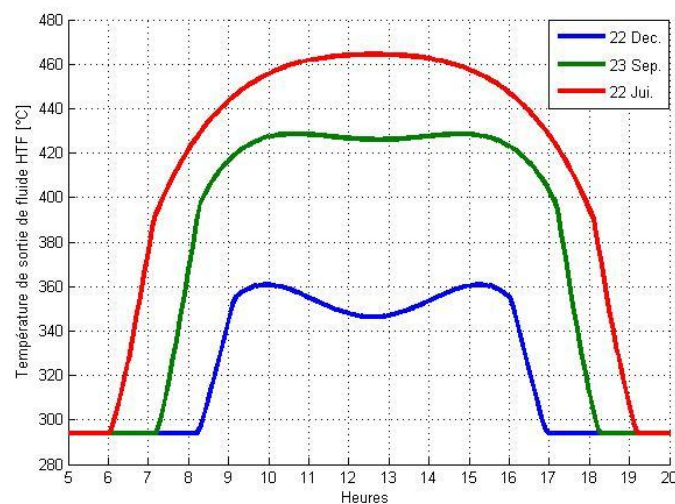


Fig. (81) : Variation de la température de sortie du fluide HTF au cours des journées de E.A, S.E, S.H.

Interprétations

Cette figure représente la variation de la température de l'huile à la sortie du champ solaire durant les journées de l'équinoxe d'automne, solstice d'été et solstice d'hiver.

Cette variation de la température est due aux flux utile qui n'est jamais constant au cours des journées et au débit de l'huile qui, lui est constant.

On remarque que la température maximale du fluide atteinte au 22 Décembre est de 362.1 °C qui reste inférieure à la température de fonctionnement de la centrale qui est de 391°C.

On remarque également que la température maximale peut être atteinte par le fluide caloporteur dans l'année qui est de l'ordre de 464.5°C à 12h temps solaire du 22 Juin. Elle est plus grande par rapport à la température de fonctionnement avec 73°C.

Remarques

- La variation de la température de sortie de fluide caloporteur entraine une variation de l'enthalpie de fluide et provoque un déséquilibre au niveau des échangeurs qui affecte par la suite les grandeurs du cycle à vapeur.
- La quantité de chaleur thermique fournie par le champ solaire augmente avec l'augmentation de la température.

Pour remédier à cette variation, on doit agir sur le débit d'huile dans les boucles afin de garder les enthalpies constantes ainsi que les températures d'entrée et de sortie.

V.5.1.2 Comportement de la centrale au cours du déséquilibre dû à l'utilisation de toute la surface du champ de captage avec un débit d'huile variable.

Nous présentons aux figures (82) et (83) les variations de débit d'huile dans une boucle et dans la centrale respectivement.

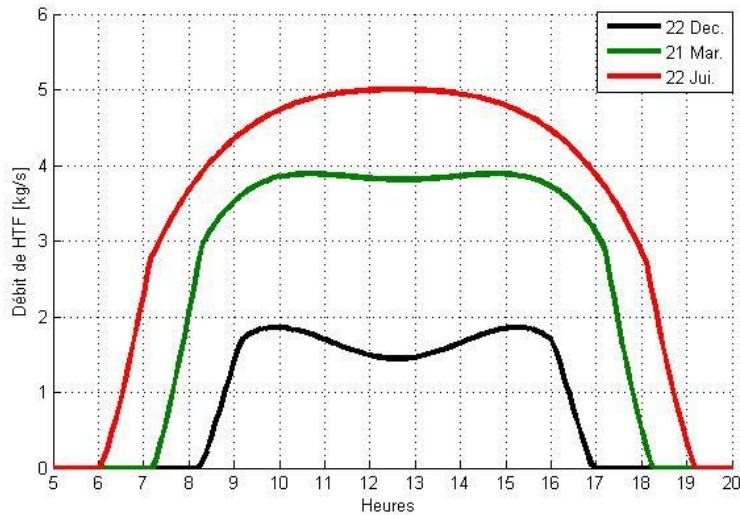


Fig. (82) : Variation de débit d'huile dans une boucle durant les journée E.A,S.H,S.E.

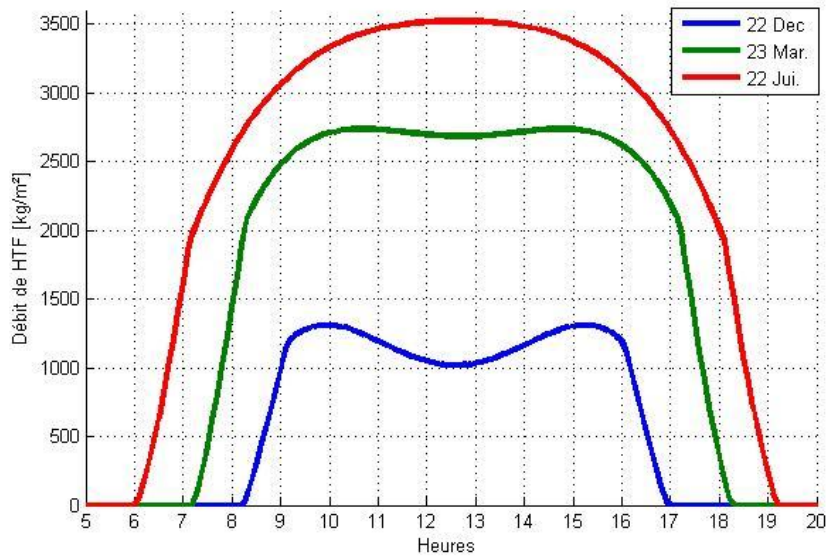


Fig. (83) : Variation de débit de l'huile au cours des journées E.A, S.H, S.E.

Interprétations

Ces variations de débit permettent de maintenir constantes les températures d'entrée et de sortie du champ de captage (températures et pressions de dimensionnement) et, par conséquent on obtient des enthalpies constantes.

En utilisant toute la surface du champ solaire la valeur maximale de débit massique du fluide au cours de l'année est atteinte à 22 Juin à 12h :36 min et elle est de 3522 kg/s.

Cette valeur représente environ (7/4) la valeur de débit massique de l'huile nécessaire pour le fonctionnement à charge nominale.

La valeur maximale de débit de l'huile atteinte au 22 Décembre est de 1335 kg/s.

Cette valeur est inférieure à (1/3) de la valeur de débit nécessaire pour le fonctionnement à charge nominale de la centrale qui est de l'ordre de (1930 kg/s).

Remarques

- Le débit massique du fluide caloporteur augmente avec l’augmentation de flux utile et diminue avec la diminution du flux utile.
- La quantité de chaleur fournie par le champ solaire augmente avec l’augmentation du débit massique du fluide caloporteur et diminue avec la diminution du fluide caloporteur.

Comme pour l’huile, la vapeur d’eau doit avoir les mêmes valeurs de la température, de la pression que celles du dimensionnement, Figure. (84).

