

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

Ecole Nationale Polytechnique

Département de Génie Mécanique



المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
Ecole Nationale Polytechnique

MEMOIRE DE MAGISTER

Spécialité : Génie Mécanique

Option : Energétique

Présenté par :

Agagna Belkacem

Intitulé

Contribution à l'étude thermique et numérique d'un capteur solaire cylindro-parabolique

- Soutenu le 30 septembre 2012 devant le jury :

Président : Saïd Rechak

Professeur E.N.P

Rapporteur : Arezki Smaili

Professeur E.N.P

Examineur : Salah Larbi

Professeur E.N.P

Examineur : Mohamed Yahiaoui

Maître de conférences A E.N.P

ENP 2012

ملخص: العمل المنجز يتضمن دراسة الإنتقال الحراري لأنبوب الإمتصاص الخاص بالمركز الشمسي المكافيء، من خلال دراسة نوعين من أنابيب الإمتصاص: الأول به منطقة فاصلة بين أنبوب الإمتصاص و الغلاف الزجاجي الخارجي الشفاف مملوءة بالهواء والثاني به مساحة فاصلة مفرغة من الهواء. لهذا الغرض يتم عرض المعادلات التي تحكم المشكلة، و لحل هذه المعادلات بشكلها الرياضي نستعمل برنامج محاكاة CFD. و من أجل تحسين أداء النظام و تقليل ضياع الطاقة الحرارية يتم استخدام شكل مبسط لإبراز النتائج و تحليلها. جميع النتائج المبرزة في هذا العمل هي التجارب المنجزة على المركز الشمسي المكافيء لمحطة توليد الطاقة الكهربائية SEGS ، و الذي تم تقديم كل التجارب و نتائجها الخاصة به في تقرير خاص. كما تم إبراز تأثير زاوية افتتاح المكثف للطاقة الشمسية وتركيز التوزيع الهندسي لهذا المركز الشمسي وتمثيل توزيع تدفق الحرارة على السطح الخارجي لأنبوب الامتصاص. في الأخير تم تحليل النتائج المحصل عليها و مقارنتها ببعضها البعض كما تمت مناقشة كل النتائج و إبراز أهميتها و تأثيرها في تحسين أداء النظام.

الكلمات المفتاحية: الطاقة الشمسية، مركز شمسي مكافيء، دراسة طاوقية، محاكاة عددية

Résumé : Ce mémoire consiste en l'étude numérique de performance thermique du collecteur solaire de la centrale SEGS VI (Solar Electric Generating System, installée en Californie). Pour ce faire, les équations de Navier-Stokes et d'énergie gouvernant respectivement l'écoulement et le transfert de chaleur du fluide caloporteur à travers le tube absorbeur ont été considérées. Le modèle mathématique résultant a été solutionné par la méthode des volumes finis en utilisant un code CFD. Egalement, un modèle simplifié établi à partir de l'équation du bilan énergétique appliqué au tube absorbeur a été considéré dans cette étude. Les résultats de simulation incluant les distributions de température du fluide caloporteur, le rendement thermique du capteur solaire, et les effets des paramètres géométriques du concentrateur (l'angle d'ouverture, la concentration) sur la performance du collecteur solaire ont été présentés et discutés. De bonnes concordances ont été notées entre les résultats obtenus par le modèle simplifié et ceux du modèle numérique, ainsi que ceux dus aux travaux antérieurs.

Mots clés : *Concentrateur solaire cylindro-parabolique, Analyse thermique, Simulation numérique, Ecoulement turbulent*

Summary: This thesis deals with numerical investigation of thermal performance of solar collector of SEGS VI (Solar Electric Generating System, installed in California) power plant. To do this, Navier-Stokes and energy equations governing the fluid flow and heat transfer within the absorber tube have been considered. The resulting mathematical model has been solved by using finite volume method through a CFD code. Also, a simplified model derived from energy balance applied to absorber tube has been considered in this study. The simulation results including the temperature distribution of the heat transfer fluid, the thermal efficiency of the solar collector, and the effects of the collector geometrical-parameters (the rim angle, the concentration) on the solar collector performance have been presented and discussed. Good agreements have been noted between the results obtained by simplified model and those of numerical model, as well as those due to previous works.

Keywords: *Parabolic trough collectors, Thermal analysis, Numerical simulation, Turbulent flow*

REMERCIEMENTS

Je remercie en premier lieu Dieu le tout puissant de nous avoir accordé la puissance et la volonté pour terminer ce travail.

Je tiens à exprimer ma reconnaissance à Monsieur Arezki SMAILI Professeur à l'école nationale polytechnique pour avoir dirigé ce mémoire, pour son suivi permanent, ses conseils judicieux. J'ai beaucoup apprécié son soutien qu'il m'a prodigué au cours de l'élaboration de ce travail, mes vifs remerciements, ma sincère considération.

Je voudrais exprimer mes vifs remerciements à Mr Said RECHAK Professeur à l'ENP, pour m'avoir fait l'honneur de présider ce jury.

Je remercie vivement Mr Salah LARBI Professeur à l'ENP, Mr Mohamed YAHIAOUI Maître de conférences à l'ENP d'avoir bien voulu accepter de juger ce travail et qui m'honorent en participant à ce jury.

Mes remerciements vont également à l'ensemble des enseignants de l'ENP, surtout les enseignants du département de génie mécanique.

Je remercie chaleureusement ma Mère ma Mère ma Mère pour l'attention, le soutien et la confiance qu'elle m'a donnée au cours de ces longues années.

Je tiens à remercier toute ma famille et surtout mes frères, qui m'ont accompagné et soutenu dans toute ma formation.

Je remercie également tous mes amis et mes proches qui m'ont soutenu et ont contribué à la réalisation de ce modeste travail.

Enfin, je tiens à remercier toutes les personnes qui ont participé de près ou de loin à la réalisation de ce mémoire.

Dédicace

Je dédie ce travail

A ma chère maman et tous les membres de ma famille grand et petit surtout mes frères.

A tous les enseignants qui m'ont aidé de proche ou de loin, surtout mes professeurs de l'école nationale polytechnique.

A tous mes amis.

A tous ceux qui m'ont aidé, de près ou de loin, même qu'il soit un mot d'encouragement et de gentillesse.

A tous ceux que j'aime et qui m'aiment.

AGAGNA BELKACEM

Nomenclature

Aa : Surface d'ouverture du collecteur (Aperture area)	[m ²]
Ar : Surface du récepteur (Receiver-Absorber area)	[m ²]
C = C_g : Le taux de concentration ou la concentration géométrique.	
f : Distance focale du parabole	[m]
r : Rayon parabolique	[m]
φ : Angle mesuré entre l'axe du collecteur et le rayon parabolique	[deg]
φ_r : Angle d'ouverture d'une parabole (rim angle)	[deg]
Wa : Longueur d'ouverture du parabole	[m]
h_p : La taille de la courbe parabolique	[m]
S : Longueur d'arc d'une parabole	[m]
H_p : L'ouverture de parabole au point focale	[m]
D : Diamètre du récepteur	[m]
η_o : Efficacité Optique du collecteur	
ρ : Réflectivité (Coefficient de réflexion) du miroir	
τ : Coefficient de transmission du vitrage	
α : Absorptivité (Coefficient d'absorption) du récepteur	
γ : Facteur d'interception	
A_f : Facteur géométrique	
θ : Angle d'incidence	[deg]
A_f : Facteur géométrique	
L : Longueur du récepteur	[m]
D_{r,i} : Diamètre intérieur du récepteur	[m]
D_{r,o} : Diamètre extérieur du récepteur	[m]
D_{gl,i} : Diamètre intérieur du glass (enveloppe en verre)	[m]
D_{gl,o} : Diamètre extérieur du glass (enveloppe en verre)	[m]
F_a : Angle d'incidence modifiée	[deg]
ε_r : Emissivité du récepteur	
σ : Constante de Stefan-boltzmann [$\sigma = 5,667 \cdot 10^{-8} \text{ (W/m}^2 \cdot \text{K}^4)$]	
C_p : Chaleur spécifique du fluide	[J/kg.K]
k : Conductivité thermique de tube absorbeur	[W/m.K]
k_{fl} : Conductivité thermique du fluide	[W/m.K]
ρ : La masse volumique du fluide	[kg/m ³]

μ : Viscosité dynamique	[Pa.S]
μ_t : La viscosité dynamique turbulente	[Pa.S]
u, v, w : Composantes de la vitesse de l'écoulement suivant x, y et z respectivement	[m/s]
$C_\mu, c_1, c_2, \sigma_k, \sigma_\epsilon$ et σ_T : Constants du modèle de turbulence	
q_R : Source additionnelle	[W/m ³]
q_{abs} : Taux de chaleur absorbé par le fluide caloporteur	[W]
$q_{cond,abs}$: Taux de chaleur transféré par conduction par le tube absorbeur	[W]
$q_{cond,gl}$: Taux de chaleur transféré par conduction par l'enveloppe du verre	[W]
$q_{loss,r,ann}$: Taux de chaleur perdu par rayonnement dans l'espace annulaire	[W]
$q_{loss_{conv,ext}}$: Taux de chaleur perdu par convection vers l'extérieur (l'environnement)	[W]
$q_{loss_{r,ext}}$: Taux de chaleur perdu par rayonnement vers l'extérieur (l'environnement)	[W]
h_{fi} : Coefficient de transfert de chaleur du fluide à l'intérieur de tube	[W/m ² .K]
$h_{r,ann}$: Coefficient de transfert thermique par rayonnement dans l'espace annulaire	[W/m ² .K]
h_w : Coefficient de transfert thermique par convection du au vent	[W/m ² .K]
h_{rca} : Coefficient de transfert thermique par rayonnement vers l'extérieur	[W/m ² .K]
\dot{m} : Débit massique du fluide caloporteur	[kg/s]
V_m : Vitesse moyenne du fluide à l'intérieur de tube	[m/s]
$S_{r,i}$: Surface d'entrée (du fluide) à l'intérieur de tube	[m ²]
T_e : Température d'entrée du fluide	[K]
T_s : Température de sortie du fluide	[K]
$T_{r,o}$: Température de la surface externe du tube absorbeur	[K]
$T_{r,i}$: Température de la surface interne du tube absorbeur	[K]
$A_{gl,i}$: La surface interne de la couverture du glass	[m ²]
$A_{gl,o}$: La surface externe de la couverture du glass	[m ²]
$A_{r,o}$: La surface externe du tube absorbeur	[m ²]
k_{eff} : Conduction effective de l'air dans l'espace annulaire	[W/m.K]
L_m : Longueur caractéristique	[m]
β_{air} : Coefficient d'expansion de l'air	[K ⁻¹]
α_{air} : Diffusivité de l'air	[m ² /s]
$T_{gl,o}$: Température de la surface externe du glass	[K]
$T_{gl,i}$: Température de la surface interne du glass	[K]

U_L : Coefficient global des pertes thermiques	[W/m ² .K]
U_o : Coefficient global de transfert de chaleur	[W/m ² .K]
F' : Facteur d'efficacité du collecteur	
F_R : Facteur de conductance du collecteur	
Q_u : Puissance utile récupérée par le collecteur	[W]
G_b : Irradiation solaire	[W/m ²]
η : Rendement (efficacité) du collecteur solaire	
δ : Déclinaison	[deg]
L : Latitude, longueur	[m]
a : Azimut	[deg]
d : Durée du jour	[heure]
h : Hauteur du soleil	[deg]
ω : L'angle horaire	[deg]

Nombres adimensionnels

Nu : Nombre de Nusselt ($Nu = \frac{D_{r,i} h_i}{k_f}$)

Re : Nombre de Reynolds ($Re = \frac{\rho V_m D_{r,i}}{\mu} = \frac{V_m D_{r,i}}{\nu}$)

Pr : Nombre de Prandtl ($Pr = \frac{\mu \cdot C_p}{k_f}$)

R_{ac} : Nombre de Rayleigh critique ($R_{ac} = \frac{\ln\left(\frac{D_{gl,i}}{D_{r,o}}\right)}{L_m^3 [D_{r,o}^{-0,6} + D_{gl,i}^{-0,6}]^5} R_{al}$)

R_{al} : Nombre de Rayleigh ($R_{al} = \frac{g \cdot \rho_{air} \cdot \beta_{air} (T_r - T_g) \cdot L_m^3}{\alpha_{air} \cdot \mu_{air}}$)

Indices & Exposant

SEGS : (Solar Electric Generating System)

LS : Luz System

HTF : Heat Transfer Fluid

$N_x \times N_y \times N_z$: Nombre de nœuds suivant x, y et z respectivement

j : Numéro du jour de l'année

TS : Temps solaire [heure]

TL : Temps légal [heure]

TCF : Temps civil du fuseau [heure]

TU : Temps universel [heure]

L_{ref} : Longitude de référence du fuseau horaire [deg]

ET : Equation du temps

Liste des figures

Figure 1.1. Structure de la production d'électricité -2010	8
Figure 1.2. Structure de la production d'électricité d'origine renouvelable -2010	8
Figure 1.3. Taux de croissance annuel moyen 2000-2010	9
Figure 1.4. Structure de la production d'électricité - 2010	10
Figure 1.5. Structure de la production d'électricité d'origine renouvelable - 2010	11
Figure 1.6. Cartographie du potentiel de l'énergie solaire dans le monde	12
Figure 1.7. Répartition des capacités par technologie en 2009	12
Figure 1.8. La distance Terre-Soleil	13
Figure 1.9. Schématisation des mouvements de la Terre autour du Soleil	14
Figure 1.10. Variation de la déclinaison solaire	15
Figure 1.11. Repérage de la position du Soleil	16
Figure 1.12. Décalage horaire par rapport au méridien de Greenwich	18
Figure 1.13. Equation du temps ET et déclinaison δ	19
Figure 1.14. Répartition spectrale du rayonnement solaire au niveau du sol terrestre	20
Figure 1.15. Spectre du rayonnement atmosphérique	21
Figure 2.1. Types de concentrateurs solaires	24
Figure 2.2. Concentrateur cylindro-parabolique	26
Figure 2.3. Cycle du centrale à collecteurs cylindro-paraboliques	27
Figure 2.4. Centrale solaire à miroir de Fresnel	27
Figure 2.5. Cycle du centrale solaire à miroir de Fresnel	28
Figure 2.6. Centrale à Tour (Solar Two, California(Daggett))	28
Figure 2.7. Cycle de la centrale à Tour	29
Figure 2.8. Centrale à capteurs paraboliques	30
Figure 2.9. La Tour solaire à effet de cheminée	30
Figure 2.10. Types des concentrateurs solaires avec (concentration/température)	31
Figure 2.11. Concentrateur cylindro-parabolique	32
Figure 2.12. Cycle d'une centrale solaire à capteurs cylindro-paraboliques	32
Figure 2.13. Bloc de puissance d'une centrale SEGS	33
Figure 2.14. Type d'un tube absorbeur installé	

Liste des figures (suite)

Figure 2.15. Schéma d'un tube absorbeur	35
Figure 2.16. Section d'un concentrateur cylindro-parabolique	36
Figure 2.17. La taille d'une parabole	37
Figure 2.18. Section d'une parabole possédant un foyer commun F et le même diamètre d'ouverture	38
Figure 2.19. Paramètres optiques du concentrateur cylindro-parabolique	39
Figure 3.1. Paramètres caractéristiques du récepteur solaire	41
Figure 3.2. Schéma d'un concentrateur cylindro-parabolique	43
Figure 3.3. Schématisation des échanges thermiques entre les différents éléments du collecteur cylindro-parabolique	44
Figure 4.1. Détails du maillage utilisé	56
Figure 4.2. Les coordonnées cylindriques du système	57
Figure 4.3. Courbe de distribution de flux de chaleur sur le cercle d'absorbeur	57
Figure 4.4. Distribution de flux de chaleur sur le tube absorbeur	57
Figure 5.1. Evolution du rendement du collecteur en fonction de l'irradiation solaire	60
Figure 5.2. Evolution de la température de sortie du fluide en fonction de G _b	61
Figure 5.3. Evolution du rendement du collecteur en fonction de la différence de température ΔT	62
Figure 5.4. Evolution du rendement du collecteur en fonction de la différence de température ΔT	64
Figure 5.5. Evolution de la température de sortie du fluide en fonction de la différence de température ΔT	64
Figure 5.6. Evolution des pertes thermiques du collecteur en fonction de la différence de température ΔT	65
Figure 5.7. Evolution du rendement du collecteur en fonction de la différence de température (effet des diamètres du glass)	67
Figure 5.8. Evolution des pertes thermiques du collecteur en fonction de la température moyenne T _{av} (effet des diamètres du glass)	67
Figure 5.9. Evolution du rendement du collecteur en fonction de l'irradiation solaire	68

Liste des figures (suite)

Figure 5.10. Evolution du rendement du collecteur en fonction de la différence de température	70
Figure 5.11. Evolution du rendement du collecteur en fonction de la différence de température	71
Figure 5.12. Evolution de la température de sortie en fonction de la différence de température ΔT	71
Figure 5.13. Evolution du rendement du collecteur en fonction de la température moyenne T_{av}	73
Figure 5.14. Evolution des pertes thermiques en fonction de la température moyenne T_{av}	74
Figure 5.15. Comparaison entre les Rendements pour les deux cas traité	75
Figure 5.16. Comparaison entre les Rendements pour les deux cas traité	76
Figure 5.17. (q''_{loss} , T_o et η) en fonction de l'émissivité pour le cas l'espace annulaire sous vide	77
Figure 5.18. (q''_{loss} , T_o et η) en fonction de l'émissivité pour le cas de l'air dans l'espace annulaire	77
Figure 5.19. Tube absorbeur sans couverture du verre	78
Figure 5.20. (q''_{loss} , T_o et η) en fonction de la vitesse du vent	78
Figure 5.21. coefficient de frottement en fonction du position	79
Figure 5.22. Distribution du Coefficient de frottement sur le tube absorbeur	79
Figure 5.23. Variation de la vitesse du fluide sur l'axe à l'intérieur de tube absorbeur	80
Figure 5.24. Evolution de la température de sortie du fluide en fonction de ΔT	81
Figure 5.25. Variation de température du fluide sur l'axe à l'intérieur de tube absorbeur	81
Figure 5.26. Distribution de la température sur la surface externe de tube absorbeur en (3D)	82
Figure 5.27. Distribution de flux de chaleur en (3D) avec des différents C_E	83
Figure 5.28. Distribution de la température sur la surface externe de tube absorbeur avec des différents φ_r	85
Figure 5.29. La différence de température en fonction de l'angle d'ouverture	86

Liste des tableaux

Tableau 2.1: Caractéristiques des neuf centrales thermiques solaires SEGS	33
Tableau 2.2: Caractéristiques des collecteurs solaires	34
Tableau 3.1: Caractéristiques du capteur cylindro-parabolique	45
Tableau 5.3: Conditions d'opération et résultats obtenus	60
Tableau 5.2: Conditions d'opération et résultats obtenus	61
Tableau 5.3: Conditions d'opération et résultats obtenus	63
Tableau 5.4: Conditions d'opération et résultats obtenus	65
Tableau 5.5: Conditions d'opération et résultats obtenus	66
Tableau 5.6: Conditions d'opération et résultats obtenus	68
Tableau 5.7: Conditions d'opération et résultats obtenus	69
Tableau 5.8: Conditions d'opération et résultats obtenus	70
Tableau 5.9: Conditions d'opération et résultats obtenus	72
Tableau 5.10: Conditions d'opération et résultats obtenus pour les deux cas traités	74
Tableau 5.11: Conditions d'opération et résultats obtenus	75
Tableau 5.12: Résultats obtenus de $(q''_{loss}, T_o \text{ et } \eta)$ pour chaque valeur d'émissivité	76
Tableau 5.13: Résultats obtenus de $(q''_{loss}, T_o \text{ et } \eta)$ pour chaque valeur de vitesse du vent	77
Tableau 5.44: \bar{f} et \overline{Nu} pour différents maillages utilisées	79
Tableau 5.15: Conditions d'opération et résultats obtenus	80

INTRODUCTION GENERALE	2
CHAPITRE 1: GENERALITES	
1.1. Introduction	6
1.2. La production d'électricité	8
1.3. Les centrales solaires thermodynamiques	10
1.4. Aspects géométriques	12
1.5. Aspects énergétiques	20
CHAPITRE 2 : CONCENTRATEURS SOLAIRES	
2.1. Introduction	23
2.2. Les systèmes de concentration	23
2.3. Les différents types de centrales solaires	26
2.4. Le taux de concentration	31
2.5. Etude du concentrateur cylindro-parabolique	32
2.5.1. Généralités sur les concentrateurs cylindro-paraboliques	32
2.5.2. Analyse optique du concentrateur cylindro-parabolique	36
CHAPITRE 3 : MODELE MATHEMATIQUE	
3.1. Introduction	41
3.2. Modèle mathématique général	41
3.3. Modèle simplifié	42
3.3.1. Hypothèses simplificatrices	43
3.3.2. Bilan énergétique	43
3.3.3. Le taux de chaleur absorbé par le fluide caloporteur	46
3.3.4. Le taux de chaleur transféré par conduction dans le tube absorbeur	47
3.3.5. Le taux de déperdition de chaleur par rayonnement	47
3.3.6. Le taux de déperdition de chaleur vers l'extérieur	49

3.3.7. Le taux de chaleur transféré par conduction par le vitrage	50
3.3.8. Le coefficient des pertes thermiques	50
3.3.9. Calcul de la température de la vitre	51
3.3.10. Le coefficient global de transfert de chaleur	51
3.3.11. Facteur d'efficacité du collecteur	52
3.3.12. Facteur de conductance du collecteur	52
3.3.13. Puissance utile récupérée par le collecteur	52
3.3.14. Température de sortie du fluide	52
3.3.15. Rendement du concentrateur solaire	52
3.4. Organigramme de calcul	53

CHAPITRE 4 : METHODE NUMERIQUE

4.1. Méthode des volumes finis	55
4.2. Equations Algébriques	56
4.3. Linéarisation des équations discrétisées	56
4.4. Domaine de calcul et conditions aux limites	57
4.5. La courbe de distribution de flux de chaleur sur le tube absorbeur	57

CHAPITRE 5 : RESULTATS ET DISCUSSION

5.1. Introduction	60
5.2. Résultats- Modèle simplifié	60
5.2.1. Cas de l'espace annulaire sous vide	60
5.2.2. Cas de l'espace annulaire rempli d'air	69
5.2.3. Comparaison entre les deux cas (espace annulaire sous vide et espace annulaire rempli d'air)	75
5.2.4. Influence de l'émissivité de tube absorbeur sur le rendement, les pertes thermiques et la température de sortie du fluide	77
5.2.5. Influence de la vitesse du vent	78
5.3. Résultats- Modèle numérique	79
5.3.1. Le coefficient de frottement et le nombre de Nusselt	79
5.3.2. Température de sortie du fluide	81

5.3.3. Influence de la concentration géométrique sur la distribution de flux de chaleur

83

5.3.4. Influence de l'angle d'ouverture du concentrateur sur la distribution de flux de chaleur

85

CONCLUSION GENERALE

88

An abstract graphic composed of several overlapping, semi-transparent geometric shapes in shades of blue and grey. The shapes are arranged in a way that creates a sense of depth and movement, with some shapes appearing to be in front of others. The overall composition is centered horizontally and occupies the middle portion of the page.

INTRODUCTION GENERALE

INTRODUCTION GENERALE

L'augmentation brutale du prix du pétrole survenue en 1973, conduit l'homme à s'intéresser à des sources d'énergie renouvelables au premier rang desquelles l'énergie solaire. Les principales caractéristiques de l'énergie solaire ayant suscité l'intérêt qu'on lui a porté à l'époque étaient sa gratuité, sa disponibilité sur une grande partie du globe terrestre et l'absence de risque d'épuisement connu par les sources d'énergie fossile (charbon, gaz, pétrole).

D'autre part, le réchauffement climatique causé par l'émission des gaz à effet de serre et les effets polluants associés (principalement causés par la combustion des énergies fossiles), en plus la croissance de la consommation d'énergie sous toutes ses formes, conduit beaucoup de pays à s'intéresser aux énergies renouvelables.

Le secteur de la génération électrique est le premier consommateur d'énergie primaire et les deux tiers de ses sources sont des carburants fossiles. Il est techniquement et économiquement capable de faire des efforts importants pour réduire les atteintes de l'activité humaine sur le climat et l'environnement. Une des possibilités est d'accroître le taux de production d'électricité à partir de ressources de type non-fossiles et renouvelables.

Les technologies renouvelables possèdent des atouts majeurs pour développer leur participation à la production d'électricité et pour intervenir sur le marché de l'énergie électrique.

Aujourd'hui, les sources de génération renouvelables, notamment le solaire et l'éolien, sont les énergies dont le taux de croissance est le plus élevé. Leur développement au niveau résidentiel et industriel est considérable, particulièrement en Europe et aux Etats-Unis.

Le potentiel national en énergies renouvelables étant fortement dominé par le solaire, l'Algérie considère cette énergie comme une opportunité et un levier de développement.

Deux projets pilotes de centrales thermiques à concentration avec stockage d'une puissance totale d'environ 150 MW chacune seront lancés sur la période 2011-2013. Ces projets

s'ajouteront à la centrale hybride de Hassi R'Mel d'une puissance de 150 MW, dont 25 MW en solaire.

Sur la période 2016-2020, quatre centrales solaires thermiques d'une puissance totale d'environ 1 200 MW devraient être mises en service. Le programme de la phase 2021-2030 prévoit l'installation de 500 MW par an jusqu'en 2023, puis 600 MW par an jusqu'en 2030. Le solaire devrait atteindre d'ici 2030 plus de 37% de la production nationale d'électricité.

Pour travailler à température élevée, il faut accroître le flux optique incident qui pourrait être réalisé par concentration de rayonnement solaire. Cette opération est réalisée à l'aide de capteurs appelés concentrateurs solaires. Parmi ce type de concentrateurs, il y a les concentrateurs solaires cylindro-paraboliques.

Les centrales solaires à collecteurs cylindro-paraboliques représentent 94 % des centrales actuellement en activité. C'est également la technologie privilégiée pour la plupart des centrales en construction et en projet.

Ce travail vise à étudier les performances thermiques du concentrateur cylindro-parabolique de la centrale SEGS VI -Solar Electric Generating System-.

Le premier chapitre est consacré à présenter des généralités sur l'énergie solaire.

Dans le deuxième chapitre, on s'intéresse à présenter les concentrateurs solaires et les centrales thermodynamiques.

Le chapitre 3 présente le modèle mathématique général et le modèle simplifié du problème physique.

Au chapitre 4 les résultats et les discussions sont présentés.

The background features a complex, abstract geometric design. It consists of several overlapping, semi-transparent shapes in shades of blue and grey. The shapes are angular and layered, creating a sense of depth and movement. The overall composition is centered horizontally and occupies the middle portion of the page.

CHAPITRE 1

GENERALITES

1.1. INTRODUCTION

L'énergie solaire est à l'origine du cycle de l'eau et du cycle des saisons. A l'exception de l'énergie nucléaire, de la géothermie et de l'énergie marémotrice (mouvement de l'eau créé par les marées), cette énergie est à l'origine de toutes les énergies sur terre et de richesses énergétiques telles que le charbon, le pétrole et le gaz. L'énergie solaire est utilisée depuis de nombreux siècles, de façon plus ou moins indirecte pour plusieurs utilisations.

L'homme utilise l'énergie solaire depuis l'antiquité. Archimède aurait fait brûler les navires romains assiégeant Syracuse en focalisant les rayons du Soleil sur leurs voiles à l'aide de 70 miroirs.

Au XVIIIème siècle, le chimiste français Antoine Laurent de Lavoisier crée un four solaire permettant d'atteindre une température de 1755°C. En 1872, un distillateur solaire de 5000 m² est construit au Chili pour produire 20 000 litres d'eau douce par jour et en 1878, le professeur de mathématiques Augustin Mouchot crée une machine solaire à vapeur qui sert à actionner l'imprimerie de l'Exposition Universelle ([1] et [2]).

A cette époque, l'énergie solaire n'est pas développée car elle n'est pas assez rentable par rapport aux énergies fossiles. Il faut attendre 1954 et la conquête spatiale pour voir les laboratoires de Bell Telephone (États-Unis) apparaître les premières cellules photovoltaïques de rendement acceptable (environ 6%), ce rendement sera par la suite (au début des années 1960) augmenté à 15%. D'abord construites pour alimenter les satellites, elles ne seront utilisées dans le civil que plus tard, lors de la crise du pétrole.

En 1973, suite au choc pétrolier, l'énergie solaire subit un essor considérable, c'est à partir de cette période que se développe le recours aux capteurs solaires à concentration.

En 1976 (en pleine crise pétrolière), la première centrale solaire française voit le jour; c'est la centrale Thémis, construite sur le site de Targassonne à Odeillo (Pyrénées-Orientales). Fut inaugurée en 1983. Thémis comportait un champ de 200 héliostats (miroirs plans orientables) installés sur 5 ha orientant leurs rayons vers le sommet d'une tour.

Donc, au début des années 80, dans l'inquiétude générale des pays industrialisés de manquer de pétrole à bon marché, plusieurs projets de centrales électro-solaires voient le jour, lancés

par des états ou par des organismes internationaux [3]:

- CRS à Almeria en Espagne, centrale à sodium liquide construite par l'AIE (1981, 3700m² de miroirs),
- SUNSHINE à Nio Town, centrale à eau-vapeur, (Japon, 1981, 12900m² de miroirs),
- EURELIOS à Adrano en Sicile, centrale à eau-vapeur, (CEE, 1981, 6200m² de miroirs),
- SOLAR ONE à Barstow, centrale à eau-vapeur, (Californie, USA, 1982, 71500m² de miroirs),
- THEMIS à Targassonne, centrale à sel fondu, (France, 1982, 11800m² de miroirs),
- CESA 1 à Almería, centrale à eau-vapeur, (Espagne, 1983, 11900m² de miroirs),
- SPP-5 à Shchelkino, centrale à eau-vapeur, (Crimée, Ukraine, URSS à l'époque, 1985, 40000m² de miroirs).

A la même époque (1979) est constituée une société privée, Luz, qui se propose de construire et d'exploiter en Californie (société numéro un du solaire, qui était l'exploitant de neuf centrales thermiques solaires SEGS -Solar Electric Generating System-, d'une puissance totale de 354 MW, en Californie).

Divers organismes de recherche des pays industrialisés lancent des actions variées dans le domaine de l'utilisation des miroirs paraboliques (de 50 à 400m²) utilisés individuellement (ou quasi individuellement) pour la génération d'électricité par des unités de faible puissance.

Vingt ans plus tard, après que « Solar One » ait été transformée en centrale à sel fondu à l'image de Thémis et ait fonctionné sous le nouveau nom de Solar Two pendant trois ans (1996-1999), il n'existe plus de centrale à tour en fonctionnement, tandis que les centrales «Luz» continuent à produire de l'électricité partiellement solaire bien qu'elles aient changé de main après la faillite de la société (à cause que le coût de la technologie était trop élevé pour être concurrentiel sur le marché). Les expériences d'utilisation des paraboles élémentaires continuent (USA, Espagne, Allemagne, Australie).

1.2. LA PRODUCTION D'ÉLECTRICITÉ

1.2.1. La production d'électricité à partir des différents sources

La production d'électricité renouvelable a atteint 19,6% de la production d'électricité mondiale. Cette part reste supérieure à la production d'électricité d'origine nucléaire (13% en 2010), mais largement inférieure à l'électricité produite à partir des combustibles fossiles (67,2%). Les 0,2% restants sont apportés par la combustion des déchets qualifiés de non renouvelables [4]. La figure 1.1 montre la répartition de la production d'électricité par source d'énergie.

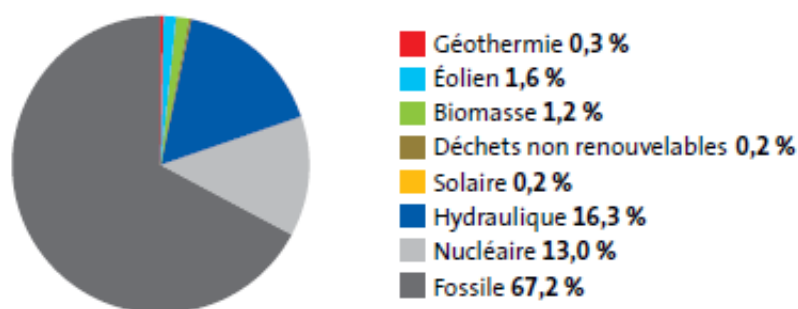


Figure 1.1. Structure de la production d'électricité – 2010 [4].

1.2.2. La production d'électricité d'origine renouvelable

L'électricité renouvelable provient de six sources distinctes. L'hydroélectricité est la principale avec une contribution de 82,9% (figure 1.2). L'énergie éolienne, qui depuis 2009 est la seconde source d'énergie renouvelable, représente 8,3% du total renouvelable. Elle devance la filière biomasse, qui rassemble la biomasse solide, la biomasse liquide, le biogaz et les déchets ménagers renouvelable (6,3%). Suivent la géothermie (1,6%), le solaire (0,8%), qui rassemble les centrales photovoltaïque et les centrales solaire thermiques, et les énergies marines (0,01%) [4].

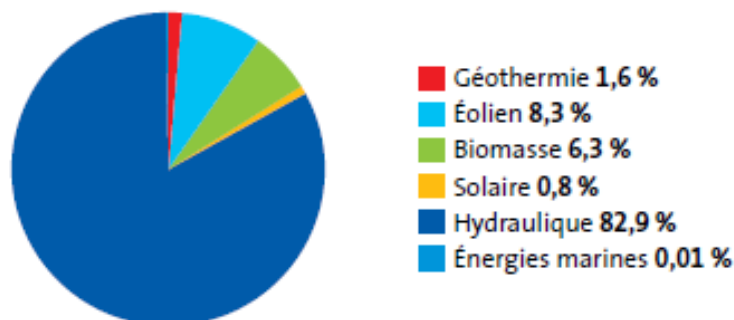


Figure 1.2. Structure de la production d'électricité d'origine renouvelable – 2010 [4].

1.2.3. Taux de croissance annuel moyen

La production brute d'électricité renouvelable a augmenté entre 2000 et 2010, avec une croissance annuelle moyenne de 3,6%. Son rythme de croissance est resté très proche de celui des combustibles fossiles (+3,7% par an en moyenne, comme illustre la figure 1.3).

Il est portant en moyenne plus rapide que celui de l'électricité conventionnelle (+3,1% par an en moyenne) du fait d'un moindre dynamisme de la production d'électricité nucléaire (+0,6% par an en moyenne) [4].

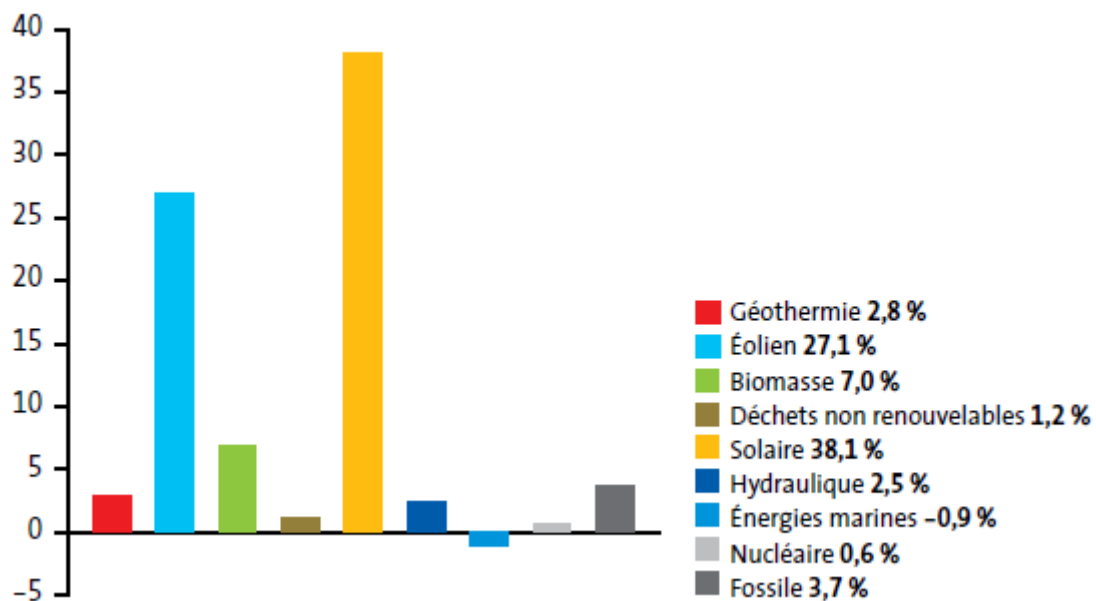


Figure 1.3. Taux de croissance annuel moyen 2000-2010 [4].

