

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



Ecole Nationale Polytechnique

Département de Génie Mécanique

Projet de Fin d'Etudes en Génie Mécanique

Présenté par :

SAIDOUN Boussad

Ingénieurs d'état en génie mécanique de l'ENP

Intitulé

Etude d'un édifice à deux et trois étages de module de concentrateurs cylindro parabolique avec poursuite selon les deux axes

Soutenu publiquement le 26/06/2013 devant le jury composé de :

| | | |
|--------------------------------------|------------|-----|
| Encadreurs : AIT ALI Mohand Améziane | Professeur | ENP |
| Président de jury : M. BOUAZIZ | Professeur | ENP |
| Examineur : BENNOUR Hocine | Magister | ENP |

ENP 2013

ملخص:

العمل المقدم في أبطار مشروع نهاية الدراسة يتعلق بتقييم فعالية لاقط مكافئ باستخدام نظام الدوران و متابعة الشمس من الشروق حتى الغروب, وبالتالي قمنا بتوازن حراري على الترتيب على غلاف الزجاج, أنبوب الامتصاص ثم على سائل النقل الحراري.

و بهذا تحصلنا على نتائج يوم نموذجي , والتي تمثل في تغير درجة الحرارة للسائل الناقل للحرارة و أنبوب الامتصاص و كذلك مردود الاقط .

كما نقوم بامتحان تأثير الانعكاسية و درجة الحرارة المحيطة و التدفق الحجمي لسائل ناقل الحرارة و سرعة الرياح على اللاقط.

الكلمات المفتاحية:

تقييم الأداء, لاقط بشكل مكافئ, التوازن الحراري, مختلف الزجاج, أنبوب الامتصاص, سائل ناقل الحراري, نظام الدوران.

Résumé :

L'objectif de cette étude est d'évaluer le potentiel énergétique d'un collecteur cylindro parabolique à concentration, en utilisons un système du poursuite selon les deux axes.

On recherchera en particulier à obtenir une température de sortie élevée compatible avec une bonne efficacité. Aussi on a évalué l'effet de la réflectivité des miroirs, la température ambiante, le débit massique du fluide caloporteur et la vitesse du vent sur la température de sortie du fluide caloporteur.

Mots clés : Evaluation des performances, collecteur cylindro parabolique, bilan thermique, enveloppe en verre, tube absorbeur, fluide caloporteur, système du poursuite.

Abstract :

The objective of this survey is to value a collector's energizing potential parabolic through to concentration, let's use a system of the pursuit of it according to the two axes.

One will search for in particular to get a temperature of compatible elevated exit with a good efficiency. As one has valued the effect of the réflectivité of the mirrors, the ambient temperature, the mass debit of the fluid HTF and the speed of wind on the temperature of exit of the fluid HTF.

Key Words : Parabolic through, system of pursuit, good efficiency, réflectivité of the mirrors, temperateur of exit.

Remerciements

En premier lieu je remercie ALLAH, le tout puissant, qui m'a donné le courage et la volonté pour bien mener ce modeste travail.

Aussi, Je remercie Monsieur M. Mohand AIT-ALI, Professeur à l'École Nationale Polytechnique, pour son soutien et ses précieux conseils et de m'avoir guidé dans le cadre ce travail.

Mes sincères remerciements vont aussi à monsieur le président et messieurs les membres du jury pour avoir accepté de juger mon travail et m'avoir honoré par leur présence.

Enfin, je tiens à exprimer ma profonde gratitude à tous les enseignants qui ont contribué à ma formation pendant toute la durée de mes études.

Dédicaces

Je dédie ce travail à la mémoire de ma très chers mère, que Dieu le miséricordieux ait pitié de son âme.

C'est avec beaucoup de reconnaissance que je dédie ce modeste travail :

A ma très chère grand mère, qui s'est sacrifié toute sa vie pour que je réussisse dans mes études ,grâce à elle j'ai pu atteindre ce niveau, qu'est été toujours à mes côtés pour me soutenir dans les moments les plus difficiles, que Dieu lui donne longue vie et une bonne santé.

A ma sœur Karima et son mari Rabah.

A ma sœur Eldjouher et son mari Nourinne.

A mon grand frère Lounes et sa femme Dalila.

A mes frères Rabah, Aissa, Younes, et Karim.

A mes sœurs Lynda, et Souhila.

A tous mes collègues : Youba, Samir, Rahim, Mouhend, Hmed, Yazid, Jigorta, et toute la promotion de génie mécanique 2013.

A mes amis ; **Mouhend Brahimi, Kemis Redoune, Boutrahi Mouhamed , Brahimi Moussa, Sadouk Amar, Tadjer Sofiane, Kaced Karim,** et a tous mes ami(e)s qui ont rendu ma vie agréable et pleine de bons souvenirs.

SAIDOUN BOUSSAD

Nomenclature

n : Numéro du jour de l'année (1^{er} Janvier \equiv 1).

I_{sc} : Constante solaire (W/m^2).

δ : Déclinaison solaire (en deg).

f : Latitude (en deg).

w_s : Temps de lever du soleil (coucher de soleil) au-delà de l'horizontal (en deg).

B : Coefficient de l'atténuation de rayonnement solaire dans l'atmosphère de la terre.

I_{bn} : Energie solaire par rayonnement incident à l'angle droit sur un mètre carré de surface de terre par unité de temps (W/m^2).

E_0 : Rayonnement solaire normal sur la surface de la terre avec l'existence d'atmosphère négligée (masse de l'air $m = 0$) (W/m^2).

C : Facteur diffus de ciel.

I_{bn} : Rayonnement solaire direct normal à la surface par mètre carré et par unité de temps (W/m^2).

I_b : Rayonnement solaire direct sur la surface horizontale (W/m^2).

f_p : Distance focale de la parabole (m).

φ : Angle mesuré entre l'axe du collecteur et le rayon parabolique (en deg)

ρ_f : Masse volumique de fluide thermique (kg/m^3).

C_{Pf} : Chaleur spécifique de fluide ($W/m.K$).

A_1 : Surface intérieur de tube absorbeur (m^2).

T_f : Température de fluide (K).

\dot{m} : Débit massique de fluide thermique (kg/s).

Q_{caf}' : Energie thermique transférée par la surface interne de tube absorbeur au fluide (W/m)

Q_{cae}' : Energie thermique perdue par convection dans l'air qui se trouve entre l'enveloppe et le tube absorbeur (W/m).

Q_{rae}' : Energie thermique perdue par rayonnement dans l'air qui se trouve entre la vitre et le tube absorbeur (W/m).

Q_{abs}' : Energie thermique absorbée par le tube absorbeur (W/m).

ρ_a : Masse volumique de tube absorbeur (kg/m^3).

C_{Pa} : Chaleur spécifique de fluide ($W/m.K$).

A_a : La surface de l'absorbeur $\pi(D_3^2 - D_2^2)$ (m^2).

A_e : La surface de l'enveloppe en verre $\pi(D_5^2 - D_4^2)$ (m²).
 h_{caf} : Coefficient de convection pariétale du fluide caloporteur à T_f (W/m².K).
 P_2 : Périmètre intérieure de tube absorbeur, donné par πD_2 (m).
 T_f : Température de fluide caloporteur (K).
 T_2 : Température de la surface intérieure de tube absorbeur (K).
 h_{caf} : Coefficient calculé avec les corrélations suivantes des nombre de Nusselt et Reynolds
 N_{uD} : Nombre de Nusselt.
 Re_D : Nombre de Reynolds.
 ρ : Masse volumique de fluide caloporteur (kg/m³).
 V : Vitesse de fluide caloporteur dans le tube (m/s).
 μ : Viscosité dynamique de fluide caloporteur (kg/m.s).
 K_f : Conductivité de fluide caloporteur (W/m.K).
 Pr : Nombre de Prandtl du fluide évalué à la température moyenne du filme T_f
 K_{23} : La conductivité thermique de l'absorbeur à la température moyen (W/m.K)
 T_2, T_3 : Température de surface intérieure et extérieure de l'absorbeur (K).
 D_3, D_2 : Diamètre extérieur et intérieur de l'absorbeur (m).
 L : Longueur de tube absorbeur (m).
 K_{45} : Conductivité thermique du tube en verre à la température (W/m.K).
 T_4, T_5 : Température de la surface intérieure et extérieure de tube en verre (K).
 D_5, D_4 : Diamètre extérieur et intérieur de tube en verre (m).
 A_5 : Surface extérieure de verre en enveloppe (m²).
 T_5 : Température sur la surface extérieure de verre en enveloppe (K).
 T_6 : Température de l'air ambiant (K).
 h_{56} : Coefficient de transfert de chaleur par convection de l'air (W/m².K).
 K_{56} : Conductivité thermique de l'air ambiant (W/m.K).
 N_{uD_5} : Nombre de Nusselt basé sur D_5 .
 D_5 : Diamètre extérieur du verre en enveloppe (m).
 R_{aD_5} : Nombre de Rayleigh basé sur D_5 .
 Pr_{56} : Nombre de Prandtl pour l'air à T_{56} .
 g : Constante gravitationnelle (9,81) (m/s²).
 α_{56} : Diffusivité thermique de l'air à T_{56} (m²/s).
 ν_{56} : Viscosité cinématique de l'air à T_{56} (m²/s).

T_{56} : Température du film (K).

β : Coefficient de l'expansion thermique

σ : Constante de Stefan-Boltzmann $5.67 * 10^{-8}$ (W/m².K⁴).

A_5 : La surface extérieure de l'enveloppe en verre (m²).

ε_5 : L'émissivité de la surface extérieure de l'enveloppe en verre.

T_7 : Température de ciel (K).

h_{57rad} : Coefficient de transfert par rayonnement (W/m².K).

A_3 : Surface extérieure de l'absorbeur (m²).

h_{34} : Coefficient de convection thermique de gaz annulaire à $\frac{T_3+T_4}{2}$ (W/m².K).

K_{std} : Conductivité thermique de l'air qui se trouve dans l'annulaire dans les conditions standard (W/m.K).

b : Le coefficient de l'interaction.

λ : Le chemin moyen-libre entre les collisions d'une molécule (m).

a : Le coefficient de l'accommodement.

γ : Le taux de chaleurs spécifiques de l'air dans l'espace annulaire.

P_a : La pression de l'air (Pa).

d : Diamètre moléculaire de l'air dans l'espace annulaire (m).

K_{34} : Conductivité thermique de l'air dans l'espace annulaire à T_{34} (W/m.K).

Pr_{D_3} : Nombre de Prandtl.

Ra_{D_3} : Nombre de Rayleigh évalué à D_3 .

\overline{h}_b : Coefficient de la convection moyen de support (W/m². K).

P_b : Périmètre de bracelet (m).

K_b : Coefficient conduction (W/m.K).

$A_{cs,b}$: Surface de la section transversale du support (m²).

T_{base} : Température à base de support en bracelet (K).

T_6 : Température ambiante (K).

L : La longueur de tube absorbeur (m).

I_t : Eclairement solaire total absorbé par l'enveloppe en verre, (W/m²).

η_{env} : Efficacité optique de l'enveloppe en verre.

α_{env} : Coefficient d'adsorption du verre.

θ : Angle d'incidence du rayonnement solaire à la normale de l'ouverture du collecteur (en deg).

A_a : Surface réceptrice, (m^2)

Q_{abs} : Flux de chaleur absorbé par le tube absorbeur (W).

Q_{perte} : Flux de pertes thermiques de l'absorbeur (W).

\dot{m} : Débit massique de fluide caloporteur (kg/s).

T_{fe} : Température de fluide caloporteur à l'entrée de tube (K).

T_{fs} : Température de fluide caloporteur à la sortie de tube (K).

C_{pf} : Chaleur spécifique du fluide caloporteur à la température moyenne T_f (J/kg.K).

U_L : Coefficient de pertes thermiques entre l'absorbeur et le milieu ambiant ($W/m^2.K$).

A_3 : Surface extérieur de tube absorbeur (m^2).

T_a : Température de l'absorbeur (K).

T_{amb} : Température de milieu ambiant (K).

h_v : Coefficient par convection du au vent

e_g : Epaisseur de l'enveloppe transparente en verre (m).

K_v : Conductivité thermique de l'enveloppe en verre ($W/m.K$).

h_v : Coefficient du transfert par convection du au vent ($W/m^2.K$).

V : Vitesse du vent (m/s).

\dot{q}_u : Taux de chaleur transféré au fluide (W/m^2).

A_w : Surface d'ouverture de panneau (m^2).

$\dot{q}_{b,a}$: Rayonnement absorbé directement et indirectement par le récepteur après réflexion sur l'enveloppe en verre (W/m^2).

$\dot{q}_{b,e}$: Rayonnement absorbé directement et indirectement par le couvercle (W/m^2).

$\dot{q}_{b,a}$: Rayonnement diffus absorbé par le récepteur (W/m^2).

$\dot{q}_{b,e}$: Rayonnement diffus absorbé par le couvercle (W/m^2).

\dot{q}_{ia} : Rayonnement échangé entre le récepteur et le couvercle (W/m^2).

\dot{q}_{ciel} : Rayonnement échangé entre le couvercle et le ciel (W/m^2).

$\dot{q}_{c,ra}$: Flux convectif entre le récepteur et le couvercle (W/m^2).

$\dot{q}_{c,e}$: Flux convectif entre le couvercle vers l'environnement (W/m^2).

\dot{q}_u : Flux utile extrait par le fluide caloporteur (W/m^2).

i : Angle d'incidence (en deg)

Table de matières

| | |
|----------------------------|---|
| Introduction générale..... | 1 |
|----------------------------|---|

CHAPITRE I: INTRODUCTION A LA THERMIQUE SOLAIRE A HAUTE TEMPERATURE

| | |
|---|----|
| 1. Introduction | 5 |
| 2. Conversion du rayonnement solaire | 5 |
| 3. Potentiel de rayonnement solaire..... | 7 |
| 4. Le gisement solaire | 7 |
| 4.1. Mouvement de globe terrestre..... | 7 |
| 4.2. La sphère céleste..... | 9 |
| 4.3. Les coordonnées célestes | 9 |
| 4.3.1. Les coordonnées géographiques..... | 9 |
| 4.3.1.1. Longitude..... | 9 |
| 4.3.1.2. Latitude..... | 9 |
| 4.3.2. Les coordonnées horaires..... | 10 |
| 4.3.2.1. La déclinaison solaire..... | 10 |
| 4.3.2.2. Angle horaire (w) | 11 |
| 4.3.3. Les coordonnées horizontales | 12 |
| 4.3.3.1. Hauteur angulaire du Soleil (Δ) | 12 |
| 4.3.3.2. Azimut | 12 |
| 4.3.4. Angle horaire de coucher du soleil..... | 12 |
| 4.3.5. Paramètres de temps | 12 |
| 5. Le rayonnement solaire..... | 13 |
| 5.1. Le rayonnement solaire extraterrestre..... | 13 |
| 5.2. Rayonnement solaire terrestre..... | 14 |
| 5.3. Types de rayonnement | 15 |
| 5.3.1. Rayonnement direct | 15 |
| 5.3.2. Rayonnement diffus..... | 16 |
| 5.3.3. Le rayonnement global (G) | 16 |

| | | |
|--------|---|----|
| 5.3.4. | Rayonnement réfléchi par le sol (R)..... | 17 |
| 6. | Caractéristique de rayonnement solaire..... | 18 |
| 7. | Le rayonnement en Algérie | 19 |
| 8. | Conclusion..... | 23 |

CHAPITRE II: CONCEPTION D'UN COLLECTEUR A CONCENTRATION AVEC UN CHASSIS ORIENTABLE

| | | |
|------|---|----|
| 1. | Introduction | 25 |
| 2. | Analyse optique d'un concentrateur cylindro parabolique | 25 |
| 2.1. | Conception géométrique : | 25 |
| 2.2. | Taux de concentration (concentration géométrique) | 27 |
| 2.3. | Les paramètres du concentrateur cylindro parabolique | 27 |
| 2.4. | Réduction de l'ouverture du concentrateur | 28 |
| 3. | Système de poursuite | 30 |
| 4. | Conclusion..... | 31 |

CHAPITRE III : ETUDE THERMIQUE DU CONCENTRATEUR CYLINDRO PARABOLIQUE

| | | |
|--------|--|----|
| 1. | Introduction | 33 |
| 2. | Etude thermique de capture solaire cylindro-parabolique | 34 |
| 2.1. | Hypothèses simplificatrices | 35 |
| 2.2. | Equations gouvernantes..... | 35 |
| 2.3. | Bilans thermiques..... | 35 |
| 2.3.1. | Bilan énergétique à travers le fluide thermique | 36 |
| 2.3.2. | Bilan thermique à travers le tube absorbeur | 37 |
| 2.3.3. | Bilan thermique à travers le tube en verre..... | 39 |
| 2.3.4. | Transfert de chaleur par convection entre le fluide caloporteur et l'absorbeur | 39 |
| 2.3.5. | Transfert de chaleur par conduction à travers le tube absorbeur | 41 |
| 2.3.6. | Transfert de chaleur par conduction à travers l'enveloppe en verre..... | 41 |

| | | |
|------------|---|----|
| 2.3.7. | Perte thermique de l'enveloppe en verre vers l'atmosphère..... | 42 |
| 2.3.7.1. | La perte thermique par convection | 42 |
| 2.3.7.1.1. | Cas sans vent | 42 |
| 2.3.7.1.2. | Cas avec le vent | 43 |
| 2.3.7.2. | Perte de chaleur par rayonnement en convection équivalente | 44 |
| 2.3.8. | Perte thermique de l'absorbeur vers l'enveloppe en verre..... | 44 |
| 2.3.8.1. | Perte thermique par rayonnement | 45 |
| 2.3.8.2. | Perte thermique par convection..... | 45 |
| 2.3.8.2.1. | Cas de convection libre..... | 45 |
| 2.3.8.2.2. | Cas de la convection libre moléculaire | 46 |
| 2.3.9. | Pertes d'énergie thermiques à travers le support de tube absorbeur..... | 47 |
| 2.3.10. | Absorption du rayonnement solaire | 48 |
| 2.3.10.1. | Propriétés optiques utilisées | 48 |
| 2.3.10.2. | Absorption dans l'enveloppe en verre..... | 49 |
| 2.3.11. | Equations gouvernantes..... | 49 |
| 2.3.12. | Estimation de flux de chaleur gagné | 50 |
| 2.3.12.1. | Estimation des pertes thermiques | 51 |
| 2.3.12.2. | Estimation du rendement du collecteur..... | 52 |
| 2.3.13. | Paramètres géométriques du collecteur | 52 |
| 3. | Vue radiale du tube absorbeur et de l'enveloppe en verre | 53 |
| 4. | Conclusion :..... | 55 |

CHAPITRE IV: ANALYSE DES RESULTATS ET DISCUSSIONS

| | | |
|--------|--|----|
| 1. | Introduction | 58 |
| 1.1. | Flux de chaleur transmis au fluide..... | 58 |
| 1.2. | Effet de facteur de concentration sur le taux de chaleur transmis au fluide caloporteur..... | 59 |
| 2. | Détermination des différentes températures..... | 61 |
| 2.1. | Calcul de la température de sortie du fluide..... | 61 |
| 2.1.1. | Effet du débit sur la température de sortie | 61 |
| 2.1.2. | Variation de la température de sortie dans la journée..... | 62 |

| | | |
|--------|--|----|
| 2.1.3. | Effet de la réflectivité du miroir sur la température de sortie | 65 |
| 2.1.4. | Effet de la longueur sur la température de sortie..... | 66 |
| 2.1.5. | Variation de température en fonction du rendement de collecteur..... | 67 |
| 2.1.6. | Effet du facteur de concentration sur la température de sortie..... | 68 |
| 2.2. | Calcul de la température du tube absorbeur | 70 |
| 2.2.1. | Evolution du coefficient de transfert de chaleur en fonction de débit massique | 70 |
| 2.2.2. | Evolution de la température du tube absorbeur..... | 71 |
| 2.3. | Evolution de la température de l'enveloppe en verre | 72 |
| 3. | Evolution des températures (T_a , T_f , T_e) dans la journée | 73 |
| 4. | Pertes de charge dans le tube absorbeur..... | 74 |
| 4.1. | Effet du débit sur les pertes de charge | 75 |
| 4.2. | Variation des pertes d'énergie dues aux frottements | 76 |
| 5. | Conclusion..... | 77 |
| | conclusion générale | 78 |
| | Bibliographie | 81 |
| | Annexe | 84 |

Liste des figures

| | |
|---|----|
| Figure I.1: Capacité d'énergie solaire installée prévue en 2011 | 5 |
| Figure I.2: Conversion du rayonnement solaire | 6 |
| Figure I.3: Zones appropriées pour l'installation de centrales solaires thermiques à concentration..... | 7 |
| Figure I.4: Variation saisonnière du rayonnement solaire..... | 8 |
| Figure I.5: Sphère céleste..... | 9 |
| Figure I.6: Coordonnées géographiques | 10 |
| Figure I.7: Organigramme de calcul de nombre de jour dans l'année | 10 |
| Figure I.8: Graphe de la déclinaison solaire en fonction du jour | 11 |
| Figure I.9: Coordonnées horaires | 11 |
| Figure I.10: Coordonnées horizontales..... | 12 |
| Figure I.11: Définitions types de rayonnements solaires..... | 17 |
| Figure I.12: Spectre solaire hors de l'atmosphère terrestre | 18 |
| Figure I.13: Rayonnement direct journalier reçu sur un plan normal au mois de Juillet..... | 19 |
| Figure I.14: Variation du rayonnements solaire direct, diffus, et global dans la journée | 20 |
| Figure I.15: Variation de rayonnements solaire direct, diffus et globale (22 Mars)..... | 21 |
| Figure I.16: Variation de rayonnements solaire direct, diffus et globale (22 Décembre) | 22 |
| Figure I.17: Variation de rayonnements solaire direct, diffus et globale (22 Septembre) | 22 |
| Figure II.1: Section d'un collecteur cylindro parabolique | 26 |
| Figure II.2: Taille d'une parabole | 27 |
| Figure II.3: Schémas de principe d'un concentrateur | 27 |
| Figure II.4: Type d'un absorbeur installé | 28 |
| Figure II.5: Réduction de surface d'ouverture..... | 29 |
| Figure II.6: Schéma simplifiée de la structure modulaire..... | 30 |
| Figure III.1: Configuration géométrique d'un simple capteur tubulaire | 34 |
| Figure III.2:Schéma du tube absorbeur | 34 |
| Figure III.3:Schématisation des échanges thermiques entre les différents éléments du collecteur Cylindro-parabolique..... | 35 |
| Figure III.4: Bilans thermiques sur le tube absorbeur | 36 |
| Figure III.5:Volume élémentaire sur le tube absorbeur..... | 37 |
| Figure III.6 : Volume élémentaire sur l'enveloppe de verre..... | 39 |
| Figure III.7: Support sous forme de bracelet | 48 |

| | |
|--|----|
| Figure III.8: Vue radiale du tube absorbeur et de l'enveloppe en verre | 53 |
| Figure IV.1: Variation de flux chaleur transmis au fluide dans la journée..... | 59 |
| Figure IV.2: Effet du facteur de concentration sur le flux de chaleur transmis au fluide | 60 |
| Figure IV.3: Effet du débit sur la température de sortie | 62 |
| Figure IV.4: Variation de la température de sortie de fluide caloporteur ($\eta_c=0.5$)..... | 63 |
| Figure IV.5: Variation de la température de sortie de fluide ($\eta_c=0.4$) | 64 |
| Figure IV.6: Effet de la réflectivité du miroir sur la température de sortie | 65 |
| Figure IV.7: Effet de la réflectivité de miroir sur la température de sortie | 66 |
| Figure IV.8: Variation de la température de fluide en fonction de la longueur de tube..... | 67 |
| Figure IV.9: Evolution de la température de sortie de fluide en fonction de rendement de collecteur..... | 68 |
| Figure IV.10: Effet du facteur de concentration sur la température de sortie du fluide..... | 69 |
| Figure IV.11: Variations du coefficient de chaleur en fonction du débit | 70 |
| Figure IV.12: Evolution de la température de tube absorbeur dans la journée..... | 72 |
| Figure IV.13: Evolution de la température de l'enveloppe en verre dans la journée | 73 |
| Figure IV.14: Evolution des températures affectant le collecteur..... | 74 |
| Figure IV.15: Variation des pertes d'énergie en fonction du débit..... | 75 |
| Figure IV.16: Variation des pertes de charge dans la journée | 77 |

Liste des tableaux

| | |
|--|----|
| Tableau I.1: Albédo des surfaces horizontales..... | 17 |
| Tableau I.2: Valeurs calculés pour le site de Hassi R'mel..... | 20 |
| Tableau III.1: Valeurs de 'C' et 'm' en fonction du nombre de Reynolds | 44 |
| Tableau III.2: Estimation propriétés optiques des différents éléments..... | 48 |
| Tableau III.3: Paramètres de collecteur..... | 52 |
| Tableau IV.1: Variation du flux de chaleur transmis au fluide dans la journée | 58 |
| Tableau IV.2: Effet de concentration du rayonnement sur le flux de chaleur transmis au fluide caloporteur | 60 |
| Tableau IV.3: Variation de la température de sortie en fonction de débit..... | 61 |
| Tableau IV.4: Variation de la température de sortie dans la journée ($\eta_c=0.5$) | 63 |
| Tableau IV.5: Variation de la température de sortie dans la journée ($\eta_c=0.4$) | 64 |
| Tableau IV.6: Variation de la température de sortie en fonction de la réflectivité du miroir ($\eta_c=0.5$)..... | 65 |
| Tableau IV.7: Variation de la température de sortie en fonction de la réflectivité du miroir, $\eta_c = 0.4$ | 66 |
| Tableau IV.8: Variation de la température de sortie en fonction de la longueur du tube absorbeur..... | 67 |
| Tableau V.9: Evolution de la température de sortie en fonction du rendement du collecteur.. | 68 |
| Tableau IV.10: Effet du facteur de concentration sur la température de sortie du fluide | 69 |
| Tableau IV.11: Variation de coefficient de transfert de chaleur en fonction de débit | 70 |
| Tableau IV.12: Evolution de la température du tube absorbeur | 71 |
| Tableau IV.13: Evolution de la température de l'enveloppe en verre | 72 |
| Tableau IV.15: Variation des pertes d'énergie dues | 75 |
| Tableau IV.16: Variation des pertes de charge dans la journée..... | 76 |

Introduction générale

La consommation d'énergie primaire mondiale reste dominée par les énergies fossiles, avec des conséquences économiques et environnementales de plus en plus évoquées : coûts croissants liés à la hausse des prix des ressources fossiles, niveau limité de sécurité énergétique, contribution à la pollution locale et aux changements climatiques, dont les impacts pourraient être dramatiques. Dans ce contexte, l'exploitation des énergies renouvelables est de plus en plus cruciale, une très ancienne a été utilisée par les Grecs dans un miroir parabolique pour produire la flamme olympique. Avec la concentration du rayonnement solaire, cette source renouvelable est abondante pour produire de la chaleur à des températures élevées.

La capacité installée des centrales solaires thermiques de concentration, notées CSP selon la terminologie anglaise Concentrating Solar Power, est de l'ordre de 500 MW [1]. Les premières centrales de type hybride ont été installées en Californie à la fin des années 80 et au début des années 90 avec 354 MW [1] à miroirs cylindro-paraboliques, et gaz naturel comme source secondaire. Plusieurs projets sont actuellement en cours d'implantation ou de développement (Espagne, Grèce, États-Unis, Égypte, Maroc, Algérie, etc.), cumulant une capacité de plus de 3 000 MW au total dans le monde une fois ces projets achevés, dont plus de 2 000 MW en Espagne.

Le principe de ces centrales est de concentrer les rayons du soleil, à l'aide de miroirs cylindro-parabolique, vers des tubes contenant un fluide caloporteur. Lorsque celui-ci s'échauffe, il transfère l'énergie thermique solaire aux turbines générant de l'électricité.

Certains pays l'Espagne en tête, misent sur cette technologie plutôt que sur le photovoltaïque, dont le coût de production s'avère plus élevé en raison du rendement limité et du prix du silicium.

Mais pour que le système ait un bon rendement, il est indispensable d'obtenir des hautes températures pour chauffer le fluide de travail, vu que les panneaux solaires plans ne nous permettent pas d'obtenir des hautes températures ; c'est alors que les pays comme l'Espagne qui bénéficient d'un ensoleillement élevé se sont penchés sur les systèmes à concentration qui ont pour but essentiel d'augmenter le flux incident sur la surface absorbante ou bien d'une manière générale de concentrer le rayonnement incident sur la surface réceptrice.

L'Algérie qui actuellement produit toute son électricité à partir du gaz naturel s'intéresse aux technologies solaires à concentration, pour les différents avantages qu'elles

présentent : possibilité d'hybridation (solaire/fossile), comme la centrale hybride de Hassi R'mel, 150 MW dont 25 MW solaire, sans stockage. Cette centrale à caractère expérimental nécessite 19 ha de collecteurs cylindro parabolique qui se traduisent par un terrain d'assiette de 65 ha. Ces surfaces constituent un inconvénient majeur pour leur généralisation à des régions du nord algérien où le terrain est d'usage pastoral ou agricole. Réduire ces surfaces conduirait donc à améliorer l'acceptabilité des centrales CSP au nord algérien où la demande d'électricité est importante et croissante.

Notre travail consiste à rechercher une conception compacte des collecteurs avec une poursuite continue selon deux axes pour augmenter de façon significative la puissance électrique produite par hectare de collecte solaire. Il consiste ainsi à évaluer les performances d'un collecteur cylindro-parabolique avec un système de poursuite selon les deux axes.

Le plan de travail adopté est le suivant :

- Dans le premier chapitre on introduit le gisement solaire et les paramètres de calcul afin d'évaluer le rayonnement solaire direct et diffus pour un lieu donné ; dans notre cas on a pris le site de Hassi R'mel.
- Dans le deuxième chapitre on présente une conception d'un collecteur à concentration avec plusieurs concentrateurs CSP assujettis à un châssis orientable pour poursuite solaire selon deux axes. Ce concept est destiné à réduire la surface de collecteurs et augmenter l'énergie collectée par mètre carré de collecteur et par jour.
- Dans le troisième chapitre on détermine les bilans thermiques pour le tube absorbeur, l'enveloppe en verre, et le fluide caloporteur à partir des lois de conservations et des phénomènes de transfert thermiques
- Dans le quatrième chapitre on évalue les performances de ces panneaux cylindro-paraboliques à partir des résultats obtenus précédemment.