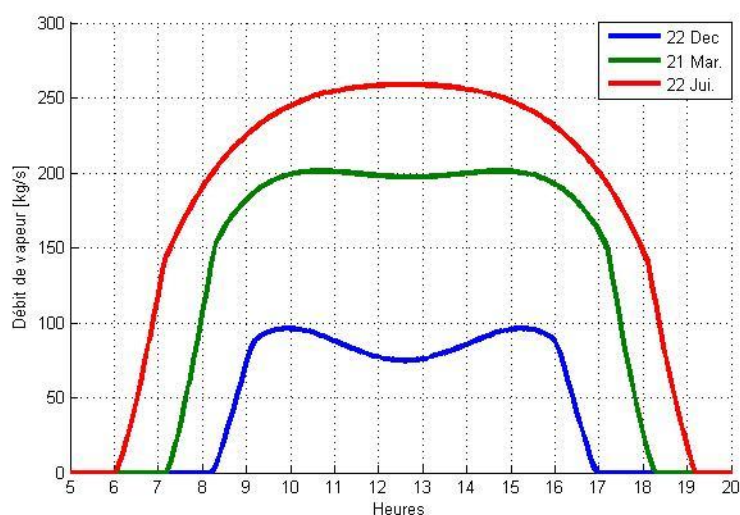


Fig. (84) : Variation du débit de vapeur au cours des journées E.A, S.H, S.E.

Interprétations

Cette figure représente la variation de débit de la vapeur d’eau au cours des journées Equinoxe d’Automne, Solstice d’Hiver et Solstice d’Été.

Afin de garder les mêmes enthalpies d’entrée et de sortie de la vapeur d’eau on doit agir sur le débit de l’eau.

On remarque sur cette figure que la valeur maximale de débit de la vapeur d’eau au cours de l’année est atteinte le 22 Juin à 12h :36 min et elle est de 258.8 kg/s.

De même la valeur maximale de débit de la vapeur atteinte au 22 Décembre qui est de l’ordre de 98.1 kg/s à 10 :00h temps solaire.

Remarques

Le débit de vapeur augmente avec l’augmentation du flux utile et inversement diminue avec la diminution de flux utile.

La figure (85) représente la variation de la puissance électrique au cours des journées équinoxe d’Automne, solstice d’été et le solstice d’hiver.

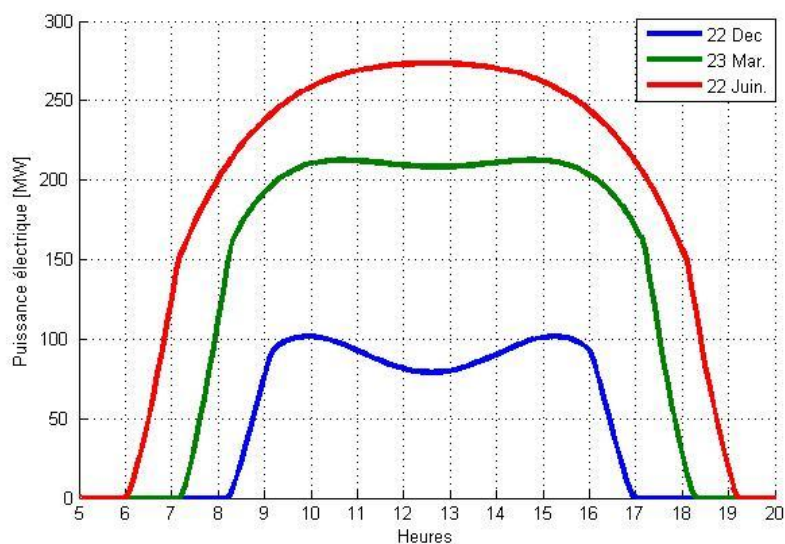


Fig. (85) : Variation de la puissance électrique au cours des journées E.A, S.H, S.E.

Interprétations

La puissance maximale qui peut être débitée au cours de l'année est de 273.5 MW atteinte à 12h :36 min de 22 Juin.

La puissance maximale qui peut être débitée au 22 Décembre est de 101.7 MW atteinte à 9h :54 mn temps solaire.

Remarques

L'augmentation du débit de vapeur est accompagnée par l'augmentation en puissance électrique débitée.

La turbine est dimensionnée de sorte à produire une puissance de 150MW. Pour cela, nous avons choisi une turbine SST 700 dont la puissance maximale est de 175 MW.

Cela s'explique par le fait que si nous dépassons la puissance de 175 MW nous perdrons le fonctionnement nominal de la turbine. Ce qui pourrait contribuer à la déformation des aubages de la turbine provoquant sa destruction. D'où la conséquence des pertes en termes de coût.

V.5.2 Régulation du champ solaire

Pour éviter tous les problèmes de déséquilibre nous avons été amenés à mettre en place un système de régulation qui permet à la fois de garder les températures de fluide caloporteur constantes, un débit de l'huile constant ainsi que celui de la vapeur d'eau en agissant sur la surface du champ de captage.

Comme nous l'avons expliqué dans le sous-chapitre précédent l'action sur le débit de l'huile permet de garder les températures à l'entrée et à la sortie de champs fixe qui sont égales aux températures de dimensionnement.

On verra maintenant que l'action sur la surface de champ permet d'avoir un débit massique de l'huile fixé à la valeur de débit nominal (1930 kg/s).

V.5.2.1 Notion de la surface active

La surface active citée dans le chapitre précédent représente la surface qu'il faut pour avoir un débit massique total égal à celui du dimensionnement avec un débit de fluide caloporteur variant dans une boucle. Les Fig. (86 et 87) expliquent bien le phénomène.

La Fig. (86) représente la variation de débit dans une boucle au cours des journées particulières de l'année.

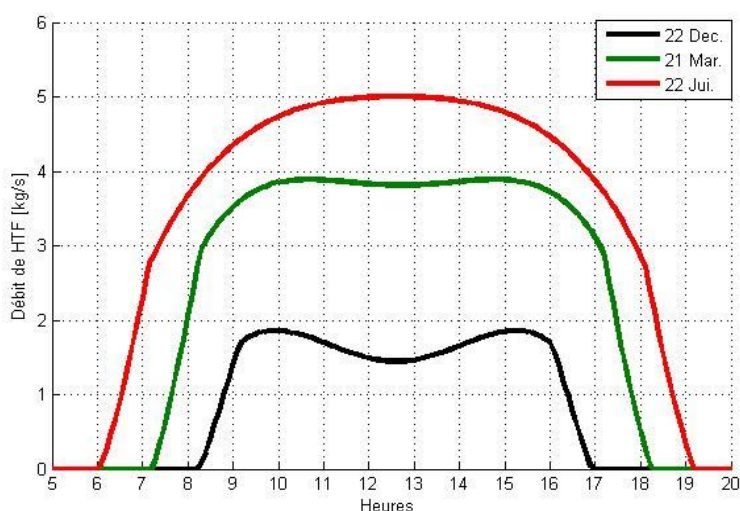


Fig. (86) : Variation de débit de HTF dans une boucle au cours des journées E.P, E.A, S.E, S.H.

Interprétations

Nous avons agit sur le débit du fluide caloporteur pour garder les mêmes températures d'entrée et de sortie dans la boucle qui sont les mêmes températures d'entrée et de sortie du champ.