1.2.4. La production d'électricité en Algérie

En Algérie, La production d'électricité renouvelable est en devenir. La quasi-totalité de la production électrique algérienne repose sur les combustibles fossiles (99,6%). Les sources renouvelables assurent le complément et se répartissent entre l'hydroélectricité (0,4% du total) et le solaire (0,01% du total), comme illustre la figure 1.4 [4].

L'énergie hydraulique présente (97,7%) de la production d'électricité d'origine renouvelable en Algérie, avec seulement (2,3%) de l'énergie solaire (figure 1.5) [4].

A l'heure actuelle, deux projets ont été validés et devraient entrer en service courant 2012 : une centrale hybride gaz-solaire à Hassi R'mel, d'une capacité de 150 MW, et parc éolien de 10 MW à adrar.

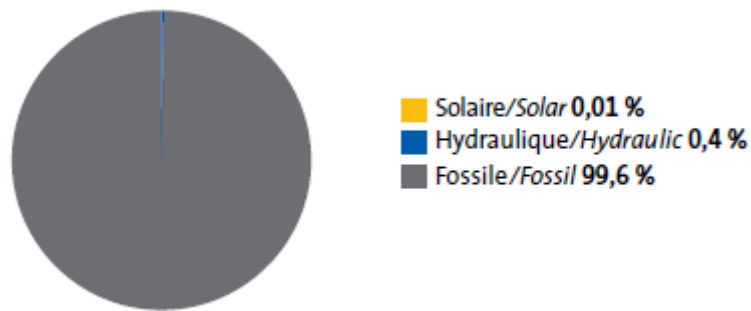


Figure 1.4. Structure de la production d'électricité – 2010 [4].

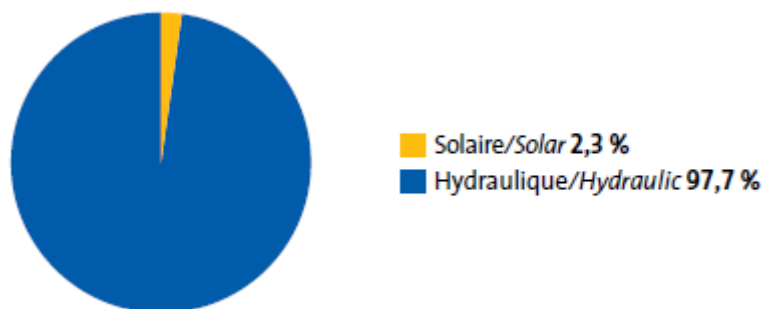


Figure 1.5. Structure de la production d'électricité d'origine renouvelable – 2010 [4].

1.3. LES CENTRALES SOLAIRES THERMODYNAMIQUES

1.3.1. Les centrales solaires thermodynamiques en Algérie et dans le monde

L'énergie solaire est inépuisable et ne produit ni déchet ni gaz à effet de serre. Particulièrement bien adaptée aux pays dont l'ensoleillement direct est intense, la technologie du solaire thermodynamique est amenée à se développer considérablement durant les prochaines années.

Les régions favorables recèlent un potentiel très important de production d'électricité et les centrales solaires thermodynamiques y représentent une option technologique majeure pour un approvisionnement énergétique écologique.

Les endroits les plus prometteurs pour l'implantation de ces technologies sont ceux du sud-ouest des États Unis, l'Amérique du Sud, une grande partie de l'Afrique, les pays méditerranéens et du Moyen Orient, les plaines désertiques d'Inde et du Pakistan, la Chine, l'Australie, etc (figure 1.6) [5].

L'Algérie, par sa situation géographique, bénéficie des conditions favorables à l'utilisation des énergies renouvelables, en particulier l'énergie solaire (potentiel solaire, l'un des plus importants au monde). Elle ambitionne de produire 40% de son électricité à l'horizon 2030 à partir des énergies renouvelables. La concentration solaire représente à elle

seule deux tiers de la puissance à installer. En 2030, pour les centrales solaires à concentration, la capacité cumulée à installer prévue est de 7200 MW, soit environ 32% par rapport à la production nationale d'électricité [22].

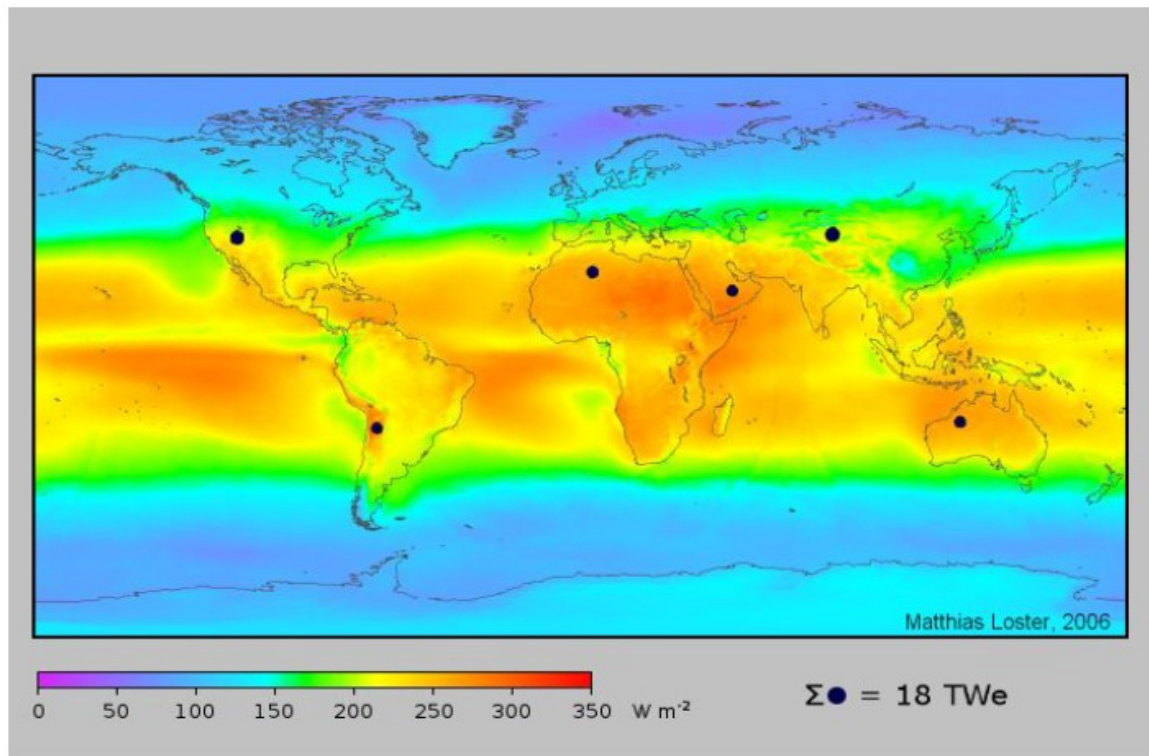


Figure 1.6. Cartographie du potentiel de l'énergie solaire dans le monde [23].

1.3.2. Répartition des capacités selon les technologies

Les centrales solaires à collecteurs cylindro-paraboliques représentent 94% des centrales actuellement en activité.

C'est également la technologie privilégiée pour la plupart des centrales en construction et en projet. Cette technologie bénéficie en effet du retour d'expérience des centrales SEGS en Californie, en opération depuis bientôt 30 ans.

Il existe également plusieurs exemples de centrales Compact Linear Fresnel (CLFR) dans le monde : aux Etats-Unis avec la centrale thermique de Kimberlina (5 MW), à Liddell en Australie (3 MW) ou encore à Murcia en Espagne (1,4 MW).

La technologie des centrales à tour est présente uniquement en Espagne où les centrales PS10 et PS20 à Séville de puissances respectives de 10 MW et 20 MW sont les seules centrales commerciales de ce type en opération à ce jour. Elles sont conçues avec un champ d'héliostats et de la vapeur saturée comme fluide de transfert.

Une autre centrale à tour de 17 MW, Gemasolar, est en construction. Située dans la province de Séville, elle disposera d'un champ circulaire équipé d'un récepteur à sels fondus et bénéficiera d'une capacité de stockage de 15h [5].

La figure 1.7 montre la répartition des capacités par technologies en 2009.

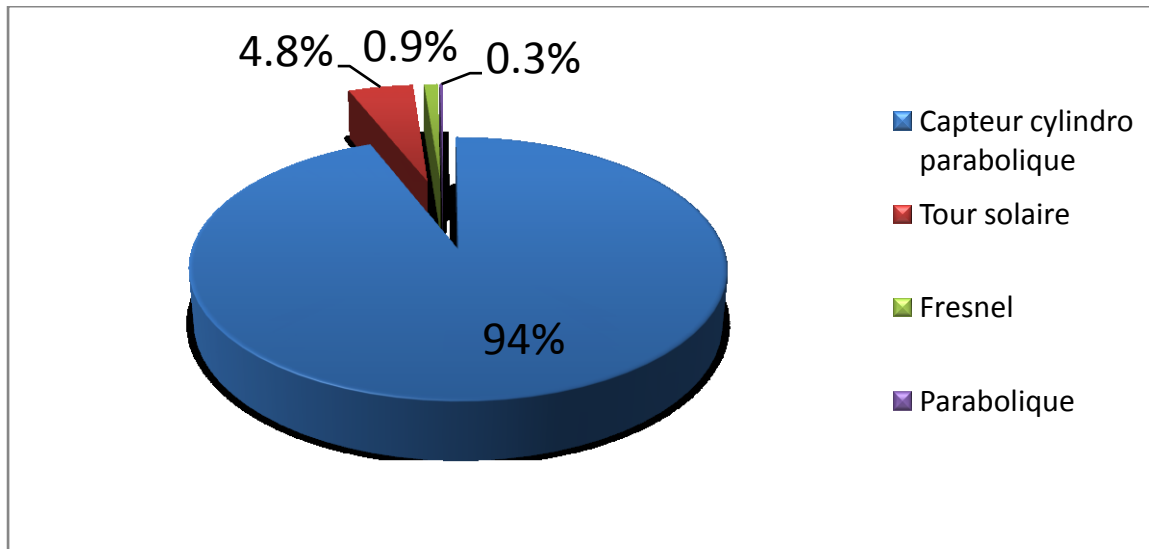


Figure 1.7. Répartition des capacités par technologie en 2009 [5].

1.4. ASPECTS GEOMETRIQUES

1.4.1. Aperçu de la ressource

Le soleil est une sphère gazeuse composée presque totalement d'hydrogène. Son diamètre est de 1 391 000 km (100 fois celui de la Terre), sa masse est de l'ordre de 2.10^{27} tonnes, et représente 99,85% de la masse totale du système solaire et 330000 fois celle de la terre, son âge est estimé par divers recoupement à environ 6 milliards d'années, sa densité moyenne est de 1400 kg/m^3 (5500 kg/m^3 de la terre).

Toute l'énergie du Soleil provient de réactions thermonucléaires qui s'y produisent.

Le rayonnement solaire peut être assimilé au rayonnement d'un corps noir à une température de 5777K.

La valeur moyenne du flux de rayonnement solaire reçu par une surface perpendiculaire aux rayons solaires est estimée à 1367 W/m^2 : c'est le rayonnement solaire hors atmosphère. Cependant ce rayonnement est atténué lorsqu'il arrive sur terre.

En effet, le contenu de l'atmosphère absorbe une partie du rayonnement solaire extraterrestre de sorte qu'il arrive à la surface de la terre réduit à 1000 W/m^2 . Ce rayonnement terrestre de 1000 W/m^2 est le rayonnement solaire global maximum utilisable

par ciel dégagé, dans l'application d'un système solaire PV. Notons que le rayonnement solaire global n'est pas disponible de façon continu en tout point de la planète terre, car en plus de l'influence de l'atmosphère, il varie aussi selon les facteurs météorologiques et géographiques. Ce rayonnement sera donc intense ou élevé à certains endroits et moindre à d'autres [6].

1.4.2. Mouvement du 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 [6].

L'excentricité de cette ellipse est faible ce qui fait que la distance Terre/Soleil ne varie que de $\pm 1,7\%$ par rapport à la distance moyenne qui est de 149 675 106 km.

Comme illustre la figure 1.8, 1UA (Unité Astronomique -*Astronomical Unit*-) = $14,9 \cdot 10^7$ Km, il s'agit d'un angle (Soleil-Terre) donné par [7]:

$$\theta_m = 0,0093\text{rad} (0,53 \text{ degrés ou } 32') \tag{1.1}$$

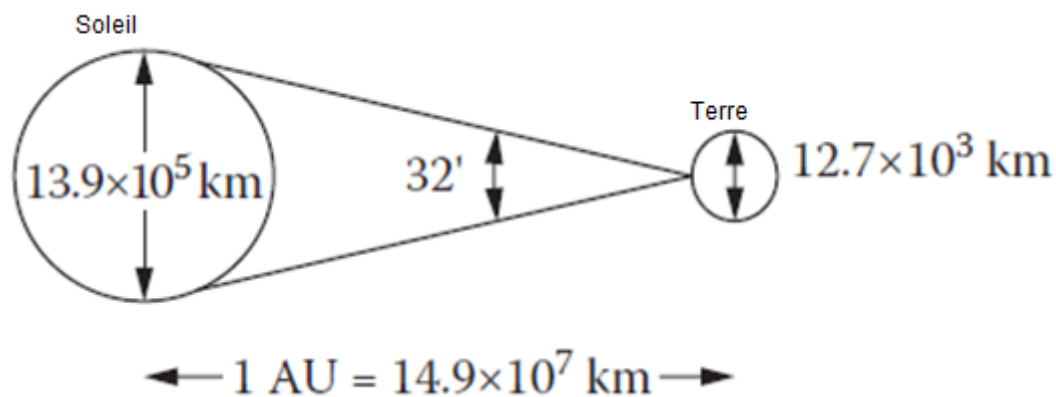


Figure 1.8. La distance Terre-Soleil [7]

La Terre tourne également sur elle-même autour d'un axe appelé l'axe des pôles. Le plan perpendiculaire à l'axe des pôles et passant par le centre de la Terre est appelé l'équateur. L'axe des pôles n'est pas perpendiculaire à l'écliptique: l'équateur et l'écliptique font entre eux un angle appelé *inclinaison* et qui vaut $23^\circ 27'$. Les mouvements de la Terre autour de son axe et autour du Soleil sont schématisés sur la figure 1.9.

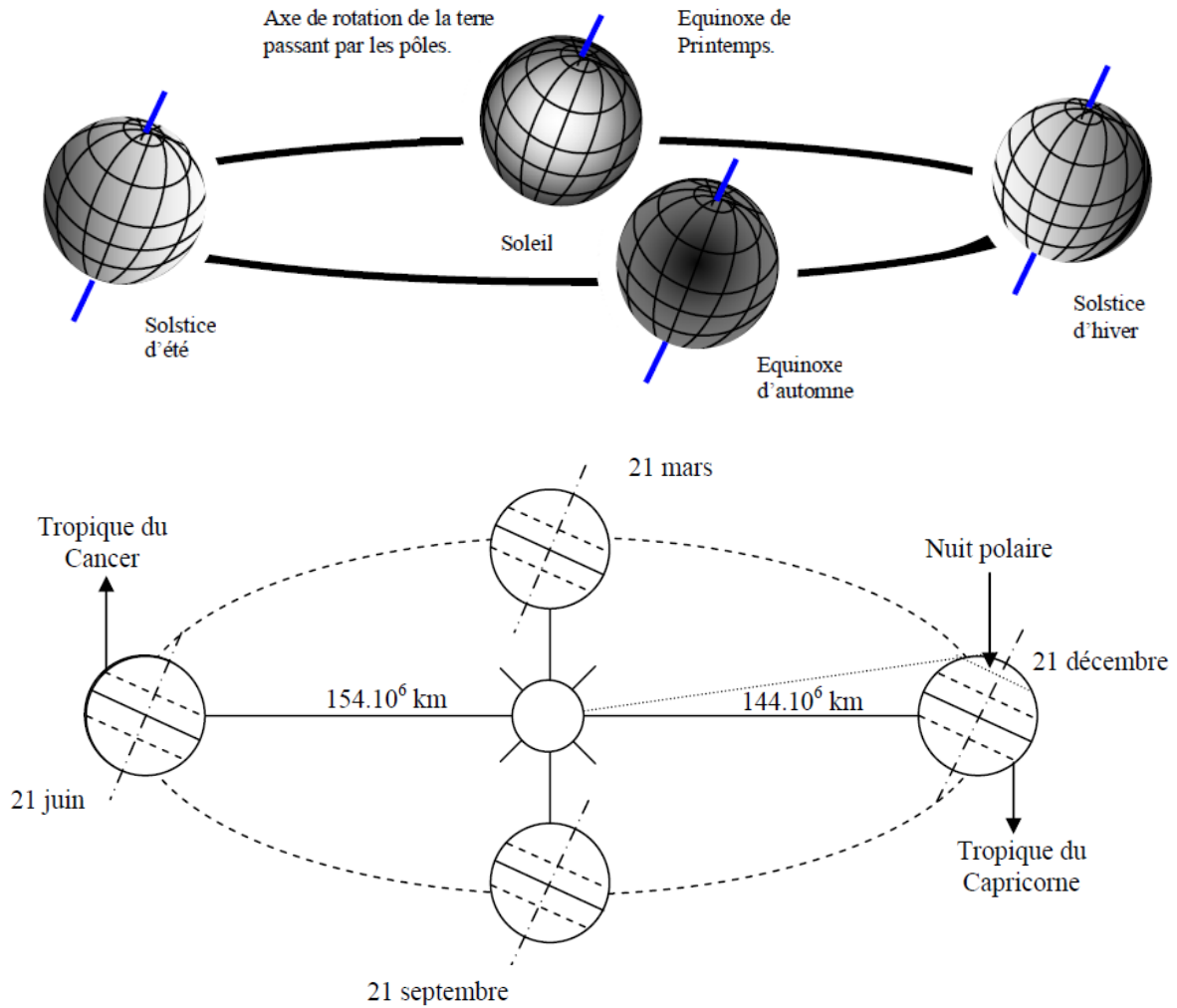


Figure 1.9. Schématisation des mouvements de la Terre autour du Soleil [6].

On appelle **déclinaison** δ l'angle formé par la direction du Soleil avec le plan équatorial. Elle varie au cours de l'année entre $-23,45^\circ$ et $+23,45^\circ$. Elle est nulle aux équinoxes (21 mars et 21 septembre), maximale au solstice d'été (21 juin) et minimale au solstice d'hiver (21 décembre) (figure 1.10).

La valeur de la déclinaison peut être calculée par la relation :

$$\delta = 23,45^\circ \sin[0,980^\circ(j + 284)] \quad (1)$$

où, j est le numéro du jour de l'année.

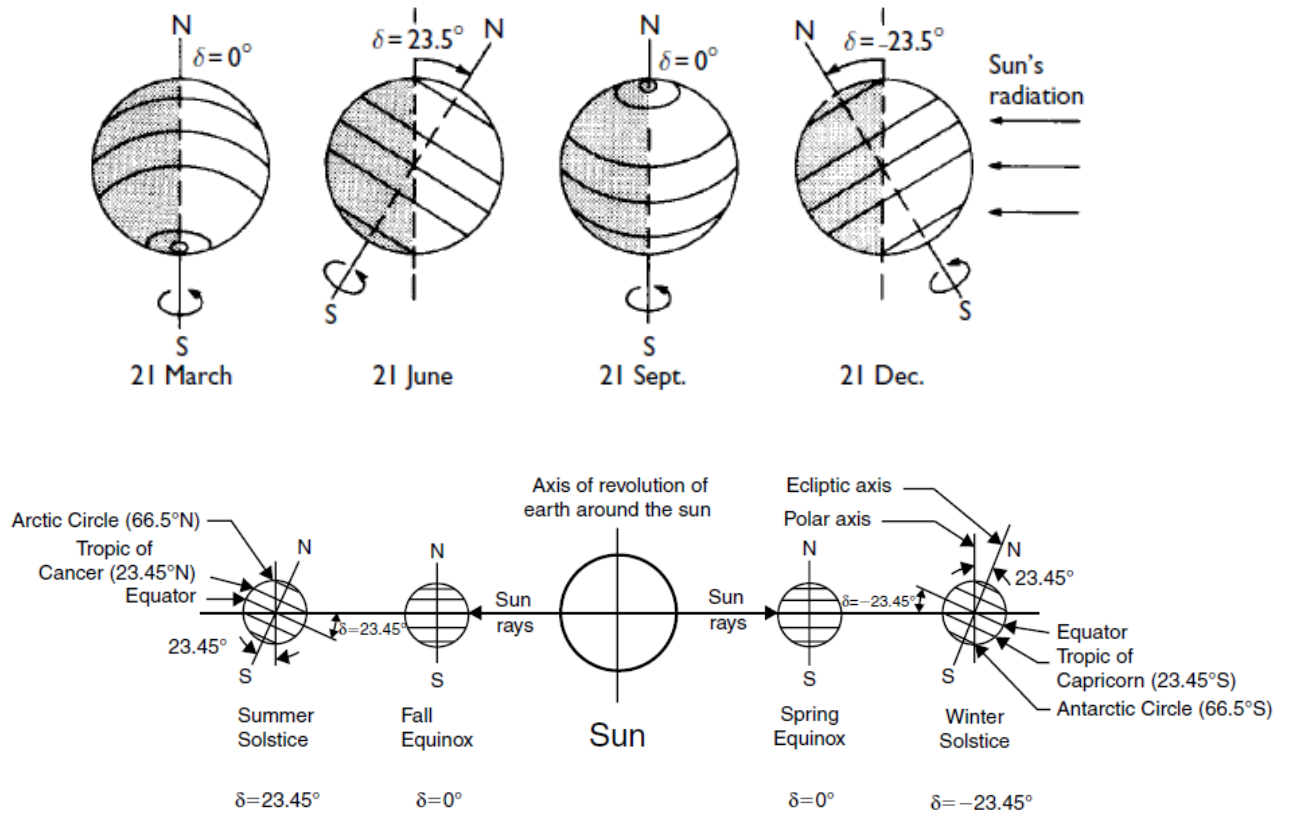


Figure 1.10. Variation de la déclinaison solaire [1].

1.4.3. Mouvement apparent du Soleil

La durée du jour est de 12h aux équinoxes, elle est inférieure à 12h entre le 21 septembre et le 21 mars, supérieure à 12h entre le 21 mars et le 21 septembre.

Le repérage du Soleil s'effectue par l'intermédiaire de deux angles :

- L'**azimut** a : c'est l'angle que fait la direction de la projection du Soleil sur le plan horizontal avec la direction Sud, cet angle étant orienté positivement vers l'Ouest.
- La **hauteur** h du Soleil : c'est l'angle que fait la direction du Soleil avec sa projection sur un plan horizontal.

Ces deux angles sont représentés sur la figure 1.11 [6].

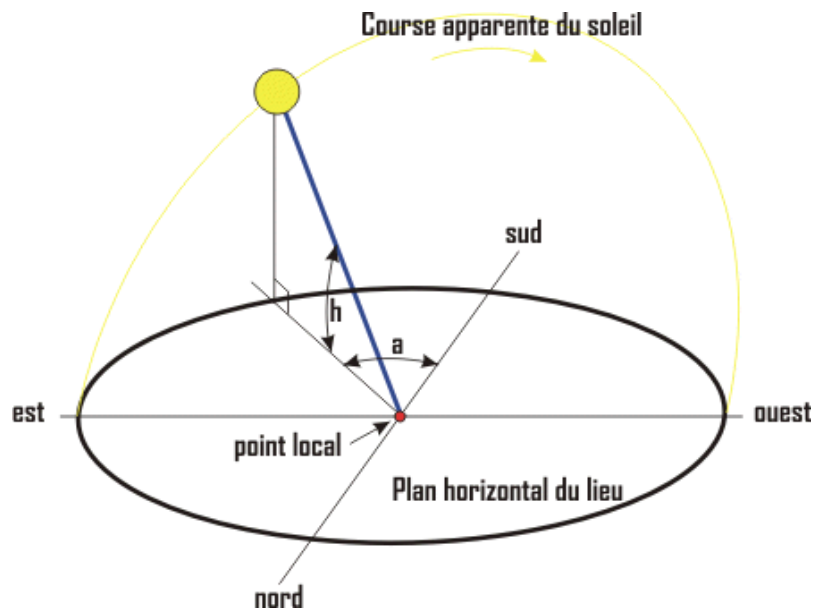


Figure 1.11. Repérage de la position du Soleil [6].

Ces deux angles sont fonction de :

- La latitude L du lieu
- La date j (numéro du jour de l'année)
- L'heure solaire TS dans la journée.

La latitude L et la date j servent à déterminer la trajectoire du Soleil dans le ciel et l'heure TS donne la position instantanée sur cette trajectoire.

On définit le jour comme le temps mis par la Terre pour effectuer un tour sur elle-même. Un jour a été divisé en 24h et on a défini l'**heure solaire TS** en fixant $TS = 12h$ lorsque la hauteur du Soleil est maximale (le Soleil est à son « zénith ») [6].

On définit également l'**angle horaire ω** par :

$$\omega = 15^\circ(TS - 12) \tag{2}$$

ω est compté positivement l'après-midi.

La hauteur h du Soleil peut alors se déduire de la relation :

$$\sin(h) = \sin(L) \sin(\delta) + \cos(L) \cos(\delta) \cos(\omega) \tag{3}$$

Et l'azimut a par la relation :

$$\sin(a) = \frac{\cos(\delta) \sin(\omega)}{\cos(h)} \tag{4}$$

1.4.4. Heures et temps
1.4.4.1. Durée du jour

Le module ω_l de l'angle horaire au lever du Soleil s'obtient en écrivant $\sin(h) = 0$ dans la formule (3), ce qui conduit à :

$$\cos(\omega_l) = -\tan(L) \tan(\delta) \quad (5)$$

L'heure solaire au lever du soleil a donc pour valeur :

$$(TS)_l = 12 - \frac{\omega_l}{15} \quad (6)$$

L'angle horaire ω_c au coucher du soleil est l'opposé de l'angle horaire à son lever, nous avons donc $\omega_c = -\omega_l$ et la durée du jour vaut :

$$d = 2 \frac{\omega_l}{15} \quad (7)$$

1.4.4.2. Relation entre temps légal et temps solaire

Les relations se rapportant au mouvement du Soleil utilisent le temps solaire TS qui diffère généralement du temps légal TL (heure des montres) du lieu considéré. Cette différence est liée à :

- La différence (fixée par chaque pays) entre l'heure légale TL et l'heure civile TCF du fuseau horaire dans lequel il se trouve :

$$C = TL - TCF \quad (8)$$

L'heure civile TCF du fuseau horaire est égale au temps universel TU (temps solaire du méridien de Greenwich) augmenté de la valeur du décalage horaire que l'on trouvera sur la figure 1.12 [6].

- La variation de la vitesse de la Terre sur sa trajectoire autour du Soleil qui introduit un terme correctif appelé équation du temps et noté ET :

$$ET = -[0,0002 - 0,4797 \cos(\omega'j) + 3,2265 \cos(2\omega'j) + 0,0903 \cos(3\omega'j) + 7,3509 \sin(\omega'j) + 9,3912 \sin(2\omega'j) + 0,3361 \sin(3\omega'j)] \quad (9)$$

Où : j est le numéro du jour de l'année

$$\omega' = 0,984$$

ET Equation du temps (terme correctif) en mn ;

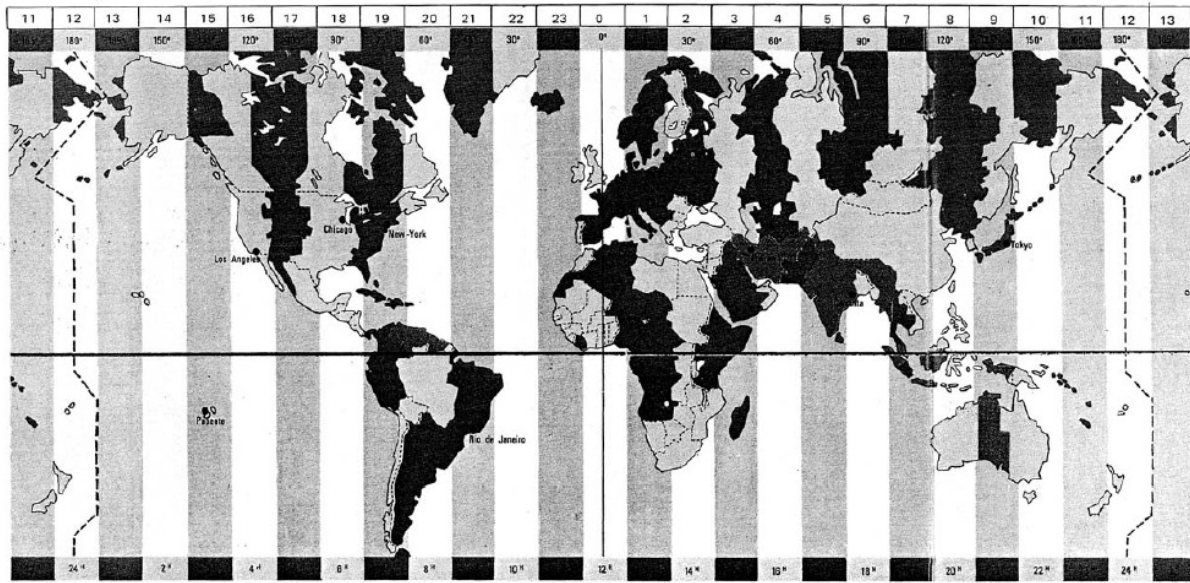


Figure 1.12. Décalage horaire par rapport au méridien de Greenwich [6].

- La différence de longitude ($l - l_{ref}$) entre le lieu considéré et le lieu servant de référence au temps légal (en général le centre du fuseau).

Le temps solaire TS se calcule finalement par la formule :

$$TS = TL - C + ET + \frac{(l_{ref} - l)}{15} \quad (10)$$

La correction maximale due à l'équation du temps est de l'ordre de 16 mn, on peut ne pas en tenir compte en première approximation. On trouvera les variations annuelles de la déclinaison et de l'équation du temps sur la figure 1.13 [6].

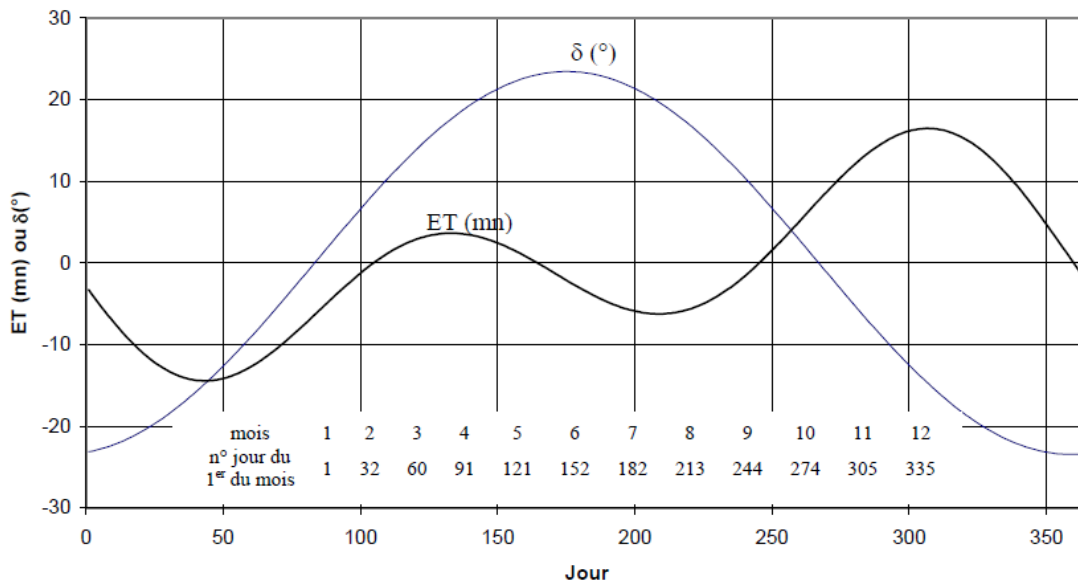


Figure 1.13. Equation du temps ET et déclinaison δ [6].

1.4.5. Durée et taux d'ensoleillement

1.4.5.1. Durée d'ensoleillement

Selon les conditions atmosphériques, le ciel peut être plus ou moins couvert de nuages au cours d'une journée.

Ceux-ci occultent le Soleil, totalement ou partiellement, empêchant ainsi le rayonnement d'atteindre directement le sol. On dit que la nébulosité est plus ou moins importante selon qu'il y a beaucoup ou peu de nuages.

On appelle **durée effective d'ensoleillement** ou **insolation** le temps pendant lequel, au cours d'une journée, le rayonnement solaire direct a atteint le sol du lieu considéré.

On appelle **rayonnement direct** le rayonnement qui atteint la surface terrestre sans avoir subi de déviation depuis son émission par le Soleil [6].

1.4.5.2. Taux d'ensoleillement

Par ciel clair sans nuages, le sol reçoit le rayonnement solaire direct pendant toute la durée du jour, ou plus précisément pendant la durée maximale d'ensoleillement.

On appelle taux d'ensoleillement ou taux d'insolation le rapport entre la durée effective et la durée maximale d'ensoleillement.

1.5. ASPECTS ENERGETIQUES

1.5.1. L'atmosphère terrestre

L'atmosphère est constituée de plusieurs couches de caractéristiques différentes, ce sont :

- La troposphère, entre le sol et 15 km d'altitude.
- La stratosphère entre 15 et 80 km d'altitude.
- L'ionosphère entre 80 et 200km d'altitude.

Les caractéristiques absorbantes de l'atmosphère sont déterminées par la présence de :

- CO2 (0,03%)
- Vapeur d'eau : en quantité variable caractérisé par l'épaisseur d'eau condensable qui est l'épaisseur d'eau que l'on obtiendrait en condensant toute la vapeur d'eau contenue dans l'atmosphère.
- Ozone O3 située entre 10 et 30 km d'altitude.
- Aérosols : grains de sable, poussières, fumées...

On trouvera sur la figure 1.14 la répartition spectrale du rayonnement solaire au niveau du sol terrestre avec indication des gaz partiellement opaques qui filtrent ce rayonnement selon la longueur d'onde [6].

