

République algérienne démocratique et populaire

وزارة التعليم العالي والبحث العلمي

Ministère de l'enseignement supérieur et de la recherche scientifique

جامعة عين شمس و شنت بلحاج بوشعرب

Université -Ain-Temouchent- Belhadj Bouchaib

Faculté des Sciences et de la Technologie

Département de Génie Mécanique



Projet de Fin de Cycle

Pour l'obtention du diplôme de MASTER en :

Domaine : SCIENCES ET DE LA TECHNOLOGIE

Filière : Génie Mécanique

Spécialité : Energétique

Thème

**Contribution à l'étude thermique d'un capteur solaire parabolique
thermique**

Présenté Par :

1) M. BELABED Abdelkader

2) M. MAAMAR Mohamed Aimen

Encadrant :

Dr : SAIMI Ahmed M C A (Ain Temouchent) Président

Mr : OUARI Mohamed Amine M A B (Ain Temouchent) Examineur

Dr : HARCHOUCHE Zine Elabidine M A B (Ain Temouchent) Encadrant

Année universitaire 2023/2024

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ

Remerciements

En premier lieu, nous tenons à remercier notre DIEU, notre créateur pour nous avoir donné la force pour accomplir ce travail.

*Je remercie vivement mon encadreur le docteur **Harchouche Zine Elabidine** qui a su me guider à chaque étape malgré ses obligations professionnelles, ainsi que pour son amabilité qui mérite toute l'admiration. Je désire aussi remercier les membres de jury **MONSIEUR SAIMI Ahmed ET MOSIEUR:OUARI Mohamed Amine**, qui ont accepté sans réserve, de juger et d'évaluer ce travail.*

*J'adresse également un grand merci à **mes parents** et à **ma famille** qui m'ont soutenu depuis le début de mon parcours académique.*

Dédicaces

*Tout d'abord, Je tiens à dédie mon directeur de mémoire, le
docteur Harchouche Zine Elabidine*

*Je tiens à dédier ce modeste travail à tous ceux qui me
sont chers à ceux qui ont fait de moi ce que je suis mes
très chers parents pour qui je n'oublierai jamais leur grande
affection, leur soutien et leur encouragements, tout le
long de ma vie.*

*Je dédie ce travail, à mes parents, ma sœurs et mon frère
et. mes cher amis*

A toute ma famille.

*A tous mes collègues de la promotion Energétique
2023/2024.*

Abdelkader BELABED

Dédicaces

*Tout d'abord, Je tiens à dédie mon directeur de mémoire, le
docteur Harchouche Zine Elabidine*

*Je tiens à dédier ce modeste travail à tous ceux qui me
sont chers à ceux qui ont fait de moi ce que je suis mes
très chers parents pour qui je n'oublierai jamais leur grande
affection, leur soutien et leur encouragements, tout le
long de ma vie.*

*Je dédie ce travail, à mes parents, ma sœurs et mon frère
et. mes cher amis*

A toute ma famille.

*A tous mes collègues de la promotion Energétique
2023/2024.*

MOAMED AIMEN MAAMAR

Résumé

Une énergie est dite renouvelable lorsqu'elle est produite par une source que la nature renouvelle en permanence, contrairement à une énergie dépendant de sources qui s'épuisent. Le capteur solaire parabolique utilise l'effet de serre pour capter l'énergie thermique du soleil. Dans ce travail, on va exposer un modèle numérique pour simuler un capteur solaire parabolique exposé aux rayonnements solaires. Pour cela on utilise les codes CFD Workbench -ANSYS Fluent. Les résultats de ces simulations en 3D ont fourni des informations détaillées sur la distribution des températures, vitesses et pressions de l'eau circulant à travers le tube collecteur de ce capteur. Ces résultats permettent d'optimiser la conception et le fonctionnement du capteur pour différentes conditions d'exploitation, améliorant ainsi son efficacité globale.

Mots-clefs : capteur solaire parabolique, Workbench -ANSYS, températures, vitesses, pressions.

Abstract

Energy is said to be renewable when it is produced by a source that nature continually renews, unlike energy dependent on sources that are depleting. The parabolic solar collector uses the greenhouse effect to capture thermal energy from the sun. In this work, we will expose a digital model to simulate a parabolic solar collector exposed to solar radiation. For this we use the CFD Workbench -ANSYS Fluent codes. The results of these 3D simulations provided detailed information on the distribution of temperatures, speeds and pressures of the water flowing through the collector tube of this sensor. These results allow the design and operation of the sensor to be optimized for different operating conditions, thereby improving its overall efficiency.

Keywords: parabolic solar collector, Workbench -ANSYS, temperatures, speeds, pressures.

Sommaire

Remerciment	I
Dédicaces	II
Résumé	III
Sommaire	VI

Introduction générale

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

CHAPITRE I

Synthèse bibliographique sur le rayonnement solaire et les capteurs solaires plans

I.1. Introduction	3
I.2. L'état de l'art.....	3
I.3 Les énergies solaires	7
I.3.1 Le solaire photovoltaïque (PV)	9
I.3.2 Le solaire thermique	9
I.3.3 Énergie solaire passive	9
I.3.4 Concentration solaire	9
I.4 Rayonnement solaire	9
I.5 Composante du rayonnement solaire	11
I.6 Le rayonnement solaire au sol	11
I.7. Définition des capteurs solaires	13
I.7.1 Le capteur solaire thermique	13
I.7.2 Le capteur solaire photovoltaïque	14
I.8 Les types des capteurs	14

I.8.1 Capteurs solaires thermiques	14
I.8 .1.1 Capteurs plans	15
I.8.1.2 Capteurs à tubes sous vide	15
I.8.2 Capteurs solaires paraboliques	15
I.8.3 Cylindro-parabolique	15
I.9. Développement de technologies paraboliques	17
I.10. Les avantage des capteurs solaires	20
I.10.1 Énergie renouvelable et abondante	20
I.10.2 Écologique	21
I. 10.3 Faibles coûts d'exploitation	21
I.10.4 Polyvalence	21
I.10.5 Indépendance énergétique	21
I.10.6 Création d'emplois et développement économique	21
I .11 Conclusion	21

CHAPITRE II

Bilan énergétique global des capteurs solaires paraboliques

II.1 Introduction	23
II.2 Bilan énergétique global des capteurs solaires paraboliques.....	23
II.2.1 Efficacité optique.....	25
II.2.2 Modificateur d'angle d'incident.....	25
II.2.3 Facteur d'interception.....	26
II.2.4 Mettre fin à la perte.....	26
II.2.5 Absorption de l'irradiation solaire dans l'enveloppe de verre.....	27
II.2.6 Absorption du rayonnement solaire dans l'absorbeur.....	28
II.2.7 Bilan énergétique entre le fluide caloporteur et l'atmosphère	28
II.2.8 Répartition de la température dans un collecteur à cuve parabolique.....	32
II.2.9 Transfert de chaleur par conduction à travers la paroi de l'absorbeur.....	34

II.2.10 Transfert de chaleur de l'absorbeur à l'enveloppe en verre.....	34
II.2.11 Transfert de chaleur par convection (vide dans l'annulaire).....	35
II.2.12 Transfert de chaleur par convection (pression dans l'annulus).....	36
II.2.13 Transfert de chaleur par rayonnement.....	37
II.2.14 Transfert de chaleur par conduction à travers l'enveloppe de verre.....	37
II.2.15 Transfert de chaleur de l'enveloppe de verre vers l'ambient.....	38
II.2.16 Transfert de chaleur par convection.....	38
II.2.17 Sans condition de vent.....	38
II.2.18 Avec condition de vent.....	39
II.2.19 Transfert de chaleur par rayonnement.....	40
II.3 Conclusion	41

CHAPITRE III

Modèle numérique du capteur solaire paraboliques

III.1 Introduction	42
III.2 Géométrie du problème	42
III.3 Paramètres du problème.....	44
III.4 Hypothèses du modèle	45
III.5 Utilisation de la CFD	46
III.5.1 Préprocesseur	46
III.5.2 Solveur	46
III.5.3 Post-processeur	47
III.6 Méthodologie numérique	47
III.6.1 Conditions aux limites	48
III.7 Présentation du logiciel de simulation de dynamique des fluides numérique (CFD).	48
III.8 Construction sous Workbench	49
III.9 Construction de la géométrie	50
III.9 .1 Géométrie.....	50

III.9 .2 Maillage.....	52
III.9 .3 Simulation sous FLUENT	55
III.9 .4 Importation de la géométrie	55
III.9 .5 Vérification du maillage importé	55
III.9.6 Lissage du maillage.....	56
III.9.7 Vérification de l'échelle	56
III.9.8 Affichage de la grille	57
III.9.9 L'équation de l'énergie	57
III.9.10 Choix du modèle de turbulence	58
III.9.11 Choix du modèle de rayonnement	59
III.9.12 Définition des caractéristiques.....	59
III.9.13 Conditions de fonctionnement	60
III.9.14 Conditions aux limites du modèle	60
III.9.15 Pression de sortie.....	61
III.9.16 Interfaces.....	61
III.9.17 Détermination des critères de convergence.....	62
III.9.18 Initialisation	63
III.9.19 Lancement du calcul	63
III.9.20 Allures de l'évolution des résidus de calcul	64
III.10 Conclusion	64

CHAPITRE IV

Résultats et discussions

IV.1 Introduction	66
IV.2 Distribution des températures du fluide caloporteur circulant à travers le tube récepteur du capteur.....	66
IV.3 Distribution des pressions du fluide caloporteur circulant à travers le tube récepteur du capteur.....	67
IV.4 Distribution des vitesses du fluide caloporteur circulant à travers le tube récepteur du capteur.....	68
IV.5 Répartition des vitesses d'écoulement du fluide caloporteur le long du tube capteur.	69

IV.6 Distribution des pressions du fluide caloporteur circulant à travers le tube récepteur pour différentes vitesses d'entrée.....	70
IV.7 Distribution des vitesses du fluide caloporteur circulant à travers le tube récepteur pour différentes vitesses d'entrée.....	72
IV.8 Distribution des températures du fluide caloporteur circulant à travers le tube récepteur pour différentes vitesses d'entrée.....	74
IV.9 Distribution des pressions du fluide caloporteur circulant à travers le tube récepteur pour différentes températures d'entrée.....	76
IV.10 Distribution des vitesses du fluide caloporteur circulant à travers le tube récepteur pour différentes températures d'entrée.....	79
IV.11 Distribution des températures du fluide caloporteur circulant à travers le tube récepteur pour différentes températures d'entrée.....	81
IV.12 Distribution des pressions du fluide caloporteur circulant à travers le tube récepteur pour différentes pressions d'entrée.....	83
IV.13 Distribution des vitesses du fluide caloporteur circulant à travers le tube récepteur pour différentes pressions d'entrée.....	85
IV.14 Distribution des températures du fluide caloporteur circulant à travers le tube récepteur pour différentes pressions d'entrée	87
IV.15 Conclusion	89

Conclusion générale

Conclusion générale.....	90
--------------------------	----

Références bibliographiques

Références bibliographiques.....	91
----------------------------------	----

LISTE DES FIGURES

Figure I.1 : panneaux des énergies solaires.....	8
Figure I.2 : spectrale du rayonnement solaire hors atmosphère[4]	1
Figure I.3 : La longueur d'onde de rayonnement solaire [16].....	11
Figure I.4 : Bilan du rayonnement solaire arrivé au sol [17].....	12
Figure I.5: Rayonnement solaire annuel dans le monde (KWh/m ² .an) [13].....	12
Figure I.6 : composition d'un panneau solaire.....	14
Figure I.7 : capteur solaire parabolique.....	15
Figure I.8 : capteur cylindro-parabolique.....	16
Figure I.9: Usine de pompage d'irrigation à Meadi, en Égypte. Adoptée de [24].....	18
Figure I.10: Vue avant et arrière du collecteur LS-3 [24].....	19
Figure II.1 Une coupe transversale du récepteur et du réflecteur montrant différents angles.....	23
Figure II.2 Pertes finales.....	26
Figure II.3 Description de transfert de chaleur dans une zone de coupe transversale.....	28
Figure II.4 Description de résistance thermique.....	28
Figure II.5 Description de transfert de chaleur 2D.....	30
Figure II.6 Distribution de température du PTSC.....	32
Figure III.1 Parabole.....	42
Figure III.2 Segments de parabole ayant le même foyer et le même diamètre d'ouverture.....	43
Figure III.3 Schéma de principe de l'unité de la collecte de chaleur du capteur solaire parabolique.....	45
Figure III.3 Schéma de principe de l'unité de la collecte de chaleur du capteur solaire parabolique.....	49
Figure III.5 Esquisse de la courbe parabolique.....	51
Figure III.6 Géométrie parabolique en 3D.....	51
Figure III.7 Esquisse du capteur	52

Figure III.8 Géométrie du capteur.....	52
Figure III.9 Importation de la géométrie.....	53
Figure III.10 distingue des pièces.....	53
Figure III.11 Type des maillages et ses dimensions.....	54
Figure III.12 Frontières des pièces.....	54
Figure III.13 Maillage structuré du capteur.....	55
Figure III.14 Vérification du maillage sous Fluent.....	56
Figure III.15 Lissage du maillage.....	56
Figure III.16 Vérification des unités.....	57
Figure III.17 Affichage de la grille et vérification des conditions.....	57
Figure III.18 Equation de l'énergie.....	58
Figure III.19 Choix du modèle de turbulence.....	58
Figure III.20 Choix du modèle de rayonnement.....	59
Figure III.21 Définition des caractéristiques du fluide caloporteur.....	59
Figure III.22 Choix de la pression de référence.....	60
Figure III.23 Vitesse d'entrée.....	61
Figure III.24 Pression à la sortie du canal.....	61
Figure III.25 Interfaces des zones contactes.....	62
Figure III.26 Détermination et affichage pendant les calculs des critères de convergence.....	62
Figure III.27 Initialisation du calcul.....	63
Figure III.28 Choix du nombre des itérations.....	63
Figure. IV 1 : Distribution des températures du fluide caloporteur circulant à travers le tube récepteur du capteur solaire parabolique.....	66
Figure IV.2 : Distribution des pressions du fluide caloporteur circulant à travers le tube récepteur du capteur solaire parabolique.....	67
Figure IV.3 : Distribution des vitesses du fluide caloporteur circulant à travers le tube récepteur du capteur solaire parabolique.....	68
Figure IV.4 : Répartition des vitesses d'écoulement du fluide caloporteur le long du	69

tube récepteur du capteur solaire parabolique à quatre distances; 0.5, 0.6, 0.7 et 0.8m

Figure IV.5 : Distribution des pressions du fluide caloporteur circulant à travers le tube récepteur du capteur solaire parabolique pour différentes vitesses d'entrée; 0,5 m/s, 1 m/s, 1,5 m/s, et 2 m/s.....	72
Figure IV.6 : Distribution des vitesses du fluide caloporteur circulant à travers le tube récepteur du capteur solaire parabolique pour différentes vitesses d'entrée; 0,5 m/s, 1 m/s, 1,5 m/s, et 2 m/s.....	74
Figure IV.7 : Distribution des températures du fluide caloporteur circulant à travers le tube récepteur du capteur solaire parabolique pour différentes vitesses d'entrée; 0,5 m/s, 1 m/s, 1,5 m/s, et 2 m/s.....	76
Figure IV.8 : Distribution des pressions du fluide caloporteur circulant à travers le tube récepteur du capteur solaire parabolique pour différentes températures d'entrée; 300 K, 305 K, 310 K, et 315 K.....	78
Figure IV.9 : Distribution des vitesses du fluide caloporteur circulant à travers le tube récepteur du capteur solaire parabolique pour différentes températures d'entrée; 300 K, 305 K, 310 K, et 315 K.....	80
Figure IV.10 : Distribution des températures du fluide caloporteur circulant à travers le tube récepteur du capteur solaire parabolique pour différentes températures d'entrée; 300 K, 305 K, 310 K, et 315 K.....	82
Figure IV.11 : distribution des températures du fluide caloporteur circulant à travers le tube récepteur du capteur solaire parabolique pour différentes pressions d'entrée; 0 Pa, 1 Pa, 2 Pa, et 3 Pa.....	84
Figure IV.12 : distribution des vitesses du fluide caloporteur circulant à travers le tube récepteur du capteur solaire parabolique pour différentes pressions d'entrée; 0 Pa, 1 Pa, 2 Pa, et 3 Pa.....	86

Introduction générale :

Une énergie est dite renouvelable lorsqu'elle est produite par une source que la nature renouvelle en permanence, contrairement aux énergies provenant de sources qui s'épuisent. Les énergies renouvelables sont très diverses, mais elles proviennent toutes de deux sources naturelles principales: le Soleil : il émet des rayonnements transformables en électricité ou en chaleur, il génère des zones de températures et de pression inégales à l'origine des vents, il engendre le cycle de l'eau, il permet la croissance des plantes et la génération de la biomasse ; la Terre, dont la chaleur interne peut être récupérée à la surface.

Le caractère renouvelable de ces énergies, ainsi que leur faible émission de déchets, de rejets polluants et de gaz à effet de serre, constituent des avantages. Cependant, leur pouvoir énergétique est relativement disséminé et bien plus faible que celui des énergies non renouvelables, qui sont fortement concentrées. De plus, elles peuvent être intermittentes, comme dans le cas du solaire et de l'éolien, et difficilement stockables car immédiatement transformées en électricité, nécessitant alors l'apport ponctuel d'autres énergies. Leur mise en œuvre suppose également des investissements lourds, même si, avec le temps, elles deviennent de plus en plus compétitives face aux énergies fossiles.

. 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 des capteurs appelés concentrateurs solaires. Parmi ce type de concentrateurs, il y a les concentrateurs solaires paraboliques. Ces systèmes comportent en général une surface réfléchissante sous forme parabolique destinée à concentrer l'énergie solaire sur une surface absorbante, ce qui permet d'avoir une forte augmentation de chaleur.

Le manuscrit de cette mémoire se décompose en quatre chapitres :

Dans le premier chapitre, on va commencer par une brève description de l'énergie soleil, nous définissons ensuite quelques données nécessaires pour notre étude notamment le rayonnement solaire. Également, on va présenter une description détaillée de la technologie des capteurs solaires paraboliques.

Dans le deuxième chapitre on va établir des bilans thermiques d'un capteur solaire parabolique exposé aux rayonnements solaires nous devons en premier lieu établir les

équations mathématiques et les bilans qui régissent les phénomènes thermiques dans le capteur solaire parabolique. Dans ce qui suit, on s'intéressera particulièrement à : établir le bilan énergétique au niveau du capteur, formuler des hypothèses pour simplifier nos calculs, déterminer les différents coefficients des transferts thermiques établir l'analogie électrique-thermique.

Dans le troisième chapitre on va exposer un modèle numérique pour simuler un capteur solaire plan exposé aux rayonnements solaires. Pour cela on utilise les codes CFD Workbench-ANSYS Fluent.

Dans ce chapitre, nous présenterons les résultats d'une simulation 3D d'un capteur solaire parabolique. Ces résultats numériques concernent : la répartition des températures du fluide caloporteur circulant à travers le tube récepteur, la répartition des vitesses du fluide caloporteur circulant à travers le tube récepteur. et la répartition des pressions du fluide caloporteur circulant à travers le tube récepteur. Ensuite, nous montrerons les résultats de la comparaison pour différents cas : différentes vitesses d'entrée, différentes températures d'entrée et différentes pressions d'entrée.

CHAPITRE I

Synthèse bibliographique sur les capteurs solaires paraboliques

I.1. Introduction :

Dans ce chapitre, nous commencerons par une brève description de l'énergie solaire. Ensuite, nous définirons quelques données nécessaires à notre étude, notamment le rayonnement solaire. Enfin, nous présenterons une description détaillée de la technologie des capteurs solaires.

I.2. L'état de l'art:

De nombreuses études ont été développées et réalisées concernant la modélisation de paraboliques la technologie des capteurs solaires à cuve (PTSC). Dans ce qui suit, 13 articles de recherche liés au présent travail sont étudiés, analysés et résumés.

Ouagued[01] a réalisé un modèle homérique d'un collecteur parabolique sous climat algérien. Dans ce modèle, le récepteur est divisé en plusieurs segments, et les équations d'équilibre de transfert de chaleur qui dépendent du type de collecteur, des propriétés optiques, du fluide de transfert de chaleur (HTF) et des conditions ambiantes sont appliquées pour chaque segment. Ce travail a permis de prédire les températures, les pertes de chaleur et le gain de chaleur du creux parabolique. Les résultats ont indiqué qu'avec l'augmentation de la température du tube d'absorbeur et du fluide caloporteur (HTF), la perte de chaleur du collecteur de creux parabolique augmente et le gain de chaleur diminue également.

Archer[2] a mis au point un modèle mathématique de collecteur de creux parabolique utilisé pour le refroidissement et le chauffage solaires en utilisant des corrélations d'équilibre énergétique entre le tube absorbeur, le tube de verre et les environs. Le modèle proposé est validé avec des données expérimentales dans plusieurs cas de fonctionnement, qui sont HTF, rayonnement solaire normal direct, vitesse du vent et température. Les résultats de la comparaison entre le modèle mathématique et les données expérimentales indiquent certaines différences, notamment une température de verre élevée et une faible efficacité mesurée. Ces différences sont attribuées à la perte de chaleur au niveau des supports et des connecteurs et à la faible hypothèse d'absorptivité. Certaines recommandations ont été suggérées concernant la connexion ci-dessous et le tube en verre.

Bell[3] a mené une étude théorique et expérimentale pour évaluer la perte de chaleur du collecteur parabolique en Chine. Tout d'abord, un modèle unidimensionnel est développé dans MATLAB, et les principaux facteurs concernant la perte de chaleur ont été analysés. Les résultats montrent que l'émission du revêtement et l'état du vide ont un effet remarquable sur la perte de chaleur du récepteur. D'autre part, les conditions environnementales ont une influence négligeable. La comparaison du modèle unidimensionnel et des données expérimentales n'est pas exacte en raison de l'ignorance des différents mécanismes de perte de chaleur qui se produisent aux extrémités du récepteur. Le modèle est validé par un test de préformage avec les extrémités couvertes. En outre, pour plus d'investigation, un modèle tridimensionnel a été développé en utilisant le logiciel CFD. Ce modèle est validé avec des données expérimentales de photo IR et de puissances de chauffage.

Les résultats montrent que la perte de chaleur conductrice élevée se produit en raison du support et du dessous dans des conditions non-vacuum. En intégrant les modèles 1D et 3D, la comparaison avec les données de test indique un bon accord.

Hachicha[4] a développé un modèle numérique d'un récepteur de type « trough » parabolique pour une analyse thermique et optique. Toutes les corrélations du bilan énergétique thermique sont utilisées afin d'exécuter le modèle. Une méthode mathématique-géométrique est appliquée pour estimer le flux de chaleur autour du récepteur. Le modèle est vérifié par des données expérimentales réalisées par les Laboratoires nationaux de Sandia. Les résultats indiquent quelques différences à haute température, et ces écarts sont dus aux propriétés optiques du collecteur. Une autre raison pour laquelle la comparaison n'est pas précise est qu'il y a une certaine erreur en utilisant les équations liées au coefficient de transfert de chaleur. En plus de cela, une autre validation du modèle proposé est effectuée avec des données expérimentales de récepteurs non irradiés. Les résultats indiquent que le modèle proposé peut bien estimer la perte de chaleur et la température).

Coccia[5] a présenté un modèle mathématique d'un collecteur en forme de « trough » parabolique qui est décrit en détail en utilisant toutes les corrélations, les paramètres et les variables. Le modèle prédit l'efficacité optique, thermique et globale du CTSP ainsi que

d'autres paramètres tels que les températures et le flux de chaleur de toutes les parties du récepteur. Un prototype a été conçu, installé et testé afin de vérifier le modèle proposé. Les données expérimentales et les prédictions du modèle ont indiqué qu'il y a un bon accord avec une erreur moyenne de 5 % et une erreur maximale de 14 % en utilisant de l'eau comme fluide caloporteur dans la plage de 25 à 75 °C.

Dudley[6] a testé un récepteur de type SEGS LS-2 pour collecteur en forme de « trough » parabolique afin d'estimer l'efficacité et les pertes thermiques du collecteur. Le test est réalisé avec deux matériaux de revêtement différents de l'absorbeur couplés à trois configurations de récepteur ; sous vide, vide perdu (air) et sans enveloppe en verre. Chaque configuration a un grand effet sur les performances du récepteur. Le revêtement sélectif en cermet a une performance supérieure au revêtement en chrome noir, et lorsque l'air est présent dans l'annulus, les performances du collecteur diminuent. Un modèle unidimensionnel est développé et comparé aux résultats expérimentaux. Le modèle montre que les performances du récepteur dépendent de la température de fonctionnement, de l'angle d'incidence et de la valeur d'insolation d'entrée.

Forristall[7] a développé un modèle pour déterminer les performances du collecteur solaire parabolique en forme de « trough » (PTSC). Le modèle est mis en œuvre dans le logiciel Engineering Equation Solver (EES). Toutes les corrélations de transfert de chaleur, équations et paramètres sont décrits en détail. Quatre versions différentes d'EES sont utilisées pour le modèle proposé. Deux versions sont utilisées pour effectuer des études préliminaires sur les éléments du collecteur de chaleur et les paramètres, et les autres versions sont utilisées pour valider le modèle théorique avec les données expérimentales. Le modèle est vérifié par des données d'essais sur le terrain réalisées par les Laboratoires nationaux de Sandia. Plusieurs recommandations et suggestions ont été données pour améliorer les performances du collecteur.

Brooks[8] a mené une étude sur les performances du récepteur en forme de « trough » parabolique en Afrique du Sud en utilisant la norme ASHRAE 93-1986. Des récepteurs sous vide, protégés par un bouclier en verre et non protégés, ont été testés en utilisant de l'eau

comme fluide de travail. Les résultats montrent des efficacités thermiques maximales de 53,8 % et 55,2 % respectivement. De plus, le coefficient de perte de chaleur est réduit de 50 % lorsque le collecteur est exposé au vent. Une description des performances et des pertes de chaleur du collecteur sous des angles d'incidence accrus est également réalisée dans l'article.

Padilla[9] a réalisé un modèle numérique unidimensionnel d'un collecteur en forme de « trough » parabolique. Le collecteur a été divisé en plusieurs segments. Des équations de bilan de transfert de chaleur et des corrélations sont appliquées pour chaque segment, et les équations partielles et les équations algébriques non linéaires ont été résolues. Le modèle est validé par des données expérimentales réalisées par les Laboratoires nationaux de Sandia, et il a également été comparé à d'autres modèles unidimensionnels ; Forristall [7] et Vezquez[10]. Les résultats montrent un accord entre le modèle et les tests (SNL) ainsi qu'avec les autres modèles de transfert de chaleur. Une réduction de 41,8 % des pertes de transfert de chaleur par convection en cas de rupture de l'enveloppe en verre entraîne une amélioration du modèle proposé. Selon les résultats obtenus, ce bon modèle numérique est approprié pour estimer l'efficacité thermique et les pertes de chaleur dans de nombreuses conditions différentes ; débit, revêtement sélectif et conditions de fonctionnement.

Kalogirou[11] a présenté un modèle thermique détaillé de collecteur solaire parabolique (PTSC) mis en œuvre dans le logiciel Engineering Solver Equation. Le modèle proposé prend en compte les trois mécanismes de transfert de chaleur ; la conduction, la convection et le rayonnement. Le transfert de chaleur par conduction se produit à travers le métal absorbant et à travers le verre de protection. Le transfert de chaleur par convection se produit dans le fluide de travail absorbant et dans l'annulus entre l'absorbeur et le verre de protection, ainsi que du verre de protection vers l'ambiante. Enfin, le rayonnement se produit du verre de protection vers le métal absorbant vers le ciel.

Une vérification du modèle proposé est effectuée avec des données expérimentales réalisées par les Laboratoires nationaux de Sandia. Les résultats du modèle et des données expérimentales indiquent un bon accord entre eux.

Chalqi [12] a réalisé un modèle mathématique du récepteur en forme de « trough » parabolique. L'échange de chaleur entre les composants du récepteur dans une centrale solaire

à cycle combiné intégré (ISCC) a été étudié, et dans le modèle obtenu, la température du fluide caloporteur et les températures du verre sont évaluées. De plus, un bon vide entre le tube interne et externe du récepteur est considéré pour reformer le nouveau modèle. Après la simulation, les résultats ont montré que la température du fluide et la température du verre augmentent progressivement jusqu'à obtenir une valeur d'équilibre spécifique.

Yaghoubi [13] a mesuré les pertes de chaleur dans le champ de collecteurs de chaleur de centrales solaires de 250 kW en Iran pour différentes conditions. Une analyse expérimentale et numérique a été réalisée pour la comparaison. Trois tubes différents sont utilisés ; sous vide, vide perdu et verre cassé, et une caméra infrarouge (IR) est utilisée pour évaluer les températures autour du tube. Les résultats ont montré que les pertes de chaleur du tube à vide perdu (air) sont 40 % plus élevées que celles du tube sous vide, donc 3 à 5 % de l'efficacité du collecteur est réduite. Pour le verre cassé, les calculs ont montré que les performances thermiques sont réduites de 12 à 16 %.

Dans cette thèse, un modèle 2D a été développé. Le récepteur est divisé en plusieurs segments, et des corrélations de bilan thermique sont appliquées pour chaque segment du collecteur parabolique. Ce modèle estime les performances thermiques de l'ensemble du système ainsi que les pertes de chaleur vers l'ambiante. La validation du modèle a également été effectuée par des tests préliminaires sur le collecteur solaire parabolique.

I.3 Les énergies solaires :

L'énergie solaire représente l'une des ressources les plus abondantes et les plus accessibles sur Terre. Sa conversion en une forme d'énergie utilisable, telle que la chaleur ou l'électricité, à travers l'utilisation de capteurs solaires, joue un rôle crucial dans la transition vers une économie bas carbone et durable. Ces capteurs solaires, en constante évolution grâce à la recherche et à l'innovation, offrent un potentiel énorme pour répondre à nos besoins énergétiques tout en réduisant notre dépendance aux combustibles fossiles et nos émissions de gaz à effet de serre.

L'énergie solaire est l'énergie diffusée par le rayonnement du Soleil. Des ondes radio aux rayons gamma en passant par la lumière visible, tous ces rayonnements sont constitués de

photons, les composants fondamentaux de la lumière et les vecteurs de l'énergie solaire. L'énergie solaire est issue des réactions de fusion nucléaire qui animent le Soleil.

Sur Terre, l'énergie solaire est à l'origine du cycle de l'eau, du vent et de la photosynthèse du règne végétal. Le règne animal, y compris l'humanité, dépendent des végétaux sur lesquels sont fondées toutes les chaînes alimentaires.