On remarque également que le débit de l'huile aura atteint 5 kg/s au 22 Juin à 12h :36 min . La somme de tous ces débits donne un débit total de 3522 kg/s. D'où la notion de la surface active ; on doit donc agir sur la surface du champ afin de limiter le surplus du débit du fluide caloporteur.

La Fig.(87) représente le taux de charge défini par la surface active sur la surface totale de champ solaire dimensionné pour le flux utile de référence de l'ordre de 328 W/m². Dans notre cas la surface totale est de (140.8 hectares)

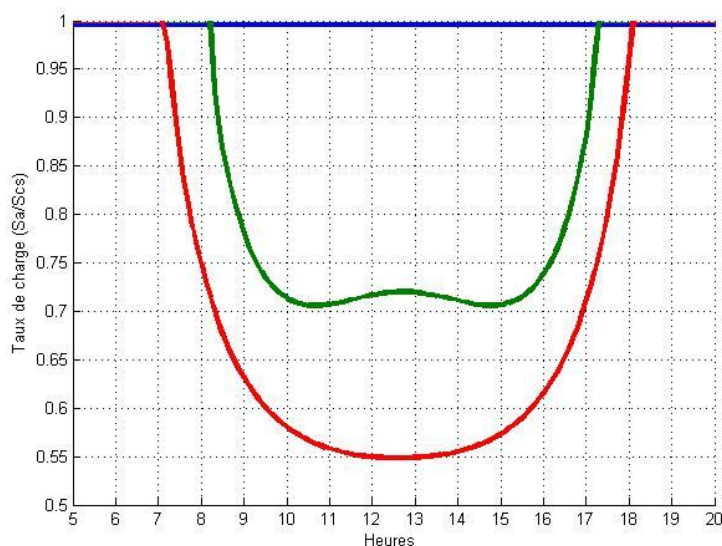


Fig. (87) : Evolution de la surface active du champ solaire durant les journées E.A, E.P, S.E, S.H.

Interprétations

- On remarque bien qu'au 22 Juin la surface active est égale à 0.55 de la surface totale. Donc, dans la saison estivale le champ solaire ne fonctionne qu'à presque (1/2) de sa surface totale. Contrairement au mois de Décembre la surface active sera égale à la surface totale du champ.

Remarques

Le taux de charge est égale à (100%) explique que la centrale fonctionne avec toute la surface du champ solaire. Ce taux de 100% est atteint pour des flux utiles inférieurs à 328 W/m².

Si le flux utile dépasse la valeur de flux de référence 328 W/m², le taux de charge diminue en fonction de l'augmentation de flux.

V.5.2.2 Variation du débit d'huile après régulation

La Fig. (88) représente la variation de débit massique du fluide caloporteur totale au cours des journées de l'équinoxe d'automne, l'équinoxe de printemps, le solstice d'hiver et le solstice d'été.

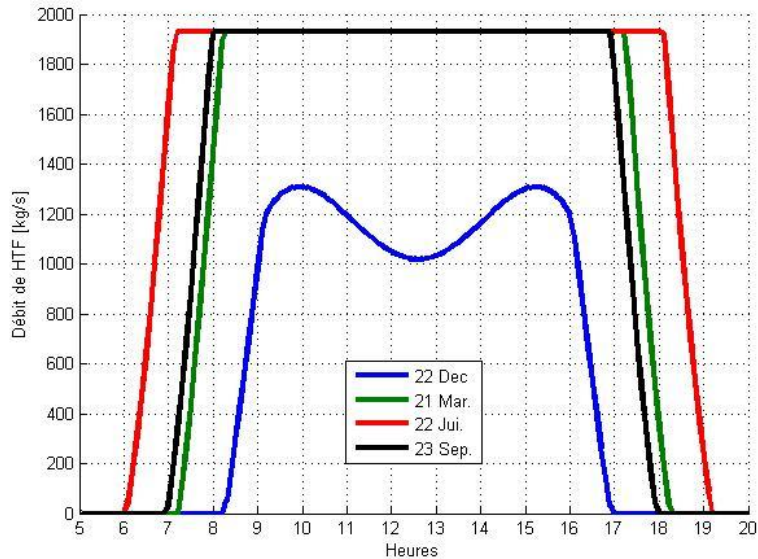


Fig. (88) : Variation de débit de HTF au cours des journées S.E, S.H, E.P, E.A.

Interprétations

- On remarque que la valeur de débit caloporteur est constante durant les journées 22 Juin, 23 Septembre et 21 Mars. Cela explique que cette valeur peut être atteinte durant 3 saisons de l'année.
- Par contre durant la saison hivernale nous ne pouvons pas maintenir le débit constant car le flux utile est inférieur au flux de référence durant toute la saison malgré l'utilisation de toute la surface de captage.

Remarques

Si on veut atteindre une puissance de 150 MW dans la saison hivernale on doit redimensionner le champ de captage pour un flux de référence de 170 W/m².

Mais notre choix du flux de référence est erroné par la dégradation de la journée durant cette saison avec un taux de couverture qui dépasse 90%.

V.5.2.3 Variation de débit de la vapeur d'eau après régulation

La Fig. (89) représente la variation du débit de vapeur après régulation au cours des journées E.P, E.A, S.E, S.H.

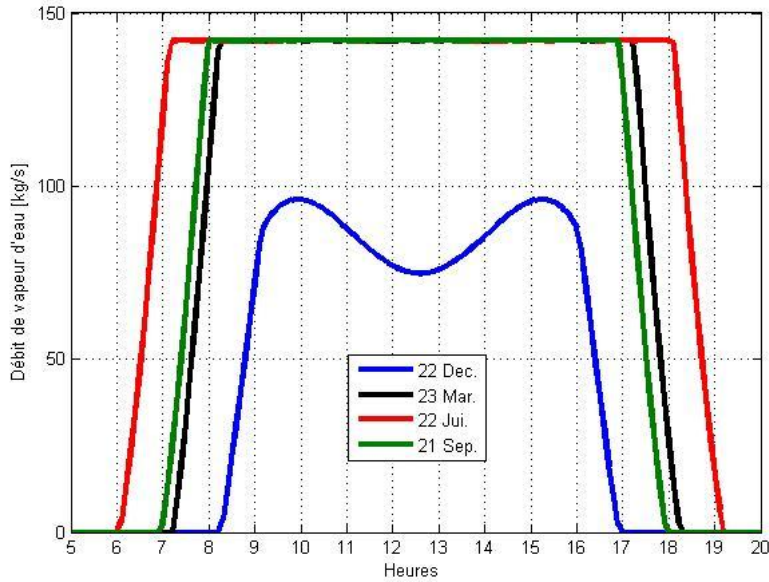


Fig. (89) : Variation de débit de vapeur au cours des journées E.P, E.A, S.E, S.H.

Interprétations

- Puisque la variation du débit de vapeur est conditionnée par la variation de débit massique de fluide caloporteur, alors on aura automatiquement un débit constant de (140.6kg/s)
- Durant les journées E.P, E.A, S.E. contrairement à la saison hivernale, le débit de vapeur est inférieur au débit de vapeur de référence.

V.5.2.4 Variation de la puissance électrique débitée après régulation

La Fig. (90) représente la variation de la puissance électrique au cours des journées E.A, E.P, S.E, S.H.