En conclusion, on analyse les résultats obtenus et on propose quelques recommandations sur l'exploitation de la technologie des systèmes à concentration cylindro-parabolique.

**Chapitre I: Introduction à la thermique solaire à haute
température**

1. Introduction

L'énergie solaire, qui se caractérise par sa durabilité peut apporter des solutions aux problèmes qui se posent actuellement avec plus d'acuité sur la sécurité énergétique et la protection de l'environnement. La fin de l'ère des énergies fossiles n'est plus qu'une question de temps.

La technologie solaire dépend du gisement disponible en un lieu donné, du système mis en place pour capter le rayonnement. Mais le plus important c'est qu'elle satisfait naturellement les exigences de l'environnement. Pour transformer cette énergie solaire qui arrive sous forme de rayonnement en électricité, des systèmes de captation sont disposés au sol ; parmi ces systèmes, on a le concentrateur cylindro-parabolique qui permet d'avoir des températures élevés qui dépassent les 400°C ; c'est le domaine de la thermique solaire à haute température. La figure I.1 montre les prévisions de capacité installée pour l'année 2011 [1]:

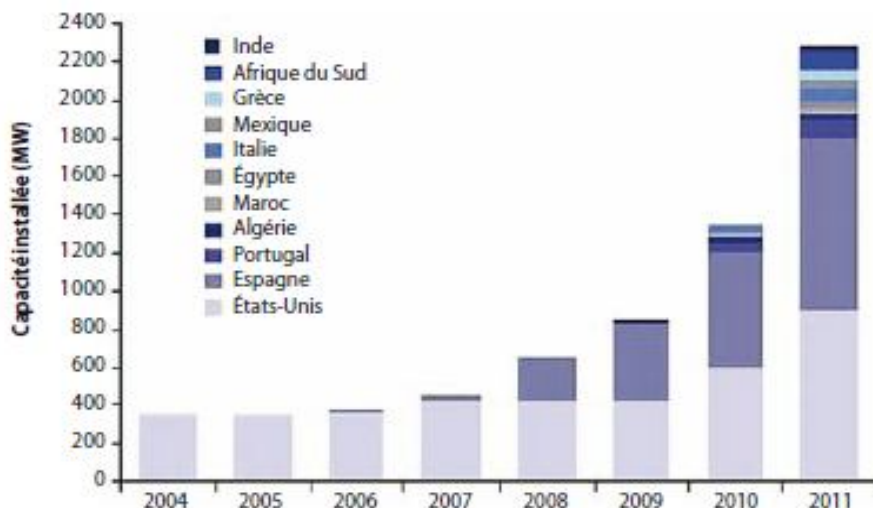


Figure I.1: la capacité d'énergie solaire installée prévue en 2011

2. Conversion du rayonnement solaire

Dans cette conversion, on distingue trois étapes successives, représenté dans la figure (I.2):

- La collecte du flux solaire via des miroirs (ou réflecteurs) et sa concentration sur un récepteur pour chauffer un fluide (encadré ci-dessous).
- La production de chaleur à haute température (sous la forme de vapeur d'eau ou d'un autre fluide).
- La conversion de chaleur en électricité et la production concomitante de chaleur basse température [2].

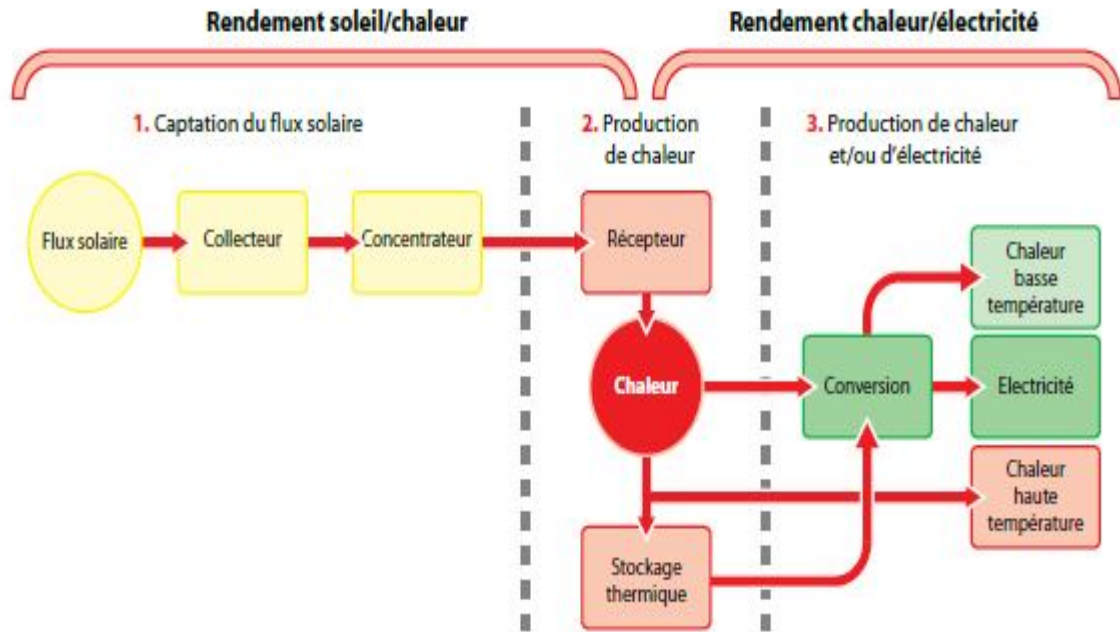


Figure I.2: Conversion du rayonnement solaire [2]

3. Potentiel de rayonnement solaire

Le rayonnement solaire global est constitué des rayonnements direct et diffus. L'énergie solaire obtenue peut être utilisée pour un usage thermique direct, par exemple pour le chauffage, la cuisson, pour produire de l'électricité à partir des systèmes photovoltaïques (utilisation du rayonnement directe et diffuse), et finalement pour produire de la chaleur et de l'électricité à partir des systèmes thermiques à concentration.

Ces derniers systèmes utilisant essentiellement le rayonnement direct ; ils ne sont rentables que lorsqu'ils sont installés dans des zones fortement ensoleillées (figure I.4). Ainsi, un ensoleillement de 1 800 kWh/m².an est le seuil minimum estimé nécessaire pour obtenir un rendement suffisant.

Les mesures du gisement solaire ont concerné essentiellement, dans un premier temps, la durée d'ensoleillement ; avec l'avènement des technologies solaires modernes, l'évaluation du contenu énergétique a gagné de l'importance. Actuellement, les données sur le gisement solaire sont disponibles auprès des agences météorologiques nationales et internationales, des établissements chargés du développement des technologies solaires ainsi que des établissements de recherche [1].

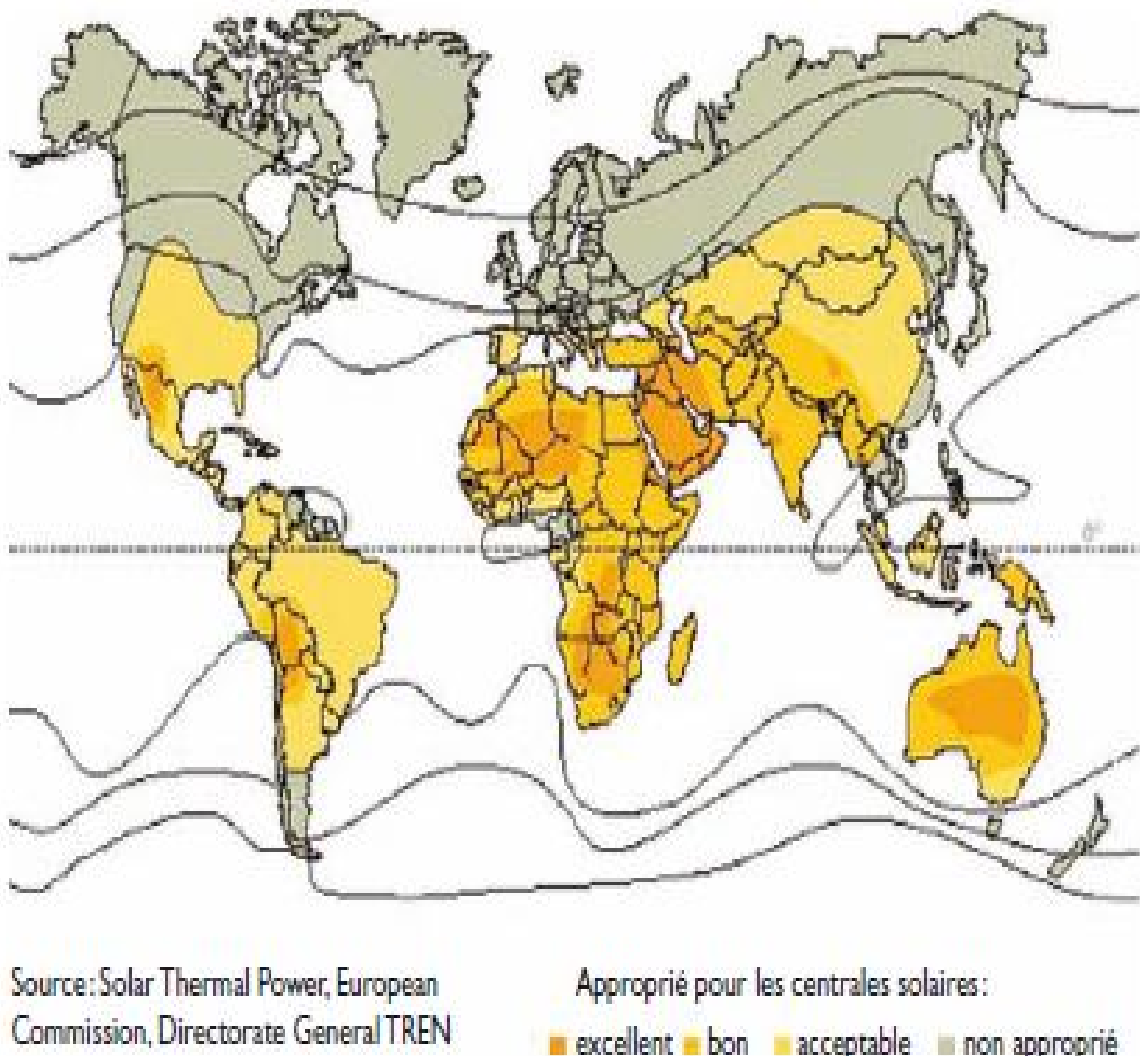


Figure I.3: Zones appropriées pour l'installation de centrales solaires thermiques à concentration

4. Gisement solaire

La ressource de base la plus importante pour tous les potentiels énergétiques renouvelables est l'énergie solaire ; c'est le rayonnement émis dans toutes les directions par le soleil, et que la terre reçoit à raison d'une puissance moyenne de $1353 \pm 3.4 \text{ W/m}^2$, pour une surface perpendiculaire à la direction Terre-Soleil. Ce flux solaire est atténué lors de la traversée de l'atmosphère par absorption ou diffusion, suivant les conditions météorologiques et la latitude du lieu au niveau du sol.

Afin d'exploiter au mieux cette ressource énergétique et pour un bon dimensionnement des installations solaires, il est nécessaire de connaître la quantité de l'énergie solaire disponible à un endroit spécifique à chaque instant de la journée et de l'année [5].

4.1. Mouvement de globe terrestre

La terre décrit autour du soleil une orbite elliptique quasi circulaire avec une période de 365,25 jours. Le plan de cette orbite est appelé plan de l'écliptique. C'est au solstice d'hiver (21 Décembre) que la terre est la plus proche du soleil, et au solstice d'été (22 Juin) qu'elle en est la plus éloignée.

La Terre tourne sur elle-même avec une période de 24h. Son axe de rotation (l'axe des pôles) a une orientation fixe dans l'espace [5].

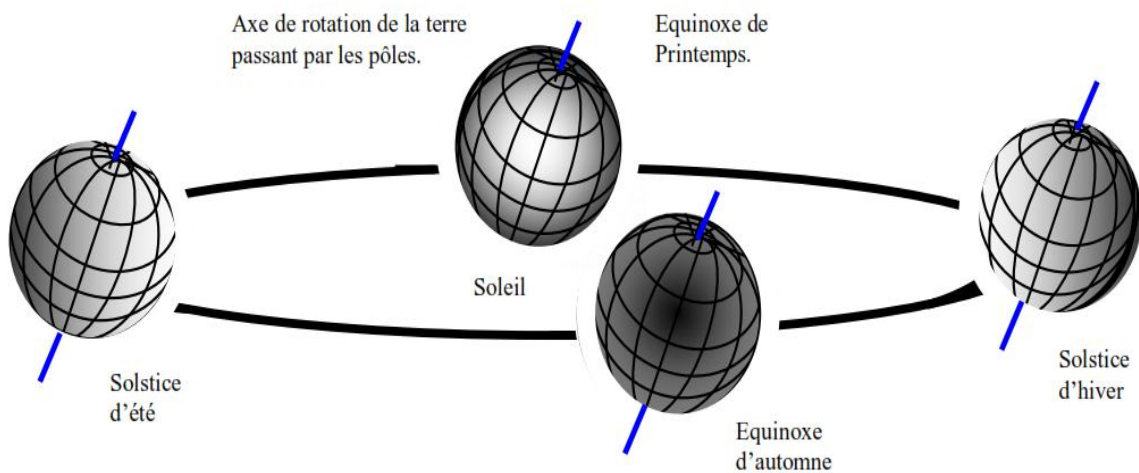


Figure I.4: Variation saisonnière du rayonnement solaire

L'angle que fait le plan de l'équateur terrestre avec la direction Terre-Soleil est appelé la déclinaison δ . Cet angle varie tout au long de l'année de façon symétrique de $-23^{\circ}26'$ à $+23^{\circ}26'$.

L'angle δ que fait la normale au plan de l'écliptique avec l'axe de rotation de la terre (ou axe de Monde) vaut évidemment $23^{\circ}26'$.

La position de la Terre à l'équinoxe de printemps est appelée point vernal. Mais on constate que l'axe de la Terre décrit, en 25785 ans, un cône de 23.5° de demi-angle au sommet, ayant pour axe la normale au plan de l'écliptique. Ce mouvement entraîne le déplacement du point vernal (phénomène de précession des équinoxes). Il est dû à la non sphéricité de la Terre qui est enflée à l'équateur et qui, soumise à l'attraction gravitationnelle du soleil et de la Lune, est sujette à un effet gyroscopique. L'année tropique, temps écoulé entre deux passages de la terre au point vernal vrai (qui tient compte de la précession des équinoxes soit $-50.3''$ d'angle

par an), est de : 365 jours 5 heures 48 minutes 46 secondes. Ceci implique la correction d'un jour tous les quatre ans (les années bissextiles) [5].

4.2. Sphère céleste

La sphère céleste est une sphère imaginaire d'un diamètre immense, avec la Terre au centre. On considère que tous les objets visibles dans le ciel se trouvent sur la surface de cette sphère céleste. On peut en résumer les différentes caractéristiques sur la sphère elle-même comme est représenté sur la figure (I.6):

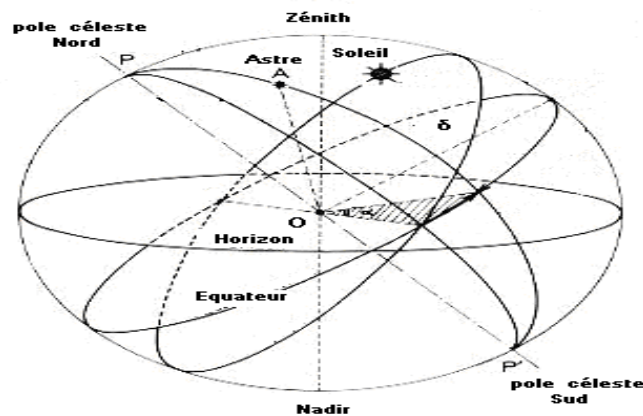


Figure I.5: Sphère céleste

La direction des objets peut être quantifiée de façon précise à l'aide d'un système de coordonnées célestes [5].

4.3. Coordonnées célestes

4.3.1. Coordonnées géographiques

Ce sont les coordonnées angulaires qui permettent le repérage d'un point sur la terre.

4.3.1.1. Longitude

La longitude d'un lieu φ correspond à l'angle que fait le plan méridien passant par ce lieu avec un plan méridien retenu comme origine. On a choisi pour méridien (origine 0°) le plan passant par l'observatoire de Greenwich. Par convention on affecte du signe (+) les méridiens situés à l'est de ce méridien, et du signe (-) les méridiens situés à l'ouest [5].

4.3.1.2. Latitude

La latitude d'un lieu f correspond à l'angle avec le plan équatorial que fait le rayon joignant le centre de la Terre à ce lieu. L'équateur terrestre est donc caractérisé par une latitude égale

à 0°, le pôle nord par la latitude +90° et le pôle sud par la latitude -90°. Cette convention de signe affecte le signe (+) à tous les lieux de l'hémisphère nord et le signe (-) à tous les lieux de l'hémisphère sud [5].

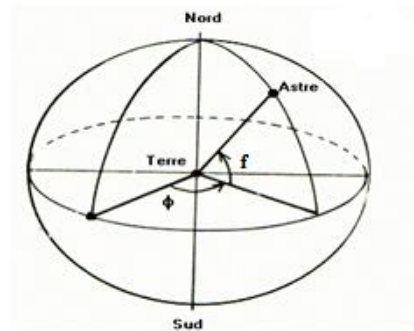


Figure I.6: Coordonnées géographiques

4.3.2. Les coordonnées horaires

4.3.2.1. La déclinaison solaire

C'est l'angle formé par la direction du soleil et le plan équatorial terrestre. Elle varie tout au long de l'année, entre deux valeurs extrêmes (-23°27'et +23°27' environ) ; elle s'annule aux équinoxes de printemps et d'automne, sa valeur peut être calculée par la formule suivante, [5] :

$$\delta = 23.45 \sin\left(\frac{360}{365}(n - 81)\right) \quad (I.1)$$

- n : numéro du jour de l'année (1^{er} Janvier \equiv 1).

La déclinaison est maximale au solstice d'été (21 Juin) et minimale au solstice d'hiver (21 Décembre). Elle nulle aux équinoxes (21 Mars et 21 Septembre). L'organigramme présenté dans la figure I.8 suivant nous permet de déterminer le numéro du jour dans l'année :

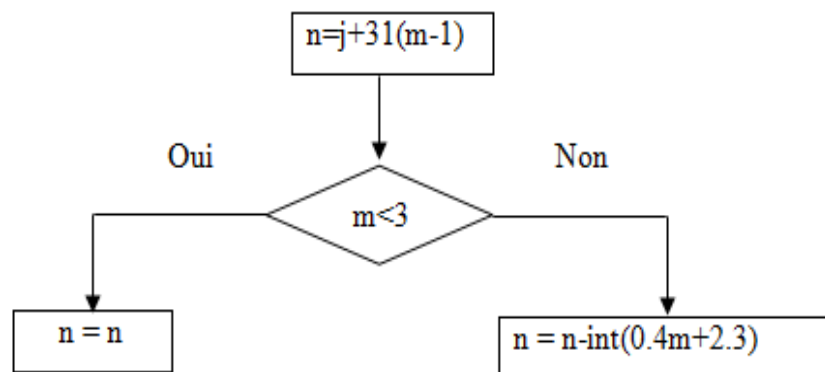


Figure I.7: Organigramme de calcul de nombre de jour dans l'année

Avec : « j » le nombre de jours dans le mois, « m » le nombre de mois dans l'année, « n » le nombre de jours dans l'année et la fonction « int » consiste à prendre la partie entière de la valeur du terme entre parenthèses. A l'aide de MATLAB on réalise le graphe de la déclinaison solaire en fonction de numéro de jours dans l'année.

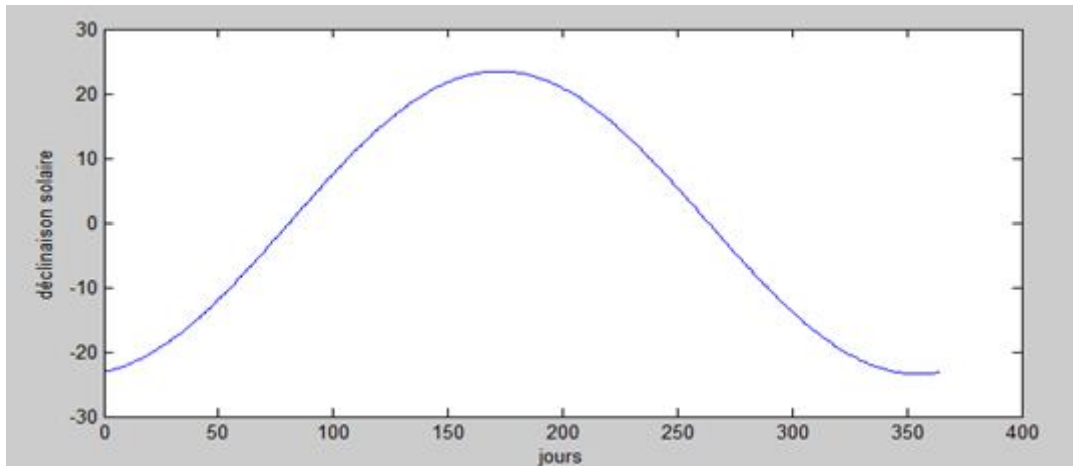


Figure I.8: Graphe de la déclinaison solaire en fonction de jour

4.3.2.2. Angle horaire (w)

L'angle horaire du Soleil est l'angle formé par le plan méridien du lieu et celui qui passe par la direction du soleil si l'on prend comme origine le méridien de Greenwich ; il est compris entre 0° et 360° . La valeur de l'angle horaire est nulle à midi solaire, négative le matin, positive dans l'après midi et augmente de 15° par heure. Cet angle définit aussi le temps solaire vrai (T.S.V). Le jour solaire vrai est l'intervalle de temps qui s'écoule entre deux passages consécutifs du soleil au même méridien [5].

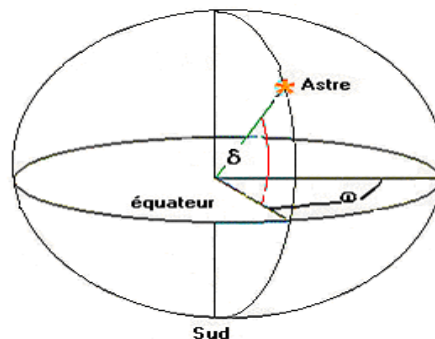


Figure I.9: Coordonnées horaires

4.3.3. Coordonnées horizontales

Le repérage du soleil se fait par l'intermédiaire de deux angles :

4.3.3.1. Hauteur angulaire du Soleil (Δ)

C'est l'angle formé par le plan horizontal au lieu d'observation et la direction du Soleil.

Cette hauteur durant le jour peut varier de 0 (soleil à l'horizon) à 90 (soleil au zénith).

4.3.3.2. Azimut

C'est l'angle α compris entre le méridien du lieu et le plan vertical passant par le soleil. La connaissance de l'azimut du soleil est indispensable pour le calcul de l'angle d'incidence des rayons sur une surface non horizontale.

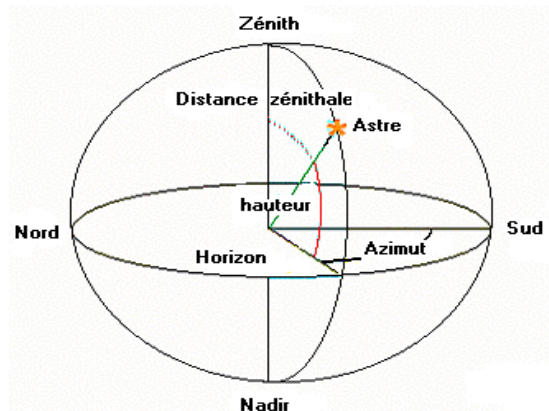


Figure I.10: Coordonnées horizontales

4.3.4. Angle horaire de coucher du soleil

L'angle horaire du soleil est le déplacement angulaire du soleil autour de l'axe polaire. Dans sa course d'Est en Ouest, par rapport au méridien local, il est donné par l'équation suivante [5] :

$$w_s = \arcsin(-\tan(f) \tan(\delta)) \quad (\text{I.2})$$

δ : Déclinaison solaire.

f : Latitude.

4.3.5. Paramètres de temps

La position du soleil dans le ciel nous renseigne sur l'heure solaire vraie (TSV). C'est le temps donné par les cadrans solaires. Il existe une relation simple entre le temps solaire vrai (TSV) et l'angle horaire w :

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

Avec TSV en heures et w en degrés.

Comme on l'a déjà vu, la trajectoire de la terre autour du soleil est elliptique. Durant ce mouvement, le rayon vecteur soleil-terre balaie des aires égales dans des temps égaux. Tout ceci, ajouté au fait que l'axe de rotation de la terre est incliné par rapport au plan de l'écliptique, fait que la durée du jour solaire varie selon les époques de l'année. On introduit alors la notion de temps moyen (TSM) qui varie de ± 16 mn par rapport au TSV.

On a :

$$\text{TSM} = \text{TSV} - \text{ET} \quad (\text{I.4})$$

Où le terme ET est appelé équation du temps, et peut être calculé par la formule suivante :

$$\begin{aligned} \text{ET (en mn)} = & -0.0002 + 0.4197 \cos(\beta) - 7.3509 \sin(\beta) - 3.2268 \cos(2\beta) - \\ & 9.3912 \sin(360n/183) - 0.0903 \cos(3\beta) - 0.3361 \sin(360n/122) \end{aligned} \quad (\text{I.5})$$

Et n est le nombre du jour de l'année.

5. Le rayonnement solaire

Le rayonnement solaire se propage sous la forme d'ondes électromagnétiques. En dehors de l'atmosphère terrestre, il donne un éclairement énergétique à peu près constant et égal à 1367 W/m^2 , appelé de ce fait constante solaire [3].

5.1. Le rayonnement solaire extraterrestre

Le rayonnement solaire à l'entrée dans l'atmosphère terrestre est connu comme rayonnement extraterrestre. Son intensité varie à cause du changement de la distance entre la Terre et Soleil et à cause de l'activité du Soleil. La valeur de ce rayonnement pendant le cours d'une année change dans la gamme de $1307 \text{ (W/m}^2\text{)}$ à $1393 \text{ (W/m}^2\text{)}$. L'intensité de rayonnement solaire extraterrestre incident sur une surface qui fait un angle droit à la direction du rayonnement solaire peut être calculée comme suit [3]:

$$I_{\text{on}} = I_{\text{sc}} \left[1 + 0.0333 \cos\left(\frac{360n}{365}\right) \right] \quad (\text{I.6})$$

Avec :

- n : Le nombre de jour dans l'année.

- I_{sc} : la constante solaire, (W/m²).

L'énergie de rayonnement extraterrestre sur surface horizontale peut être calculée comme suit :

$$I_{oh} = I_{on} \sin(\alpha) \quad (I.7)$$

Ou α est l'angle azimutal. Donnée par la formule suivante :

$$\sin(\alpha) = \sin(f) \sin(\delta) + \cos(f) \cos(\delta) \cos(w) \quad (I.8)$$

On remplace la formule de $\sin(\alpha)$ dans l'équation précédente est on trouve :

$$I_{oh} = I_{on} \cos(z) = I_{on} [\sin(f) \sin(\delta) + \cos(f) \cos(\delta) \cos(w)] = I_{sc} [1 + 0.0333 \cos(\frac{360n}{365})] [\sin(f) \sin(\delta) + \cos(f) \cos(\delta) \cos(w)] \quad (I.9)$$

L'angle horaire (w) est exprimé en degrés ou en radians mais principalement en heure (une heure, minute, deuxième). L'angle horaire change en changeant la place d'observation et le mouvement apparent du Soleil par le cercle placé parallèlement à l'équateur.

La magnitude de l'angle horaire (w) peut être calculée comme suit [3]:

$$w = \pm \frac{1}{4} (\text{nombre de minutes de temps solaire local}) \quad (I.10)$$

Le rayonnement extraterrestre journalier entier du lever du soleil au coucher de soleil peut être calculé comme suit :

$$I_0 = \frac{24}{\pi} I_{sc} [1 + 0.0333 \cos(\frac{360n}{365})] [\sin(f) \sin(\delta) + \frac{2\pi w_s}{360} \cos(f) \cos(\delta) \cos(w)] \quad (I.11)$$

Avec:

- w_s : le temps de lever du soleil (coucher de soleil) au-delà de l'horizontal.

5.2. Rayonnement solaire terrestre

Lors de la traverser des radiations à travers l'atmosphère de la terre, et à cause de dispersion et absorption sur atomes et ions de gaz présents (oxygène, hydrogène, azote, ozone, bioxyde du carbone, etc.). L'intensité de rayonnement solaire réduit de 25% - 30%. Les radiations qui traversent l'atmosphère vers la terre s'appelle rayonnement terrestre.

Cette réduction d'énergie à cause de son passage à travers l'atmosphère peut être présentée par l'aide de Bouguer - Lambert équation [3]:

$$I_{bn} = E_0 e^{-\frac{B}{\sin(\alpha)}} = E_0 e^{-Bm} \quad (I.12)$$

- B: Le coefficient de l'atténuation de rayonnement solaire dans l'atmosphère de la terre.
- I_{bn} : L'énergie solaire par rayonnement incident à l'angle droit sur un mètre carré de surface de terre par unité de temps.
- E_0 : Le rayonnement solaire normal sur la surface de la terre avec l'existence d'atmosphère négligée (masse de l'air $m = 0$) (W/m^2).
- C : Le facteur diffus de ciel.

E_0 , B, C sont estimés par Joudi (1988) en fonction de jour dans l'année [3].