L'énergie solaire est ainsi à l'origine de toutes les formes de production énergétique aujourd'hui utilisées sur Terre, à l'exception de l'énergie nucléaire, de la géothermie et de l'énergie marémotrice. L'homme utilise l'énergie solaire pour la transformer en d'autres formes d'énergie : énergie chimique (les aliments que notre corps utilise), énergie cinétique, énergie thermique, énergie électrique ou biomasse.

Par extension, l'expression « énergie solaire » est souvent employée pour désigner l'électricité ou l'énergie thermique obtenue à partir de la source énergétique primaire qu'est le rayonnement solaire.



Figure I.1 : panneaux des énergies solaires

Actuellement, il existe deux voies principales d'exploitation de l'énergie solaire :

I.3.1 Le solaire photovoltaïque (PV) :

qui transforme directement le rayonnement solaire en électricité.

I.3.2 Le solaire thermique :

qui transforme directement le rayonnement en chaleur.

Le solaire dit « thermodynamique » est une variante du solaire thermique. Cette technique se différencie en cela qu'elle utilise l'énergie thermique du soleil afin de la transformer dans un second temps en électricité.

I.3.3 Énergie solaire passive :

Il s'agit d'une conception architecturale qui tire parti de l'énergie solaire sans recourir à des équipements mécaniques ou électriques. Par exemple, l'orientation des bâtiments, les matériaux de construction et la conception des fenêtres peuvent maximiser l'utilisation de la lumière naturelle et de la chaleur solaire pour le chauffage et l'éclairage des bâtiments.

I.3.4 Concentration solaire :

Cette technologie utilise des miroirs ou des lentilles pour concentrer la lumière solaire sur un point focal, générant ainsi de la chaleur pouvant être utilisée pour produire de l'électricité à grande échelle dans les centrales solaires thermodynamiques.

L'énergie solaire est largement considérée comme une source d'énergie propre et durable, car elle est abondante, largement distribuée et ne produit pas de polluants atmosphériques ou de gaz à effet de serre lorsqu'elle est utilisée. Elle joue un rôle important dans la transition vers un mix énergétique plus durable et contribue à réduire la dépendance aux combustibles fossiles.

I.4 Rayonnement solaire :

Le rayonnement solaire est une énergie produite par le soleil à la suite de réactions de fusion thermonucléaire engendrées au cœur du soleil produisant des rayonnements corpusculaires et électromagnétiques se répandant dans toutes les directions du vide intersidéral avec une vitesse de 3.108 m/s et englobant toutes les longueurs d'ondes depuis les rayons X et gamma jusqu'à l'I.R lointain. Quoique, 99,9 % de l'énergie se situe entre 0,2 et 8 μm [13]. Cette quantité d'énergie est la source de la plupart des énergies disponibles sur la terre et exploitable pour la production d'électricité [14].

L'énergie solaire se propage dans l'espace sous la forme de « grains », ou quanta d'énergie, les photons ; elle est sans cesse renouvelée.

La valeur du flux de rayonnement solaire E reçu par une surface perpendiculaire aux rayons solaires placée à la limite supérieure de l'atmosphère terrestre (soit à environ 80 km d'altitude) varie au cours de l'année avec la distance Terre/Soleil. Sa valeur moyenne E_0 est appelée la constante solaire, elle vaut $E_0 = 1353 \text{ W.m}^{-2}$. En première approximation, on peut calculer la valeur de E en fonction du numéro du jour de l'année j par :

$$E = E_0 (1 + 0.033 \cos 0.984j)$$

La répartition spectrale du rayonnement solaire hors atmosphère est représentée sur la figure (I.2).

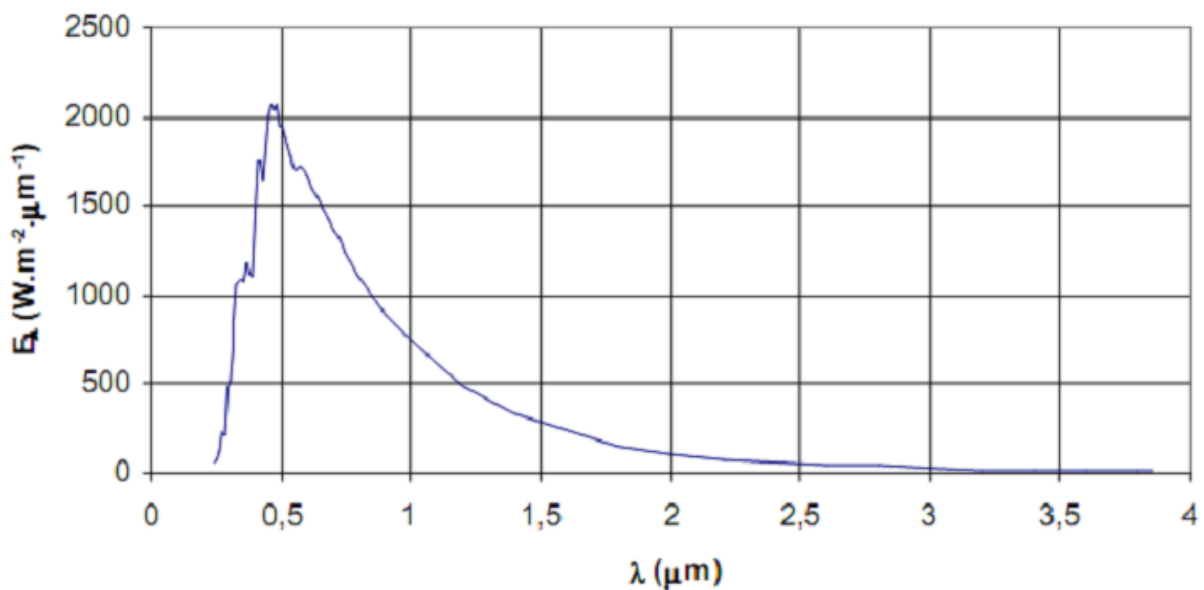


Figure I.2 : spectrale du rayonnement solaire hors atmosphère [4].

On peut noter que 98% du rayonnement solaire est émis dans des longueurs d'onde inférieures à 4 μm . En première approximation, le rayonnement solaire peut être assimilé au rayonnement d'un corps noir à une température de 5777 K.

I.5 Composante du rayonnement solaire :

Le rayonnement qui nous parvient du soleil est émis par sa surface extérieure dont la température est d'environ 6000 °K. A une telle température, 40 de l'énergie est émise dans le domaine visible (gamme de longueur d'onde allant de 0,3 μm (violet -bleu) à 0,7 μm (rouge). La décomposition du rayonnement solaire peut être réalisée en projetant un faisceau lumineux sur un prisme de verre ou sur un réseau de diffraction. Tout un éventail de couleurs apparaît, du bleu au rouge en passant par le vert et le jaune [15].

Chacune de ces couleurs est associée à un rayonnement d'une certaine longueur d'onde. William Herschell (Vers 1800) qui étudiait le rayonnement solaire, avait placé un thermomètre derrière un tel prisme. Il s'aperçut qu'il indiquait une élévation de température (et donc qu'il recevait de l'énergie) non seulement dans le domaine visible mais également dans la région au-delà du rouge. Ce fut la découverte du rayonnement infrarouge qui représente 50% du rayonnement émis par le soleil. Les 10% restant du rayonnement solaire total sont émis à l'opposé du domaine visible, à des longueurs d'onde plus petites que celles du violet (l'ultraviolet)

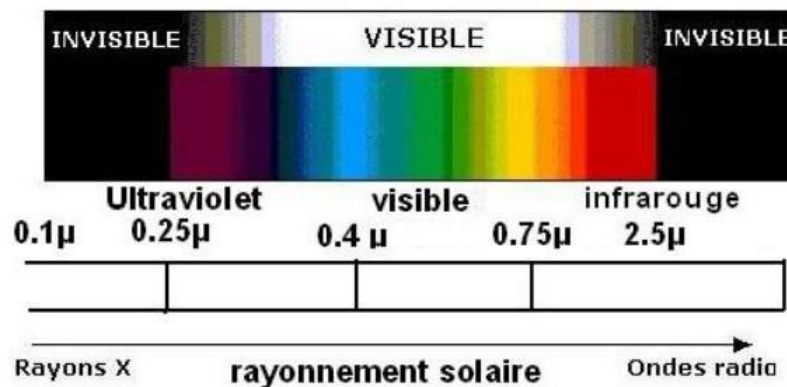


Figure I.3 : La longueur d'onde de rayonnement solaire [16]

I.6 Le rayonnement solaire au sol :

La variation du rayonnement solaire au sol en fonction de trois paramètres essentiels :

L'intensité de l'énergie solaire réellement disponible à la surface de la Terre est inférieure à la constante solaire en raison de l'absorption et de la dispersion de cette énergie,

due à l'interaction des photons avec l'atmosphère, les nuages ou encore les fumées produites par la pollution (CO₂, le méthane CH₄ et le peroxyde d'azote N₂O).

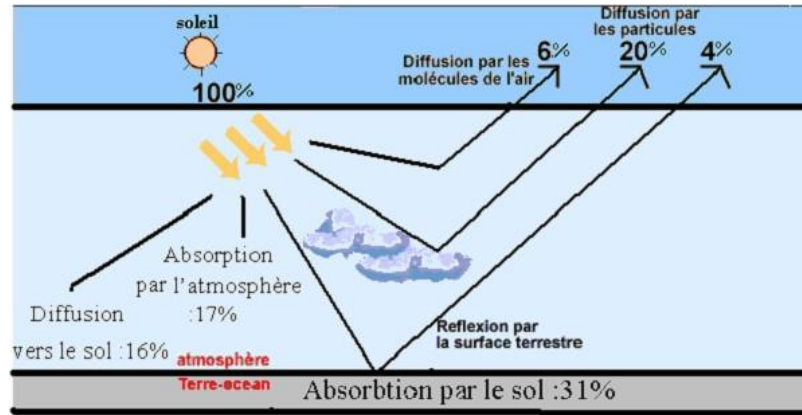


Figure I.4 : Bilan du rayonnement solaire arrivé au sol [17]

L'intensité de l'énergie solaire disponible varie en fonction de la situation géographique du site de captation. En Algérie, plus on est au Sud plus on profite d'une irradiation importante du soleil. Au Nord, moins l'irradiation solaire est importante, mais plus les besoins de chaleur sont importants : saison de chauffe plus longue, température extérieure plus basse, température de l'eau plus basse.

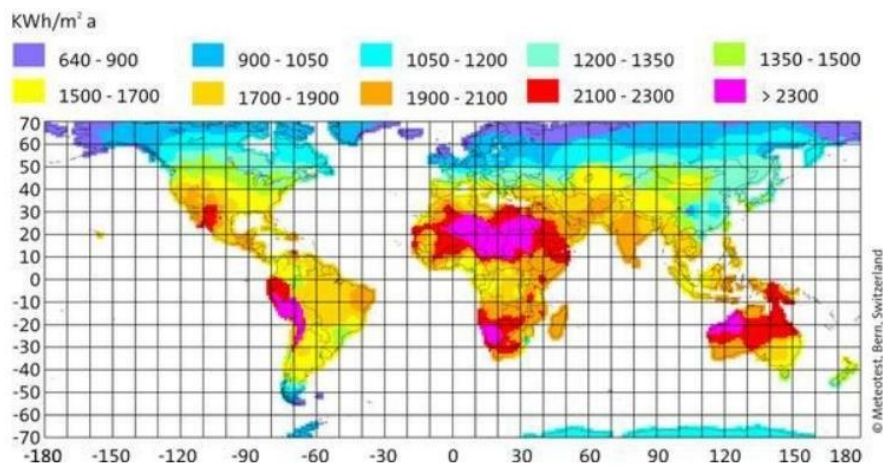


Figure I.5: Rayonnement solaire annuel dans le monde (KWh/m².an) [13]

La puissance solaire disponible en tout point de la Terre dépend également du jour, de l'heure et de la latitude du point de réception. De plus, la quantité d'énergie solaire captée est fonction de l'orientation du récepteur, pour cela il faut faire une étude astronomique.[18].

I.7. Définition des capteurs solaires :

Le capteur solaire transforme l'énergie du soleil – gratuite et disponible – en une énergie utile produire de l'eau chaude ou de l'électricité.

Un capteur solaire ou panneau solaire est un élément d'une installation solaire destiné à recueillir l'énergie solaire pour le convertir en énergie thermique et le transférer à un fluide caloporteur (air, eau) ou en énergie électrique. Nous distinguons principalement deux types de capteurs solaires : le capteur solaire thermique et le capteur solaire photovoltaïque.

I.7.1 Le capteur solaire thermique :

il est constitué d'un panneau noir absorbant la chaleur du soleil pour la transmettre à de l'eau circulant dans le capteur solaire. Il existe principalement deux types de capteurs solaires thermiques. Le capteur plan le plus simple et le moins cher et le capteur à tubes sous vide ayant un meilleur rendement solaire car il récupère plus efficacement le rayonnement solaire. Le capteur solaire aux panneaux solaires est principalement utilisé pour le réchauffage de l'eau chaude sanitaire ou le complément au chauffage de la maison ou de l'immeuble. Dans le premier cas l'installation est dit chauffe-eau solaire individuel (CESI) ou système solaire centralisé (SSC). À noter qu'il existe une forme simplifiée du chauffe-eau solaire individuel, c'est le CESI optimisé. Plus petit, et moins cher il correspond à une demande appropriée au marché de la basse consommation.

Rappelons que le solaire a une place privilégiée dans les obligations réglementaires notamment la réglementation 2012 qui impose pour toute maison individuelle l'obligation de mettre en œuvre une énergie renouvelable. [19]

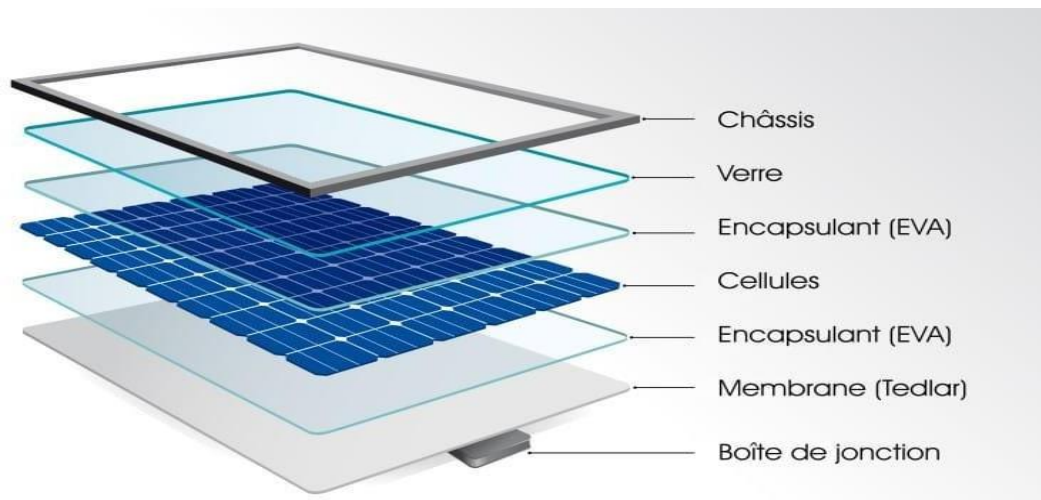


Figure I.6 : composition d'un panneau solaire

I.7.2 Le capteur solaire photovoltaïque :

les cellules photovoltaïques convertissent le rayonnement en courant continu qui peut être utilisé via un onduleur pour les besoins électriques de la maison de l'immeuble. Ces capteurs solaires photovoltaïques peuvent avoir plusieurs utilisations. En premier lieu l'autoconsommation, mais également la revente sur le réseau public. En parallèle, ce type d'énergie renouvelable et directement liée à la notion de stockage d'énergie. Capteurs solaires et stockage énergie permettant de répondre aux différentes variations de demande énergétique.[20]

I.8 Les types des capteurs :

Les capteurs solaires sont des dispositifs qui capturent l'énergie solaire et la convertissent en une forme d'énergie utilisable, telle que la chaleur ou l'électricité. Voici trois types principaux de capteurs solaires :

I.8.1 Capteurs solaires thermiques :

Les capteurs solaires thermiques sont conçus pour capturer la chaleur du soleil et la transférer à un fluide caloporteur, généralement de l'eau ou un mélange eau-glycol, à des fins de chauffage d'eau domestique, de chauffage d'espace ou pour des applications industrielles. Ces capteurs se présentent sous différentes formes, dont les plus courantes sont :

I.8.1.1 Capteurs plans :

Ils sont composés d'un absorbeur, un matériau noir ou sélectif qui absorbe le rayonnement solaire, et d'un réseau de tubes à travers lesquels circule le fluide caloporteur.

I.8.1.2 Capteurs à tubes sous vide :

Ces capteurs utilisent des tubes sous vide pour réduire les pertes de chaleur et sont souvent plus efficaces que les capteurs plans dans les conditions climatiques variables.

I.8.2 Capteurs solaires paraboliques :

Les capteurs solaires paraboliques utilisent des réflecteurs paraboliques pour concentrer la lumière solaire sur un point focal. Ce point focal est souvent placé le long d'un tube où circule un fluide caloporteur, généralement de l'huile thermique. La chaleur ainsi concentrée est utilisée pour produire de la vapeur qui peut entraîner une turbine pour produire de l'électricité dans les centrales solaires thermiques à concentration.

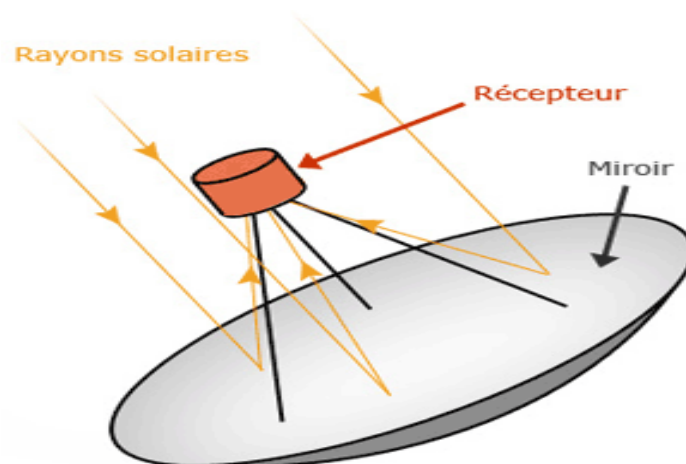


Figure I.7 : capteur solaire parabolique.

I.8.3 Cylindro-parabolique :

Les capteurs cylindro-paraboliques sont constitués de surfaces miroirs de forme parabolique dans lesquelles le rayonnement solaire est collecté et concentré dans un absorbeur. Un liquide caloporteur circule dans le tube absorbeur, transportant la chaleur vers sa destination.

Les aspects essentiels de l'exploitation de l'énergie solaire thermique sont étudiés sur un capteur cylindro-parabolique. À cet effet, le rayonnement solaire est concentré par un miroir parabolique sur un tube absorbeur. L'énergie de rayonnement est absorbée et transformée en chaleur. Pour réduire les pertes de chaleur, le tube absorbeur est équipé d'une enveloppe en verre à double paroi. La chaleur est transmise à un liquide caloporteur dans le circuit solaire via une conduite se trouvant dans l'absorbeur. La chaleur est transférée au circuit d'eau chaude et au réservoir de stockage via un échangeur de chaleur à plaques.

Le capteur cylindro-parabolique peut être orienté en fonction de la position du soleil grâce à deux motoréducteurs. On a ici deux possibilités de commande : soit en fonction de données astronomiques calculées, soit par l'intermédiaire de capteurs. Le circuit solaire est protégé par un vase d'expansion et une soupape de sécurité. Les températures dans le réservoir, à la sortie et à l'entrée du capteur ainsi que le débit dans le circuit solaire sont enregistrés.[21]

Ces types de capteurs solaires peuvent être utilisés pour une variété d'applications, allant du chauffage domestique à grande échelle à la production d'électricité dans les centrales solaires thermiques. Chaque type de capteur solaire a ses propres avantages, inconvénients et applications spécifiques en fonction des besoins énergétiques et des conditions environnementales.



Figure I.8 : capteur cylindro-parabolique

I.9. Développement de technologies paraboliques :

En 1870, John Ericsson, un ingénieur suédois, a construit le premier capteur solaire parabolique (PTSC) avec une ouverture de 3,25 m². L'objectif de la conception était de générer de la vapeur à l'intérieur du collecteur, puis d'entraîner un moteur de 373 W. Au cours des années suivantes, il a construit sept systèmes similaires au premier. Cependant, il utilisait l'air au lieu de l'eau comme fluide de travail. En 1883, Ericsson construit un grand système PTSC exposé à New York. Le collecteur parabolique était de 3,35 m de long et 4,88 de large qui concentre les rayons du soleil sur un tube de chaudière de 15,88 cm de diamètre. La cuvette se composait de douves en bois, et des déchirures de fer qui étaient attachées aux côtés de la cuvette. La surface du réflecteur était faite de verre de fenêtre, et ils ont été installés sur des bâtons. L'ensemble du système a suivi le soleil manuellement [22]. En 1907, Wilhelm Meier et Adolf Remshardt d'Allemagne ont obtenu un brevet sur la technologie des collecteurs paraboliques. Le but du système était de générer de la vapeur

De 1906 à 1911, Frank Shuman, un ingénieur américain, a construit et testé plusieurs moteurs solaires, y compris différents types de capteurs solaires sans concentration et à faible concentration. Certains de ces collecteurs ont été utilisés pour pomper l'eau pour l'irrigation à Tacony, en Pennsylvanie. Après avoir acquis de l'expérience avec ces systèmes, en 1912, il a construit une grande usine depompage d'irrigation comme le montre la figure 1.1 à Meadi, petit village près du Caire, en Égypte, avec l'aide d'un consultant anglais, Charles Vernon Boys.

Un changement alternatif a été suggéré par C.V. Boys, qui est que les tubes de chaudière de verre-couverture ont été placés le long du collecteur de cuvette parabolique. Le système consistait en 5 rangées de PTSC orientées nord-sud. Chaque rangée a une longueur de 62,17 m et une largeur de 4,1 m avec un diamètre d'absorbeur de 8,9 cm et un rapport de concentration de 4,6. La surface totale de collecte était de 1250 m², et la superficie totale occupée était de 4047 m² [22] [23]. Le système était capable de produire 27000 litres d'eau par minute

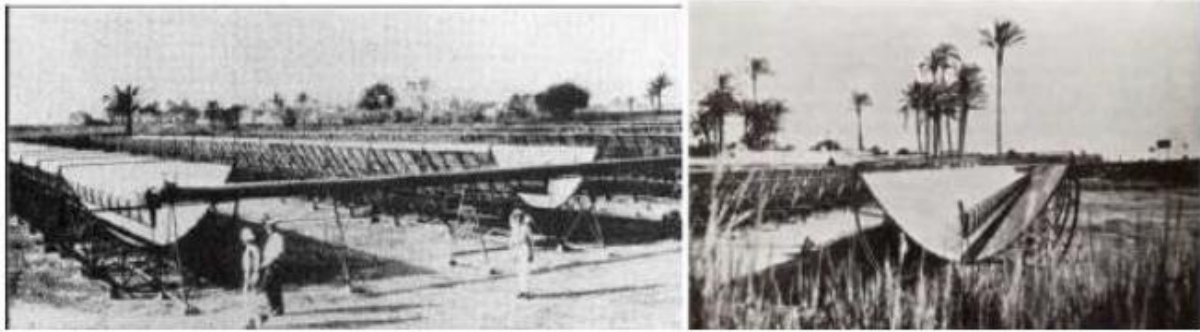


Figure I.9: Usine de pompage d'irrigation à Meadi, en Égypte. Adoptée de [24]

En 1936, C.G. Abbot a utilisé un PTSC et une machine à vapeur pour convertir l'énergie solaire en énergie mécanique avec un rendement global de 15,5%. Pour réduire la perte de chaleur, il a utilisé un seul tube recouvert de verre évacué à double paroi placé le long du PTSC. Le système a été conçu de manière à produire de la vapeur saturée à 374 °C après avoir exposé le SSPC au soleil pendant cinq minutes [22] et [23]

La technologie des cuves paraboliques n'avait pas été développée depuis 60 ans. Cependant, les activités de PTSC ont repris au milieu des années 1970 en réponse à la crise pétrolière. Honeywell international Inc. et Sandia National Laboratories ont mis au point deux collecteurs au milieu des années 1970 aux États-Unis, et ils ont été conçus pour fonctionner à des températures inférieures à 250 °C. Plus tard, en 1976, trois CSTC ont été construits et testés à Sandia jusqu'à une longueur de 3,66 m. Absorbant de 2,13 m de large et chromé noir recouvert d'une enveloppe de verre de 4 cm

En 1979, une société, LUZ international Inc., a été constituée aux États-Unis, et l'objectif était de développer et de construire des collecteurs paraboliques rentables pour les applications de chaleur thermique solaire. Luz a construit trois nouvelles générations de collecteurs d'auges paraboliques connus sous le nom de : LS-1, LS-2 et LS-3 (figure 1.2) qui ont été installés dans les centrales de production d'électricité solaire (SEGS). Les deux premières générations, LS-1 et LS-2, avaient des assemblages similaires. Ils avaient la même longueur, mais la largeur d'ouverture de LS-2 est deux fois de LS-1. La structure était basée sur une structure rigide



figure I.10: Vue avant et arrière du collecteur LS-3 [24]

tube de support connu sous le nom de tube de couple. Dans LS-3, la longueur était deux fois supérieure à LS-2, et la largeur était 14% plus large que LS-2. Un autre mode de suivi a été adopté, à savoir un système de commande hydraulique au lieu d'un engrenage mécanique [23],[24]

Dans les années 1980, la technologie des cuves paraboliques a été introduite sur le marché. De nombreuses entreprises américaines fabriquaient et vendaient des collecteurs paraboliques tels que :

- Acurex Solar Corp a fabriqué les modèles Acurex 3001 et 3011
- SuntecSystems Corp. -Excel Corp. a fabriqué des modèles IV et 360
- Solar KineticsCorp construit des modèles T-700 et T800
- Solel solaire construit modèle IND-300
- SuntecSystems Inc. construit un modèle de collecteur parabolique IV

En 1998, un groupe d'entreprises et de laboratoires de recherche européens a été fondé pour développer et construire une nouvelle génération de PTSC. Après avoir étudié de nombreuses structures collectrices différentes, la première lecture d'une nouvelle figure a été construite, connue sous le nom d'ET-100. Le modèle se composait de 8 modules avec une zone d'ouverture de 545m². Après cela, la deuxième version a été développée et nommée ET-150. Il avait un certain nombre de modules de 12 avec une zone d'ouverture de 820m².

En 2003, une troisième version du collecteur européen a été construite et a été nommée SKAL-ET. Il avait un membre de modules de 12 avec une surface d'ouverture effective de 4360 m². Il avait été érigé à l'usine SEGS-V en Californie, USA depuis ce temps

En 2005, un nouveau PTSC appelé SENERTROUGH-I a été développé par la société espagnole SENER. Il avait la même taille que le collecteur LS-3, mais la structure de support était la même que le collecteur LS-2. Une boucle de 600 m de capteur SENERTROUGH-I a été installée dans la centrale solaire à concentration Andasol -1 en Espagne

Il existe actuellement plusieurs types de SSPT. Certains d'entre eux ont été lancés sur le marché, et d'autres sont en cours de développement:

- Solel Solar Systems travaille à développer une conception avancée appelée Solel-6. La nouvelle conception est basée sur LS-3 mais avec une approche de structure différente.

- Solarlite, une société allemande, a construit un nouveau collecteur DSG pour générer de la vapeur jusqu'à 400 C, et il est utilisé pour deux usines pilotes.

- SkyFuelCompany a développé un nouveau collecteur appelé SkyTrough II a des dimensions similaires au collecteur LS-3, mais il a des matériaux de surface réfléchissants différents.

- Un petit collecteur à faible coût, Sopotova 4.0, construit par SopotovaMicroCSP (USA). Il est conçu pour la production d'énergie solaire avec une capacité de 250 KW -20 MW. Il est de 3,66 m de long avec une ouverture de 1,52 m.

I.10. Les avantages des capteurs solaires :

Les capteurs solaires offrent plusieurs avantages importants qui en font une technologie attrayante pour la production d'énergie propre. Voici quelques-uns des principaux avantages des capteurs solaires :¹

I.10.1 Énergie renouvelable et abondante :

L'énergie solaire est une source d'énergie renouvelable inépuisable. Chaque jour, la Terre reçoit une quantité énorme d'énergie solaire, bien au-delà de ce dont nous avons besoin pour répondre à nos besoins énergétiques mondiaux.

I.10.2 Écologique :

Contrairement aux combustibles fossiles, l'utilisation de capteurs solaires pour la production d'énergie ne génère pas de polluants atmosphériques nocifs tels que le dioxyde de carbone (CO₂), les oxydes d'azote (NO_x) ou les particules fines. Cela contribue à réduire les émissions de gaz à effet de serre et à atténuer le changement climatique.

I.10.3 Faibles coûts d'exploitation :

Une fois installés, les capteurs solaires ont généralement des coûts d'exploitation relativement faibles, car ils utilisent simplement l'énergie gratuite du soleil pour produire de la chaleur ou de l'électricité. Les coûts de maintenance sont également généralement faibles, surtout pour les systèmes thermiques solaires passifs.

I.10.4 Polyvalence :

Les capteurs solaires peuvent être utilisés pour une variété d'applications, notamment le chauffage domestique et industriel, la production d'eau chaude sanitaire, la génération d'électricité, l'alimentation de dispositifs autonomes, etc. Ils peuvent être adaptés à différentes échelles, des installations résidentielles aux grandes centrales électriques.

I.10.5 Indépendance énergétique :

En utilisant l'énergie solaire, les individus, les entreprises et même les nations peuvent réduire leur dépendance à l'égard des combustibles fossiles importés. Cela peut renforcer la sécurité énergétique et réduire la vulnérabilité aux fluctuations des prix des combustibles fossiles sur le marché mondial.

I.10.6 Création d'emplois et développement économique :

L'industrie solaire en pleine croissance crée des emplois dans la conception, la fabrication, l'installation, la maintenance et la recherche et développement. De plus, le déploiement de projets solaires peut stimuler l'investissement et le développement économique local.

I.11 Conclusion :

Dans ce chapitre, nous avons présenté une brève description de l'énergie solaire ainsi qu'une description détaillée du rayonnement solaire. Le capteur solaire est l'élément clé de l'énergie solaire. Pour cette raison, nous avons inclus une description détaillée de la technologie des capteurs solaires.