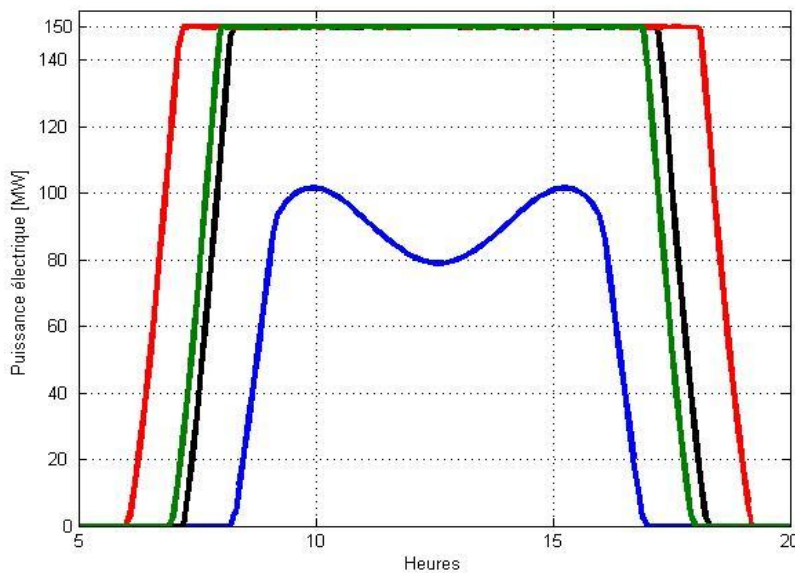


Fig. (90) : Evolution de la puissance électrique débitée au cours des journées S.H, S.E, E.P, E.A.

Interprétations

- On remarque que la puissance pouvant être débitée est de 150MW durant presque toutes les journées.
- Par exemple la puissance de 150MW peut être extraite au 22 Juin à partir de 7h:12 mn temps solaire et reste constante jusqu'à 18h:00 min, ce qui donne une durée de fonctionnement de 10h:48 mn avec une puissance de 150MW
- La durée de 06h:00 jusqu'à 07h:00 sera utilisé pour le chauffage des tuyauteries avant l'injection de l'huile, ce qui donne une durée de 1h 12min de chauffag.

V.6 Étude comparative

Le but de ce sous chapitre est de comparer nos résultats aux résultats d'autres centrales déjà réalisées. En effet, plusieurs centrales thermodynamiques sont réalisées à travers le monde. On peut citer deux pays qui ont consenti des investissements dans cette nouvelle technologie : Il s'agit de l'Espagne qui a réalisé 3centrales solaires cylindro-parabolique de 50MW chacune SOLNOVA 1 et 2, Andasol 3 et les USA avec 9 centrales solaires cylindro-parabolique de SEGS 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8 et 9.

Le tableau ci-dessous récapitule les données de réalisation des centrales aux USA

INDICATOR NAME	UNITS	1997	2000	2005	2010	2020	2030
		SEGS VI ⁺ Base Case	SEGS LS-3 25% Fossil ⁺	SEGS LS-3 w/Storage	SEGS LS-4 w/Storage	SEGS DSG w/Storage	SEGS DSG w/Storage
Plant Design							
Plant Size	MW	30	80	161	320	320	320
Collector Type		LS-2	LS-3	LS-3	LS-4	LS-4	LS-4
Solar Field Area	m ²	188,000	510,120	1,491,120	3,531,600	3,374,640	3,204,600
Thermal Storage	Hours	0	0	6	10	10	10
	MWh _t	0	0	3,000	10,042	9,678	9,678
Performance							
Capacity Factor	%	34	34	40	50	50	50
Solar Fraction (Net Elec.)	%	66	75	100	100	100	100
Direct Normal Insolation	kWh/m ² -yr	2,891	2,725	2,725	2,725	2,725	2,725
Annual Solar to Elec. Eff	%	10.7	12.9	13.8	14.6	15.3	16.1
Natural Gas (HHV)	GJ	350,000	785,000	0	0	0	0
Annual Energy Production	GWh/yr	89.4	238.3	564.1	1,401.6	1,401.6	1,401.6
Development Assumptions							
Plants Built Per Year		2	2	2	3	3	3
Plants at a Single Site		5	5	5	5	5	5
Competitive Bidding Adj.		1.0	1.0	0.9	0.9	0.9	0.9
O&M Cost Adjustment		1.0	0.9	0.85	0.7	0.6	0.6
Operations and Maintenance Cost							
Labor	\$/kW-yr		32 25	21 25	14 25	11 25	11 25
Materials			31 25	31 25	29 25	23 25	23 25
Total O&M Costs		107	63	52	43	34	34

Tableau (10) : Performances de quelques centrales.

Indicateur	SEGS LS-3 avec stockage	Nos Résultats
Puissance électrique (MW)	161	150
Type de collecteur	LS-3	LS-2
Surface des collecteurs (champ solaire net) m ²	1.491.120	1.408.000
Fraction solaire (Net Elec) %	100	100
Rayonnement solaire direct (kWh/an)	2.725	3.000
Rendement solaire électrique	13,8	16

annuel %		
Gaz naturel (HHV) (GJ)	0	0
Energie annuelle GWh/an	564.1	401.36 sans stockage / 560 GWh avec stockage.
Stockage thermique (heures)	6	6 ,5 max
Stockage Thermique (MWht)	3000	3025

Tableau (11) : Tableau comparatif.

Ce tableau comparatif représente les valeurs des grandeurs de conception d’une centrale 161 MW à SEGS et les résultats de notre étude de conception pour le bien fondé de l’approche préconisée.

Pour SEGS, la surface occupée par les miroirs est de 1.5 km² or pour 150MW elle occupe 1.40 km² avec le même cycle de vapeur on trouve une surface de 1.5 km² soit (1 494 726m²).

Notre centrale est dimensionnée pour un flux utile de 328W/m² avec la surface du champ qu’on avait trouvée auparavant nous permet d’atteindre cette puissance (150MW) 243 jours /an, les 122 jours restants, la centrale fonctionnera dans la plage de puissance [70, 80] MW.

La centrale doit être équipée d’un système de stockage thermique vu la grande énergie qu’elle peut fournir, soit 2300 h/an la puissance pouvant être débitée est largement supérieure à 150MW.

L’excès d’énergie peut être stocké sous forme d’énergie thermique, on utilisera des sels fondus, technique qui a déjà fait ses preuves et a donnée des résultats satisfaisants. L’avantage du stockage ne réside pas seulement dans le remplacement du soleil après le couché, mais facilite grandement la régulation de débit de l’huile.

L’énergie annuelle pouvant être extraite est d’environ 460 GWh sans le stockage. Le stockage peut fournir jusqu’à 158 GWh /an, ce qui fait que notre centrale peut fournir une énergie annuelle de 560 GWh alors que la société SEGS fourni presque la même énergie.

Le nombre d’heure de stockage que nous avons trouvé est presque le même que celui de SEGS sauf que notre calcul est basé sur la journée du 22 juin, ce qui a pour effet d’obtenir une énergie moyenne de 982MWh/jour. Par conséquent notre centrale pourra fonctionner 6h:30mn, rien qu’avec le stockage. Le reste est de bien dimensionner les bacs de stockage et le volume des sels qui peuvent couvrir les 6h:30h de stockage.