Avec :

$$B = 0.175[1 - 0.2 \cos(0.93n)] - 0.0045[1 - \cos(1.86n)] \quad (I.13)$$

$$C = 0.0965[1 - 0.42 \cos(0.973n)] - 0.0075[1 - \cos(1.95n)] \quad (I.14)$$

5.3. Types de rayonnement

5.3.1. Rayonnement direct

Le rayonnement solaire direct représente un composant de rayonnement solaire global qui vient directement sur la terre dans un jour clair et dans un jour à ciel nuageux. La direction du rayonnement directe peut être définie sur la surface terre sur chaque tache par la méthode de la géométrie. Le rayonnement solaire direct est un composant dominant de rayonnement solaire global pour les jours clairs. Pour définir l'intensité du rayonnement solaire direct qui vient à la surface de la terre sous l'angle droit l'équation précédente peut être utilisée. Si la surface de collecteur n'est pas horizontale les relations suivantes sont utilisées pour définir le rayonnement solaire direct [3]:

$$\cos(\theta_1) = \frac{I_b}{I_{bn}} \quad (I.15)$$

Avec :

- I_{bn} : Le rayonnement solaire direct normal à la surface par mètre carré et par unité de temps.

- I_b : Le rayonnement solaire direct sur la surface horizontale (W/m^2).

$$I_b = I_{Bn} \cos(\theta_1) \quad (I.16)$$

Avec :

$$\begin{aligned} \cos(\theta_1) = & \sin(\delta) \sin(f) \cos(\beta) - \sin(\delta) \cos(f) \sin(\beta) \cos(\alpha) + \cos(\delta) \cos(\beta) \cos(f) \cos(w) \\ & + \cos(\delta) \sin(f) \sin(\beta) \cos(\alpha) \cos(w) + \sin(\delta) \sin(\beta) \sin(\alpha) \sin(w) \end{aligned} \quad (I.17)$$

5.3.2. Rayonnement diffus

Dans sa traversée de l'atmosphère, le rayonnement solaire est diffusé par les molécules de l'air et les particules en suspension. Le rayonnement solaire diffus n'est donc nul que la nuit. Il s'agit aussi de rayonnement de l'atmosphère dans la gamme des ondes de 0.3 à 5 microns diffusées par les aérosols, les gouttelettes et la vapeur d'eau vers le sol, reçue sur une surface horizontale.

Le mécanisme de la diffusion est du au changement d'indice du milieu traversé par les rayons solaires. La formule simplifiée pour calculer l'intensité de radiation du ciel diffus pour toute orientation de la surface dans les conditions d'un jour clair est comme suit [3]:

$$I_d = I_{bn} \left[C \left(\frac{1+\cos(\beta)}{2} \right) + 0.2(C + \sin(\alpha)) \left(\frac{1-\cos(\beta)}{2} \right) \right] \quad (I.18)$$

C: Donnée par le tableau précédent.

Et β peut être calculé par les trois formules suivantes :

$$\beta = 33.24 - 1.31 \delta \quad (I.19)$$

$$\beta = 35.15 - 1.37 \delta - 0.007\delta^2 \quad (I.20)$$

$$\beta = 35.15 - 1.39 \delta - 0.007\delta^2 - 4.26 \cdot 10^{-5} \delta^3 \quad (I.21)$$

Les trois formules donnent des résultats assis proche ce qui veut dire on peut utiliser une des trois formules ou bien la moyen des trois [3].

5.3.3. Le rayonnement global (G)

Deux composants de rayonnement solaire viennent à la surface de la terre. Un composant vient directement du Soleil (rayonnement solaire direct) et l'autre provient de disperser du rayonnement solaire direct dans l'atmosphère (rayonnement solaire diffus). Le rayonnement solaire global est la somme de rayonnement solaire direct et diffus. Le rayonnement qui

reflète d'alentours, appelé Albédo. L'intensité du rayonnement solaire reflétée dépend des alentours d'où elle est reflétée [3].

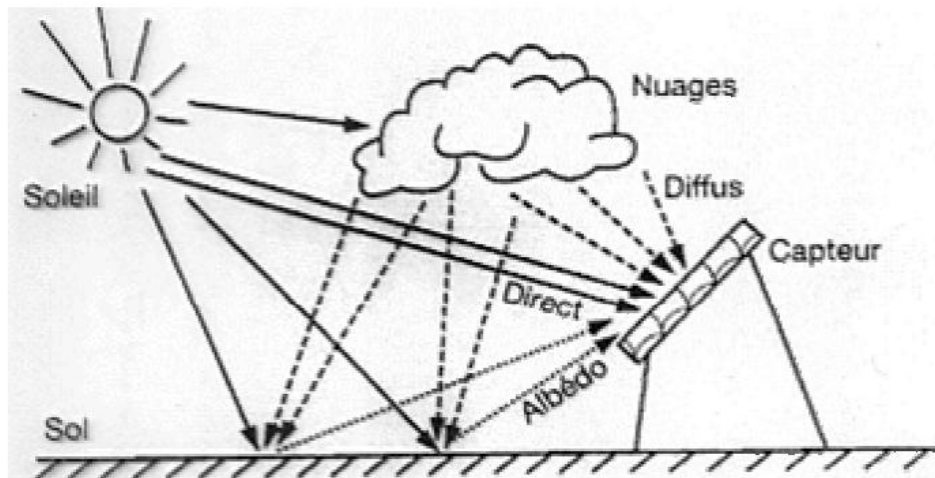


Figure I.11: les différents types de rayonnement solaire

5.3.4. Rayonnement réfléchi par le sol (R)

Le rayonnement réfléchi est une partie du rayonnement incident. Il varie avec les facteurs suivants : Longueur d'onde de la radiation, l'altitude du Soleil et son angle d'élévation, la turbidité atmosphérique et celle de l'eau, la couleur de la surface réfléchissante et sa rugosité. Le rapport entre le rayonnement global incident au sol et celui réfléchi par le sol est appelé albédo du sol, que l'on mesure à l'aide de l'Albedomètre ou du Pyranomètre. L'intensité du rayonnement diffus reflétée dépend de la capacité de réflexion de la surface horizontale (ρ_0) et peut être calculé comme suite [3]:

$$I_{dr} = (I_B + I_d)\rho_0 \frac{1-\cos(s)}{2} \quad (I.22)$$

- ρ_0 : Le coefficient de la réflexion connu comme « albédo d'une surface »

Dans ce tableau suivant on a les albédos de quelques surfaces horizontales [3]:

Tableau I.1: Albédo des surfaces horizontales

| Surface réfléchissante | ρ_0 [%] |
|------------------------|--------------|
| Neige | 85 |
| Sable du quartz | 35 |
| Sable de rivière | 29 |
| Humus | 26 |
| Herbe Verte | 26 |

La figure suivante représente les variations du rayonnement solaire extraterrestre et terrestre en fonction de la longueur d'onde :

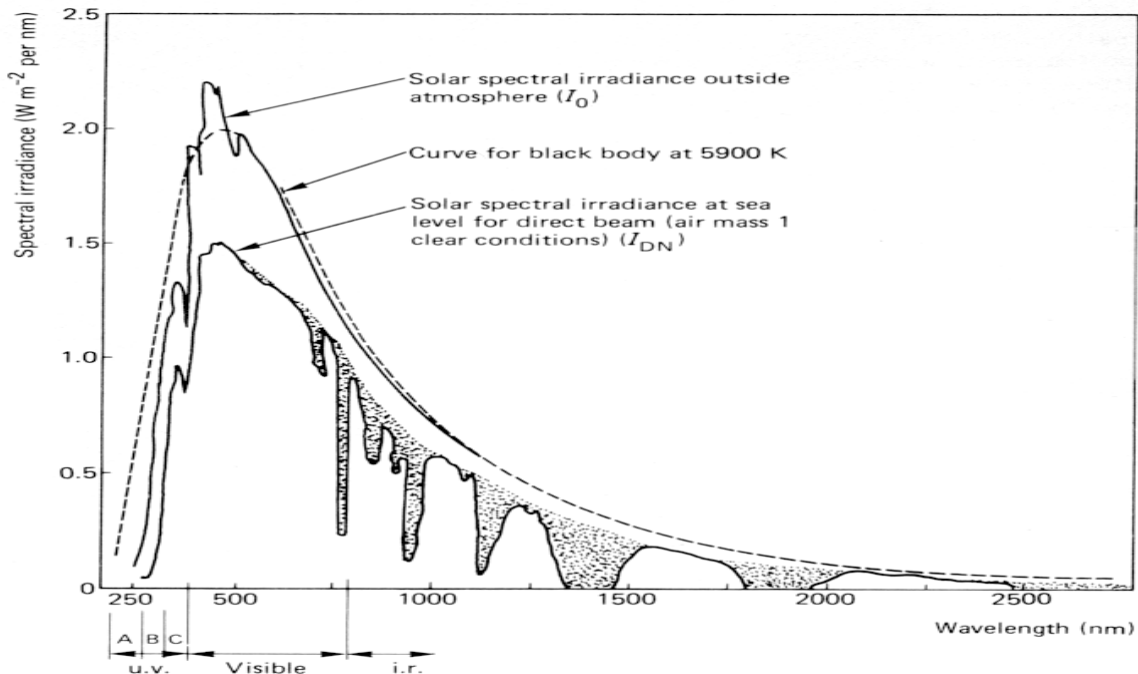


Figure I.12: Spectre solaire hors de l'atmosphère terrestre [4]

6. Caractéristique de rayonnement solaire :

- Réactions thermonucléaires :

Transformation de l'hydrogène en hélium. Energie associée à ces réactions : Environ $3,8 \cdot 10^{22}$ kW, dont de $1,8 \cdot 10^{17}$ W est interceptée par la Terre.

- Répartition spectrale :

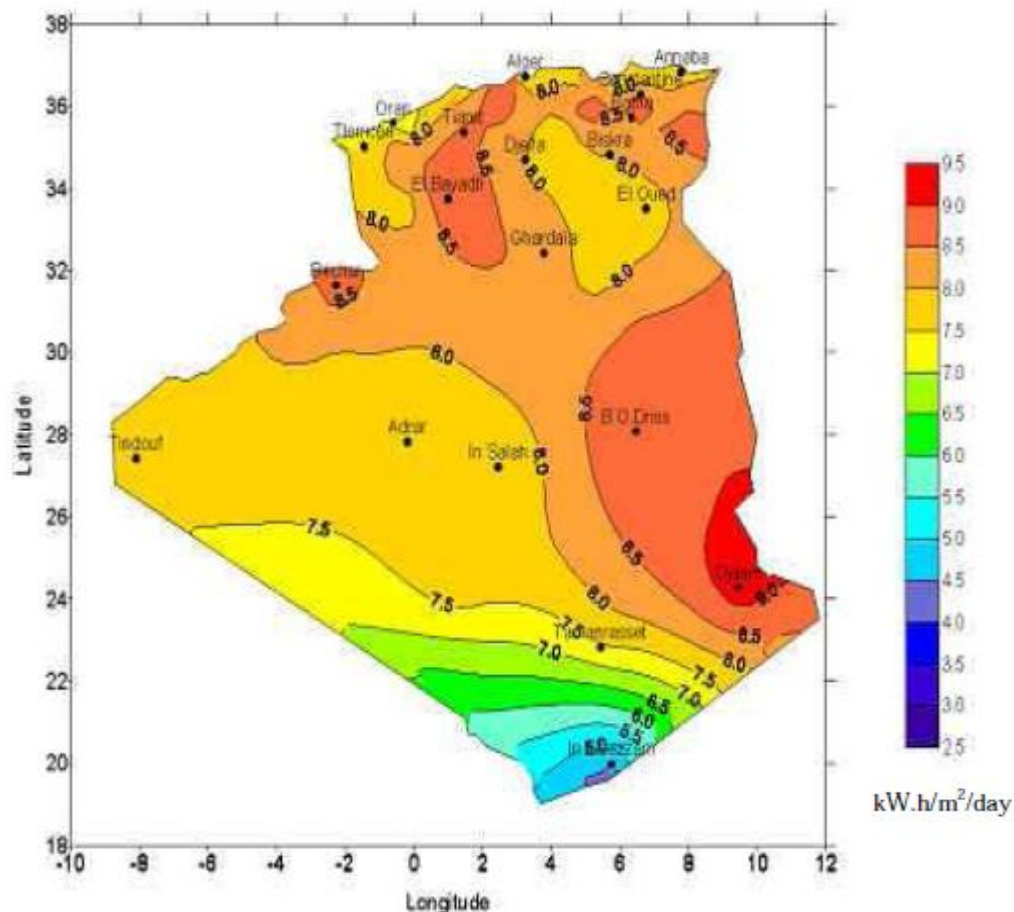
- Ultra violet: 7 %
- Visible: 47.5 %
- Infrarouge: 45.5 %

- Constante solaire :

Puissance reçue par unité de surface perpendiculaire aux rayons solaires en dehors de l'atmosphère terrestre. « $E_0 \approx 1350 W m^{-2}$ » [9].

7. Le rayonnement en Algérie :

Le gisement solaire est un ensemble de données décrivant l'évolution du rayonnement solaire disponible au cours d'une période donnée. Il est utilisé pour simuler le fonctionnement d'un système énergétique solaire, et faire un dimensionnement le plus exact possible compte tenu de la demande à satisfaire. L'énergie solaire est considérée comme alors une non-terminé source d'énergie, cependant il entre dans une forme dissipée et généralement nous avons besoin de surfaces importantes pour disposer des quantités suffisantes. Le Conseil D'énergie Mondial et le Ministère algérien d'énergie et Miner affirme cette Algérie reçoit une insolation moyenne de 2000 heures par année, de plus le haut plateau et Sahara reçoit 3900 heures par année. L'énergie solaire moyenne reçue est 2400 kWh/m² dans une année, variée de 1700 kWh/m² dans une année pour les régions côtière à 1900 kWh/m² annuelle pour le haut plateau, et 2650 kWh/m² annuelle dans le sud. Comme la figure suivante le montre pour le mois de Juillet [11]:



Si on prend la région de Hassi R'mel de coordonnées géographiques suivante :

- Latitude : $32^{\circ}55'$
- Longitude : $31^{\circ}16'$
- $w = 0$ qui correspond à midi solaire vrai.

On utilise les formules précédentes, et on évalue le rayonnement direct et diffus pour la région de Hassi R'mel, dans les quatre jours de l'année désigné dans le tableau suivant :

Tableau I.2: Valeurs calculés pour le site de Hassi R'mel

| Le jour | 22 Décembre | 22 Mars | 22 Juin | 22 Septembre |
|-----------------|-------------|---------|---------|--------------|
| N | 356 | 81 | 173 | 265 |
| δ (°) | -23.445 | 0 | 23.445 | - 0.6 |
| β (°) | 63.94 | 34.51 | 0.92 | 35.32 |
| Sin(α) | 0.5276 | 0.811 | 0.986 | 0.634 |
| B | 0.144 | 0.1577 | 0.2071 | 0.1814 |
| C | 0.067 | 0.1211 | 0.0859 | 0.0426 |
| Heure solaire | 12h | 12h | 12h | 12h |

Pour le 22 juin, on va évaluer le rayonnement diffus et direct pour chaque heure dans la journée de 6h à 18h temps solaire vrais :

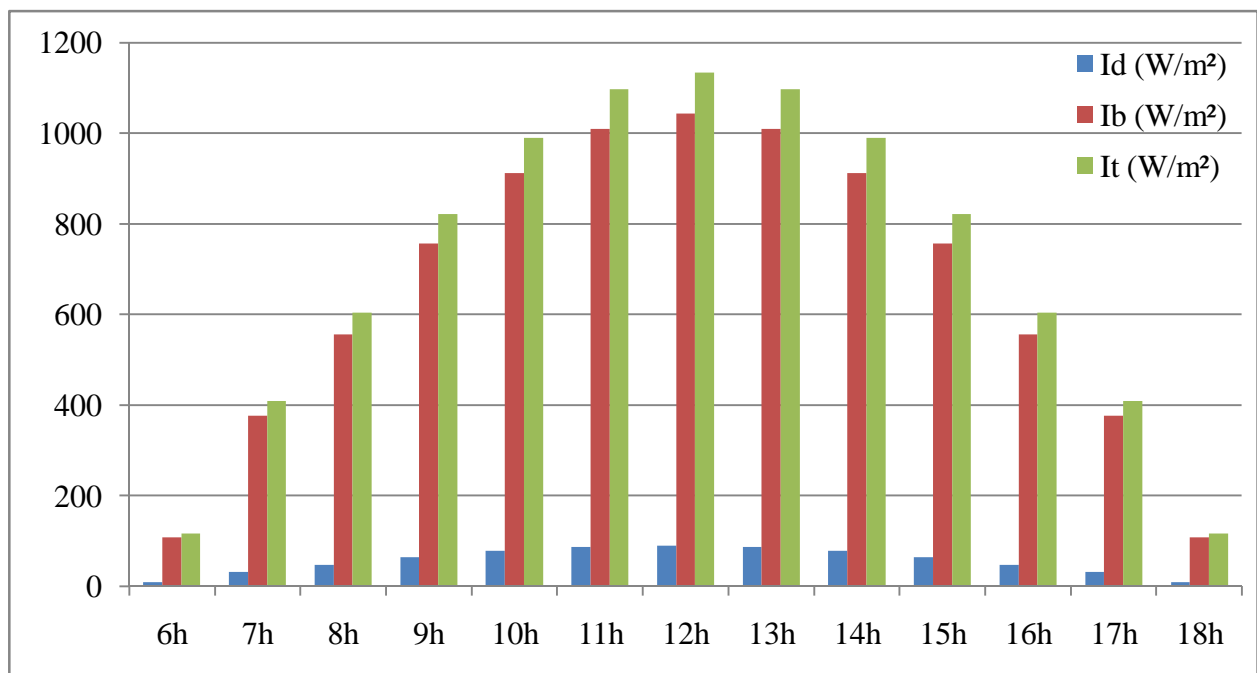


Figure I.14: Variation du rayonnement solaire direct, diffus, et global dans la journée

On remarque le rayonnement direct et diffus augmentent de matin jusque à midi solaire puis il commence à diminuer le soir. On remarque aussi que le rayonnement globale suit la même allure que le rayonnement direct et diffus, augmente le matin jusqu'à midi solaire puis commence à diminuer avec le coucher de soleil. Le graphe suivant nous montre aussi les variations de rayonnement direct, diffus et globale dans la journée de 22 Mars de 9H à 17H, l'équinoxe de printemps.

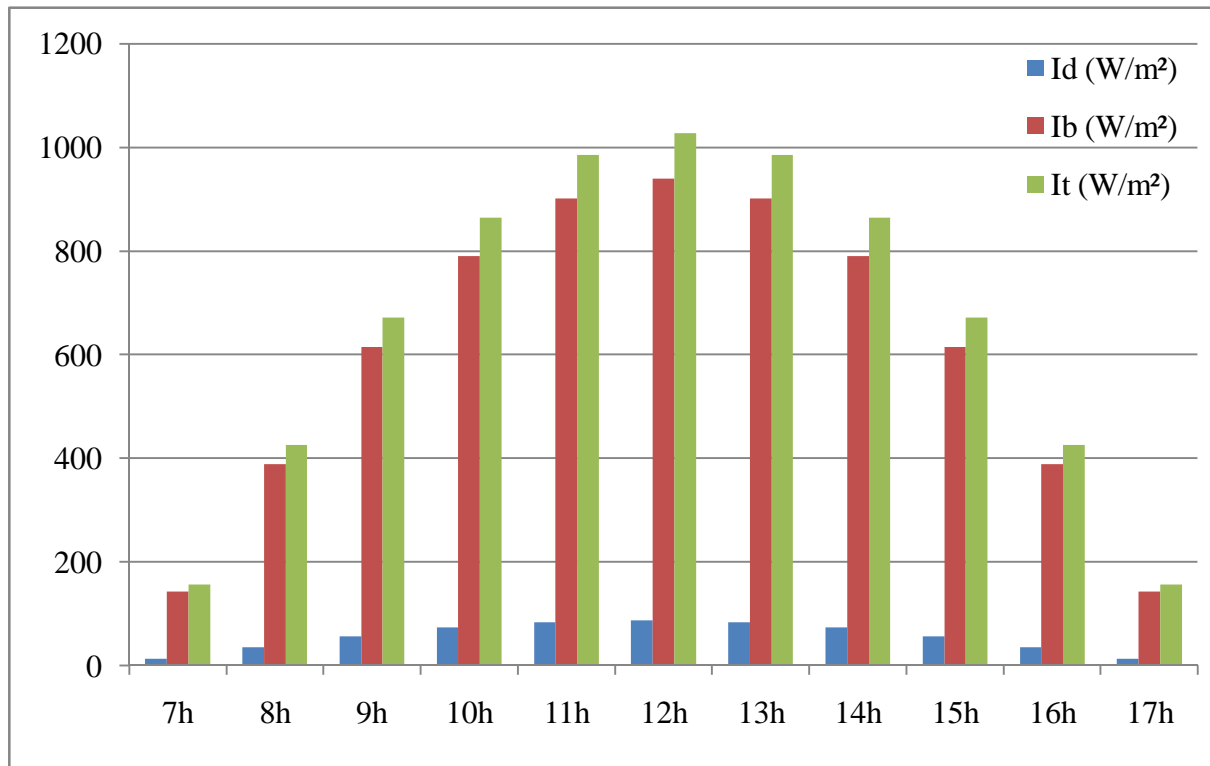


Figure I.15: Variation de rayonnement solaire direct, diffus et globale (22 Mars)

Et même pour le solstice de l'hiver et l'équinoxe de l'automne que la figure (I.7), et (I.8) nous montrent :

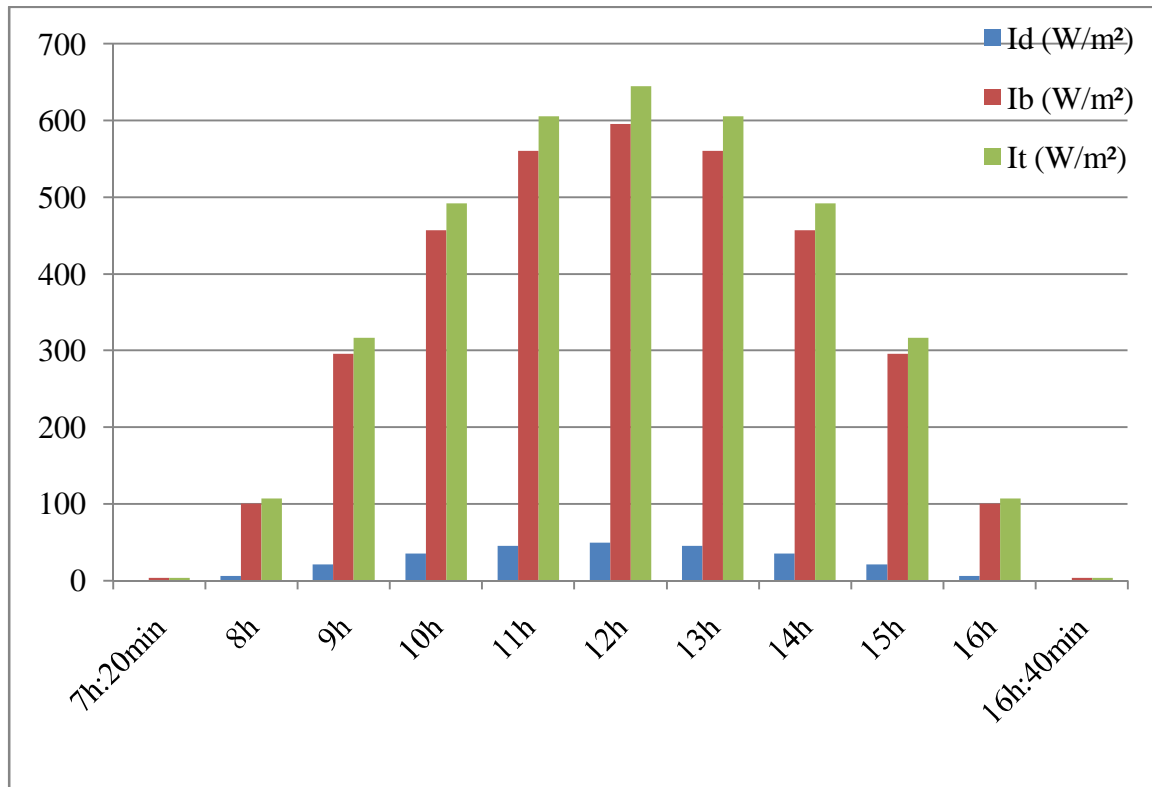


Figure I.16: Variation de rayonnement solaire direct, diffus et globale (22 Décembre)

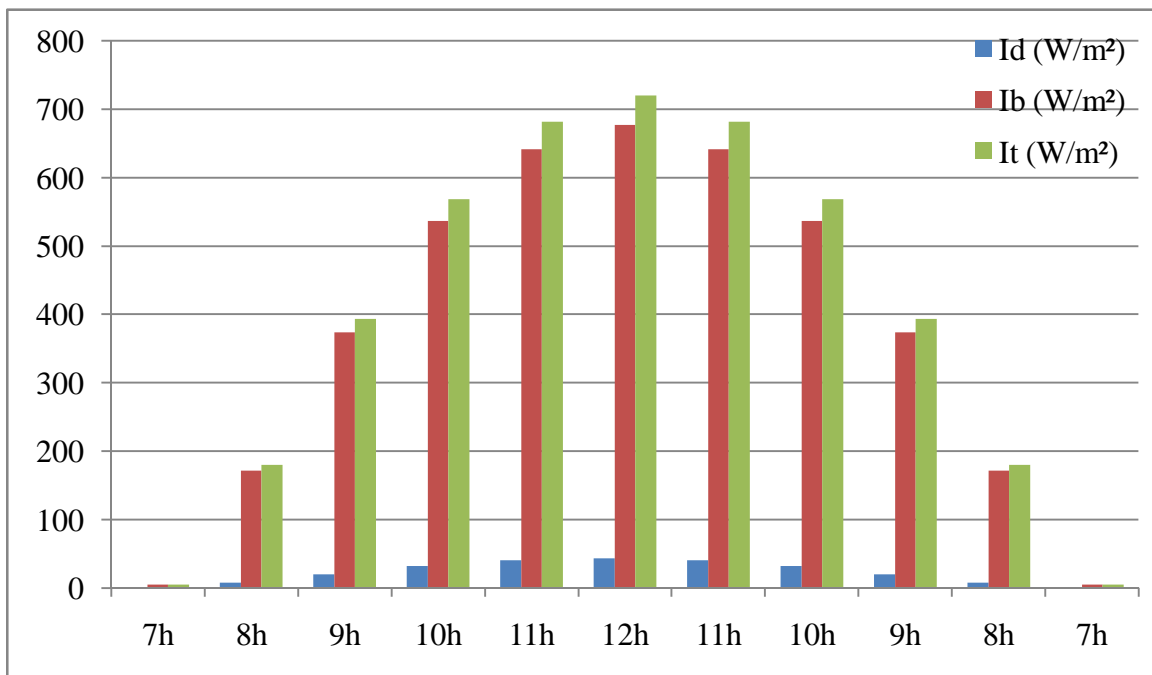


Figure I.17: Variation de rayonnement solaire direct, diffus et globale (22 Septembre)

8. Conclusion

L'étude du rayonnement solaire s'avère nécessaire pour le choix du meilleur site en vue d'une installation d'un système de captation solaire. Le rayonnement reçu par un capteur solaire dépend également du niveau d'ensoleillement du site considéré et de son orientation par rapport au soleil. Un capteur solaire fixe reçoit le maximum d'énergie lorsqu'il est orienté vers le sud et est incliné selon un angle pratiquement égal à la latitude du lieu. Pour que le rayonnement solaire soit perpendiculaire au panneau solaire, et afin d'optimiser tout le système de captation, il est nécessaire de recourir à la technique de poursuite du soleil.

Dans le prochain chapitre utilisera ces données pour les calculs adaptés au site de Hassi R'mel.

**Chapitre II: Conception d'un collecteur à concentration
avec un châssis orientable**

1. Introduction

Actuellement les collecteurs à concentration sont les plus favorables, vu leurs caractéristiques géométriques et leur capacité à concentrer le rayonnement solaire. Ils sont utilisés quand des températures élevées sont exigées. Les réflecteurs cylindro-paraboliques sont des systèmes en forme de « U ». Ils concentrent les rayons du soleil sur un tube récepteur situé le long de la ligne focale du réflecteur. Parfois un tube en verre transparent entoure le tube récepteur afin de réduire les pertes de chaleur. Ces concentrateurs utilisent souvent un système de poursuite solaire à simple axe ou à double axe.

La plupart des collecteurs à concentration peuvent seulement concentrer le rayonnement solaire parallèle venant directement à partir du disque Soleil ; ils doivent donc suivre le mouvement apparent du Soleil, et pour suivre le mouvement apparent du Soleil de matin au soir, on a besoin d'un système de poursuite selon les deux axes.

Dans ce chapitre on va faire une présentation de la conception des concentrateurs cylindro paraboliques, et une conception d'une structure modulaire à trois capteurs.

2. Analyse optique d'un concentrateur cylindro parabolique

Pour concevoir un concertateur cylindro parabolique, il faut en déterminer les caractéristiques géométriques et optiques.

2.1. Conception géométrique :

La figure (II.1) montre les caractéristiques géométriques d'un concentrateur cylindro parabolique [10].