CHAPITRE II

Bilan énergétique global des capteurs solaires paraboliques

II.1 Introduction :

Dans ce chapitre on va établir des bilans thermiques d'un capteur plan exposé aux rayonnements solaires nous devons en premier lieu établir les équations mathématiques et les bilans qui régissent les phénomènes thermiques dans le capteur solaire paraboliques . Dans ce qui suit, on s'intéressera particulièrement à : établir le bilan énergétique au niveau du capteur, formuler des hypothèses pour simplifier nos calculs, déterminer les différents coefficients des transferts thermiques, établir l'analogie électrique-thermique, déterminer les différents facteurs relatifs à la géométrie de ce capteur.

II.2 Bilan énergétique global des capteurs solaires paraboliques:

Le bilan énergétique global des capteurs solaires paraboliques est essentiel pour évaluer leur performance et leur efficacité. En optimisant les différents facteurs influents, il est possible de maximiser l'énergie utile collectée et d'améliorer l'efficacité globale du système. Les capteurs solaires paraboliques jouent un rôle crucial dans la transition vers des sources d'énergie renouvelables, et une compréhension approfondie de leur bilan énergétique est fondamentale pour leur développement et leur utilisation efficace.

Dans des conditions idéales, 100 % de l'énergie solaire incidente est réfléchi par le concentrateur et absorbée par l'absorbeur. Cependant, en réalité, le réflecteur ne réfléchit pas toute la radiation solaire en raison des imperfections du réflecteur, ce qui entraîne des pertes optiques. L'efficacité optique dépend de nombreux facteurs tels que l'erreur de suivi, l'erreur géométrique et les imperfections de surface.

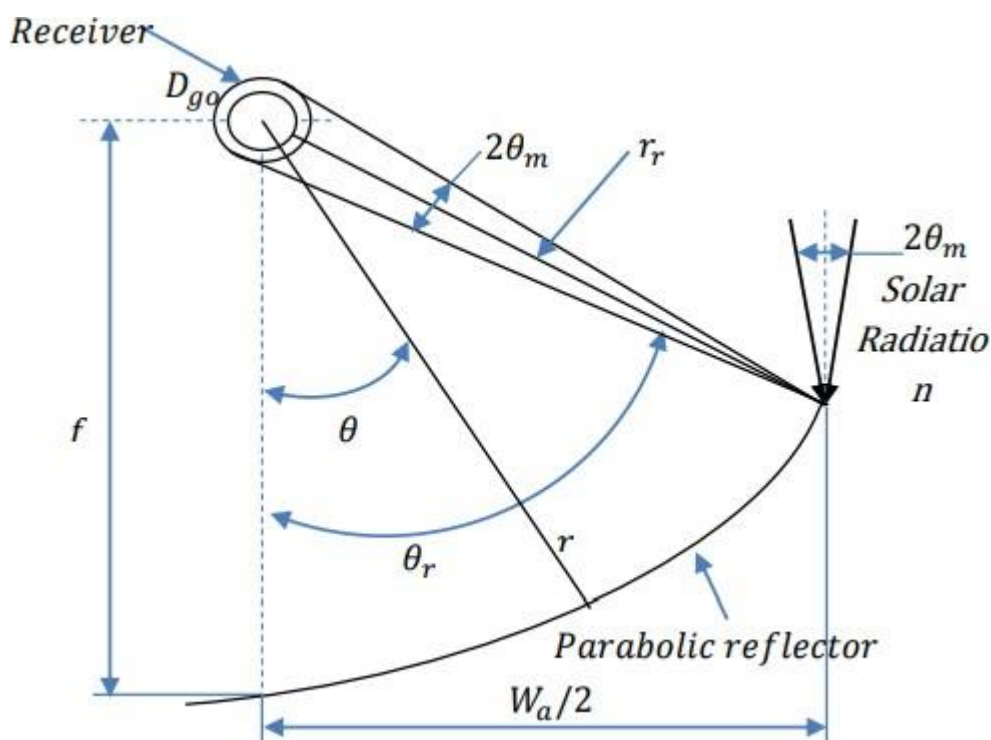


Figure II.1 : Une coupe transversale du récepteur et du réflecteur montrant différents angles

Une section transversale d'un récepteur et d'un réflecteur est illustrée à la figure (II.1). Cette figure met en évidence plusieurs facteurs importants. Lorsque le rayonnement incident atteint le réflecteur au niveau du bord du collecteur, il forme un angle connu sous le nom d'angle de bord (θ_r). Pour un alignement idéal, le diamètre du récepteur doit intercepter toute l'image solaire, et il est donné par :

$$D = 2r_r \sin \theta_m \quad (\text{II.1})$$

Où θ_m est égal au diamètre du récepteur, r_r est la distance focale du réflecteur.

Le rayon r , illustré à la figure (II.1), peut être déterminé par l'équation suivante:

$$r = \frac{2f}{1 + \cos \theta} \quad (\text{II.2})$$

θ est l'angle entre le faisceau réfléchi au foyer et l'axe du collecteur f , est la distance focale de la parabole. θ varie entre 0 et l'angle de bord, . Ainsi, le rayon r , également varie de la distance focale, f , r_r et la taille théorique de l'image varie de

$$2f \sin \theta_m \text{ to } 2r_r \sin \theta_m / \cos(\theta_r + \theta_m) \quad (\text{II.3})$$

L'équation (II.2) à l'angle de bord :

$$r_r = \frac{2f}{1 + \cos \theta_r} \quad (\text{II.4})$$

L'ouverture de la parabole est un autre facteur important lié à l'angle de la jante et la distance focale de la parabole, et elle est donnée par:

$$W_a = 4f \tan\left(\frac{\theta_r}{2}\right) \quad (\text{II.5})$$

Le rapport de concentration géométrique de l'absorbeur tubulaire peut être défini comme suit:

$$C = \frac{\sin \theta_r}{\pi \sin \theta_m} \quad (\text{II.6})$$

En outre, le rapport de concentration, qui est défini comme le rapport entre la surface de l'ouverture et la surface de l'absorbeur est présenté dans l'équation suivante[27] :

$$C = \frac{\text{Effective aperture area}}{\text{absorber area}} = \frac{(W_a - D_{go})}{D_{go}} \quad (\text{II.7})$$

II.2.1 Efficacité optique:

l'efficacité optique est définie comme le rapport de l'énergie arrivant du tube absorbeur à celui reçu par le collecteur [4]. Il peut être présenté tel quelsuit (Mutlak):

$$\eta_o = [\rho_{cl} \tau_{env} \alpha_{abs} \gamma] K(\theta) X_{end} \quad (\text{II.8})$$

Où ρ_{cl} est la réflectance du miroir, τ_{env} est la transmission de l'enveloppe du verre, α_{abs} est la l'absorption de la surface de l'absorbeur, γ est le facteur d'interception, $K(\theta)$ est le modificateur de l'angle d'incidence, et X_{end} est une perte d'effet final.

II.2.2 Modificateur d'angle d'incident:

Le modificateur d'angle d'incident prend en compte l'effet de l'augmentation ou de la diminution de l'angle de incidence. Le modificateur d'angle d'incidence est défini comme le

rapport de l'efficacité thermique à un angle d'incidence donné par rapport à l'efficacité maximale à incidence normale:

$$K(\theta) = \frac{(\eta_{th})_{\theta}}{(\eta_{th})_p} \quad (\text{II.9})$$

Le modificateur d'angle d'incidence repose sur les propriétés géométriques et optiques du collectionneur. Il peut être généré par ajustement empirique à des données expérimentales et est décrit comme un fonction polynomiale de la valeur absolue de [29] :

$$K(\theta) = b_0 + b_1\theta + b_2\theta^2 \quad (\text{II.10})$$

II.2.3 Facteur d'interception:

Un autre facteur affectant l'efficacité optique est appelé facteur d'interception. Il est défini comme la fraction du flux solaire incident qui est interceptée par le concentrateur. Idéalement, si le le miroir et le récepteur sont parfaitement alignés et le système d'entraînement de suivi est parfait et la surface du miroir est propre sans imperfections de surface, le facteur d'interception sera l'unité. Cependant, en réalité, il existe quelques erreurs liées au collecteur ; imperfections du miroir les surfaces et le désalignement du miroir existent en raison de la fabrication et de l'assemblage [30]. De plus, il existe des erreurs dans la précision du système de suivi. Forristall [7] présente les termes qui affectent le facteur d'interception :

- Ombrage de l'élément collecteur de chaleur (HCE) (soufflet, blindage et support)
- Erreur de suivi
- Erreur de géométrie (alignement du miroir)
- Saleté sur les miroirs
- Saleté de l'élément collecteur de chaleur (HCE)
- Disparus

II.2.4 Mettre fin à la perte:

À un angle d'incidence nul, le rayonnement solaire réfléchi par le concentrateur a frappé l'ensemble de l'élément collecteur de chaleur (HCE). Cependant, lorsque l'angle d'incidence commence à augmenter, certaines zones proches de l'extrémité du récepteur ne sont pas éclairées par le rayonnement solaire comme illustré à la figure II.2. Ces pertes sont traitées avec le terme de pertes finales.

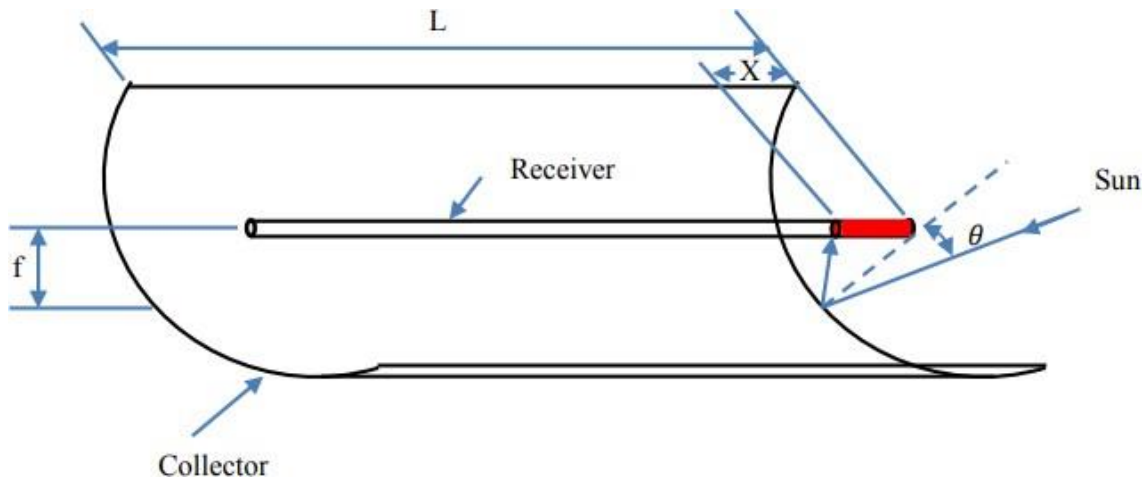


Figure II.2 : Pertes finales.

La distance X qui est la partie de HCE qui n'est pas éclairée peut être calculée comme suit :

$$X = f \tan \theta \quad (\text{II.11})$$

La perte finale qui est fonction de la distance focale du collecteur, de la longueur du collecteur, et l'angle d'incidence est défini par

$$X_{end} = 1 - \frac{f}{L} \tan \theta \quad (\text{II.12})$$

II.2.5 Absorption de l'irradiation solaire dans l'enveloppe de verre:

L'absorption solaire au niveau de l'enveloppe de verre et de l'absorbeur est traitée comme un flux de chaleur pour simplifier les termes d'absorption solaire. Cependant, en réalité, l'absorption solaire est un phénomène de génération de chaleur et dépend de l'épaisseur de l'enveloppe de verre. Comme l'épaisseur de l'enveloppe de verre est faible et que le coefficient d'absorption solaire est de 0,02 [11], cette hypothèse introduit un faible pourcentage d'erreur.

La corrélation utilisée pour l'irradiation solaire dans l'enveloppe de verre est connue sous le nom de :

$$\dot{q}'_{SolAbs,go} = \dot{q}'_{sol} \rho_{cl} \gamma \alpha_{env} K(\theta) X_{end} \quad (II.13)$$

Où q_{loss} se trouve l'irradiation solaire par longueur de récepteur. Pour trouver le terme q_{loss} , l'irradiation solaire est multipliée par la surface de l'ouverture, puis divisée par la longueur du récepteur.

II.2.6 Absorption du rayonnement solaire dans l'absorbeur:

L'équation utilisée pour l'absorption du rayonnement solaire dans l'absorbeur est la suivante :

$$\dot{q}'_{,SolAbs,abo} = \dot{q}'_{sol} \eta_o \quad (II.14)$$

II.2.7 Bilan énergétique entre le fluide caloporteur et l'atmosphère :

L'objectif de cette section est de déterminer l'énergie absorbée par le fluide caloporteur et de décrire toutes les pertes de chaleur du récepteur vers l'atmosphère dues aux mécanismes de transfert de chaleur : conduction, convection et radiation. Ensuite, l'efficacité thermique, qui est le rapport entre l'énergie fournie et l'énergie reçue par le réflecteur, peut être estimée.

Cette description performance est basé sur le bilan énergétique entre le fluide caloporteur et l'atmosphère. Il couvre toutes les corrélations et équations nécessaires pour décrire les termes du bilan énergétique. Une section transversale du récepteur avec un bilan énergétique unidimensionnel et à l'état stationnaire est montrée dans la Figure II.3, et la Figure II.4 présente les résistances thermiques basées sur le bilan énergétique du récepteur. Dans cette description, tous les flux de chaleur, températures et propriétés thermodynamiques sont supposés uniformes autour de la circonférence du tube. L'erreur due à l'hypothèse d'uniformité du flux de chaleur est de 3 %. Le rayonnement solaire réfléchi par le réflecteur est absorbé par l'enveloppe de verre et le tube absorbeur. La majorité de l'énergie absorbée par le revêtement de l'absorbeur est transférée à travers l'absorbeur par conduction (q_{po_pi} , cond) puis au fluide caloporteur (HTF) par convection (q_{pi_f} , conv). Le reste de l'énergie est transféré de nouveau au tube de verre par radiation (q_{po_gi} , con) et convection (q_{po_sky} , rad) . L'énergie transférée de nouveau par convection et radiation est conduite à travers l'enveloppe de verre q_{go_so} , en plus de l'énergie absorbée par le tube de verre. Ensuite, cette énergie est perdue dans l'environnement par convection (q_{go_a} , cov) et radiation (q_{po_sky} , rad) [7]. En

conservant l'énergie à chaque surface de la section transversale du récepteur, les équations du bilan énergétique sont déterminées.

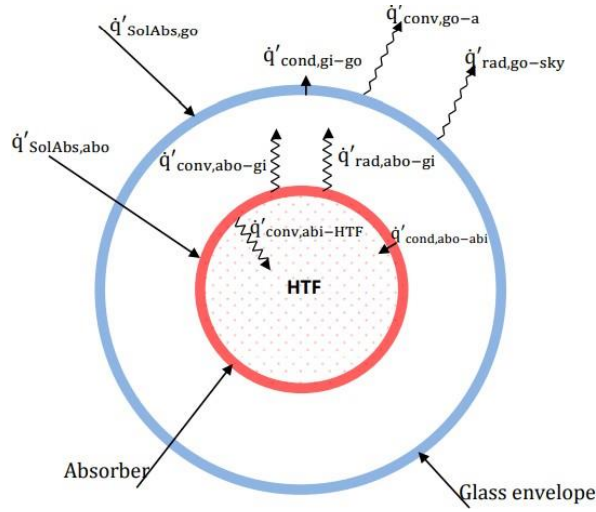


Figure II.3 :Description de transfert de chaleur dans une zone de coupe transversale

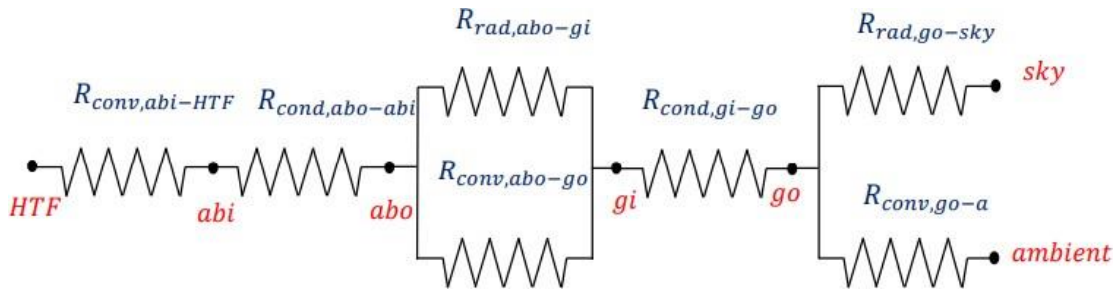


Figure II.4 :Description de résistance thermique

$$\dot{q}'_{conv,abi-HTF} = \dot{q}'_{cond,abo-abi} \tag{II.15}$$

$$\dot{q}'_{SolAbs,abo} = \dot{q}'_{conv,abo-gi} + \dot{q}'_{rad,abo-gi} + \dot{q}'_{cond,abo-abi} \tag{II.16}$$

$$\dot{q}'_{conv,abo-gi} + \dot{q}'_{rad,abo-gi} = \dot{q}'_{cond,gi-go} \tag{II.17}$$

$$\dot{q}'_{cond,gi-go} + \dot{q}'_{SolAbs,go} = \dot{q}'_{conv,go-a} + \dot{q}'_{rad,go-sky} \tag{II.18}$$

$$\dot{Q}'_{\text{heat loss}} = \dot{Q}'_{\text{conv,go-a}} + \dot{Q}'_{\text{rad,go-sky}} \quad (\text{II.19})$$

On peut remarquer que l'absorption solaire au niveau de l'enveloppe de verre et du tube absorbeur sont traités comme des flux de chaleur qui peuvent faciliter les conditions d'absorption solaire et rendre la chaleur transfert à travers l'enveloppe de verre et le tube absorbeur linéaire.

Le récepteur est divisé en N segments de même longueur, comme le montre la figure II.5. Pour analyser chaque segment, les flux thermiques radiaux sont présumés normaux à la surface du segment et uniformes, et ils peuvent être calculés à la moyenne température des côtés gauche et droit du segment. Ainsi, le transfert de chaleur radial peut être démontré l'application d'un bilan d'énergie thermique unidimensionnel comme l'a réalisé Forristall [7]. D'après la première loi de la thermodynamique pour les systèmes ouverts [32] pour le segment i :

$$\frac{dE}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} + \sum_{\text{inlet}} \dot{m} (h + KE + PE) - \sum_{\text{outlet}} \dot{m} (h + KE + PE) \quad (\text{II.20})$$

Il existe de nombreuses hypothèses pour cette équation :

- Processus à l'état stable
- Pas de travaux
- Énergie cinétique (KE) égale à zéro
- Énergie potentielle (PE) égale à zéro

Après avoir appliqué ces hypothèses pour l'équation du bilan thermique, la nouvelle équation devenu:

$$0 = \dot{q}'' A_i + \dot{m} (h_{i,\text{inlet}} - h_{i,\text{outlet}}) \quad (\text{II.21})$$

En supposant que le fluide caloporteur (FHT) dépend de la température, le FHT l'enthalpie est estimée à :

$$h_{\text{inlet},i} \approx C_{p,\text{inlet},i} T_{\text{inlet},i} \quad (\text{II.22})$$

L'irradiation solaire indiquée dans l'équation (3.21), q'' comprend l'irradiation solaire absorbée par l'absorbeur et l'enveloppe de verre ; $q''_{\text{po,SolAbs}}$, $q''_{\text{go,SolAbs}}$ t la perte de chaleur.

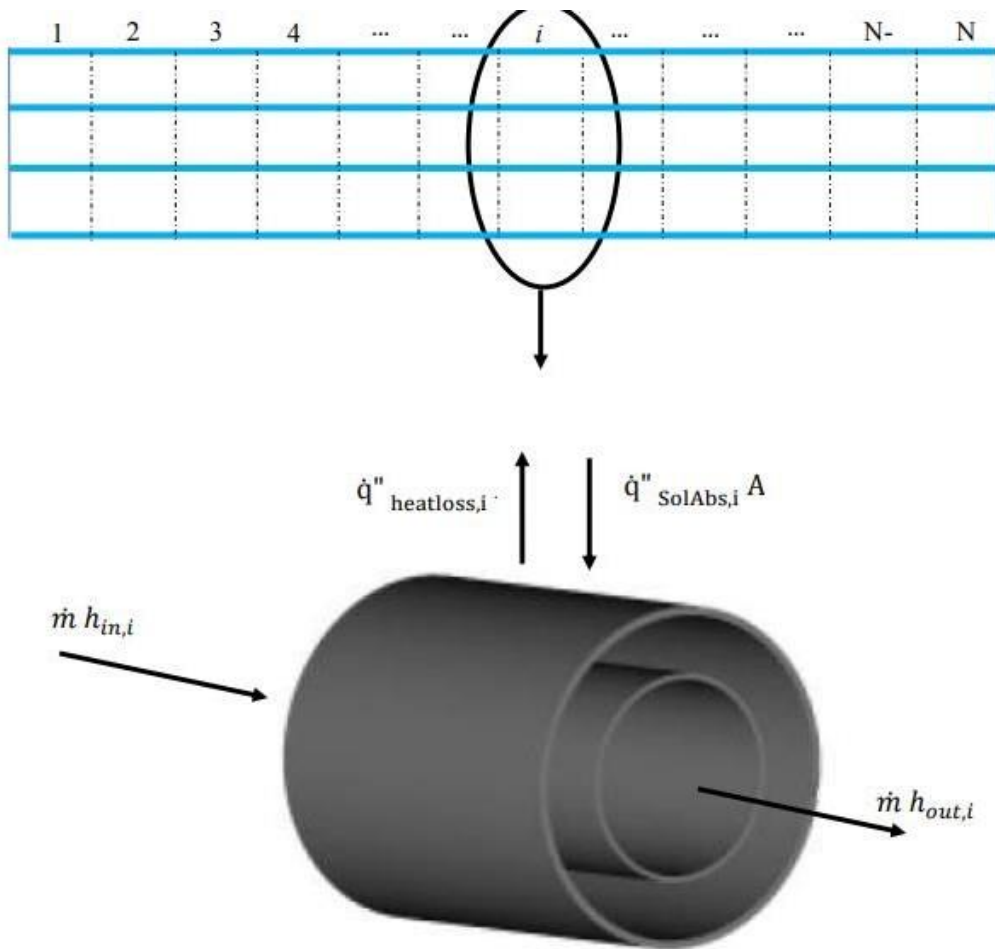


Figure II.5 Description de transfert de chaleur 2D

$$\dot{q}'' A_i = \dot{q}'_{po,SolAbs,i} \Delta L + \dot{q}'_{go,SolAbs,i} \Delta Z - \dot{q}''_{heatloss,i} A_i \tag{II.23}$$

Le terme $q''_{heatloss}$ inclut la perte de chaleur par convection entre l'enveloppe en verre et l'ambiance, ainsi que la perte de chaleur par rayonnement entre l'enveloppe en verre et le ciel [7]. Ces termes sont les mêmes que ceux discutés précédemment, mais ils sont évalués à la température moyenne de chaque segment qui est $(T_{in,i} + T_{out,i})/2$:

$$\dot{q}''_{heatloss,i} A_i = \dot{q}'_{go-a,conv,i} \Delta Z + \dot{q}'_{go-sky,rad,i} \Delta Z \tag{II.24}$$

Remplacement des équations (3.24), (3.23) et (3.22) dans l'équation (3.21) et résolution de la sortie température:

$$T_{out,i} = T_{in,i} + \frac{1}{\dot{m} C_i} (\dot{q}'_{SolAbs,abo,i} + \dot{q}'_{SolAbs,go,i} - \dot{q}'_{go-a,conv,i} - \dot{q}'_{go-sky,rad,i}) \Delta z \quad (II.25)$$

Le gain thermique par HTF pour le segment i est défini comme suit :

$$\dot{q}'_{gain,i} = \dot{q}'_{conv,abi-HTF,i} \quad (II.26)$$

Après avoir estimé la perte de chaleur, l'énergie fournie au fluide caloporteur (HTF) et la température de sortie pour chaque segment du récepteur, la perte de chaleur totale du système sera la suivante :

$$Q_{heat\ loss} = \sum_{i=1}^N (\dot{q}'_{go-a,conv,i} + \dot{q}'_{go-sky,rad,i}) \Delta z \quad (II.27)$$

La quantité totale de chaleur gagnée par le fluide caloporteur (HTF) par unité de longueur du récepteur est donnée par :

$$Q_{gain} = \sum_{i=1}^N (\dot{q}'_{conv,abi-HTF,i}) \Delta z \quad (II.28)$$

II.2.8 Répartition de la température dans un collecteur à cuve parabolique:

Avant d'entrer dans les détails du modèle, il est essentiel de comprendre la distribution de la température. Il existe deux directions de distributions de température, x et y , comme illustré dans la figure II.6. Pour la direction x , à toute y fixe, la distribution de température est visible au milieu de la figure II.6. L'ordre de la distribution de température du plus élevé au plus bas est présenté comme suit :

- ✓ Température de surface extérieure de l'absorbeur
- ✓ Température de la surface intérieure de l'absorbeur
- ✓ Température du fluide caloporteur (FHT)
- ✓ Température de l'enveloppe intérieure en verre
- ✓ Température de l'enveloppe extérieure en verre
- ✓ Température ambiante

✓ Température du ciel

Pour la direction y , à x fixé, la distribution de température est visible dans la figure II.6. La température du fluide caloporteur (HTF) augmente progressivement lorsqu'il traverse l'absorbeur.

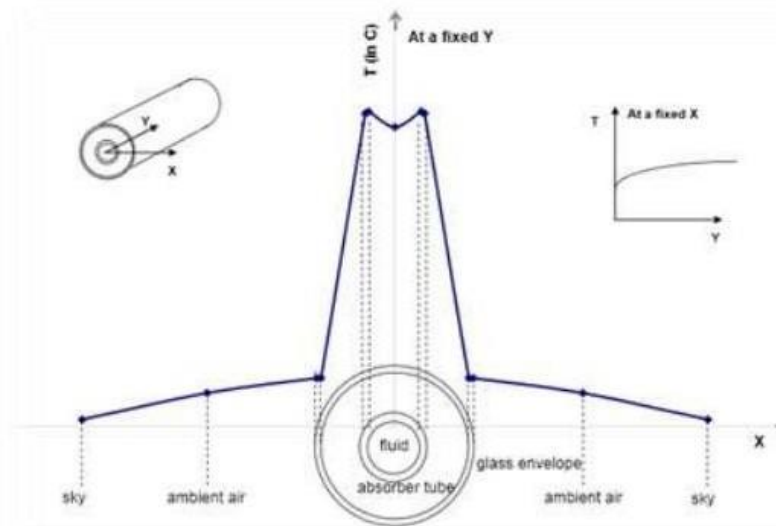


Figure II.6 Distribution de température du PTSC

Transfert de chaleur par convection entre la paroi interne de l'absorbeur et le HTF

La perte de chaleur par convection entre le fluide caloporteur (HTF) et la paroi intérieure de l'absorbeur peut être décrite en appliquant la loi de refroidissement de Newton [35]:

$$\dot{q}'_{\text{conv,abi-HTF}} = h_{\text{HTF}} D_{\text{abi}} \pi (T_{\text{abi}} - T_{\text{HTF}})$$

(II.29)

Où

$$h_{\text{HTF}} = \text{Nu}_{D_{\text{abi}}} \frac{K_{\text{HTF}}}{D_{\text{abi}}} \quad (\text{II.30})$$

Où représente le coefficient de transfert de chaleur par convection auquel est la température globale du HTF, représente la température de la paroi interne de l'absorbeur, est le diamètre intérieur de l'absorbeur, est le nombre de Nusselt basé sur , et représente la conductance thermique du HTF à .

Le nombre de Nusselt dépend du type d'écoulement à l'intérieur du tube absorbeur. Pour le flux laminaire. Le nombre de Nusselt est constant avec une valeur de 4,36 selon Incropera [35]. Dans des conditions de fonctionnement normales, le type d'écoulement est turbulent, avec un nombre de Reynolds . La corrélation du nombre de Nusselt utilisée pour le transfert de chaleur convectif turbulent à l'intérieur d'un tube circulaire est donnée par Gnielinski [41]:

$$\text{Nu}_{D_{\text{abi}}} = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) (\text{Re}_{D_{\text{abi}}} - 1000) \text{Pr}_{\text{HTF}}}{1 + 12.7 \sqrt{\frac{f}{8}} \left(\text{Pr}_{\text{HTF}}^{\frac{2}{3}} - 1\right)} \left(\frac{\text{Pr}_{\text{HTF}}}{\text{Pr}_{\text{abi}}}\right)^{0.11} \quad (\text{II.30})$$

Où

$$\text{Re}_{D_{\text{abi}}} = \frac{\rho_{\text{HTF}} V_{\text{HTF}} D_{\text{abi}}}{\nu_{\text{HTF}}} \quad (\text{II.31})$$

$$f = (1.82 \log_{10}(\text{Re}_{D_{\text{abi}}}) - 1.64)^{-2} \quad (\text{II.32})$$

$\text{Re}_{\text{Reynold}}$ est le nombre de Reynold basé sur le diamètre intérieur du tube de l'absorbeur, est le frottement facteur au niveau de la paroi interne de l'absorbeur, est le nombre de Prandtl, et il est évalué à la masse température moyenne du HTF pendant qu'elle est évaluée à la surface interne de l'absorbeur température. La corrélation de Gnielinski est valable pour une large gamme de Reynolds et Prandtl nombre.

II.2.9 Transfert de chaleur par conduction à travers la paroi de l'absorbeur:

La corrélation du transfert de chaleur par conduction à travers un cylindre creux est calculée selon la loi de Fourier de la conduction [36]:

$$\dot{q}'_{\text{Cond,abo-abi}} = \frac{2\pi K_{\text{absorber}} (T_{\text{abi}} - T_{\text{abo}})}{\ln\left(\frac{D_{\text{abo}}}{D_{\text{abi}}}\right)} \quad (\text{II.33})$$

Le coefficient de transfert de chaleur par conduction est évalué à la température moyenne de l'absorbeur, . La conductivité thermique de l'absorbeur dépend du matériau utilisé. Si le cuivre est choisi comme matériau de l'absorbeur, la conductivité thermique sera constante avec une valeur de 385 W/(m·°C)

II.2.10 Transfert de chaleur de l'absorbeur à l'enveloppe en verre:

Dans l'anneau, il existe deux mécanismes de transfert de chaleur : la convection et le rayonnement thermique. Le transfert de chaleur par convection repose sur la pression annulaire. Si la pression $<0.013\text{Pa}$, la conduction moléculaire a lieu. À haute pression $>0.013\text{Pa}$, Le mécanisme de transfert de chaleur est la convection libre [11]. En raison des différences de température entre l'absorbeur et l'enveloppe de verre, un rayonnement thermique se produit, en supposant que les surfaces sont grises. De plus, l'enveloppe de verre est supposée opaque à rayonnement infrarouge.