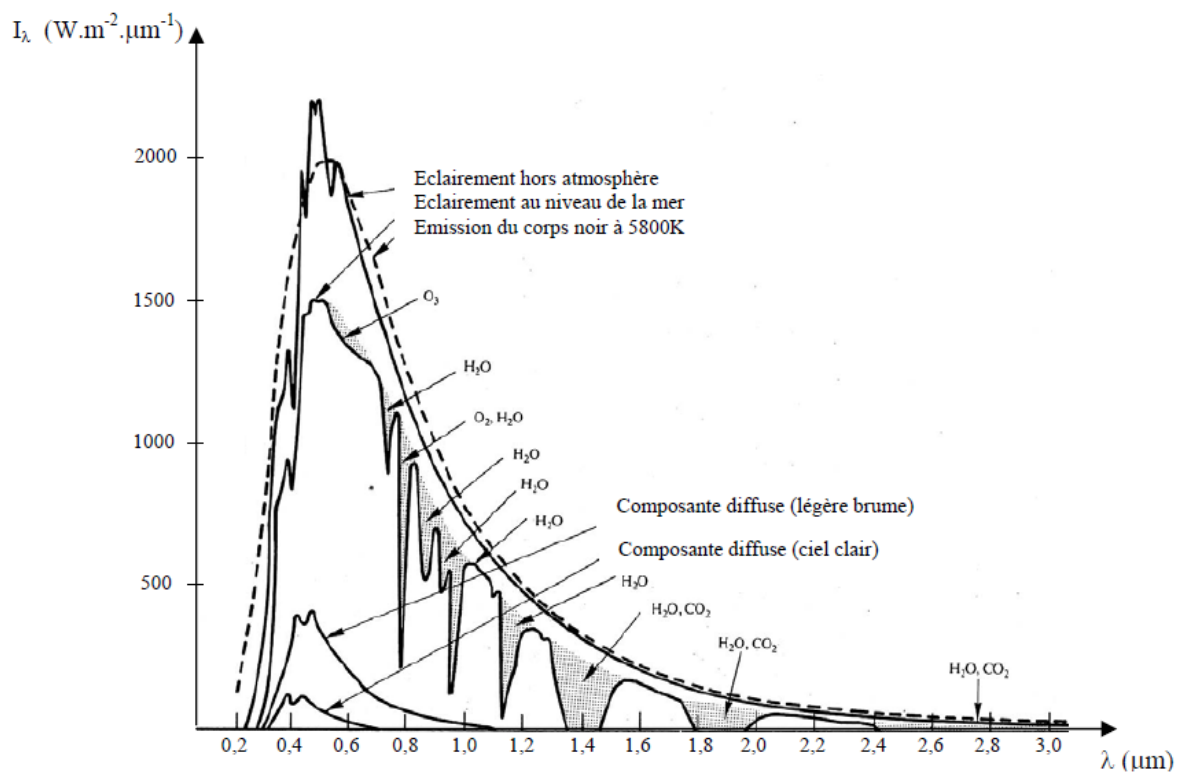


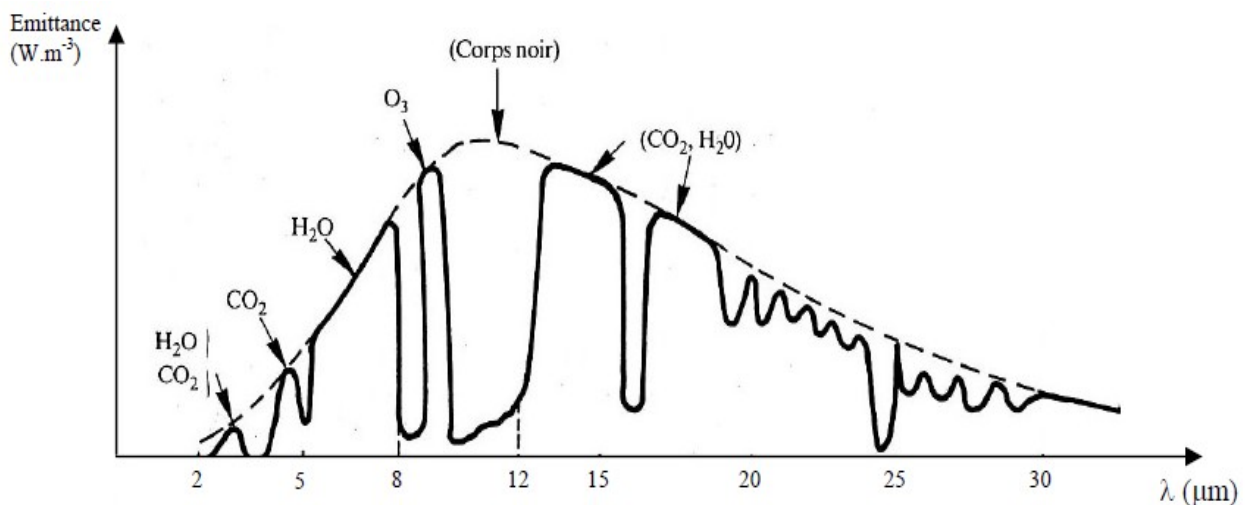
Figure 1.14. Répartition spectrale du rayonnement solaire au niveau du sol terrestre [6].

1.5.2. Rayonnement du ciel et de l'atmosphère

Les gaz non transparents de l'atmosphère (CO_2 , O_3 , H_2O) émettent vers la Terre un rayonnement dans les principales bandes suivantes :

- vers $14,7 \mu\text{m}$ pour le CO_2 .
- Entre 5 et $7 \mu\text{m}$ et entre 14 et $20 \mu\text{m}$ pour la vapeur d'eau.
- Vers $9,6 \mu\text{m}$ pour O_3 .

Ainsi que le montre la figure 1.15, il s'agit d'un rayonnement émis dans les grandes longueurs d'onde ($> 3 \mu\text{m}$) contrairement au rayonnement solaire émis dans des longueurs d'ondes inférieures à $3 \mu\text{m}$.

**1.5.3. Types de rayonnements****1.5.3.1. Rayonnement direct**

Le rayonnement solaire direct se définit comme étant le rayonnement provenant du seul disque solaire. Il est donc nul lorsque le soleil est occulté par les nuages.

1.5.3.2. 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.

1.5.3.3. Rayonnement global

C'est la somme des deux types de rayonnements direct et diffus.

The background features a complex, abstract geometric design. It consists of several overlapping, semi-transparent shapes in shades of blue and grey. The shapes are angular and layered, creating a sense of depth and movement. The overall composition is clean and modern, typical of a professional document cover.

CHAPITRE 2
CONCENTRATEURS
SOLAIRES

2.1. INTRODUCTION

C'est à la fin du 19^{ème} siècle que les premières expériences apparaissent dans le domaine du solaire à concentration (exposition universelle de 1878). Au 20^{ème} siècle, les premiers systèmes paraboliques produisant de la vapeur sont conçus.

A la fin des années 1970, des projets pilotes de centrales solaires à concentration se développent aux États-Unis, en Russie, au Japon et en Europe. Les années 1980 marquent le début de la construction en série de ces centrales dans le désert Californien. Aujourd'hui, la technologie du solaire thermodynamique a considérablement évolué et de nombreux projets y font appel [8].

Le solaire thermodynamique (également appelé solaire à concentration ou CSP -Concentrated Solar Power-) est l'une des valorisations du rayonnement solaire direct. Cette technologie consiste à concentrer le rayonnement solaire pour chauffer un fluide à haute température et produire ainsi de l'électricité ou alimenter en énergie des procédés industriels.

2.2. LES SYSTEMES DE CONCENTRATION

L'énergie solaire étant peu dense, il est nécessaire de la concentrer, via des miroirs réflecteurs, pour obtenir des températures exploitables pour la production d'électricité. Le rayonnement peut être concentré sur un récepteur linéaire ou ponctuel. Le récepteur absorbe l'énergie réfléchi par le miroir et la transfère au fluide thermodynamique. Les systèmes à concentration en ligne ont généralement un facteur de concentration inférieur à celui des concentrateurs ponctuels (figure 2.1).

Les centrales solaires thermodynamiques recouvrent une grande variété de systèmes disponibles tant au niveau de la concentration du rayonnement, du choix du fluide caloporteur ou du mode de stockage [8].

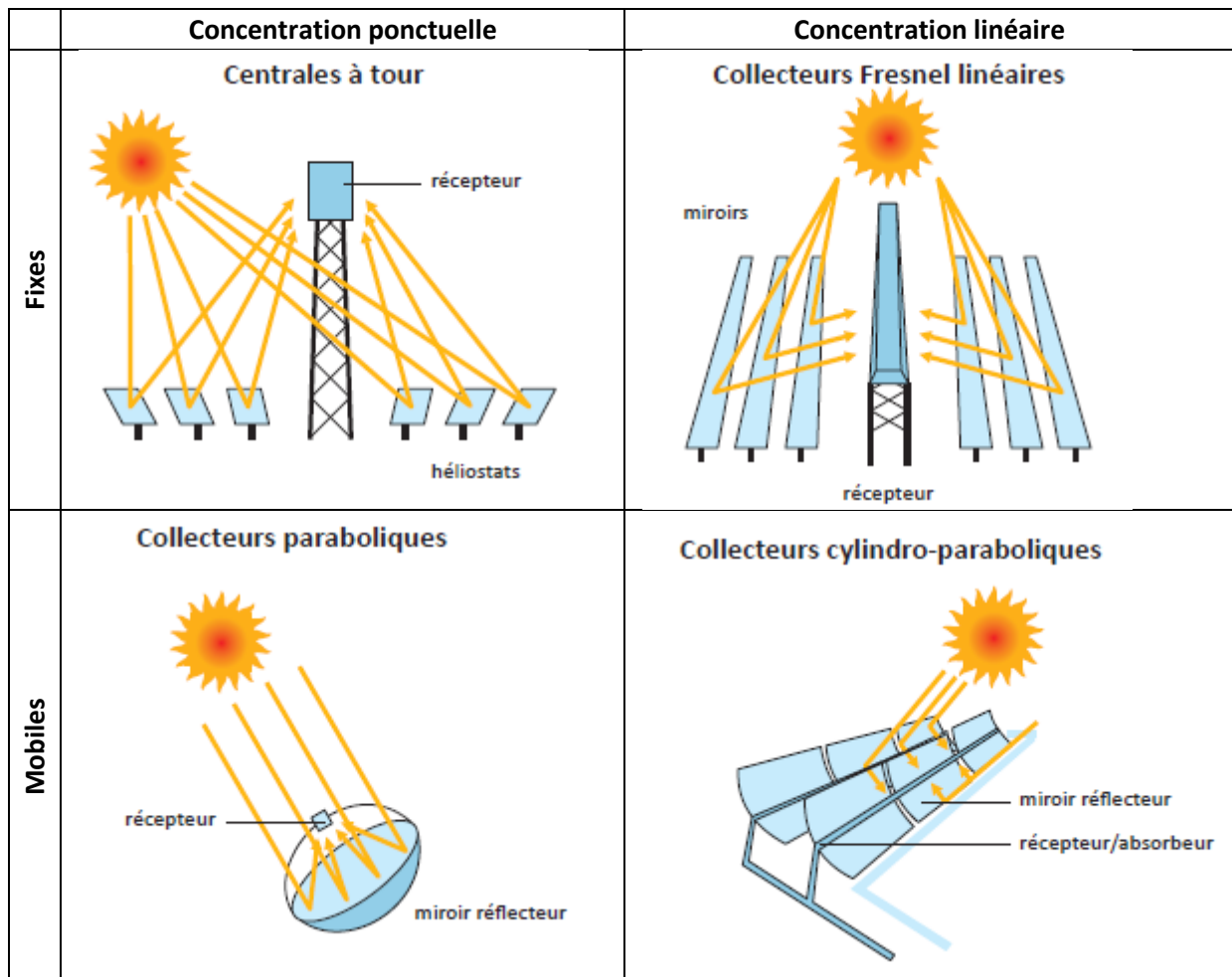


Figure 2.1. Types de concentrateurs solaires [8].

2.2.1. Le facteur de concentration

On caractérise la performance du système par son facteur de concentration. Ce coefficient permet d'évaluer l'intensité de la concentration solaire : plus le facteur de concentration est élevé, plus la température atteinte sera importante.

Facteur de concentration = surface du miroir/surface du récepteur

2.2.2. Quelques composants du système

Miroir : également appelé collecteur, capteur, réflecteur ou concentrateur, le miroir est le système qui permet de collecter et de concentrer le rayonnement solaire.

Fluide caloporteur : également appelé fluide de transfert, il est chargé de transporter la chaleur collectée et concentrée par le miroir.

Fluide thermodynamique : appelé également fluide de travail, il permet d'actionner et d'entraîner les machines (moteurs, turbines, etc.).

2.2.3. Les fluides caloporteurs et thermodynamiques

L'énergie thermique provenant du rayonnement solaire collecté est convertie grâce à un fluide caloporteur puis un fluide thermodynamique. Dans certains cas, le fluide caloporteur est utilisé directement comme fluide thermodynamique. Le choix du fluide caloporteur détermine la température maximale admissible, oriente le choix de la technologie et des matériaux du récepteur et conditionne la possibilité et la commodité du stockage.

Les **huiles** : sont des fluides monophasiques qui présentent un bon coefficient d'échange. Leur gamme de température est limitée à environ 400 °C. C'est le fluide le plus couramment employé dans les centrales à collecteurs cylindro-paraboliques.

Les **sels fondus** : à base de nitrates de sodium et de potassium offrent un bon coefficient d'échange et possèdent une densité élevée. Ils sont donc également de très bons fluides de stockage. Leur température de sortie peut atteindre 650 °C. Leur association avec un concentrateur à tour et un cycle de Rankine constitue une combinaison déjà éprouvée.

Les **gaz** : tels l'hydrogène ou l'hélium peuvent être utilisés comme fluides thermodynamiques et entraîner les moteurs Stirling qui sont associés aux collecteurs paraboliques.

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

Les **fluides organiques** : (butane, propane, etc.) possèdent une température d'évaporation relativement basse et sont utilisés comme fluide thermodynamique dans un cycle de Rankine.

L'**air** : peut être utilisé comme fluide caloporteur ou comme fluide thermodynamique dans les turbines à gaz [8].

2.2.4. Le procédé de Stockage

Un atout majeur de certaines technologies solaires thermodynamiques est leur capacité de stockage qui permet aux centrales de fonctionner en continu. En effet, lorsque l'ensoleillement

est supérieur aux capacités de la turbine, la chaleur en surplus est dirigée vers un stockage thermique, qui se remplit au cours de la journée.

La chaleur emmagasinée permet de continuer à produire en cas de passage nuageux ainsi qu'à la tombée de la nuit.

Plusieurs procédés de stockage peuvent être utilisés: sel fondu, béton, matériaux à changement de phase, etc [8].

2.3. LES DIFFERENTS TYPES DE CENTRALES SOLAIRES

D'une superficie pouvant atteindre plusieurs centaines de milliers de mètres carrés, les centrales solaires thermodynamiques recouvrent l'ensemble des techniques qui visent à transformer l'énergie rayonnée par le soleil en chaleur à température élevée, puis à convertir cette chaleur en énergie électrique. Selon le mode de concentration du rayonnement solaire, une grande variété de configurations différentes est possible pour les centrales solaires thermodynamiques [8].

2.3.1. Les centrales à collecteurs cylindro-paraboliques

Ce type de centrale se compose de rangées parallèles de longs miroirs cylindro-paraboliques qui tournent autour d'un axe horizontal pour suivre la course du soleil (fig 2.2).



Figure 2.2. Concentrateur cylindro-parabolique [9].

Les rayons solaires sont concentrés sur un tube récepteur horizontal, dans lequel circule un fluide caloporteur dont la température atteint en général 400°C. Ce fluide est ensuite pompé à travers des échangeurs afin de produire de la vapeur surchauffée qui actionne une turbine ou un générateur électrique (fig 2.3) ([8] et [2]).

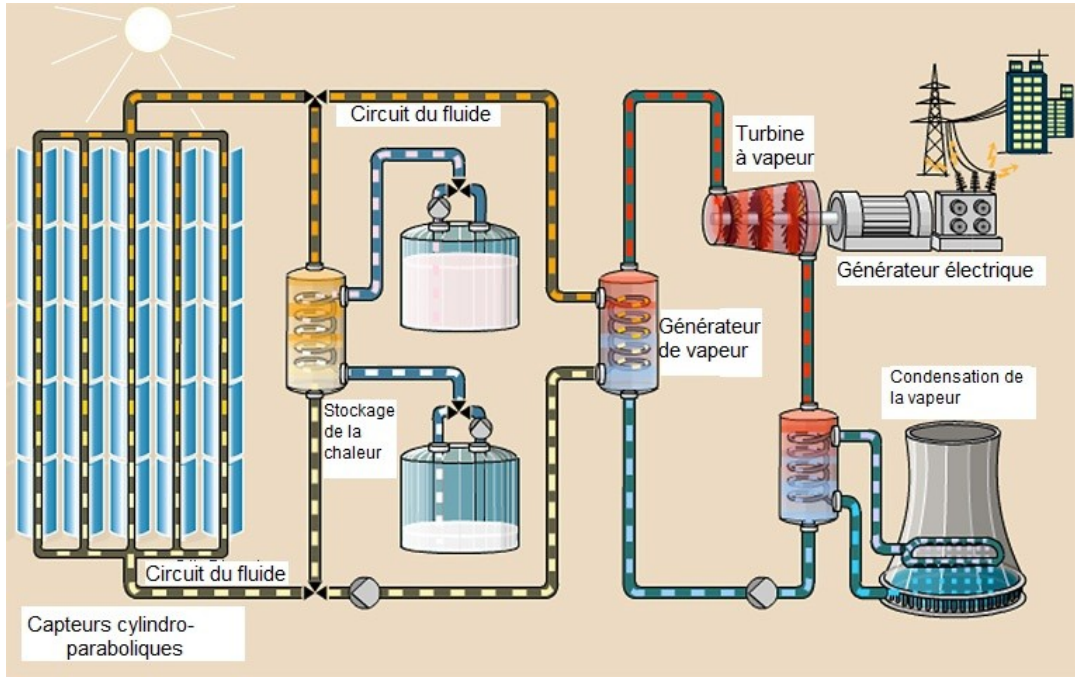


Figure 2.3. Cycle d'une centrale à collecteurs cylindro-paraboliques [9].

2.3.2. Les centrales solaires à miroir de Fresnel

Un facteur de coût important dans la technologie des collecteurs cylindro-paraboliques repose sur la mise en forme du verre pour obtenir sa forme parabolique.

Une alternative possible consiste à approximer la forme parabolique du collecteur par une succession de miroirs plans.

C'est le principe du concentrateur de Fresnel. Chacun des miroirs peut pivoter en suivant la course du soleil pour rediriger et concentrer en permanence les rayons solaires vers un tube ou un ensemble de tubes récepteurs linéaires fixes, comme illustre la figure 2.4.

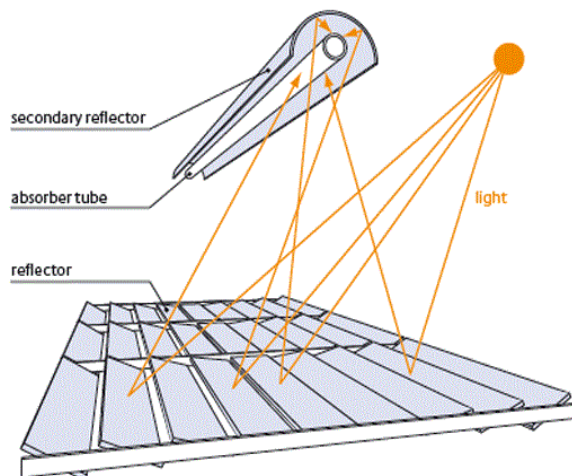
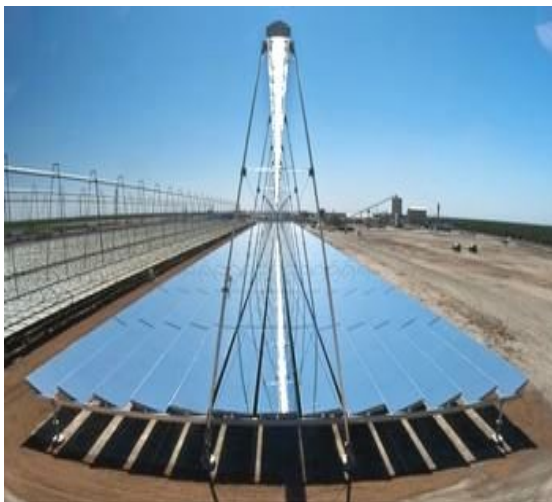


Figure 2.4. Centrale solaire à miroir de Fresnel [8].

En circulant dans le récepteur horizontal, un fluide caloporteur qui peut être vaporisé puis surchauffé jusqu'à 500°C. La vapeur alors produite actionne une turbine qui produit de l'électricité (figure 2.5). Le cycle thermodynamique est généralement direct, ce qui permet d'éviter les échangeurs de chaleur ([8] et [2]).

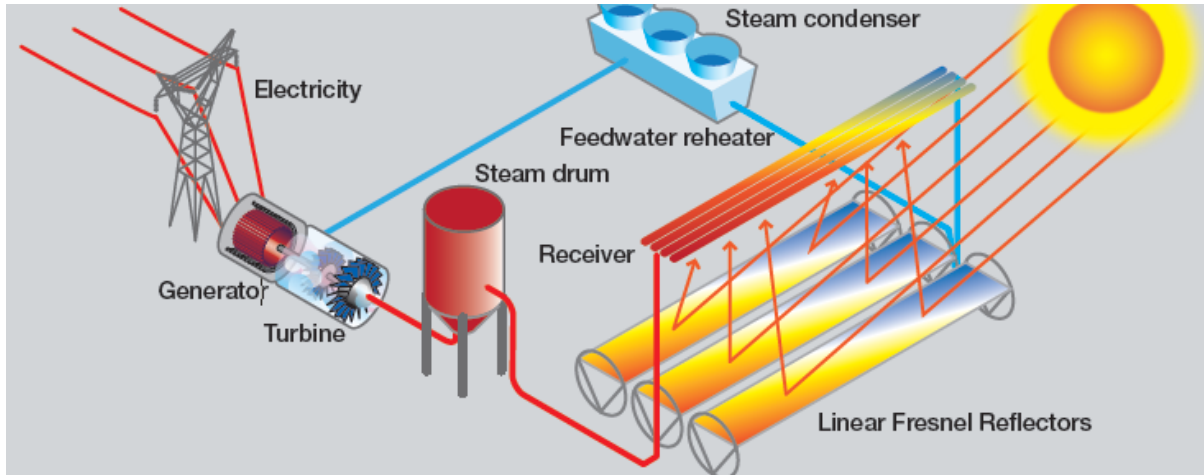


Figure 2.5. Cycle de la centrale solaire à miroir de Fresnel [9].

2.3.3. Les centrales à tour

Les centrales solaires à tour sont constituées de nombreux miroirs concentrant les rayons solaires vers une chaudière située au sommet d'une tour.

Les miroirs uniformément répartis sont appelés héliostats. Chaque héliostat est orientable, et suit le soleil individuellement et le réfléchit précisément en direction du récepteur au sommet de la tour solaire (figure 2.6).



Figure 2.6. Centrale à Tour (Solar Two, California(Daggett)) [9].

Le facteur de concentration peut dépasser 1000, ce qui permet d'atteindre des températures importantes, de 600 °C à 1000 °C. L'énergie concentrée sur le récepteur est ensuite soit directement transférée au fluide thermodynamique (génération directe de vapeur entraînant

une turbine ou chauffage d'air alimentant une turbine à gaz), soit utilisée pour chauffer un fluide caloporteur intermédiaire. Ce liquide caloporteur est ensuite envoyé dans une chaudière et la vapeur générée actionne des turbines. Dans tous les cas, les turbines entraînent des alternateurs produisant de l'électricité, comme illustre la figure 2.7 ([8] et [2]).

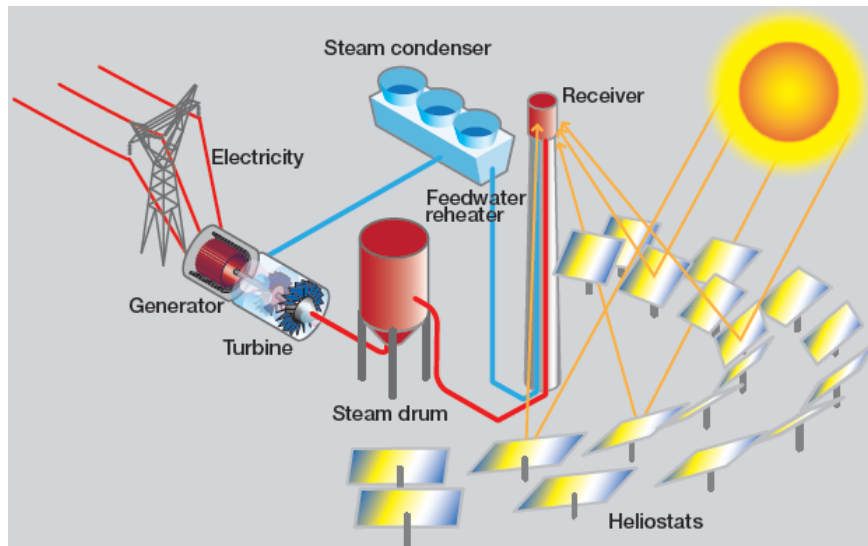


Figure 2.7. Cycle de la centrale à Tour [9].

2.3.4. Les centrales à capteurs paraboliques

Ayant la même forme que les paraboles de réception satellite, les capteurs paraboliques fonctionnent d'une manière autonome. Ils s'orientent automatiquement et suivent le soleil sur deux axes afin de réfléchir et de concentrer les rayons du soleil vers un point de convergence appelé foyer. Ce foyer est le récepteur du système. Il s'agit le plus souvent d'une enceinte fermée contenant du gaz qui est monté en température sous l'effet de la concentration. Cela entraîne un moteur Stirling qui convertit l'énergie solaire thermique en énergie mécanique puis en électricité (figure 2.8).

Le rapport de concentration de ce système est souvent supérieur à 2000 et le récepteur peut atteindre une température de 1000 °C.

Un de leurs principaux avantages est la modularité : ils peuvent en effet être installés dans des endroits isolés, non raccordés au réseau électrique. Pour ce type de système, le stockage n'est pas possible ([8] et [2]).

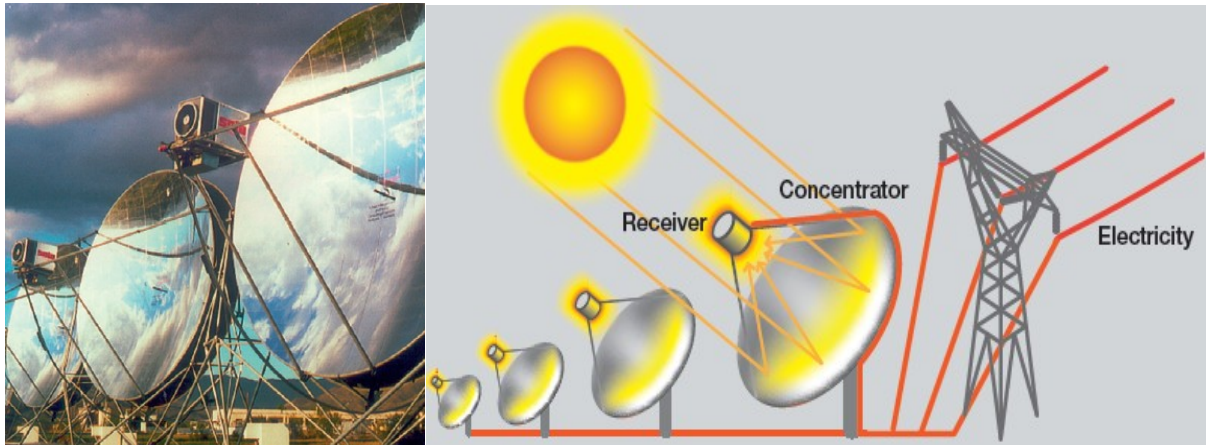


Figure 2.8. Centrale à capteurs paraboliques [8].

Un cas particulier : la tour solaire à effet de cheminée

Dans ce concept, les rayons solaires ne sont pas concentrés. L'air est chauffé par une surface de captage solaire formée d'une couverture transparente et agissant comme une serre. L'air chaud étant plus léger, il s'échappe par une grande cheminée centrale. La différence de température entre la partie basse et la partie haute de la cheminée donne lieu à un déplacement perpétuel de l'air (phénomène de la convection naturelle). Cette circulation d'air permet alors à des turbines situées à l'entrée de la cheminée de produire de l'électricité (figure 2.9). Le principal avantage de ce système est qu'il peut fonctionner sans intermittence en utilisant le rayonnement du soleil le jour et la chaleur emmagasinée dans le sol la nuit [8].

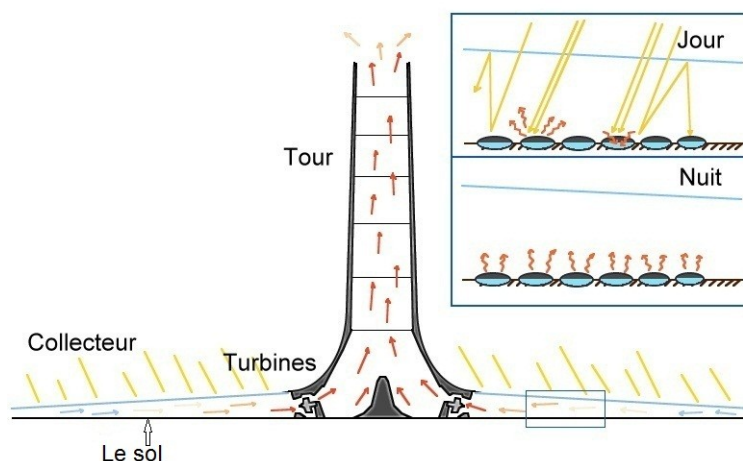


Figure 2.9. La Tour solaire à effet de cheminée [8].

2.4. LE TAUX DE CONCENTRATION

La définition la plus commune du taux de concentration est basée sur la notion de surface. Elle est donnée comme étant le rapport de la surface d'ouverture du collecteur A_a (Aperture area) à celle du récepteur A_r (Receiver-Absorber area) ([2] et [10]), par la relation suivante :

$$C = \frac{A_a}{A_r} \tag{2.1}$$

Pour les capteurs plans $C = 1$, et pour les systèmes à concentrations (concentrateurs solaires), C toujours supérieurs à 1.

Le taux de concentration maximum pour un concentrateur linéaire et un concentrateur circulaire, est défini par [1]:

$$C_{Linear, max} = \frac{1}{\sin^2(\theta_m)} = 215 \quad C_{Circular, max} = \frac{1}{\sin^2(\theta_m)} = 46000$$

Où : θ_m C'est l'angle (Soleil-Terre), défini par la relation (1.1).

La figure 2.10 montre les concentrations géométriques et les températures de chaque type de concentrateurs solaires.

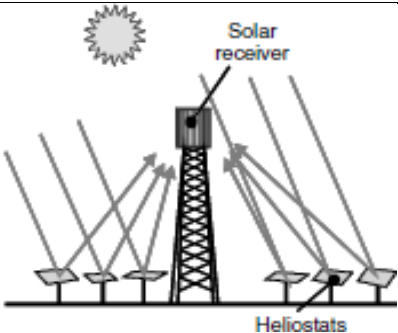
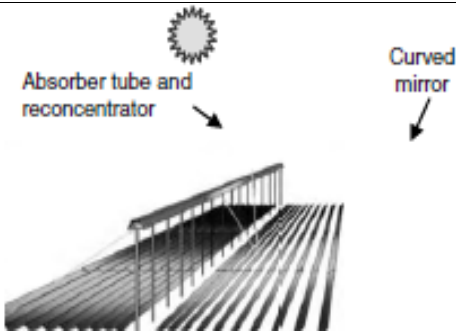
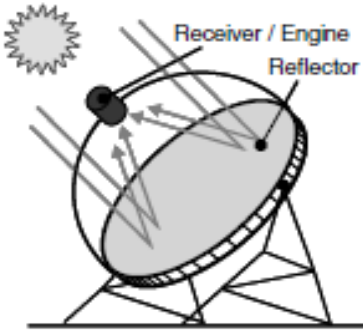
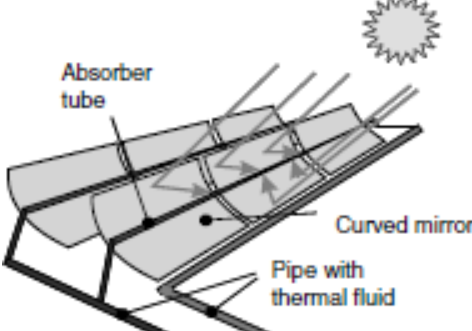
	Concentration ponctuelle	Concentration linéaire
Fixes	 <p>C=300-1500 T=150-2000 (°C)</p>	 <p>C=10-40 T=60-250 (°C)</p>
Mobiles	 <p>C=600-2000 T=100-1500 (°C)</p>	 <p>C=10-85 T=60-400 (°C)</p>

Figure 2.10. Types des concentrateurs solaires avec (concentration/température) [1].

2.5. ETUDE DU CONCENTRATEUR CYLINDRO-PARABOLIQUE

2.5.1. Généralités sur les concentrateurs cylindro-paraboliques

2.5.1.1. Définition

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 (fig 2.11). Un tube en verre transparent entoure le tube récepteur afin de réduire les pertes de chaleur.

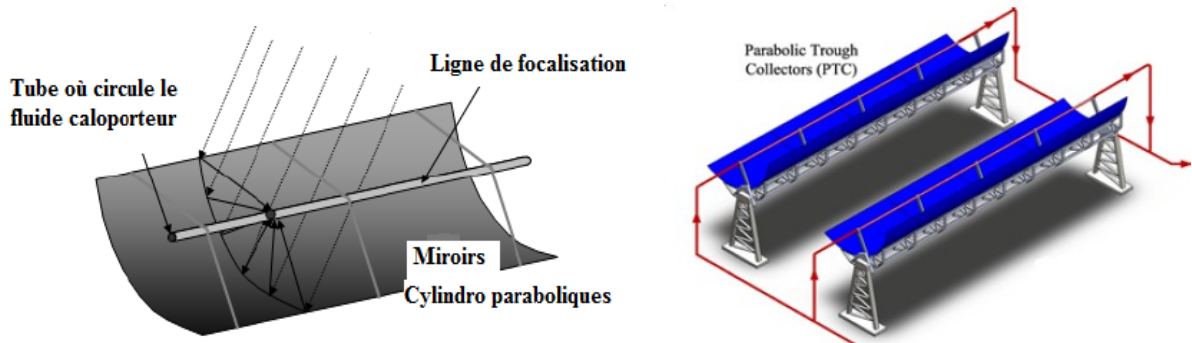


Figure 2.11. Concentrateur cylindro-parabolique [1].

2.5.1.2. La technologie des capteurs cylindro-parabolique

La technologie des capteurs cylindro-paraboliques est actuellement la plus éprouvée des techniques de concentration solaire. De nombreuses installations ont déjà été testées et commercialisées, dont certaines dans les années 80.

L'énergie thermique reçue au collecteur est absorbée par un tuyau métallique à l'intérieur d'un tube en verre sous vide. Le fluide (huile synthétique) qui circule à l'intérieur du tuyau, est chauffé à une température d'environ 400°C. Ce fluide est ensuite pompé à travers des échangeurs conventionnels afin de produire de vapeur surchauffée qui fait fonctionner une turbine afin de produire l'électricité avec générateur électrique (figure 2.12) [3].

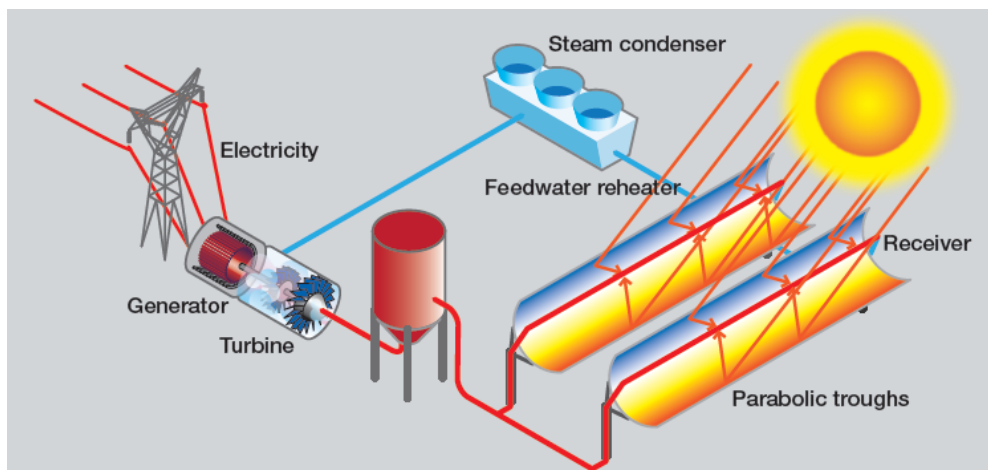


Figure 2.12. Cycle d'une centrale solaire à capteurs cylindro-paraboliques [9].