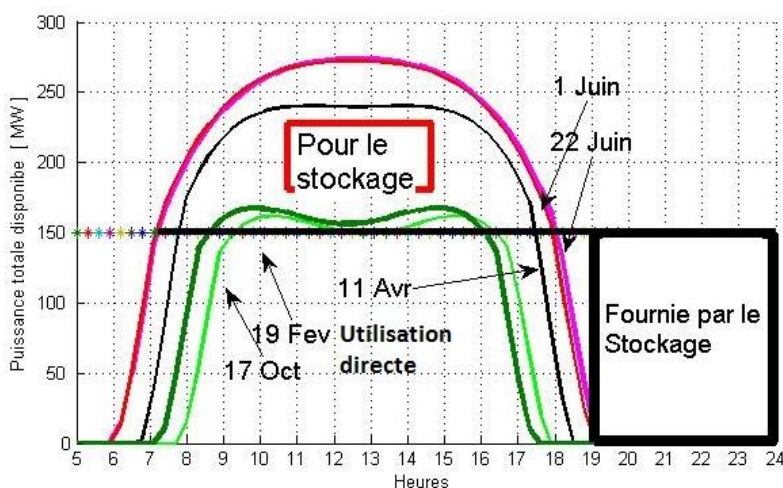


Fig. (91) : L’effet de stockage.

CONCLUSION GÉNÉRALE

CONCLUSION GÉNÉRALE

Nous avons procédé au dimensionnement d'une centrale thermo solaire de puissance 150MW. Les différentes étapes de la chaîne de conversion de l'énergie thermique en énergie électrique, le positionnement par rapport au soleil et les configurations du stockage thermique ont été abordées.

De par la situation géographique le site choisi par la Sonelgaz est intéressant à plus d'un titre. Une étude du champ de captage ayant pour objectif de déterminer le flux utile, l'évolution des rayonnements direct et incident ainsi que l'évaluation des pertes thermique et optique du collecteur à l'aide du modèle de Forristal a été effectuée.

Nous avons étudié le bloc de puissance et présenté de manière succincte le système de génération de puissance. Le système pour lequel nous avons opté est celui qui concerne le cycle de Rankine. Dans ce cycle, la chaleur est transportée par l'huile synthétique depuis les collecteurs jusqu'à l'échangeur où l'eau s'évapore. Il comporte essentiellement les éléments de la centrale solaire.

Le dimensionnement de la centrale pour la partie puissance a pour objectif de déterminer la puissance thermique que doit débiter le champ de captage pour avoir une puissance de 150 MW au niveau de l'alternateur correspondant à 461.96 MW thermique.

Le dimensionnement du champ de captage ayant pour objectif de déterminer la surface des miroirs cylindro-paraboliques qu'il faut pour produire la puissance thermique citée, est de 1408000 m². Cette surface ne représente que 1/900.000 de la surface du Sahara Algérien. Ce qui veut dire que l'Algérie peut alimenter en énergie tout le continent africain.

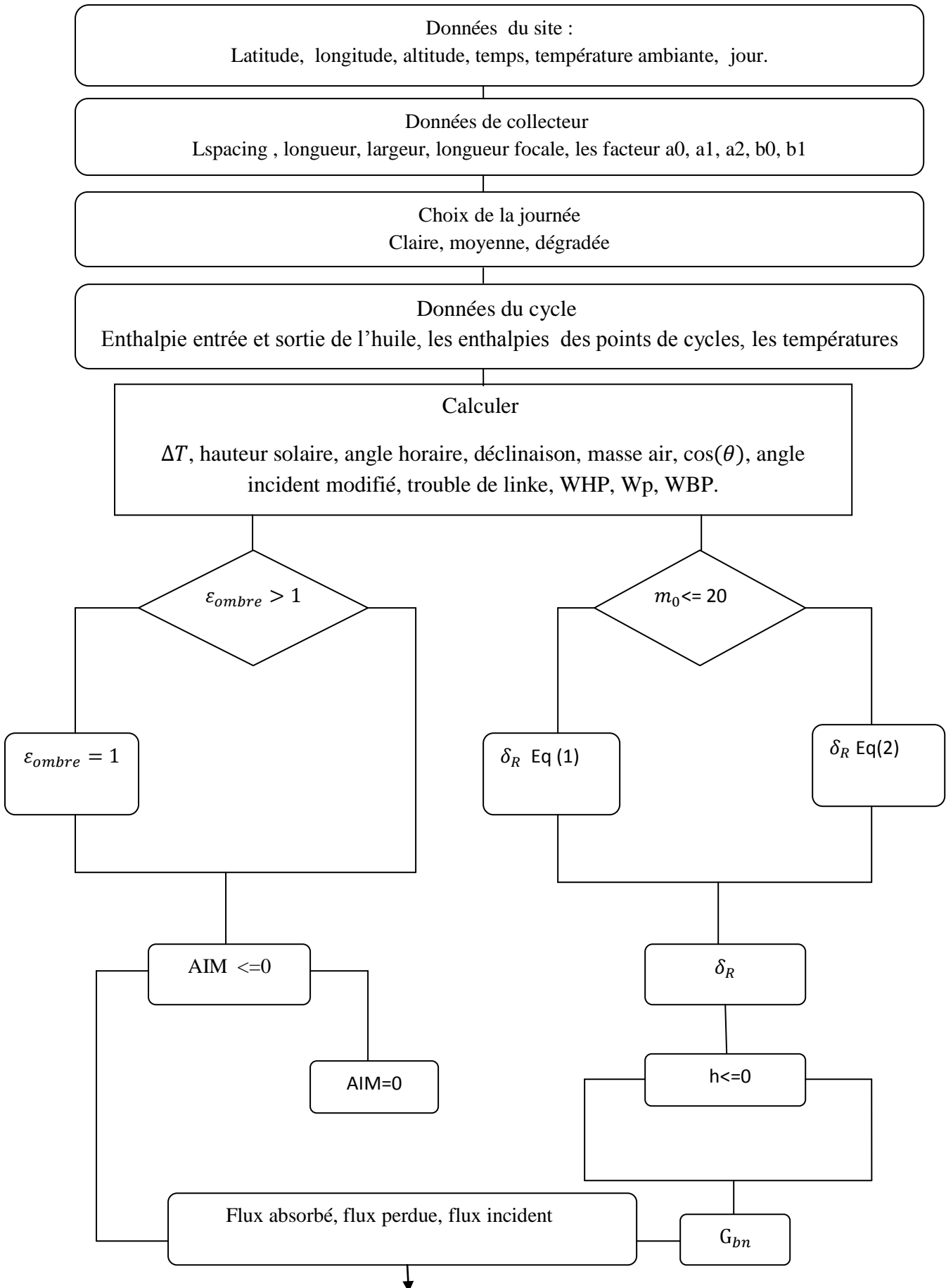
Nous avons également étudié le fonctionnement en effectuant une simulation (sous environnement Matlab) de la centrale ainsi que quelques problèmes pouvant surgir lors de son fonctionnement.