II.2.11 Transfert de chaleur par convection (vide dans l'annulaire):

Comme mentionné, la perte de chaleur du récepteur est réduite en évacuant l'annulus entre l'absorbeur et le tube en verre, sous pression $<0.013\text{Pa}$, en raison de l'absence de liquide en mouvement. En conséquence, le transfert de chaleur par convection se produit par convection moléculaire libre. La corrélation utilisée pour calculer le transfert de chaleur par convection dans l'annulus sous basse pression a été développée par Ratazel [11] [37].

$$\dot{Q}'_{\text{conv,abo-gi}} = \pi D_{\text{abo}} h_{\text{abo-gi}} (T_{\text{abo}} - T_{\text{gi}}) \quad (\text{II.34})$$

Où

$$h_{\text{abo-gi}} = \frac{k_{\text{std}}}{\frac{D_{\text{abo}}}{2 \ln\left(\frac{D_{\text{gi}}}{D_{\text{abo}}}\right)} + b\lambda\left(\frac{D_{\text{abo}}}{D_{\text{gi}}} + 1\right)} \quad (\text{II.35})$$

Dans cette équation, T_{abo} représente la température de la paroi extérieure de l'absorbeur, T_{gi} représente la température de surface intérieure de l'enveloppe en verre, k_{st} représente la conductivité thermique du gaz dans l'annulus aux conditions de température et de pression standard, λ est le libre parcours moyen entre les collisions d'une molécule, et D_{abo} et D_{gi} le diamètre intérieur de l'enveloppe en verre, tandis que b est le coefficient d'interaction donné par [37]:

$$b = \frac{(2 - a)(9\gamma - 5)}{2a(\gamma + 1)} \quad (\text{II.36})$$

Où α est le facteur d'accommodation et γ est le rapport des chaleurs spécifiques du gaz annulaire. Le libre parcours moyen λ est calculé à partir de la corrélation suivante [37]:

$$\lambda = 2.331E(-20) \frac{(T_{abo-gi} + 273.15)}{P_a \delta^2} \quad (\text{II.37})$$

P_a représente la pression du gaz dans l'annulus en (mmHg), δ représente le diamètre moléculaire du gaz dans l'annulus (cm), et T_{abo-gi} est la température moyenne de l'annulus.

Selon Forristall [7], le diamètre moléculaire de l'air est de 3,53E-5 cm. La distance moyenne entre les collisions d'une molécule est de 88,76 cm. De plus, la conductivité thermique de l'air dans des conditions standard est de 0,02551 W/m·K, et le coefficient d'interaction est de 1,571. Le rapport des chaleurs spécifiques de l'air est de 1,39. Ces valeurs sont pour une température moyenne de 30°C et une isolation de 940 W/m².

II.2.12 Transfert de chaleur par convection (pression dans l'annulus):

Le transfert de chaleur par convection naturelle se produit dans l'espace entre l'absorbeur et l'enveloppe en verre lorsque la pression dans l'annulus est supérieure à 0,013 Pa en raison de fuites. Par conséquent, Raithby et Hollands [38] ont développé une corrélation pour la convection naturelle entre deux cylindres concentriques :

$$\dot{q}'_{\text{conv,abo-gi}} = \frac{2\pi K_{\text{eff}}}{\ln\left(\frac{D_{gi}}{D_{abo}}\right)} (T_{abo} - T_{gi}) \quad (\text{II.38})$$

Où

$$K_{\text{eff}} = 0.386K_{\text{ag}} \left(\frac{\text{Pr}_{\text{abo-gi}}}{0.861 + \text{Pr}_{\text{abo-gi}}} \right)^{0.25} (\text{Ra}_{\text{cy}})^{0.25} \quad (\text{II.39})$$

$$\text{Ra}_{\text{cy}} = \frac{\left[\ln\left(\frac{D_{gi}}{D_{abo}}\right) \right]^4}{L_c^3 \left[D_{gi}^{-\frac{3}{5}} + D_{abo}^{-\frac{3}{5}} \right]^5} \text{Ra} \quad (\text{II.40})$$

$$Ra = \frac{g \beta (T_{abo} - T_{gi}) L_c^3}{\nu^2} Pr \quad (II.41)$$

$$L_c = \frac{D_{gi} - D_{abo}}{2} \quad (II.42)$$

Pour un gaz parfait,

$$\beta = \frac{1}{T_{abo-gi}} \quad (II.43)$$

Où k_{ag} représente la conductivité thermique du gaz dans l'annulus, évaluée à la température moyenne de l'absorbeur et de l'enveloppe en verre. Pr_{abo-gi} est le nombre de Prandtl évalué à T_{abo-gi} et Ra est le nombre de Rayleigh. β est le coefficient de dilatation thermique volumétrique.

II.2.13 Transfert de chaleur par rayonnement:

La corrélation utilisée pour le transfert de chaleur par rayonnement entre l'absorbeur et l'enveloppe en verre est développée par Cengel [39]:

$$\dot{q}'_{rad,abo-gi} = \frac{\sigma \pi D_{po} (T_{abo}^4 - T_{gi}^4)}{\frac{1}{\varepsilon_{abo}} + \frac{(1 - \varepsilon_{gi}) D_{abo}}{\varepsilon_{gi} D_{gi}}} \quad (II.44)$$

Où σ est la constante de Stefan-Boltzman qui est de $5,672E-8 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$, ε_{abo} est l'émissivité du revêtement sélectif, ε_{gi} est l'émissivité de l'enveloppe de verre

Pour conduire cette corrélation, plusieurs hypothèses ont été faites :

- Surfaces grises
- L'enveloppe en verre est opaque au rayonnement infrarouge
- Cylindres concentriques longs et isothermes
- Gaz non participant dans l'annulus
- Réflexion et irradiations diffuses

Les hypothèses énoncées ci-dessus ne sont pas entièrement vraies. Par exemple, ni l'enveloppe en verre ni le revêtement de l'absorbeur ne sont totalement gris. De plus, l'enveloppe en verre n'est pas totalement opaque au rayonnement infrarouge. Cependant,

malgré ces inexactitudes, les erreurs résultantes de ces hypothèses sont généralement relativement petites.

II.2.14 Transfert de chaleur par conduction à travers l'enveloppe de verre:

La corrélation utilisée pour le transfert de chaleur par conduction à travers l'enveloppe en verre est la même que celle décrite dans la section II.11. La distribution de température est supposée être linéaire. De plus, la conductivité thermique de l'enveloppe en verre, qui est du verre Pyrex, est constante (1,04 W/m·K) [7].

$$\dot{q}'_{\text{cond,gi-go}} = \frac{2\pi K_{\text{glass}}(T_{\text{gi}} - T_{\text{go}})}{\ln\left(\frac{D_{\text{go}}}{D_{\text{gi}}}\right)} \quad (\text{II.46})$$

II.2.15 Transfert de chaleur de l'enveloppe de verre vers l'ambient:

Le transfert de chaleur entre l'enveloppe en verre et l'ambiance se produit selon deux mécanismes : la convection et le rayonnement. Le transfert de chaleur par convection se produit de deux manières : convection naturelle en l'absence de vent et convection forcée en présence de vent. Le transfert de chaleur par rayonnement se produit en raison de la différence de température entre la température extérieure du verre et la température du ciel. Tous ces mécanismes de transfert de chaleur sont décrits ci-dessous.

II.2.16 Transfert de chaleur par convection:

Selon la loi de refroidissement de Newton, la formule du transfert de chaleur par convection du tube en verre vers l'ambiance est donnée par [36] :

$$\dot{q}'_{\text{conv,go-a}} = h_{\text{go-a}} D_{\text{go}} (T_{\text{go}} - T_{\text{a}}) \quad (\text{II.47})$$

Où

$$h_{\text{go-a}} = \frac{k_{\text{air}} \text{Nu}_{D_{\text{go}}}}{D_{\text{go}}} \quad (\text{II.48})$$

Où T_{a} est la température ambiante, D_{go} est le diamètre extérieur de l'enveloppe en verre, $h_{\text{go-a}}$ est le coefficient de transfert de chaleur par convection pour l'air, k_{air} représente la conductivité thermique de l'air à $(T_{\text{go}} - T_{\text{a}})^2$ est le nombre de $\text{Nu}_{D_{\text{go}}}$ évalué au diamètre extérieur de l'enveloppe en verre.

II.2.17 Sans condition de vent:

En l'absence de vent, le transfert de chaleur par convection entre l'enveloppe en verre et l'environnement se produit par convection naturelle. Churchill et Chu [36] ont développé une corrélation utilisée pour calculer le nombre de Nusselt pour la convection naturelle autour d'un cylindre horizontal :

$$Nu_{D_{go}} = \left\{ 0.6 + \frac{0.387 Ra_{D_{go}}^{\frac{1}{6}}}{\left[1 + \left(\frac{0.559}{Pr_{go-a}} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{8}{27}}} \right\}^2 \quad (II.49)$$

Où

$$Ra_{D_{go}} = \frac{g\beta(T_{go} - T_a)D_{go}^3 Pr_{go-a}}{U_{go-a}^2} \quad (II.50)$$

$$\beta = \frac{1}{T_{go-a}} \quad (II.51)$$

$$Pr_{go-a} = \frac{U_{go-a}}{\alpha_{go-a}} \quad (II.52)$$

Où $Ra_{D_{go}}$ est le nombre de Rayleigh évalué au diamètre extérieur de l'enveloppe en verre, Pr_{go-a} est le nombre de Prandtl à T_{go-a} , β est le coefficient de dilatation thermique volumétrique, et α_{go-a} est la diffusivité thermique. Les propriétés Pr_{go-a} et β sont évaluées à la température moyenne entre la température extérieure de l'enveloppe en verre et la température ambiante verre $(T_{go} + T_{ga})/2$. Cette corrélation est valide pour une large gamme de nombres de Rayleigh ($10^{-5} \leq Ra \leq 10^{+13}$).

II.2.18 Avec condition de vent:

Le transfert de chaleur par convection forcée entre l'enveloppe en verre et l'ambiance se produit en présence de vent. L'expression utilisée pour calculer le nombre de Nusselt dans ce cas est donnée par [36] :

$$Nu_{D_{go}} = C Re_{D_{go}}^m Pr_6^n \left(\frac{Pr_a}{Pr_{go}} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (\text{II.53})$$

Les valeurs de C et m sont données dans le Tableau II.3.

Tableau II.1 : Valeurs de C et m en fonction du nombre de Reynolds

Nombre de Reynolds (Re)	C	m
$0.4 \leq Re < 4$	0.989	0.330
$4 \leq Re < 40$	0.911	0.385
$40 \leq Re < 4000$	0.683	0.466
$4000 \leq Re < 40,000$	0.193	0.618
$Re \geq 40,000$	0.0266	0.805

II.2.19 Transfert de chaleur par rayonnement:

Comme mentionné précédemment, le transfert de chaleur par rayonnement entre la surface extérieure de l'enveloppe en verre et le ciel est dû à la différence de température entre l'enveloppe en verre et le ciel. L'hypothèse faite est que l'enveloppe en verre est traitée comme un petit corps gris convexe dans une grande cavité de corps noir, qui est le ciel. L'expression utilisée pour estimer le rayonnement entre l'enveloppe en verre et le ciel est donnée par [40].

$$\dot{q}'_{\text{rad,go-sky}} = \sigma \pi D_{go} \varepsilon_{go} (T_{go}^4 - T_s^4) \quad (\text{II.54})$$

Où ε_{go} est l'émissivité de la surface extérieure de l'enveloppe en verre, et T_s est la température du ciel.

La température du ciel est inférieure à la température ambiante et est influencée par les conditions atmosphériques telles que les nuages et le vent. De nombreuses études ont été menées pour relier la température du ciel à d'autres paramètres mesurables. Ces études établissent un lien entre la température du ciel, la température ambiante locale, la température

de la vapeur d'eau et la température du point de rosée [40]. Pour simplifier, les modèles de perte de chaleur précédents ont assumé que la température du ciel était inférieure de 8°C à la température ambiante [7] [11], et ces modèles thermiques ont montré une bonne concordance avec les données d'essai. Ainsi, pour ce modèle, la température du ciel est supposée être ($T_s = T_a - 8^\circ\text{C}$) . Heureusement, la température effective du ciel n'affecte pas beaucoup la performance du collecteur [40].

Symbols List

HTF	Heat transfer fluid
PTSC	Parabolic trough solar collector
ST	Solar time
Standard meridian of a local zone time	
Longitude of the a location	
E	The equation of time
n Day of the year	
Mean Earth-sun distance	
Solar constant	
I Extraterrestrial radiation	
Beam radiation	
Beam radiation in direction of rays	
Diffuse radiation	
HTF Heat transfer fluid	
Mirror radius	
The parabola focal length	
Parabola aperture	
Geometric concentration ratio of tubular absorber	
Outer diameter of glass envelope	
Inner diameter of glass envelope	
Outer diameter of absorber pipe	
Inner diameter of absorber pipe	
Incident angle	
modifierX Non-illuminated distance of HCE	
End effect loss	
· Solar irradiation per receiver length	
· Solar irradiance absorption in the glass envelope	
·	
Solar Irradiation absorption in the absorber	
· Conduction through the absorber pipe	
· Convection between inner absorber pipe and HTF	
· Radiation between outer absorber pipe and inner glass envelope	

· Convection between outer absorber pipe and inner glass envelope

· Conduction through the glass envelope

Convection between the outer glass envelope and the ambient

· Radiation between the outer glass envelope and the sky

Heat gain

Heat loss

h Enthalpy

Heat capacity

Cross sectional area of segment i

Temperature of heat transfer fluid

Temperature of inner absorber tube

Temperature of outer absorber tube

Temperature of inner glass envelope

Temperature of outer glass envelope

Temperature at the inlet of PTSC

Temperature at the outlet of PTSC

Ambient temperature

Sky temperature

· Mass flow rate

Segment length

Nusselt number

k Thermal conductivity

Reynolds number

Prandtl number

f Friction factor

V Velocity

b Interaction coefficient

Heat removal factor

The collector efficiency factor

Heat loss coefficient

GPM

Gallon

per

minute

CHAPITRE III

Modèle numérique du capteur solaire paraboliques

III.1 Introduction :

Dans ce chapitre on va présenter un modèle numérique pour simuler un capteur solaire parabolique exposé aux rayonnements solaires. Pour cela, on va utiliser les codes CFD Workbench -ANSYS Fluent.

III.2 Géométrie du problème :

La parabole est définie comme une courbe plane dont chacun des points est situé à égale distance d'un point fixe, le foyer F, et d'une droite fixe, la directrice D. Notons que FR est égale à RD. La droite perpendiculaire à la directrice et passant par le foyer F est appelé axe de la parabole. Le sommet de la parabole, situé sur l'axe est à mi-distance entre le foyer F et la directrice D.

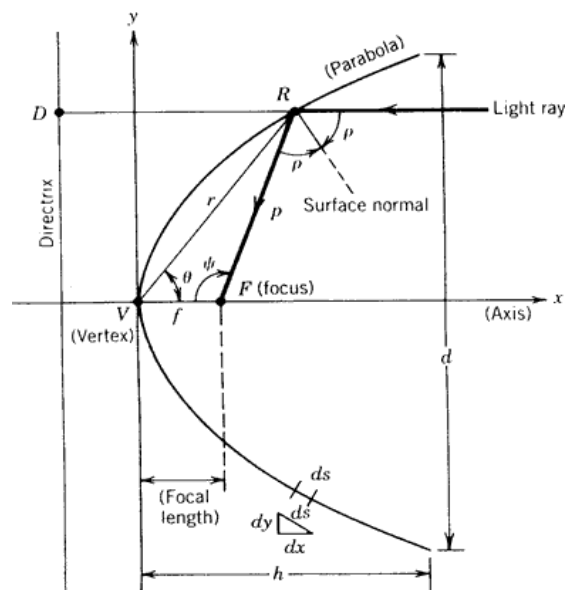


Figure III.1: Parabole

- Lorsque l'origine du repère est confondu avec le sommet de la parabole et (x'x) est l'axe de la parabole, l'équation de la parabole s'écrit en coordonnées cartésiennes:

$$y^2 = 4fx \quad (1)$$

distance focale $f=VF$.

- En coordonnées polaires où r est le rayon, le sommet de la parabole est confondu avec l'origine du repère et symétrique par rapport à l'axe ($x'x$).

$$\frac{\sin^2 \theta}{\cos \theta} = \frac{4f}{r} \quad (2)$$

En pratique, la parabole est étudiée en coordonnées polaires en choisissant l'origine du repère au foyer F et en fonction d'un angle Ψ mesuré entre la droite (VF) et le rayon p de la parabole, on a :

$$p = \frac{2f}{\cos \Psi} \quad (3)$$

Souvent utilisée comme concentrateur, la parabole a la propriété de faire converger tous les rayons parallèles au foyer. On peut montrer que:

$$\Psi = 2\rho \quad (4)$$

En énergie solaire, les paraboles utilisées ont des limites, par conséquent, la parabole peut être décrite en fonction de l'angle d'ouverture "rim angle" et du rapport entre la distance focale et le diamètre d'ouverture (f/d).

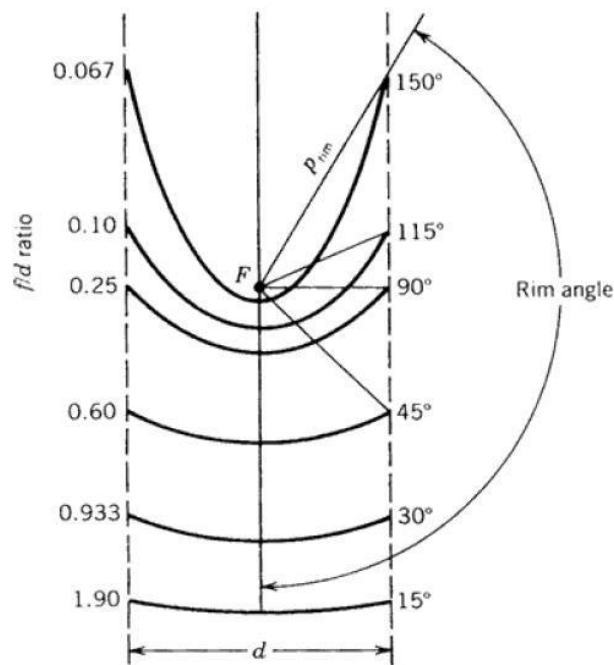


Figure III.2 :Segments de parabole ayant le même foyer et le même diamètre d'ouverture

La hauteur h peut être définie comme la distance maximale du sommet de la parabole à une droite tracée à travers l'ouverture:

$$h = \frac{d^2}{16f} \quad (5)$$

L'angle d'ouverture peut être déterminé à partir des dimensions de la parabole:

$$\tan\Psi_{rim} = \frac{1}{\left(\frac{d}{8h}\right) - \left(\frac{2h}{d}\right)} \quad (6)$$

La longueur de l'arc s de la parabole peut être déterminée pour le cas particulier défini par pour $x = h$ et $y = d/2$ en intégrant l'équation (1):

$$s = \left[\frac{d}{2} \sqrt{\left(\frac{4h}{d}\right)^2 + 1} \right] + 2f \ln \left[\frac{4h}{d} + \sqrt{\left(\frac{4h}{d}\right)^2 + 1} \right] \quad (7)$$

d est le diamètre d'ouverture de la parabole et h est la distance du sommet à l'ouverture[42].

III.3 Paramètres du problème :

Les paramètres variés de la plaque parabolique absorbante, du tube en cuivre, des panneaux parabolique absorbant la chaleur en aluminium, sont répertoriés dans le tableau suivant.

Paramètres physiques	Aluminium	Cuivre
Masse volumique (kg/m ³)	2700.0	8920.0
Chaleur spécifique (J/kg/k)	900.0	385.0
Conductivité thermique (W/m/k)	120.0	398.0
Taux de transmission	0.0	0.0
Emissivité	0.1	0.1
Taux d'absorption	0.9	0.9

Tableau III.1 : Paramètres du capteur solaire parabolique [43]

Pendant le fonctionnement du capteur solaire parabolique, la température de l'eau à l'entrée est de 25°C, la température ambiante est de 25°C, le débit massique de travail d'un

seul tube est de 0,005 kg/s, le vent est supposé à 4 m/s, En tenant compte périodiquement de l'ensemble de l'unité d'absorption du capteur.

Le schéma de principe de l'unité de la collecte de chaleur du capteur solaire parabolique, le tube collecteur (caloporteur) et l'arrivée-retour caloporteur, le vue en coupe du collecteur sont représentés dans la figure suivante.

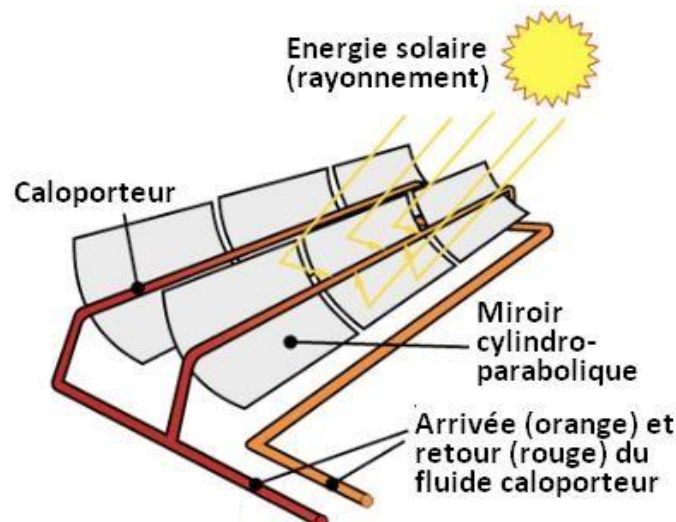


Figure III.3: Schéma de principe de l'unité de la collecte de chaleur du capteur solaire parabolique,

III.4 Hypothèses du modèle :

Le modèle est modifié et utilisé selon les hypothèses suivantes :

- 1-Conditions à l'état d'équilibre.
- 2-Les propriétés thermiques et de rayonnement de l'absorbeur est constante (indépendante de la température).
- 3-Des conditions uniformes de flux thermique sont accordées au lieu de conditions uniformes de température du mur.
- 4-Les effets des régions d'entrée sont négligés.
- 5- Le fluide subit un changement de phase en tant que fluide moyen et la température atteint la température d'ébullition du fluide à pression correspondante.
- 6- Le coefficient de transfert de chaleur monophasé et multi phase du fluide varie le long du tube

7- Le tube est considéré comme un tube pour calculer les coefficients de transfert de chaleur pour les flux simples et multi phasés.

III.5 Utilisation de la CFD :

"Les logiciels de Dynamique des Fluides Computationale (CFD) sont construits sur des algorithmes numériques dédiés à la résolution des problèmes liés à l'écoulement des fluides. Pour simplifier cette résolution, tous les logiciels commerciaux de CFD offrent des interfaces avancées permettant de paramétrer les problèmes et d'analyser les résultats par la suite. Ainsi, chaque code CFD comprend généralement trois composantes essentielles : un préprocesseur, un solveur et un post-processeur." [44].

III.5.1 Préprocesseur :

Le préprocesseur vise à établir un modèle représentatif du problème d'écoulement avant la résolution numérique. Cette phase inclut les étapes suivantes :

- Création du domaine de calcul.
- Génération du maillage.
- Sélection du phénomène physique à résoudre.
- Définition des propriétés du fluide.
- Spécification des conditions aux limites.

Pendant la phase de préprocesseur, la forme et la taille des éléments dans un domaine d'écoulement jouent un rôle crucial pour la précision de la solution et la durée de calcul requise. En simulation 3D, les hexaèdres sont préférés car ils nécessitent moins d'éléments que les tétraèdres, et peuvent être alignés avec l'écoulement. Cela réduit le temps de simulation tout en améliorant la précision des résultats.

Comme mentionné précédemment, réduire la taille des cellules améliore la précision de la solution. Cependant, augmenter le nombre de cellules entraîne une augmentation du temps de calcul et nécessite un matériel informatique plus puissant. Il est donc essentiel d'optimiser la taille des cellules afin d'obtenir des résultats réalistes dans un délai raisonnable.

III.5.2 Solveur :

ANSYS Fluent utilise l'approche par volume de contrôle. L'algorithme numérique de cette méthode se décompose en trois étapes :

1. Intégration des équations de l'écoulement du fluide sur l'ensemble des volumes de contrôle du domaine.
2. Linéarisation des équations non linéaires et transformation des équations résultantes en équations algébriques.
3. Résolution algébrique des équations à l'aide d'une méthode itérative.

Les paramètres spécifiques du solveur utilisés dans cette étude seront abordés ultérieurement.

III.5.3 Post-processeur :

La méthode de présentation des résultats CFD inclut la génération d'images et d'animations pour visualiser les prédictions. Plusieurs techniques sont utilisées, telles que les tracés de vecteurs, les contours, ainsi que les surfaces en 2D et 3D.

Une fois les trois étapes de résolution précédentes achevées, il est crucial de valider l'approche en comparant les résultats obtenus avec d'autres données analytiques, numériques ou expérimentales. Par conséquent, le prochain chapitre se concentrera sur la comparaison des résultats numériques de la distribution massique de l'eau dans des tubes parallèles, disposés verticalement entre deux plénums, avec les résultats obtenus analytiquement.

III.6 Méthodologie numérique :

Ce paragraphe décrit les étapes suivies pour modéliser un capteur solaire parabolique, depuis la création de la géométrie jusqu'aux conditions appliquées dans ANSYS Fluent. La géométrie a été discrétisée à l'aide de maillages multi-blocs structurés générés par décomposition de la géométrie dans Workbench. La géométrie complète a été subdivisée en environ un demi-million de cellules pour permettre une analyse de flux couplée et thermique détaillée.

Les équations de conservation ont été résolues en utilisant la méthode des volumes finis avec le solveur spatial implicite disponible dans ANSYS Fluent 16.1. Les équations tridimensionnelles de conservation en régime permanent ont été résolues indépendamment, avec un couplage entre les équations de moment et de continuité réalisé à l'aide de l'approche par pression- correction semi-implicite, comme préconisé par Spalding et Patankar.

La structuration en organigramme présente clairement les étapes suivies pour modéliser un capteur solaire parabolique, du début avec la création de la géométrie et la génération du maillage, jusqu'à la résolution des équations de conservation avec ANSYS Fluent

-Modélisation d'un capteur solaire parabolique dans ANSYS Fluent

1.1 Création de la géométrie

- Utilisation de Workbench pour générer une géométrie décomposée

1.2 Génération du maillage

- Maillages multi-blocs structurés

- Subdivision de la géométrie en environ un demi-million de cellules

1.3 Résolution des équations de conservation

- Méthode des volumes finis avec solveur spatial implicite de Fluent 16.1

- Résolution indépendante des équations tridimensionnelles en régime permanent

- Couplage des équations de moment et de continuité avec l'approche semi-implicite de correction de pression selon Spalding et Patankar

III.6.1 Conditions aux limites :

-Entrée

À l'entrée, un débit massique est imposé. La relation entre le débit massique et la vitesse est donnée par l'équation :

$$m = \rho VA \quad (\text{III.1})$$

Où S est la section du plénum circulaire, et V est la vitesse moyenne à l'entrée tel que :

$$V = V_x \cdot i + V_y \cdot j + V_z \cdot k \quad (\text{III.2})$$

i, j, k sont les vecteurs unitaires dans un repère cartésien.

-Sortie

Une pression relative à la sortie est appliquée lors des simulations. La pression absolue fixée à la sortie est égale à 1 atm. Donc, à une pression d'opération de 1 atm, la pression relative est égale à 0 atm, qui est la valeur par défaut dans la configuration d'ANSYS Fluent.

$$(P \text{ absolue}) = (P \text{ opération}) - (P \text{ relative}) \quad (\text{III.3})$$

III.7 Présentation du logiciel de simulation de dynamique des fluides numérique (CFD) :

Le logiciel Workbench est un préprocesseur 2D/3D qui permet de générer des maillages pour les domaines géométriques utilisés en simulation de dynamique des fluides numérique (CFD). Il produit des fichiers (msh) utilisables par Fluent. Fluent est un logiciel de résolution de problèmes de mécanique des fluides et de transferts thermiques, basé sur la méthode des volumes finis.

III.8 Construction sous Workbench :

Cette construction sous Workbench inclut typiquement plusieurs étapes :

1. **Importation de la géométrie** : Importer le fichier de géométrie dans Workbench à partir d'un logiciel de CAO (Conception Assistée par Ordinateur) tel que SolidWorks, CATIA, ou directement à partir d'ANSYS DesignModeler.
2. **Définition des frontières (Boundary Conditions)** : Définir les conditions aux limites du modèle, telles que les conditions de flux, de température, etc.
3. **Maillage** : Générer un maillage de la géométrie importée pour préparer la simulation numérique.
4. **Configuration de la simulation** : Configurer les paramètres de la simulation, comme le type de physique (thermique, mécanique des fluides, électromagnétique, etc.) et les modèles à utiliser.
5. **Exécution de la simulation** : Lancer la simulation pour obtenir les résultats souhaités.
6. **Analyse des résultats** : Analyser les résultats de la simulation pour valider le modèle et tirer des conclusions.

En résumé, "construction sous Workbench" désigne le processus complet de création, simulation et analyse de modèles complexes à l'aide de la suite d'outils offerts par ANSYS Workbench.