2.5.1.3. Les Centrales LUZ

Une société privée, Luz (est constituée en 1979), qui se propose de construire et d'exploiter en Californie (numéro un du solaire, qui était l'exploitant de neuf centrales thermiques solaires SEGS -Solar Electric Generating System-, d'une puissance totale de 354 MW, en Californie) (figure 2.13).

Ces centrales, représentent l'expérience la plus importante et la plus achevée pour ce type des concentrateurs [11].



Figure 2.13. Bloc de puissance d'une centrale SEGS [11].

Le tableau 2.1 montre les caractéristiques de chaque centrale thermique.

Tableau 2.1 : Caractéristiques des neuf centrales thermiques solaires SEGS [11].

Centrale SEGS	1ere année en opération	Puissance de sortie (MW _e)	Température de sortie (K)
I	1985	13,8	580
II	1986	30	589
III & IV	1987	30	622
V	1988	30	622
VI	1989	30	663
VII	1989	30	663
VIII	1990	80	663
IX	1991	80	663

Le tableau 2.2 montre les caractéristiques de chaque type de collecteur solaire de la centrale thermique.

Tableau 2.2 : Caractéristiques des collecteurs solaires ([11] et [12]).

collecteur	Luz (LS-1)	Luz (LS-2)		Luz (LS-3)
Année	1984	1985	1988	1989
Surface (m ²)	128	235		545
Longueur d'ouverture (m)	2,5	5		5,7
Longueur (m)	50	48		99
Diamètre de récepteur (m)	0,042	0,07		0,07
Taux de concentration	61 : 1	71 : 1		82 : 1
Efficacité optique	0,734	0,737	0,764	0,8
Absorptivité du récepteur	0,94	0,94	0,99	0,96
Réflectivité du miroir	0,94	0,94	0,94	0,94
Emissivité du récepteur @	0,3	0,24	0,19	0,19
Température (°C/K)	300/573	300/573	350/623	350/623
Température d'opération (°C/K)	307/580	349/622	390/663	390/663

Avec (LS : Luz System)

2.5.1.4. Les principaux composants des concentrateurs ([1] et [3])

□ Le collecteur

Le collecteur est le composant de base du champ solaire. Il est composé d'un réflecteur parabolique (miroir), d'une structure métallique, d'un tube récepteur et du système de poursuite solaire.

□ Les miroirs

Sont composés de verre pauvre en fer, dont la transmissivité atteint 98%. Ce verre est recouvert d'une pellicule d'argent en sa partie inférieure, et d'un enduit spécial de protection.

- Un réflecteur de bonne qualité peut réfléchir 97% du rayonnement incident.
- Le rôle du **mécanisme de poursuite** est d'adapter l'inclinaison du capteur de manière à ce que la radiation solaire incidente soit toujours perpendiculaire au réflecteur. De cette manière, la radiation est réfléchie au foyer de la parabole et concentrée sur un tube récepteur dans lequel circule le fluide caloporteur.

□ Le tube collecteur doit avoir les caractéristiques suivantes :

- Bonne absorption du rayonnement (couche de cermet (il s'agit d'un composite céramique/métal projeté par plasma) qui joue le rôle d'un absorbeur sélectif (96% d'absorptivité pour 14% d'émissivité à la température de travail), son coefficient d'absorption doit être aussi élevé que possible afin d'éviter toute réflexion du rayonnement incident.

- Pertes thermiques limitées: La température du tube dépassant généralement 400°C, les pertes par échanges convectifs et radiatifs sont très importantes. Afin de les limiter, le tube est entouré d'une enveloppe de verre sous vide. La figure 2.14 montre un exemple d'un tube absorbeur installé.

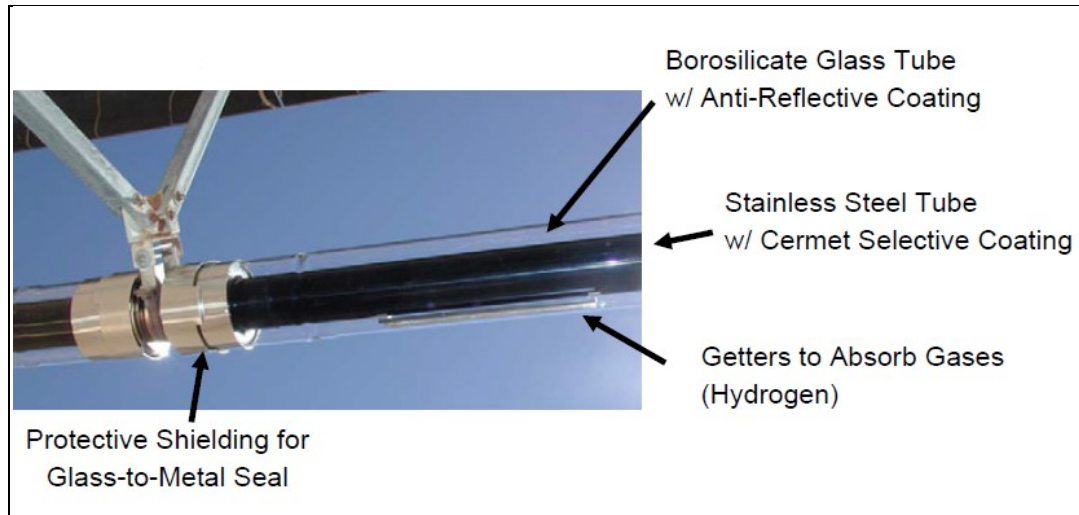


Figure 2.14. Type d'un tube absorbeur installé [1].

La figure 2.15 montre un schéma d'un tube absorbeur.

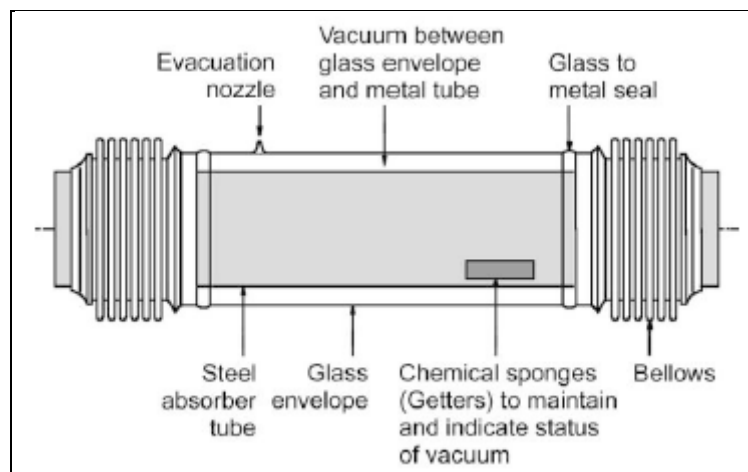


Figure 2.15. Schéma d'un tube absorbeur [1].

2.5.2. Analyse optique du concentrateur cylindro-parabolique

2.5.2.1. La géométrie du concentrateur [2]

La figure 2.16 montre les caractéristiques géométriques d'un concentrateur cylindro-parabolique.

- L'équation de la parabole est : $y^2 = 4fx$ (2.2)

Avec : f est la distance focale du parabole (m).

- r est le **rayon parabolique**, qui représente la distance entre la courbe de la parabole et le foyer F, définie par :

$$r = \frac{2f}{1 + \cos(\varphi)} \quad (2.3)$$

Avec :

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

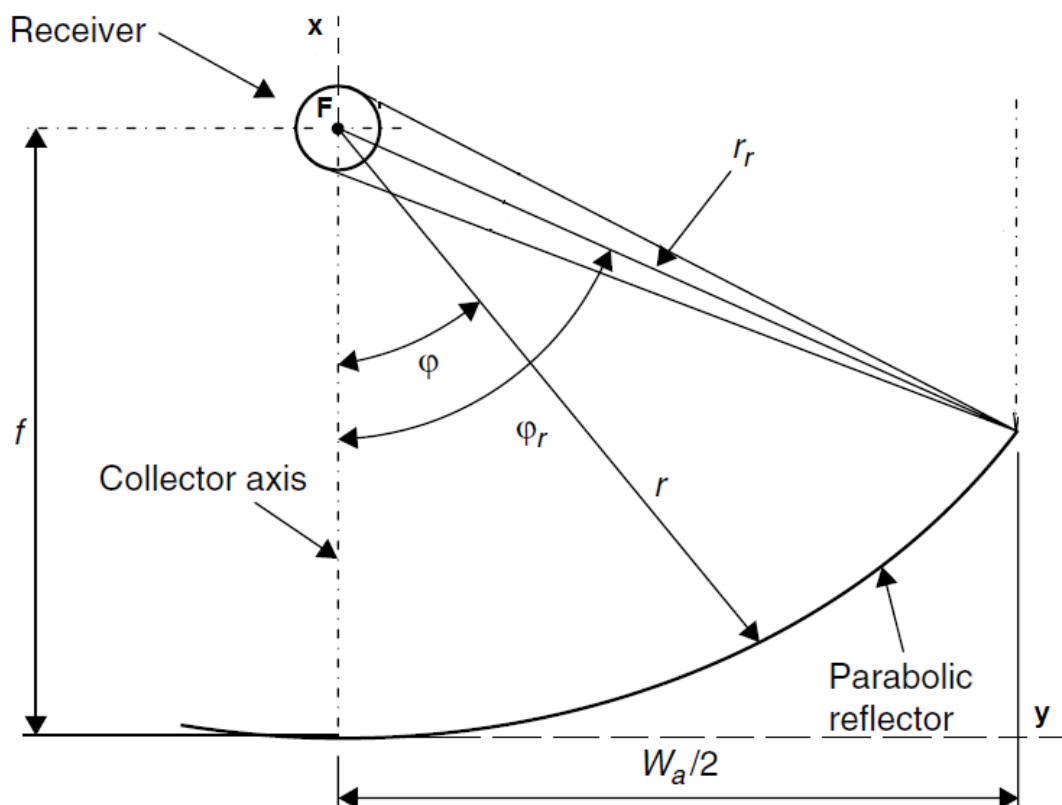


Figure 2.16. Section d'un concentrateur cylindro-parabolique [2].

- **Longueur d'ouverture d'une parabole [2]**

D'après la figure 2.16, on a :

$$W_a = 2r_r \sin(\varphi_r) \tag{2.4}$$

$$\text{Avec, } r_r = \frac{2f}{1+\cos(\varphi_r)} \tag{2.5}$$

On remplace (r_r) dans l'équation (2.4), on obtient :

$$W_a = \frac{4f \sin(\varphi_r)}{1+\cos(\varphi_r)} \tag{2.6}$$

$$\text{On a aussi : } \tan\left(\frac{\varphi_r}{2}\right) = \frac{\sin(\varphi_r)}{1+\cos(\varphi_r)} \tag{2.7}$$

Donc la longueur d'ouverture (W_a) est définie par :

$$W_a = 4f \tan\left(\frac{\varphi_r}{2}\right) \tag{2.8}$$

- **Angle d'ouverture d'une parabole (rim angle) [2]**

D'après la relation (2.8), on peut définir l'angle d'ouverture par :

$$\varphi_r = 2 \arctan\left(\frac{W_a}{4f}\right) \tag{2.9}$$

- **Hauteur d'une parabole [2]**

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 (fig 2.17), elle est définie par :

$$h_p = \frac{W_a^2}{16f} \quad (\text{m}) \tag{2.10}$$

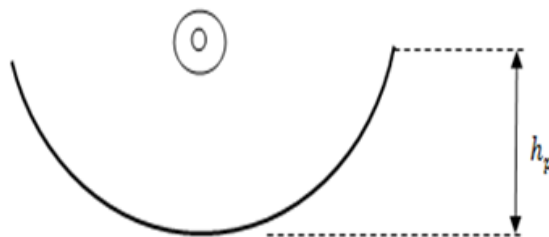


Figure 2.17. La taille d'une parabole.

- **Longueur d'une parabole [2]**

La longueur d'arc d'une parabole peut être donnée par :

$$S = \left[\frac{W_a}{2} \sqrt{\left(\frac{4h_p}{W_a}\right)^2 + 1} \right] + 2f \ln \left[\frac{4h_p}{W_a} + \sqrt{\left(\frac{4h_p}{W_a}\right)^2 + 1} \right] \quad (\text{m}) \tag{2.11}$$

2.5.2.2. Taux de concentration (Concentration géométrique)

Pour un collecteur cylindro-parabolique, le taux de concentration ou la concentration géométrique, est définie à partir de la relation (2.1) par :

$$C = C_g = \frac{W_a}{\pi D} \tag{2.12}$$

$$C = \frac{\sin^2(\varphi_r)}{\pi \sin^2(\theta_m)} \tag{2.13}$$

Avec l'angle d'ouverture $\varphi_r = 90^\circ$, on obtient un taux de concentration maximale.

$$C_{max} = \frac{\sin^2(90^\circ)}{\pi \sin^2(\theta_m)} = \frac{1}{\pi \sin^2(\theta_m)} \tag{2.14}$$

$$C_{max} = \frac{1}{\pi \sin^2(16')} = 67,5 \tag{2.15}$$

La figure 2.18 montre les angles d'ouvertures possibles d'une parabole, avec un foyer F commun et un diamètre d'ouverture constant.

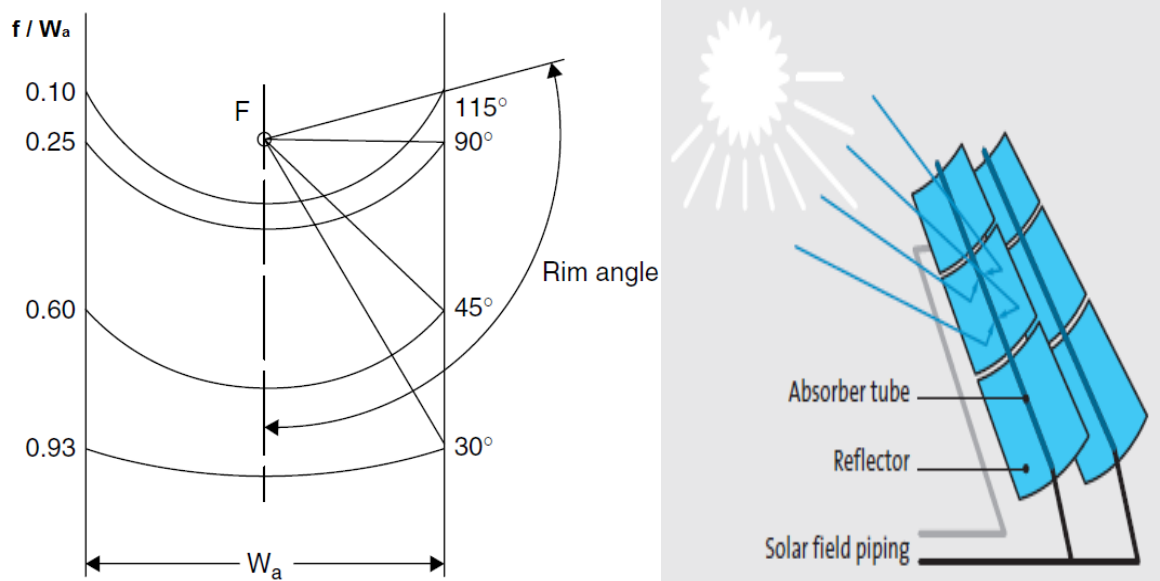


Figure 2.18. Section d'une parabole possédant un foyer commun F et le même diamètre d'ouverture W_a [2].

2.5.2.3. L'efficacité Optique [2]

$$\eta_o = \rho\tau\alpha\gamma \left[\{1 - A_f \tan(\theta)\} \cos(\theta) \right] \tag{2.16}$$

Avec :

ρ : Réflectivité (Coefficient de réflexion) du miroir

τ : Coefficient de transmission du vitrage

α : Absorptivité (Coefficient d'absorption) du récepteur

γ : Facteur d'interception

A_f : Facteur géométrique

θ : Angle d'incidence

On peut calculer le Facteur géométrique A_f par :

$$A_f = \frac{2}{3} W_a h_p + f W_a \left[1 + \frac{W_a^2}{48 f^2} \right] \quad (2.17)$$

Avec :

W_a est la longueur d'ouverture du parabole (m).

h_p est la hauteur du parabole (m).

La figure 2.19 présente les paramètres optiques du concentrateur cylindro-parabolique.

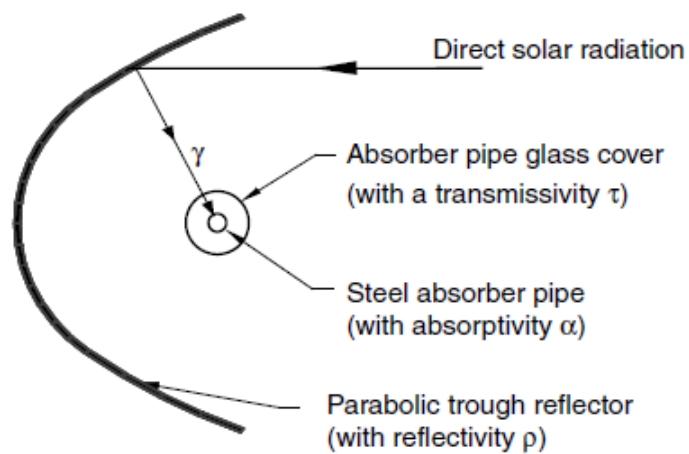
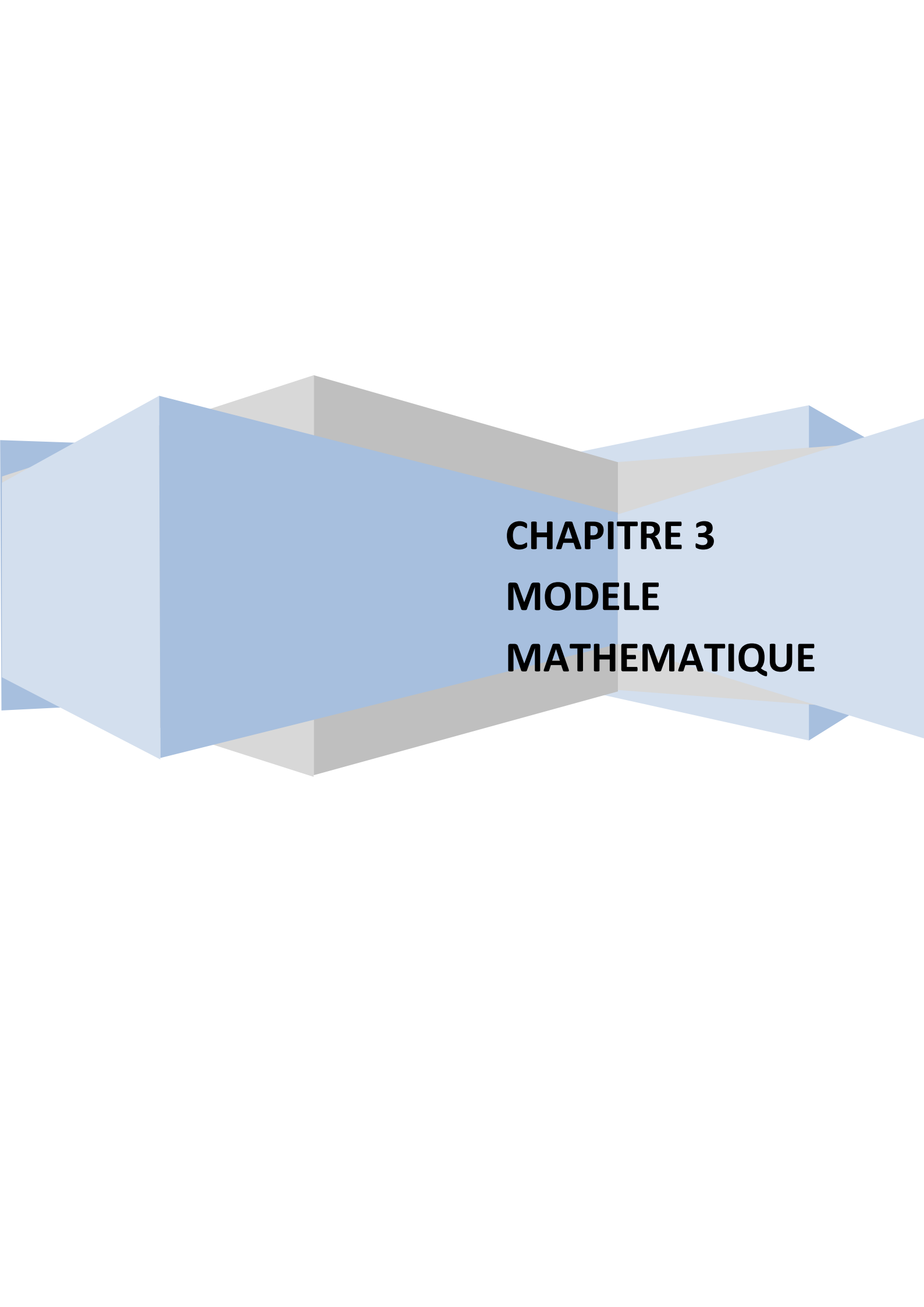


Figure 2.19. Paramètres optiques du concentrateur cylindro-parabolique [1].

The background features a complex, abstract geometric design. It consists of several overlapping, semi-transparent shapes in shades of light blue and grey. These shapes are arranged in a way that creates a sense of depth and perspective, resembling a stylized architectural structure or a series of interconnected planes. The overall effect is modern and clean.

CHAPITRE 3
MODELE
MATHEMATIQUE

3.1. INTRODUCTION

Dans ce chapitre, trois parties seront détaillées :

La première partie, consacrée à établir les équations gouvernant le problème avec une présentation du modèle mathématique général de tube absorbeur.

Dans la deuxième partie, on s'intéresse à présenter les hypothèses simplificatrices et les équations du bilan énergétique du concentrateur cylindro-parabolique et de prédire ses performances thermiques. Ce bilan tient compte des différents échanges thermiques existants.

La dernière partie du chapitre est consacrée à présenter l'organigramme de calcul proposé.

3.2. MODELE MATHEMATIQUE GENERAL

Le tube absorbeur est souvent recouvert d'une couche sélective, et entouré d'une enveloppe transparente en verre placé le long de la ligne focale, comme illustre la figure 3.1.

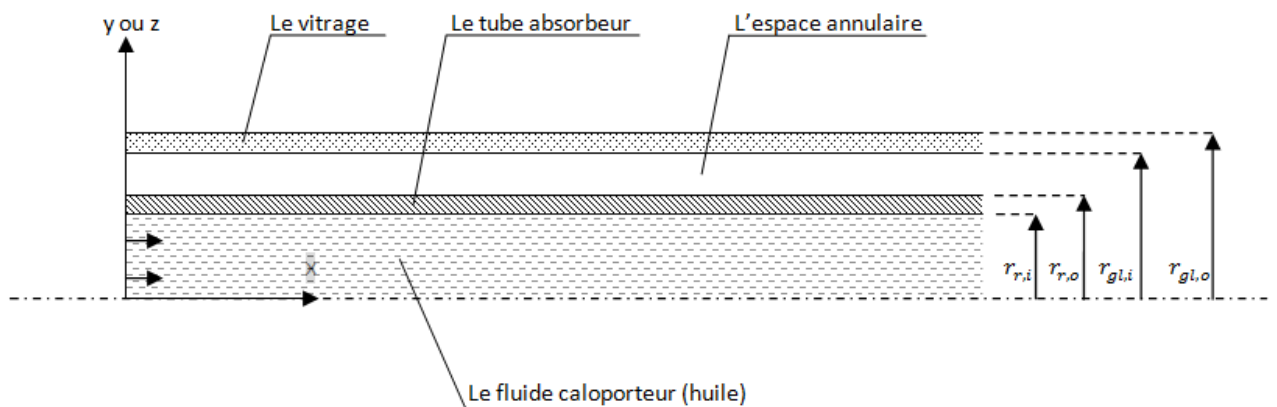


Figure 3.1. Paramètres caractéristiques du récepteur solaire

Avec :

$r_{r,i}$ et $r_{r,o}$ sont les rayons intérieurs et extérieurs de tube absorbeur (récepteur).

$r_{gl,i}$ et $r_{gl,o}$ sont les rayons intérieurs et extérieurs du vitrage (glass).

L'écoulement du fluide caloporteur, incompressible, en régime turbulent et permanent, à travers le tube absorbeur (Fig.3.1) peut être décrit par les équations moyennées selon la procédure de Reynolds et qui sont données comme suit :

L'équation de continuité :

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \tag{3.1}$$

L'équation de la quantité de mouvement (Navier-stokes) :

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu_t + \mu) \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} (\mu_t + \mu) \frac{\partial u_l}{\partial x_l} \delta_{ij} \right] + \rho g_i \quad (3.2)$$

L'équation d'énergie :

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i T) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\frac{\mu}{Pr} + \frac{\mu_t}{\sigma_T} \right) \frac{\partial T}{\partial x_i} \right] + q_R \quad (3.3)$$

Pour tenir compte de la turbulence de l'écoulement, nous avons considéré le modèle de turbulence $k-\varepsilon$ standard [9]. Il est basé sur les équations de l'énergie cinétique de turbulence k et la dissipation de l'énergie cinétique de turbulence ε . Ce modèle consiste à représenter les propriétés de la turbulence à l'aide d'échelles de vitesse et de longueur caractéristiques des fluctuations. Les équations du modèle sont données comme suit :

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i k) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + G_k - \rho \varepsilon \quad (3.4)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right] + \frac{\varepsilon}{k} (c_1 G_k - c_2 \rho \varepsilon) \quad (3.5)$$

avec μ_t désigne la viscosité dynamique turbulente et donnée par la relation :

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (3.6)$$

G_k désigne la génération de l'énergie cinétique de turbulence due au gradient de vitesse et donnée par la relation :

$$G_k = \mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (3.7)$$

Les valeurs utilisées pour les constantes du modèle sont données comme suit :

$$C_\mu = 0,09, c_1 = 1,44, c_2 = 1,92, \sigma_k = 1,0, \sigma_\varepsilon = 1,3 \text{ et } \sigma_T = 0,85.$$

3.3. MODELE SIMPLIFIE

En considérant les hypothèses simplificatrices et les équations du bilan énergétique présentées ci-dessous, nous avons établi les relations du modèle simplifié gouvernant l'écoulement et le transfert de chaleur dans l'absorbeur.

3.3.1. Hypothèses simplificatrices

Pour le calcul du bilan énergétique pour un régime turbulent, on devrait tenir compte des hypothèses suivantes:

- Le régime est permanent
- Les épaisseurs de la vitre et l'absorbeur sont négligeables.
- Le flux solaire au niveau de l'absorbeur est uniforme.
- Pour le cas du vide dans l'espace annulaire, les échanges par convection sont négligeables.

3.3.2. BILAN ENERGETIQUE

L'absorbeur est le principal composant dans le capteur cylindro-parabolique qui a pour fonction d'absorber le rayonnement solaire incident, de le convertir en chaleur et de transmettre celle-ci à un fluide caloporteur.

Les applications de mise en forme et l'amélioration des qualités de ce composant, nécessitent la prédiction des pertes thermiques au sein de ce dernier, et la détermination des pertes nécessite à son tour une analyse du bilan thermique au niveau de l'absorbeur, ce bilan tient compte les différents échanges thermiques existants.

Cette étude porte sur une modélisation mathématique de l'absorbeur, où nous avons établi un bilan thermique pour décrire les échanges de chaleur résultant. Le tube absorbeur est souvent recouvert d'une couche sélective, et entouré d'une enveloppe transparente en verre placé le long de la ligne focale du concentrateur cylindro-parabolique, comme illustre la figure 3.2.

Pour cela, nous avons mis au point un programme de simulation, qui permet d'effectuer l'analyse énergétique du concentrateur cylindro-parabolique et de prédire ses performances thermiques.

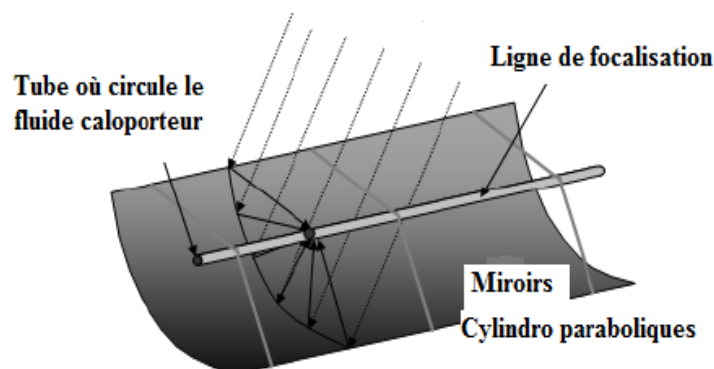


Figure 3.2. Schéma d'un concentrateur cylindro-parabolique [20].

Dans ce travail, on s'intéresse à étudier le collecteur solaire de la centrale (SEGS VI) [6]. Ce prototype de récepteur a été Testé par «Sandia National Laboratories», sur leur site d'Albuquerque (New Mexico), et publié dans un rapport présentant tous les travaux expérimentaux en décembre 1994 [7]. Les caractéristiques de ce capteur sont présentées dans le tableau 3.1.

Puis Un organigramme du programme développé, traduit en langage Matlab, pour la réalisation de ce bilan énergétique globale, apparaît en fin de chapitre.

L'énergie solaire incidente absorbée, n'est pas entièrement transmise au fluide caloporteur, une partie est dissipée sous forme de pertes thermiques entre l'absorbeur et la vitre. En prenant en considération les différentes parts d'énergies, celle recueillie par le fluide et perdue vers l'ambiance telle qu'elle est montrée par la figure 3.3.

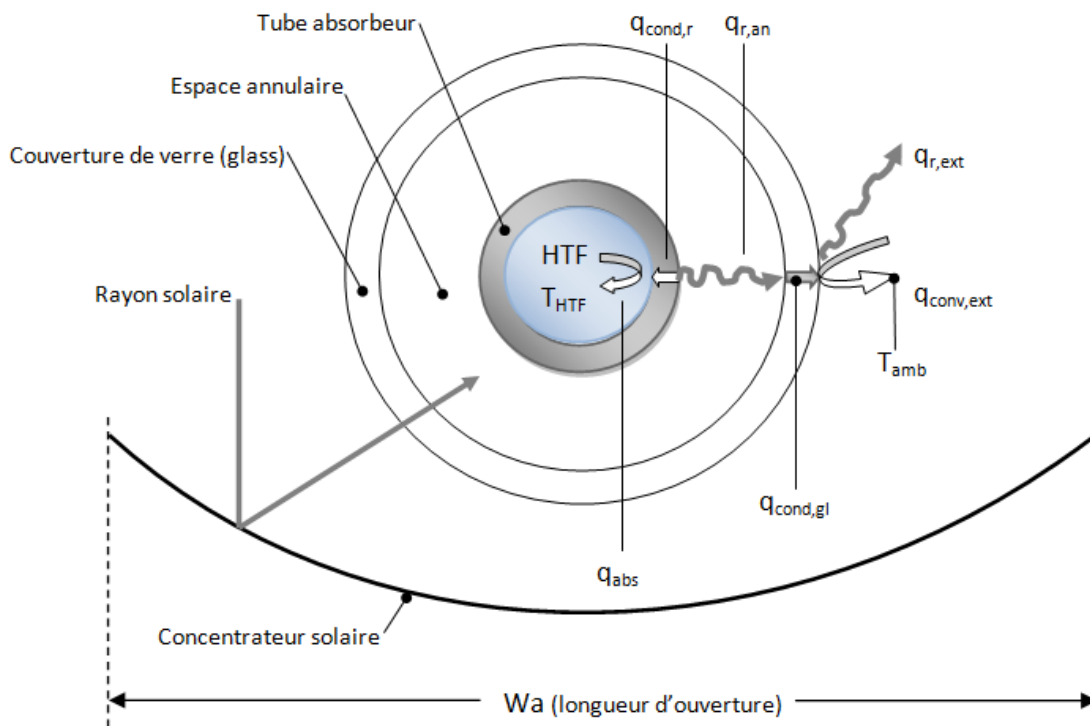


Figure 3.3. Schématisation des échanges thermiques entre les différents éléments du collecteur cylindro-parabolique.

Tableau 3.1 : Caractéristiques du capteur cylindro-parabolique [14,16].

Paramètre	
Longueur du récepteur (L)	7,8 m
Longueur d'ouverture du collecteur (w_a)	5 m
La distance focale (f)	1,84 m
Diamètre intérieur du récepteur ($D_{r,i}$)	0,066 m
Diamètre extérieur du récepteur ($D_{r,o}$)	0,070 m
Conductivité thermique de tube absorbeur (k)	54 W/m.K
Diamètre intérieur du glass (enveloppe en verre) ($D_{gl,i}$)	0,109 m
Diamètre extérieur du glass (enveloppe en verre) ($D_{gl,o}$)	0,115 m
Taux de concentration (C)	22,42
Réfectivité (Coefficient de réflexion) du miroir (ρ)	0,93
Coefficient de transmission du vitrage (τ)	0,95
Absorptivité (Coefficient d'absorption) du récepteur (α)	0,906
Facteur d'interception (γ)	0,92
Angle d'incidence (θ)	0,0
Angle d'incidence modifiée (F_a)	1.0
Efficacité optique (η_o)	0,7364
Surface d'ouverture du collecteur (A_a)	39,2 m ²
Emissivité du récepteur (ϵ_r)	0,14 @ 350°C
Constante de stefan-boltzmann (σ)	$\sigma = 5,667.10^{-8} \text{ W/m}^2.\text{K}^4$

Le fluide caloporteur utilisé est connu sous le nom « Syltherm800 liquid oil », dont les propriétés (dans un intervalle de Température T entre 373,15 et 673,15K), sont données par la référence [15] comme suit :

$$C_p = 0,001708 T + 1,107798 \text{ (kJ/kg.K)}$$

$$k_{fl} = -5,753496. 10^{-10}T^2 - 1,875266. 10^{-4}T + 1,900210. 10^{-1} \text{ (W/m.K)}$$

$$\rho = -6,061657. 10^{-4}T^2 - 4,153495. 10^{-1}T + 1,105702. 10^3 \text{ (kg/m}^3\text{)}$$

$$\mu = 6,672. 10^{-13}T^4 - 1,566. 10^{-9}T^3 + 1,388. 10^{-6}T^2 - 5,541. 10^{-4}T + 0,08487 \text{ (kg/m.s)}$$

3.3.3. Le taux de chaleur absorbée par le fluide caloporteur circulant dans le tube absorbeur

Il est donné par la relation suivante :

$$q_{abs} = h_i \cdot \pi D_{r,i} (T_r - T_f) \cdot L \quad (3.8)$$

Avec :

h_i est le coefficient de transfert de chaleur du fluide à l'intérieur de tube, il peut être calculé par :

$$h_i = \frac{Nu \cdot k_f}{D_{r,i}} \quad (3.9)$$

k_f est la conductivité du fluide.

Nu est le nombre de Nusselt du fluide à l'intérieur de tube (pour le régime turbulent $Re > 2300$), exprimée par [2] et [17]:

$$Nu = 0,023 \cdot Re_D^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (3.10)$$

Avec :

Re_D est le nombre de Reynolds, donnée par :

$$Re_D = \frac{\rho V_m D_{r,i}}{\mu} = \frac{V_m D_{r,i}}{\nu} \quad (3.11)$$

$$\dot{m} = \rho \cdot V_m \cdot S_{r,i} \quad (3.12)$$

$$S_{r,i} = \pi \left(\frac{D_{r,i}^2}{4} \right) \quad (3.13)$$

Avec :

\dot{m} est le débit massique du fluide caloporteur (kg/s).

V_m est la vitesse moyenne du fluide à l'intérieur de tube (m/s).