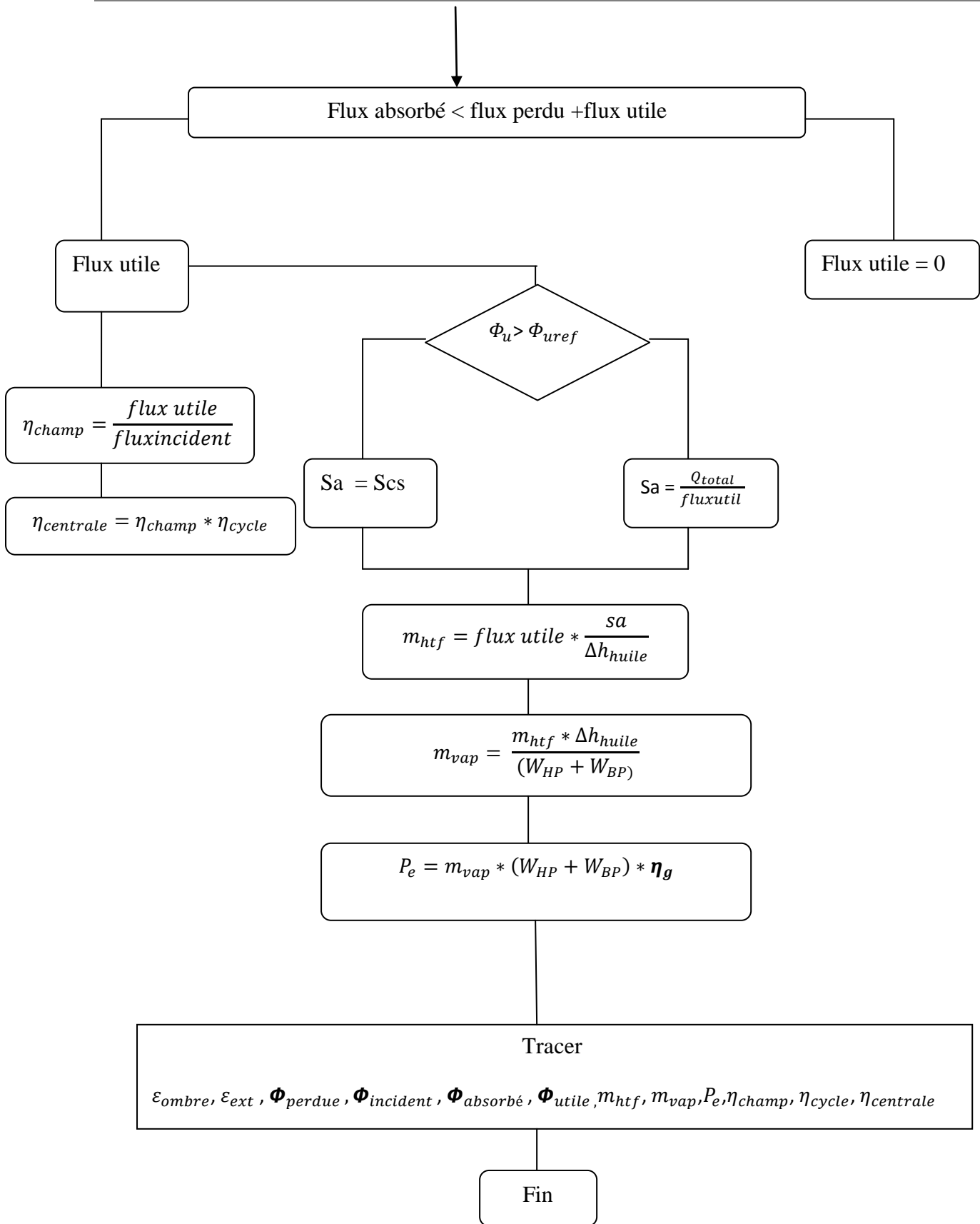
Une étude comparative de nos résultats obtenus avec ceux issus d'autres centrales déjà construites aux États-Unis d'Amérique et en Espagne nous a permis de nous situer par rapport aux normes de réalisation.