1- La fenêtre ci-dessous montre le démarrage du logiciel Workbench

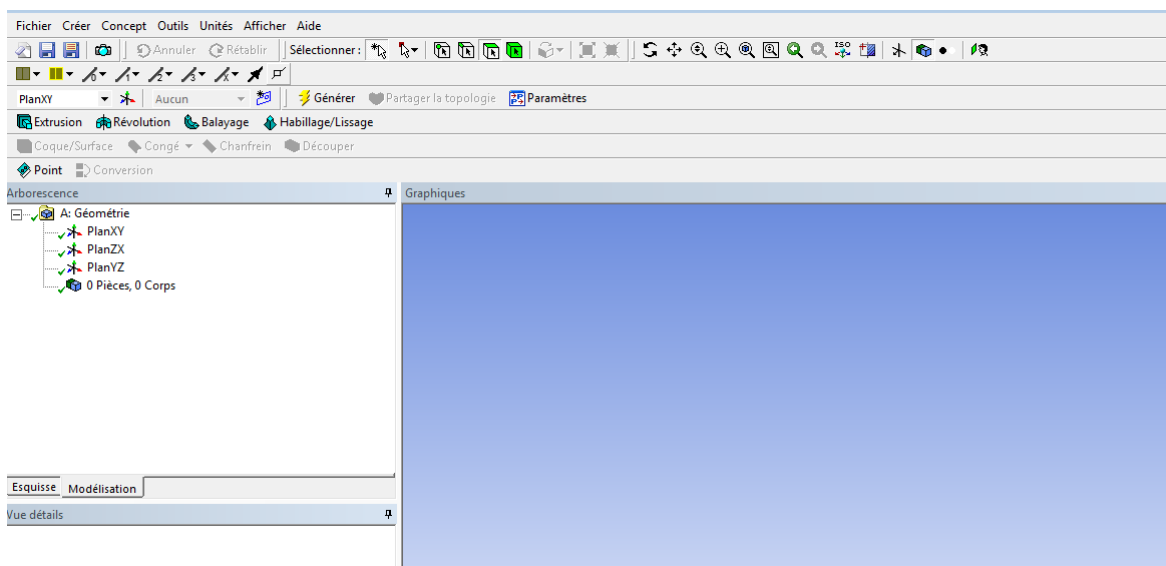


Figure III.4: Démarrage du logiciel Workbench

III.9 Construction de la géométrie :

L'objectif de la construction de la géométrie est de définir les zones de calcul, représentant des surfaces pour les problèmes bidimensionnels et des volumes pour les problèmes tridimensionnels

III.9 .1 Géométrie:

La première étape : on trace la courbe parabolique

Parabola Calculato est un outil ou un programme conçu pour aider à l'analyse et au calcul des différentes propriétés d'une courbe parabolique. Ce calculateur prend généralement des paramètres en entrée tels que les coefficients de l'équation quadratique représentant la parabole ou des points spécifiques ou des caractéristiques de la parabole, et fournit en sortie des informations telles que le sommet, le foyer, la directrice, l'axe de symétrie, l'équation sous forme standard ou sommet, et d'autres informations pertinentes.

Le calculateur peut être mis en œuvre sous forme d'application logicielle, d'outil basé sur le web ou même d'un appareil physique. Il simplifie le processus de résolution des équations paraboliques et de compréhension des propriétés géométriques des paraboles, ce qui le rend utile dans divers domaines tels que les mathématiques, la physique, l'ingénierie et l'informatique.

La figure suivante présente la courbe parabolique de notre modèle selon les données suivantes :

Linear Diam.	109,79
Diameter	100,00
Depth	20,00
Focal Length	31,25
Volume	78539,82
FLength/Diam	00,31
Area	7853,98

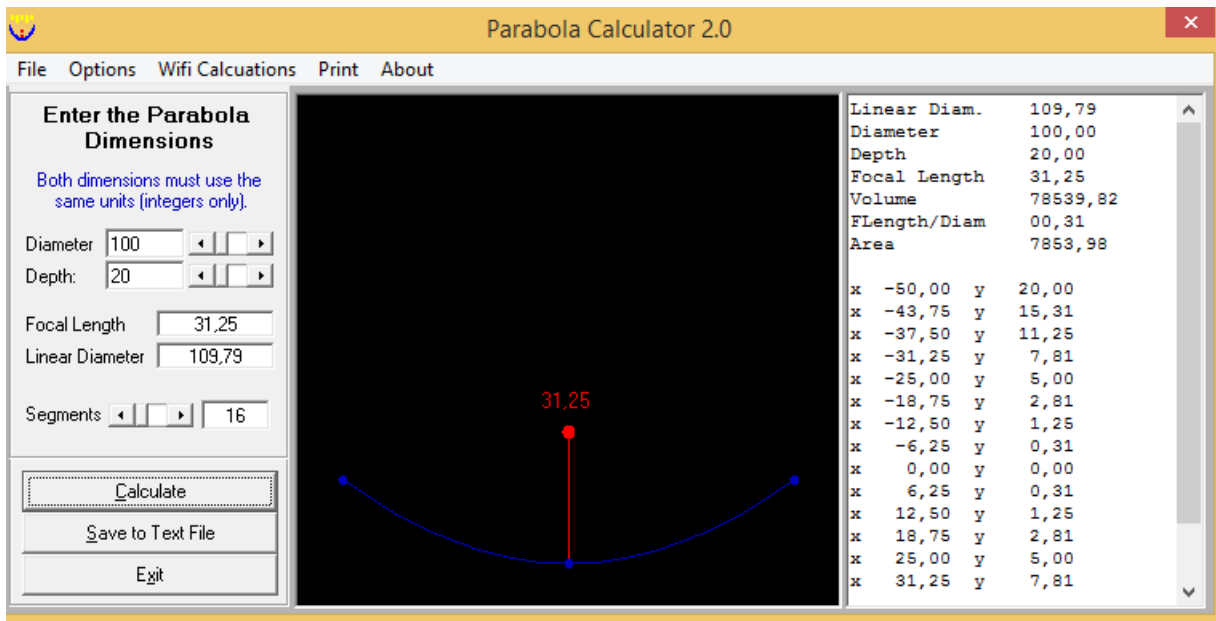


Figure III.5: Esquisse de la courbe parabolique

- Effectuez-la extrudé de 100 cm.

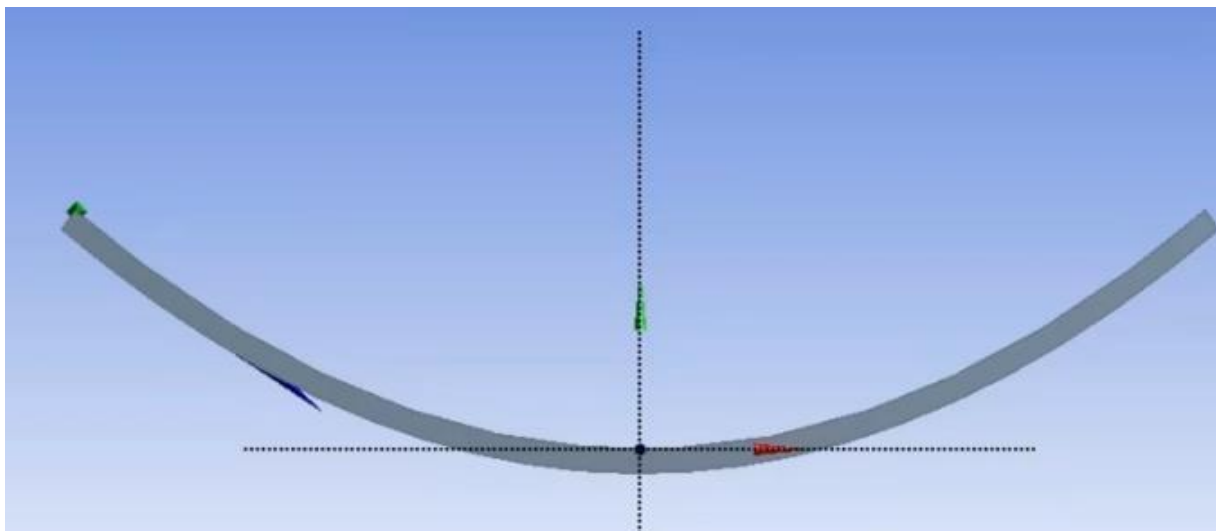


Figure III.6: Géométrie parabolique en 3D

Dans la deuxième étape : on trace l'esquisse du tube collecteur du capteur

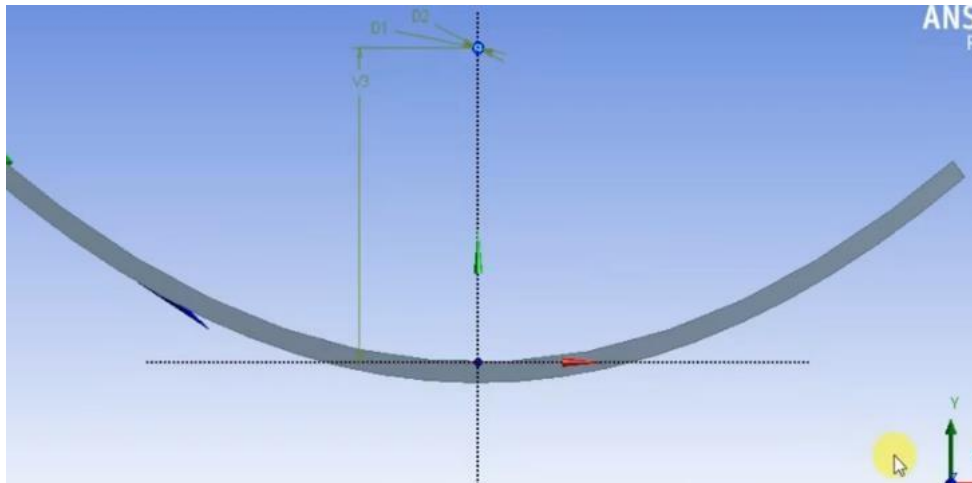


Figure III.7: Esquisse du capteur

- Effectuez-la extrudé de 100 cm.

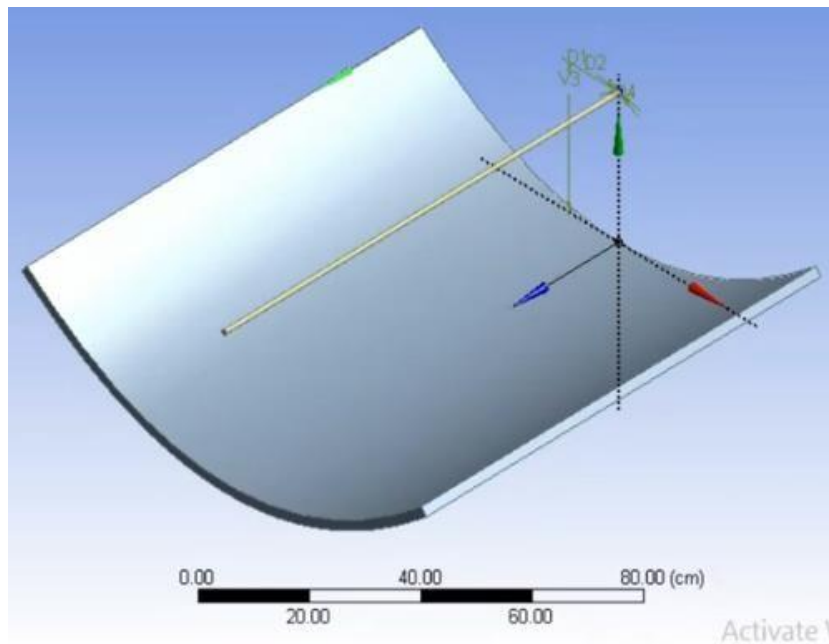


Figure III.8: Géométrie du capteur

III.9 .2 Le Maillage :

La génération du maillage (2D ou 3D) est une phase critique dans une analyse CFD en raison de son impact sur la précision des résultats. Ce menu permet de mailler spécifiquement une ligne de la géométrie, en positionnant les nœuds avec des conditions particulières telles que l'utilisation d'un ratio pour ajuster la distribution du maillage et l'application de formes variées de maillage

La première étape consiste à importer la géométrie, en utilisant le fichier généré dans Workbench pour démarrer la simulation.

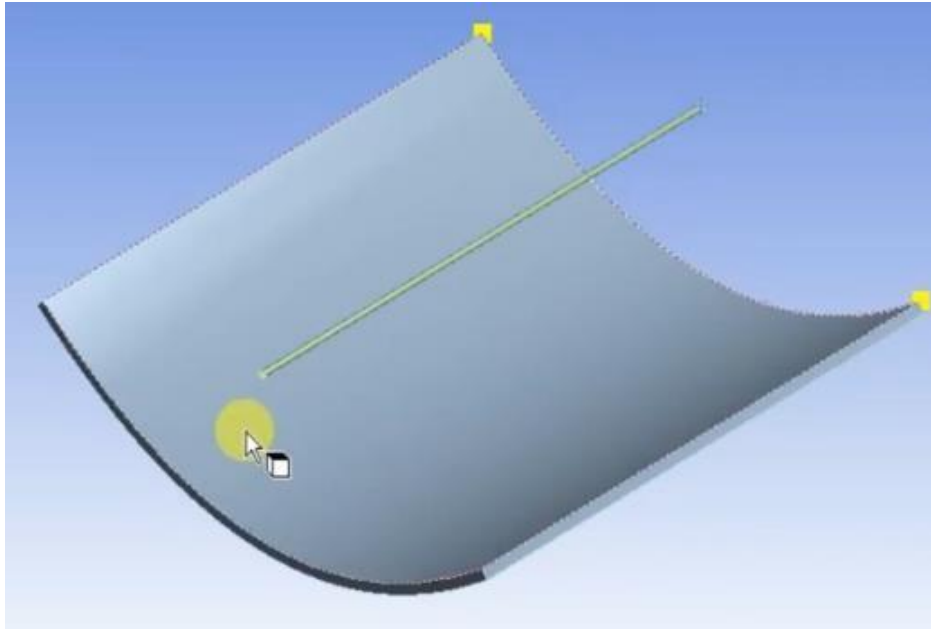


Figure III.9: Importation de la géométrie

La deuxième étape : on distingue des pièces

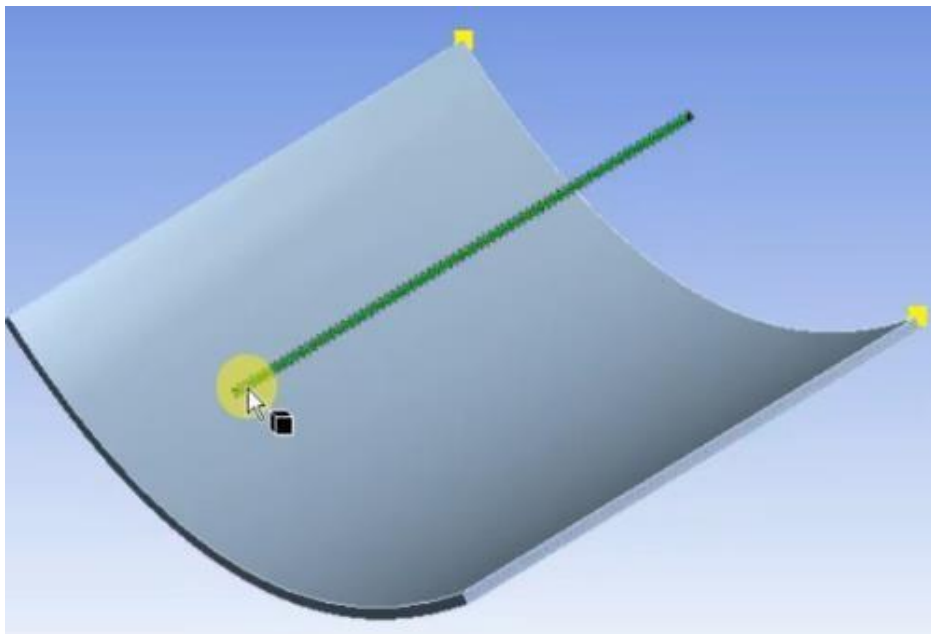


Figure III.10: distingue des pièces

La troisième étape consiste à sélectionner le type de maillage ainsi que ses dimensions.

Le maillage de type Tétraèdre est la discrétisation spatiale d'un milieu continu, ou aussi, une modélisation géométrique d'un domaine par des éléments proportionnés finis et bien définis. L'objet d'un maillage est de procéder à une simplification d'un système par un modèle représentant ce système et, éventuellement, son environnement (le milieu), dans l'optique de calculs de simulation ou de représentations graphiques..

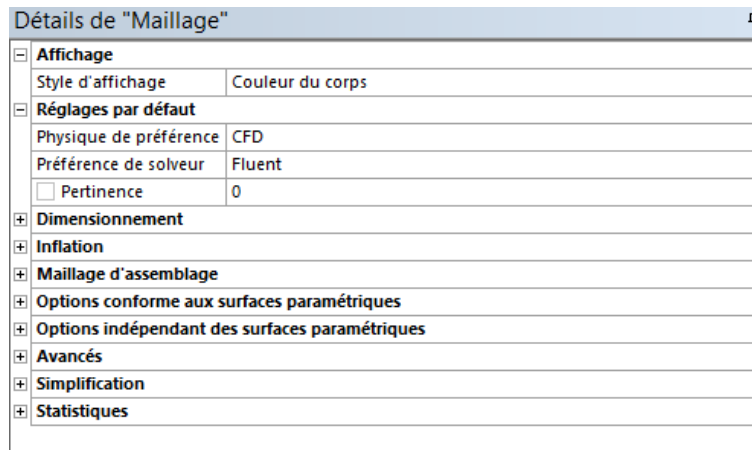


Figure III.11 : Type des maillages et ses dimensions

La quatrième étape implique la définition des frontières ou des limites des pièces dans le modèle de simulation

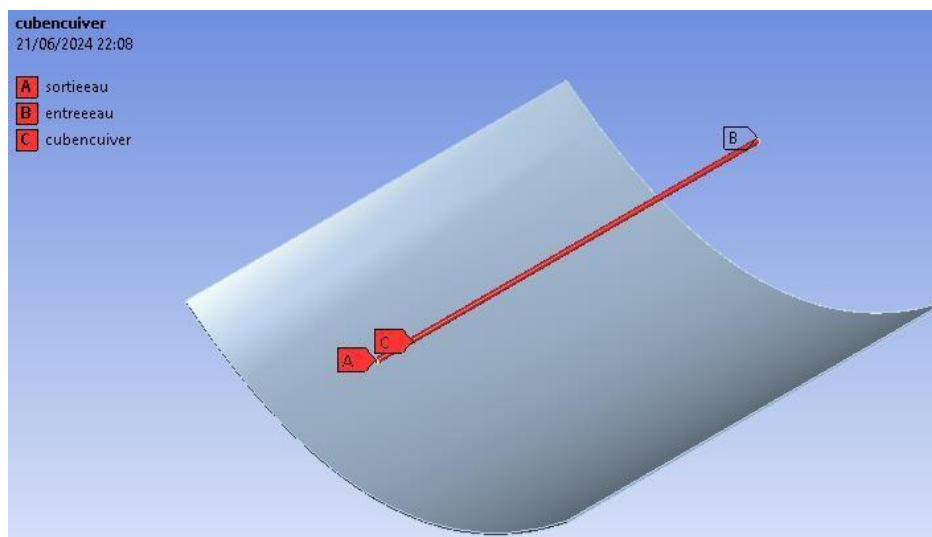


Figure III.12: Frontières des pièces

La cinquième étape consiste à générer le maillage (ou mesh) à partir de la géométrie définie précédemment.

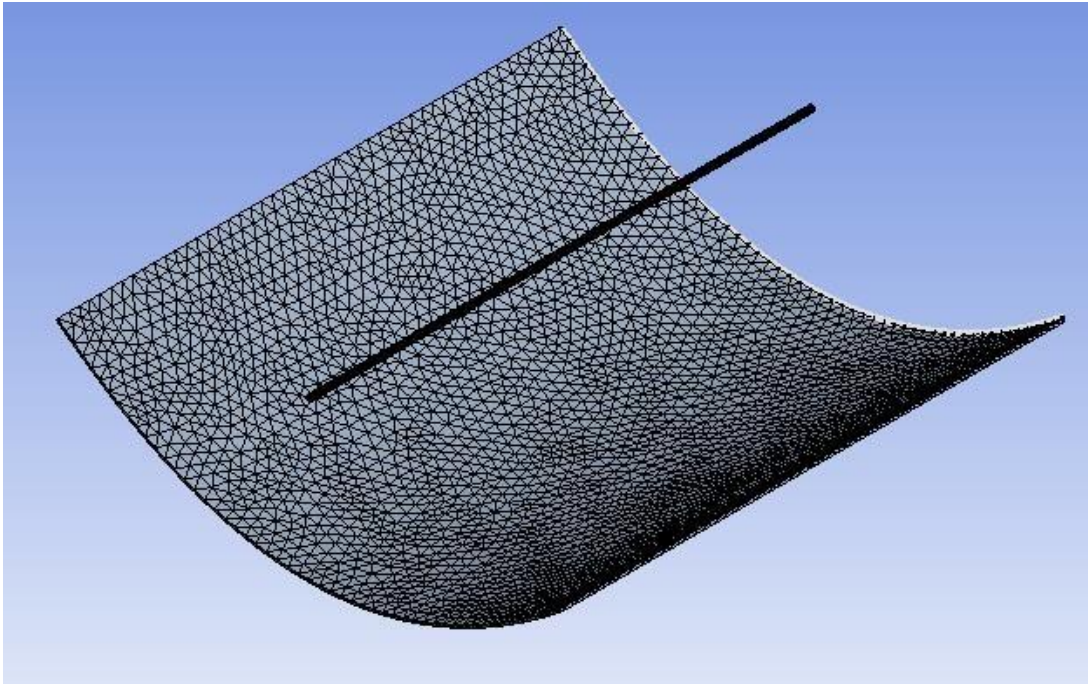


Figure III.13: Maillage structuré du capteur

III.9 .3 Simulation sous FLUENT :

Ce paragraphe introduit FLUENT, en détaillant ses capacités et en fournissant des instructions sur la configuration du solveur. Il guide à travers les étapes nécessaires pour réussir la simulation d'un problème concernant les capteurs solaires paraboliques

III.9 .4 Importation de la géométrie :

Pour démarrer la simulation, il est nécessaire d'importer le fichier généré dans Workbench

III.9 .5 Vérification du maillage importé :

Cette étape permet de vérifier si le maillage importé ne comporte pas d'erreurs telles que des volumes négatifs.

```
Mesh Check
Domain Extents:
x-coordinate: min (m) = 0.000000e+00, max (m) = 2.000000e-01
y-coordinate: min (m) = 0.000000e+00, max (m) = 4.000000e-02
z-coordinate: min (m) = 0.000000e+00, max (m) = 1.000000e+00
Volume statistics:
minimum volume (m3): 1.875954e-11
maximum volume (m3): 2.553370e-08
total volume (m3): 8.000000e-03
Face area statistics:
minimum face area (m2): 1.027962e-07
maximum face area (m2): 1.980376e-05
Checking mesh.....
Done.
```

Figure III.14: Vérification du maillage sous Fluent

III.9.6 Lissage du maillage:

Pour garantir la qualité du maillage, il est recommandé d'appliquer un lissage en cliquant sur le bouton Smooth, puis sur le bouton Swap dans FLUENT. Répétez cette opération jusqu'à ce que zéro face ne soit échangée

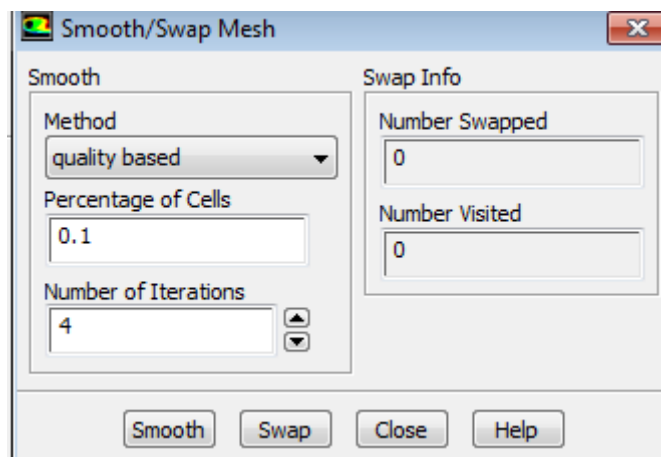


Figure III.15: Lissage du maillage

III.9.7 Vérification de l'échelle :

Il est essentiel de vérifier que les dimensions affichées dans le modèle numérique correspondent fidèlement aux dimensions physiques du problème réel

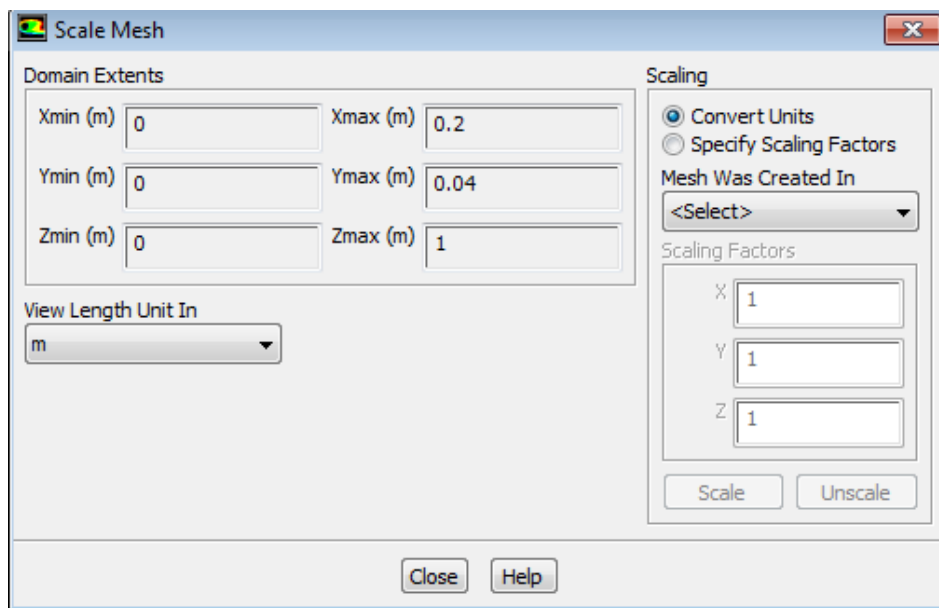


Figure III.16: Vérification des unités

III.9.8 Affichage de la grille :

Il est possible d'afficher le maillage généré et il est fortement recommandé de vérifier les conditions aux limites définies préalablement dans Workbench

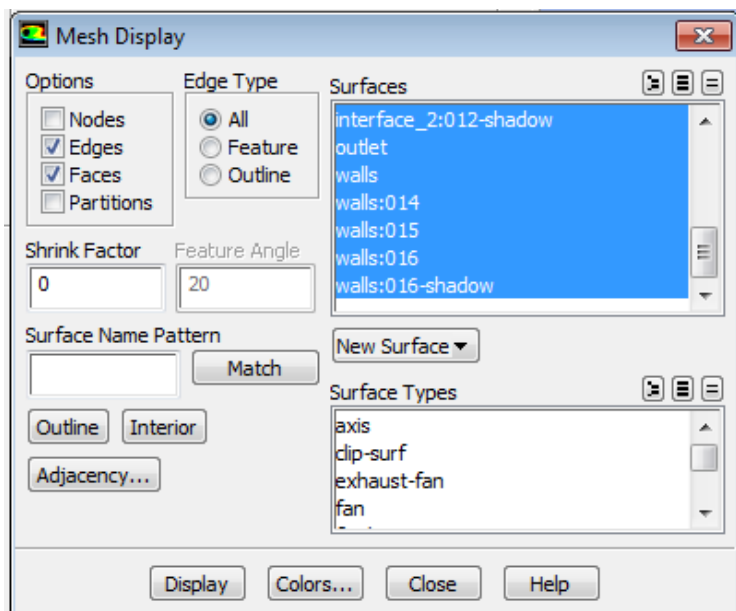


Figure III.17: Affichage de la grille et vérification des conditions

III.9.9 L'équation de l'énergie :

L'activation de l'option 'énergie' est nécessaire pour l'étude du champ thermique.

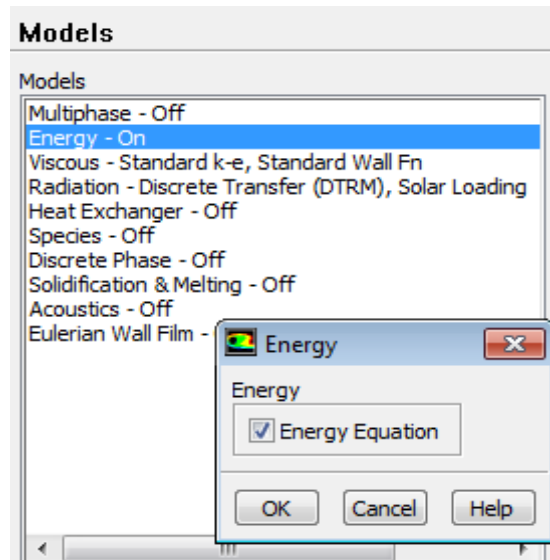


Figure III.18: Equation de l'énergie

III.9.10 Choix du modèle de turbulence :

Fluent offre divers modèles pour la simulation des écoulements turbulents, comprenant notamment les écoulements non visqueux, laminaires, et turbulents, entre autres.

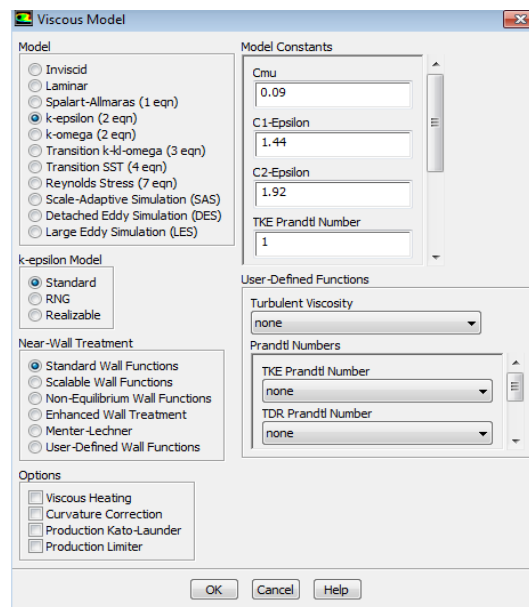


Figure III.19: Choix du modèle de turbulence

III.9.11 Choix du modèle de rayonnement :

Le logiciel Fluent propose plusieurs modèles de rayonnement, tels que surface to surface, Discrete Transfer, Discrete Ordinates, etc. Nous avons choisi le modèle Discrete Transfer (DTRM) pour la modélisation du rayonnement.