- **L'équation d'une parabole :**

$$y^2 = 4 f x \tag{II. 1}$$

Avec

R est le rayon parabolique :

Qui représente la distance entre la courbe de la parabole et le foyer, définie par :

$$r = \frac{2f}{1 + \cos(\varphi)} \tag{II. 2}$$

Avec : φ est l'angle mesuré entre l'axe du collecteur et le rayon parabolique

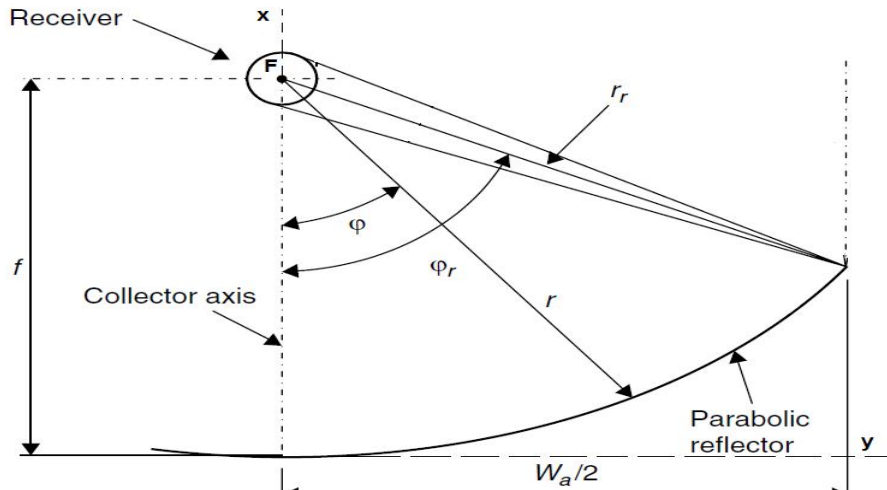


Figure II.1: Section d'un collecteur cylindro parabolique [10]

- **Largeur d'ouverture**

D'après la figure (II.1), on a :

$$W_a = 2r_r \sin(\varphi) \tag{II.3}$$

On remplace la formule de r_r cité dans l'équation (II.2) dans l'équation (II.3) et on aura [10]:

$$W_a = \frac{4f \sin(\varphi_r)}{1 + \cos(\varphi_r)} \tag{II.4}$$

On a :

$$\tan\left(\frac{\varphi_r}{2}\right) = \frac{\sin(\varphi_r)}{1 + \cos(\varphi_r)} \tag{II.5}$$

Ce qui nous donne :

$$W_a = 4f \tan\left(\frac{\varphi_r}{2}\right) \tag{II.6}$$

- **Angle d'ouverture d'une parabole :**

D'après la l'équation (II.6) on peut définir l'angle d'ouverture par [10]:

$$\varphi_r = 2 \arctan\left(\frac{W_a}{4f}\right) \tag{II.7}$$

- **Hauteur d'une parabole :**

La hauteur de la courbe parabolique h_p peut être définie comme la distance maximale du sommet à une ligne tracée à travers l'ouverture de la parabole (figure II.2) ; elle est définie par [10]:

$$h_p = \frac{W_a^2}{16f_p} \quad (II.8)$$

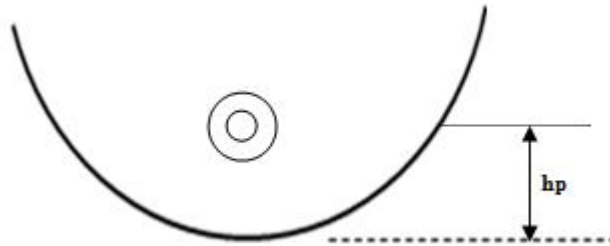


Figure II.2: La taille d'une parabole

2.2. Taux de concentration (concentration géométrique)

Pour un collecteur cylindro-parabolique, le taux de concentration géométrique, est définie à partir de la relation suivante [16]:

$$C = C_g = \frac{W_a}{\pi D} \quad (II.9)$$

2.3. Les paramètres du concentrateur cylindro parabolique

Les figures (II.3) et (II.4) nous montre les principales parties du concentrateur cylindro parabolique :

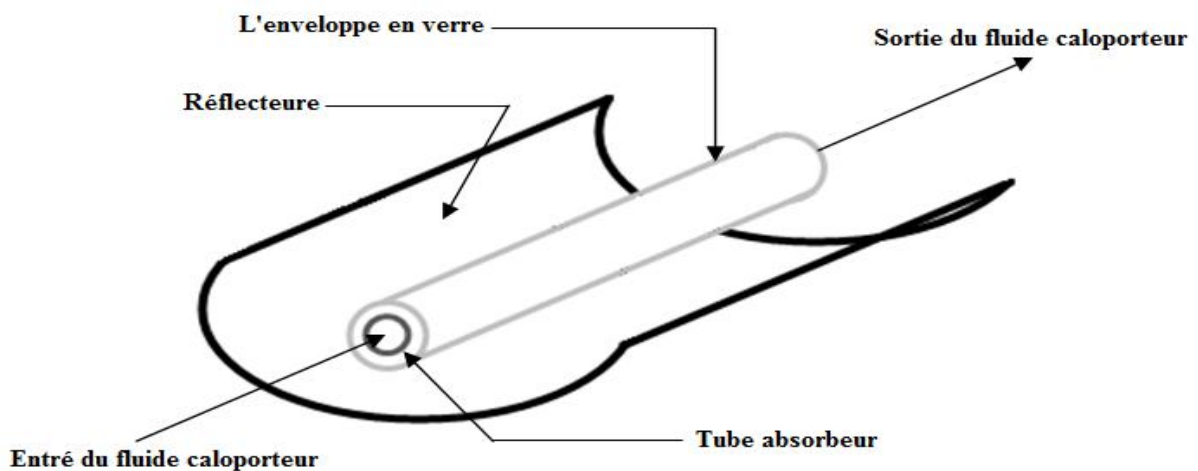


Figure II.3: Schémas de principe d'un concentrateur

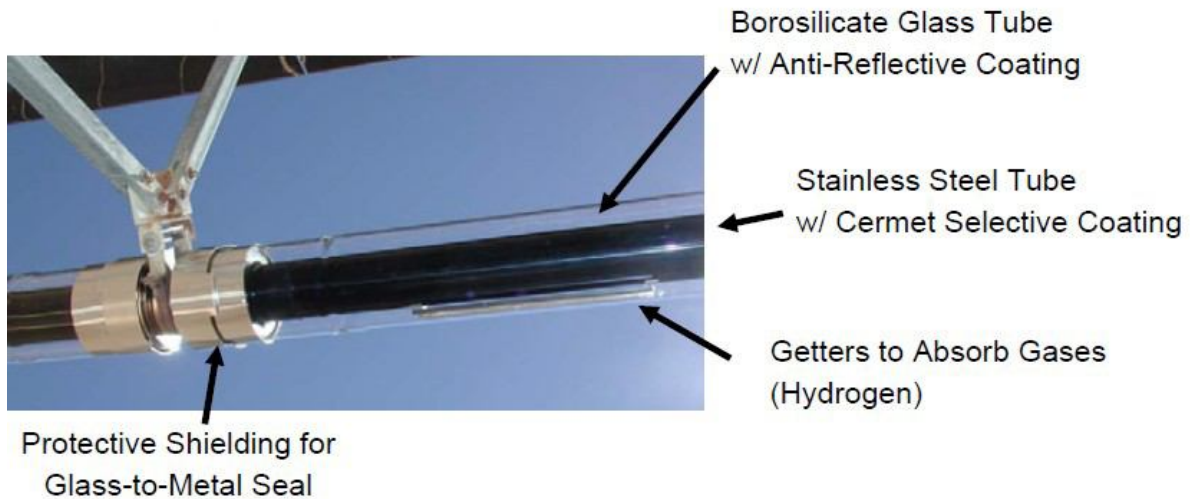


Figure II.4: Type d'un absorbeur installé [16]

- **Le réflecteur :**

Comme la figure (II.3) le montre, il est conçu d'une matière qui a une grande réflectivité.

- **L'enveloppe en verre :**

Comme la figure (II.4) le montre, il est conçu d'une matière qui a un taux d'absorptance faible et un taux de transmittance très élevé.

- **Le récepteur :**

Appelé aussi le tube absorbeur ; il est conçu d'une matière qui a un taux d'absorptance élevé et une conductivité thermique très élevée.

2.4. Réduction de l'ouverture du concentrateur

D'après les études qui sont faites, le rayonnement solaire incident sur les extrémités du collecteur n'est pas très pertinent, il ne participe pas suffisamment à la production de chaleur. Alors une troncation de 50% par rapport à la profondeur de collecteur se fait; qui nous permet de gagner de la matière et de la surface, comme la figure (II.5) le montre :

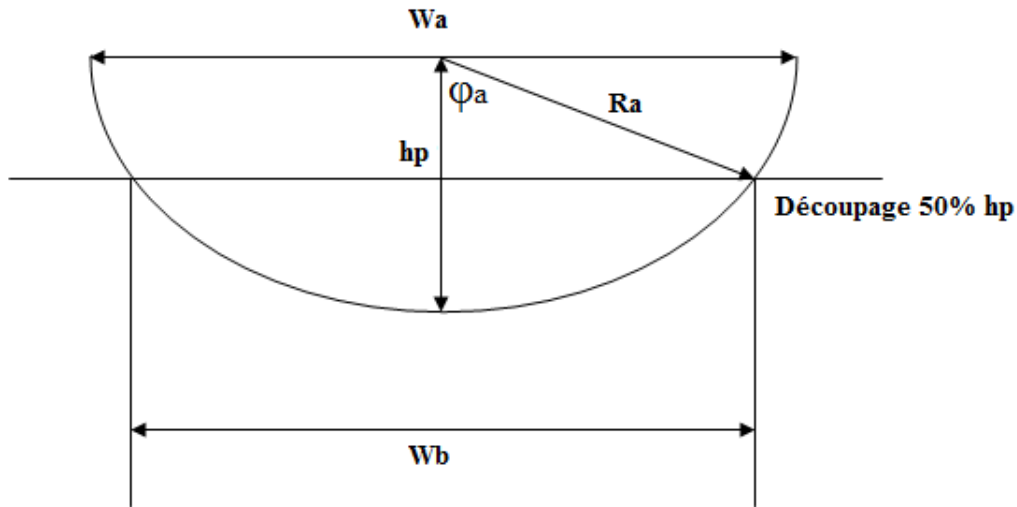


Figure II.5: Réduction de surface d'ouverture

Pour calculer l'ouverture obtenue après découpage W_b , on utilise les équations suivantes :

On a :

$$W_a = 2R_a \quad (II.10)$$

Avec :

$$\tan(\varphi_a) = \frac{W_b}{h_p} \quad (II.11)$$

Ce qui donne :

$$W_b = h_p \tan(\varphi_a) \quad (II.12)$$

Et on a aussi :

$$\cos(\varphi_a) = \frac{h_p}{2R_a} \Rightarrow \varphi_a = \arccos\left(\frac{h_p}{2R_a}\right) \quad (II.13)$$

En remplaçons la l'expression du φ_a de l'équation (II.13) dans l'équation (II.11) on obtient :

$$W_b = h_p \tan\left(\arccos\left(\frac{h_p}{2R_a}\right)\right) \quad (II.14)$$

Et finalement, à partir de l'équation (II.10), on extrait l'expression de R_a en fonction de W_a , et on la remplace dans l'équation (II.14) et on obtient l'expression de W_b en fonction de W_a , représenté dans l'équation (II.15).

$$W_b = h_p \tan \left(\arccos \left(\frac{h_p}{W_a} \right) \right) \quad (\text{II. 15})$$

3. Système de poursuite

Dans cette partie on fera une description de système de poursuite utilisé pour les panneaux solaires photovoltaïques adapté pour les concentrateurs cylindro paraboliques.

Il faut concevoir un système de poursuite équipé de mécanismes simples d'orientation suivant les deux axes, et utiliser des commandes hydrauliques ou électromécaniques à faible consommation d'énergie. Le dispositif doit aussi résister aux actions de vent violent et éventuellement aux vents de sable.

Dans la figure (II.5) on fait la représentation schématique de système de poursuite et une description des différentes parties de ce système.

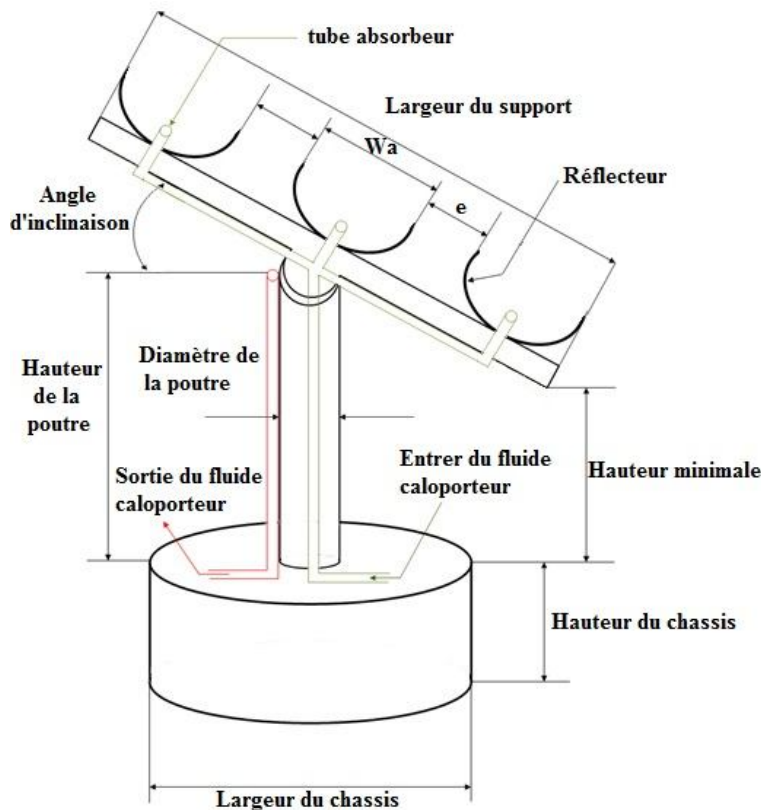


Figure II.6: schéma simplifiée de la structure modulaire

Le système représenté dans la figure (II.5), repose sur deux rotations selon deux axes avec deux systèmes d'orientation. La première orientation, s'effectue au niveau de châssis, avec un système hydraulique ou bien à l'aide d'un train d'engrenages qui fait tourner toute la structure dans la direction Est-Ouest.

La deuxième rotation s'effectue au niveau de l'articulation qui se trouve entre la poutre verticale et le support des concentrateurs dans la direction azimutale ; elle permet de suivre l'élévation de Soleil dans la journée. Les trois collecteurs qui se trouvent sur le support restent immobiles.

4. Conclusion

La surface de champs solaire nécessaire pour produire les 25 MW en électricité avec un rendement global de la conversion de chaleur en électricité de 30% est évalué par rapport au nombre de structures modulaire représentées dans la figure (II.6) dont on a besoin pour produire les 25 MW d'électricité. Pour évaluer le nombre de structures, on doit déterminer le flux de chaleur transmis au fluide caloporteur, le flux de chaleur généré par concentrateur en tenant compte des pertes thermiques dans les conduites qui se résument aux pertes singulières et régulières. On pourra ainsi dimensionner le champ de capteurs solaire assez facilement. L'ordre de grandeur obtenu est de 21 ha de collecteurs, soit 42-45 ha de surface occupée au sol.

Le calcul détaillé de cette partie est fait par mon collègue Salim OUDDANE, qui s'occupe du dimensionnement de la structure modulaire et du champ solaire nécessaire pour produire les 25 MW en électricité.

**chapitre III : Etude thermique du concentrateur cylindro
parabolique**

1. Introduction

Le soleil rayonne dans l'espace une quantité d'énergie considérable. L'énergie reçue par unité de surface au niveau du sol ne peut guère dépasser 1000 W/m^2 ; c'est ainsi que les capteurs solaires plans, qui se prêtent à des nombreuses utilisations de chauffage et d'eau chaude domestiques, ne permettent pas d'obtenir des températures supérieures à $100 \text{ }^\circ\text{C}$.

Mais il y a une quarantaine d'années, il est apparu que l'énergie solaire permettrait de couvrir une gamme de puissances et de températures beaucoup plus étendues, à condition de la concentrer en diminuant l'angle solide apparent du soleil, au moyen de capteurs optiques plus élaborés, appelés concentrateurs solaires. Ces concentrateurs optiques présentent un moyen pour résoudre les problèmes posés par la faible densité énergétique du rayonnement solaire incident. Les systèmes utilisant les concentrateurs cylindro-paraboliques sont capables de générer des températures supérieures à $500 \text{ }^\circ\text{C}$ [7].

Les concentrateurs cylindro-parabolique, présentent la technologie solaire la plus mature actuellement. Ils se distinguent par une simplicité ainsi que des performances élevées dans le domaine de la production de la vapeur d'eau. La détermination des performances d'un champ de concentrateurs cylindro-paraboliques dépend de plusieurs paramètres géométriques et optiques ; un paramètre géométrique à ne pas oublier est le facteur d'ombre qui intervient quand le concentrateur solaire se trouve dans un champ de capteurs. La puissance concentrée est alors réduite par les effets d'ombre causés par les collecteurs adjacents surtout pour une orientation Est-Ouest.

De plus, les paramètres optiques réels dépendent des propriétés des matériaux utilisés, de la disposition de l'absorbeur dans le plan focal et les erreurs angulaires des surfaces réfléchissantes.

Dans le présent chapitre on étudie le comportement thermique d'un écoulement de fluide (huile synthétique) qui circule dans une conduite circulaire à section constante soumise à un flux de chaleur uniforme sur sa surface extérieure (Figure III.1). L'objet est de déterminer la puissance thermique transmise au fluide caloporteur à partir du rayonnement incident, des caractéristiques physiques du capteur, des équations de bilans d'énergie pertinentes et d'un rendement supposé du capteur cylindro parabolique.

Pour cela nous commençons par l'établissement des équations de conservation régissant la convection forcée adimensionnelle ainsi que les conditions initiales et aux limites spatiaux temporelles appropriées.

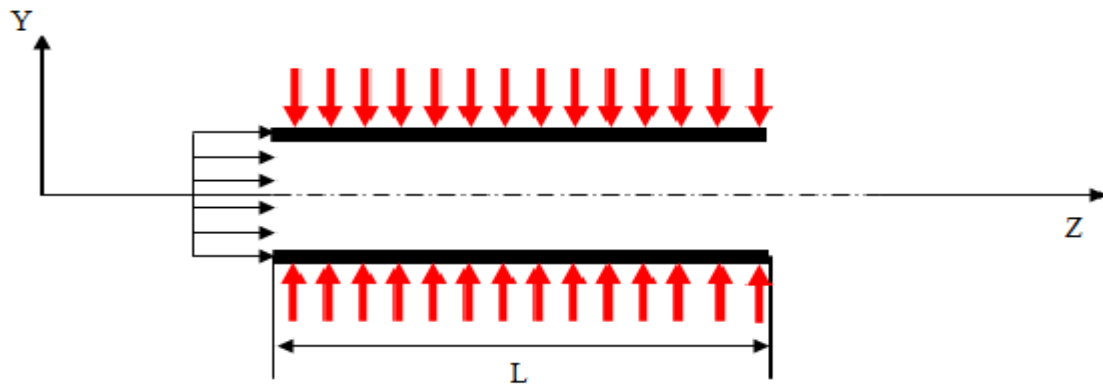


Figure III.1: Configuration géométrique d'un simple capteur tubulaire

2. Etude thermique de capture solaire cylindro-parabolique

L'élément le plus important dans les systèmes concentrateurs est le tube absorbeur à l'intérieur duquel circule le fluide caloporteur. Il est souvent en cuivre recouvert d'une couche sélective et entouré d'une enveloppe transparente en verre, comme il est représenté par la figure (III.2). Il est placé le long de la ligne focale du concentrateur cylindro-parabolique [7].

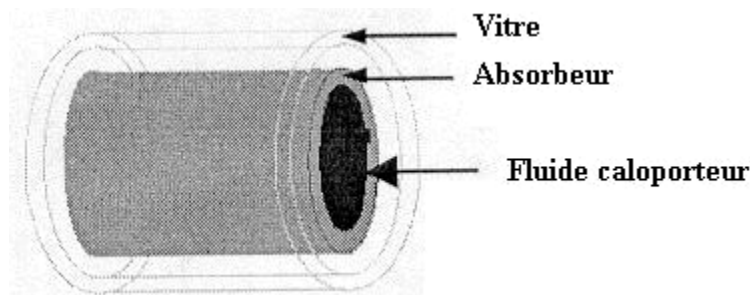


Figure III.2: Schéma du tube absorbeur [7]

L'énergie solaire incidente absorbée par le tube n'est pas entièrement transmise au fluide caloporteur ; une partie est dissipée sous forme de pertes thermiques par rayonnement et convection naturelle entre l'absorbeur et la vitre. En prenant en considération les différentes énergies, celle recueillie par le fluide et perdue vers l'ambiance telle qu'elle est montrée par la figure (III.3).

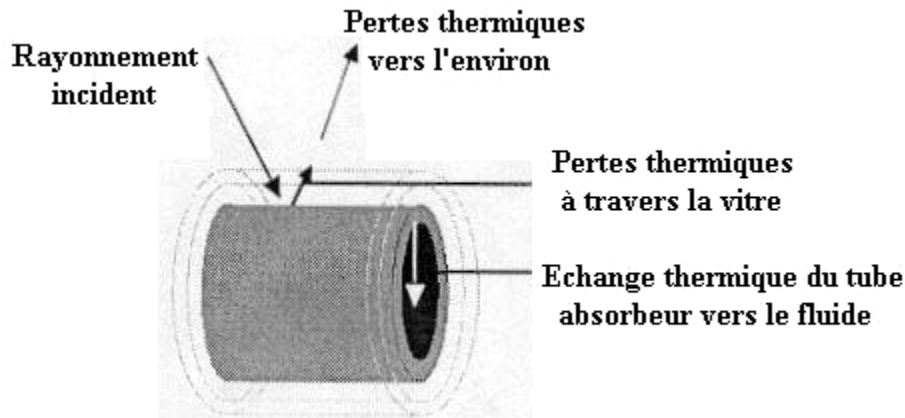


Figure III.3: Schématisation des échanges thermiques entre les différents éléments du collecteur cylindro-parabolique [7]

2.1. Hypothèses simplificatrices

Pour le calcul du bilan énergétique, on adopte les hypothèses suivantes [7]:

- La forme de la parabole est symétrique.
- La température ambiante autour du capteur est uniforme.
- La vitre est considérée comme opaque aux rayonnements infrarouges.
- L'écoulement du fluide est unidimensionnel.
- L'effet de l'ombre du tube absorbant sur le miroir est négligeable.
- Le flux solaire au niveau de l'absorbant est uniformément réparti.

2.2. Equations gouvernantes

La configuration de ce problème consiste en la détermination de températures en chaque point du domaine occupé par le fluide dans la conduite.

Pour cela nous allons appliquer les équations d'énergies régissant la convection forcée dans une conduite horizontale. On a deux méthodes pour établir les équations thermodynamiques du système :

- Vue horizontale.
- Vue radiale.

2.3. Bilans thermiques

Les différents échanges thermiques qui ont lieu dans l'élément absorbant sont schématisés par la figure (III.4):

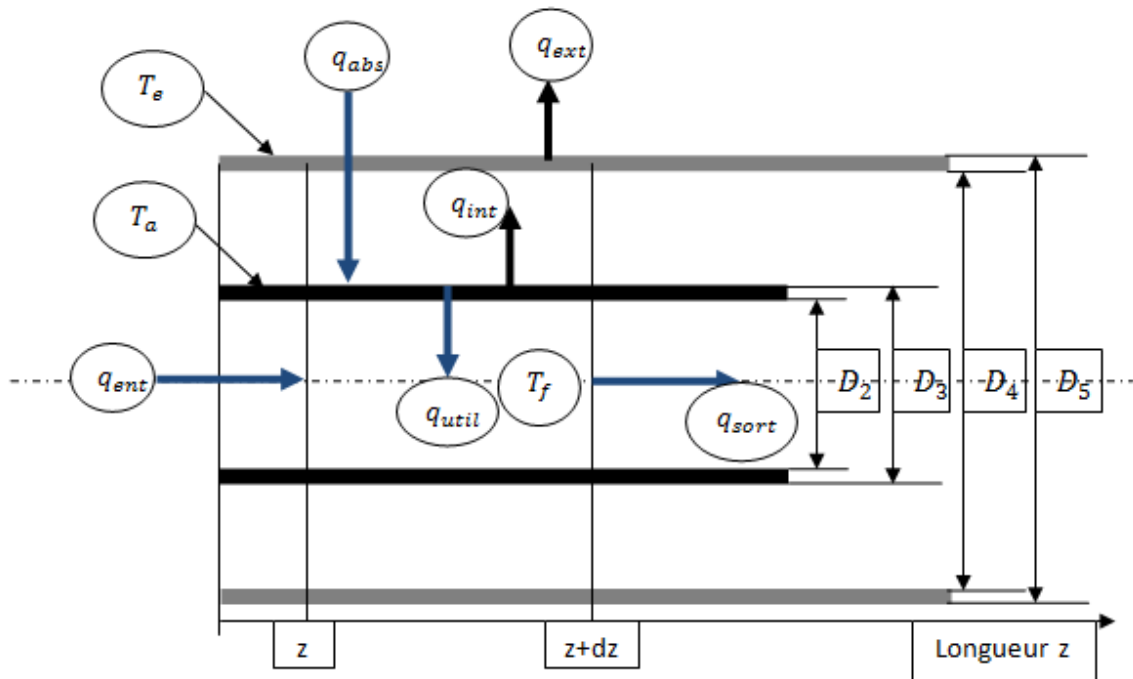


Figure III.4: Bilans thermiques sur le tube absorbeur

2.3.1. Bilan énergétique à travers le fluide thermique

On commence par un bilan énergétique du fluide caloporteur qui mène à une équation aux dérivées partielles de température ; la distance le long du tube absorbeur est indiquée par z . L'équation du fluide caloporteur pendant le temps t dans un élément de la longueur Δz à la position z est donnée par :

$$\frac{\partial dQ(z, t)}{\partial t} = \dot{Q}(z, t) - \dot{Q}(z + \Delta z, t) + q_{caf}' dz \quad (III. 1)$$

On a:

$$dQ(z, t) = \rho_f C_{Pf} A_1 T_f(z, t) dz \quad (III. 2)$$

$$\dot{Q}(z, t) = \frac{\partial Q(z, t)}{\partial t} = m C_{Pf} T_f(z, t) \quad (III. 3)$$

$$\dot{Q}(z + \Delta z, t) = \dot{Q}(z, t) + \frac{\partial \dot{Q}(z, t)}{\partial z} dz \quad (III. 4)$$

$$\dot{Q}(z, t) - \dot{Q}(z + \Delta z, t) = -\frac{\partial \dot{Q}(z, t)}{\partial z} dz \quad (\text{III.5})$$

D'où :

$$\rho_f C_{Pf} A_1 \frac{\partial T_f(z, t)}{\partial t} = -\dot{m} C_{Pf} \frac{\partial T_f(z, t)}{\partial z} + q_{caf}' \quad (\text{III.6})$$

Avec :

- ρ_f : la masse volumique de fluide thermique (kg/m^3).
- C_{Pf} : la chaleur spécifique de fluide (W/m.K).
- A_1 : la surface intérieure de tube absorbeur (m^2).
- T_f : la température de fluide (K).
- \dot{m} : le débit massique de fluide thermique (kg/s).
- q_{caf}' : l'énergie thermique transférée par la surface interne de tube absorbeur au fluide (W/m) [8].

2.3.2. Bilan thermique à travers le tube absorbeur

Si on prend un volume de contrôle sur le tube absorbeur figure (III.5), le bilan énergétique est écrit comme suit :

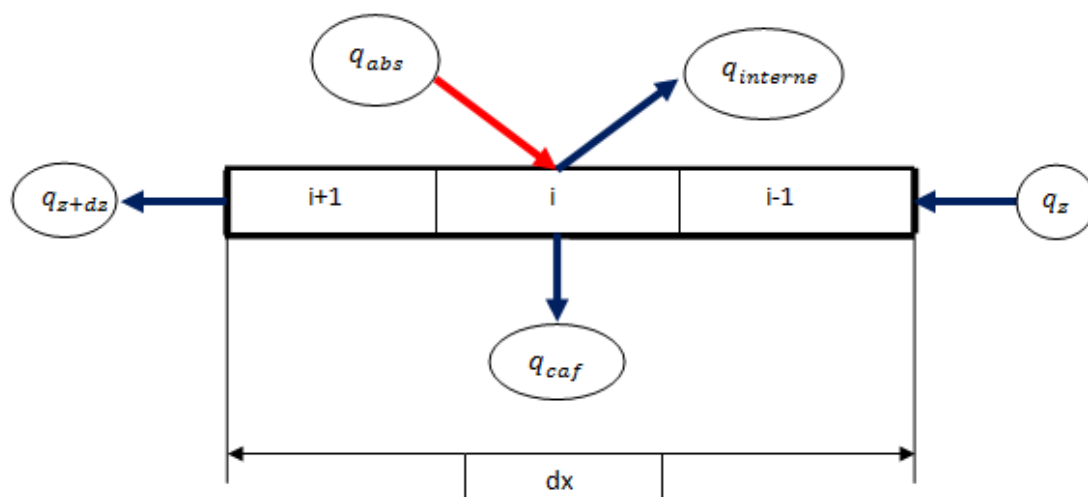


Figure III.5: Volume élémentaire sur le tube absorbeur

Si on prend un volume de contrôle sur le tube absorbeur figure (III.5), le bilan énergétique est écrit comme suit [10] :

$$d\dot{Q}(z, t) = \frac{\partial dQ(z, t)}{\partial t} = \dot{Q}(z, t) - \dot{Q}(z + \Delta z, t) + (q_{\text{abs}}' - q_{\text{caf}}' - q_{\text{interne}}')dz \quad (\text{III. 7})$$

Avec :

$$q_{\text{interne}}' = q_{\text{cae}}' + q_{\text{rae}}' \quad (\text{III. 8})$$

Et :

- q_{cae}' : L'énergie thermique perdue par convection dans l'air qui se trouve entre l'enveloppe et le tube absorbeur (W/m).
- q_{rae}' : l'énergie thermique perdue par irradiation dans l'air qui se trouve entre la vitre et le tube absorbeur (W/m).
- q_{abs}' : l'énergie thermique absorbée par le tube absorbeur (W/m).

Après développement de l'équation :

On a :

$$\rho_a C_{p_a} A_a \frac{\partial T_a(z, t)}{\partial t} = A_a K_a \frac{\partial^2 T_a(z, t)}{\partial z^2} + (q_{\text{abs}}' - q_{\text{caf}}' - q_{\text{cae}}' - q_{\text{rae}}') \quad (\text{III. 9})$$

Avec :

- ρ_a : La masse volumique de tube absorbeur (kg/m^3).
- C_{p_a} : La chaleur spécifique de fluide (W/m.K).
- A_a : La surface de l'absorbeur $\pi(D_3^2 - D_2^2)$ (m^2).