$S_{r,i}$ est la surface d'entrée (du fluide) à l'intérieur de tube (m²).

ρ est calculer à $\left(\frac{T_e + T_s}{2} \right)$ désigne la masse volumique du fluide (kg/m³).

T_e et T_s sont la température d'entrée et la température de sortie du fluide caloporteur respectivement (K)

Pr est le nombre de Prandtl, donnée par :

$$Pr = \frac{\mu \cdot C_p}{k_f} \quad (3.14)$$

T_r et T_f sont les températures moyennes du récepteur et du fluide caloporteur respectivement.

3.3.4. Le taux de chaleur transférée par conduction dans le tube absorbeur

Il est donné par la relation suivante :

$$q_{cond,abs} = \frac{2\pi k(T_{r,o}-T_{r,i})}{\ln\left(\frac{D_{r,o}}{D_{r,i}}\right)} \cdot L \tag{3.15}$$

Avec :

$T_{r,o}$ est la température moyenne de la surface externe du tube absorbeur (K).

$T_{r,i}$ est la température moyenne de la surface interne du tube absorbeur (K).

Pour notre étude, on néglige l'épaisseur du récepteur, donc le taux de chaleur $q_{cond,abs}$, sera négligé par la suite [10], [14] et [16].

3.3.5. Le taux de déperdition de chaleur par rayonnement dans l'espace annulaire

Cas de l'espace annulaire sous vide

- Le taux de déperdition de chaleur par rayonnement dans l'espace annulaire est donné par la relation suivante [2] :

$$q_{loss r,an} = h_{r,an} \cdot A_{r,o} \cdot (T_r - T_g) \tag{3.16}$$

Avec :

où, T_g est la température de la vitre et $h_{r,an}$ est le coefficient de transfert thermique par rayonnement dans l'espace annulaire, exprimée par la relation suivante [2] :

$$h_{r,an} = \frac{\sigma(T_r^2+T_g^2)(T_r+T_g)}{\frac{1}{\epsilon_r} + \left(\frac{A_{r,o}}{A_{gl,i}}\right)\left(\frac{1}{\epsilon_g}-1\right)} \tag{3.17}$$

Avec :

ϵ_r , ϵ_g et σ : sont l'émissivité du récepteur, l'émissivité de l'enveloppe en verre et la constante de Stéfan-boltzmann respectivement.

$$A_{gl,i} = \pi \cdot D_{gl,i} \cdot L \tag{3.18}$$

$$A_{r,o} = \pi \cdot D_{r,o} \cdot L \tag{3.19}$$

Avec :

$A_{gl,i}$ est la surface interne de la couverture du glass (m²).

$A_{r,o}$ est la surface externe de tube absorbeur (m^2).

Dans ce cas là, les pertes thermiques sont exprimées par :

$$q_{loss\ an} = q_{loss\ r,an} \tag{3.20}$$

Cas de l'espace annulaire rempli d'air

Lorsqu'on a de l'air dans l'espace annulaire, on ajoute les pertes thermiques par convection, qui selon la référence [16], sont données comme suit :

$$q_{loss\ conv,an} = h_{conv,an} \cdot A_{r,o} \cdot (T_r - T_g) \tag{3.21}$$

$$\text{Ou aussi : } q_{loss\ conv,an} = \frac{2\pi \cdot k_{eff} (T_r - T_g) \cdot L}{\ln\left(\frac{D_{gl,i}}{D_{r,o}}\right)} \tag{3.22}$$

Avec :

$h_{conv,an}$ est le coefficient de transfert thermique par convection dans l'espace annulaire, exprimée par [16]:

$$h_{conv,an} = \frac{2k_{eff}}{D_{r,o} \cdot \ln\left(\frac{D_{gl,i}}{D_{r,o}}\right)} \tag{3.23}$$

Avec k_{eff} désigne la conductivité thermique effective de l'air dans l'espace annulaire, qui peut être calculé par [16] et [18] :

$$\frac{k_{eff}}{k_{air}} = 0,317 \cdot R_{ac}^{0,25} \tag{3.24}$$

R_{ac} est le nombre de Rayleigh critique, exprimé par :

$$R_{ac} = \frac{\ln\left(\frac{D_{gl,i}}{D_{r,o}}\right)}{L_m^3 [D_{r,o}^{-0,6} + D_{gl,i}^{-0,6}]^5} R_{al} \tag{3.25}$$

R_{al} est le nombre de Rayleigh, donné par :

$$R_{al} = \frac{g \cdot \rho_{air} \cdot \beta_{air} (T_r - T_g) \cdot L_m^3}{\alpha_{air} \cdot \mu_{air}} \tag{3.26}$$

L_m est une longueur caractéristique, donnée par :

$$L_m = \left(\frac{D_{gl,i} - D_{r,o}}{2}\right) \tag{3.27}$$

Avec :

ρ_{air} , β_{air} , α_{air} et μ_{air} : sont la masse volumique, la dilatabilité, la diffusivité et la viscosité dynamique de l'air respectivement.

Les propriétés de l'air (à savoir ρ , μ , β ...) dépendent de la température moyenne dans l'espace annulaire $T_{m,ann}$, et sont données par [6] :

$$T_{m,ann} = \frac{T_{gl} + T_r}{2} \quad (^\circ C)$$

$$\rho_{air} = 353 / (T_{m,ann} + 273) \quad (kg/m^3)$$

$$k_{air} = 7,57 \cdot 10^{-5} T_{m,ann} + 0,0242 \quad (W/m \cdot ^\circ C)$$

$$\mu_{air} = (0,0046 T_{m,ann} + 1,7176) \cdot 10^{-5} \quad (Pa \cdot s)$$

$$\alpha_{air} = (1,8343 + 0,0146 T_{m,ann}) \cdot 10^{-5}$$

$$\beta_{air} = \frac{1}{T_{m,ann}} \quad (K^{-1})$$

Dans ce cas là, les pertes thermiques sont exprimées par :

$$q_{loss\ an} = q_{loss\ r,an} + q_{loss\ conv,an} \quad (3.28)$$

3.3.6. Le taux de déperdition de chaleur vers l'extérieur

Le taux de déperdition de chaleur par convection entre la vitre et l'air ambiant est donné par la relation suivante [2] :

$$q_{loss\ conv,ext} = h_w \cdot A_{gl,o} \cdot (T_g - T_a) \quad (3.29)$$

Avec :

$$A_{gl,o} = \pi \cdot D_{gl,o} \cdot L \quad (3.30)$$

$A_{gl,o}$ est la surface externe de la couverture du glass (m^2).

où, h_w désigne le coefficient d'échange par convection dû au vent, donné par la relation [2] :

$$h_w = (Nu \cdot k) / D_{gl,o} \quad (3.31)$$

Les propriétés de l'air dans l'espace annulaire (en fonction de la nouvelle température T_m), sont données précédemment [6].

$$T_m = \frac{T_{gl} + T_a}{2} \quad (^\circ C) \quad (3.32)$$

$$Re = (\rho_{air} \cdot D_{gl,o} \cdot V_w) / \mu_{air} \quad (3.33)$$

V_w est la vitesse du vent (wind speed) (m/s).

Le nombre de Nusselt est donné en fonction du nombre de Reynolds, comme suit [2] :

$$0,1 < Re < 1000 \Rightarrow Nu = 0,4 + 0,54.(Re^{0,52})$$

$$1000 < Re < 50000 \Rightarrow Nu = 0,3.(Re^{0,6})$$

Le taux de déperdition de chaleur par rayonnement vers l'extérieur est donné par la relation suivante [2] :

$$q_{loss\ r,ext} = h_{rca} \cdot A_{gl,o} \cdot (T_g - T_a) \tag{3.34}$$

h_{rca} désigne le coefficient de transfert de chaleur par rayonnement vers l'extérieur, qui peut être exprimé par [2]:

$$h_{rca} = \sigma \varepsilon_g (T_g + T_a)(T_g^2 + T_a^2) \tag{3.35}$$

- Donc, le taux de déperdition de chaleur par vers l'extérieur est donné par :

$$q_{loss\ ext} = q_{loss\ conv,ext} + q_{loss\ r,ext} \quad (W) \tag{3.36}$$

3.3.7. Le taux de chaleur transférée par conduction par le vitrage

Il est donné par la relation suivante :

$$q_{cond,gl} = \frac{2\pi k (T_{gl,o} - T_{gl,i}) \cdot L}{\ln\left(\frac{D_{gl,o}}{D_{gl,i}}\right)} \tag{3.37}$$

Avec :

$T_{gl,o}$ est la température de la surface externe du glass (K).

$T_{gl,i}$ est la température de la surface interne du glass (K).

La même supposition que pour la conduction dans le tube absorbeur (épaisseur négligeable), donc le taux d'énergie $q_{cond,gl}$, sera négligée par la suite [10], [14] et [16].

3.3.8. Le coefficient des pertes thermiques

Cas de l'espace annulaire sous vide

Le coefficient des pertes thermiques, exprimé par U_L (W/m².K) [2]:

$$U_L = \left[\frac{D_{r,o}}{(h_{rca} + h_w) D_{gl,o}} + \frac{1}{h_{conv,ann}} \right]^{-1} \tag{3.38}$$

Cas de l'espace annulaire rempli d'air

Le coefficient global des pertes thermiques, exprimé par U_L [2]:

$$U_L = \left[\frac{D_{r,o}}{(h_{rca} + h_w)D_{gl,o}} + \frac{1}{h_{r,ann} + h_{conv,ann}} \right]^{-1} \quad (3.39)$$

3.3.9. Calcul de la température du glass (l'enveloppe en verre)

Cas de l'espace annulaire sous vide

Pour cela on utilise l'équation d'équilibre suivante [2]:

$$A_{gl}(h_{rca} + h_w)(T_g - T_a) = A_r \cdot h_{r,an}(T_r - T_g) \quad (3.40)$$

On obtient :

$$T_g = \frac{A_{r,o} h_{r,an} T_r + A_{gl,o} (h_{rca} + h_w) T_a}{A_{r,o} h_{r,an} + A_{gl,o} (h_{rca} + h_w)} \quad (3.41)$$

Cas de l'espace annulaire rempli d'air

Cette fois-ci, on ajoute le terme $(h_{conv,ann})$ qui représente le coefficient de transfert thermique par convection dans l'espace annulaire (Air), l'équation d'équilibre donnée par [2]:

$$A_{gl}(h_{rca} + h_w)(T_g - T_a) = A_r (h_{r,ann} + h_{conv,ann})(T_r - T_g) \quad (3.42)$$

On obtient :

$$T_g = \frac{A_{r,o} (h_{r,ann} + h_{conv,ann}) T_r + A_{gl,o} (h_{rca} + h_w) T_a}{A_{r,o} (h_{r,ann} + h_{conv,ann}) + A_{gl,o} (h_{rca} + h_w)} \quad (3.43)$$

Remarque : Pour la détermination de la température du glass, On utilise une méthode itérative (l'organigramme de cette méthode sera présenté à la fin du chapitre).

3.3.10. Le coefficient global de transfert de chaleur

Le coefficient global de transfert de chaleur, exprimé par U_o ($W/m^2.K$) [2]:

$$U_o = \left[\frac{1}{U_L} + \frac{D_{r,o}}{h_{fi} \cdot D_{r,i}} + \frac{D_{r,o} \cdot \ln\left(\frac{D_{r,o}}{D_{r,i}}\right)}{2k} \right]^{-1} \quad (3.44)$$

3.3.11. Facteur d'efficacité du collecteur

Le facteur d'efficacité du collecteur, donné par [2]:

$$F' = \frac{1/U_L}{\frac{1}{U_L} + \frac{D_{r,o}}{h_{fi} D_{r,i}} + \left(\frac{D_{r,o}}{2k} \ln \frac{D_{r,o}}{D_{r,i}} \right)} \quad (3.45)$$

3.3.12. Facteur de conductance du collecteur

Le facteur de conductance du collecteur, donné par [2]:

$$F_R = \frac{\dot{m} C_p}{A_{r,o} U_L} \left[1 - \exp \left(- \frac{U_L \cdot F' \cdot A_{r,o}}{\dot{m} C_p} \right) \right] \quad (3.46)$$

3.3.13. Puissance utile récupérée par le collecteur

Puissance utile récupérée par le collecteur, exprimée par Q_u (W) [2]:

$$Q_u = F_R [G_b \cdot A_a \cdot \eta_o - A_{r,o} \cdot U_L (T_i - T_a)] \quad (3.47)$$

G_b : Irradiation solaire (W/m^2).

η_o : L'efficacité optique du collecteur.

3.3.14. Température de sortie du fluide (K) [2]

La température de sortie du fluide caloporteur est exprimée par la relation suivante :

$$T_o = T_i + \frac{Q_u}{\dot{m} C_p} \quad (3.48)$$

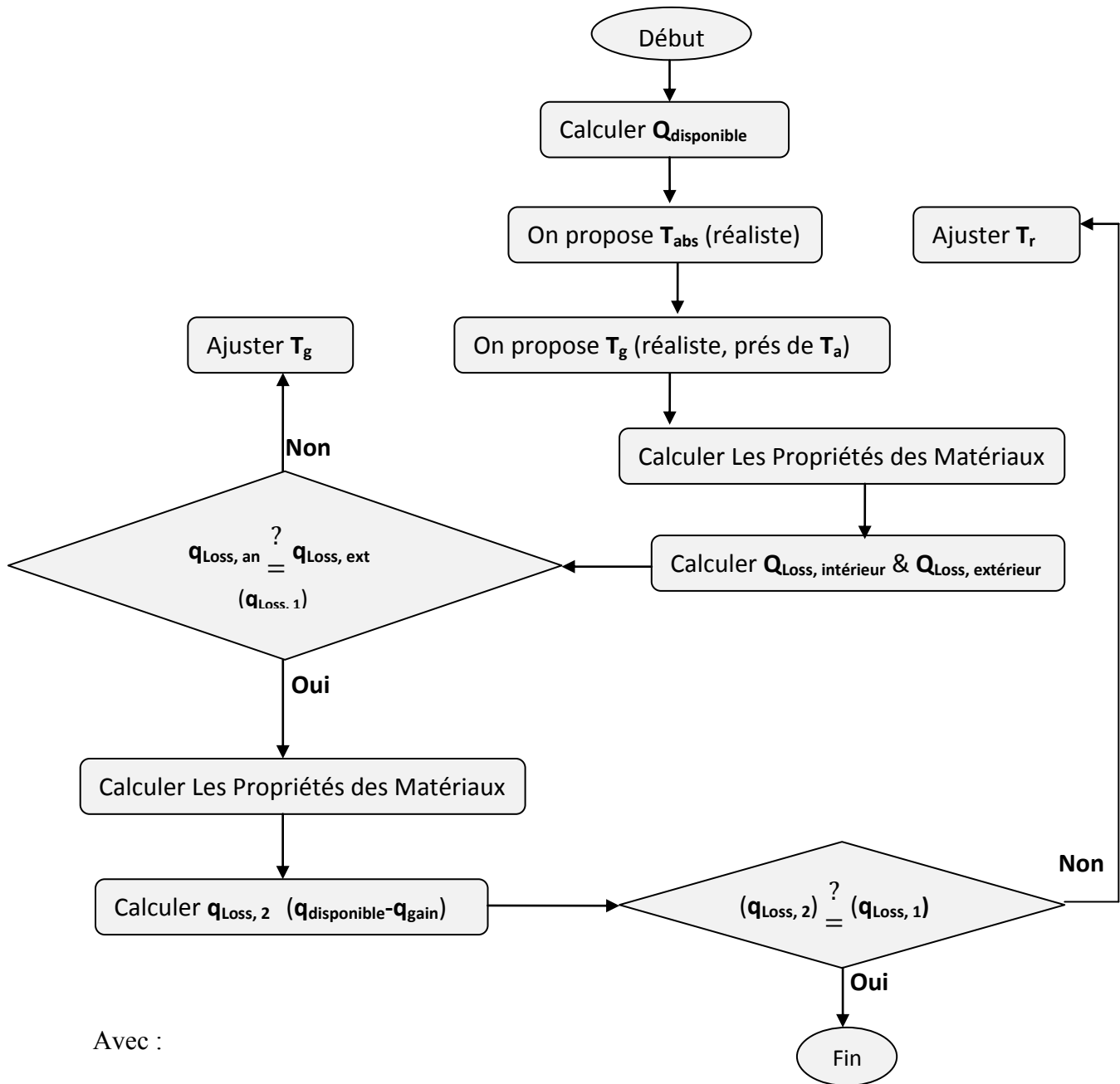
3.3.15. Rendement du concentrateur solaire [2]

Le rendement du concentrateur solaire peut être exprimé par :

$$\eta = \frac{Q_u}{G_b \cdot A_a} \quad (3.49)$$

Ou aussi par : $\eta = F_R \left[\eta_o - U_L \left(\frac{T_r - T_a}{G_b \cdot C} \right) \right] \quad (3.50)$

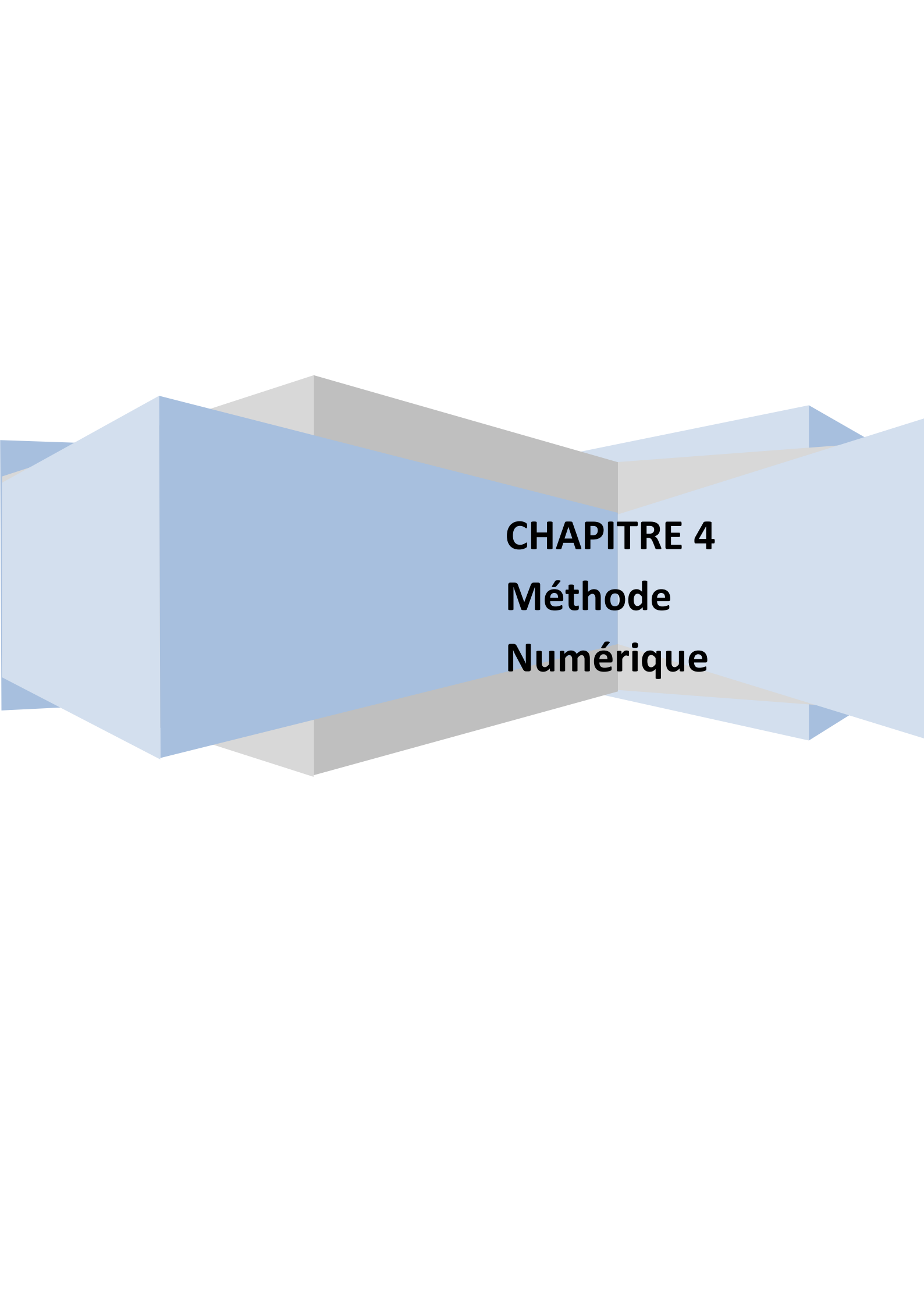
3.4. ORGANIGRAMME DE CALCUL :



Avec :

$$q_{disponible} = Gb \cdot A_a \cdot \eta \quad (W)$$

$$q_{gain} = Q_u \quad (W)$$

The background features a complex, abstract geometric design. It consists of several overlapping, semi-transparent shapes in shades of blue and grey. The shapes are angular and layered, creating a sense of depth and movement. The overall composition is centered and occupies the middle portion of the page.

CHAPITRE 4
Méthode
Numérique

4.1. Méthode des volumes finis

La méthode des volumes finis est utilisée par la majorité des codes de CFD ; elle se base sur la subdivision du domaine de calcul en un nombre fini de volumes de contrôle (maillage) sur lesquels les équations de conservation sont intégrées.

La méthode des volumes finis est basée sur une approche intégrale. Toutefois, elle consiste à discrétiser le domaine de calcul en une multitude de volumes de contrôle (hexaèdres, tétraèdres, prismes ...) qu'on appelle aussi cellules ou mailles. Ensuite, cette méthode permet d'effectuer des bilans de masse, de quantité de mouvement et d'énergie sur tous les volumes ainsi que dans tout le domaine de calcul. Son avantage est qu'elle est conservative : tout ce qui sort d'un volume de contrôle entre dans le volume voisin [10].

Il existe deux procédés de stockage des variables en utilisant la méthode des volumes finis. Dans le premier, les variables scalaires telle que la pression, la température, etc... sont calculées au centre des cellules du maillage. En revanche, les variables vectorielles (i.e. composantes de la vitesse du fluide) sont calculées sur les faces des volumes de contrôle [11]. Ce procédé de stockage est appelé "maillage décalé". Dans le second procédé, toutes les variables sont stockées au centre des cellules. Ce procédé est appelé "collocalisé". C'est le procédé utilisé dans Fluent par exemple.

La méthode des volumes finis, applicable à toutes les géométries (simples ou complexes), facilite la linéarisation des termes dans les équations de conservation. Pour cela, il faut suivre des étapes primordiales pour la détermination du champ des variables dépendantes ϕ , à savoir :

- Définition du domaine de calcul et de maillage des volumes correspondants.
- Intégration des équations de conservation sur chaque volume de contrôle.
- Discrétisation des différents termes de l'équation de transport.
- Affectation des conditions aux limites.
- Linéarisation des équations discrétisées.
- Résolution du système final par l'une des méthodes de résolution itérative, semi itérative ou directe.
- Présentation du champ approché de ϕ dans les points discrets du domaine de calcul.

4.2. Equations Algébriques

L'ensemble des équations de transport des grandeurs caractéristiques de l'écoulement peuvent s'écrire sous la forme commune :

$$\underbrace{\nabla \cdot \rho \vec{V} \Phi}_{\text{Terme de convection}} = \underbrace{\frac{\partial}{\partial x_i} \left(\Gamma \frac{\partial \Phi}{\partial x_i} \right)}_{\text{Terme de diffusion}} + \underbrace{S_\Phi}_{\text{Terme source Volumique}} \tag{4.1}$$

où Γ est le coefficient de diffusion.

Les expressions des termes de source volumique et de diffusion varient en fonction des types d'équations résolues. Le terme de gradient de pression est inclus dans le terme source.

L'équation (4.1) est appliquée à chaque volume de contrôle dans tout le domaine de calcul. La discrétisation de l'équation (4.1) s'écrit sous la forme suivante :

$$\sum_f^{N \text{ faces}} \rho_f \vec{V}_f \Phi_f \vec{A}_f = \sum_f^{N \text{ faces}} \Gamma (\nabla \Phi)_n \vec{A}_f + S_v \tag{4.2}$$

avec :

ϕ_f est la valeur de ϕ transférée par convection à travers la face f .

A_f est l'aire de la face f .

N_{faces} est le nombre de faces qui entourent la cellule.

$\rho \vec{V}_f \vec{A}_f$ est le flux massique à travers la face f .

$(\nabla \Phi)_n$ Valeur de $(\nabla \Phi)_n$ perpendiculaire à la face f .

v est le volume de contrôle.

Les termes de l'équation (4.2) sont discrétisés de manières différentes.

4.3. Linéarisation des équations discrétisées

La linéarisation de l'équation (4.2) peut être exprimée sous la forme :

$$a_p \Phi = \sum_{nb} a_{nb} \Phi_{nb} + S_o \tag{4.3}$$

avec Φ :

= p (pression), pour l'équation de continuité.

= u, v, w pour l'équation de quantité de mouvement.

= T (température) pour l'équation d'énergie.

a_p et a_{nb} : sont les coefficients de linéarisation pour Φ et Φ_{nb} .

nb : indique les cellules voisines.

4.4. Domaine de calcul et conditions aux limites

Comme illustre la figure 4.1, le maillage permet de s'effectué la définition du problème et de construire la géométrie, il permet aussi de spécifier le type du matériau (solide ou fluide). La définition des conditions aux limites se fait aussi à ce niveau.

Une fois la géométrie et le maillage du domaine étudié sont définis, nous spécifierons les zones géométriques sur lesquelles nous allons appliquer les conditions aux limites suivantes :

- Spécifier la vitesse et la température du fluide caloporteur imposée à l'entrée du domaine.
- définition de flux de chaleur imposé sur la surface extérieure de tube absorbeur (irradiation solaire).
- Spécifier la température de l'air ambiant et la vitesse du vent.

Le maillage choisi pour cette géométrie est de $N_y(68) \times N_z(68) \times N_x(320)$.

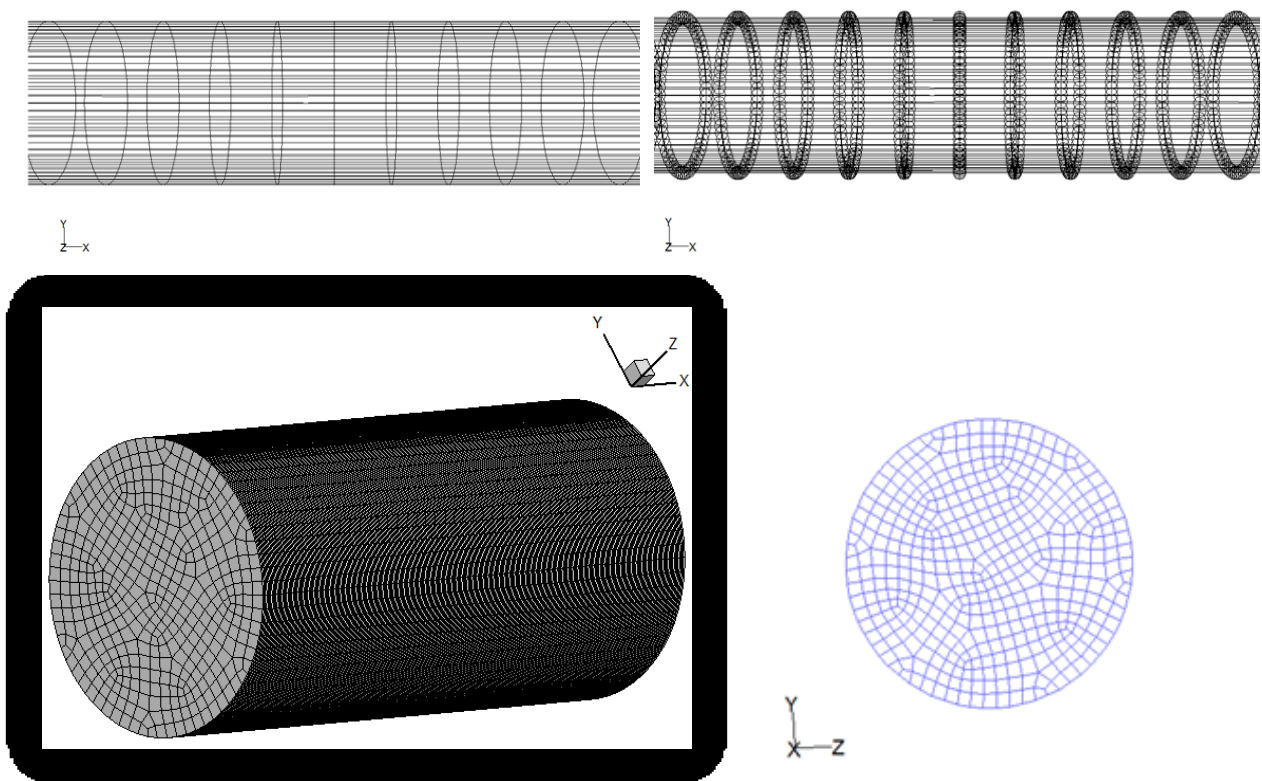


Figure 4.1: Détails du maillage utilisé.

4.5. La courbe de distribution de flux de chaleur sur le tube absorbeur

Dans ce qui suit, on va travailler avec les courbes de distribution de flux de chaleur sur la surface externe de tube absorbeur, en fonction de l'angle φ (figure 4.2) [19].

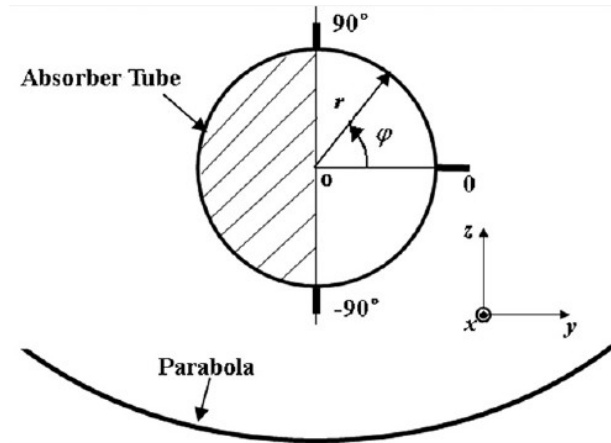


Figure 4.2. Les coordonnées cylindriques du système.

La courbe de distribution proposée par [19], obtenue à partir de couplément de la méthode (MCRT : Monte Carlo Ray Trace) et la méthode des volumes finis.

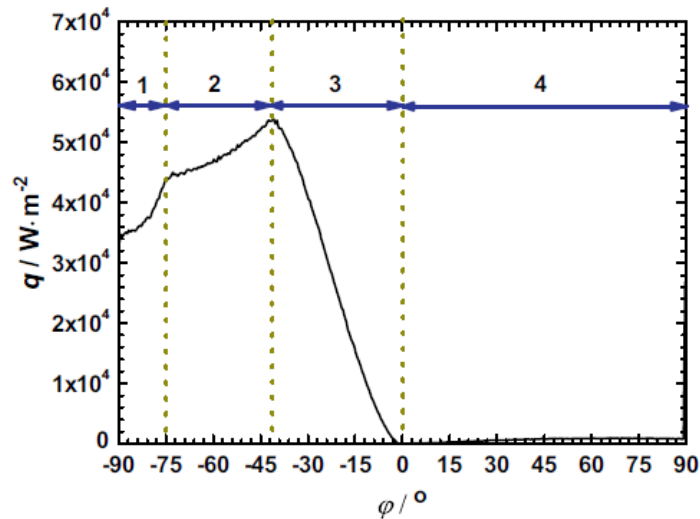


Figure 4.3. Courbe de distribution de flux de chaleur sur le cercle d'absorbeur.

La figure 4.4 montre la distribution de flux de chaleur sur le tube absorbeur, comme suit :

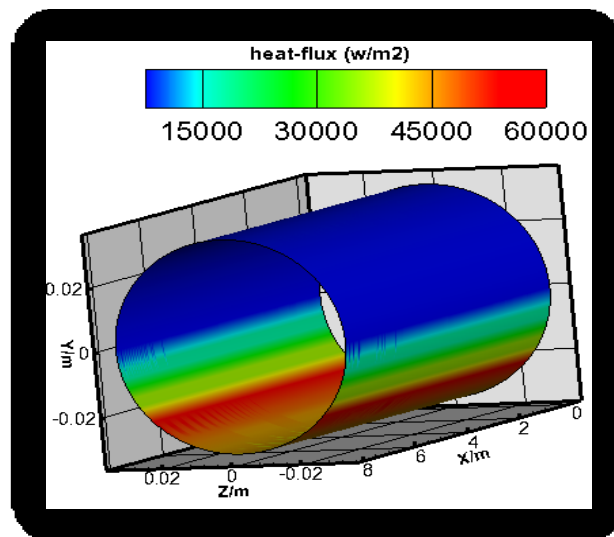


Figure 4.4. Distribution de flux de chaleur sur le tube absorbeur.

The background features a series of overlapping, three-dimensional geometric shapes in shades of blue and grey, creating a sense of depth and movement. The shapes are angular and layered, with some appearing to recede into the distance while others are in the foreground.

**CHAPITRE 5
RESULTATS ET
DISCUSSION**

5.1. INTRODUCTION

Dans ce chapitre, on va présenter les résultats des paramètres suivants : rendement, pertes thermiques et température de sortie du fluide caloporteur au niveau de l'absorbeur. Deux types d'absorbeur ont été considérés : le premier avec un espace annulaire à air et le deuxième avec un espace annulaire à vide. (Il s'agit de l'espace annulaire entre l'absorbeur et le vitrage).

Puis, on présente un cas spécial du tube absorbeur seule (sans couverture en verre), et voir surtout l'influence de la vitesse du vent sur les pertes thermiques, la température de sortie et le rendement.

Dans la première partie du chapitre, un modèle simplifié a été établi et appliqué pour l'analyse et la prédiction de performance thermique. Pour cela, nous avons mis au point un programme de simulation (Matlab), qui permet de réaliser le bilan énergétique global sur le concentrateur cylindro-parabolique et surtout le tube absorbeur.

La deuxième partie du chapitre est consacrée à présenter essentiellement, l'impact de la distribution de flux solaire et les paramètres géométriques du concentrateur sur les performances de l'absorbeur. Des comparaisons entre les résultats obtenues par le modèle simplifié et la méthode numérique (CDF), ainsi que les résultats des travaux antérieurs sont présentés et discutés.

5.2. RESULTATS DU MODELE SIMPLIFIE

5.2.1. Cas de l'espace annulaire sous vide

Lorsqu'on a le vide (vacuum) dans l'espace annulaire, on va traiter les cas suivants :

5.2.1.1. Evolution du rendement du concentrateur cylindro-parabolique

Cas (1) :

Le tableau 5.1 présente les conditions d'opération (irradiation solaire variable de 250 à 1100 W/m²) [14], avec les paramètres suivants : vitesse du vent $V_w=2.6$ m/s, le débit $\dot{V}=47.7$ l/mn, la température de l'air $T_{air}=21.2$ °C et la température d'entrée du fluide $T_{in}=102.2$ °C, comme suit :

Tableau 5.1: Conditions d’opération et résultats obtenus.

Cas	Gb (w/m ²)	Delta Air (°c) (présent travail)	η_{Dudley} (%) [14]	$\eta_{Chang\ et\ al}$ (%) [20]	$\eta_{présent\ travail}$ (%)		T _{out} (°c) du fluide (présent travail)	
					$\epsilon_r = var$	$\epsilon_r = 0,14$	$\epsilon_r = var$	$\epsilon_r = 0,14$
1	250	83,94	70,57	72,16	72,40	71,08	108,09	107,98
2	400	85,73	71,30	72,49	72,56	71,60	111,66	111,53
3	500	86,91	71,53	72,55	72,58	71,74	114,03	113,89
4	600	88,09	71,69	72,58	72,57	71,82	116,39	116,24
5	700	89,27	71,80	72,61	72,54	71,86	118,75	118,59
6	800	90,45	71,87	72,645	72,50	71,87	121,11	120,94
7	933,7	92,02	71,95	72,64	72,43	71,87	124,24	124,07
8	1100	93,96	72,01	72,62	72,31	71,83	128,13	127,95

Basé sur les travaux expérimentaux obtenus par les laboratoires Sandia, Dudley [14] a proposé un modèle d’écrire le rendement en fonction de la différence de température (ΔT), et l’irradiation solaire (G_b).