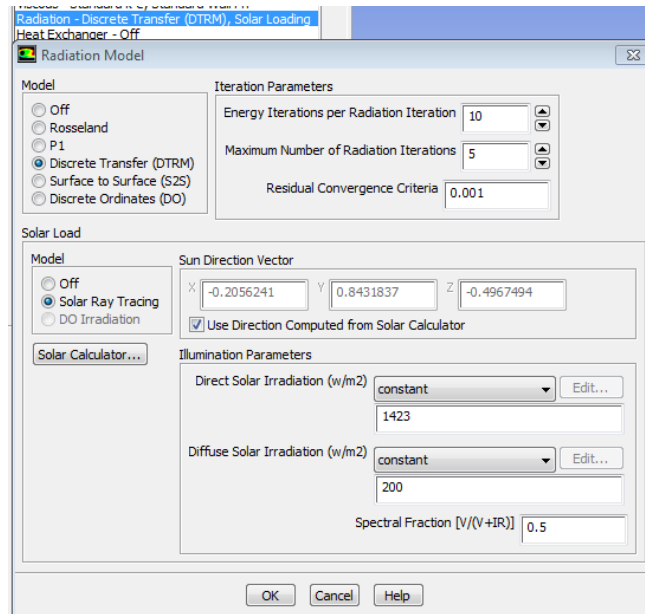


Figure III.20: Choix du modèle de rayonnement

III.9.12 Définition des caractéristiques:

Les propriétés des fluides (eau et air) ainsi que des solides (cuivre et aluminium) sont extraites de la bibliothèque de données de Fluent.

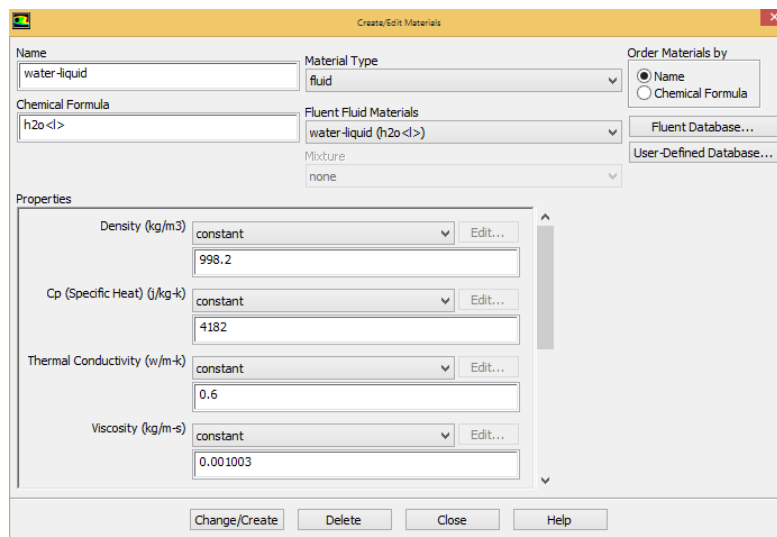


Figure III.21: Définition des caractéristiques du fluide caloporteur

III.9.13 Conditions de fonctionnement :

Avant de déterminer les conditions aux limites, il est essentiel de décider en premier lieu de la valeur de la pression de référence, également connue sous le terme de 'conditions opérationnelles'

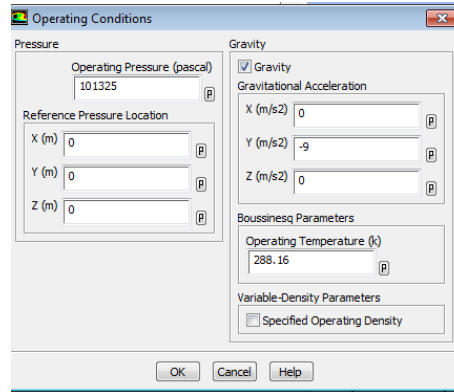


Figure III.22: Choix de la pression de référence

En effet, Fluent réalise tous les calculs en utilisant une pression appelée pression jauge, afin d'éviter les erreurs numériques lors des calculs pour les écoulements à faible nombre de Mach. La relation entre la pression absolue et la pression jauge est donnée par : $P_{abs} = P_{op} + P_{gauge}$. Par défaut, Fluent utilise la pression atmosphérique comme pression de référence (operating pressure).

III.9.14 Conditions aux limites du modèle :

Pour continuer, il est nécessaire de définir précisément les valeurs des conditions aux limites :

1-Vitesse d'entrée

Utilisée dans le cas d'écoulements incompressibles ou moyennement compressibles lorsque la vitesse d'entrée est connue entre 0.5 à 2.5 m/s .

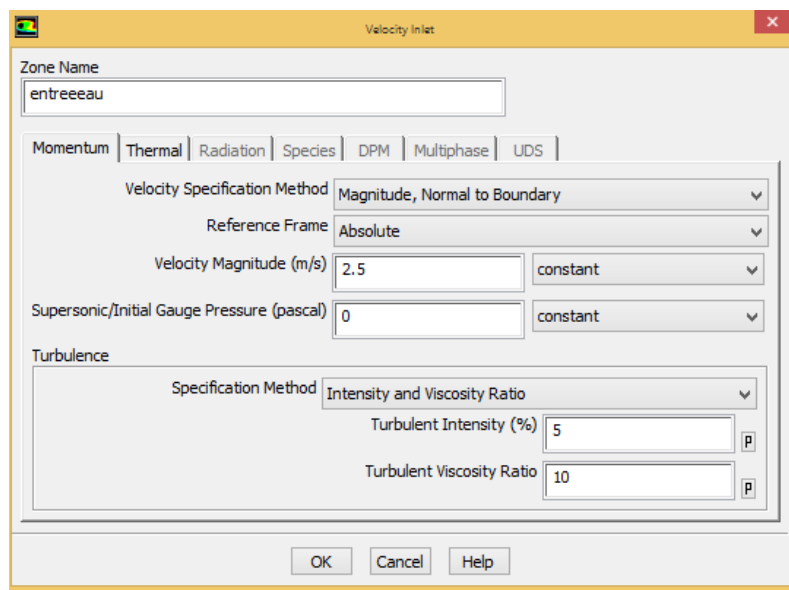


Figure III.23: Vitesse d'entrée

III.9.15 Pression de sortie:

Spécifie la pression statique de sortie.

L'utilisation de Pressure Outlet permet de définir la pression statique à la sortie. Opter pour cette condition plutôt que Outflow entraîne souvent une meilleure convergence

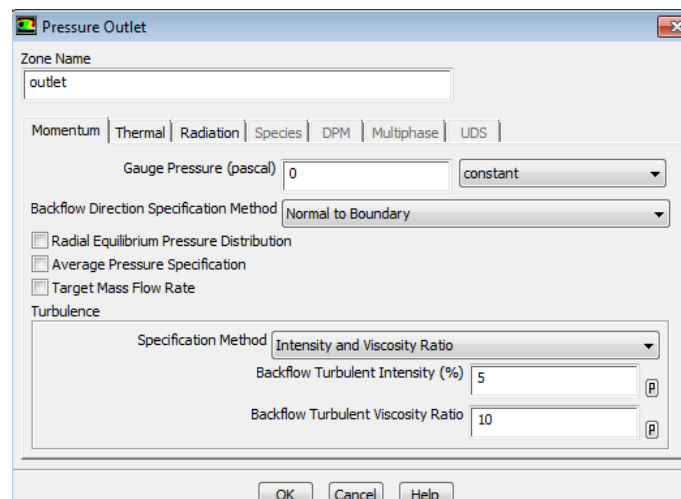


Figure III.24: Pression à la sortie du canal

III.9.16 Interfaces:

Cette fonction Interfaces est utilisé pour désigner la zone contacte du maillage. Cette zone se trouve entre la surface externe du liquide et la surface externe du tube en cuiver.

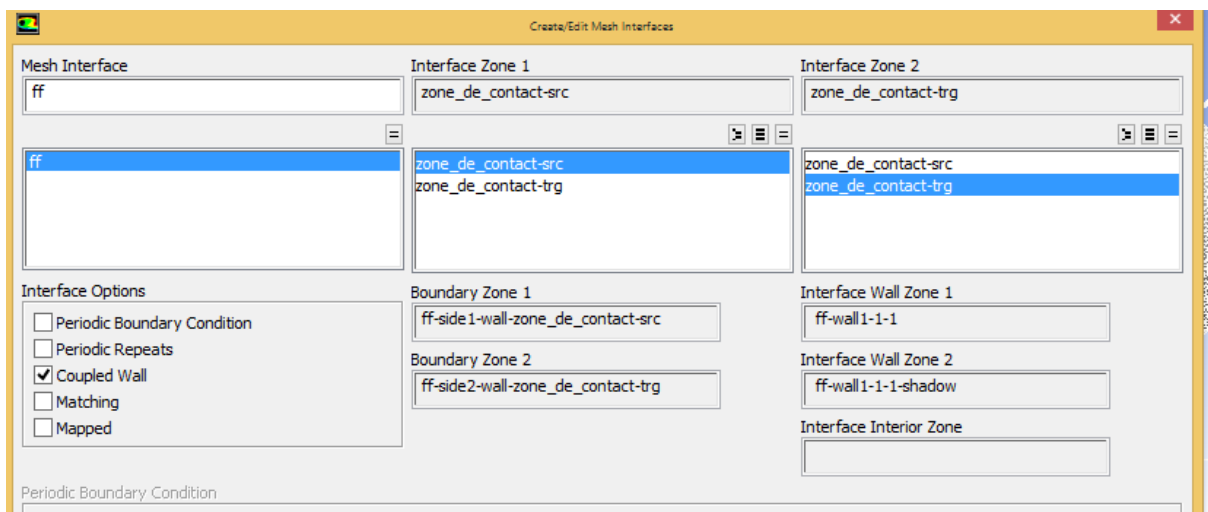


Figure III.25: Interfaces des zones contactes

III.9.17 Détermination des critères de convergence:

Il s'agit ici de définir les critères nécessaires pour déterminer l'arrêt des calculs de la simulation

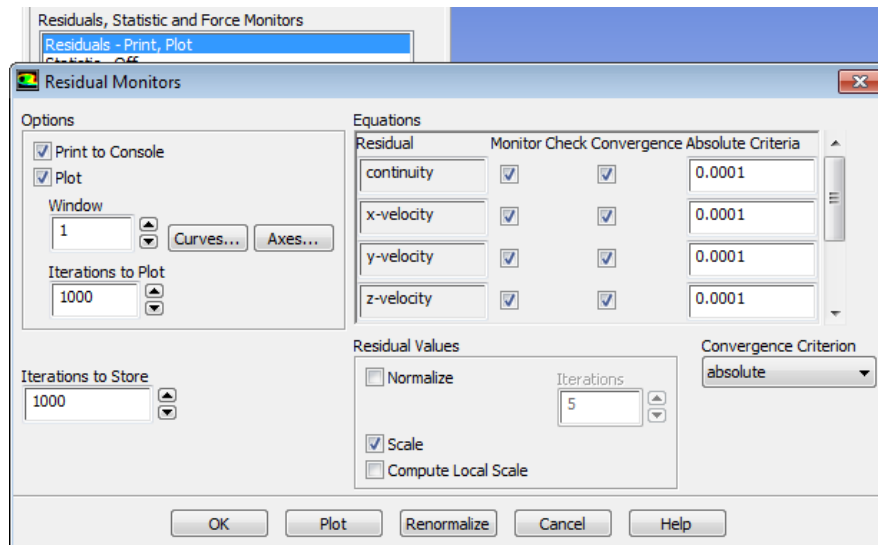


Figure III.26:: Détermination et affichage pendant les calculs des critères de convergence

Pour afficher la convergence à l'écran sous forme de graphe pendant les calculs, il est nécessaire d'activer l'option Plot. De plus, il est possible de désactiver certains critères d'arrêt de la simulation en décochant la case de convergence.

III.9.18 Initialisation :

La fonction d'initialisation prépare le calcul et effectue les vérifications nécessaires avant le lancement.

```
-Pressure information is not available at the boundaries.  
Case will be initialized with constant pressure  
  
      iter          scalar-0  
      1          1.000000e+00  
      2          9.522999e-05  
      3          1.766860e-05  
      4          5.400672e-06  
      5          1.577443e-06  
      6          5.605627e-07  
      7          1.992273e-07  
      8          7.432933e-08  
      9          2.874698e-08  
     10          1.120966e-08  
hybrid initialization is done.
```

Figure III.27: Initialisation du calcul

III.9.19 Lancement du calcul :

Avant de commencer les calculs, il est nécessaire de déterminer le nombre d'itérations. Dans ce modèle, le choix de 250 itérations permet d'atteindre la convergence de la solution.

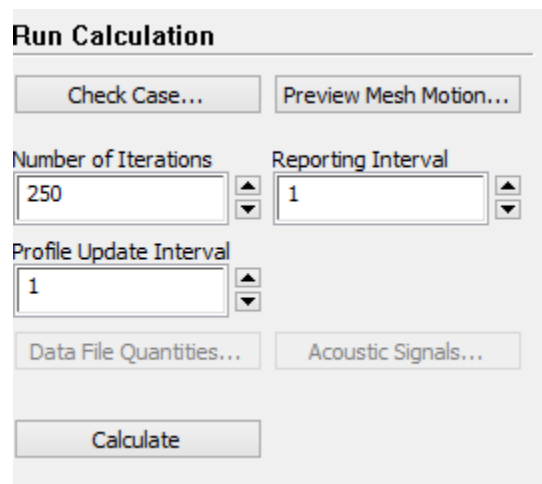


Figure III.28: Choix du nombre des itérations

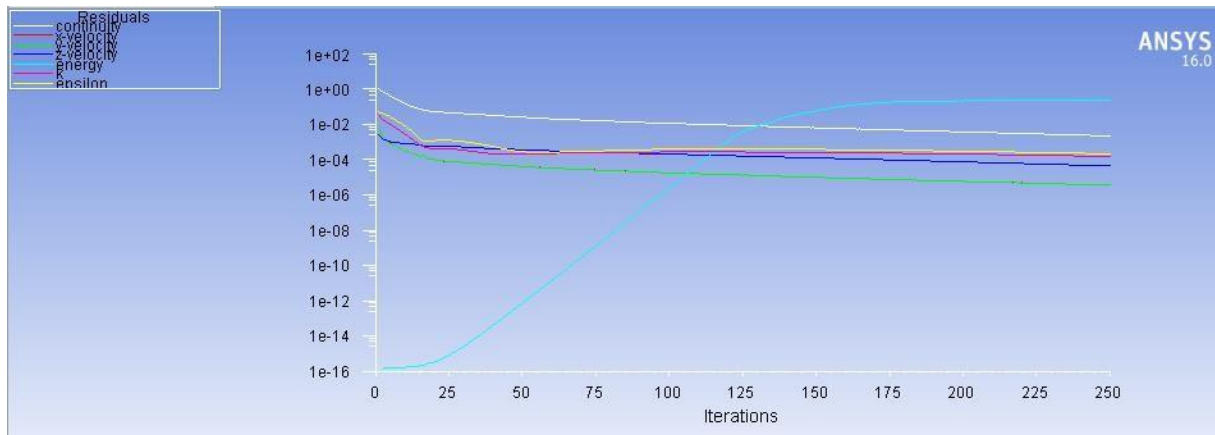
III.9.20 Allures de l'évolution des résidus de calcul :

Figure III.29: Allures de l'évolution des résidus de calcul

La figure ci-dessus illustre la convergence de la solution, avec une précision notablement améliorée atteignant à (10^{-7}).

III.10 Conclusion :

Dans ce chapitre on a présenté un modèle numérique pour simuler un capteur solaire parabolique exposé aux rayonnements solaires. Pour cela on a utilisé les codes CFD Workbench -ANSYS Fluent en présentant la géométrie du capteur et ses paramètres.

CHAPITRE IV

Résultats et discussions

IV.1 Introduction :

Dans ce chapitre, nous présenterons les résultats d'une simulation 3D d'un capteur solaire parabolique. Ces résultats numériques concernent : la répartition des températures du fluide caloporteur circulant à travers le tube récepteur, la répartition des vitesses du fluide caloporteur circulant à travers le tube récepteur. et la répartition des pressions du fluide caloporteur circulant à travers le tube récepteur. Ensuite, nous montrerons les résultats de la comparaison pour différents cas : différentes vitesses d'entrée, différentes températures d'entrée et différentes pressions d'entrée.

IV.2 Distribution des températures du fluide caloporteur circulant à travers le tube récepteur du capteur:

La figure suivante illustre la distribution des températures du fluide caloporteur circulant à travers le tube récepteur du capteur solaire parabolique de notre modèle, avec une température d'entrée du fluide caloporteur de 298 K, une température ambiante de 298 K, une vitesse d'entrée de 0,5 m/s, et une vitesse du vent de 30 m/s.

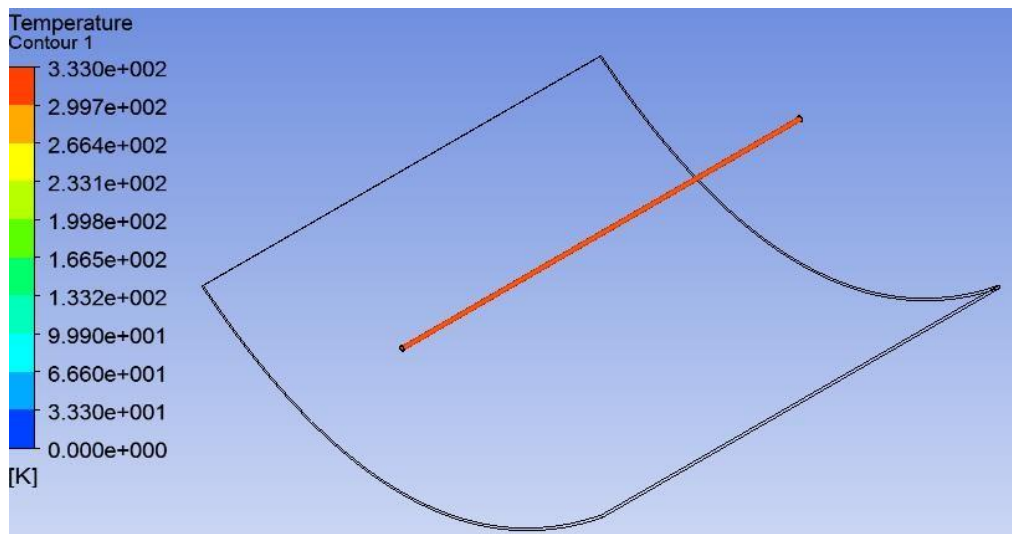


Figure. IV 1 : Distribution des températures du fluide caloporteur circulant à travers le tube récepteur du capteur solaire parabolique.

Les résultats montrent les distributions des températures du fluide caloporteur circulant à travers le tube récepteur du capteur solaire parabolique. On peut remarquer que les

températures du fluide caloporteur à travers le tube récepteur varient entre 300 K et 320K. De plus, nous pouvons observer que les répartitions de température du fluide caloporteur sont quasiment uniformes dans l'ensemble du capteur.

IV.3 Distribution des pressions du fluide caloporteur circulant à travers le tube récepteur du capteur:

La figure suivante illustre la distribution des pressions du fluide caloporteur circulant à travers le tube récepteur du capteur solaire parabolique de notre modèle, avec une température d'entrée du fluide caloporteur de 298 K, une température ambiante de 298 K, une vitesse d'entrée de 0,5 m/s, et une vitesse du vent de 30 m/s.

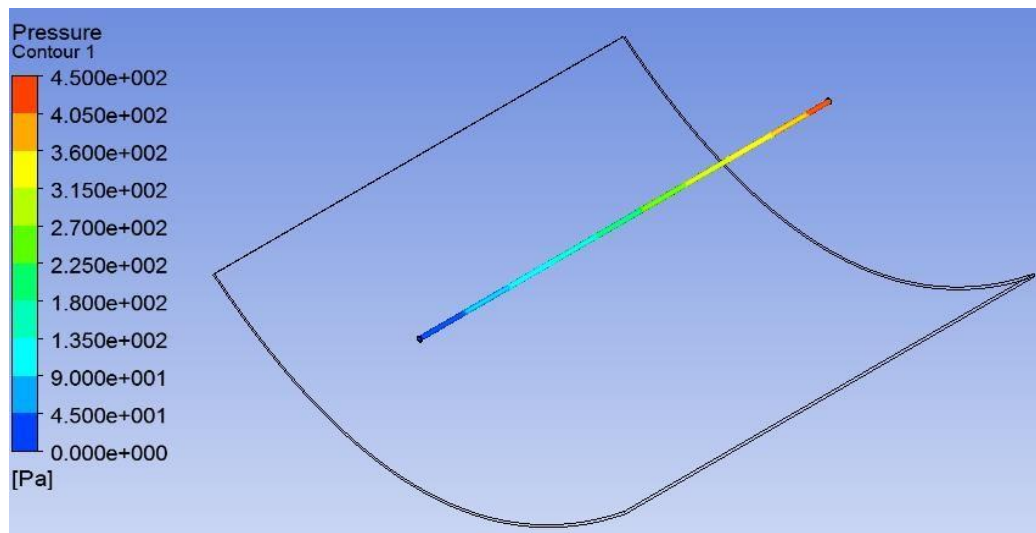


Figure IV.2 : Distribution des pressions du fluide caloporteur circulant à travers le tube récepteur du capteur solaire parabolique.

Les résultats montrent les distributions des pressions du fluide caloporteur circulant à travers le tube récepteur du capteur solaire parabolique. On peut remarquer que Distribution des pressions du fluide caloporteur circulant à travers le tube récepteur varient entre 4.5 Pa et $4.5 \cdot 10^3$ Pa. On remarque que la valeur maximale de cette distribution de pression se situe à l'extrémité de ce tube récepteur , Au contraire, la valeur minimale de cette distribution de pression se situe au bord de ce tube récepteur. De plus, nous pouvons observer que les

distributions des pressions augmentent tout le long du fluide caloporteur circulant à travers le tube récepteur.

IV.4 Distribution des vitesses du fluide caloporteur circulant à travers le tube récepteur du capteur:

La figure suivante montre la distribution des vitesses du fluide caloporteur circulant à travers le tube récepteur du capteur solaire parabolique de notre modèle, avec une température d'entrée du fluide caloporteur de 298 K, une température ambiante de 298 K, une vitesse d'entrée de 0,5 m/s, et une vitesse du vent de 30 m/s.

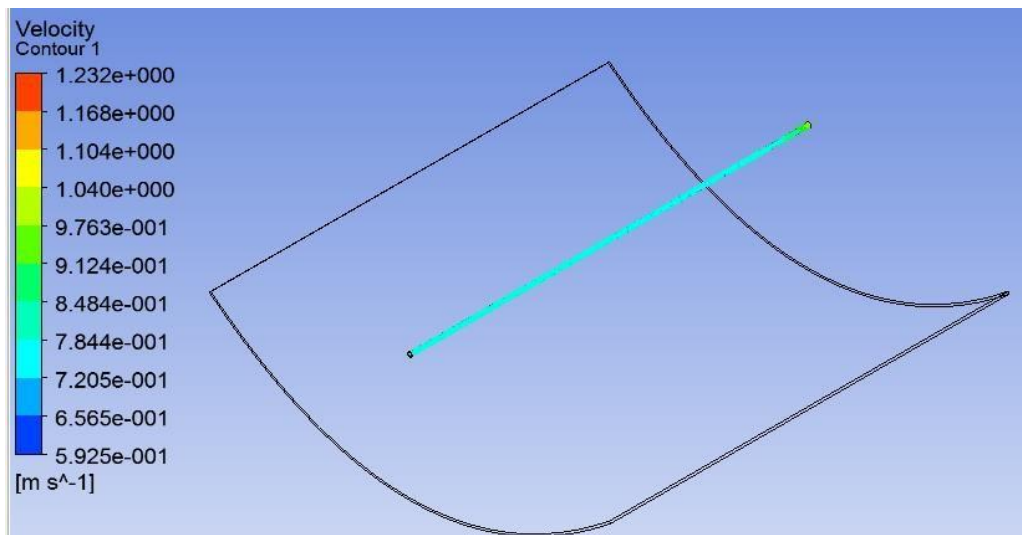


Figure IV.3 : Distribution des vitesses du fluide caloporteur circulant à travers le tube récepteur du capteur solaire parabolique.

Les résultats montrent les distributions des vitesses du fluide caloporteur circulant à travers le tube récepteur du capteur solaire parabolique. On peut remarquer que la distribution des vitesses du fluide caloporteur circulant à travers le tube récepteur varie entre 0.7844 m/s et 1.104 m/s. Une répartition presque uniforme des vitesses du fluide caloporteur circulant à travers le tube récepteur du capteur est observable sur toute la longueur du tube.

IV.5 Répartition des vitesses d'écoulement du fluide caloporteur le long du tube capteur
La figure suivante montre la répartition des vitesses d'écoulement du fluide caloporteur le long du tube récepteur du capteur solaire parabolique dans quatre distances; 0.5, 0.6, 0.7 et 0.8 , avec une température d'entrée du fluide caloporteur de 298 K, une température ambiante de 298 K, un une vitesse d'entrée de 0,5 m/s, et une vitesse du vent de 30 m/s.

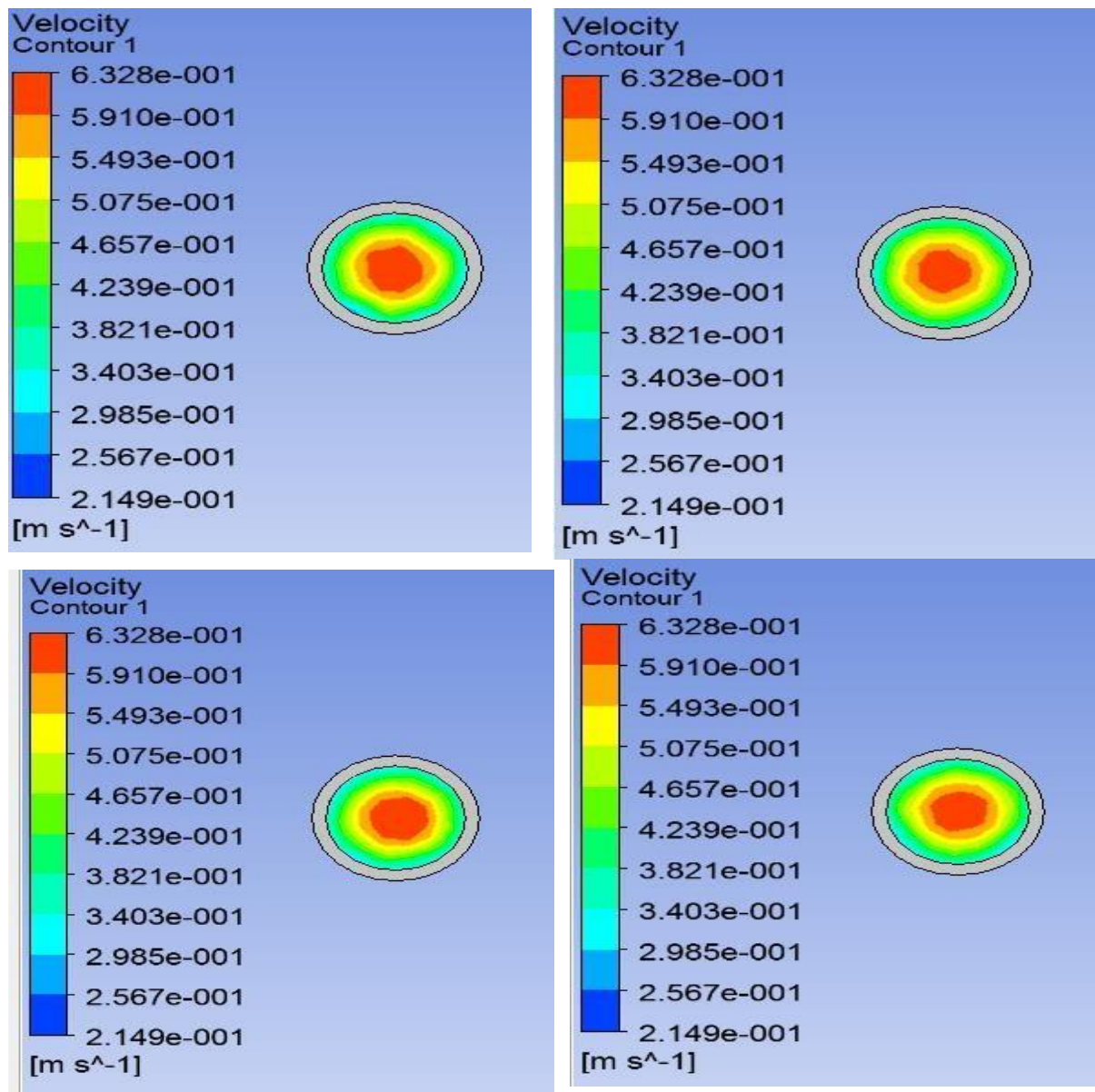
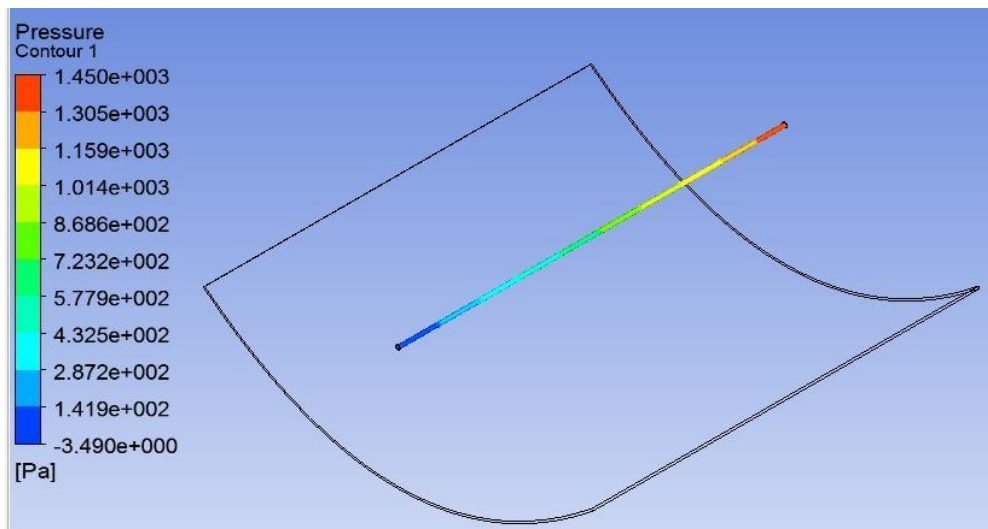


Figure IV.4 : Répartition des vitesses d'écoulement du fluide caloporteur le long du tube récepteur du capteur solaire parabolique à quatre distances; 0.5, 0.6, 0.7 et 0.8m

Les résultats montrent la répartition des vitesses d'écoulement du fluide caloporteur le long du tuberécepteur du capteur solaire parabolique à quatre distances; 0.5, 0.6, 0.7 et 0.8m. On peut remarquer que la distribution des vitesses du fluide caloporteur circulant à travers le tube récepteur varient entre 1.2 m/s et 2.4 m/s. Une répartition à quatre distances; 0.5, 0.6, 0.7 et 0.8 presque uniforme des vitesses du fluide caloporteur circulant à travers le tube récepteur du capteur est observable. On peut remarquer que la valeur maximale de ces vitesses est atteinte au point central. , Au contraire, la valeur minimale de cette distribution de vitesse se situe au niveau de la zone de contact entre l'eau et le tube récepteur.