Annexes

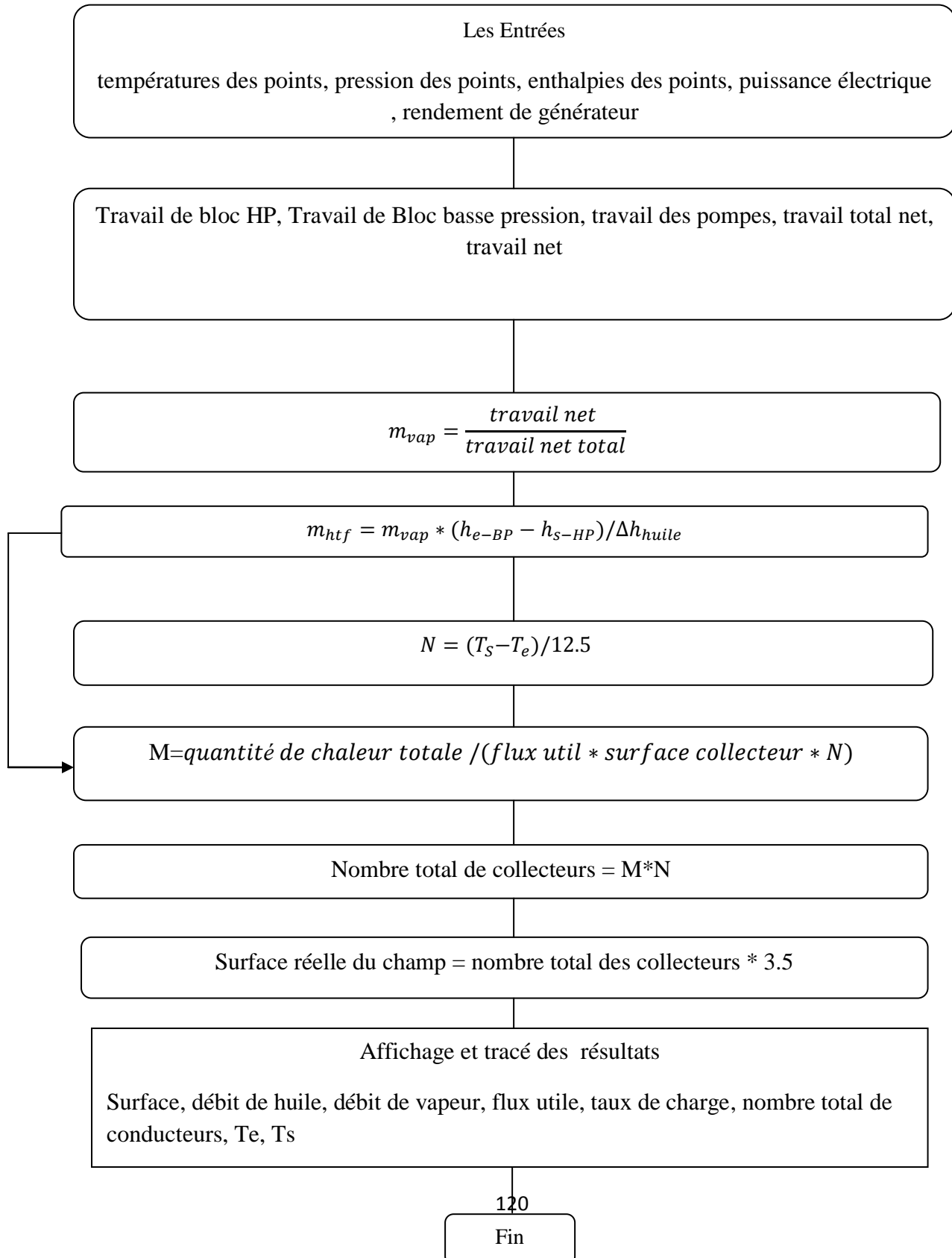
Annexe A

Organigramme de simulation





Organigramme de dimensionnement



Annexe B

Caractéristiques principales de la centrale Solaire

Site d'implantation en Algérie : El Oued

Latitude du site : **33.3°N**

Longitude du site : **6.07°E**

Longitude standards : **1**

Altitude de site : **63 m**

Champ de captage

Modèle de collecteur : **LS-2**

Rendement optique de collecteur : **76%**

Surface de champ de captage : **1408000m²**

Nombre totale de collecteur : **5632**

Fluide caloporteur : **Therminole VP1**

Débit max de fluide : **1930 kg/s**

Bloc de puissance

Puissance électrique : **150 MW**

Puissance thermique : **461.96 MW**

Energie électrique annuelle : **401,36 GWh**

Rendement du bloc de puissance : **32%**

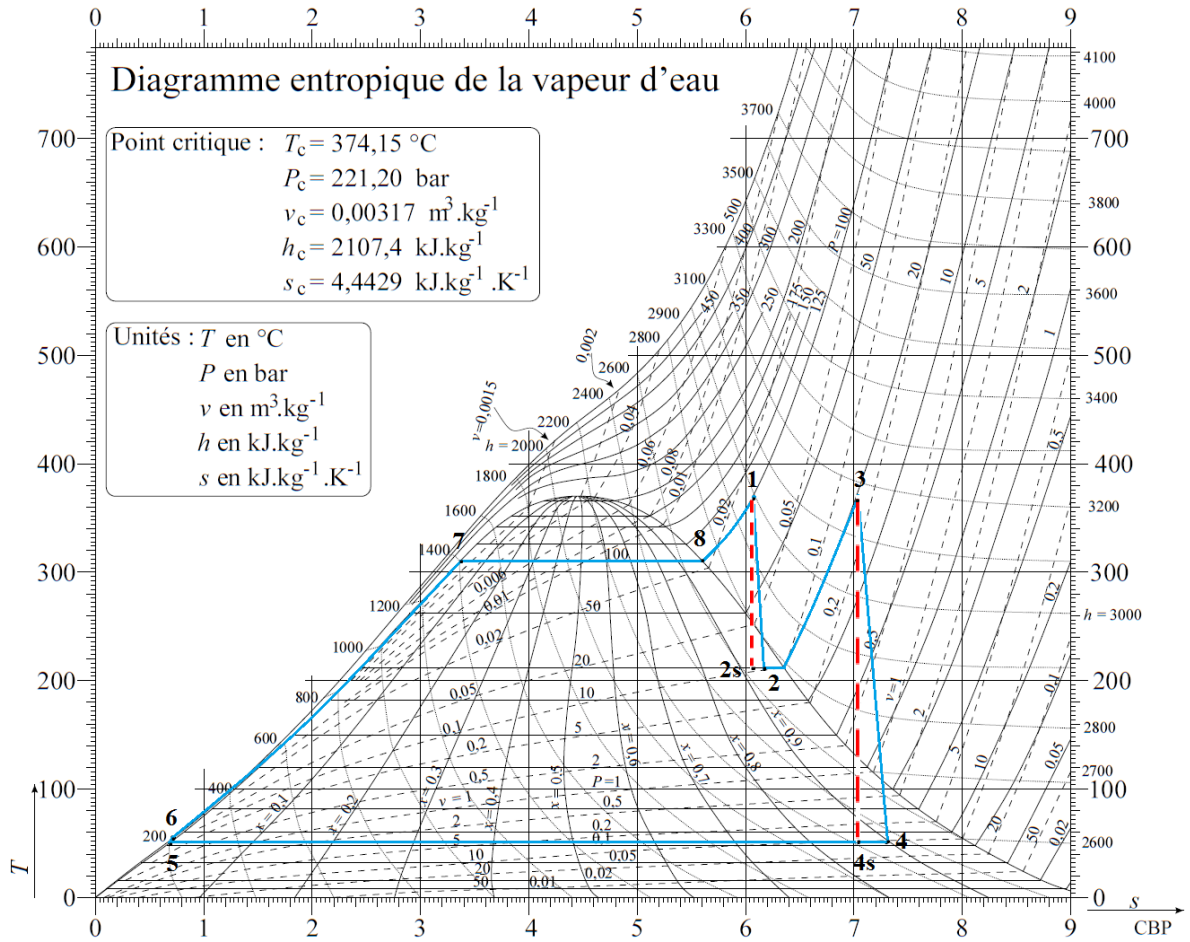
Débit de vapeur maximal = **141 kg/s**

Rendement de la centrale annuelle = 17%

La centrale doit contenir : des Bacs de Stockage, des Groupes Auxiliaires, une Source de Gaz, des Airo-Condenseurs , des Pompes .