Pour ce cas là, le rendement est donné par [14] :

$$\eta = k[73,3 - 0,007276 \cdot \Delta T] - 0,496 \left(\frac{\Delta T}{G_b}\right) - 0,0691 \left(\frac{\Delta T^2}{G_b}\right) \tag{5.1}$$

Où : $\Delta T = \left(\frac{T_{in} + T_{out}}{2}\right) - T_{air}$ (5.2)

La vitesse d’entrée calculée par : $V_{entrée} = \frac{4\dot{V} \cdot 10^{-3}}{60\pi(D_i^2)}$ (5.3)

Le débit massique est donné par : $\dot{m} = \frac{\rho\dot{V} \cdot 10^{-3}}{60}$ (5.4)

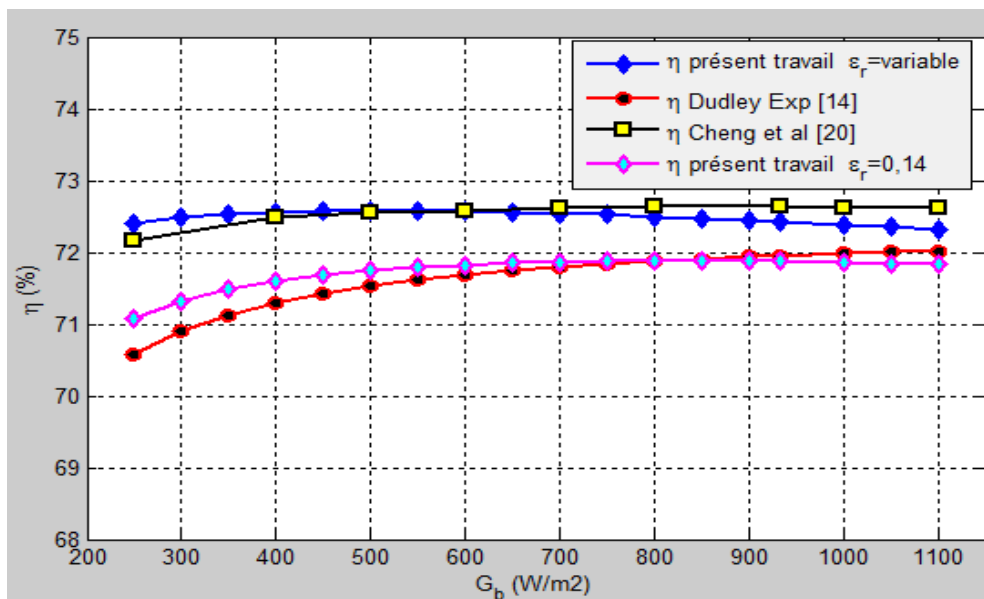


Figure 5.1. Evolution du rendement du collecteur en fonction de l'irradiation solaire.

La figure 5.1, montre la variation du rendement du concentrateur en fonction de l'irradiation solaire G_b .

On remarque une augmentation du rendement du système et de la température de sortie du fluide avec l'irradiation solaire, dans des conditions suivantes : la température d'entrée et le débit du fluide, ainsi que la température de l'air ambiant et enfin la vitesse du vent, sont des paramètres constants. Ce qui signifié l'importance de l'irradiation solaire G_b .

Pour notre modèle, on a présenté le rendement avec une émissivité thermique d'absorbeur constante de 0,14, et le cas d'une émissivité variable en fonction de la température de récepteur. Cette dernière est donnée par [21], comme suit :

$$\epsilon_r = (0,000327 \cdot T_r) - 0,065971 \tag{5.5}$$

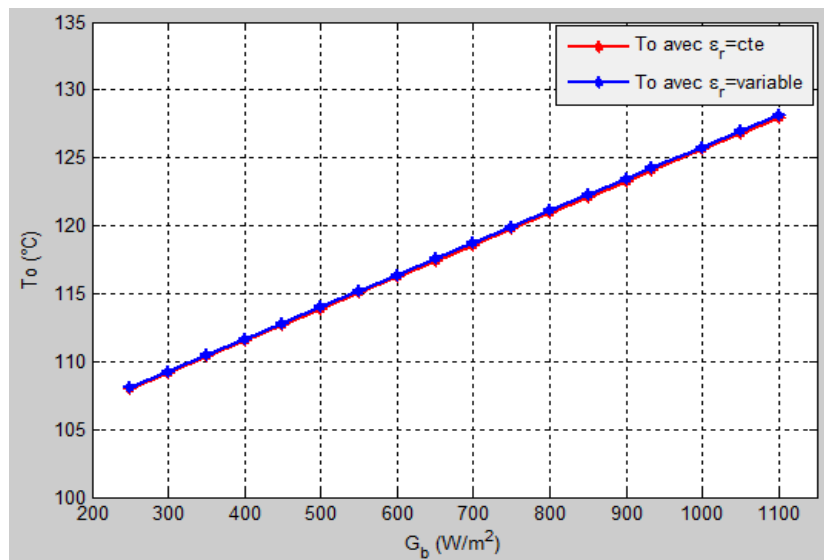


Figure 5.2. Evolution de la température de sortie du fluide en fonction de G_b .

Cas (2) :

Le tableau 5.2 présente les conditions d'opération (irradiation solaire constante de 940 W/m²), avec les paramètres suivants : V_w , \dot{V} , T_{air} et T_{in} , comme suit :

Tableau 5.2: Conditions d'opération et résultats obtenus.

Cas	Vitesse du vent V_w (m/s)	Débit (l/mn)	T_{air} (°C)	T_{in} (°C) du fluide	Delta Air (°C) (présent travail)	η_{Dudley} (%) [14]	$\eta_{présent\ travail}$ (%)	Ecart max
1	2,6	47,7	21,2	102,2	92,09	72,49	72,42	0.07
2	3,7	47,8	22,4	151,0	139,64	71,60	71,83	0.23
3	2,5	49,1	24,3	197,5	183,96	70,43	71,04	0.61
4	3,3	54,7	26,2	250,7	234,24	68,73	69,83	1.10
5	1,0	55,5	28,8	297,8	278,68	66,83	68,18	1.35
6	2,9	55,6	27,5	299,0	281,15	66,74	68,06	1.32
7	4,2	56,3	31,1	355,9	334,45	64,02	65,24	1.22
8	2,6	56,8	29,5	379,5	359,62	62,56	63,81	1.25

Pour ce cas là, le rendement est donné par [14] :

$$\eta = 73,1 + 0,00120(\Delta T) - 0,0000850(\Delta T^2) \quad (5.6)$$

La figure 5.3, présente la variation du rendement du concentrateur solaire en fonction de la différence de température ΔT .

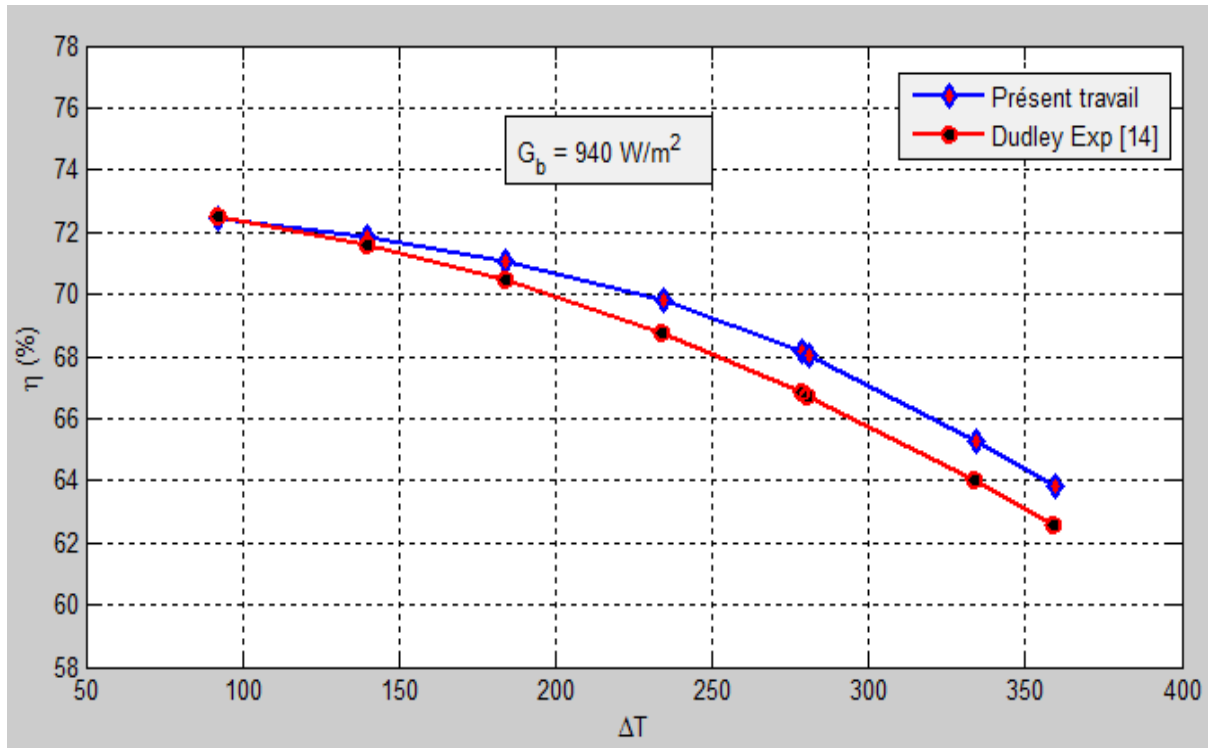


Figure 5.3. Evolution du rendement du collecteur en fonction de la différence de température ΔT .

D'après la figure 5.3, on remarque que le rendement du système est maximal où la différence de température ΔT est faible. Avec un écart maximal entre les courbes de 1,35%, cela revient à quelques paramètres et conditions non définis dans les travaux comme les corrélations des propriétés des fluides utilisées, les relations empiriques pour le calcul de plusieurs coefficients et facteurs, ainsi que les hypothèses simplificatrices dans chaque référence...etc. Puis, le rendement du concentrateur solaire décroît d'une façon remarquable avec l'augmentation de ΔT . Car le récepteur cède une grande partie de la chaleur au milieu extérieur à cause de la grande différence entre la température du récepteur et la température ambiante (augmentation des pertes thermiques q''_{loss}).

5.2.1.2. Evolution du rendement du concentrateur cylindro-parabolique et de la température de sortie du fluide

Le tableau 5.3 présente les conditions d’opération (irradiation solaire variant de 880,6 à 982,3W/m²), avec les paramètres suivants : V_w, \dot{V}, T_{air} et T_{in} , comme suit :

Tableau 5.3 : Conditions d’opération et résultats obtenus.

Cas	Gb (W/m ²)	Vitesse du vent V_w (m/s)	Débit (l/mn)	T_{air} (°C)	T_{in} (°C) du fluide	Delta Air (°C)	η_{Dudley} (%) Exp [14]	η_{Garcia} (%) [16]	$\eta_{Foristall}$ (%) [21]	$\eta_{présent\ travail}$ (%)	Ecart max
1	933,7	2,6	47,7	21,2	102,2	91,9	72,51	70,69	72,50	72,43	1.74
2	968,2	3,7	47,8	22,4	151,0	139,8	70,90	70,13	72,10	71,82	1.69
3	982,3	2,5	49,1	24,3	197,5	184,3	70,17	69,32	71,60	71,04	1.72
4	909,5	3,3	54,7	26,2	250,7	233,9	70,25	68,26	70,40	69,79	1.53
5	937,9	1,0	55,5	28,8	297,8	278,6	67,98	67,40	69,10	68,17	0.93
6	880,6	2,9	55,6	27,5	299,0	280,7	68,92	67,08	68,70	67,91	1.01
7	903,2	4,2	56,3	31,1	355,9	334,1	63,82	65,19	66,10	65,07	1.25
8	920,9	2,6	56,8	29,5	379,5	359,4	62,34	63,84	64,80	63,70	1.36

Cas	$T_{o,Dudley\ Exp}$ (°C) [14]	$T_{o,Garcia}$ (°C) [16]	$T_{o,Cheng\ et\ al}$ (°C) [20]	$T_{o,présent\ travail}$ (°C)	Ecart max
1	124,0	124,45	126,8	124,24	2.56
2	173,3	173,94	---	173,74	0.44
3	219,5	219,17	---	220,0	0.83
4	269,4	268,89	---	269,54	0.65
5	316,9	316,65	319,4	317,12	2.28
6	317,2	316,61	---	317,05	0.44
7	374,0	374,3	---	374,39	0.39
8	398,0	398,33	401,9	398,48	3.42

Cette fois ci, les rendements présentés par Dudley [14], sont des mesures expérimentales.

L’article de Cheng et al [20], n’a pas traité tous les cas, c’est pour ça on a présenté juste 3 valeurs de température de sortie.

Dans le but d’étudier la variation de rendement du concentrateur solaire et la température de sortie du fluide sous différentes conditions, on va proposer les mêmes conditions du cas précédent, mais avec un Gb variable à chaque fois.

De même manière que le cas précédent, on remarque d’après la figure 5.4 que malgré la variation de Gb, le rendement décroît avec l’augmentation de ΔT (q''_{loss} devient de plus en plus important).

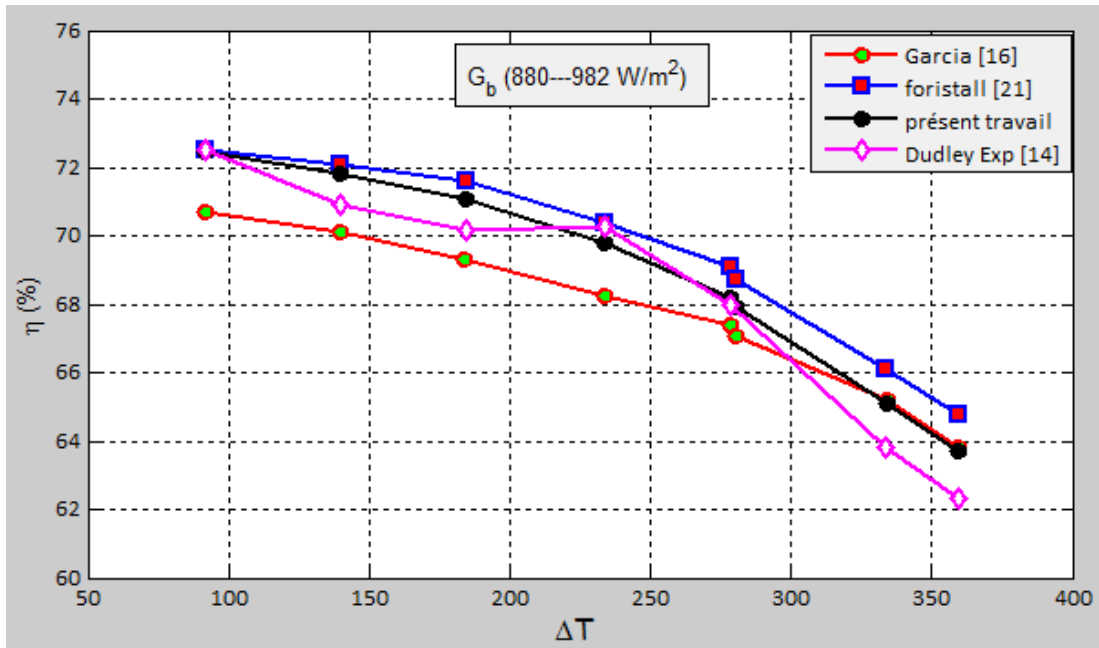


Figure 5.4. Evolution du rendement du collecteur en fonction de la différence de température ΔT .

La figure 5.5 montre la variation de la température de sortie du fluide en fonction de ΔT . L'augmentation de cette température remarquée dans cette figure, revient à la croissance des températures d'entrée dans chaque cas (de 1 à 8).

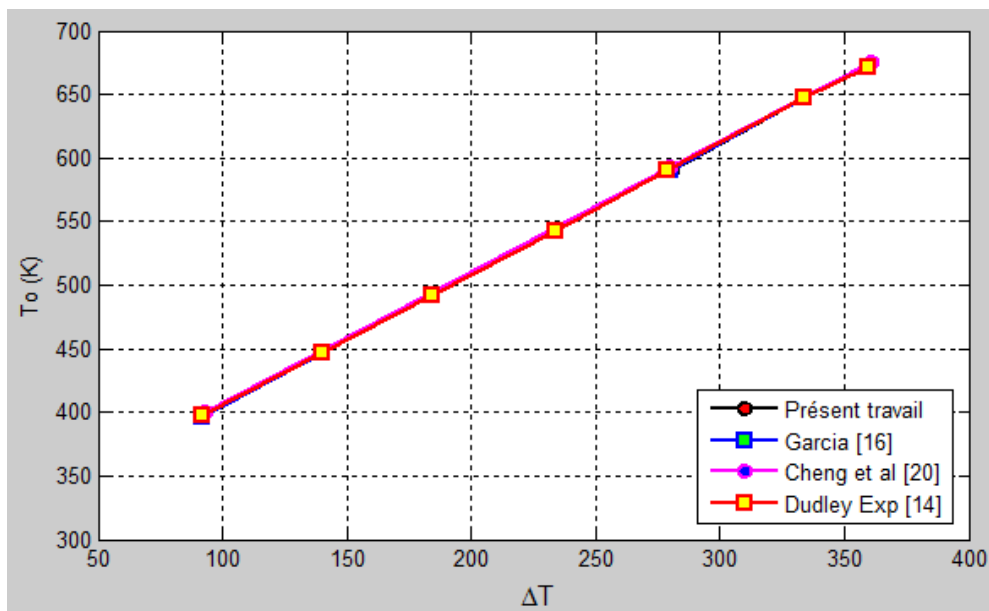


Figure 5.5. Evolution de la température de sortie du fluide en fonction de la différence de température ΔT .

D'une manière générale, les figures (5.4 et 5.5) ont montré qu'il y a une petite différence entre les valeurs du rendement avec un écart max de 1.74%, ainsi que les températures de sortie du fluide obtenus expérimentalement et celles obtenus numériquement avec un écart max de 3.42°C (Nos résultats est en accord avec tous les travaux).

5.2.1.2. Evolution des pertes thermiques

Le tableau 5.4 présente les conditions d’opération (irradiation solaire de zéro W/m^2), avec les paramètres suivants : V_w , \dot{V} , T_{air} et T_{in} , comme suit :

Tableau 5.4 : Conditions d’opération et résultats obtenus.

Cas	Vitesse du vent V_w (m/s)	Débit (l/mn)	T_{air} (°C)	T_{in} (°C) du fluide	T_{out} (°C) du fluide Exp	Delta Air (°C) Exp	$q''_{loss,Dudley}$ (W/m ²) Exp [14]	$q''_{loss,présent\ travail}$ (W/m ²)	$q''_{loss,Garcia}$ (W/m ²) [16]	Ecart max
1	3,2	27,4	26,3	99,55	99,54	74,2	0,3	3,75	3,81	3.72
2	2,9	27,4	25,4	100,02	99,97	74,6	0,85	3,82	3,91	2.97
3	1,1	53,6	19,9	153,4	153,3	133,1	5,3	8,55	8,68	3.25
4	0,1	54,7	22,5	199,4	199,0	176,3	14,04	13,71	13,57	0.33
5	1,5	55,6	24,2	253,8	229,2	229,2	23,4	22,91	23,04	0.49
6	2,0	56,0	26,7	299,0	297,9	271,9	36,7	32,68	32,6	0.08
7	0,6	56,8	27,6	348,3	319,9	319,9	55,8	45,57	45,65	10.23

Les résultats présentés dans la figure 4.6 montrent clairement une augmentation des pertes thermiques (q''_{loss}), avec la croissance de la différence de température ΔT (En absence du soleil). Cela revient à la grande quantité de chaleur cédée par le récepteur au milieu extérieur à cause de la grande différence entre la température du récepteur et la température ambiante (croissance des pertes thermiques). Ceci explique aussi clairement la diminution du rendement dans les cas précédents.

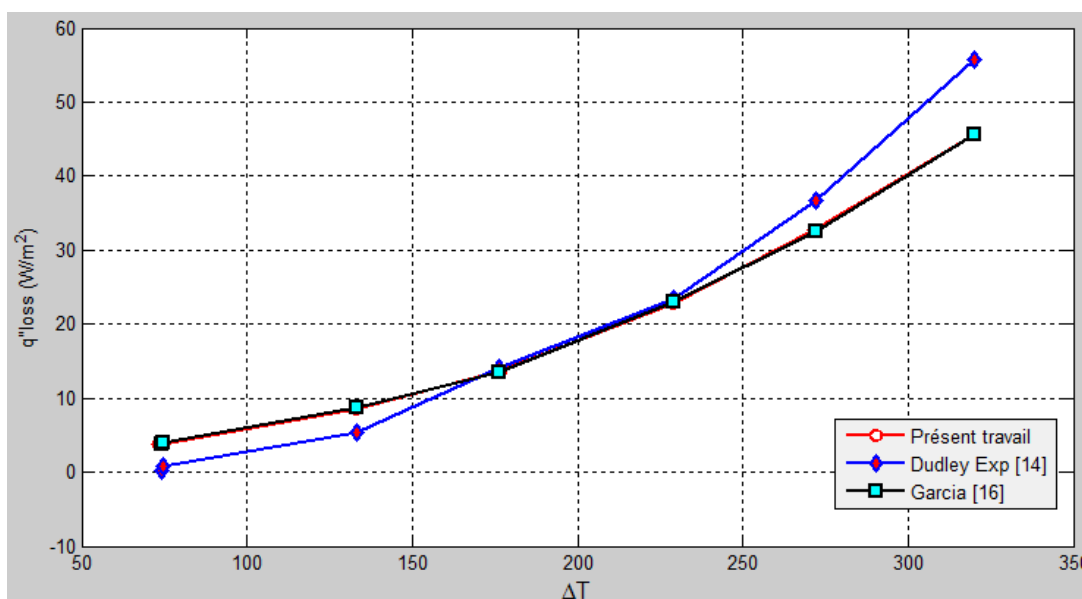


Figure 5.6. Evolution des pertes thermiques du collecteur en fonction de la différence de température ΔT .

5.2.1.3. Evolution du rendement du concentrateur cylindro-parabolique et des pertes thermiques avec des différents D_{go}

Le tableau 5.5 présente les conditions d’opération (irradiation solaire constante de $933,7 \text{ W/m}^2$) [14], avec les paramètres suivants : $V_w=2.6 \text{ m/s}$, $\dot{V}=47.7 \text{ l/mn}$ et $T_{air}=21.2 \text{ }^\circ\text{C}$, comme suit :

Tableau 5.5 : Conditions d’opération et résultats obtenus.

Cas	$T_{in}(\text{ }^\circ\text{C})$ du fluide	$\eta_{\text{présent travail}}$ (%) Dgo=0,08 (m)	$\eta_{\text{présent}_l \text{ travail}}$ (%) Dgo=0,092 (m)	$\eta_{\text{présent travail}}$ (%) Dgo=0,105 (m)	$\eta_{\text{présent travail}}$ (%) Dgo=0,115 (m)	$\eta_{\text{présent travail}}$ (%) Dgo=0,14 (m)	$\eta_{\text{présent travail}}$ (%) Dgo=0,165 (m)
1	100	72,45	72,45	72,45	72,45	72,44	72,44
2	160	71,70	71,69	71,69	71,69	71,68	71,68
3	220	70,40	70,43	70,42	70,42	70,41	70,40
4	280	68,44	68,43	68,41	68,41	68,39	68,38
5	340	65,62	65,59	65,55	65,55	65,53	65,50

Cas	$q''_{\text{loss, présent travail}}$ (W/m^2) Dgo=0,08 (m)	$q''_{\text{loss, présent travail}}$ (W/m^2) Dgo=0,092 (m)	$q''_{\text{loss, présent travail}}$ (W/m^2) Dgo=0,105 (m)	$q''_{\text{loss, présent travail}}$ (W/m^2) Dgo=0,115 (m)	$q''_{\text{loss, présent travail}}$ (W/m^2) Dgo=0,14 (m)	$q''_{\text{loss, présent travail}}$ (W/m^2) Dgo=0,165 (m)
1	11,32	11,34	11,36	11,37	11,39	11,41
2	18,70	18,74	18,77	18,80	18,84	18,87
3	31,01	31,09	31,16	31,20	31,28	31,34
4	50,52	50,67	50,80	50,88	51,03	51,15
5	78,15	78,43	78,67	78,81	79,10	79,30

Dans le but d’étudier la variation de rendement du concentrateur solaire et les pertes thermiques sous différentes conditions (diamètres extérieurs de l’enveloppe du verre), on va proposer une épaisseur de 0,003 m pour tous les cas.

Les résultats présentés dans la figure 5.7 qui représente la variation du rendement en fonction de ΔT montre que le rendement diminue avec la croissance de la différence de température, ceci revient aux raisons citées précédemment.

On remarque aussi que le rendement décroît légèrement tout en augmentant le diamètre extérieur du glass (enveloppe du verre).

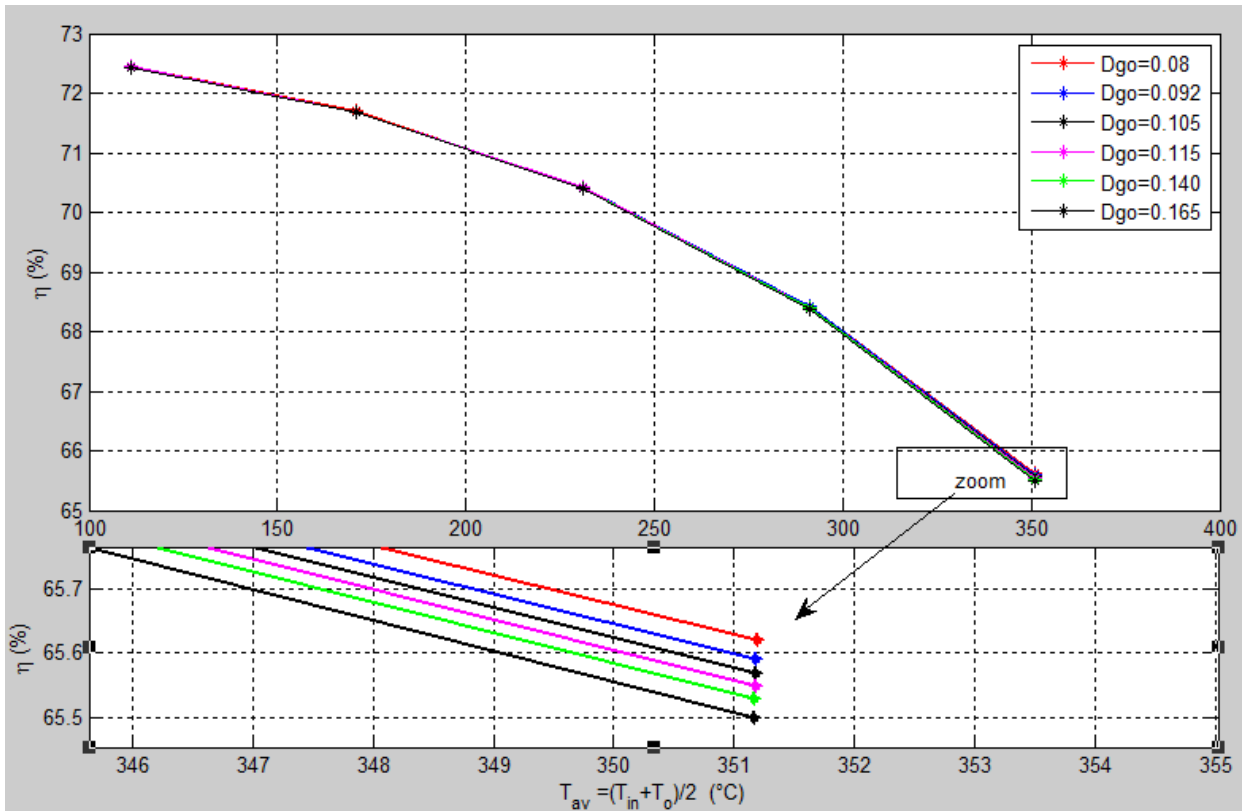


Figure 5.7. Evolution du rendement du collecteur en fonction de la différence de température (effet des diamètres du glass).

La figure 5.8 montre la variation des pertes thermiques en fonction de ΔT avec des différents D_{go} , l'augmentation du diamètre extérieur cause une légère croissance des pertes thermiques.

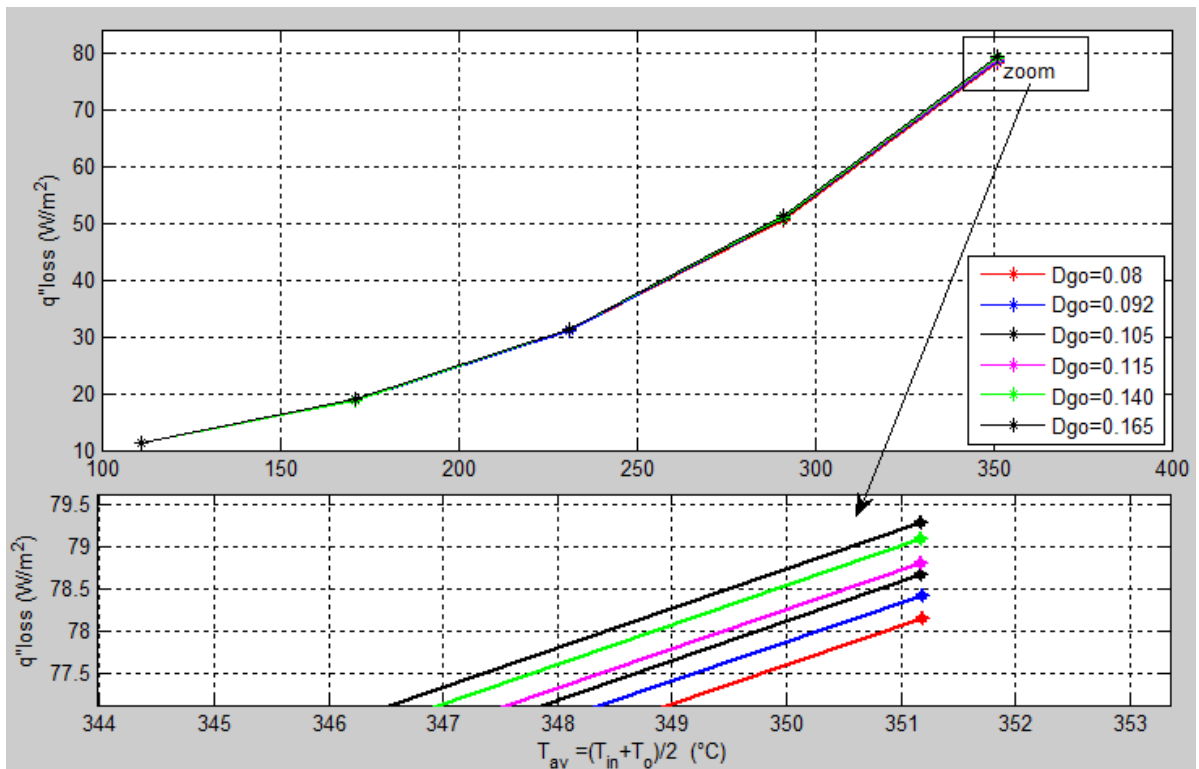


Figure 5.8. Evolution des pertes thermiques du collecteur en fonction de la température moyenne T_{av} (effet des diamètres du glass).

On constate des figures 5.7 et 5.8 que la variation des diamètres extérieurs de l’enveloppe en verre, n’a pas beaucoup d’effet sur le rendement du concentrateur d’une part, et sur les pertes thermiques d’autre part.

5.2.2. Cas de l’espace annulaire rempli d’air

Lorsqu’on à l’air dans l’espace annulaire, on va traiter les cas suivants :

5.2.2.1. Evolution du rendement du concentrateur cylindro-parabolique

Cas (1) :

Le tableau 5.6 présente les conditions d’opération avec les paramètres suivants : $V_w=3.6 \text{ m/s}$, $\dot{V}=50.3 \text{ l/mn}$, $T_{air}=25.8 \text{ }^\circ\text{C}$ et $T_{in}=101.2 \text{ }^\circ\text{C}$, comme suit :

Tableau 5.6 : Conditions d’opération et résultats obtenus.

Cas	G _b (W/m ²)	η _{Dudley} (%) [14]	η _{présent travail} (%)	Ecart max
1	250	68,13	65,26	2.87
2	400	69,77	67,19	2.58
3	550	70,51	68,02	2.49
4	700	70,93	68,44	2.49
5	813,1	71,14	68,64	2.5
6	950	71,32	68,78	2.54
7	1100	71,47	68,86	2.61

Pour ce cas là, le rendement est donné par [14] :

$$\eta = k[73,4 - 0,00803 \cdot \Delta T] - 9,68 \left(\frac{\Delta T}{G_b}\right) - 0,0669 \left(\frac{\Delta T^2}{G_b}\right) \tag{5.7}$$

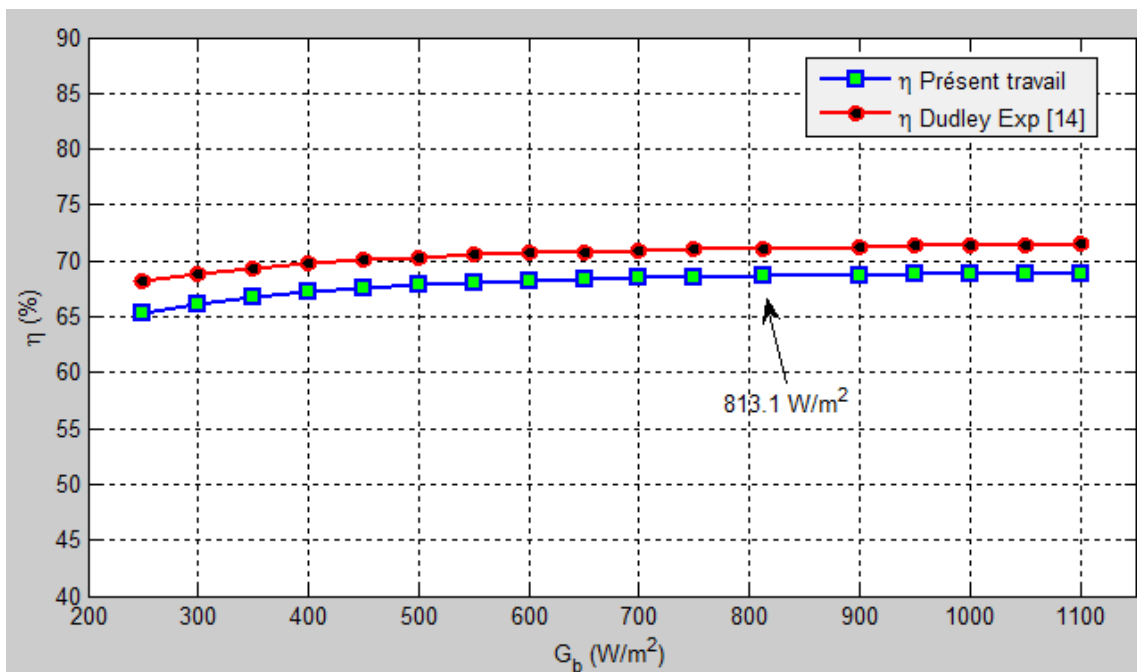


Figure 5.9. Evolution du rendement du collecteur en fonction de l’irradiation solaire

La figure 5.9, montre la variation du rendement du concentrateur en fonction de l'irradiation solaire G_b .