IV.6 Distribution des pressions du fluide caloporteur circulant à travers le tube récepteur pour différentes vitesses d'entrée:

La figure suivante illustre la distribution des pressions du fluide caloporteur circulant à travers le tube récepteur du capteur solaire parabolique pour différentes vitesses d'entrée; 0,5 m/s, 1 m/s, 1,5 m/s, et 2 m/s avec une température d'entrée du fluide caloporteur de 298 K, une température ambiante de 298 K, un une vitesse d'entrée de 0,5 m/s, et une vitesse du vent de 30 m/s.



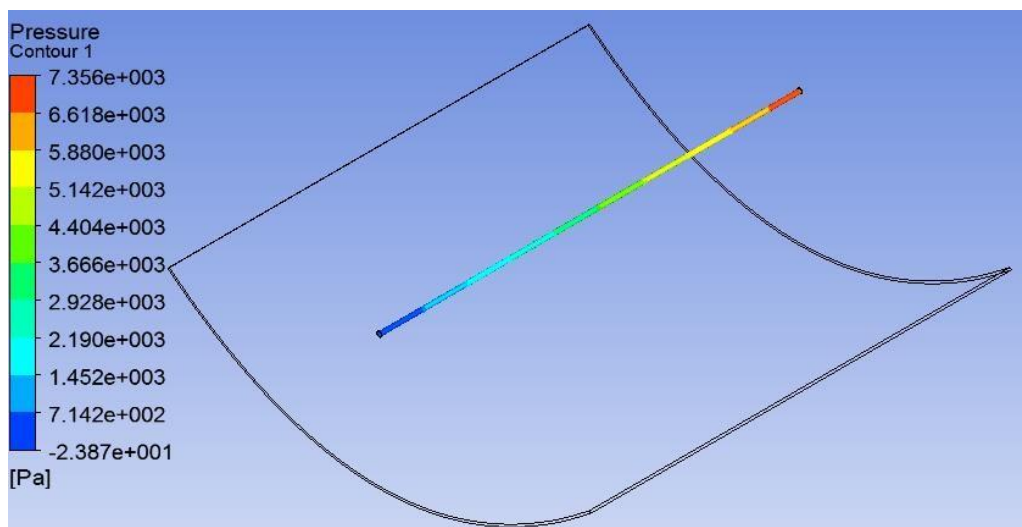
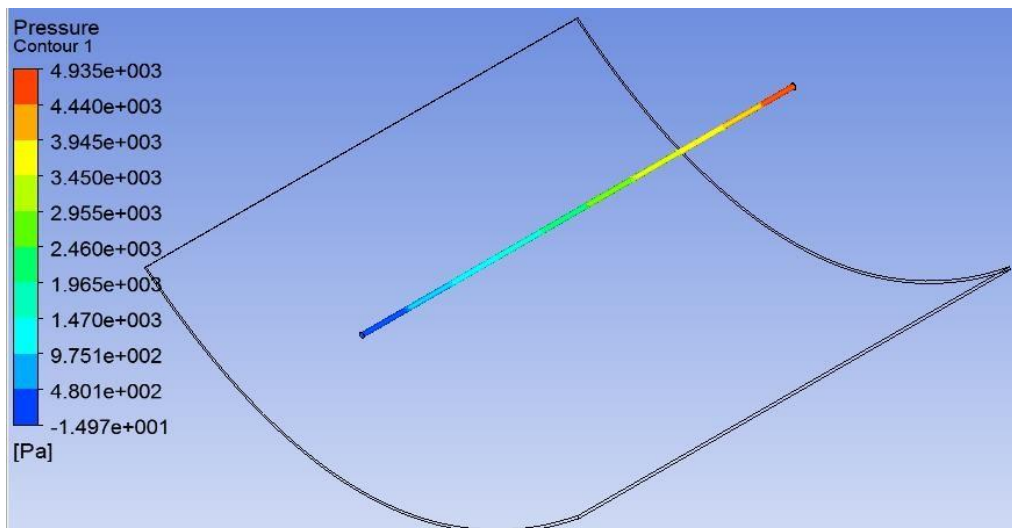
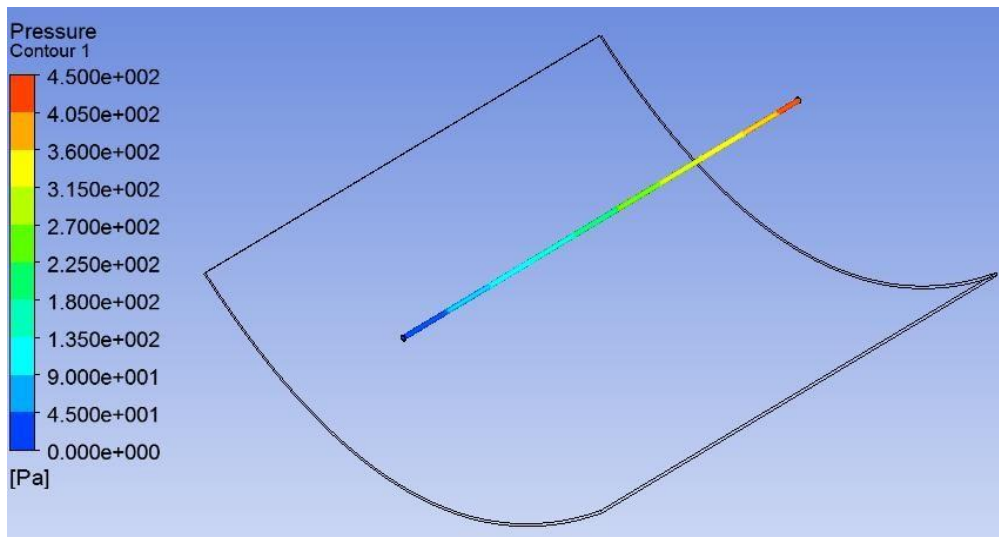
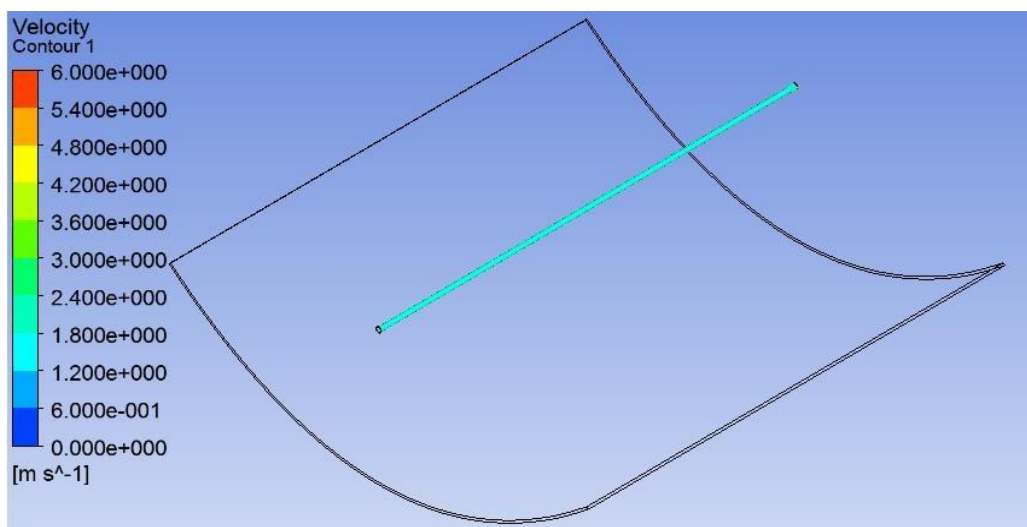
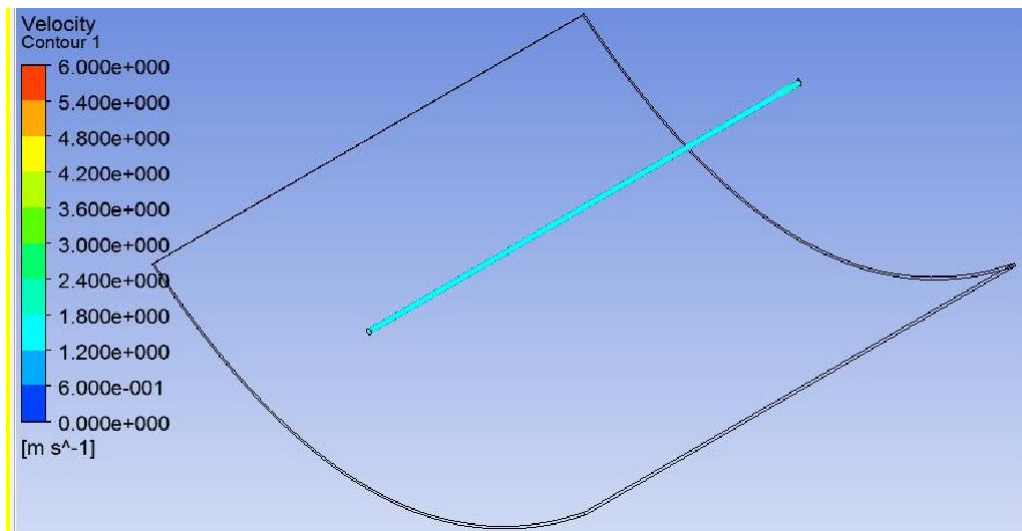
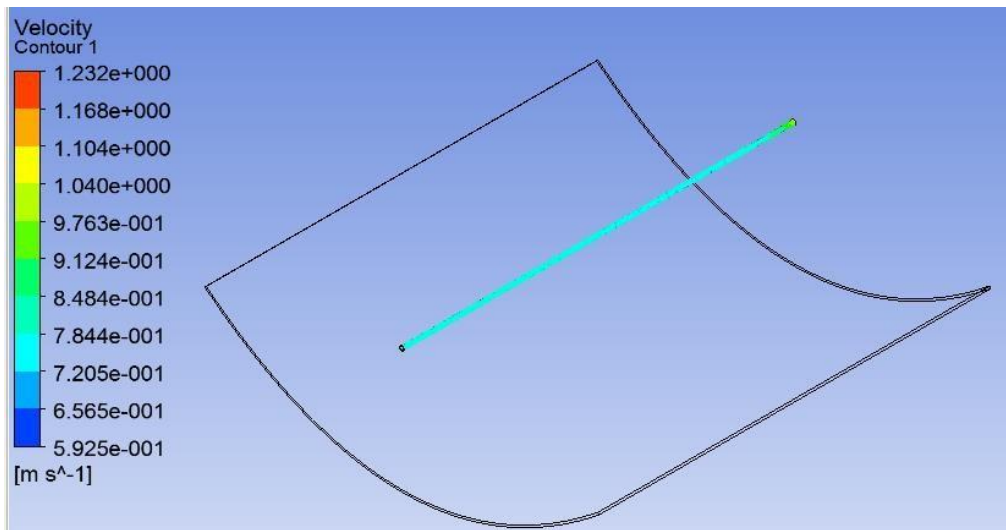


Figure IV.5 : Distribution des pressions du fluide caloporteur circulant à travers le tube récepteur du capteur solaire parabolique pour différentes vitesses d'entrée; 0,5 m/s, 1 m/s, 1,5 m/s, et 2 m/s.

Les résultats montrent les distributions des pressions du fluide caloporteur circulant à travers le tube récepteur du capteur solaire parabolique pour différentes vitesses d'entrée; 0,5 m/s, 1 m/s, 1,5 m/s, et 2 m/s. On remarque que la valeur maximale de cette distribution de pression se situe à l'extrémité de ce tube récepteur pour différentes vitesses d'entrée, Au contraire, la valeur minimale de cette distribution de pression se situe au bord de ce tube récepteur. De plus, nous pouvons observer que les distributions des pressions augmentent tout le long du fluide caloporteur circulant à travers le tube récepteur pour différentes vitesses d'entrée. On peut constater que la distribution des pressions du fluide caloporteur circulant à travers le tube récepteur prendra des valeurs maximales avec l'augmentation de la vitesse d'entrée .

IV.7 Distribution des vitesses du fluide caloporteur circulant à travers le tube récepteur pour différentes vitesses d'entrée:

Les figures suivantes illustrent les distributions des vitesses du fluide caloporteur circulant à travers le tube récepteur du capteur solaire parabolique pour différentes vitesses d'entrée; 0,5 m/s, 1 m/s, 1,5 m/s, et 2 m/s. Les conditions sont une température d'entrée du fluide caloporteur de 298 K, une température ambiante de 298 K, un une vitesse d'entrée de 0,5 m/s et une vitesse du vent de 30 m/s.



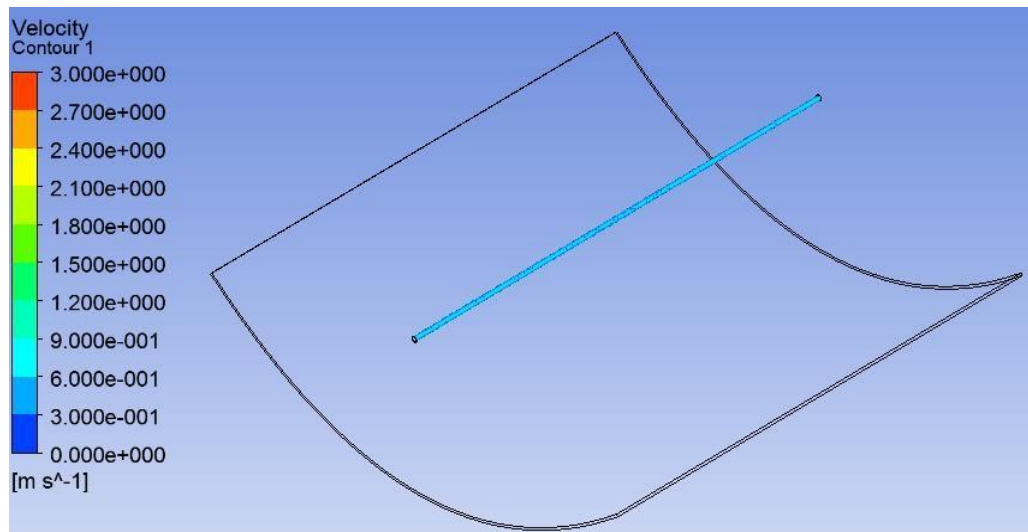
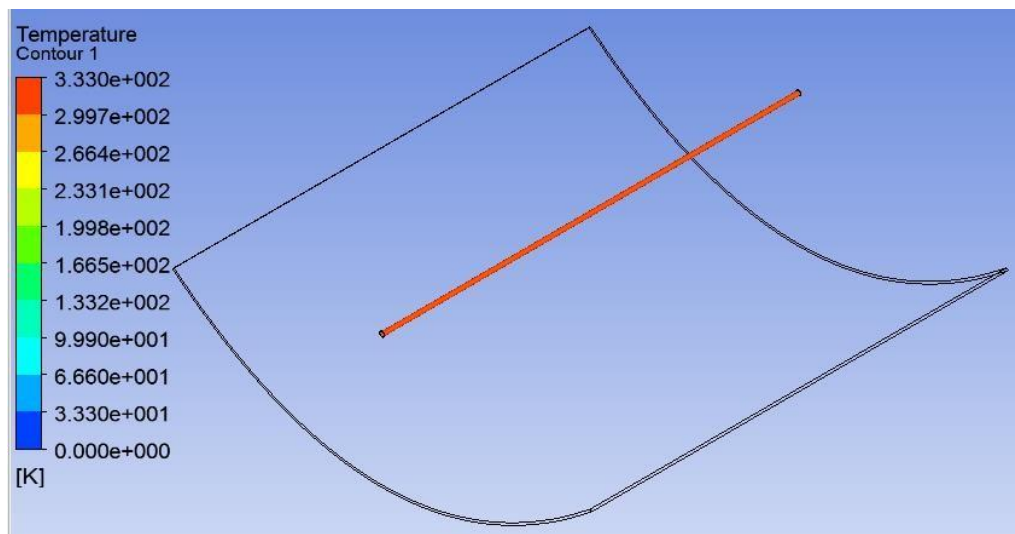
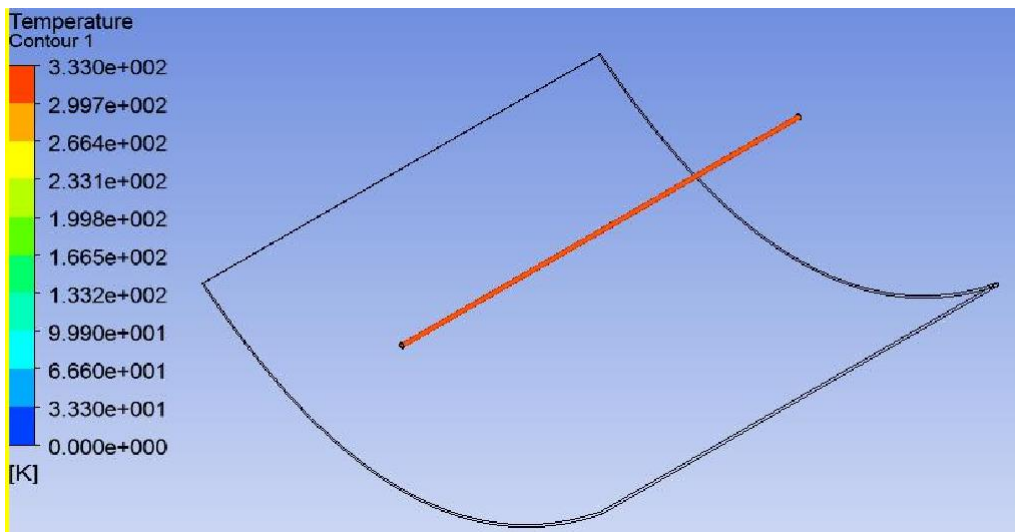
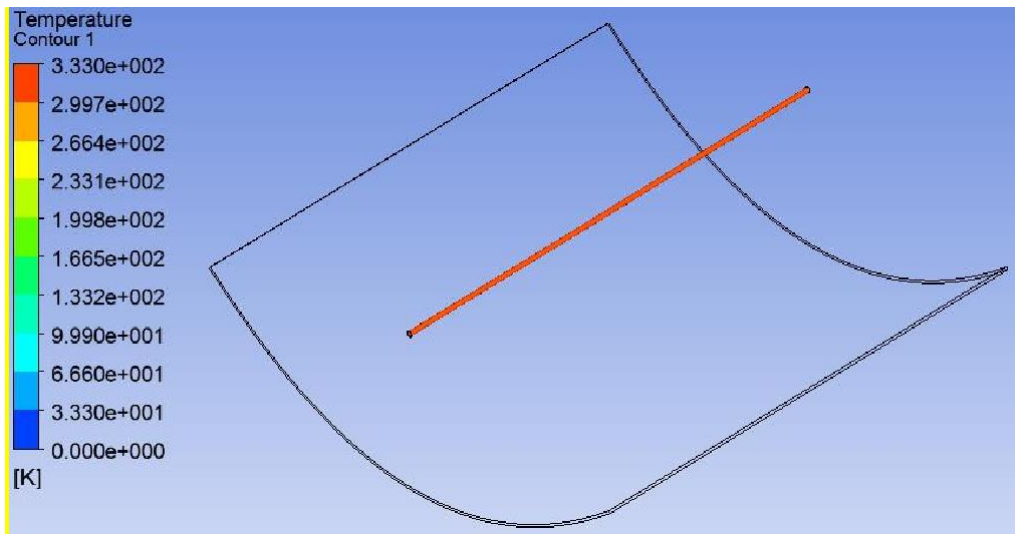


Figure IV.6 : Distribution des vitesses du fluide caloporteur circulant à travers le tube récepteur du capteur solaire parabolique pour différentes vitesses d'entrée; 0,5 m/s, 1 m/s, 1,5 m/s, et 2 m/s.

Les résultats montrent les distributions des pressions du fluide caloporteur circulant à travers le tube récepteur du capteur solaire parabolique pour différentes vitesses d'entrée; 0,5 m/s, 1 m/s, 1,5 m/s, et 2 m/s. Nous pouvons observer que les distributions des vitesses sont presque constantes le long du fluide caloporteur circulant à travers le tube récepteur pour différentes vitesses d'entrée. De plus, on peut constater que la distribution des vitesses du fluide caloporteur circulant à travers le tube récepteur prendra des valeurs maximales avec l'augmentation de la vitesse d'entrée.

IV.8 Distribution des températures du fluide caloporteur circulant à travers le tube récepteur pour différentes vitesses d'entrée:

La figure suivante illustre la distribution des températures du fluide caloporteur circulant à travers le tube récepteur du capteur solaire parabolique pour différentes vitesses d'entrée; 0,5 m/s, 1 m/s, 1,5 m/s, et 2 m/s avec une température d'entrée du fluide caloporteur de 298 K, une température ambiante de 298 K, une vitesse d'entrée de 0,5 m/s, et une vitesse du vent de 30 m/s.



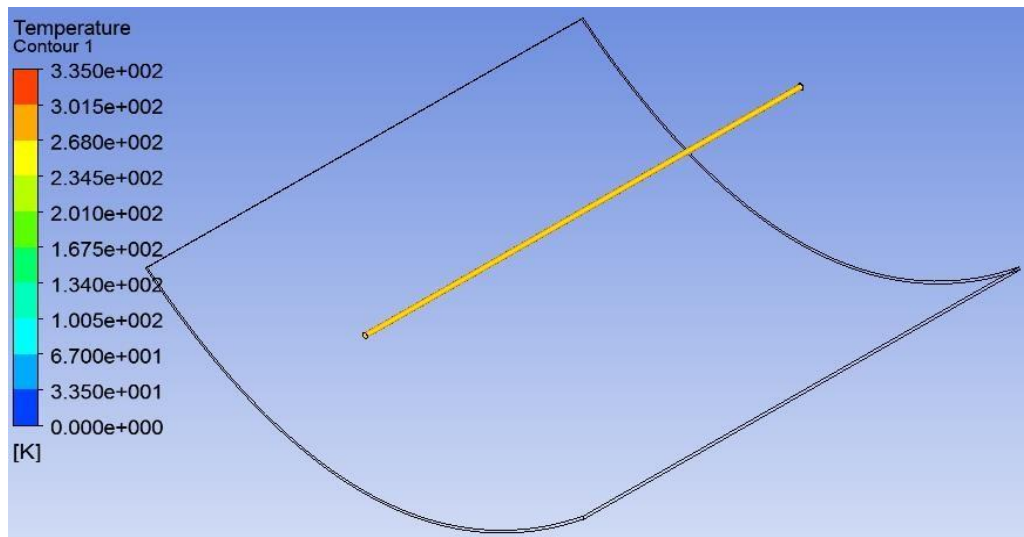
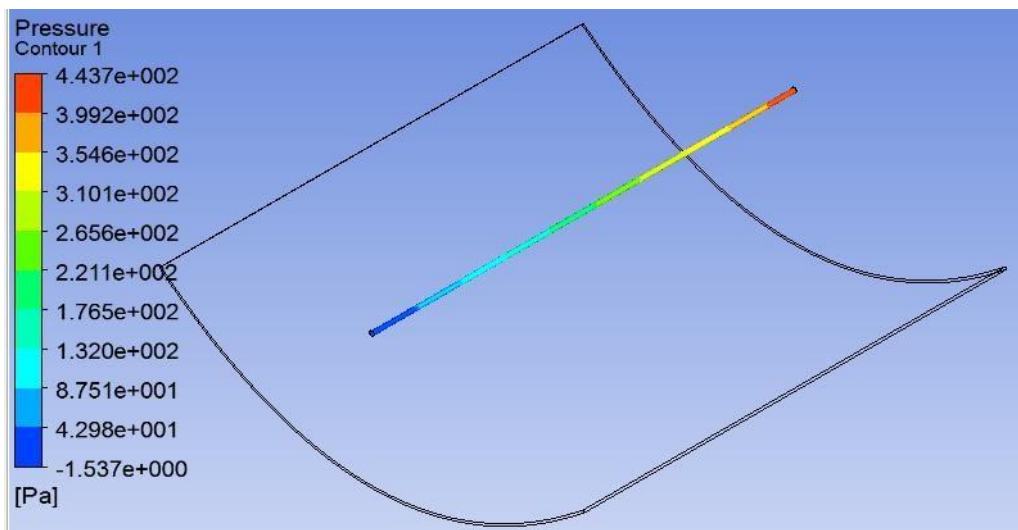
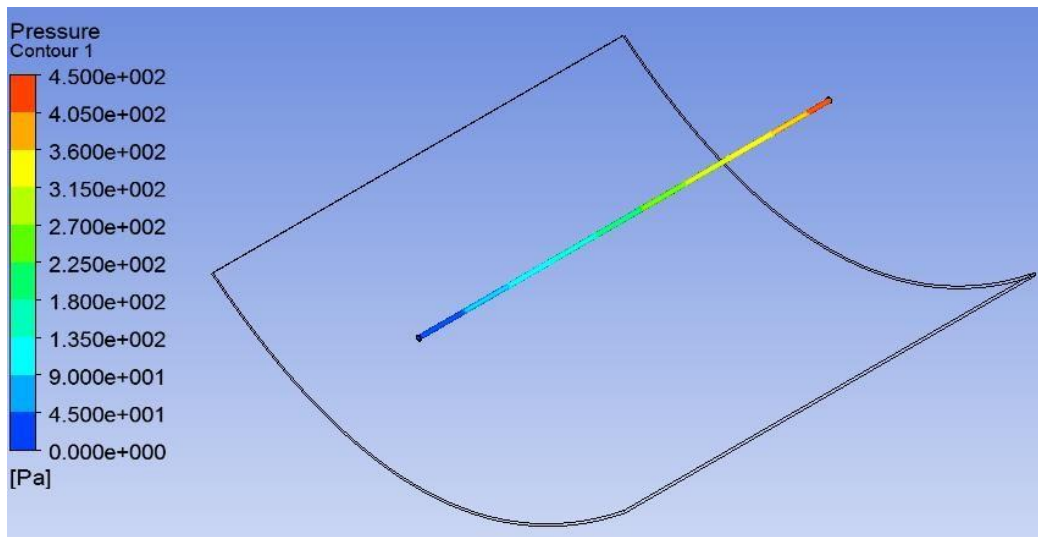


Figure IV.7 : Distribution des températures du fluide caloporteur circulant à travers le tube récepteur du capteur solaire parabolique pour différentes vitesses d'entrée; 0,5 m/s, 1 m/s, 1,5 m/s, et 2 m/s.

Les résultats montrent les distributions des températures du fluide caloporteur circulant à travers le tube récepteur du capteur solaire parabolique pour différentes vitesses d'entrée; 0,5 m/s, 1 m/s, 1,5 m/s, et 2 m/s. On remarque que la valeur maximale de cette distribution de températures sont presque constantes le long du fluide caloporteur circulant à travers le tube récepteur pour différentes vitesses d'entrée. Ces valeurs varient entre 300 k et 330k. On peut constater que la distribution des températures du fluide caloporteur circulant à travers le tube récepteur est légèrement influencée par la variation des vitesses d'entrée.

IV.9 Distribution des pressions du fluide caloporteur circulant à travers le tube récepteur pour différentes températures d'entrée:

La figure suivante illustre la distribution des pressions du fluide caloporteur circulant à travers le tube récepteur du capteur solaire parabolique pour différentes températures d'entrée; 300 K, 305 K, 310 K, et 315 K, avec une vitesse d'entrée de 0,5 m/s, et une vitesse du vent de 30 m/s.