2.3.3. Bilan thermique à travers le tube en verre

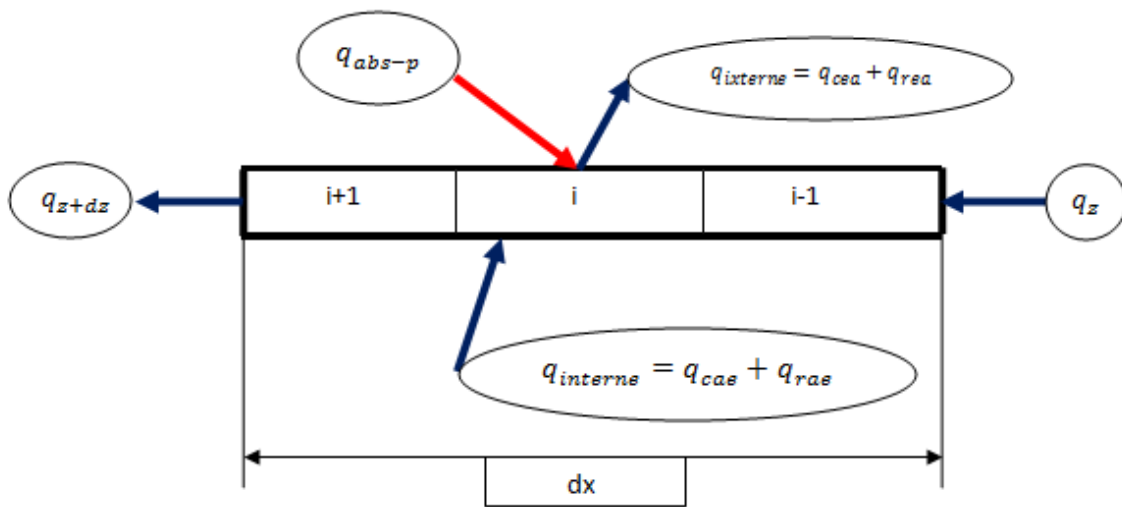


Figure III.6 : Volume élémentaire sur l'enveloppe de verre

Si on prend un volume de contrôle sur l'enveloppe en verre figure (III.6), le bilan énergétique de tube en verre est écrit comme suit [7]:

$$\rho_e C_{P_e} A_e \frac{\partial T_e(z, t)}{\partial t} = A_e K_e \frac{\partial^2 T_e(z, t)}{\partial z^2} + (q_{abs-e} + q_{cae} + q_{rae} - q_{cea} - q_{rea}) \quad (III. 10)$$

Avec :

- A_e : La surface de l'enveloppe en verre $\pi(D_5^2 - D_4^2)$ (m²).

2.3.4. Transfert de chaleur par convection entre le fluide caloporteur et l'absorbeur

Pour un transfert Newtonien, le transfert de chaleur entre la surface intérieure de l'absorbeur et le fluide caloporteur est :

$$q_{caf}' = h_{caf} P_2 (T_2 - T_f) \quad (III. 11)$$

Telle que :

- h_{caf} : Coefficient de convection pariétale du fluide caloporteur à T_f (W/m².K).

- P_2 : le périmètre intérieure de tube absorbeur, donné par πD_2 (m).
- T_f : la température de fluide caloporteur (K).
- T_2 : température de la surface intérieure de tube absorbeur (K).
- h_{caf} coefficient calculé avec les corrélations suivantes des nombre de Nusselt et Reynolds [13]:

$$N_{uD} = \frac{h_{caf} D_2}{K_f} \text{ Ce qui donne } h_{caf} = \frac{N_u K_f}{D_2}, \quad R_{eD} = \frac{\rho V D_2}{\mu}$$

Avec :

- N_{uD} : Nombre de Nusselt.
- R_{eD} : Nombre de Reynolds.
- ρ : la masse volumique de fluide caloporteur.
- V : la vitesse de fluide caloporteur dans le tube.
- μ : la viscosité dynamique de fluide caloporteur.
- K_f : conductivité de fluide caloporteur.

➤ **Régime laminaire**

Pour $R_{eD} < 2300$ dans un tube circulaire :

- Si le flux de chaleur est constant sur la surface extérieure du tube : $N_{uD} = 4.36$
- Si la température de la surface extérieure est constante : $N_{uD} = 3.66$

➤ **Le cas d'écoulement turbulent**

Pour une surface lisse et conditions complètement turbulentes : $R_{eD} > 10\,000$

$$N_{uD} = 0.023 R_{eD}^{\frac{4}{5}} Pr^n \tag{III.12}$$

Avec :

- Pr : Nombre de Prandtl du fluide évalué à la température moyenne du filme T_f et donné par la relation: $Pr = \frac{C_p \mu}{K}$

Et

- $n = 0.3$ si $T_2 \leq T_f$
- $n = 0.4$ si $T_2 \geq T_f$

2.3.5. Transfert de chaleur par conduction à travers le tube absorbeur

La loi de Fourier décrit le transfert de chaleur par conduction à travers le tube absorbeur qui a la forme d'un tube [12]:

$$q_{23\text{cond}} = \frac{2\pi K_{23}(T_2 - T_3)L}{\text{Ln}\left(\frac{D_3}{D_2}\right)} \quad (\text{III. 13})$$

Telle que :

- K_{23} : La conductivité thermique de l'absorbeur à la température moyen $\frac{(T_2+T_3)}{2}$ (W/m.K)
- T_2, T_3 : Température de surface intérieure et extérieure de l'absorbeur (K).
- D_3, D_2 : Diamètre extérieur et intérieur de l'absorbeur (m).
- L : La longueur de tube absorbeur (m).

2.3.6. Transfert de chaleur par conduction à travers l'enveloppe en verre

Le transfert de chaleur par conduction à travers l'enveloppe en verre utilise la même équation que la conduction à travers la paroi d'absorbeur décrite par la loi de Fourier [12].

$$q_{45\text{cond}} = \frac{2\pi K_{45}(T_4 - T_5)L}{\text{Ln}\left(\frac{D_5}{D_4}\right)} \quad (\text{III. 14})$$

- K_{45} : la conductivité thermique du tube en verre à la température $\frac{(T_4+T_5)}{2}$ (W/m.K).
- T_4, T_5 : Température de la surface intérieure et extérieure de tube en verre (K).
- D_5, D_4 : Diamètre extérieur et intérieur de tube en verre (m).

2.3.7. Perte thermique de l'enveloppe en verre vers l'atmosphère

La perte thermique du tube en vers qui sort de l'enveloppe vers l'atmosphère est par convection et rayonnement. La convection sera soit forcée, soit naturelle, selon qu'il y a du vent ou non. La perte de chaleur nette par rayonnement est due au rayonnement infrarouge émis par le tube absorbeur.

2.3.7.1. La perte thermique par convection

Le transfert de chaleur par convection entre l'enveloppe en verre et l'atmosphère est la plus importante des perte de chaleur, surtout dans le cas ou il ya de vent [12].

$$q_{56conv} = h_{56}A_5(T_5 - T_6) \quad (III. 15)$$

Avec :

$$h_{56} = \frac{N_{uD_5} K_{56}}{D_5} \quad (III. 16)$$

Ou :

- A_5 : Surface extérieure de verre en enveloppe (m^2).
- T_5 : Température sur la surface extérieure de verre en enveloppe (K).
- T_6 : Température de l'air ambiant (K).
- h_{56} : Coefficient de transfert de chaleur par convection de l'air à $(\frac{T_5+T_6}{2})$ ($W/m^2.K$).
- K_{56} : Conductivité thermique de l'air ambiant à $\frac{T_5+T_6}{2}$ ($W/m.K$).
- N_{uD_5} : Nombre de Nusselt basé sur D_5 .
- D_5 : Diamètre extérieur du verre en enveloppe (m).

On a deux cas pour calculer le nombre de Nusselt :

- Le cas de la convection libre (sans vent).
- Le cas de la convection forcé (avec le vent).

2.3.7.1.1. Le cas sans vent

Dans ce cas la perte thermique par convection sera naturelle ou convection libre, la corrélation la mieux adaptée est celle développée par Churchill et Chu pour calculer le nombre de Nusselt.

$$N_{uD_5} = \left\{ 0.6 + \frac{0.387 R_{aD_5}^{1/6}}{[1 + (0.559/Pr_{56})^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2 \quad (III.17)$$

Pour: $R_{aD_5} < 10^{12}$.

$$\text{Avec : } R_{aD_5} = \frac{g\beta(T_5 - T_6)D_5^3}{\alpha_{56}\nu_{56}} \quad \text{et} \quad Pr_{56} = \frac{c_{p56}\mu_{56}}{K_{56}} = \frac{\nu_{56}}{\alpha_{56}}$$

Et :

- R_{aD_5} : Nombre de Rayleigh basé sur D_5 .
- Pr_{56} : Nombre de Prandtl pour l'air à T_{56} .
- g : Constante gravitationnelle (9,81) (m/s²).
- α_{56} : Diffusivité thermique de l'air à T_{56} (m²/s).
- ν_{56} : Viscosité cinématique de l'air à T_{56} (m²/s).
- T_{56} : Température du film ($\frac{T_5 + T_6}{2}$) (K).
- β : Coefficient de l'expansion thermique (une propriété thermodynamique du fluide), il est donné par des tables thermodynamique.

Dans le cas d'un gaz parfait on a : $\beta = \frac{1}{T}$

2.3.7.1.2. Le cas avec le vent

S'il y a du vent alors la perte thermique par convection de l'enveloppe en verre vers l'atmosphère sera de la convection forcée. Le nombre de Nusselt dans ce cas est estimé avec la corrélation de Zhukauskas pour convection forcée externe à un cylindre isotherme:

$$\overline{N_{uD_5}} = CR_{eD_5}^m Pr_6^n \left(\frac{Pr_6}{Pr_5}\right)^{1/4} \quad (III.18)$$

$$\text{Avec : } \begin{cases} 0.7 < Pr_6 < 500 \\ 1 < Re_{D_5} < 10^6 \end{cases}$$

$$\text{Et : } \begin{cases} n = 0.37 \text{ si } Pr_6 \leq 10 \\ n = 0.36 \text{ si } Pr_6 > 10 \end{cases}$$

Les constantes C et m sont données dans le tableau (III.1):

Tableau III.1: les valeurs de 'C' et 'm' en fonction du nombre de Reynolds

| Re_{D_5} | C | M |
|------------------------|-------|-----|
| 1 - 40 | 0.75 | 0.4 |
| 40 - 1000 | 0.51 | 0.5 |
| $10^3 - 2 \times 10^5$ | 0.26 | 0.6 |
| $2 \times 10^5 - 10^6$ | 0.076 | 0.7 |

Remarque : toutes les propriétés de fluide sont calculées à la température ambiante T_6 , sauf pour Pr_5 qu'est à calculer à T_5 .

2.3.7.2. La perte de chaleur par rayonnement en convection équivalente :

$$q_{57rad} = \sigma A_5 \varepsilon_5 (T_5^4 - T_7^4) = h_{57rad} A_5 (T_5 - T_7) \quad (III. 19)$$

$$h_{57rad} = \sigma \varepsilon_5 (T_5^2 + T_7^2) (T_5 + T_7) \quad (III. 20)$$

Avec :

- σ : Constante de Stefan-Boltzmann $5.67 * 10^{-8}$ (W/m².k⁴).
- A_5 : La surface extérieure de l'enveloppe en verre (m²).
- ε_5 : L'émissivité de la surface extérieure de l'enveloppe en verre.
- T_5 : La température de la surface extérieure de l'enveloppe en verre.
- T_7 : La température de ciel (K).
- h_{57rad} : Coefficient de transfert par rayonnement (W/m².K).

La température du ciel dépend de la masse d'air et sa tenure en humidité ; on peut prendre la température du ciel égale la température ambiante comme dans les régions côtières, mais dans le cas où l'humidité relative est faible, on détermine la température du ciel par la formule de Swinbank (1963) [15].

$$T_7 = T_{ciel} = 0.0553 T_{amb}^{1.5} \quad (III. 21)$$

2.3.8. La perte thermique de l'absorbeur vers l'enveloppe en verre

Les pertes thermiques entre l'absorbeur et l'enveloppe en verre sont par convection et rayonnement.

2.3.8.1. La perte thermique par rayonnement

La perte thermique par rayonnement entre le tube absorbeur et l'enveloppe en verre est estimée par la formule suivante [9]:

$$q_{34rad} = \sigma U_{34} (T_3^4 - T_4^4) = h_{34rad} A_3 (T_3 - T_4) \quad (III. 22)$$

$$U_{34} = \frac{1}{\frac{1 - \varepsilon_3}{\varepsilon_3 A_3} + \frac{1}{A_3 F_{34}} + \frac{1 - \varepsilon_4}{\varepsilon_4 A_4}} = \frac{A_3}{\frac{1}{\varepsilon_3} + \frac{(1 - \varepsilon_4) D_3}{\varepsilon_4 D_4}} \quad (III. 23)$$

Avec: $F_{34} = 1$

$$h_{34rad} = \frac{\sigma U_{34} (T_3^2 + T_4^2) (T_3 + T_4)}{A_3} = \frac{\sigma (T_3^2 + T_4^2) (T_3 + T_4)}{\frac{1}{\varepsilon_3} + \frac{(1 - \varepsilon_4) D_3}{\varepsilon_4 D_4}} \quad (III. 24)$$

Telle que :

- T_3 : Température à la surface extérieure de l'absorbeur (K).
- T_4 : Température à la surface intérieure de l'enveloppe (K).
- h_{34rad} : Coefficient de transfert par rayonnement ($W/m^2.K$).

2.3.8.2. La perte thermique par convection

La perte thermique par convection est estimée par la formule suivante [4]:

$$q_{34conv} = h_{34} A_3 (T_3 - T_4) \quad (III. 25)$$

2.3.8.2.1. Le cas de convection libre

Et dans le cas de la convection libre, h_{34} peut être calculé avec la corrélation suivante [15]:

$$Nu = \frac{k_{eff}}{k} = 0.135 \left(\frac{Ra Pr}{1.36 + Pr} \right)^{0.278} \quad (III. 26)$$

Pour : $3.5 \leq \log \left(\frac{Ra Pr}{1.36 + Pr} \right) \leq 8.0$ et $0.25 \leq \frac{Ra - Ra_3}{Ra_3} \leq 3.25$

Avec :

- A_3 : La surface extérieure de l'absorbeur (m^2).
- h_{34} : Coefficient de convection thermique de gaz annulaire à $\frac{T_3+T_4}{2}$ ($W/m^2.K$).

2.3.8.2.2. Le cas de la convection libre moléculaire

Dans ce cas, on l'effet de la pression dans l'espace annulaire qui intervient :

a) Premier cas (pression < 1 mbar)

$$h_{34} = \frac{K_{std}}{\frac{D_3}{2 \ln(\frac{D_4}{D_3})} + b\lambda(\frac{D_3}{D_4} + 1)} \quad (III. 27)$$

Avec :

$$b = \frac{(2 - a)(9\gamma - 5)}{2a(\gamma + 1)} \quad (III. 28)$$

$$\lambda = \frac{2.331 \cdot 10^{-20}(T_{34} + 273.15)}{P_a d^2} \quad (III. 29)$$

- K_{std} : conductivité thermique de l'air qui se trouve dans l'annulaire dans les conditions standard ($W/m.K$).
- b : Le coefficient de l'interaction.
- λ : Le chemin moyen-libre entre les collisions d'une molécule (m).
- a : Le coefficient de l'accommodement.
- γ : Le taux de chaleurs spécifiques de l'air dans l'espace annulaire.
- P_a : La pression de l'air (Pa).
- d : Diamètre moléculaire de l'air dans l'espace annulaire (m).

Cette corrélation est valide dans le cas $Ra_{D_4} < \frac{D_4}{((D_4 - D_3))^4}$ et à des faibles pressions [15].

b) Dans le cas de pression non négligeable

$$q_{34\text{conv}}' = \frac{2.425K_{34}(T_3 - T_4)\left(\frac{\text{Pr}_{D_3} \text{Ra}_{D_3}}{0.861 + \text{Pr}_{34}}\right)^{1/4}}{\left(1 + \left(\frac{D_3}{D_4}\right)^3\right)^{5/4}} \quad (\text{III. 30})$$

Avec :

- K_{34} : La conductivité thermique de l'air dans l'espace annulaire à T_{34} (W/m.K).
- Pr_{D_3} : Le nombre de Prandtl.
- Ra_{D_3} : le nombre de Rayleigh évalué à D_3 [15].

2.3.9. Les pertes d'énergie thermiques à travers le support de tube absorbeur

Les tubes absorbeurs sont supportés au collecteur ligne focale par des supports sous forme de bracelets qui sont attachés à la structure du collecteur au conduit de l'amortisseur (voir figure IV.7). Il y a un support sous un bracelet à chaque quatre mètre de longueur de la conduite. Les pertes du support sont rapprochées en traitant le support sous forme d'un bracelet en nageoire infinie avec température basse de 10 degrés moins que la température de la surface de l'amortisseur externe au point où le support est attaché. Cette perte de chaleur est estimée par la formule suivante [Incropera and DeWitt 1990] [6]:

$$q_{\text{cond,bracelet}}' = \frac{\sqrt{\bar{h}_b P_b K_b A_{\text{cs,b}}}(T_{\text{base}} - T_6)}{L} \quad (\text{III. 31})$$

Avec :

- \bar{h}_b : Le coefficient de la convection moyen de support (W/m². K).
- P_b : Le périmètre de bracelet (m).
- K_b : Le coefficient conduction (W/m.K).
- $A_{\text{cs,b}}$: Le surface de la section transversale du support (m²).
- T_{base} : La température à base de support en bracelet (K).
- T_6 : La température ambiante (K).
- L : La longueur de tube absorbeur (m).



Figure III.7: Le support sous forme de bracelet

2.3.10. Absorption du rayonnement solaire

On a deux cas :

- Absorption dans l'enveloppe en verre.
- Absorption dans le tube absorbeur.

2.3.10.1. Les propriétés optiques utilisées

Les propriétés optiques utilisées dans les performances des éléments de collecteur de chaleur ont été obtenues d'une combinaison de sources « SEGS » (Solar electric generating system), « NREL » (National renewable energy laboratory) et « SNL » (Sandia national laboratories). Les propriétés optiques utilisées sont dressées dans le tableau suivant [6]:

Tableau III.2: Estimation propriétés optiques des différents éléments

| | | |
|------------------|--|---------------|
| ε_1' | Effet de l'ombre du tube absorbeur sur le collecteur | 0.974 |
| ε_2' | L'erreur de poursuite | 0.994 |
| ε_3' | L'erreur de géométrie | 0.98 |
| ρ_{cl} | La réflectivité propre du miroir | 0.935 |
| ε_4' | La saleté sur le miroir | 0.941 - 0.995 |
| ε_5' | La saleté sur le tube absorbeur | 0.971 - 0.998 |
| ε_6' | L'invisibilité | 0.96 |
| ρ_m | La réflectivité de miroir | 0.86 - 0.93 |

2.3.10.2. L'absorption dans l'enveloppe en verre

L'absorption dans l'enveloppe en verre est estimée par la formule suivante [6]:

$$q_{\text{abs-e}} = I_t \eta_{\text{env}} \alpha_{\text{env}} \quad (\text{III. 32})$$

- I_t : Eclairement solaire total absorbé par l'enveloppe en verre, (W/m^2).
- η_{env} : Efficacité optique de l'enveloppe en verre.
- α_{env} : Coefficient d'adsorption du verre.

$$\eta_{\text{env}} = \varepsilon_1' \varepsilon_2' \varepsilon_3' \varepsilon_4' \varepsilon_5' \varepsilon_6' \rho_{\text{cl}} K \quad (\text{III. 33})$$

$$k = \cos(\theta) + 0.000884 \theta - 0.00005369 \theta^2 \quad (\text{III. 34})$$

- θ : L'angle d'incidence du rayonnement solaire à la normale de l'ouverture du collecteur
- K : L'angle d'incident modifié L'absorption dans le tube absorbeur

L'énergie solaire absorbée est estimé par la formule suivante [6]:

$$q_{\text{abs}} = I_{\text{abs}} A_a \quad (\text{III. 35})$$

- A_a : La surface réceptrice

2.3.11. Les équations gouvernantes

- L'équation gouvernante dans la partie du fluide caloporteur :

$$\rho_f C_{\text{Pf}} A_1 \frac{\partial T_f(z,t)}{\partial t} = -\dot{m} C_{\text{Pf}} \frac{\partial T_f(z,t)}{\partial z} + h_{\text{caf}} P_2 (T_2 - T_f) \quad (\text{III. 36})$$

- L'équation gouvernante dans la partie de tube absorbeur :

$$\begin{aligned} \rho_a C_{\text{Pa}} A_a \frac{\partial T_a(z,t)}{\partial t} &= A_a K_a \frac{\partial^2 T_a(z,t)}{\partial z^2} \\ &+ \left(q_{\text{abs}} - h_{\text{caf}} P_2 (T_2 - T_f) - h_{34\text{cv}} P_3 (T_3 - T_4) - \frac{\sigma P_3 (T_3^4 - T_4^4)}{\frac{1}{\varepsilon_3} + \frac{(1 - \varepsilon_4) D_3}{\varepsilon_4 D_4}} \right) \end{aligned} \quad (\text{III. 37})$$

- L'équation gouvernante dans la partie de l'enveloppe en verre :

$$\begin{aligned}
 \rho_e C_{pe} A_e \frac{\partial T_e(z, t)}{\partial t} &= A_e K_e \frac{\partial^2 T_e(z, t)}{\partial z^2} \\
 &+ \left(q_{\text{abs}} + h_{34\text{cov}} P_4 (T_3 - T_4) + \frac{\sigma P_3 (T_3^4 - T_4^4)}{\frac{1}{\varepsilon_3} + \frac{(1 - \varepsilon_4) D_3}{\varepsilon_4 D_4}} - h_{56\text{cov}} P_5 (T_5 - T_6) \right. \\
 &\left. - \sigma \varepsilon_5 P_5 (T_5^4 - T_7^4) \right) \tag{III. 38}
 \end{aligned}$$

2.3.12. Estimation de flux de chaleur gagné q_{util}

Après l'application du premier principe de la thermodynamique à l'absorbeur, on peut écrire sous la forme suivante [7], le bilan énergétique bidimensionnel en état d'équilibre, en négligeant l'énergie cinétique :

$$q_{\text{abs}} - q_{\text{perte}} = q_{\text{util}} = \dot{m} C_{pf} (T_{fs} - T_{fe}) \tag{III. 39}$$

- q_{abs} : Le flux de chaleur absorbé par le tube absorbeur (W).
- q_{perte} : Le flux de pertes thermiques de l'absorbeur (W).
- \dot{m} : le débit massique de fluide caloporteur (kg/s).
- T_{fe} : La température de fluide caloporteur à l'entrée de tube (K).
- T_{fs} : La température de fluide caloporteur à la sortie de tube (K).
- C_{pf} : Chaleur spécifique du fluide caloporteur à la température moyenne T_f (J/kg.K).

2.3.12.1. Estimation des pertes thermiques q_{perte}

$$q_{\text{perte}} = U_L A_3 (T_a - T_{\text{amb}}) \tag{III. 40}$$

- U_L : Coefficient de pertes thermiques entre l'absorbeur et le milieu ambiant ($W/m^2.K$).
- A_3 : La surface extérieure de tube absorbeur (m^2).
- T_a : La température de l'absorbeur (K).
- T_{amb} : La température de milieu ambiant (K).

Le coefficient de pertes thermique U_L est donné par l'expression suivante [7]:

$$U_L = \left[\frac{1}{C_1(T_3 - T_4)^{\frac{1}{4}} + \frac{\sigma(T_3^2 + T_{amb}^2)(T_3 + T_{amb})}{\frac{1}{\varepsilon_3} - \left(\frac{D_2}{D_3}\right)\left(\frac{1}{\varepsilon_4} - 1\right)}} + \left(\frac{D_2}{D_3}\right) \frac{1}{h_v + \sigma\varepsilon_4(T_4^2 - T_{amb}^2)(T_3 + T_{amb})} + \left(\frac{D_2}{D_3}\right) \frac{e_g}{K_v} \right]^{-1} \quad (III. 41)$$

Où C_1 est donné par :

$$C_1 = \frac{17.74}{(T_3 - T_4)^{0.4} D_2 (D_2^{-0.75} + D_3^{-0.75})} \quad (III. 42)$$

h_v : Est le coefficient par convection du au vent, donné par:

$$h_v = 4V^{0.58} D_5^{-0.42} \quad (III. 43)$$

Sachant que :

$$q_{abs} = I_{abs} A_a \quad (III. 44)$$

$$q_u = q_{abs} - q_{perte} \quad (III. 45)$$

$$\text{Ce qui donne :} \quad q_u = I_{abs} A_a - U_L A_3 (T_a - T_{amb}) \quad (III. 46)$$

- e_g : Epaisseur de l'enveloppe transparente en verre (m).
- K_v : Conductivité thermique de l'enveloppe en verre ($W/m.K$).
- h_v : Coefficient du transfert par convection du au vent ($W/m^2.K$).

- V : Vitesse du vent (m/s).

2.3.12.2. Estimation du rendement du collecteur

$$\eta_c = \frac{\dot{q}_u A_a}{A_w (l_b + l_d)} \quad (\text{III. 47})$$

Avec :

- \dot{q}_u : Taux de chaleur transféré au fluide (W/m²).
- A_w : Surface d'ouverture de panneau (m²).
- A_a : la surface externe de tube absorbeur [14].

2.3.13. Les paramètres géométriques du collecteur

Les différents paramètres de collecteur utilisé sont donnés dans le tableau (III.3) [6]:

Tableau III.3: les paramètres de collecteur

| | | | |
|---|---------|--------|--------|
| Longueur de tube absorbeur | 10 m | // | // |
| Diamètre extérieur de tube absorbeur | 0.027 m | 0.041m | 0.054m |
| Diamètre intérieur de tube absorbeur | 0.025 m | 0.037m | 0.05m |
| Diamètre intérieur de l'enveloppe en verre | 0.032 m | 0.05m | 0.060m |
| Diamètre extérieur de l'enveloppe en verre | 0.036 m | 0.056m | 0.066m |
| L'ouverture du panneau | 2 m | // | // |
| Concentration du panneau | 23.58 | 15.53 | 11.8 |
| L'absorptance du tube absorbeur | 0.85 | // | // |
| L'émissivité du tube absorbeur | 0.05 | // | // |
| L'émissivité de l'enveloppe en verre | 0.85 | // | // |
| La transmissibilité de l'enveloppe en verre | 0.90 | // | // |
| L'angle d'inclinaison modifié | 1° | // | // |
| L'absorptance de l'enveloppe en verre | 0.05 | // | // |
| La réflectivité de l'enveloppe en verre | 0.05 | // | // |
| La réflectivité du tube absorbeur | 0.15 | // | // |

3. Vue radiale du tube absorbeur et de l'enveloppe en verre

Dans la figure suivante, on représente les échanges thermiques qui se font à travers le système : le fluide caloporteur, le tube absorbeur, l'espace annulaire, et l'enveloppe en verre [14].

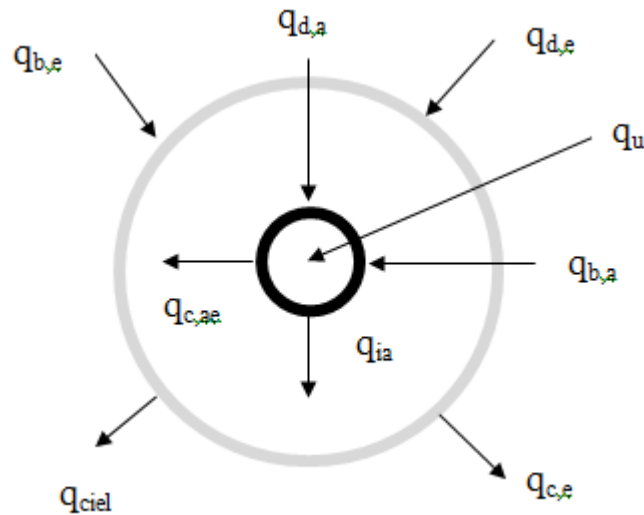


Figure III.8: vue radiale du tube absorbeur et de l'enveloppe en verre

Les neuf flux thermiques représentés dans la figure (III.8) sont basés sur une surface unitaire de l'absorbeur :

$\dot{q}_{b,a}$: Rayonnement absorbé directement et indirectement par le récepteur après réflexion sur l'enveloppe en verre.

$\dot{q}_{b,e}$: Rayonnement absorbé directement et indirectement par le couvercle, après réflexion sur l'absorbeur.

$\dot{q}_{c,ae}$: Rayonnement diffus absorbé par le récepteur, (tube absorbeur).

$\dot{q}_{c,ea}$: Rayonnement diffus absorbé par le couvercle, (enveloppe en verre).

\dot{q}_{ia} : Rayonnement échangé entre le récepteur et le couvercle, (domaine de l'infra rouge).

$\dot{q}_{c,ciel}$: Rayonnement échangé entre le couvercle et le ciel.

$\dot{q}_{c,ra}$: Flux convectif entre le récepteur et le couvercle.

$\dot{q}_{c,e}$: Flux convectif entre le couvercle vers l'environnement.

\dot{q}_u : Flux utile extrait par le fluide caloporteur.

Leurs expressions sont données par les relations suivantes :

$$\dot{q}_{b,a} = I_{b,c} \tau_a(i) \rho_m^{2\bar{n}} \alpha_a (1 + \rho_m^{2\bar{n}} \rho_a \rho_e) A_w / A_a \quad (\text{III. 48})$$

$$\dot{q}_{b,e} = I_{b,c} (\alpha_e(i) + \tau_a(i) \rho_m^{2\bar{n}} \bar{\alpha}_e \rho_a) A_w / A_a \quad (\text{III. 49})$$

$$\dot{q}_{d,e} = I_{d,c} \alpha_e \frac{A_w}{A_a} \quad (\text{III. 50})$$

$$\dot{q}_{d,a} = I_{d,c} \bar{\tau}_a \rho_m^{\bar{n}} \alpha_a \quad (\text{III. 51})$$

$$\dot{q}_{ir} = \varepsilon_{ff} \sigma (T_a^4 - T_e^4) \quad (\text{III. 52})$$

$$\dot{q}_{ciel} = \varepsilon_{e,ir} \sigma (T_e^4 - T_{ciel}^4) \quad (\text{III. 53})$$

$$\dot{q}_{c,ae} = h_{c,ae} (T_a - T_e) \quad (\text{III. 54})$$

$$\dot{q}_{c,e} = h_{c,e} (T_e - T_{amb}) \quad (\text{III. 55})$$

Avec :

- i : Angle d'incidence

Tous les autres paramètres sont définis auparavant, dans le titre (2).