On remarque une augmentation du rendement du système (3% pour les deux résultats) avec l'irradiation solaire, dans les conditions suivantes : la température d'entrée et le débit du fluide, ainsi que la température de l'air ambiant et enfin la vitesse du vent à l'extérieur, sont des paramètres constants. L'influence de l'irradiation solaire G_b est beaucoup plus importante sur les pertes thermiques.

Cas (2) :

Le tableau 5.7 présente les conditions d'opération avec irradiation solaire constante de 877 W/m^2 , comme suit :

Tableau 5.7 : Conditions d'opération et résultats obtenus.

Cas	Vitesse du vent V_w (m/s)	Débit (l/mn)	T_{air} (°C)	T_{in} (°C) du fluide	Delta Air (°C) (présent travail)	η_{Dudley} (%)	$\eta_{présent\ travail}$ (%)	Ecart max
1	3,6	50,3	25,8	101,2	84,70	71,36	68,71	2.65
2	3,1	52,9	27,6	154,3	135,42	69,64	67,41	2.23
3	3,1	54,6	28,6	202,4	182,14	67,68	65,73	1.95
4	0,9	55,2	30,0	250,7	228,96	65,36	64,28	1.08
5	4,0	56,2	28,7	344,9	323,99	59,58	57,46	2.12
6	2,8	56,2	29,7	376,6	354,67	57,39	55,33	2.06

Pour ce cas là, le rendement est donné par [14] :

$$\eta = 73,3 - 0,01604(\Delta T) - 0,0000810(\Delta T^2) \quad (5.8)$$

La figure 5.10, représente la variation du rendement du concentrateur solaire en fonction de la différence de température ΔT .

Le rendement du système est maximal au début (71,36%) où la différence de température ΔT est faible. Puis, le rendement du concentrateur solaire décroît d'une façon remarquable (57,39%) avec l'augmentation de ΔT . Car le récepteur cède une grande partie de la chaleur au milieu extérieur à cause de la grande différence entre la température du récepteur et la température ambiante (augmentation des pertes thermiques q''_{loss}).

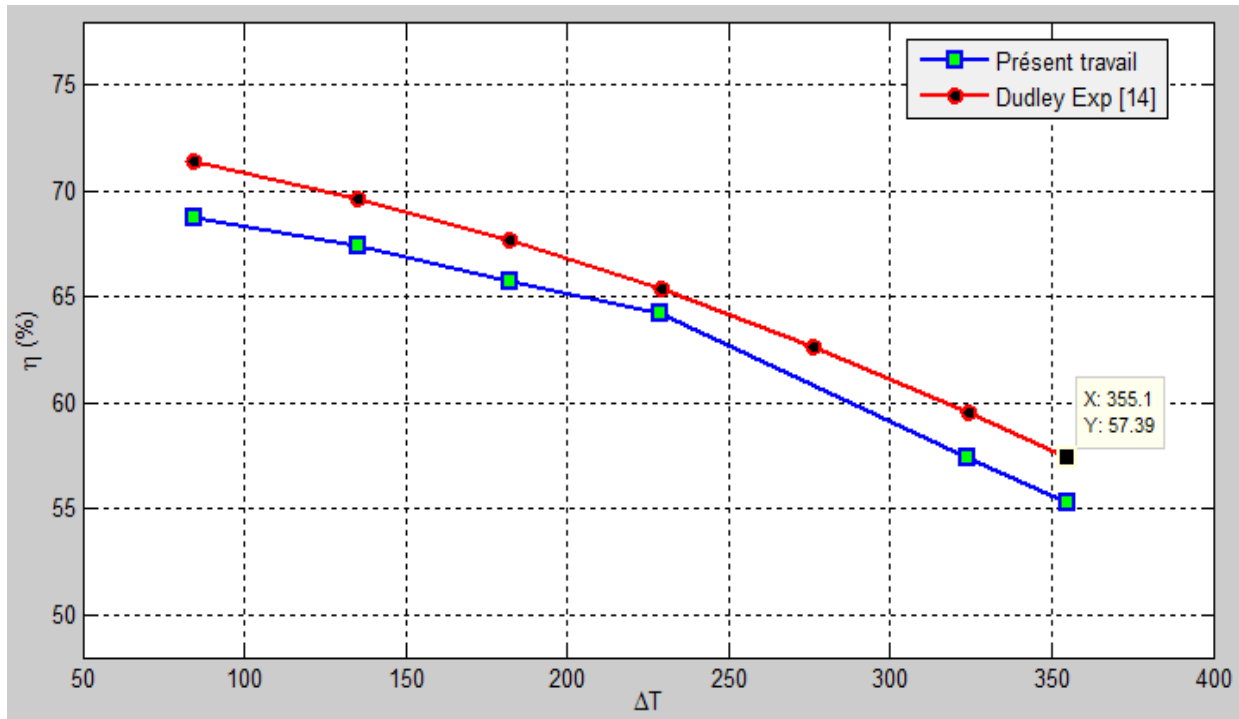


Figure 5.10. Evolution du rendement du collecteur en fonction de la différence de température.

5.2.2.3. Evolution de la température de sortie du fluide

Le tableau 5.8 présente les conditions d’opération (irradiation solaire variable de 813,1 à 906,7 W/m²) [14], avec les paramètres suivants : V_w , \dot{V} , T_{air} et T_{in} , comme suit :

Tableau 5.8 : Conditions d’opération et résultats obtenus.

Cas	G _b (W/m ²)	Vitesse du vent V _w (m/s)	Débit (l/mn)	T _{air} (°C)	T _{in} (°C) du fluide	η_{Dudley} (%) [14]	η_{Garcia} (%) [16]	$\eta_{présent\ travail}$ (%)	Ecart max
1	813,1	3,6	50,3	25,8	101,2	71,56	67,25	68,64	2.92
2	858,4	3,1	52,9	27,6	154,3	69,20	66,21	67,35	1.85
3	878,7	3,1	54,6	28,6	202,4	67,10	64,60	65,74	1.36
4	896,4	0,9	55,2	30,0	250,7	65,50	63,65	64,40	1.10
5	906,7	0,0	55,4	31,7	299,5	62,58	62,39	63,87	1.48
6	874,1	4,0	56,2	28,7	344,9	59,60	58,56	57,43	2.17
7	898,6	2,8	56,2	29,7	376,6	56,54	56,83	55,64	1.19

Cas	Delta Air (°C)	T _{o,Dudley} (°C) [14]	T _{o,Garcia} (°C) [16]	T _{o,présent travail} (°C)	Ecart max
1	84,3	119,0	117,93	118,43	0.57
2	135,4	171,7	170,94	171,35	0.41
3	182,3	219,4	218,71	219,13	0.42
4	229,25	267,8	267,27	267,65	0.38
5	276,3	316,5	316,44	317,0	0.56
6	324,3	361,1	360,72	360,42	0.68
7	355,15	393,1	393,07	392,62	0.48

Dans le but d'étudier la variation de rendement du concentrateur solaire et la température de sortie du fluide sous différentes conditions, on va proposer les mêmes conditions du cas précédent, mais avec un G_b variable à chaque fois.

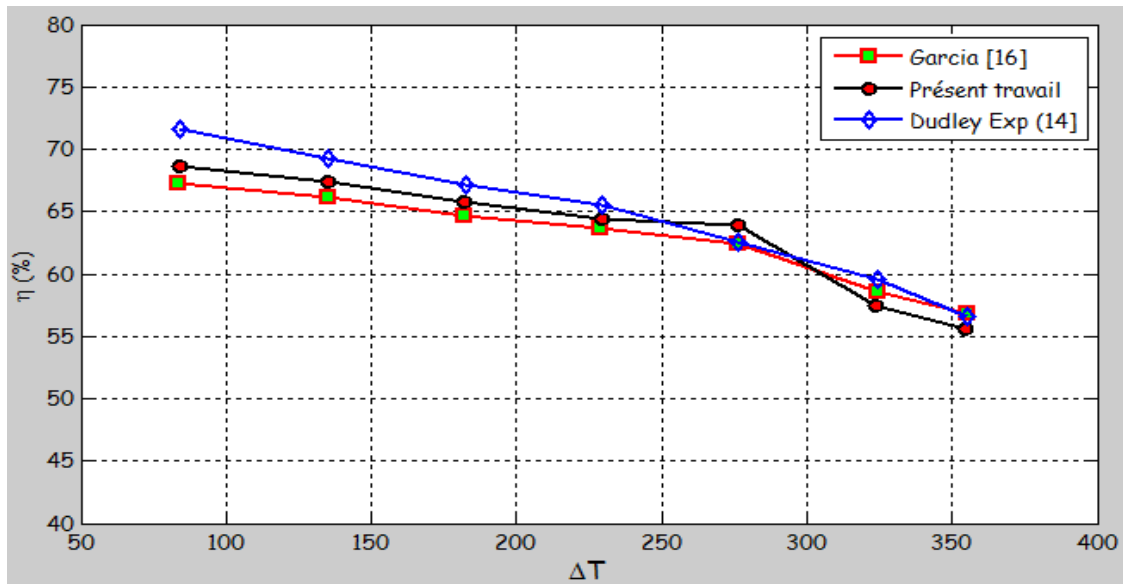


Figure 5.11. Evolution du rendement du collecteur en fonction de la différence de température.

De même manière que le cas précédent, on remarque que malgré la variation de G_b , le rendement décroît avec l'augmentation de ΔT (q''_{loss} devient de plus en plus important).

La figure 5.12 montre la variation de la température de sortie du fluide en fonction de ΔT . L'augmentation de cette température remarquée dans cette figure, revient à la croissance des températures d'entrée dans chaque essai (de 1 à 7).

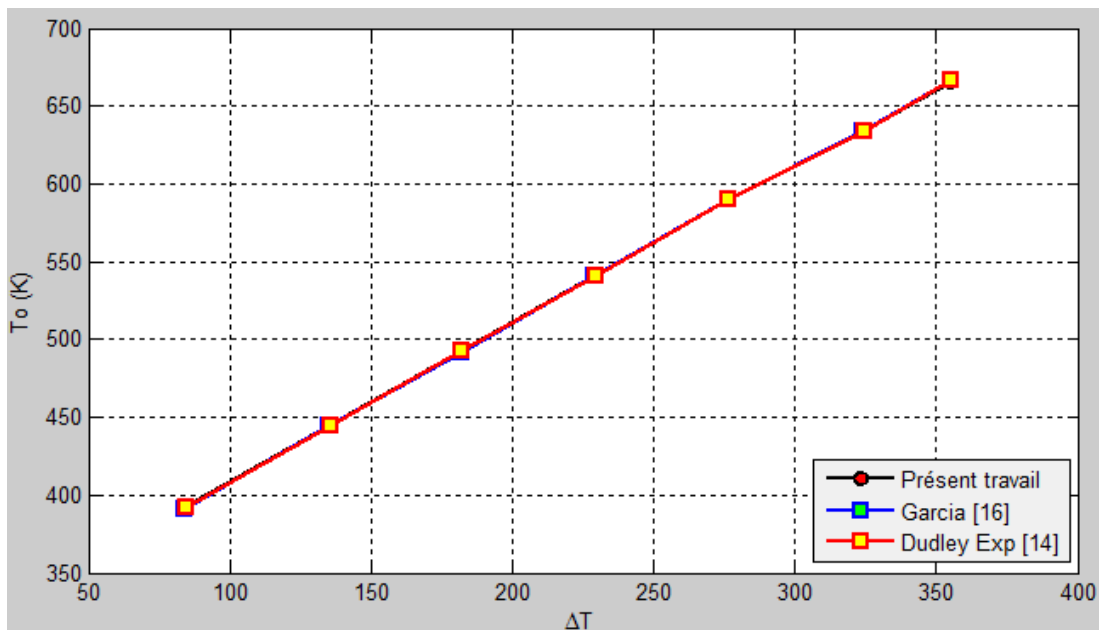


Figure 5.12. Evolution de la température de sortie en fonction de la différence de température ΔT .

D'une manière générale, les figures (5.11 et 5.12) ont montré qu'il y a une petite différence entre les valeurs du rendement (écart max de 29.92%), ainsi que les températures de sortie du fluide obtenus expérimentalement et celles obtenus numériquement avec un écart max de 0.68°C (Nos résultats est en accord avec tous les travaux).

5.2.2.2. Evolution du rendement du concentrateur cylindro-parabolique et des pertes thermiques avec des différents D_{go}

Le tableau 5.9 représente les conditions d'opération (irradiation solaire constante de 813,1 W/m²), avec les paramètres suivants : $V_w=3.6$ m/s, $\dot{V}=50.3$ l/mn et $T_{air}=25.8$ °C, comme suit :

Tableau 5.9 : Conditions d'opération et résultats obtenus.

Cas	T_{in} (°C) du fluide	$\eta_{pr\acute{e}s\acute{e}nt}$ travail (%) $D_{go}=0,08$ (m)	$\eta_{pr\acute{e}s\acute{e}nt}$ travail (%) $D_{go}=0,092$ (m)	$\eta_{pr\acute{e}s\acute{e}nt}$ travail (%) $D_{go}=0,105$ (m)	$\eta_{pr\acute{e}s\acute{e}nt}$ travail (%) $D_{go}=0,115$ (m)	$\eta_{pr\acute{e}s\acute{e}nt}$ travail (%) $D_{go}=0,14$ (m)	$\eta_{pr\acute{e}s\acute{e}nt}$ travail (%) $D_{go}=0,165$ (m)
1	100	69,21	69,0	68,81	68,47	68,37	68,13
2	160	67,47	67,20	66,93	66,75	66,36	66,03
3	220	65,12	64,76	64,42	64,19	63,68	63,26
4	280	61,98	61,53	61,11	60,81	60,18	59,65
5	340	58,03	57,48	56,96	56,60	55,83	55,18
Cas	$q''_{loss,pr\acute{e}s\acute{e}nt}$ travail (W/m ²) $D_{go}=0,08$ (m)	$q''_{loss,pr\acute{e}s\acute{e}nt}$ travail (W/m ²) $D_{go}=0,092$ (m)	$q''_{loss,pr\acute{e}s\acute{e}nt}$ travail (W/m ²) $D_{go}=0,105$ (m)	$q''_{loss,pr\acute{e}s\acute{e}nt}$ travail (W/m ²) $D_{go}=0,115$ (m)	$q''_{loss,pr\acute{e}s\acute{e}nt}$ travail (W/m ²) $D_{go}=0,14$ (m)	$q''_{loss,pr\acute{e}s\acute{e}nt}$ travail (W/m ²) $D_{go}=0,165$ (m)	
1	36,81	38,55	40,21	41,35	43,81	45,85	
2	51,81	54,14	56,36	57,88	61,18	63,92	
3	72,0	75,03	77,90	79,89	84,17	87,72	
4	98,84	102,65	106,27	108,77	114,16	118,63	
5	132,68	137,35	141,78	144,83	151,41	156,87	

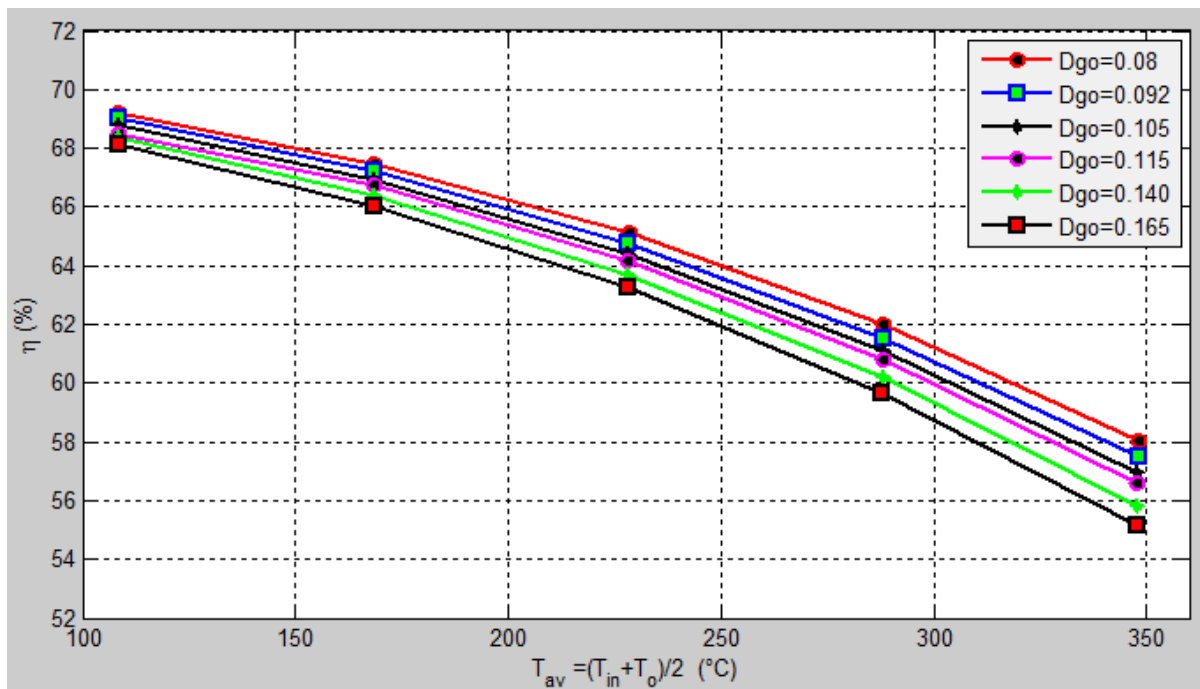


Figure 5.13. Evolution du rendement du collecteur en fonction de la température moyenne T_{av} .

Dans le but d'étudier la variation de rendement du concentrateur solaire et les pertes thermiques sous différentes conditions (diamètres extérieurs de l'enveloppe du verre), on va proposer une épaisseur de 0,003 m pour tous les cas.

Les résultats présentés dans la figure 5.13 qui représente la variation du rendement en fonction de ΔT montre que le rendement diminue avec la croissance de la différence de température, ceci revient aux raisons citées précédemment.

On remarque aussi que le rendement décroît légèrement tout en augmentant le diamètre extérieur de l'enveloppe en verre (vitrage).

La figure 5.14 montre la variation des pertes thermiques en fonction de ΔT avec des différents D_{go} , l'augmentation du diamètre extérieur cause une croissance remarquable (132,68 jusqu'au 156,87 W/m²) des pertes thermiques.

A partir de la figure 5.13, on constate que plus les diamètres extérieurs de l'enveloppe en verre augmentent, plus les pertes deviennent importantes (une augmentation de 15%). Comme montre la figure 5.14, les performances du système vont subir des légères diminutions (1,7%).

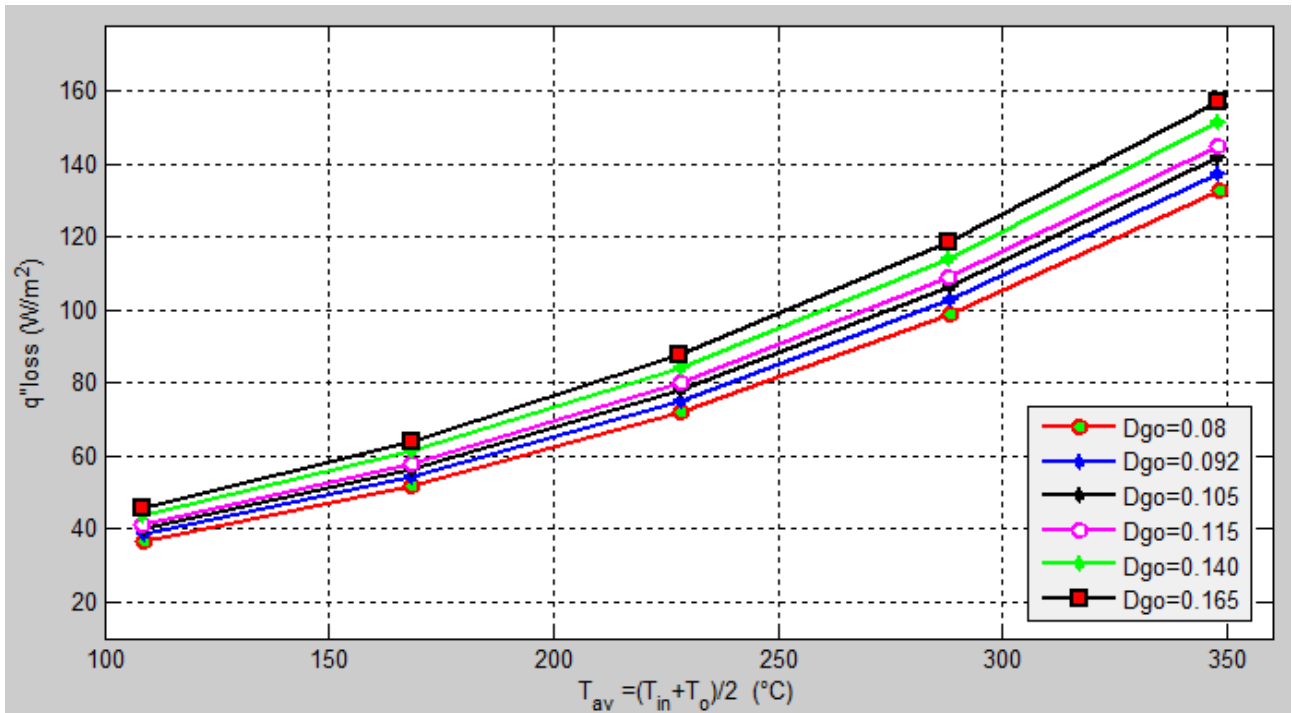


Figure 5.14. Evolution des pertes thermiques en fonction de la température moyenne T_{av} .

5.2.3. Comparaison entre les deux cas (espace annulaire sous vide et espace annulaire rempli d'air)

5.2.3.1. Evolution du rendement du concentrateur cylindro-parabolique

Cas (1) :

Les conditions de travail et les résultats obtenus, sont présentés en détails par les tableaux (5.2, 5.3, 5.8 et 5.9) cités précédemment.

Mais le tableau 5.10 porte un petit résumé pour les deux cas traités :

Tableau 5.10 : Conditions d'opération et résultats obtenus pour les deux cas traités.

Cas	L'Air				Le vide (Vacuum)			
	T_{in} (°C) du fluide	η_{Dudley} Exp (%) [14]	$\eta_{présent}$ travail (%)	Ecart max	T_{in} (°C) du fluide	η_{Dudley} Exp (%) [14]	$\eta_{présent}$ travail (%)	Ecart max
1	101,2	71,56	68,64	2.92	102,2	72,51	72,43	0.08
2	154,3	69,20	67,35	1.85	151,0	70,90	71,82	0.92
3	202,4	67,10	65,74	1.36	197,5	70,17	71,04	0.87
4	250,7	65,50	64,40	1.1	250,7	70,25	69,79	0.46
5	299,5	62,58	63,87	1.29	297,8	67,98	68,17	0.19
6	344,9	59,60	57,43	2.17	355,9	63,82	65,07	1.25
7	376,6	56,54	55,64	0.9	379,5	62,34	63,70	1.36

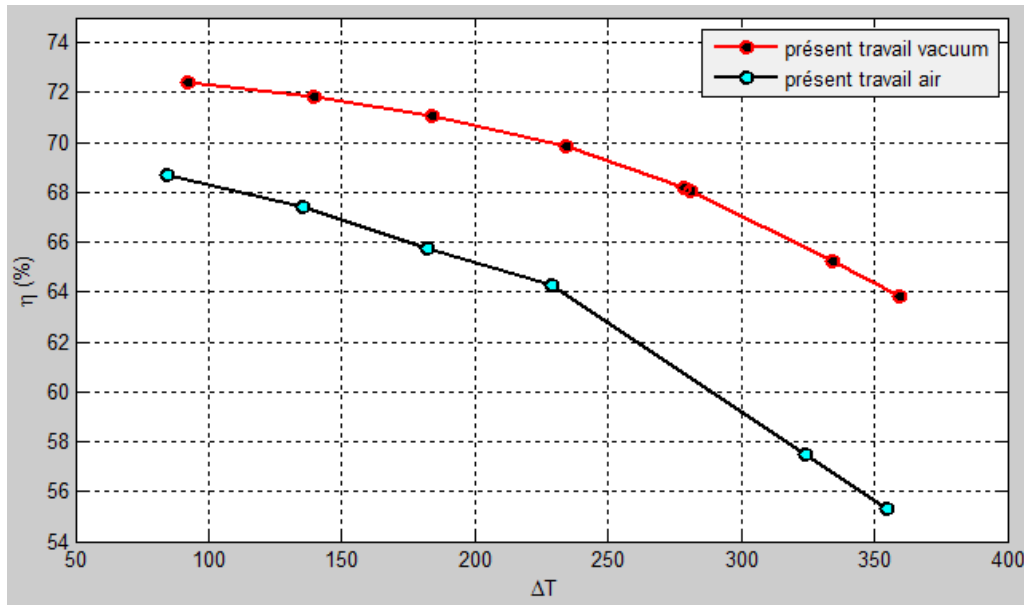


Figure 5.15. Comparaison entre les Rendements pour les deux cas traité.

Cas (2) :

Les conditions d’opération et les résultats obtenus, sont présentés en détails par les tableaux (5.2, 5.3, 5.9 et 5.10) cités précédemment.

Mais le tableau 5.11 porte un petit résumé pour les deux cas traité, avec un Gb constant:

Tableau 5.11 : Conditions d’opération et résultats obtenus.

Cas	L’Air				Le vide (Vacuum)			
	T _{in} (°C) du fluide	η_{Dudley} Exp (%) [14]	$\eta_{présent\ travail}$ (%)	Ecart max	T _{in} (°C) du fluide	η_{Dudley} Exp (%) [14]	$\eta_{présent\ travail}$ (%)	Ecart max
1	101,2	71,36	68,71	2.65	102,2	72,49	72,42	0.07
2	154,3	69,64	67,41	2.23	151,0	71,60	71,83	0.13
3	202,4	67,68	65,73	1.95	197,5	70,43	71,04	0.61
4	250,7	65,36	64,28	1.08	250,7	68,73	69,83	1.1
5	344,9	59,58	57,46	2.12	297,8	66,83	68,18	1.35
6	376,6	57,39	55,33	2.06	355,9	64,02	65,24	1.22
7	---	---	---	---	379,5	62,56	63,81	1.25

Pour ce cas là, le rendement est donné par [14] :

Pour le cas de l’espace annulaire sous vide :

$$\eta = 73,1 + 0,00120(\Delta T) - 0,0000850(\Delta T^2) \tag{5.9}$$

Pour le cas de l’espace annulaire rempli d’air :

$$\eta = 73,3 - 0,01604(\Delta T) - 0,0000810(\Delta T^2) \tag{5.10}$$

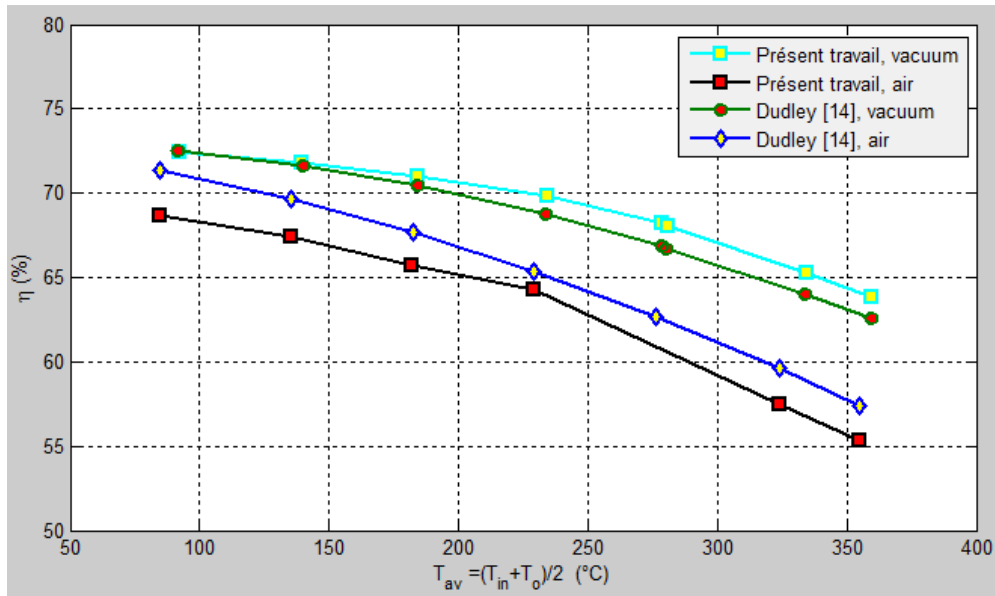


Figure 5.16. Comparaison entre les Rendements pour les deux cas traité.

Les résultats présentés dans les figures 5.15 et 5.16, montrent que l’augmentation de ΔT cause une diminution importante du rendement du système. Cette diminution est beaucoup plus claire lorsque l’air présent dans l’espace annulaire, ce dernier provoque une augmentation importante des pertes thermiques (rayonnement+convection). Par contre, dans le cas du vide (vacuum) dans l’espace annulaire, les pertes thermiques ne seront alors que des pertes par radiation, a cause de l’élimination des pertes convectives (diminution de la pression).

Ceci nous ramène à conclure que si le vide était maintenu dans l’espace annulaire, cela pourrait diminuer les pertes thermiques et provoque au même temps une augmentation de la température de sortie du fluide et du rendement thermique du concentrateur solaire.

5.2.4. Influence de l’émissivité de tube absorbeur sur le rendement, les pertes thermiques et la température de sortie du fluide

Le tableau 5.12 présente une comparaison entre les rendements du collecteur, les pertes thermiques et les températures de sortie du fluide pour cinq différentes valeurs d’émissivité :

Tableau 5.12 : Résultats obtenus de (q''_{loss} , T_o et η) pour chaque valeur d’émissivité.

Cas	ϵ_r	$q''_{loss,pr\acute{e}s\acute{e}nt\ travail}$ (W/m ²)		$T_{o,pr\acute{e}s\acute{e}nt\ travail}$ (°C)		$\eta_{pr\acute{e}s\acute{e}nt\ travail}$ (%)	
		Vacuum	Air	Vacuum	Air	Vacuum	Air
1	0,09	11,15	49,09	124,41	119,65	72,48	68,16
2	0,10	12,34	49,93	124,37	119,63	72,35	68,07
3	0,12	14,71	51,6	124,29	119,57	72,11	67,88
4	0,14	17,05	53,25	124,22	119,52	71,86	67,70
5	0,16	19,36	54,89	124,14	119,47	71,62	67,52

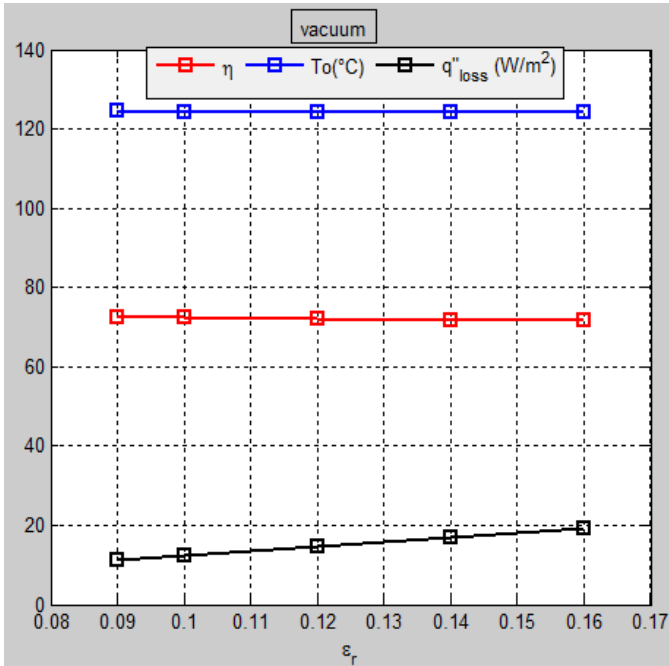


Figure 5.17. (q''_{loss} , T_o et η) en fonction de l'émissivité pour le cas l'espace annulaire sous vide

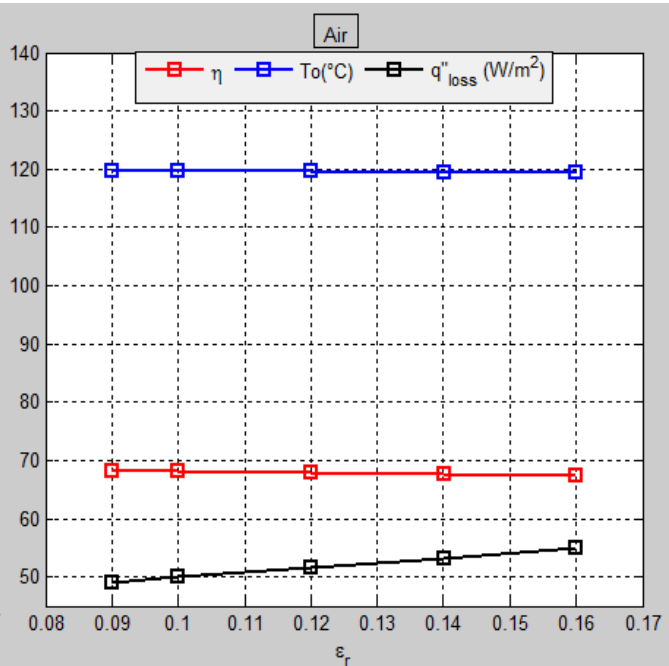


Figure 5.18 : (q''_{loss} , T_o et η) en fonction de l'émissivité pour le cas de l'air dans l'espace annulaire

On remarque d'après ces résultats que l'émissivité thermique s'il est maintenu entre (0,9 à 0,16), n'a beaucoup d'effet sur la température de sortie du fluide et du rendement du concentrateur solaire. On tient à signaler qu'une petite émissivité du tube absorbeur pourrait réduire davantage les pertes thermiques par rayonnement en adoptant des surfaces sélectives convenables. D'autre part l'élimination de l'air entre l'enveloppe transparente en verre et l'absorbeur, en créant le vide pourrait réduire sensiblement les déperditions par convection.

Les figures 5.17 et 5.18 montrent nettement, la différence dans les trois paramètres (q''_{loss} , T_o et η), lorsqu'on a de l'air ou du vide dans l'espace annulaire.

5.2.5. INFLUENCE DE LA VITESSE DU VENT SUR LES PARAMETRES (q''_{loss} , T_o et η), DANS LE CAS D'UN TUBE ABSORBEUR SANS COUVERTURE DU VERRE (GLASS)

Le tableau 5.13 représente les conditions de travail (irradiation solaire constante de $817,5 \text{ W/m}^2$), avec les paramètres suivants : $\dot{V}=47.7 \text{ l/mn}$, $T_{air}=20.8 \text{ }^\circ\text{C}$ et $T_{in}=101 \text{ }^\circ\text{C}$, comme suit :

Tableau 5.13 : Résultats obtenus de (q''_{loss} , T_o et η) pour chaque valeur de vitesse du vent.

Cas	Vitesse du vent V_w (m/s)	Bare tube		
		$q''_{loss,présent}$ travail (W/m^2)	$T_o,présent$ travail ($^\circ\text{C}$)	$\eta_{présent}$ travail (%)
1	0	9,65	128,52	87,86
2	2	131,79	123,84	73,41
3	4	181,2	121,95	67,56
4	6	219,22	120,95	63,06
5	8	251,44	119,25	59,25
6	10	279,96	118,16	55,87

La figure 5.19 montre les caractéristiques de tube absorbeur sans couverture de verre pour le cas traité :

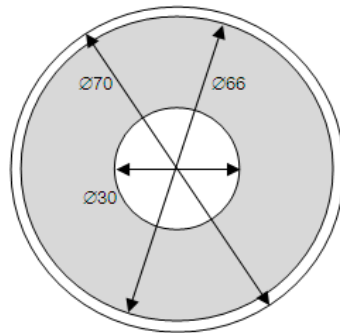


Figure 5.19. Tube absorbeur sans couverture du verre.