Annexe C

Le schéma de cycle thermodynamique



Références Bibliographiques

- [1] Thomas Fend and Louy Qoaider. *EnerMENA CSP (Concentrated Solar Power) Teaching Materials, Chapter 1*. Deutsches Zentrum DLR für Luft-und Raumfahrt e.V. in der Helmholtz – Gemeinschaft, 9/9/2011
- [2] Matthias Günther. *EnerMENA Advanced CSP Teaching Materials, Chapter 2 Solar Radiation*, Deutsches Zentrum DLR für Luft-und Raumfahrt e.V. in der Helmholtz – Gemeinschaft, 9/9/2011
- [3] M. Boubekri, A. Chaker et I. Zeghib. Contribution numérique à l'étude du rayonnement solaire incident sur un capteur plan pour le site de Constantine. Laboratoire de Physique Energétique Université Mentouri, Constantine (25000), Algérie
- [4] Zhou Dongyi, Shi Chu-ping, Yuan Wen-hua. Research on the Applicability of Solar Energy-Ground Source Heat Pump in Different Regions of China. *2011 Second International Conference on Digital Manufacturing & Automation*, 978-0-7695-4455-7/11 \$26.00 © 2011 IEEE Computer Society.
- [5] Fakharpour Mahsa and Soltany Najma. Estimation Solar Radiation and Status Solar Energy in Yazd Province – Iran. *978-1-4577-0547-2/12/\$31.00 ©2012 IEEE Computer Society*.
- [6] Mingzhi Zhao, Zhizhang Liu and Mingjun Yu. Data acquisition and analyzing of solar energy resource. *Proceedings of the 2010 IEEE International Conference on Information and Automation* June 20 - 23, Harbin, China. 978-1-4244-5704-5/10/\$26.00 ©2010 IEEE
- [7] A. Yona and T. Senjyu. One-Day-Ahead 24-Hours Thermal Energy Collection Forecasting Based on Time Series Analysis Technique for Solar Heat Energy Utilization System. *IEEE T&D Asia* 2009, pp.1-4.
- [8] Qi Qi, Yiqiang Jiang, Shiming Deng. A Simulation Study on Solar Energy Seasonal Storage by Phase Change Material. *IEEE – ICSET 2008*, 978-1-4244-1888-6/08/\$25.00 © 2008 IEEE, pp.106-109
- [9] Ralf Leutz and Hans Philipp Annen. Energy Performance Modeling of Stationary and Quasi-stationary Solar Concentrators Based on Reverse Ray-tracing. *1-4244-0016-3/06/\$20.00 ©2006 IEEE* pp.714-717
- [10] Wissem Zghal, Gueorgui Kantchev and Hédi Kchaou. First International Conference on Renewable Energies and Vehicular Technology, determination of the exploitable solar energy for electricity generation using the photovoltaic systems. Laboratory of Electromechanical Systems, National Engineering School of Sfax, Tunisia, 2012
- [11] Soteris Kalogirou. Solar energy engineering, chapter 2: Environmental characteristics. Cyprus University of Technologie: processes and systems / Soteris Kalogirou. 1st ed. p. cm. Includes bibliographical references and index. ISBN 978-0-12-374501-9 (hardcover). Copyright ©2009, Elsevier Inc. All rights reserved.
- [12] John A. Duffie, William A. Beckman. Solar engineering of thermal processes, chapter 1: Solar radiation, Second edition. A John Wiley & Sons, Inc.
- [13] Dr. Christoph Richter, Sven Teske and Rebecca Short. "Concentrating Solar Power, Why Matthias Günther, Michael Joemann and Simon Csambor. *EnerMENA CSP (Concentrated Solar Power) Teaching Materials, Chapter 5 (Parabolic Trough Technology)*. Deutsches Zentrum DLR für Luft-und Raumfahrt e.V. in der Helmholtz – Gemeinschaft, 18/9/2011. <http://www.greenpeace.org/international/Global/international/planet2/report/2009/5/concentrating-solar-power-2009.pdf>
- [14] Quoilin Sylvain. Rapport sur "Les Centrales Solaires à Concentration". Université de Liège, faculté des sciences appliquées. Mai 2007. http://www.labohtap.ulg.ac.be/staff/squoilin/files/centrales_solaires_SQ070925.pdf
- [15] Matthias Günther, Michael Joemann and Simon Csambor. *EnerMENA CSP (Concentrated Solar Power) Teaching Materials, Chapter 5 (Parabolic Trough Technology)*. Deutsches Zentrum DLR für Luft-und Raumfahrt e.V. in der Helmholtz – Gemeinschaft, 18/9/2011.
- [16] Hank Price, Eckhard Löpfert, Eduardo Zarza, Gilbert Cohen, Randy Gee and Rod Mahoney. *Journal of Solar Energy Engineering*, "Advances in Parabolic Trough Solar Power Technology". MAY 2002, Vol. 124 / 109.

http://www.lepten.ufsc.br/disciplinas/emc5489/arquivos/pdf/textos/solar/advances_in_solar_parabolic_trough.pdf

- [17] Daniel Pons Strigari. *Master thesis "Development of a concept for the autarkic energy and water supply of a housing estate in an area with high average solar irradiation"*. Technische Universität Wien (TU Wien). MAY 2009. http://e-archivo.uc3m.es/bitstream/10016/8209/2/D_PONS_THESIS_COMPLETE_V.FINAL.pdf
- [18] A.Thomas. "Solar steam generating systems using parabolic trough generators", Science-Direct received for publication 2 March 1995. Instrumentation and Services Unit, India Institute of Science, Bangalore 560 012, India.
- [19] A.R. El Ouederni, M. Ben Salah, F. Askri, M. Ben Nasrallah and F. Aloui. "Experimental study of a parabolic solar concentrator". *Revue des Energies Renouvelables Vol. 12 N°3 (2009) 395 – 404*, 25 Sept. 2009. http://www.cder.dz/download/cicme08_20.pdf
- [20] Geyer, M. (ed.) (2007): Solar Paces Annual Report 2007. <http://www.solarpaces.org/Library/AnnualReports/docs/ATR2007.pdf>
- [21] Octobre J., Guihard, F. (2009): Systèmes Solaires. http://www.energies-renouvelables.org/b2b/offre_decouverte_3.pdf
- [22] Quaschnig, V, Kistner, R., Ortmanns, W. (2002): Influence of Direct Normal Irradiance Variation on the Optimal Parabolic Trough Field Size: A Problem Solved with Technical and Economical Simulations. *Journal of Solar Energy Engineering* Vol. 124, 160-164.
- [23] Sources: www.energy.siemens.com ; www.archimedessolarenergy.com ; www.pressebox.de
- [24] Michael Geyer. IEA SolarPACES. *Report on the SolarPACES START Mission to Algeria*. September 14-18, 2003.
- [25] Incropera, Frank P., and DeWitt, David P. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. 5th edition. New York: John Wiley and Sons, Inc., 2002.
- [26] Sargent & Lundy LLC Consulting Group Chicago, Illinois. Subcontractor Report "Assessment of Parabolic Trough and Power Tower Solar Technology Cost and Performance Forecasts". National Renewable Energy Laboratory, 1617 Cole Boulevard Golden, Colorado 80401-3393. October 2003 NREL/SR-550-34440. <http://www.nrel.gov/docs/fy04osti/34440.pdf>
- [27] Vernon E.Dudley, Gregory J. Kolb, Michael Sloan and David Kearney. Test results "SEGS LS-2 Solar Collector". SAND94-1884. Printed December 1994.
- [28] ANGELA M. PATNODE. A thesis submitted in partial fulfillment of the requirements for the degree of MASTER OF SCIENCE (MECHANICAL ENGINEERING) "Simulation and Performance Evaluation of Parabolic Trough Solar Power Plants". UNIVERSITY OF WISCONSIN-MADISON 2006.
- [29] Johannes Sattler, Julian Eckstein and Daniel Norton. *EnerMENA CSP (Concentrated Solar Power) Teaching Materials, Chapter 3 (Thermofluid Engineering Basics)*. Deutsches Zentrum DLR für Luft-und Raumfahrt e.V. in der Helmholtz – Gemeinschaft.
- [30] R. Forristall, *Heat Transfer Analysis and Modeling of a Parabolic Trough Solar Receiver Implemented in Engineering Equation Solver*. National Renewable Energy Laboratory (NREL). Published in October 2003. <http://www.nrel.gov/csp/troughnet/pdfs/34169.pdf>
- [31] Price, H., Lüpfert, E., Kearney, D., Zarza, E., Cohen, G., Gee, G., Mahoney, R. (2002): Advances in Parabolic Trough Solar Power Technology, *ASME Journal of Solar Energy Engineering* Vol 124, 2002.
- [32] Stuetzle, Thorsten A. Automatic Control of the 30MWe SEGS VI Parabolic Trough Plant. Master's Thesis, Department of Mechanical Engineering, University of Wisconsin Madison. 2002.