Les bilans d'énergie du capteur en régime stationnaire relient les entrées d'énergie de rayonnement aux pertes par convection, et éventuellement conduction, pour aboutir au flux d'énergie utile fourni au fluide caloporteur. Il y a trois équations à résoudre simultanément :

$$\dot{q}_{b,a} + \dot{q}_{d,a} = \dot{q}_u + \dot{q}_{c,ae} + \dot{q}_{ir} \quad (\text{III. 56})$$

$$\dot{q}_{b,e} + \dot{q}_{d,e} + \dot{q}_{ir} + \dot{q}_{c,ae} = \dot{q}_{ciel} + \dot{q}_{c,e} \quad (\text{III. 57})$$

L'enthalpie spécifique du fluide caloporteur subit un accroissement qui dépendra du débit massique :

$$h_s = h_e + \frac{\dot{q}_u A_a}{\dot{m}} \quad (III.58)$$

On remplace les flux thermiques par leur expressions dans les deux équations (III.56) et (III.57), et remplaçons (III.56) dans (III.57) on aboutie aux deux équations suivante [14]:

$$T_e^4 + \frac{h_{c,e}}{\varepsilon_{air}\sigma} T_e - \frac{\varepsilon_{air}\sigma T_{ciel}^4 + h_{c,e} T_{amb} - q_u + I_a + I_e}{\varepsilon_{air}\sigma} = 0 \quad (III.59)$$

$$T_a^4 + \frac{h_{c,ae}}{\varepsilon_{ff}\sigma} T_a - \frac{\varepsilon_{ff}\sigma T_e^4 + h_{c,ae} T_e - q_u + I_a}{\varepsilon_{ff}\sigma} = 0 \quad (III.60)$$

Avec :

$$I_a = \dot{q}_{b,a} + \dot{q}_{d,a} \quad (III.61)$$

$$I_e = \dot{q}_{b,e} + \dot{q}_{d,e} \quad (III.62)$$

4. Conclusion :

La résolution de ces équations est très compliquée ; pour pouvoir les résoudre on procède par itérations successives, en espérant qu'il y aura convergence.

Pour commencer on doit fixer l'heure solaire, puis évaluer la température ambiante et la vitesse de vent ; pour pouvoir estimer le coefficient de transfert de chaleur de l'enveloppe en verre vers l'ambiante, ce qui vas nous permettre de calculer la température de l'enveloppe en verre à partir de l'équation (III.59).

Une fois la température de l'enveloppe en verre déterminée, on l'injecte dans l'équation (III.60) pour déterminer la température de l'absorbeur.

Après avoir déterminé la température d'absorbeur, on utilise l'équation (III.36) pour déterminer la température moyenne du fluide caloporteur. Une fois celle-ci déterminée, on pourra évaluer la température de sortie de fluide caloporteur. On se fixe la température d'entrée.

La deuxième méthode consiste à déterminer la température de sortie de fluide caloporteur, en premier temps en utilisant l'équation (III.58), puis la température de l'absorbeur. On utilise

l'équation (III.11) puis on détermine la température de l'enveloppe en verre grâce à l'équation (III.59).

Finalement, on fait varier tous nos paramètres dans la journée selon l'heure solaire vraie.

On utilisera ces deux méthodes pour évaluer les performances du concentrateur cylindro parabolique dans le chapitre IV suivant.

Chapitre IV: Analyse des résultats et discussions

1. Introduction

Pour pouvoir résoudre le problème de calcul des flux thermiques et des températures caractérisant le capteur cylindro parabolique, il faut évaluer le flux de chaleur utile transmis au fluide caloporteur dans une journée donnée, dans notre cas est fixée au 22 Juin. Le flux de chaleur utile transmis au fluide caloporteur dépend du rendement du collecteur et de la concentration du rayonnement direct et diffus incident sur le panneau. Par suite on déterminera l'évolution de différentes performances de concentrateur cylindro parabolique dans une journée typique.

1.1. Le flux de chaleur transmis au fluide

Dans ce cas, on va évaluer le flux de chaleur transmis au fluide caloporteur pour deux rendements de collecteur. Les valeurs numériques sont données dans le tableau suivant, suivi d'un graphe pour mieux évaluer les résultats.

Tableau IV.1: Variation du flux de chaleur transmis au fluide dans la journée

| L'heure solaire | q_u (W/m ²) | |
|--------------------|---------------------------|----------------|
| | $\eta_c = 0.4$ | $\eta_c = 0.5$ |
| 6h | 80 | 100 |
| 7h | 1652 | 2440 |
| 8h | 4361 | 5451 |
| 9h | 6552 | 8191 |
| 10h | 8269 | 10336 |
| 11h | 9358 | 11698 |
| 12h | 9731 | 12164 |
| 13h | 9358 | 11698 |
| 14h | 8269 | 10336 |
| 15h | 6552 | 8190 |
| 16h | 4361 | 5451 |
| 17h | 1952 | 2440 |
| 18h | 80 | 100 |

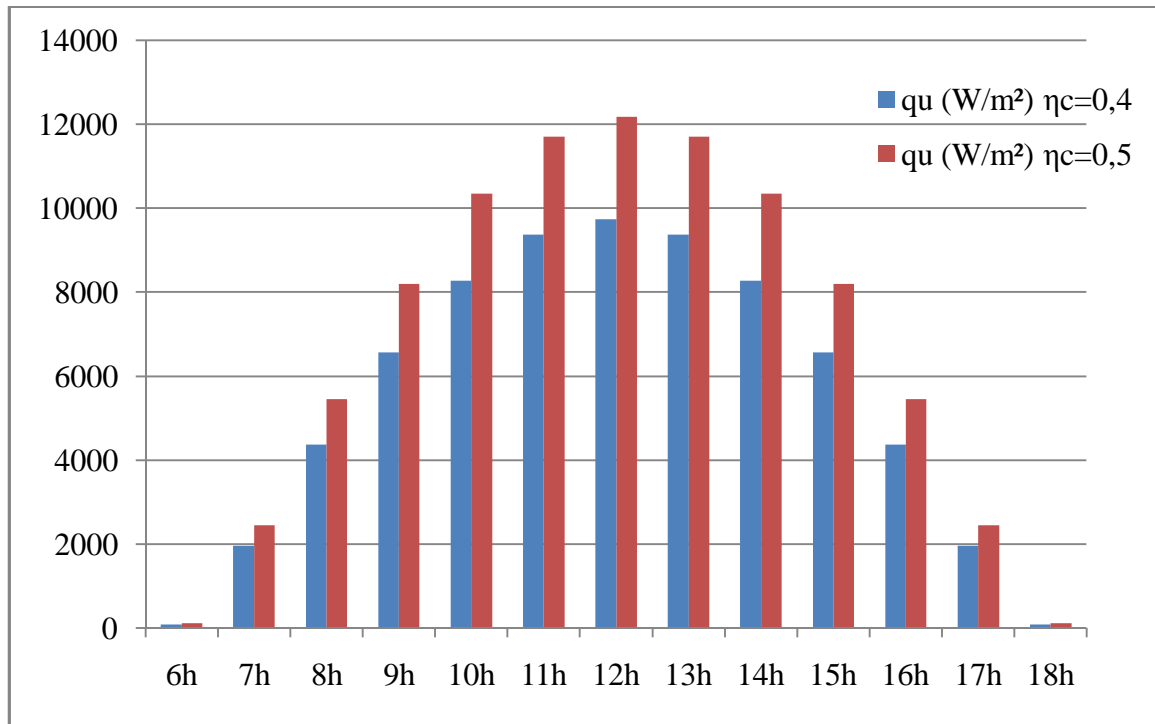


Figure IV.1: Variation de flux chaleur transmis au fluide dans la journée

Le flux de chaleur utile transmis au fluide caloporteur est plus grand pour un rendement de collecteur élevé. Il est très faible au lever de soleil vu que les rayonnements direct et diffus sont faibles dans la matinée ; par contre le flux de chaleur transmis au fluide est très important vers midi solaire où le soleil sera au zénith, la position où le rayonnement direct est plus élevé dans la journée. Puis le rayonnement direct commence à diminuer avec le coucher de soleil ce qui va entraîner une chute du flux de chaleur transmis au fluide.

1.2. Effet de facteur de concentration sur le taux de chaleur transmis au fluide caloporteur

Le facteur de concentration est un élément très important ; il nous permet de concentrer le rayonnement solaire, d'avoir un flux de chaleur conséquent et des températures élevées. Les valeurs numériques de flux de chaleur transmis au fluide caloporteur en fonction de facteur de concentration pour un rendement de collecteur $\eta_c = 0.5$ sont dressées dans le tableau suivant, accompagnées d'un graphe.

Tableau IV.2: Effet de concentration du rayonnement sur le flux de chaleur transmis au fluide caloporteur

| L'heure solaire | q_u (W/m ²) ($\eta_c = 0.5$) | | | |
|--------------------|--|---------------|--------------|-------------|
| | $C_R = 23.58$ | $C_R = 17.21$ | $C_R = 12.7$ | $C_R = 9.1$ |
| 6h | 100.3 | 73.2 | 54 | 28.6 |
| 7h | 2440.2 | 1781 | 1314.3 | 942 |
| 8h | 5451.1 | 3978.5 | 2936 | 2103.7 |
| 9h | 8190.5 | 5978 | 4411.4 | 3161 |
| 10h | 10336.4 | 7544.1 | 5567 | 3989 |
| 11h | 11697.4 | 8537.4 | 6300 | 4514.3 |
| 12h | 12163.7 | 8877.8 | 6551.3 | 4694.2 |
| 13h | 11697.4 | 8537.4 | 6300 | 4514.3 |
| 14h | 10336.4 | 7544.1 | 5567 | 3989 |
| 15h | 8190.5 | 5978 | 4411.4 | 3161 |
| 16h | 5451.1 | 3978.5 | 2936 | 2103.7 |
| 17h | 2440.2 | 1781 | 1314.3 | 942 |
| 18h | 100.3 | 73.2 | 54 | 28.6 |

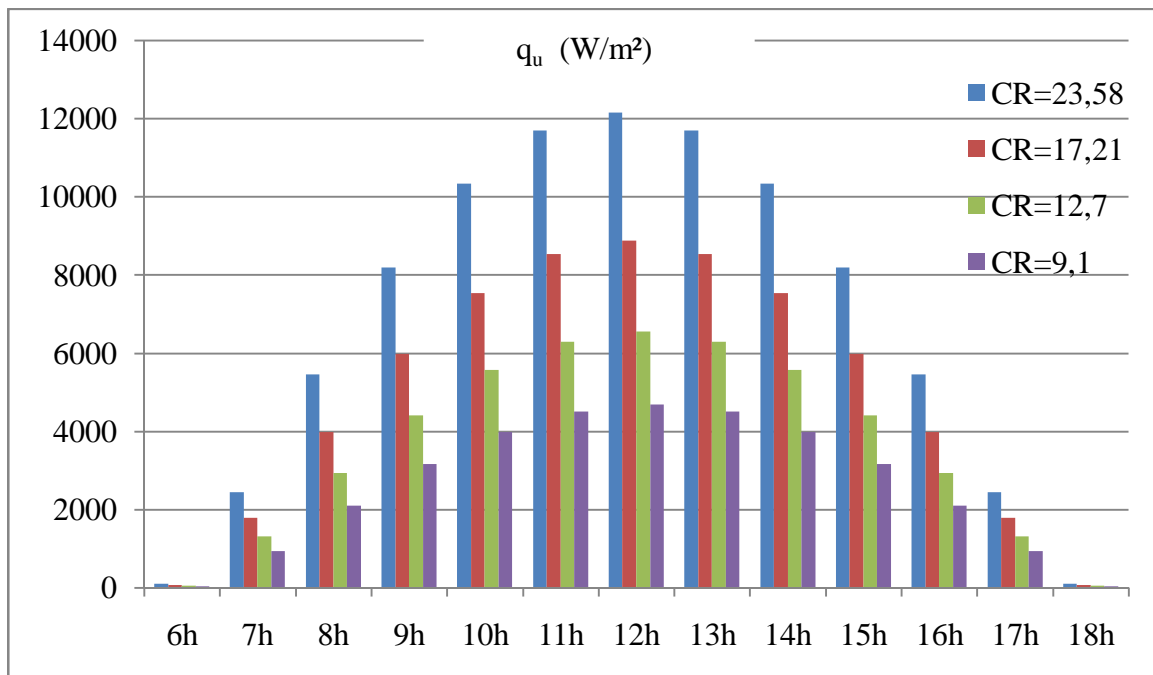


Figure IV.2: Effet du facteur de concentration sur le flux de chaleur transmis au fluide

Pour un même rendement de collecteur, le flux de chaleur transmis au fluide varie en fonction du facteur de concentration, d'une manière que le flux de chaleur collecté augmente avec l'augmentation de facteur de concentration, et diminue avec la diminution de ce dernier.

2. Détermination des différentes températures

Pour pouvoir déterminer la température de sortie, on doit fixer tous les paramètres, comme le débit massique, le jour et l'heure. Puis on fait varier ces paramètres pour mieux voir les variations de la température de sortie en fonction de débit, du temps et d'autres paramètres.

2.1. Calcul de la température de sortie du fluide

Pour calculer la température de sortie de fluide caloporteur on utilise l'équation (III.36).

Et on prendra $T_{fe} = 100^{\circ}\text{C}$, $\dot{m} = 0.35 \text{ kg/s}$ et pour le 22 juin à midi solaire. On procédera par itérations jusqu'à ce que notre température de sortie converge.

Pour le cas de $\eta_c = 50\%$ on trouve une température $T_{fs} = 375^{\circ}\text{C}$ et pour le cas de $\eta_c = 40\%$ on trouve une température $T_{fs} = 326^{\circ}\text{C}$.

2.1.1. Effet du débit sur la température de sortie

On fixe tout les paramètres extrinsèques (l'heure, l'intensité des rayonnements direct et diffus), intrinsèques (la température d'entrée de fluide caloporteur T_{fe}), le rendement de collecteur (deux cas $\eta_c = 0.4$ et $\eta_c = 0.5$) et on fait varier le débit. Les valeurs numériques sont dressées dans le tableau suivant, accompagné d'un graphe.

Tableau IV.3: Variation de la température de sortie en fonction de débit

| \dot{m} (kg/s) | | 0.3 | 0.35 | 0.4 | 0.45 | 0.5 | 0.55 | 0.6 | 0.65 | 0.7 |
|------------------|----------------|-----|------|-----|------|-----|------|-----|------|-----|
| T_f (K) | $\eta_c = 0.4$ | 632 | 599 | 574 | 554 | 538 | 524 | 512 | 503 | 494 |
| | $\eta_c = 0.5$ | 686 | 648 | 618 | 594 | 574 | 558 | 544 | 532 | 521 |

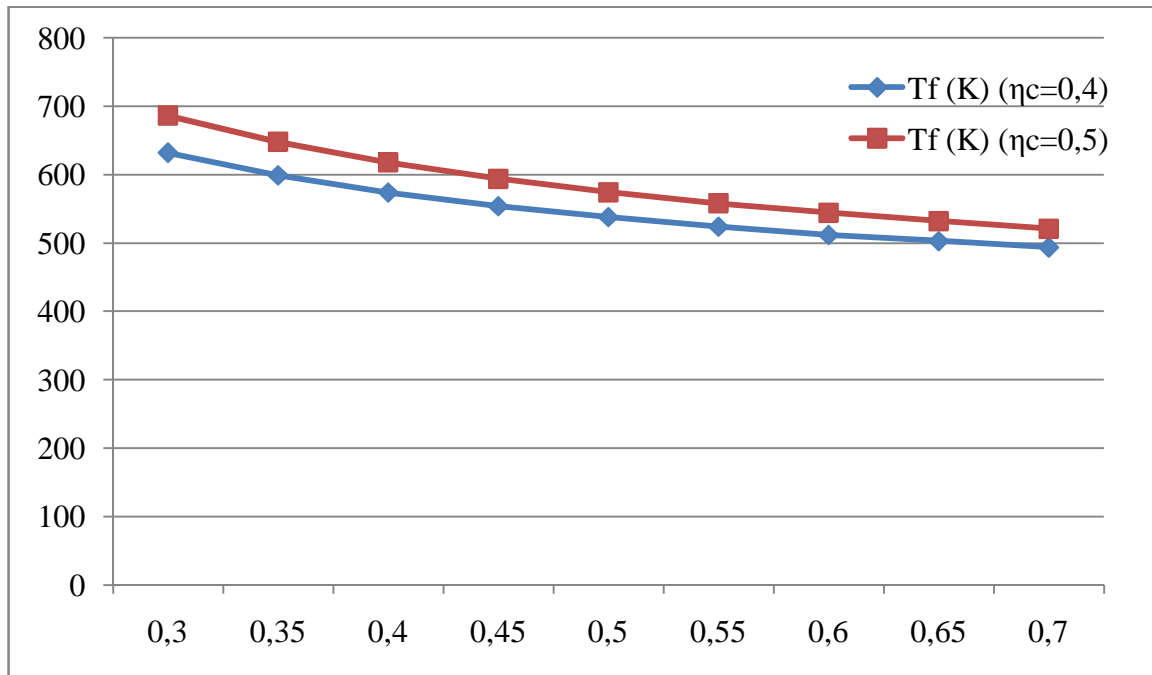


Figure IV.3: Effet du débit sur la température de sortie

L'augmentation du débit entraîne une diminution de la température de sortie, vu que le temps que met le fluide de l'entrée et à la sortie est faible pour des débits massiques élevés.

Dans notre cas on a pris un débit qui varie entre 0.3 et 0.7 kg/s par ce que pour les grands débits il ya l'augmentation de pertes de charge en énergie dues au frottement au niveau de tube absorbeur utilisé ; et pour les faibles débits il ya le problème de pertes de chaleur avec le temps dans les conduites ; on doit donc choisir un débit d'une façon qu'on minimise les pertes dans les deux cas, un débit qui n'est pas très grand et aussi n'est pas très faible. Dans ce cas on prend le débit massique de 0.35 kg/s et 0.45 kg/s et on évaluera la température de sortie du fluide pour la journée du 22 Juin.

2.1.2. Variation de la température de sortie dans la journée

On fixe tout les paramètres, le rendement du collecteur, le facteur de concentration, le débit massique, la température d'entrée et le jour, puis on évalue la température de sortie de lever au coucher de soleil pour la journée choisie. On distingue deux cas :

➤ Premier cas

- $\eta_c = 50\%$
- $C_R = 23.58$
- Deux débits : $\dot{m} = 0.35 \text{ kg/s}$ et $\dot{m} = 0.45 \text{ kg/s}$

- La journée : 22 Juin

Les valeurs numériques auxquelles on associe un graphe sont dressées dans le tableau suivant :

Tableau IV.4: Variation de la température de sortie dans la journée ($\eta_c=0.5$)

| L'heure solaire | T_f (K) $\eta_c=0.5$ | |
|-----------------|------------------------|-----------------------|
| | $\dot{m} = 0.35$ kg/s | $\dot{m} = 0.45$ kg/s |
| 6h | 375 | 375 |
| 7h | 436 | 422 |
| 8h | 507 | 479 |
| 9h | 567 | 528 |
| 10h | 612 | 564 |
| 11h | 638 | 586 |
| 12h | 648 | 594 |
| 13h | 638 | 586 |
| 14h | 612 | 564 |
| 15h | 567 | 528 |
| 16h | 507 | 479 |
| 17h | 436 | 422 |
| 18h | 375 | 375 |

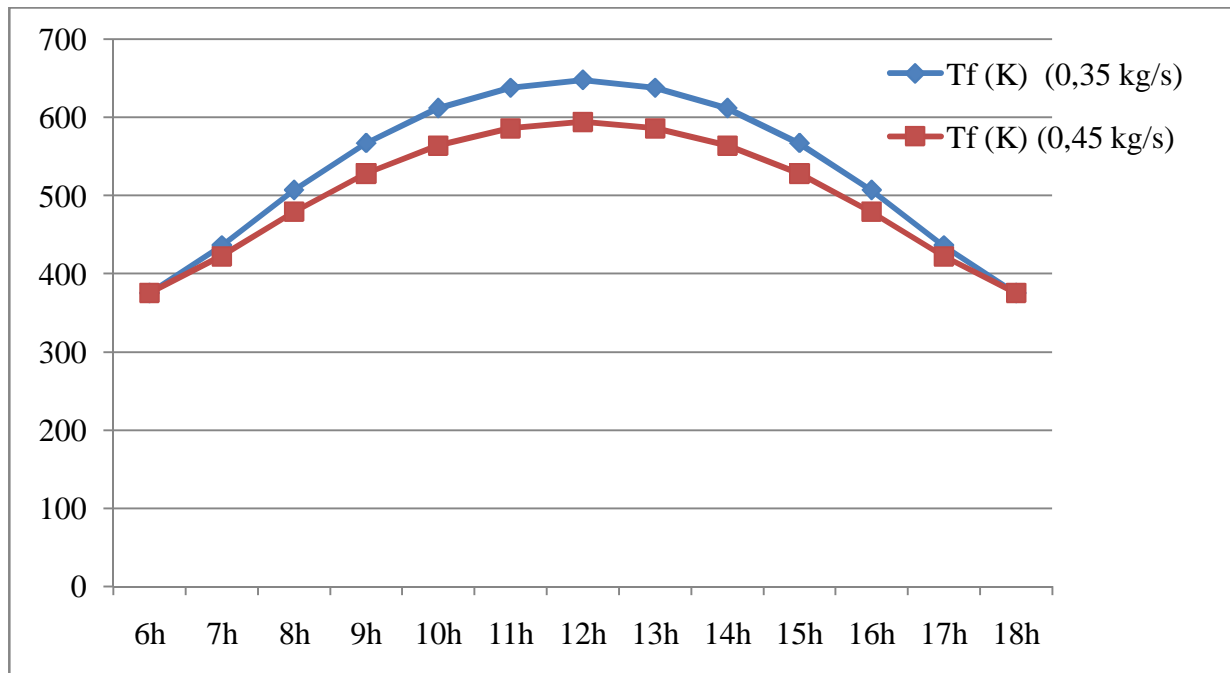


Figure IV.4: Variation de la température de sortie de fluide caloporteur ($\eta_c=0.5$)

➤ Deuxième cas

- $\eta_c = 40\%$
- $C_R=23.58$
- La journée de 22 juin
- Deux débits : $\dot{m} = 0.35 \text{ kg/s}$ et $\dot{m} = 0.45 \text{ kg/s}$

Tableau IV.5: Variation de la température de sortie dans la journée ($\eta_c=0.4$)

| L'heure solaire | T_f (K) $\eta_c=0.4$ | |
|-----------------|-------------------------------|-------------------------------|
| | $\dot{m} = 0.35 \text{ kg/s}$ | $\dot{m} = 0.45 \text{ kg/s}$ |
| 6h | 375 | 374 |
| 7h | 424 | 413 |
| 8h | 482 | 459 |
| 9h | 532 | 499 |
| 10h | 569 | 529 |
| 11h | 591 | 548 |
| 12h | 599 | 554 |
| 13h | 591 | 548 |
| 14h | 569 | 529 |
| 15h | 532 | 499 |
| 16h | 482 | 459 |
| 17h | 424 | 413 |
| 18h | 375 | 374 |

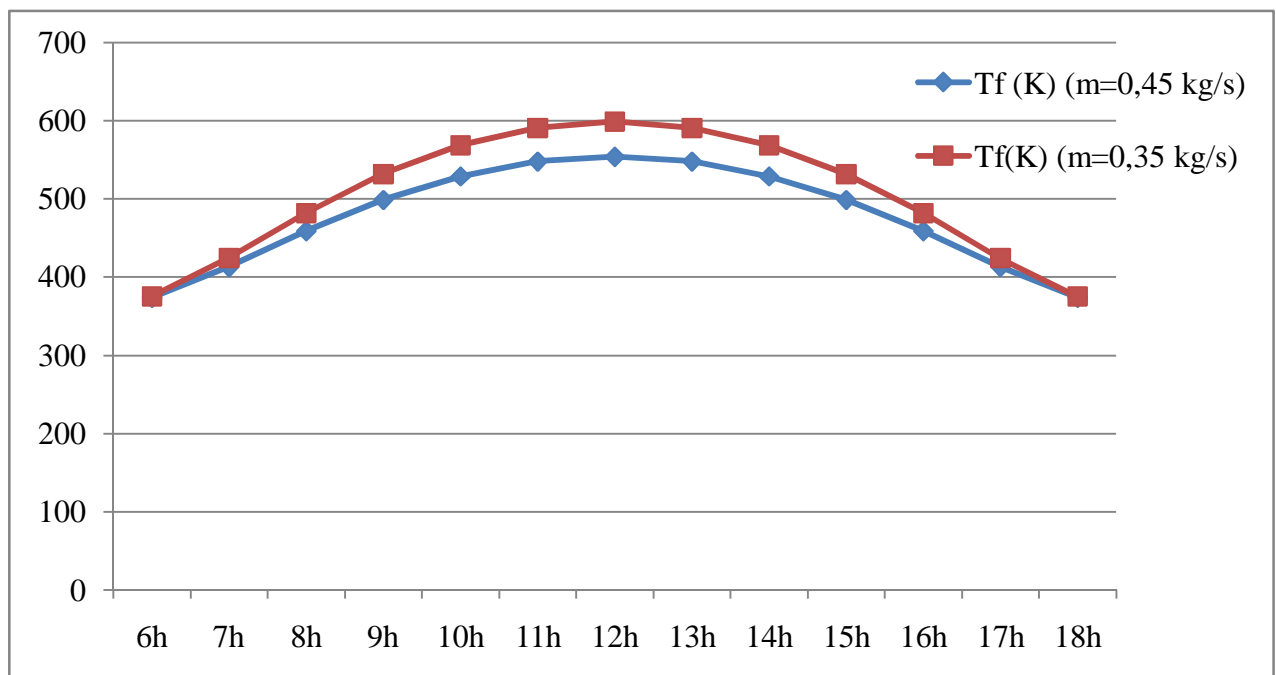


Figure IV.5: Variation de la température de sortie de fluide ($\eta_c=0.4$)

On constate que la courbe de la température de sortie de fluide suit la même allure que celle du flux de chaleur utile et celle de rayonnement global.

2.1.3. Effet de la réflectivité du miroir sur la température de sortie

On fixe tout les paramètres (le débit massique, la journée, l'heure, la température d'entrée), et on fait varier la réflectivité de miroir. On distingue deux cas:

➤ **Premier cas**

- $\eta_c = 50\%$
- $C_R = 23.58$
- La journée : 22 Juin à midi solaire
- Deux débits déferents : 0.35 kg/s et 0.45 kg/s

Les valeurs numériques sont dressées dans le tableau suivant, accompagné d'un graphe de simulation.

Tableau IV.6: Variation de la température de sortie en fonction de la réflectivité du miroir ($\eta_c=0.5$)

| ρ_m | | 0.86 | 0.87 | 0.88 | 0.89 | 0.9 | 0.91 | 0.92 | 0.93 |
|---------------------------|-----------------------|------|------|------|------|-----|------|------|------|
| T_f (K) $\eta_c=0.5$ | $\dot{m} = 0.35$ kg/s | 648 | 656 | 664 | 673 | 681 | 689 | 698 | 706 |
| | $\dot{m} = 0.45$ kg/s | 594 | 601 | 607 | 614 | 621 | 628 | 635 | 642 |

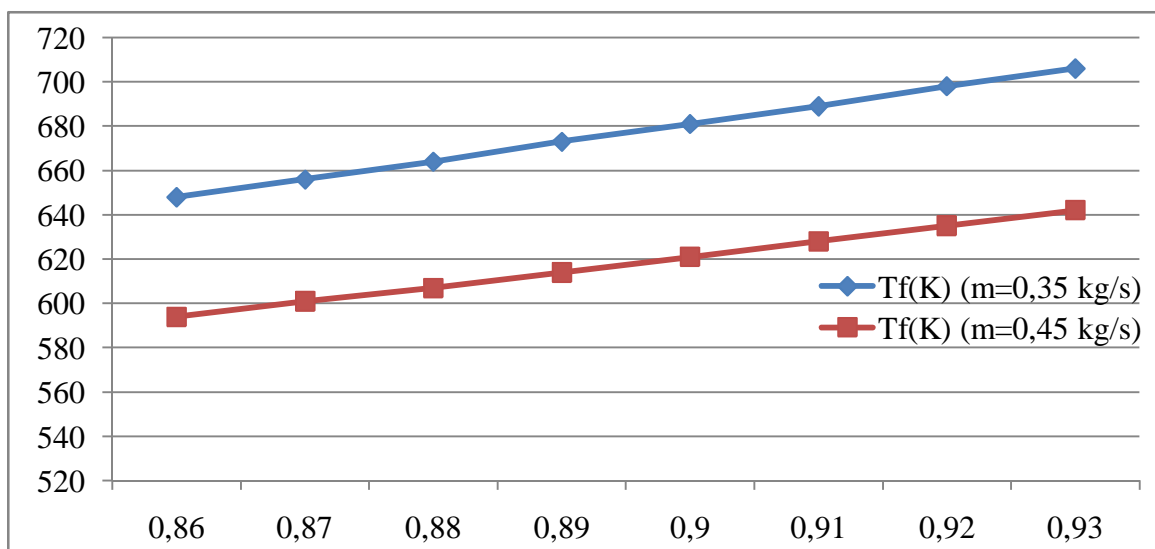


Figure IV.6: Effet de la réflectivité du miroir sur la température de sortie

Deuxième cas

- $\eta_c = 40\%$
- $C_R = 23.58$
- La journée : 22 juin à midi solaire.
- Deux débits différents : 0.35 kg/s et 0.45 kg/s

Tableau IV.7: Variation de la température de sortie en fonction de la réflectivité du miroir, $\eta_c = 0.4$

| ρ_m | | 0.86 | 0.87 | 0.88 | 0.89 | 0.9 | 0.91 | 0.92 | 0.93 |
|---------------------------|-----------------------|------|------|------|------|-----|------|------|------|
| T_f (K) $\eta_c=0.4$ | $\dot{m} = 0.35$ kg/s | 599 | 605 | 612 | 618 | 626 | 633 | 640 | 647 |
| | $\dot{m} = 0.45$ kg/s | 554 | 559 | 564 | 569 | 575 | 581 | 587 | 592 |

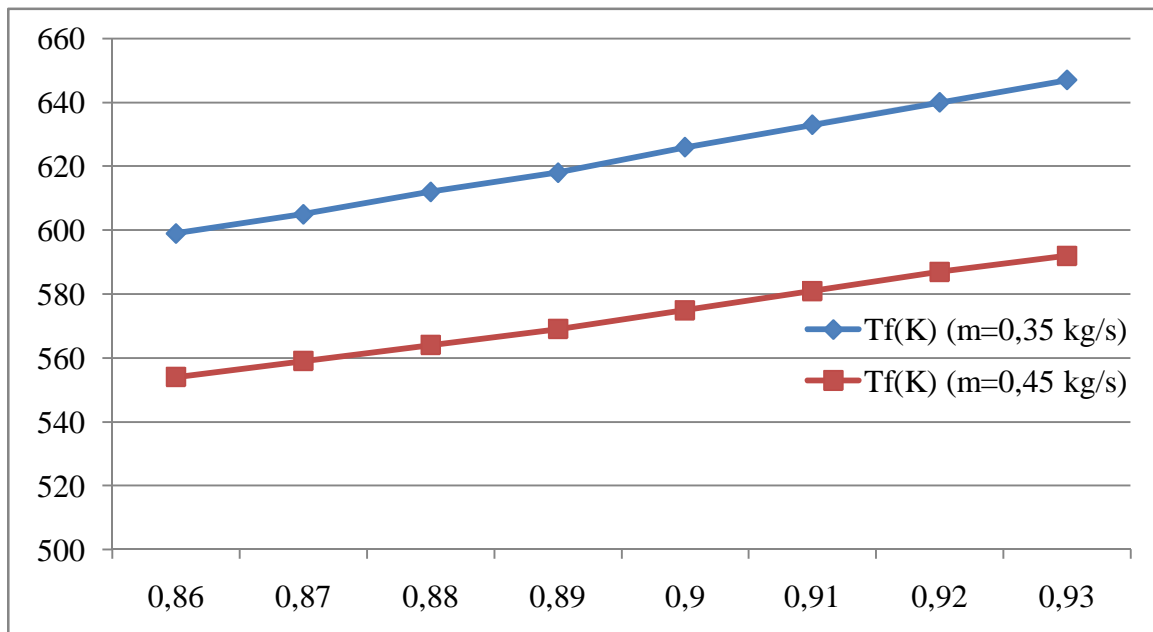


Figure IV.7: Effet de la réflectivité de miroir sur la température de sortie

On constate simplement que la température de sortie de fluide augmente linéairement avec l'augmentation de la réflectivité de miroir et cela pour les deux cas cité précédemment.