On remarque une augmentation importante des pertes thermique avec la vitesse du vent dans la figure 5.20, par contre une diminution remarquable du rendement et de la température de sortie du fluide. Les résultats présentés dans la figure 5.20 montrent clairement que l’enveloppe transparente en verre (vitrage) joue un rôle très intéressant pour le concentrateur solaire en général, et surtout pour la réduction des pertes thermiques d’un part, et l’augmentation de la température de sortie et le rendement thermique du système d’autre part.

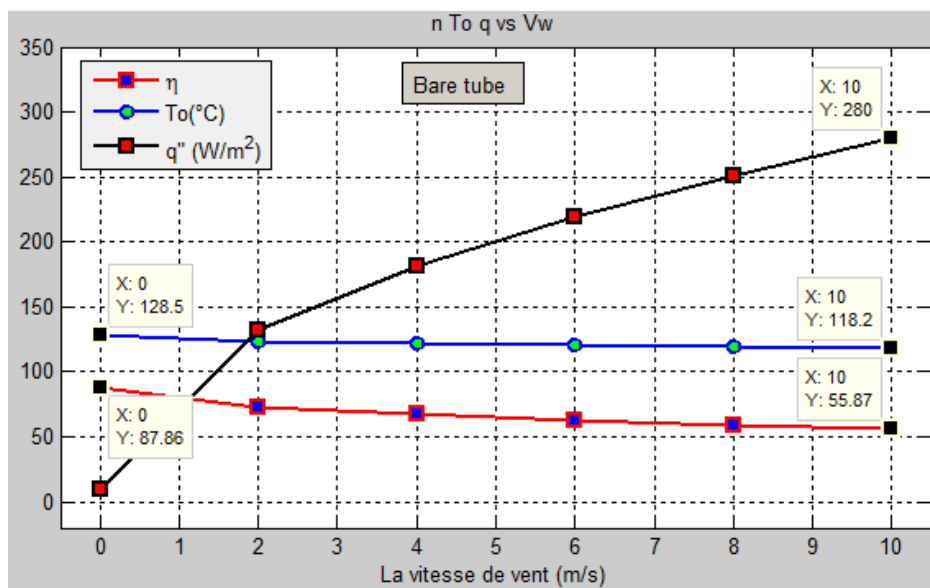


Figure 5.20. (q''_{loss} , T_o et η) en fonction de la vitesse du vent.

5.3. RESULTATS ET DISCUSSION DU MODELE NUMERIQUE

5.3.1. Le coefficient de frottement et le nombre de Nusselt [19]

Le tableau 5.14 montre le coefficient de frottement moyen \bar{f} et le nombre de Nusselt moyen \overline{Nu} , obtenu numériquement pour différents maillages utilisées, comme suit :

Tableau 5.24: \bar{f} et \bar{Nu} pour différents maillages utilisées.

Maillage $N_y \times N_z \times N_x$	Coefficient de frottement moyen \bar{f}	Nombre de Nusselt moyen \bar{Nu}
$68 \times 68 \times 320$	0,01026244	91,46961
$68 \times 68 \times 400$	0,01026124	91,49213
$68 \times 68 \times 480$	0,01025631	91,53864
$80 \times 80 \times 320$	0,01024487	91,47286

La figure 5.21 montre l'évolution de coefficient de frottement sur la longueur de tube absorbeur.

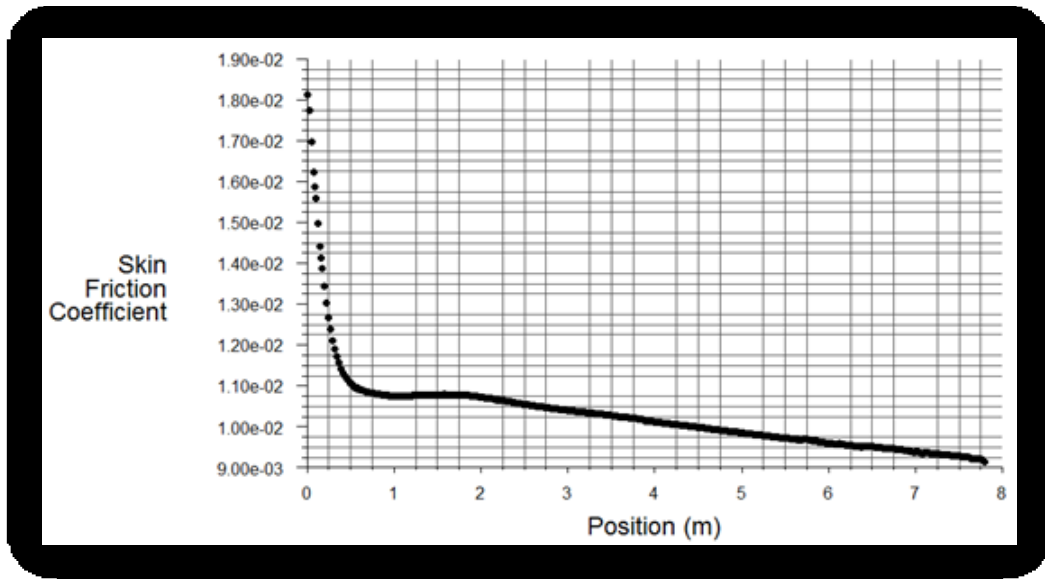


Figure 5.21. coefficient de frottement en fonction du position.

La figure 5.22 montre la distribution de coefficient de frottement sur la surface de tube absorbeur.

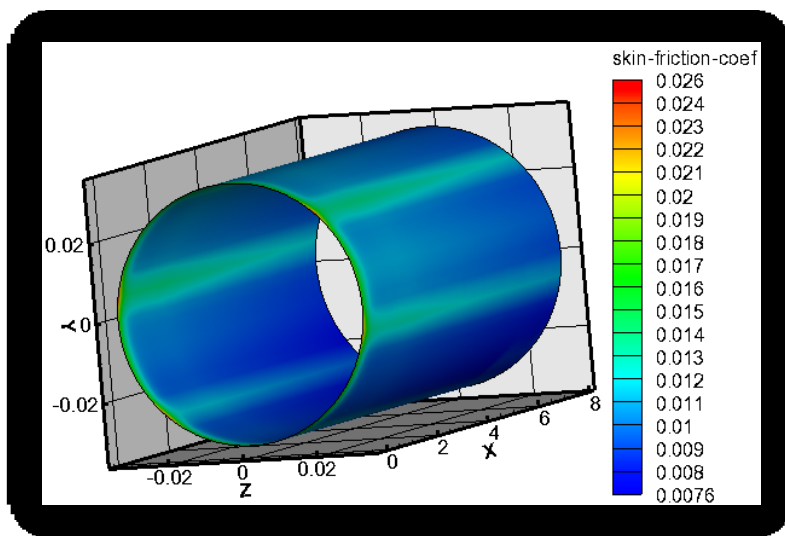


Figure 5.22. Distribution du Coefficient de frottement sur le tube absorbeur.

La figure 5.23 montre la variation de la vitesse du fluide sur l'axe à l'intérieur de tube absorbeur.

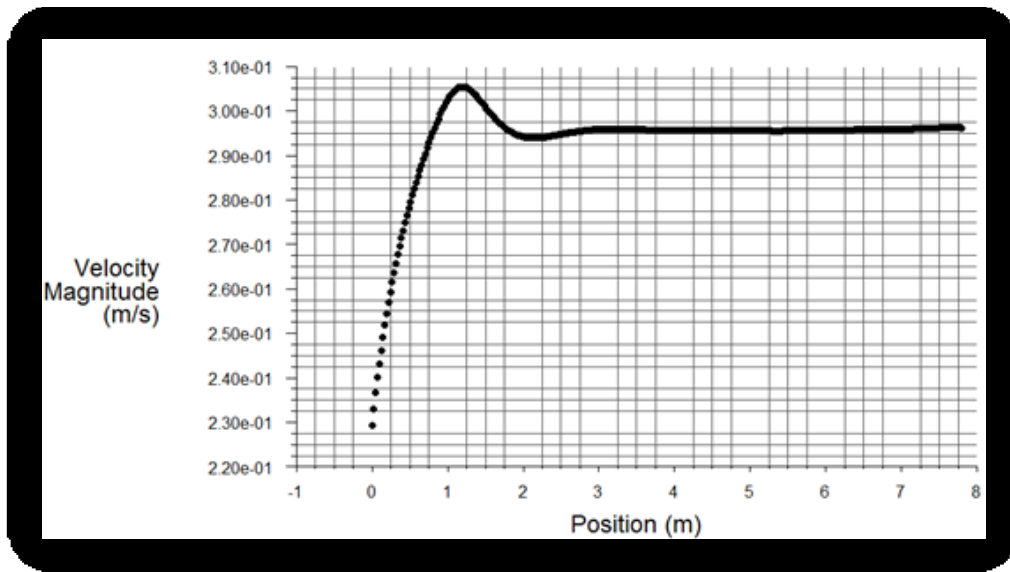


Figure 5.23. Variation de la vitesse du fluide sur l'axe à l'intérieur de tube absorbeur.

5.3.2. Température de sortie du fluide

Le tableau 5.15 présente les conditions d’opération, et les valeurs de la température de sortie du fluide caloporteur obtenu numériquement et analytiquement, comme suit :

Tableau 5.15: Conditions d’opération et résultats obtenus.

Cas	Gb (W/m ²)	Débit (kg/s)	T _{in} (°C) du fluide	T _{out} (°C) du fluide			
				Dudley [Exp] [14]	Ya-Ling He ...[19] [Numérique]	Présent travail [Numérique]	Présent travail [analytique]
1	933,7	0,6782	102,2	124,0	126,2	126,8	124,24
2	968,2	0,6536	151,0	173,3	177,0	176,7	173,74
3	982,3	0,6350	197,5	219,5	222,8	222,2	220,0
4	909,5	0,6580	250,7	269,4	272,4	271,9	269,54
5	937,9	0,6206	297,8	316,9	318,4	318,1	317,12
6	880,6	0,6205	299,0	317,2	319,9	319,5	317,05
7	920,9	0,5457	379,5	398,0	400,4	399,9	398,48

La figure 5.24 montre l'évolution de la température de sortie du fluide caloporteur en fonction de ΔT , obtenu numériquement et analytiquement, comme suit :

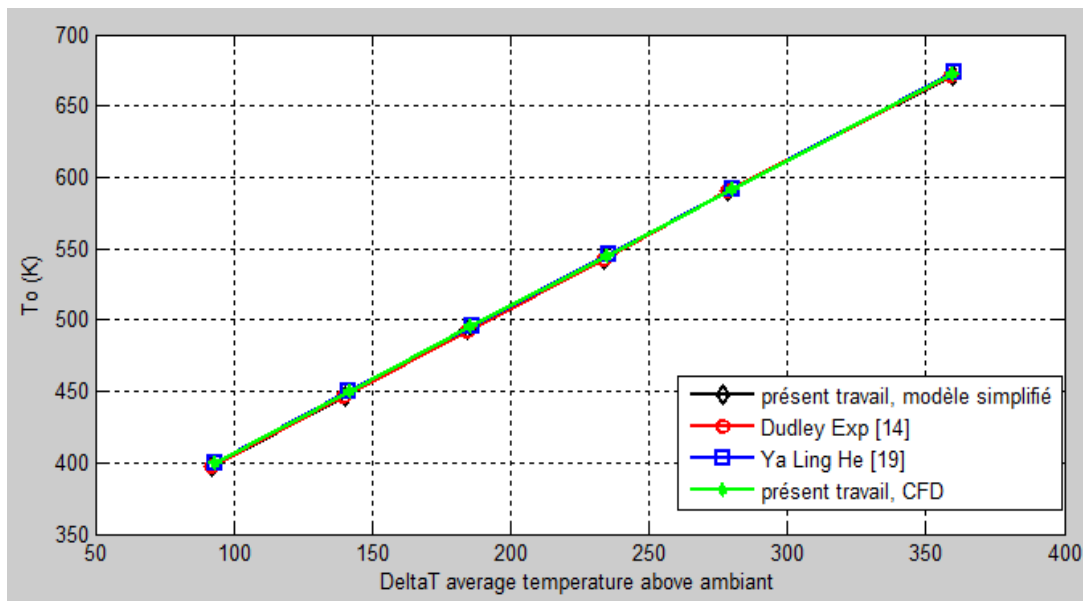


Figure 5.24. Evolution de la température de sortie du fluide en fonction de ΔT .

L'augmentation de la température de sortie remarquée dans la figure 5.24, revient à la croissance des températures d'entrée dans chaque essai. D'après cette figure, on remarque qu'il y a un petit écart entre les valeurs des températures de sorties obtenues expérimentalement et analytiquement et celles obtenus numériquement (Nos résultats est en accord avec tous les travaux).

La figure 5.25 montre la variation de la température de sortie du fluide caloporteur sur la longueur de tube absorbeur :

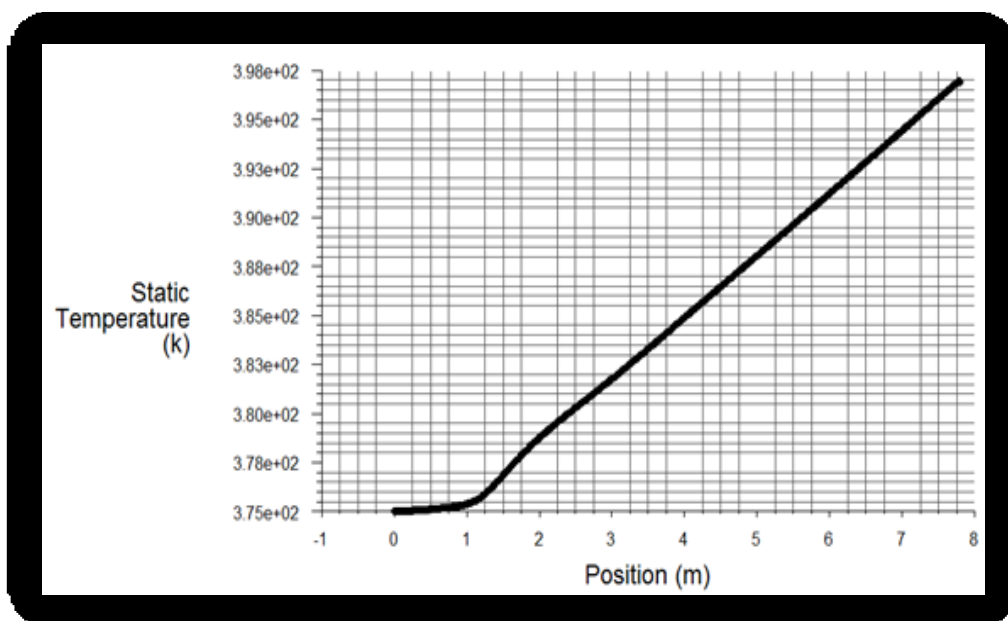


Figure 5.25. Variation de température du fluide sur l'axe à l'intérieur de tube absorbeur.

La figure 5.26 montre la distribution de la température sur la surface externe de tube absorbeur, comme suit :

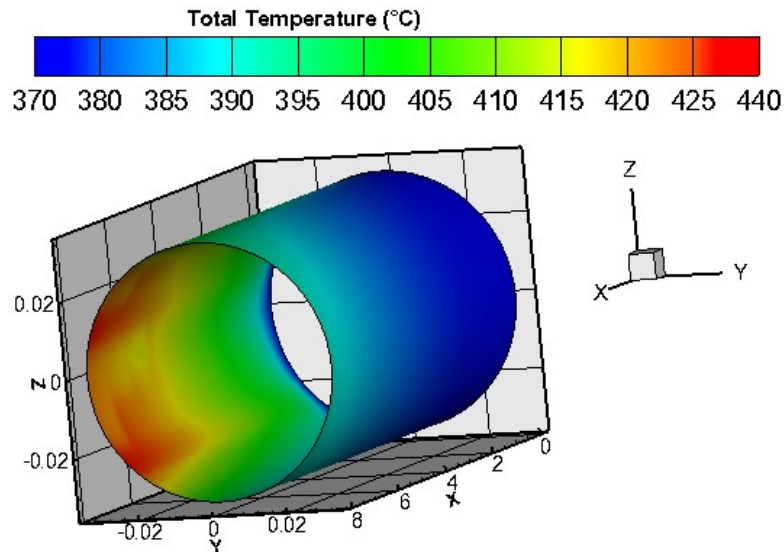


Figure 5.26. Distribution de la température sur la surface externe de tube absorbeur en (3D)

5.3.3. Influence de la concentration géométrique sur la distribution de flux de chaleur

$$C_g = \frac{W_a}{\pi D} = \frac{W_a}{\pi D_{r,o}} \tag{5.11}$$

La distance focale $f = 1,25$ pour un angle d'ouverture $\varphi_r = 90^\circ$.

Pour la concentration géométrique, on va traiter trois cas:

$$C_g = 10 \Rightarrow D_{r,o} = \frac{W_a}{2\pi C_g} = 0,16m \quad (r_{r,o} = 0,08m)$$

$$C_g = 30 \Rightarrow D_{r,o} = \frac{W_a}{2\pi C_g} = 0,052m \quad (r_{r,o} = 0,026m)$$

$$C_g = 50 \Rightarrow D_{r,o} = \frac{W_a}{2\pi C_g} = 0,032m \quad (r_{r,o} = 0,016m)$$

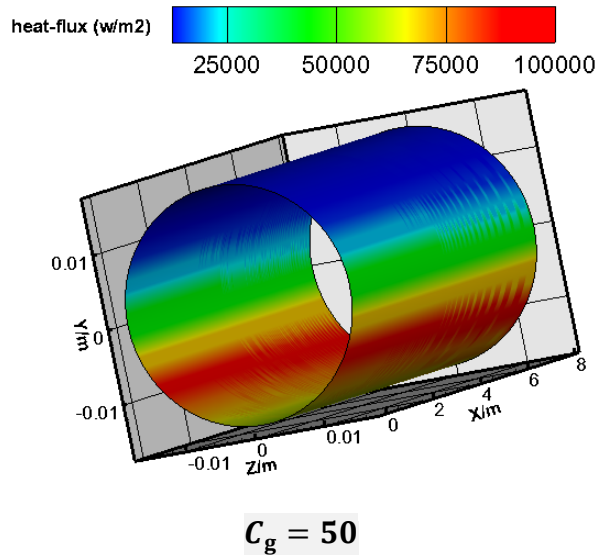
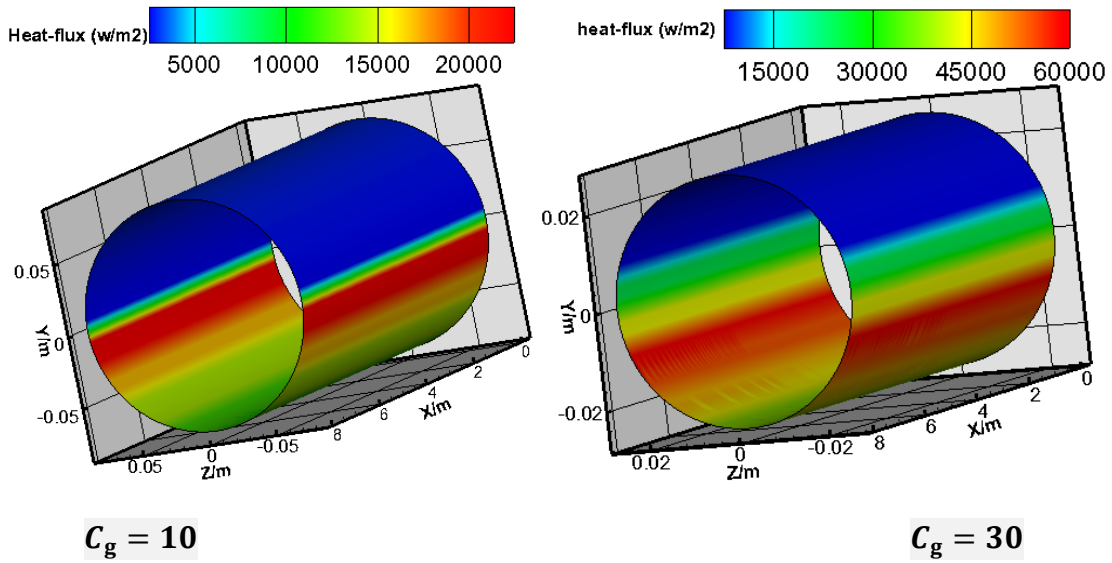


Figure 5.27. Distribution de flux de chaleur en (3D) avec des différents C_g .

La figure 5.27 représente la distribution de flux de chaleur sur la surface extérieure de tube absorbeur sous différentes C_g . Comme le montre ces résultats, avec l'augmentation de la concentration géométrique C_g , la distribution de flux de chaleur devient plus grande (ce qui réduit les pertes thermiques), et atteint des valeurs maximale, ainsi que l'effet d'ombre sur le tube absorbeur s'affaiblit.

5.3.4. Influence de l'angle d'ouverture du concentrateur sur la distribution de flux de chaleur

$$\varphi_r = 2 \operatorname{arc} \tan \left(\frac{W_a}{4f} \right) \tag{5.12}$$

Ou aussi :
$$\varphi_r = \operatorname{arc} \tan \left[\frac{1}{(2f/W_a) - (W_a/8f)} \right] \tag{5.13}$$

$$f = \frac{W_a}{4 \tan \left(\frac{\varphi_r}{2} \right)} \tag{5.14}$$

Pour ce cas là, le diamètre de tube absorbeur reste constant $D_{r,o} = 0,07m$ ($r_{r,o} = 0,035m$)

$W_a = 5m$: Longueur d'ouverture du parabole.

Pour l'angle d'ouverture, on va traiter (6) cas comme suit :

$$\varphi_r = 15^\circ \Rightarrow f = 9,505 \text{ m} \qquad \varphi_r = 60^\circ \Rightarrow f = 2,165 \text{ m}$$

$$\varphi_r = 30^\circ \Rightarrow f = 4,668 \text{ m} \qquad \varphi_r = 75^\circ \Rightarrow f = 1,629 \text{ m}$$

$$\varphi_r = 45^\circ \Rightarrow f = 3,019 \text{ m} \qquad \varphi_r = 90^\circ \Rightarrow f = 1,25 \text{ m}$$

La figure 5.28 montre la distribution du flux de chaleur sur la surface extérieure du tube absorbeur

sous différents angles d'ouvertures. Avec l'augmentation de l'angle d'ouverture, la valeur maximale de flux de chaleur devient inférieure, à l'exception de $\varphi_r = 15^\circ$. Car quand φ_r croit, l'espace (surface occupée) de la concentration sur le tube absorbeur devient de plus en plus large, ce qui provoque la réduction de la valeur maximale de flux de chaleur. On tient à signaler que la distribution de flux de chaleur pour le cas d'un angle d'ouverture de $\varphi_r = 15^\circ$, ne correspond pas à la règle de répartition des autres. Il est beaucoup plus bas par rapport aux autres. La raison c'est que l'angle d'ouverture est si petit, puis les angles entre les rayons réfléchis et la normale de tube absorbeur deviennent plus large, ce qui provoque un bon nombre de rayons réfléchis par la couverture en verre, et moins rayons absorbées par le tube.

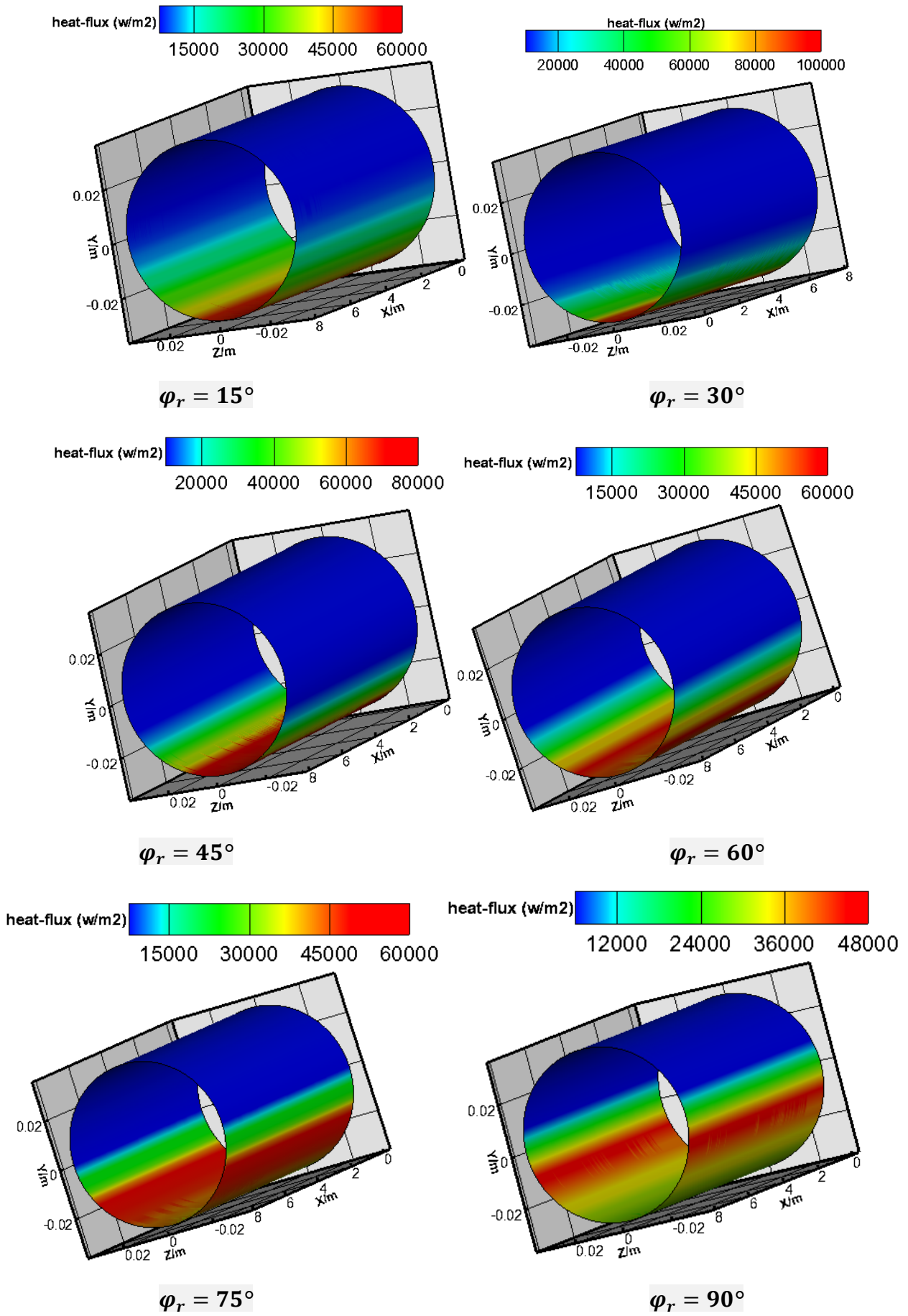


Figure 5. 28. Distribution de la température sur la surface externe de tube absorber avec des différents φ_r

D'après la figure 5.29 on constate que l'influence de l'angle d'ouverture sur le processus de transfert de chaleur est également faible. A l'exception de $\varphi_r = 15^\circ$, où l'on trouve l'élévation de température est plus faible que d'autres cas, car moins des rayons solaire arrivant au tube absorbeur.

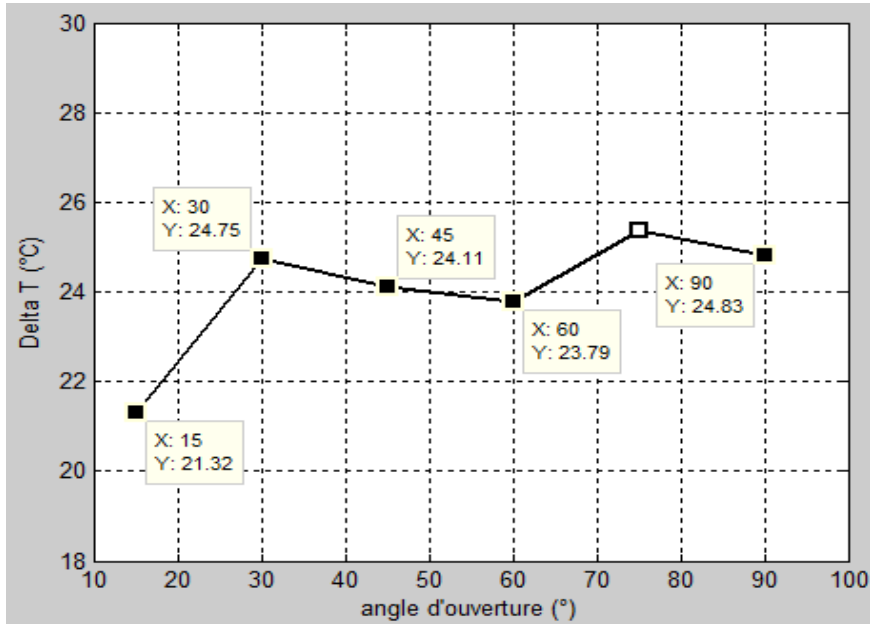


Figure 5.29. La différence de température en fonction de l'angle d'ouverture.

CONCLUSION GENERALE

Le secteur de la génération électrique est le premier consommateur d'énergie primaire et les deux tiers de ses sources sont des carburants fossiles. Aujourd'hui, les sources de génération renouvelables, notamment le solaire et l'éolien, sont les énergies dont le taux de croissance est le plus élevé (production d'électricité).

L'énergie solaire est inépuisable et ne produit ni déchet ni gaz à effet de serre.

Dans le domaine de l'électricité solaire, la technologie des capteurs cylindro-paraboliques est actuellement la plus éprouvée des techniques de concentration solaire, ainsi que le procédé solaire qui a produit le plus d'électricité sur terre.

Le présent travail consiste à étudier les phénomènes de transfert de chaleur dans l'absorbeur du concentrateur solaire. Deux types d'absorbeur ont été considérés : le premier avec un espace annulaire à air et le deuxième avec un espace annulaire à vide. (Il s'agit de l'espace annulaire entre l'absorbeur et le vitrage). Pour ce faire, les équations gouvernant l'écoulement et la conservation d'énergie du fluide caloporteur sont considérées. Pour résoudre les équations du modèle mathématique résultant nous avons utilisé un code de CFD (computational fluid dynamics). Egalement, un modèle simplifié a été établi et appliqué pour l'analyse et la prédiction de performance thermique. Les équations résultant ont été résolues en utilisant Matlab.

Dans ce travail, on s'intéresse à étudier le collecteur solaire de la centrale (SEGS VI) [1]. Ce prototype de récepteur a été testé par «Sandia National Laboratories», sur leur site d'Albuquerque (New Mexico), et publié dans un rapport présentant tous les travaux expérimentaux [2]. Essentiellement, l'impact de la distribution de flux solaire et les paramètres géométriques du concentrateur sur les performances de l'absorbeur sont présentés et discutés. Des comparaisons entre les résultats obtenus par le modèle simplifié et la méthode de CFD, ainsi que les résultats des travaux antérieurs sont présentés et discutés.

Les résultats obtenus, permettent de conclure que :

Les résultats de la première partie (bilan énergétique), nous conduisent à conclure que si le vide était maintenu dans l'espace annulaire, cela pourrait diminuer les pertes thermiques et

provoque au même temps une augmentation de la température de sortie du fluide et du rendement thermique du concentrateur solaire. Par contre la présence de l'Air dans l'espace annulaire provoque une augmentation importante des pertes thermiques (convection+rayonnement), mais ces pertes inévitables d'énergie thermiques dépendent directement de la température du récepteur et affecte l'évolution du rendement en fonction de la concentration.

L'augmentation du diamètre extérieur cause une croissance remarquable des pertes thermiques, surtout dans le cas où l'air est présent dans l'espace annulaire, ce qui explique l'importance des caractéristiques de l'ensemble (l'enveloppe du verre+tube absorbeur).

L'émissivité thermique si elle est maintenue entre (0,9 à 0,16), n'a pas beaucoup d'effet sur la température de sortie du fluide et du rendement du concentrateur solaire. Par contre, on tient à signaler qu'une petite émissivité du tube absorbeur pourrait réduire davantage les pertes thermiques par rayonnement en adoptant des surfaces sélectives convenables.

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

Avec l'augmentation de la concentration géométrique C_g , 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 s'affaiblit. Ce qui montre l'intérêt de ce paramètre sur l'amélioration des performances du concentrateur cylindro-parabolique. Plus que le rendement énergétique atteint par le concentrateur dépend de la concentration du rayonnement donc de la température.

Avec l'augmentation de l'angle d'ouverture, l'espace (surface occupée) de la concentration sur le tube absorbeur devient de plus en plus large, ce qui provoque la réduction de la valeur maximale de flux de chaleur d'une part mais une meilleure distribution de ce dernier d'autre part. Ceci influe directement sur les pertes thermiques du concentrateur solaire, la température de sortie du fluide, et du rendement du système.



REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] Frank Kreith and D. Yogi Goswami. Handbook of energy efficiency and renewable energy, London, CRC Press, 2007.
- [2] Soteris Kalogirou. Solar energy engineering : processes and systems, 1st ed. Elsevier(USA), 2009.
- [3] Bruno Rivoire. « Le solaire thermodynamique » , 2002.
- [4] « Observatoire (Observ'ER) des énergies renouvelables + Energie de France (edf)», Treizième inventaire, édition 2011.
- [5] « Syndicat des énergies renouvelables » (www.enr.fr), mai 2010.
- [6] Yves Yannot. Thermique Solaire, 2003.
- [7] Robert Foster. Majid Ghassemi and Alma Cota, Solar energy : renewable energy and the environment, CRC Press, 2009.
- [8] « Syndicat des énergies renouvelables » (www.enr.fr), juin 2011.
- [9] « National Renewable Energy Laboratory NREL», Solar Energy Technologies Program (www.eere.energy.gov/solar), 2007.
- [10] S.A. Kalogirou. Solar thermal collectors and applications. Prog. Energy Combust. Sci. 30 (2004) 231-295.
- [11] "Solar Electric Generating System IX Technical Description", LUZ International Limited: 1990.
- [12] Winter, C.-J., R. Sizmann, and L. Vant-Hull, eds., Solar Power Plants - Fundamentals, Technology, Systems, Economics. Springer-Verlag, Berlin, 1990, ISBN 3-540-18897-5.
- [13] Duffie J.A., Beckman W. A., Solar engineering of thermal processes, John Wiley and Sons, New York, 1980.
- [14] Dudley, V., G. Kolb, A. R. Mahoney, T. Mancini, C. Matthews, M. Sloan, and D. Kearney, Test Results: SEGS LS-2 Solar Collector, Sandia National Laboratories, Albuquerque, New Mexico: December 1994. Report SAND94-1884.
- [15] Delgado-Torres AM, Garc RL. Comparison of solar technologies for driving a desalination system by means of an organic rankine cycle. Desalination 2007;216:276.
- [16] O. Garcia-Valladares, N. Velazquez. Numerical simulation of parabolic trough solar collector: Improvement using counter flow concentric circular heat exchangers (52) (2009) 597-609.
- [17] Incropera F, Dewitt D. Fundamentals of heat and mass transfer. 3rd ed. New

York: John Wiley and Sons; 1990.

[18] F. Kreith, M.S. Bohn, Principles of Heat Transfer, sixth ed., Thomson Learning, 2000.

[19] Ya-Ling He, Jie Xiao, Ze-Dong Cheng, Yu-Bing Tao. A MCRT and FVM coupled simulation method for energy conversion process in parabolic trough solar collector 36 (2011) 976-985.

[20] Z.D. Cheng, Y.L. He, J. Xiao, Y.B. Tao, R.J. Xu. Three-dimensional numerical study of heat transfer characteristics in the receiver tube of parabolic trough solar collector 37 (2010) 782-787.

[21] Forristall R. Heat Transfer Analysis and Modeling of a Parabolic Trough Solar Receiver Implemented in Engineering Equation Solver. Report, NREL; 2003.

[22] Centre de développement des énergies renouvelables. www.cder.dz

[23] Quoilin Sylvain, Rapport : Centrales solaires à concentration, Université de Liège Faculté des sciences appliquées, mai 2007.