2.1.4. Effet de la longueur sur la température de sortie

On fixe tout les paramètres (la température d'entrer, le débit massique, le jour, l'heur), et on fait varié la longueur de tube absorbeur. Dans le tableau et le graphe qui viennent on a les valeurs numériques de la température de sortie en fonction de la longueur de tube absorbeur.

Tableau IV.8: Variation de la température de sortie en fonction de la longueur du tube absorbeur

| La longueur (m) | 2 | 6 | 10 | 20 | 30 | 35 | 40 | 45 | 50 | 100 |
|-------------------------------|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-------|-------|--------|
| $\dot{m} = 0.35 \text{ kg/s}$ | 460 | 561 | 618 | 668 | 680 | 682 | 684 | 684.5 | 684.7 | 684.96 |

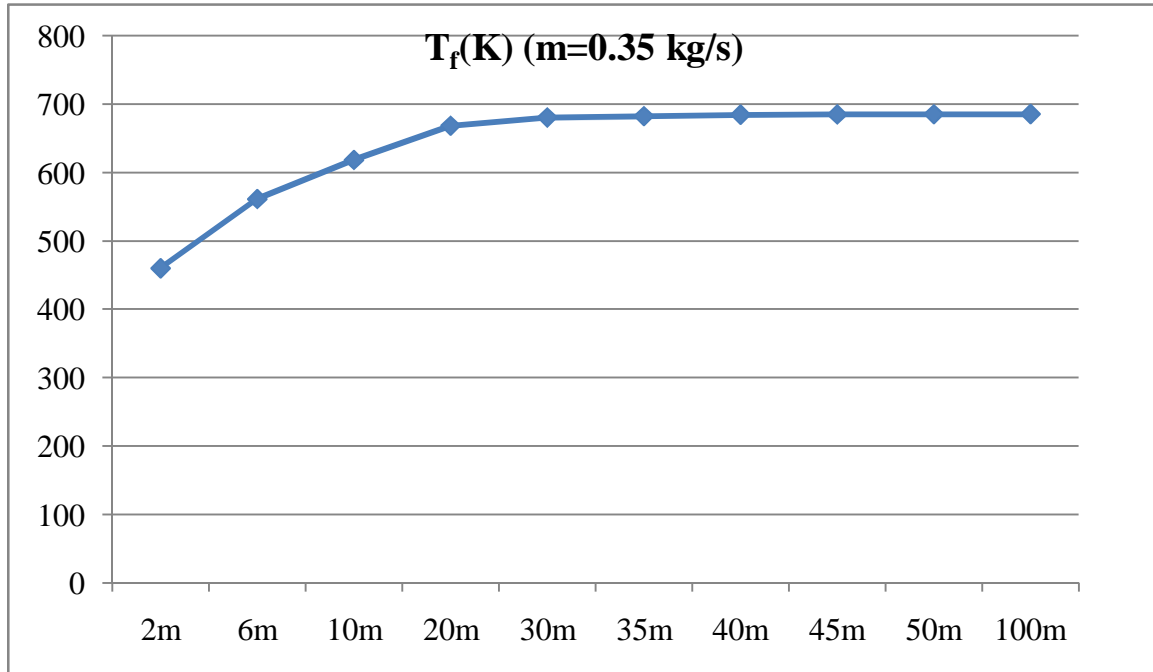


Figure IV.8: Variation de la température de fluide en fonction de la longueur de tube

On constate que la variation de la température de sortie de fluide caloporteur augmente avec l'augmentation de la longueur, mais à une certaine longueur la température se stabilise. Il s'approche de la température de l'absorbeur, sans atteindre la température de la source qui est dans notre cas celle de l'absorbeur (685 K à midi solaire). La nature asymptotique de la courbe invite à faire un choix de température à atteindre pour une longueur de collecteur qui est ici envisagée à 10 m. Cette courbe indique que pour une longueur de 20 m, on obtient un accroissement de la température de seulement 50 K.

2.1.5. Variation de température en fonction du rendement de collecteur

Pour évaluer la température de sortie en fonction du rendement du collecteur, on doit fixer tous les paramètres extrinsèques (le rayonnement global), et intrinsèques (la température d'entrée, le débit massique), et on fait varier le rendement du collecteur.

Tableau IV.9: Evolution de la température de sortie en fonction du rendement du collecteur

| | | | | | |
|-----------|-----|------|-----|-----|-----|
| η_c | 0.2 | 0.25 | 0.3 | 0.4 | 0.5 |
| T_f (K) | 494 | 522 | 548 | 599 | 648 |

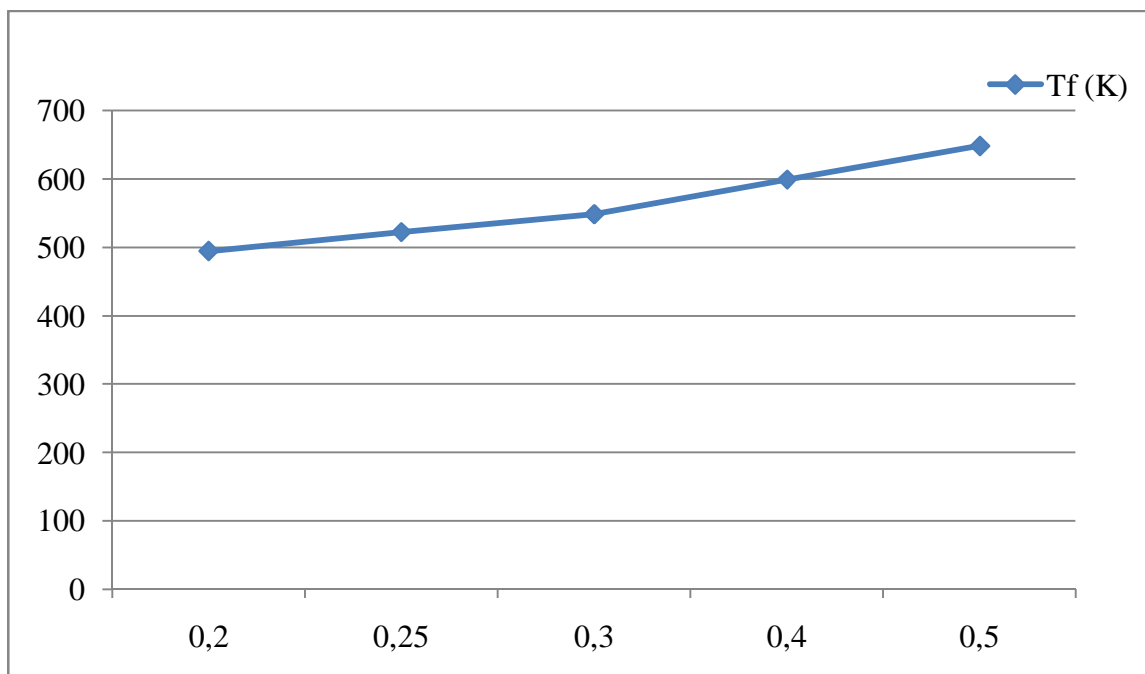


Figure IV.9: Evolution de la température de sortie de fluide en fonction de rendement de collecteur

On remarque que la température de sortie de fluide augmente avec l'augmentation du rendement du collecteur, ce qu'est logique, puisque l'augmentation du rendement du collecteur entraîne une augmentation du flux de chaleur transmis au fluide, et par suite une augmentation de la température de sortie.

2.1.6. Effet du facteur de concentration sur la température de sortie

Pour pouvoir varier la concentration et évaluer son effet sur la température de sortie et le flux de chaleur transmis on fluide, on doit fixer tous les paramètres (la température d'entrée, le jour, l'heure, le débit). Les valeurs numériques sont dressées dans le tableau qui est accompagné d'un graphe.

Tableau IV.10: Effet du facteur de concentration sur la température de sortie du fluide

| Le temps | T_f (K) ($\eta_c = 0.5$) | | | |
|----------|------------------------------|---------------|--------------|-------------|
| | $C_R = 23.58$ | $C_R = 17.21$ | $C_R = 12.7$ | $C_R = 9.1$ |
| 6h | 375 | 375 | 374 | 373.8 |
| 7h | 436 | 419 | 407 | 398 |
| 8h | 507 | 473 | 448 | 428 |
| 9h | 567 | 519 | 483 | 454 |
| 10h | 612 | 553 | 510 | 474 |
| 11h | 638 | 574 | 526 | 486 |
| 12h | 648 | 582 | 532 | 490 |
| 13h | 638 | 574 | 526 | 486 |
| 14h | 612 | 553 | 510 | 474 |
| 15h | 567 | 519 | 483 | 454 |
| 16h | 507 | 473 | 448 | 428 |
| 17h | 436 | 419 | 407 | 398 |
| 18h | 375 | 375 | 374 | 373.8 |

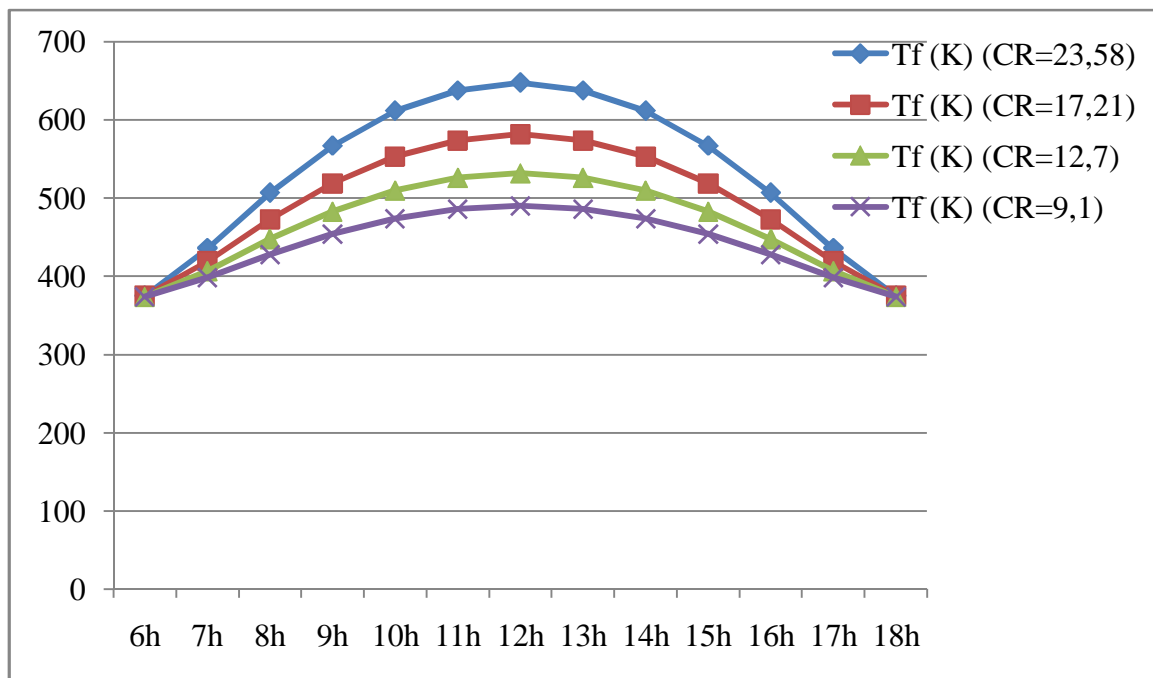


Figure IV.10: Effet du facteur de concentration sur la température de sortie du fluide

On note que la température de sortie de fluide caloporteur s'accroît avec l'augmentation du facteur de concentration du capteur solaire cylindro parabolique.

2.2. Calcul de la température du tube absorbeur

Pour déterminer la température de tube absorbeur on utilise l'équation (III.60):

Dans le cas $\eta_c = 50\%$ on a $T_a = 412\text{ }^\circ\text{C}$, et pour le cas de $\eta_c = 40\%$ on a $T_a = 359\text{ }^\circ\text{C}$, au midi solaire de 22 Juin avec un débit massique de 0.35 kg/s.

2.2.1. Evolution du coefficient de transfert de chaleur en fonction de débit massique

On fixe tous les paramètres extrinsèques (l'heure et le jour, ce qui veut dire qu'on fixe le rayonnement global qui arrive sur le panneau solaire cylindro-parabolique), et on fait varier le coefficient de transfert de chaleur en fonction du débit.

Dans le tableau suivant, on a les valeurs numériques de l'évolution de coefficient de transfert de chaleur en fonction du débit:

Tableau IV.11: Variation de coefficient de transfert de chaleur en fonction de débit

| \dot{m} (kg/s) | 0.15 | 0.2 | 0.25 | 0.3 | 0.35 | 0.4 | 0.45 | 0.5 |
|---------------------------------|------|-----|------|------|------|------|------|------|
| h_{caf} (W/m ² .k) | 709 | 893 | 1067 | 1235 | 1397 | 1554 | 1708 | 1858 |

Le graphe suivant montre l'évolution du coefficient de transfert de chaleur en fonction de débit, d'où les valeurs numériques représentées dans le tableau précédent.

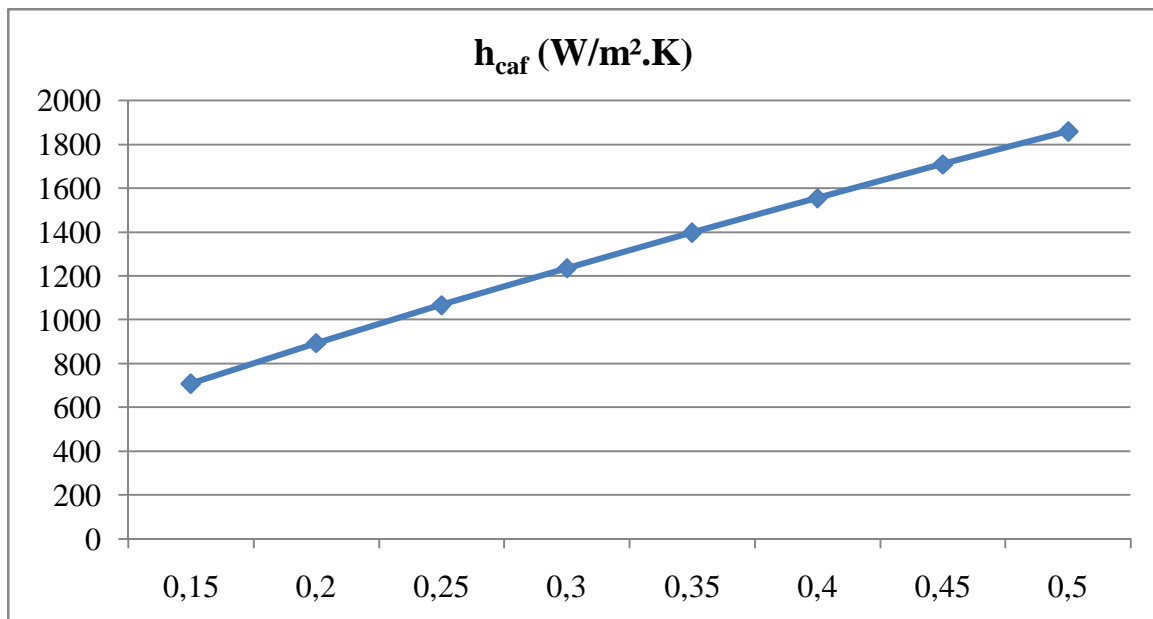


Figure IV.11: Variations de coefficient de chaleur en fonction du débit

On constate que l'évolution de coefficient de transfert de chaleur en fonction de débit n'est pas linéaire ; il augmente avec l'augmentation du débit massique.

Pour ce cas, on a l'évolution du coefficient de transfert de chaleur qui est le même pour les deux cas, vu que le coefficient de transfert de chaleur dépend du type de fluide et du régime d'écoulement.

2.2.2. Evolution de la température du tube absorbeur

La température du tube absorbeur dépend des rayonnements direct et diffus absorbés et du taux d'absorptance par ce dernier ; pour pouvoir la déterminer ou bien l'évaluer on doit fixer les paramètres extrinsèque (le rayonnement global), et intrinsèque (la température ambiante, la vitesse de vent ou bien uniquement le rendement du collecteur).

Dans le tableau qui suivant, on représente les valeurs numériques de la température du tube absorbeur dans la journée, et dans graphe qui vient après on représente l'évolution de la température de tube absorbeur pour deux rendements de collecteur différents dans la journée qui correspond au 22 Juin.

Tableau IV.12: Evolution de la température du tube absorbeur

| L'heure solaire | T _a (K) | |
|-----------------|--------------------|--------------|
| | $\eta_c=0.4$ | $\eta_c=0.5$ |
| 6h | 376 | 376 |
| 7h | 451 | 437 |
| 8h | 432 | 503 |
| 9h | 597 | 559 |
| 10h | 646 | 599 |
| 11h | 675 | 624 |
| 12h | 685 | 632 |
| 13h | 675 | 624 |
| 14h | 646 | 599 |
| 15h | 597 | 559 |
| 16h | 532 | 503 |
| 17h | 451 | 437 |
| 18h | 376 | 376 |

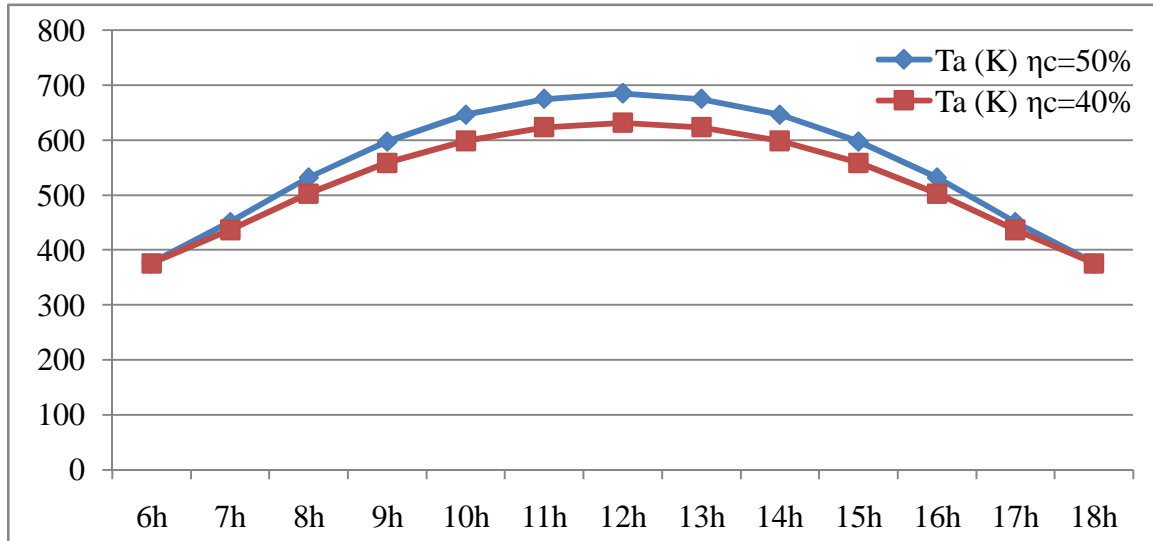


Figure IV.12: Evolution de la température de tube absorbeur dans la journée

On constate que la courbe de la température de tube absorbeur dans la journée suit la même allure que celle de fluide caloporteur dans la même journée. On remarque aussi que les températures de tube absorbeur évalué dans la journée sont un peu élevées parce que le taux d'absorptance du tube est élevé.

2.3. Evolution de la température de l'enveloppe en verre

Pour pouvoir déterminer la température de l'enveloppe en verre, on doit fixer tout les paramètres (le rayonnement global, la vitesse de vent, la température ambiante, la journée, le rendement de collecteur). Pour ce la on utilise l'équation (IV.59). Les valeurs numériques sont dressées dans le tableau qui vient, accompagné d'un graphe.

Tableau IV.13: Evolution de la température de l'enveloppe en verre

| L'heure solaire | T _{amb} (K) | T _e (K) V= 2 m/s |
|-----------------|----------------------|-----------------------------|
| 6h | 301 | 306 |
| 7h | 306 | 317 |
| 8h | 311 | 328 |
| 9h | 321 | 335 |
| 10h | 328 | 342 |
| 11h | 328 | 343 |
| 12h | 328 | 344 |
| 13h | 323 | 338 |
| 14h | 318 | 331 |
| 15h | 313 | 323 |
| 16h | 308 | 314 |
| 17h | 303 | 305 |
| 18h | 298 | 301 |

Remarque :

Les températures ambiantes sont données par estimation (hypothèse).

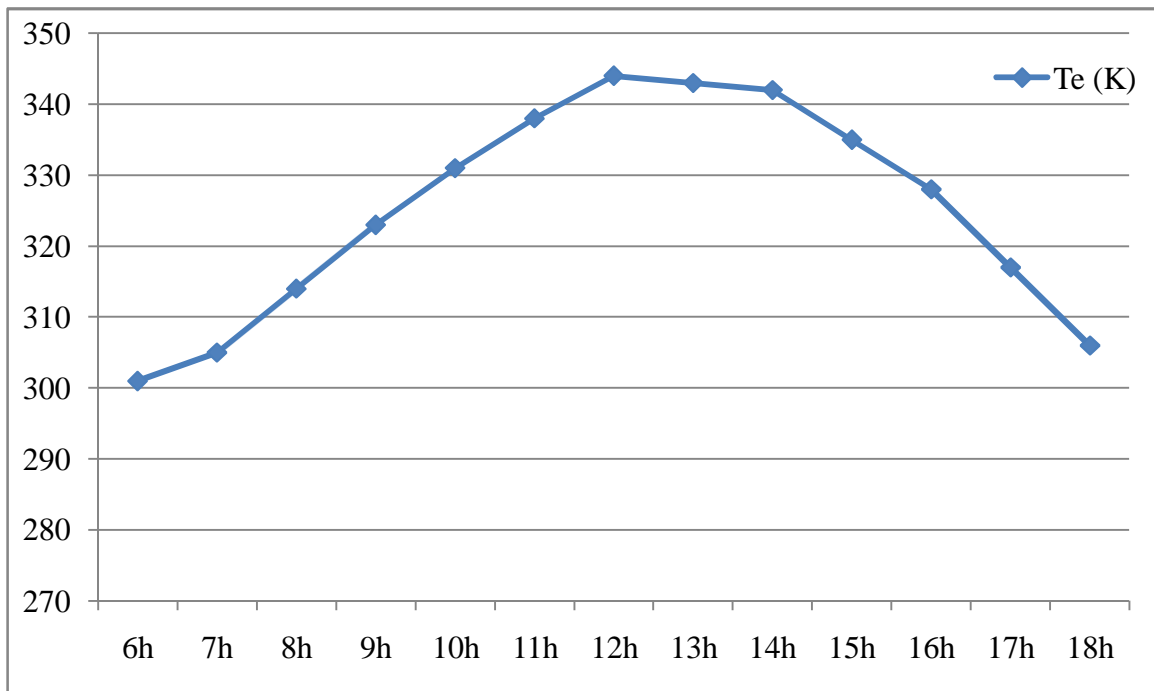


Figure IV.13: Evolution de la température de l'enveloppe en verre dans la journée

On remarque que la température de l'enveloppe en verre est faible par rapport à la température de tube absorbeur et la température de fluide caloporteur, ce qu'est logique puisque l'absorptance de l'enveloppe en verre est très faible. Par contre, elle est très proche de la température ambiante, mais sa courbe dans la journée a la même allure que les autres courbes, celle du fluide caloporteur ou bien celle du tube absorbeur. La vitesse de vent joue un rôle essentiel, parce que le coefficient de transfert de chaleur de l'enveloppe en verre vers l'air ambiant évalué en fonction de régime et ce dernier augmente avec la vitesse de vent.

3. Evolution des températures (T_a , T_f , T_e) dans la journée

Dans la figure suivante on simule les trois températures (T_a , T_f , T_e) pour une même journée qui correspond au 22 juin, un rendement de collecteur $\eta_c=0.5$, une vitesse de vent de 2 m/s, et des températures de l'air ambiant tabulées dans le tableau (IV.14).

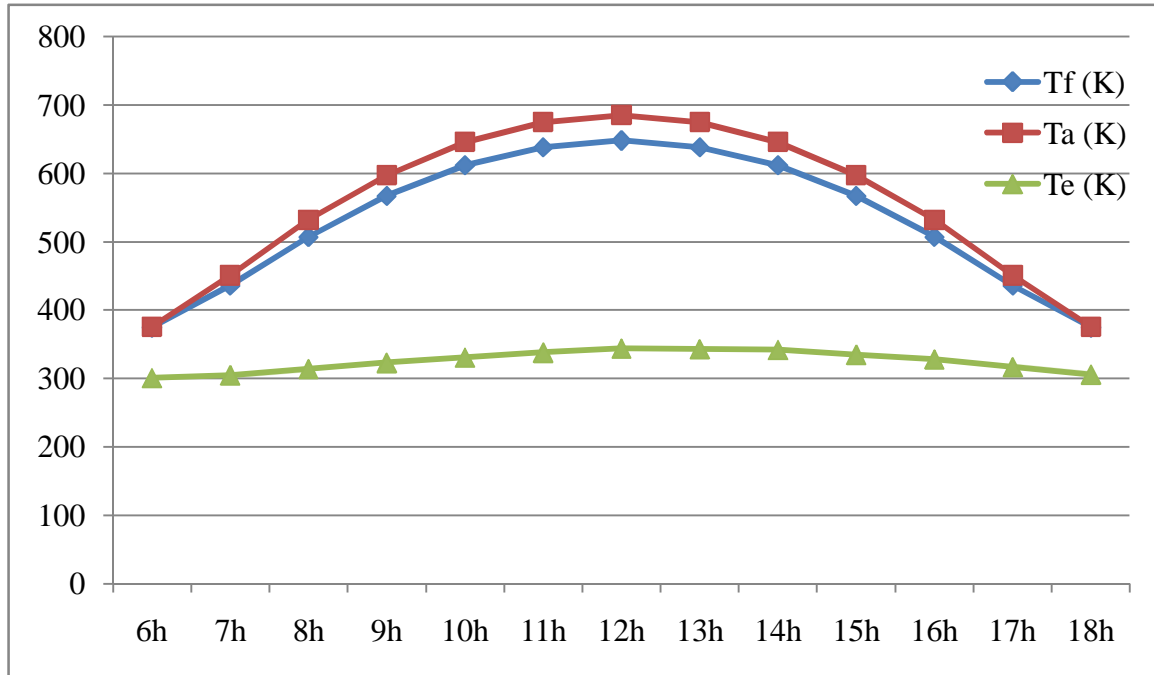


Figure IV.14: Evolution des températures affectant le collecteur

Comme cette figure le montre, on a les courbes des différentes températures qui ont une même allure, avec celle de tube absorbeur très élevée ; c'est ce qui confirme les résultats précédents.

4. Les pertes de charge dans le tube absorbeur

On s'intéressera uniquement aux pertes régulières, les pertes dues au frottement sur la paroi intérieure du tube absorbeur. Elles sont dues à la perte d'énergie nécessaire pour vaincre les forces de frottement internes (viscosité et turbulence). Les expériences montrent que la perte de charge dans un tube est [9]:

- proportionnelle à la longueur du tube L.
- inversement proportionnelle au diamètre du tube D.
- proportionnelle au carré de la vitesse du fluide V.
- proportionnelle à un coefficient λ = coefficient de perte de charge.

On obtient :

- La perte de charge en énergie (J/ kg) :

$$h_\lambda = \lambda \frac{L V^2}{2 D} \quad (IV. 1)$$

Et on pourra exprimer cette perte de charge en énergie en ($W/m^2.K$) avec la relation suivante :

$$h_\lambda = \lambda \frac{m V^2}{2\pi D^2 T_{fm}} \quad (IV. 2)$$

4.1. Effet du débit sur les pertes de charge

On fixe les paramètres extrinsèque et intrinsèque et on fait varier le débit. Les valeurs numériques dressées dans le tableau ci-dessous correspondent aux conditions suivantes :

- Rendement du collecteur : $\eta_c = 0.5$
- L'heure solaire : midi solaire
- Diamètre interne de tube absorbeur : 25 mm
- La température d'entrée : 100°C

Le tableau est suivi d'un graphe de simulation qui représente les variations des pertes thermiques en fonction du débit sous forme d'une courbe.

Tableau IV.15: Variation des pertes d'énergie dues

Au frottement en fonction du débit

| | | | | | | | | | |
|--|------|------|------|------|------|------|------|------|-------|
| Le débit massique (kg/s) | 0.3 | 0.35 | 0.4 | 0.45 | 0.5 | 0.55 | 0.6 | 0.65 | 0.7 |
| Les pertes en énergie $h_\lambda 10^{-3}$ (W/m ² .K) | 2.25 | 3 | 3.88 | 4.88 | 5.94 | 7.13 | 8.38 | 9.75 | 11.31 |

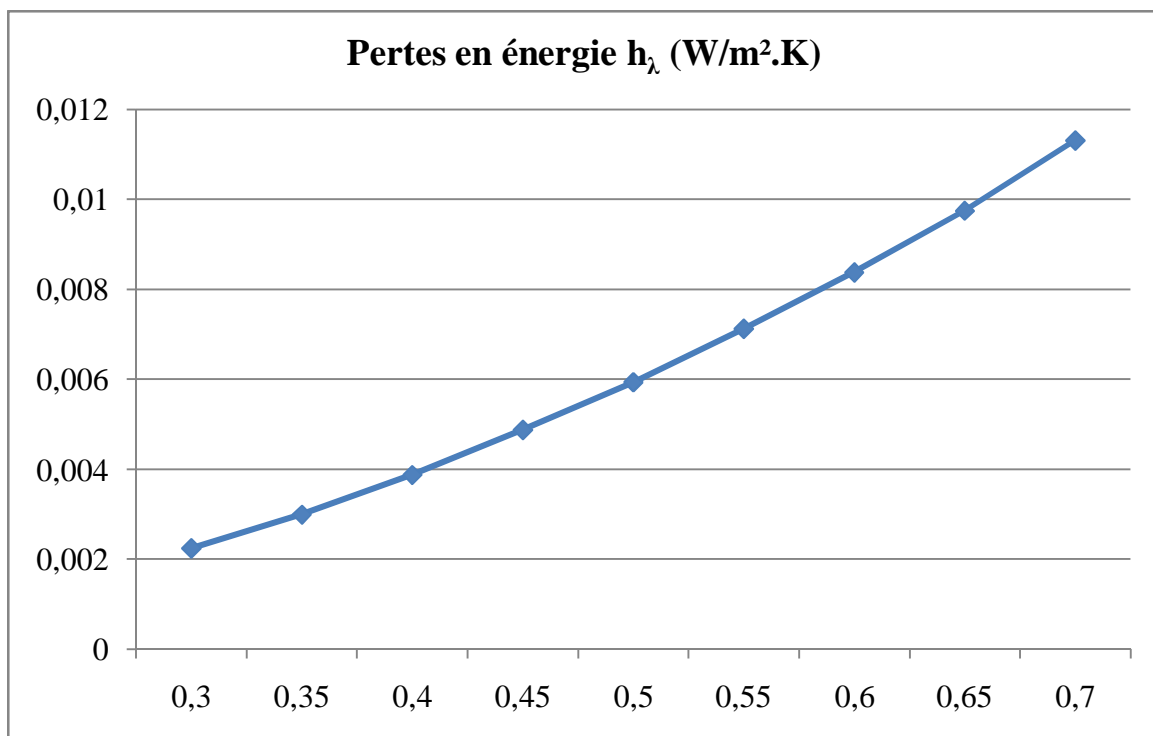


Figure IV.15: Variation des pertes d'énergie en fonction du débit

Come la figure le montre, les pertes d'énergie dues aux frottements augmentent avec l'augmentation du débit, ce qui est logique, vu que les pertes augmentent avec le nombre de Reynolds, et ce dernier augmente avec le débit massique.

4.2. Variation des pertes d'énergie dues aux frottements

Les valeurs numériques des pertes de charge en énergie qui sont dressées dans le tableau (V.16), correspondent aux conditions suivantes :

- Diamètres de tube absorbeur : 25 mm
- Rendement de collecteur : $\eta_c = 0.5$
- L'heure solaire : de 6h à 18h pour la journée de 22 juin.
- Le débit : $\dot{m} = 0.35$ kg/s et $\dot{m} = 0.45$ kg/s
- La température d'entrée : 100°C

Le tableau est suivi d'un graphe qui représente l'allure des pertes thermiques dans la journée.

Tableau IV.16: Variation des pertes de charge dans la journée

| L'heure solaire | $h_\lambda 10^{-3} (\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}), \eta_c = 0.5$ | |
|-----------------|--|-----------------------|
| | $\dot{m} = 0.35$ kg/s | $\dot{m} = 0.45$ kg/s |
| 6h | 3.28 | 4.21 |
| 7h | 2.93 | 3.84 |
| 8h | 2.64 | 3.5 |
| 9h | 2.48 | 3.31 |
| 10h | 2.4 | 3.13 |
| 11h | 2.35 | 3.12 |
| 12h | 2.2 | 3.11 |
| 13h | 2.35 | 5.003 |
| 14h | 2.4 | 5.012 |
| 15h | 2.48 | 5.293 |
| 16h | 2.64 | 5.623 |
| 17h | 2.93 | 6.139 |
| 18h | 3.28 | 6.734 |

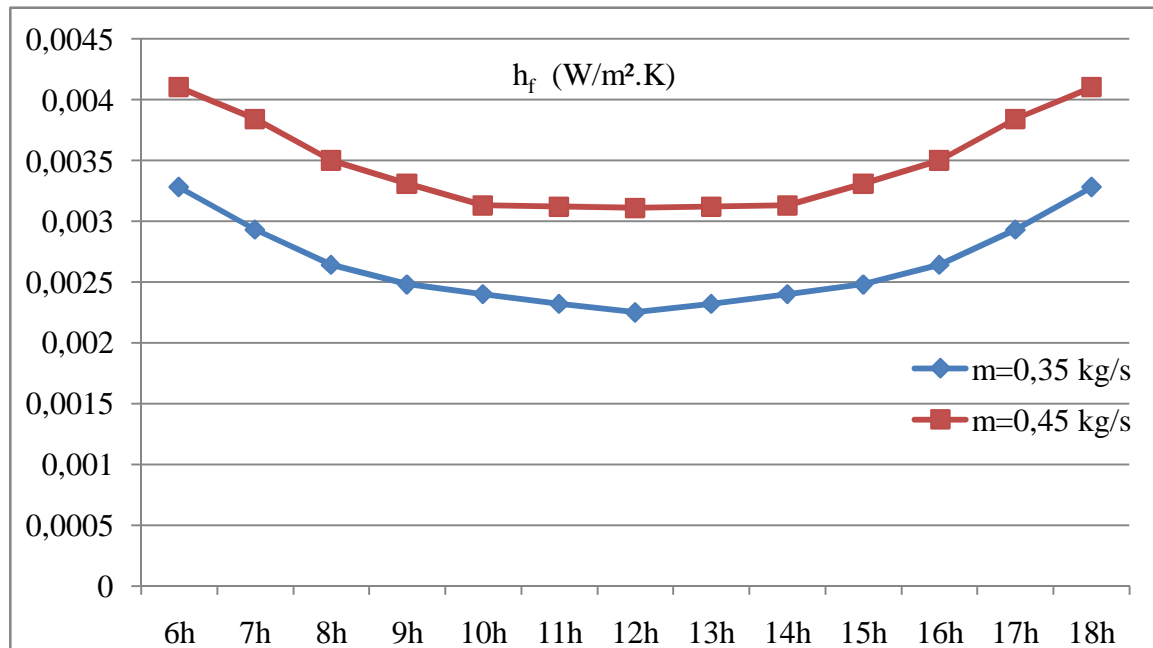


Figure IV.16: Variation des pertes de charge dans la journée

On constate que les pertes d'énergie dues aux frottements dans le tube absorbeur sont considérables pour des débits élevés et des températures faibles.

5. Conclusion

La variation de la température de sortie de fluide caloporteur dépend des paramètres, extrinsèques et intrinsèques. On constate que la température de sortie du fluide caloporteur n'est pas constante dans la journée ; ce que nous pousse à varier le débit massique dans la en fonction de rayonnement incident sur le concentrateur pour avoir des températures de sortie constantes tout au long de la journée ; on utilise donc des débits faible au lever et au coucher de soleil, vu que l'intensité de rayonnement est faible dans ces cas là, et un débit élevé lorsque le soleil est au zénith. On constate aussi que l'augmentation du débit entraine des pertes de charge en énergie importantes, ce qui nous pousse à ne pas utiliser des grands débits.

Conclusion générale

Les intérêts d'une mobilisation de plus en plus importante des énergies renouvelables, et de l'énergie solaire de concentration en particulier, sont immenses et toucheront, certainement d'une façon différenciée, tous les pays ; ils auront un impact bénéfique sur l'ensemble de la biosphère. Pour les uns, il y aura les possibilités d'investissements, d'exportation de technologies et de savoir faire, ainsi que la garantie de couverture durable des besoins en énergies. Pour les autres, il y aura les possibilités d'acquisition de nouvelles technologies, la mobilisation de ressources naturelles renouvelables et abondantes.

L'élément central de notre travail c'est le concentrateur cylindro parabolique ; il a fait l'objet d'une étude thermique détaillée. L'énergie utile transmise par l'absorbeur dépend de l'efficacité optique du système, de la taille, de la position de l'absorbeur dans le plan focal et des pertes thermiques au niveau du récepteur ; ces paramètres sont déterminés par la géométrie du système, les propriétés physiques du matériau et le gisement solaire.

Avec l'augmentation de l'angle d'ouverture, l'ouverture du collecteur s'élargit, ce qui nous permet d'obtenir des concentrations plus grandes. Avec l'augmentation de la concentration géométrique, la distribution de flux de chaleur devient plus grande, ce qui réduit les pertes thermiques, et atteint des valeurs maximales ainsi que l'effet d'ombre sur le tube absorbeur qui s'affaiblit, ce qui montre l'importance de ce paramètre sur l'amélioration des performances du concentrateur cylindro-parabolique, puisque que le rendement énergétique atteint par le concentrateur dépend de la concentration du rayonnement donc de la température.

L'enveloppe transparente en verre joue un rôle très important pour le concentrateur solaire en général, et surtout pour la réduction des pertes thermiques par convection et rayonnement d'une part et l'augmentation de la température de sortie et le rendement thermique du système d'autre part.

L'espace annulaire, qui se trouve entre le tube absorbeur et l'enveloppe en verre joue un rôle très important sur le rendement de système, ce qui nous conduit à conclure que si le vide était maintenu dans l'espace annulaire, cela diminuera les pertes thermiques et augmentera la température de sortie du fluide ; par conséquent on aura une augmentation du rendement du collecteur. Par contre la présence de l'air dans l'espace annulaire provoque une augmentation importante des pertes thermique par convection, ce qui produit des faibles rendements du collecteur.

Le tube absorbeur est l'élément essentiel de notre système ; l'augmentation du diamètre de ce tube entraîne une croissance remarquée des pertes thermiques, et une diminution du facteur concentration, ce qui nous conduit directement à une diminution de

rendement du flux de chaleur transmis au fluide caloporteur. Par contre l'émissivité thermique du tube absorbeur influe directement sur les pertes thermiques ; une petite émissivité du tube absorbeur pourrait réduire d'avantage les pertes thermiques par rayonnement en adaptant des surfaces sélectives convenables.

L'augmentation de la réflectivité de miroir du collecteur permet d'augmenter le flux de la chaleur absorbé par le tube absorbeur et transmis au fluide caloporteur. Comme les résultats l'ont montré, la variation de la réflectivité de 0.86 à 0.93 permet d'augmenter la température du fluide caloporteur d'environ 40°C.

Avoir un système de poursuite selon les deux axes permet aux collecteurs de rester durant toute la journée face au Soleil, avec un angle d'incidence nul, ce qui est avantageux, vu que le flux de chaleur transmis au fluide caloporteur sera plus grand ; par conséquent, on obtient des températures de sortie du fluide caloporteur élevées. Un bon dimensionnement de la structure modulaire du système de poursuite nous permet d'optimisé la surface couverte par les collecteurs pour une capacité de 25 MW. Pour la même capacité, on pourra réduire la surface couverte par les collecteurs de 30-40%, en utilisant un système de poursuite selon les deux axes.

Bibliographie

- [1] Abdelaziz Bennouna, les énergies nouvelles et renouvelables, Centre National pour la Recherche Scientifique et Technique, Maroc, Décembre 2008.
- [2] ADEME, Feuille de route Solaire Thermodynamique, Agence de l'environnement et de la maîtrise d'énergie, Juin 2010.
- [3] Jasmina Radosavljević, Amelija Dordević, defining of the intensity of solar radiation on horizontal and oblique surfaces on earth, Working and Living Environmental Protection Vol. 2, No 1, 2001, pp. 77 – 86.
- [4] M. Ouagued, A. Khellaf: «Simulation of the Temperature and Heat Gain by Solar Parabolic Trough Collector in Algeria»; World Academy of Science, Engineering and Technology 6/7/2012.
- [5] Jacques BERNARD: Energie solaire ' calculs et optimisation', Génie énergétique, 2011.
- [6] R. Forristall, Heat Transfer Analysis and Modeling of a Parabolic Trough Solar Receiver Implemented in Engineering Equation Solver, NREL/TP-550-34169, October 2003.
- [7] N.Hamani, A.Moummi, N.Moummi, A.Saadi et Z.Mokhtari, Simulation de la température de sortie de l'eau dans un capteur solaire cylindro-parabolique dans le site de Biskra, Revue des Energies Renouvelables Vol. 10 N°2, 215 – 224, 2007.
- [8] Wassila CHEKIROU, Nehmen BOUKHEIT, Tahar KERBACHE, Département de physique, Faculté des Sciences, Université Mentouri Constantine, analyse thermique pour l'absorbeur d'un concentrateur solaire cylindro- parabolique, Novembre 2005.
- [9] Caleffi, revue périodique d'informations techniques et industrielles des thermiciens, les pertes de charge dans les installations, Octobre 2005.
- [10] Agagna Belkacem, mémoire de magister, Contribution à l'étude thermique et numérique d'un capteur solaire cylindro-parabolique, Ecole Nationale Polytechnique, 2012.

- [11] Lyes BENNAMOUN, Azedine BELHAMRI, Study of solar thermal energy in the north region of Algeria with simulation and modeling of an indirect convective solar drying system, *Nature & Technology*, 21 May 2010.
- [12] Benz N., SCHOTT Absorber rohr und das DLR als Entwicklungspartner, SCHOTT Solar CSP GmbH, SCHOTT Solar, 2011.
- [13] Ricardo Vasquez Padilla, Graduate School Theses and Dissertations, University of South Florida, Scholar commons, Simplified Methodology for Designing Parabolic Trough Solar Power Plants, 2011.
- [14] M.Ait-Ali, cours conversion de l'énergie solaire à haute température, Février 2013.
- [15] F. Burkholder and C. Kutscher, Technical report, Heat Loss Testing of Schott's 2008 PTR70 Parabolic Trough Receiver, NREL/TP-550-45633, May 2009.
- [16] A. Gama1, M. Haddadi et A. Malek, Etude et réalisation d'un concentrateur cylindro parabolique avec poursuite solaire aveugle, Unité de Recherche Appliquée en Energies Renouvelables, B.P. 88, ZI, G. Taam, Ghardaïa, Algérie, 2008.

1. Introduction

Tous les calculs de systèmes solaires utilisant la conversion thermique de l'énergie font appel à quelque formule de base relative à la transmission de la chaleur. Nous rappellerons brièvement ici les modes de transferts et les résultats les plus significatifs que nous aurons utilisés.

La chaleur peut être transmise à l'aide d'un support matériel :

- Conduction
- Convection

Ou sans support matériel :

- Rayonnement

2. Transmission de chaleur par conduction

La conduction est le mode transfert de chaleur caractérisé par la propagation de l'énergie dans un milieu sans déplacement appréciable de la matière. Le vecteur de densité de flux de chaleur en un point d'un milieu ayant une conductivité K est donné par :

$$\vec{q} = -K \vec{\nabla} T$$

\vec{q} : est la quantité de chaleur traversant une unité de surface perpendiculaire au gradient de température par unité de temps.

La conductivité K caractérise le matériel.

K est exprimé en (W/m K)

La valeur de K varie avec la température mais pour les matériaux qui nous intéressent et vu les faibles écarts de température, K sera souvent considéré comme constante.

Le problème le plus général en conduction de chaleur consiste à résoudre l'équation dans un volume limité par une surface S , et qui exprime la conservation de l'énergie d'un élément infinitésimal de matière et qui s'écrit :

$$\text{div}(\overrightarrow{K \text{ grad } T}) + P = \rho C_p \frac{dT}{dt}$$

Avec :

- P représente la production de chaleur (W/m³)
- ρ masse volumique (kg/m³)
- C_p chaleur spécifique (J/kg K)

3. Transmission de chaleur par convection :

La convection est une mode de transfert de chaleur caractérisé par un transport d'énergie d'un point A un autre, d'un milieu fluide en vertu du mouvement de masse au sein de ce fluide. Il est évident que l'étude de ces phénomènes fait appel à la mécanique de fluide réel.

Il faudra noter que le transfert thermique par convection dépend de la viscosité du fluide en plus de ses propriétés thermiques telles que la conductivité thermique, la chaleur spécifique ou la densité.

Nous parlerons de convection libre ou naturelle lorsque le mouvement du fluide résulte des différences de densité causées par des gradients de températures.

Lorsque la circulation se produit par l'action d'une pompe ou une ventilation la convection est dite forcée.

Nous nous intéressons dans le cas présent aux échanges par convection entre une surface solide et un fluide.

Pour un élément de surface dS ayant une température T , le flux de chaleur s'écrira :

$$q = h_i (T - T_f) dS$$

Ou :

H_i : coefficient local d'échange par convection.

Lorsqu'il s'agit d'une surface finie S , on écrit :

$$q = h (T - T_f) dS$$

Ou :

h : coefficient moyen d'échange sur S .

4. Transfert de chaleur par rayonnement :

Le transfert de chaleur par rayonnement a lieu lorsque de l'énergie sous forme d'onde électromagnétique est émise par une surface et absorbée par une autre, cette énergie est appelée énergie thermique lorsque les longueurs d'onde λ mis en jeu sont comprises entre (0.1, 100 μm).

Il est connu que tout corps émet de la chaleur rayonnante, celle-ci se propage sous de " quanta " à la vitesse de la lumière. Le calcul de transfert thermique par rayonnement est basé sur les lois de STEFANBOLTZMAN, de KIRCHOFF et de LAMBERT. Lorsque deux corps échangent de la chaleur par rayonnement, la chaleur échangée est alors proportionnelle à la différence en, ainsi on écrira :

$$q = \sigma A (T_e^4 - T_i^4)$$

Ou :

- σ : constants de proportionnalité ou encore la constante de STEFANBOLTZMANN ayant pour valeur $5.669 \text{ W/m}^2 \text{ K}^4$.
- T_e : température du corps qui rayonne de l'énergie.
- T_i : température du milieu ambiant.

L'équation est appelée la loi de rayonnement thermique de BOLTZMANN.

5. Propriétés du thermo physique de gaz à pression atmosphérique :

Les différentes propriétés thermo physique de gaz à pression atmosphérique pour des températures différentes sont dans le tableau suivant :

| T (K) | ρ (kg/m ³) | c_p (kJ/kg · K) | $\mu \cdot 10^7$ (N · s/m ²) | $\nu \cdot 10^6$ (m ² /s) | $k \cdot 10^3$ (W/m · K) | $\alpha \cdot 10^6$ (m ² /s) | Pr |
|------------|--------------------------------|----------------------|---|---|-----------------------------|--|-------|
| Air | | | | | | | |
| 100 | 3.5562 | 1.032 | 71.1 | 2.00 | 9.34 | 2.54 | 0.786 |
| 150 | 2.3364 | 1.012 | 103.4 | 4.426 | 13.8 | 5.84 | 0.758 |
| 200 | 1.7458 | 1.007 | 132.5 | 7.590 | 18.1 | 10.3 | 0.737 |
| 250 | 1.3947 | 1.006 | 159.6 | 11.44 | 22.3 | 15.9 | 0.720 |
| 300 | 1.1614 | 1.007 | 184.6 | 15.89 | 26.3 | 22.5 | 0.707 |
| 350 | 0.9950 | 1.009 | 208.2 | 20.92 | 30.0 | 29.9 | 0.700 |
| 400 | 0.8711 | 1.014 | 230.1 | 26.41 | 33.8 | 38.3 | 0.690 |
| 450 | 0.7740 | 1.021 | 250.7 | 32.39 | 37.3 | 47.2 | 0.686 |
| 500 | 0.6964 | 1.030 | 270.1 | 38.79 | 40.7 | 56.7 | 0.684 |
| 550 | 0.6329 | 1.040 | 288.4 | 45.57 | 43.9 | 66.7 | 0.683 |
| 600 | 0.5804 | 1.051 | 305.8 | 52.69 | 46.9 | 76.9 | 0.685 |
| 650 | 0.5356 | 1.063 | 322.5 | 60.21 | 49.7 | 87.3 | 0.690 |
| 700 | 0.4975 | 1.075 | 338.8 | 68.10 | 52.4 | 98.0 | 0.695 |
| 750 | 0.4643 | 1.087 | 354.6 | 76.37 | 54.9 | 109 | 0.702 |
| 800 | 0.4354 | 1.099 | 369.8 | 84.93 | 57.3 | 120 | 0.709 |
| 850 | 0.4097 | 1.110 | 384.3 | 93.80 | 59.6 | 131 | 0.716 |

Figure.A : Propriétés du thermo physique de gaz à pression atmosphérique

6. Les propriétés thermiques de fluide caloporteur

Therminol VP-1 est un mélange de l'eutectique de 73.5% oxyde du diphenyle et 26.5% diphenyle. Le therminol VP-1 utiliser est caractérisé par propriétés thermique qui sont évalué par les relations suivantes :

- **La densité volumique (kg/m³) :**

$$\rho = -0.90797 T + 0.00078116 T^2 - 0.000002367 T^3 + 1083.25$$

- **La chaleur spécifique (kJ/kg.K) :**

$$C_p = 0.002414 T + 0.0000059591 T^2 - 0.000000029879 T^3 + 0.00000000044172 T^4 + 1.498$$

- **La conductivité thermique (W/m.K) :**

$$K = 0.0000819477 T + 0.000000192257 T^2 - 0.000000000025034 T^3 + 0.0000000000000072974 T^4 + 0.137743$$

- **La viscosité cinématique (mm²/s) :**

$$\nu = e^{((544.149/(T+114.43))-2.59578)}$$

7. Les pertes de charge en énergie

Les pertes de charge en énergie s'expriment avec la formule suivante :

$$h_\lambda = \lambda \frac{m V^2}{2 \pi D^2 T_{fm}}$$

Avec :

λ : Le coefficient de perte de charge en énergie qui de la rugosité, et de nombre de Reynolds.

L : La longueur du conduit, (m).

V : La vitesse de fluide, (m²/s).

T_{fm} : La température moyenne de fluide, (K).

La figure qui vient nous montre la rugosité des surfaces selon leurs matières :

| Pipe absolute roughness values (RMS) | | |
|--|--|---|
| Material | Absolute roughness (in $\times 10^{-3}$) | Absolute roughness (micron or $m \times 10^{-6}$) |
| Riveted steel ¹ | 36-360 | 915-9150 |
| Concrete ¹ | 12-120 | 305-3050 |
| Ductile iron ² | 102 | 2591 |
| Wood stave ¹ | 3.6-7.2 | 91-183 |
| Galvanized iron ¹ | 6 | 152 |
| Cast iron – asphalt dipped ¹ | 4.8 | 122 |
| Cast iron uncoated ¹ | 10 | 254 |
| Carbon steel or wrought iron ¹ | 1.8 | 45 |
| Stainless steel ¹ | 1.8 | 45 |
| Fiberglass ³ | 0.2 | 5 |
| Drawn tubing – glass, brass, plastic ¹ | 0.06 | 1.5 |
| Copper ² | 0.06 | 1.5 |
| Aluminium ² | 0.06 | 1.5 |
| PVC ² | 0.06 | 1.5 |
| Red brass ² | 0.06 | 1.5 |

Figure A.2 : La rugosité des surfaces

Le coefficient de perte de charge s'obtient à partir de graphe suivant :

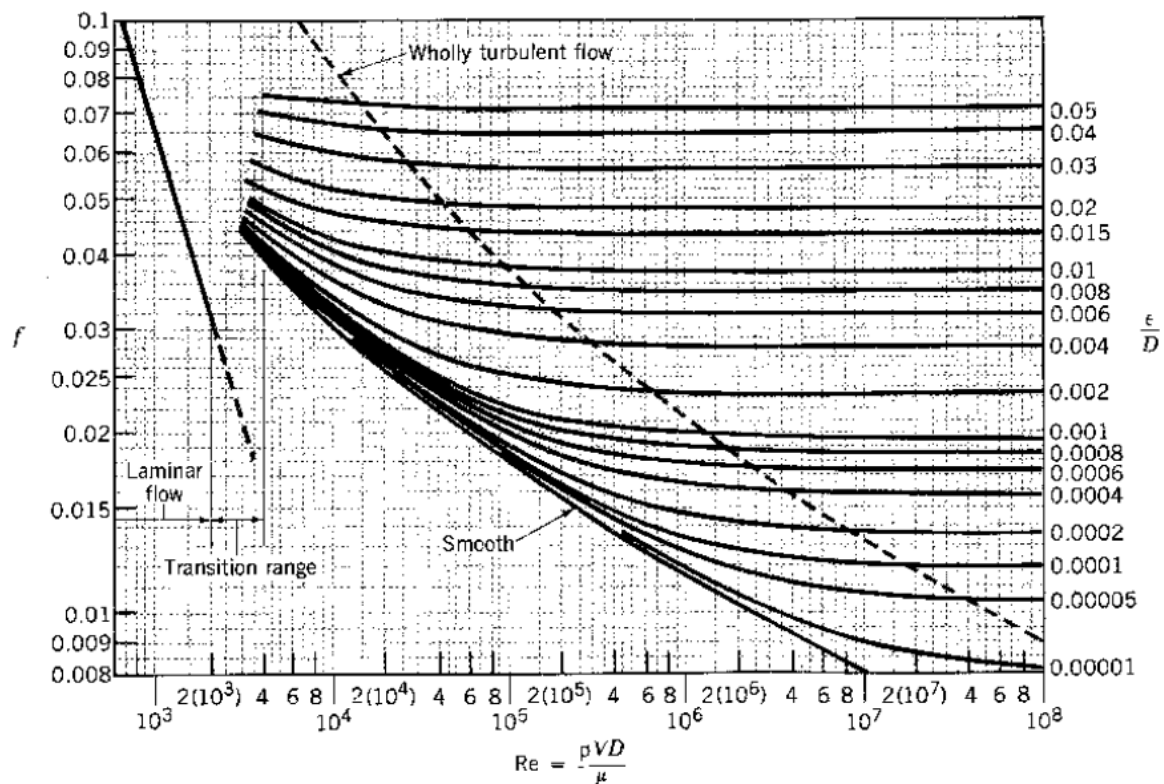


Figure A.3 : Le coefficient de perte de charge en fonction de Reynolds et la rugosité

8. Quelle organigramme utiliser dans les calculs :

8.1. Le nombre et le coefficient de transfert de chaleur entre le tube absorbeur et le fluide caloporteur:

If (Laminaire = 'Oui') and (Re_D2 <= 2300) Then

If (Type de l'écoulement = 'écoulement entre deux cylindre') Then

DRatio := D_p/D_2

Nu_D2 := INTERPOLATE(Nu, 'Nu_D2', 'Dp/D2', Dp/D2=DRatio)

Else

Nu_D2 := 4.36

EndIf

Else

f := (1.82 * LOG10(Re_D2) - 1.64)^(-2)

Nu_D2 := (f / 8) * (Re_D2 - 1000) * Pr_1 / (1 + 12.7 * (f / 8)^(0.5) * (Pr_1^(0.6667) - 1)) * (Pr_1 / Pr_2)^0.11

EndIf

h_1 := Nu#_D2 * k_1 / D_h "[W/m^2-K]"

q_12conv := h_1 * D_2 * PI * (T_2 - T_1ave) "[W/m]"

End

8.2. Coefficients pour convection forcée, écoulement externe, nombre de Nusselt, la corrélation de Zhukauskas :

If (Pr_6 <= 10) Then n := 0.37

Else

n := 0.36

EndIf

If (Re_D3 < 40) Then

C := 0.75

m := 0.4

Else

If (40 <= Re_D3) and (Re_D3 < 10^3) Then

C := 0.51

m := 0.5

Else


```

If (10^3 <= Re_D3) and (Re_D3 < 2*10^5) Then
C := 0.26
m := 0.6
Else
If (2*10^5 <= Re_D3) and (Re_D3 < 10^6) Then
C := 0.076
m := 0.7
EndIf
EndIf
EndIf
EndIf

Nu#_bar := C * (Re_D3)^m * (Pr_6)^n * (Pr_6 / Pr_3)^(0.25)

h_36 := Nu#_bar * k_6 / D_3 "[W/m^2-K]"
fq_34conv := h_36 * D_3 * PI * (T_3 - T_6) "[W/m]" EndIf

```

8.3. Corrélation de Zhukauskas pour un écoulement forcé :

```

If (Pr_6 <= 10) Then
n := 0.37
Else
n := 0.36
EndIf

If (Re_D5 < 40) Then
C := 0.75
m := 0.4
Else
If (40 <= Re_D5) and (Re_D5 < 10^3) Then
C := 0.51
m := 0.5
Else
If (10^3 <= Re_D5) and (Re_D5 < 2*10^5) Then
C := 0.26
m := 0.6
Else

```

```
If (2*10^5 <= Re_D5) and (Re_D5 < 10^6) Then
C := 0.076
m := 0.7
EndIf
EndIf
EndIf
EndIf
Nu#_6 := C * Re_D5^m * Pr_6^n *(Pr_6/Pr_5)^0.25
h_6 := Nu#_6 * k_6 / D_5 "[W/m^2-K]"
EndIf
EndIf
End
```