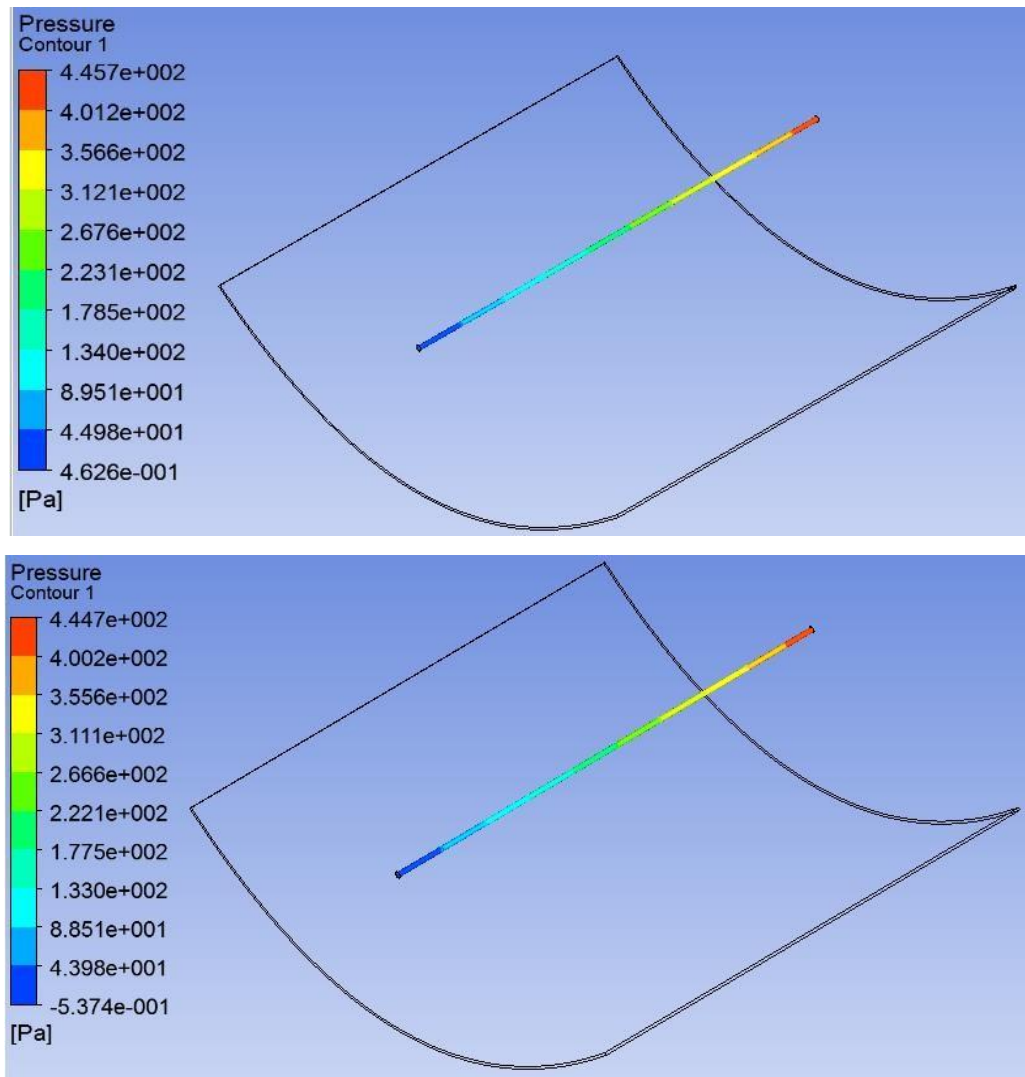


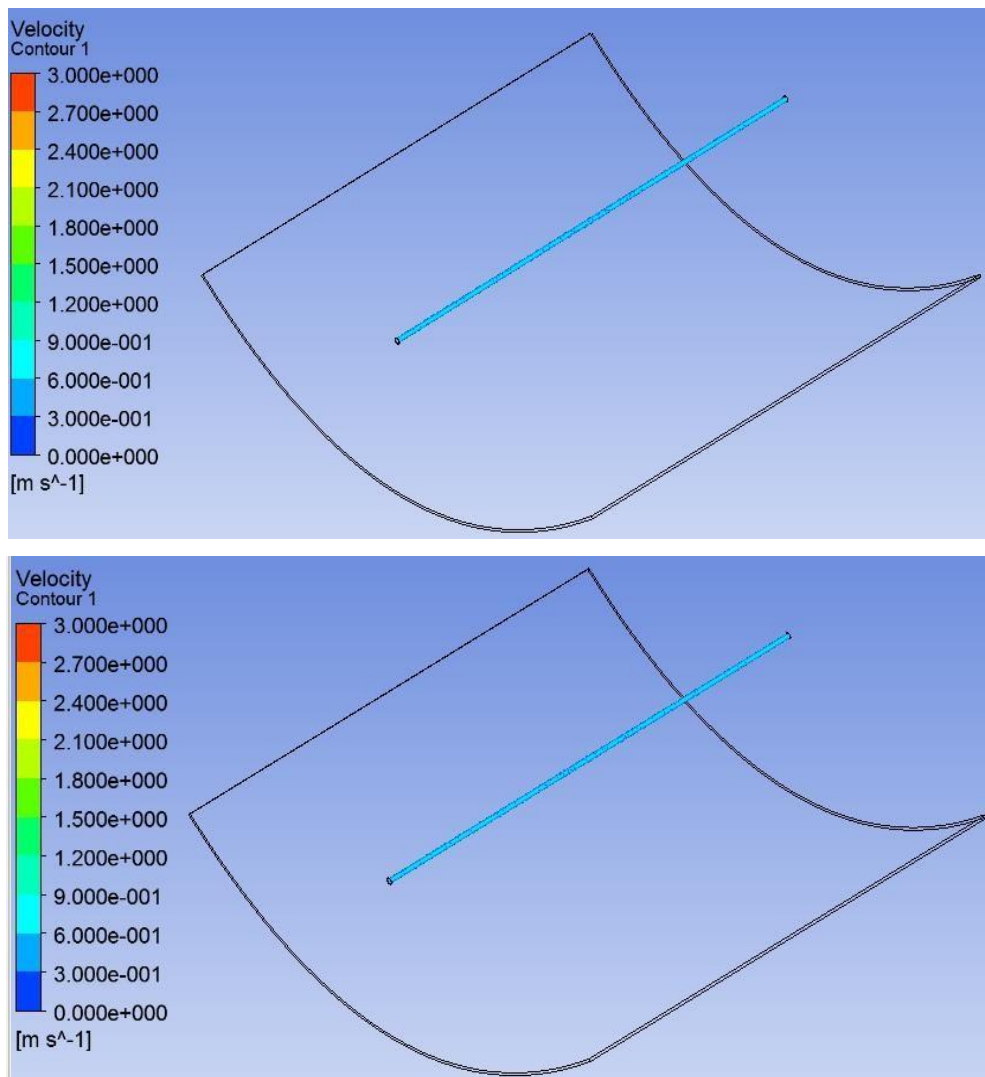
Figure IV.8 : Distribution des pressions du fluide caloporteur circulant à travers le tube récepteur du capteur solaire parabolique pour différentes températures d'entrée; 300 K, 305 K, 310 K, et 315 K

Les résultats montrent les distributions des pressions du fluide caloporteur circulant à travers le tube récepteur du capteur solaire parabolique pour différentes températures d'entrée; 300 K, 305 K, 310 K, et 315 K. On observe que la valeur maximale de cette distribution de pression se situe à l'extrémité de ce tube récepteur pour différentes vitesses températures, Au contraire, la valeur minimale de cette distribution de pression se situe au bord de ce tube récepteur. De plus, nous pouvons observer que les distributions des pressions augmentent

tout le long du fluide caloporteur circulant à travers le tube récepteur pour différentes températures d'entrée. On peut constater que la distribution des pressions du fluide caloporteur circulant à travers le tube récepteur prendra des valeurs minimales avec l'augmentation de la température d'entrée.

IV.10 tribution des vitesses du fluide caloporteur circulant à travers le tube récepteur pour différentes températures d'entrée:

La figure suivante illustre la distribution des vitesses du fluide caloporteur circulant à travers le tube récepteur du capteur solaire parabolique pour différentes températures d'entrée; 300 K, 305 K, 310 K, et 315 K, avec un une vitesse d'entrée de 0,5 m/s, et une vitesse du vent de 30 m/s.



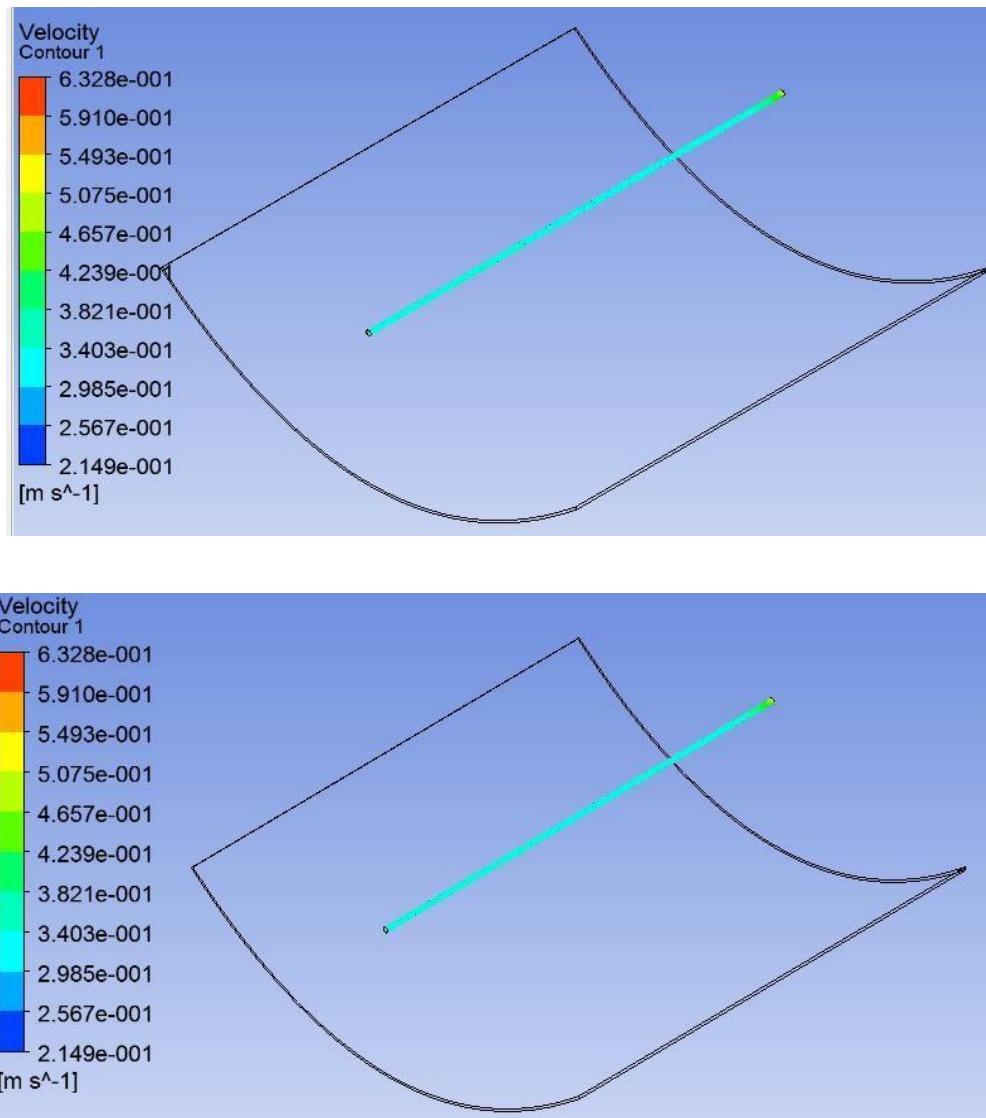


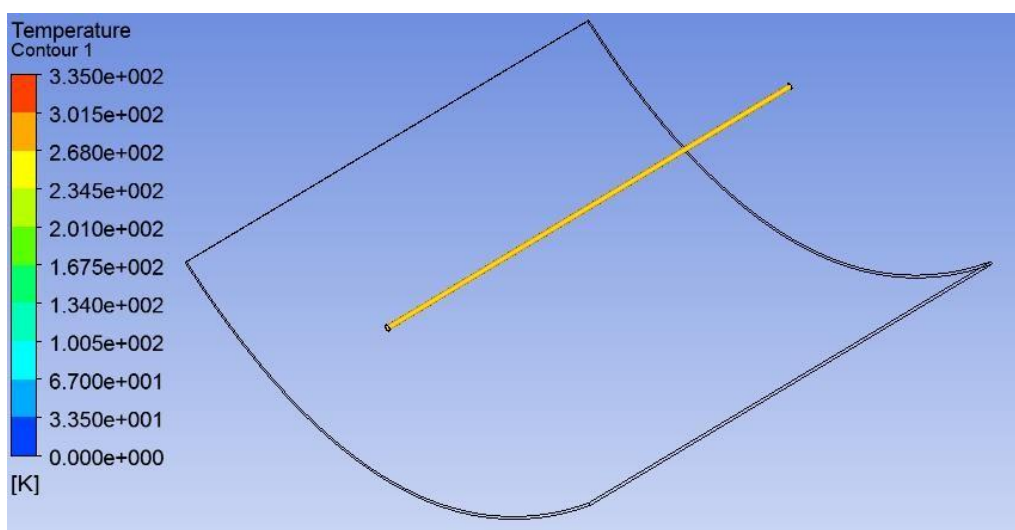
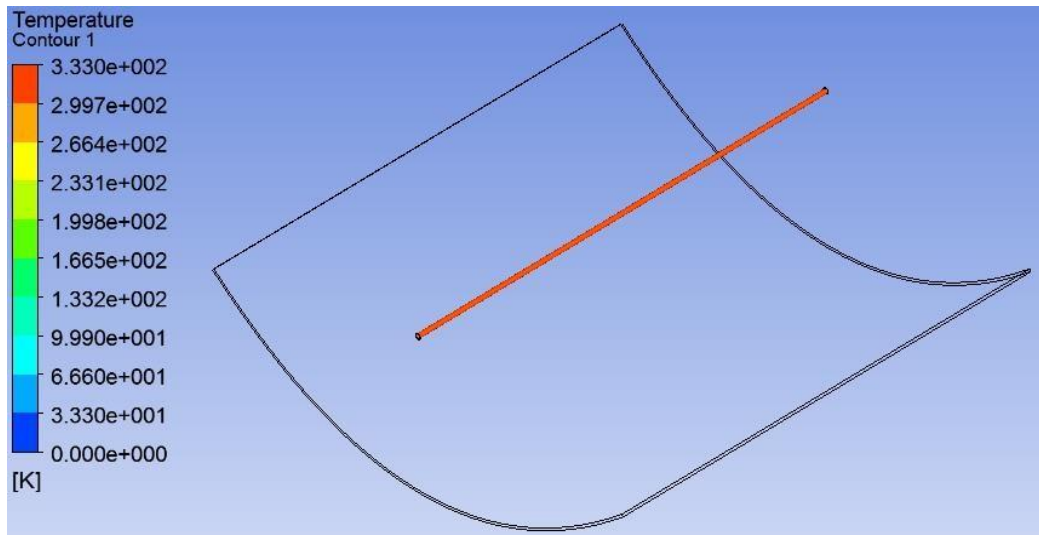
Figure IV.9 : Distribution des vitesses du fluide caloporteur circulant à travers le tube récepteur du capteur solaire parabolique pour différentes températures d'entrée; 300 K, 305 K, 310 K, et 315 K

Les résultats montrent la distribution des pressions du fluide caloporteur circulant à travers le tube récepteur du capteur solaire parabolique pour différentes températures d'entrée : 300 K, 305 K, 310 K et 315 K. Nous pouvons observer que les distributions des vitesses restent presque constantes le long du fluide caloporteur circulant à travers le tube récepteur pour ces différentes températures d'entrée. De plus, on remarque que la distribution des

vitesses du fluide caloporteur circulant à travers le tube récepteur atteint des valeurs maximales avec l'augmentation de la température d'entrée

IV.11 Distribution des températures du fluide caloporteur circulant à travers le tube récepteur pour différentes températures d'entrée:

La figure suivante illustre la distribution des températures du fluide caloporteur circulant à travers le tube récepteur du capteur solaire parabolique pour différentes températures d'entrée; 300 K, 305 K, 310 K, et 315 K, avec un une vitesse d'entrée de 0,5 m/s, et une vitesse du vent de 30 m/s.



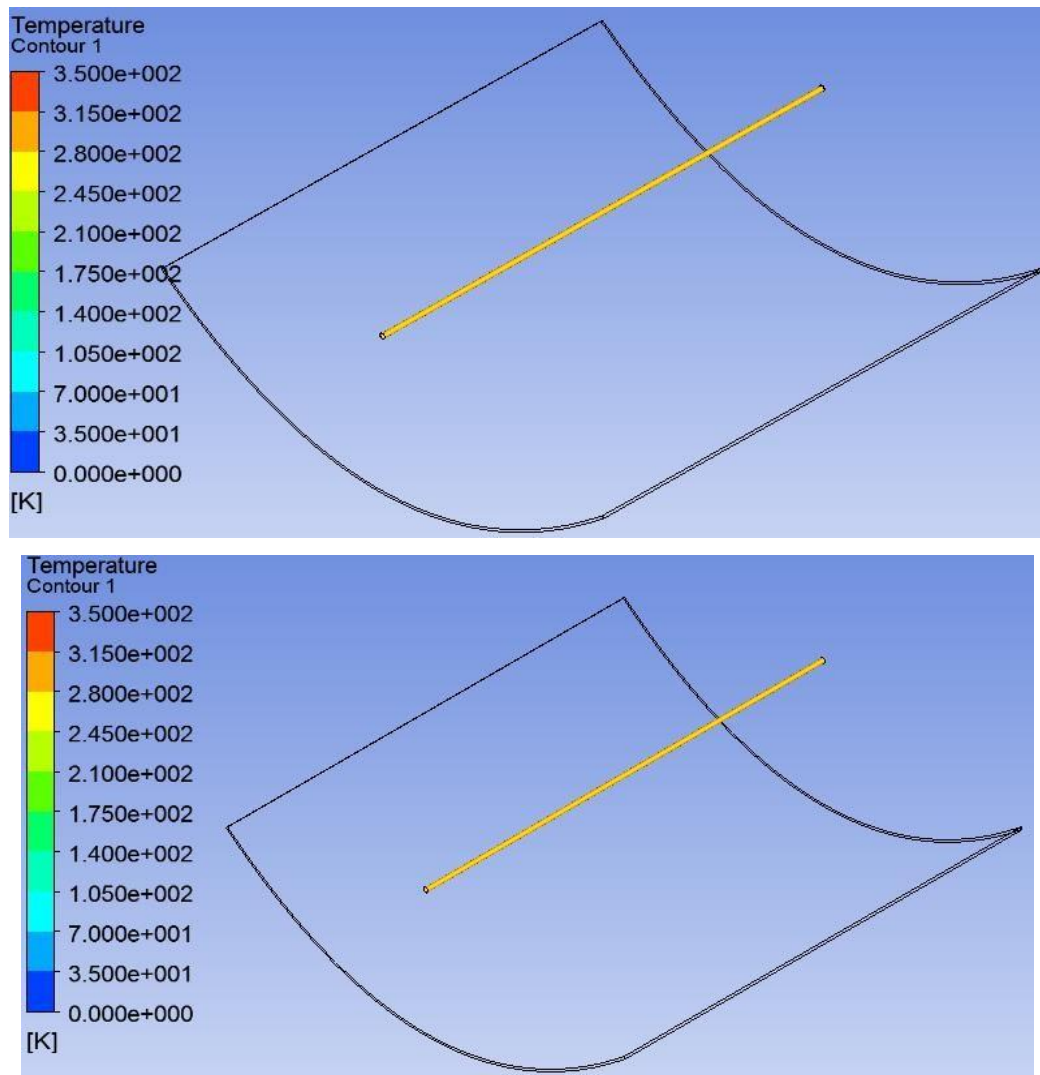


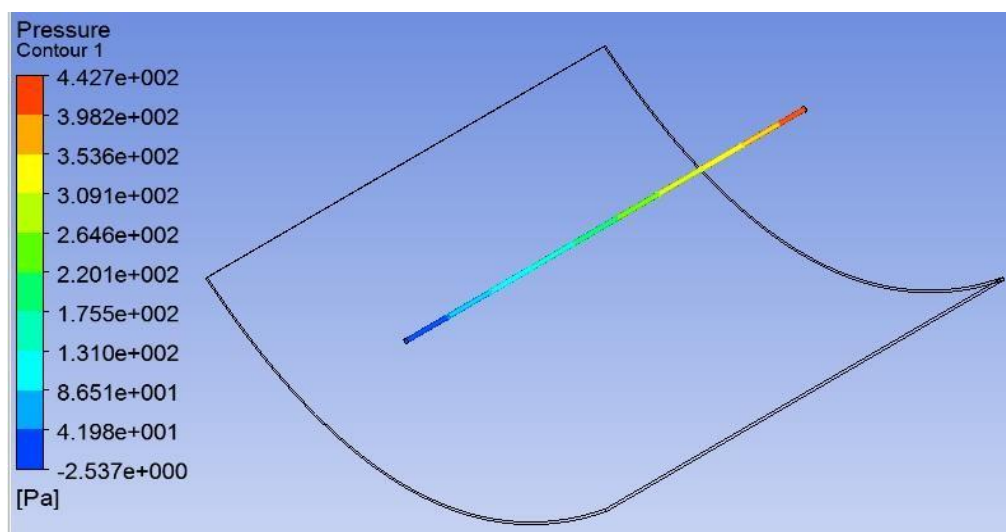
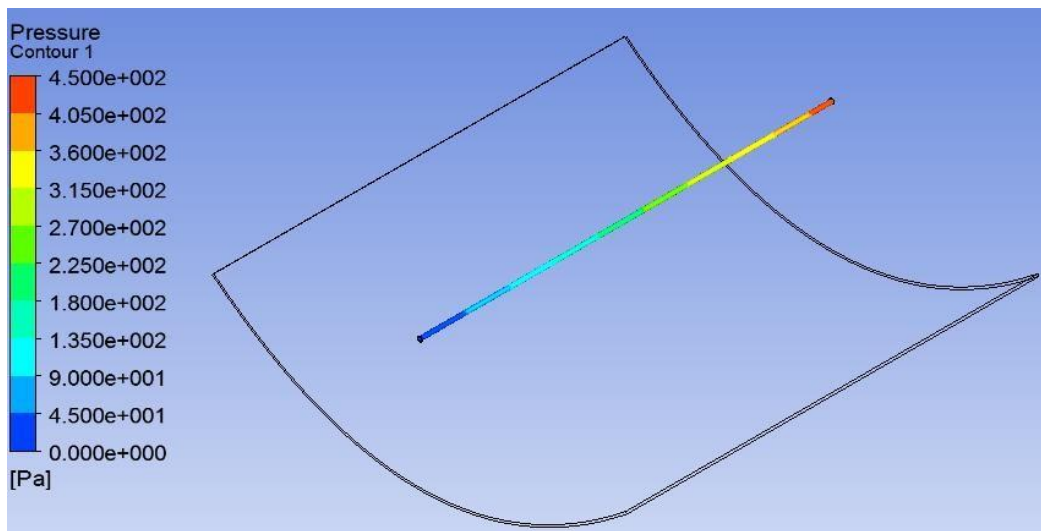
Figure IV.10 : Distribution des températures du fluide caloporteur circulant à travers le tube récepteur du capteur solaire parabolique pour différentes températures d'entrée; 300 K, 305 K, 310 K, et 315 K

Les résultats montrent les distributions des températures du fluide caloporteur circulant à travers le tube récepteur du capteur solaire parabolique pour différentes températures d'entrée : 300 K, 305 K, 310 K et 315 K.. On remarque que la valeur maximale de cette distribution de températures sont presque constantes le long du fluide caloporteur circulant à travers le tube récepteur pour différentes vitesses d'entrée .Ces valeurs varient entre 330 k et

350k. On peut constater que la distribution des températures du fluide caloporteur circulant à travers le tube récepteur est influée par le changement des températures d'entrée.

IV.12 Distribution des pressions du fluide caloporteur circulant à travers le tube récepteur pour différentes pressions d'entrée:

La figure suivante illustre la distribution des températures du fluide caloporteur circulant à travers le tube récepteur du capteur solaire parabolique pour différentes pressions d'entrée; 0 Pa, 1 Pa, 2 Pa ,et 3 Pa avec une température d'entrée du fluide caloporteur de 298 K, une température ambiante de 298 K, un une vitesse d'entrée de 0,5 m/s, et une vitesse du vent de 30 m/s.



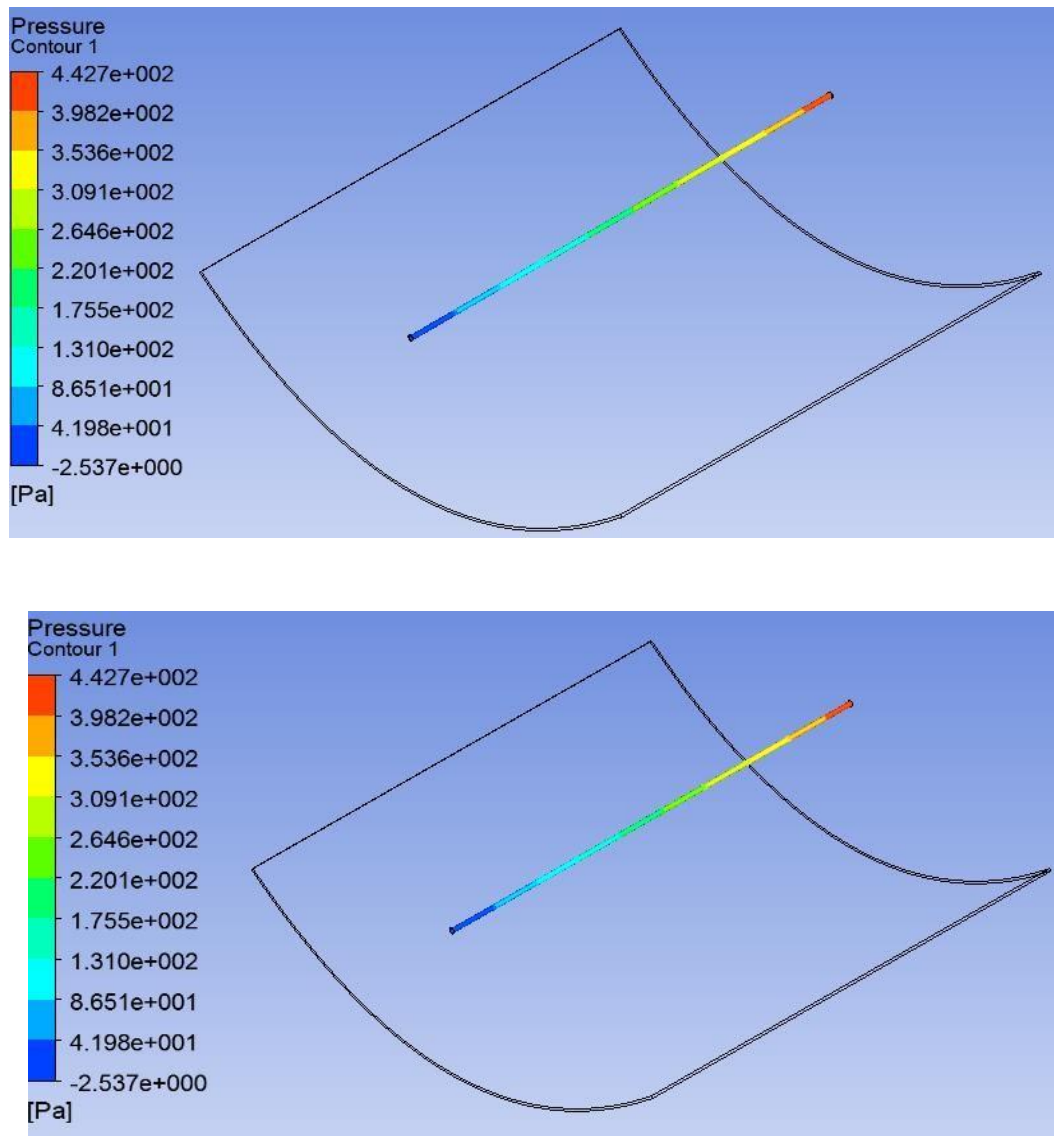


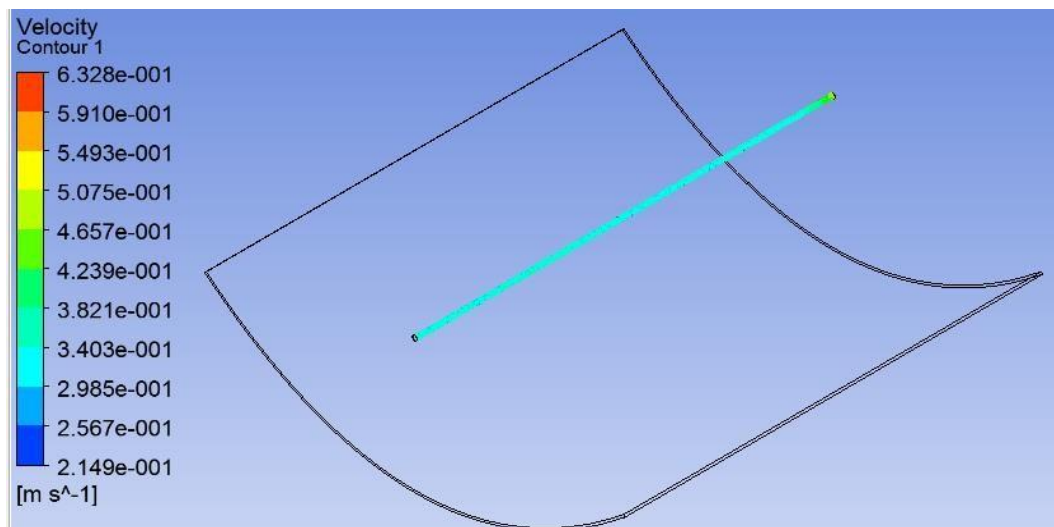
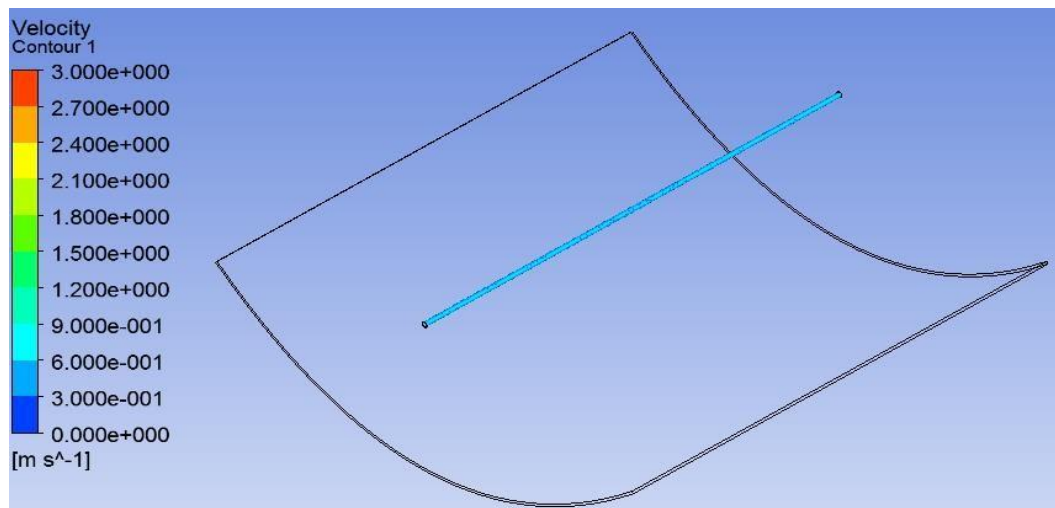
Figure IV.11 : distribution des températures du fluide caloporteur circulant à travers le tube récepteur du capteur solaire parabolique pour différentes pressions d'entrée; 0 Pa, 1 Pa, 2 Pa ,et 3 Pa

Les résultats montrent les distributions des pressions du fluide caloporteur circulant à travers le tube récepteur du capteur solaire parabolique pour différentes pressions d'entrée; 0 Pa, 1 Pa, 2 Pa ,et 3 Pa. On observe que la valeur maximale de cette distribution de pression se situe à l'extrémité de ce tube récepteur pour différentes pressions d'entrée, Au contraire, la valeur minimale de cette distribution de pression se situe au bord de ce tube récepteur. De plus, nous pouvons observer que les distributions des pressions augmentent tout le long du

fluide caloporteur circulant à travers le tube récepteur pour différentes pressions d'entrée. On peut constater que la distribution des pressions du fluide caloporteur circulant à travers le tube récepteur prendra des valeurs minimales avec l'augmentation de la pressions d'entrée.

IV.13 Distribution des vitesses du fluide caloporteur circulant à travers le tube récepteur pour différentes pressions d'entrée:

La figure suivante illustre la distribution des vitesses du fluide caloporteur circulant à travers le tube récepteur du capteur solaire parabolique pour différentes pressions d'entrée; 0 Pa, 1 Pa, 2 Pa ,et 3 Pa avec une température d'entrée du fluide caloporteur de 298 K, une température ambiante de 298 K, un une vitesse d'entrée de 0,5 m/s, et une vitesse du vent de 30 m/s.



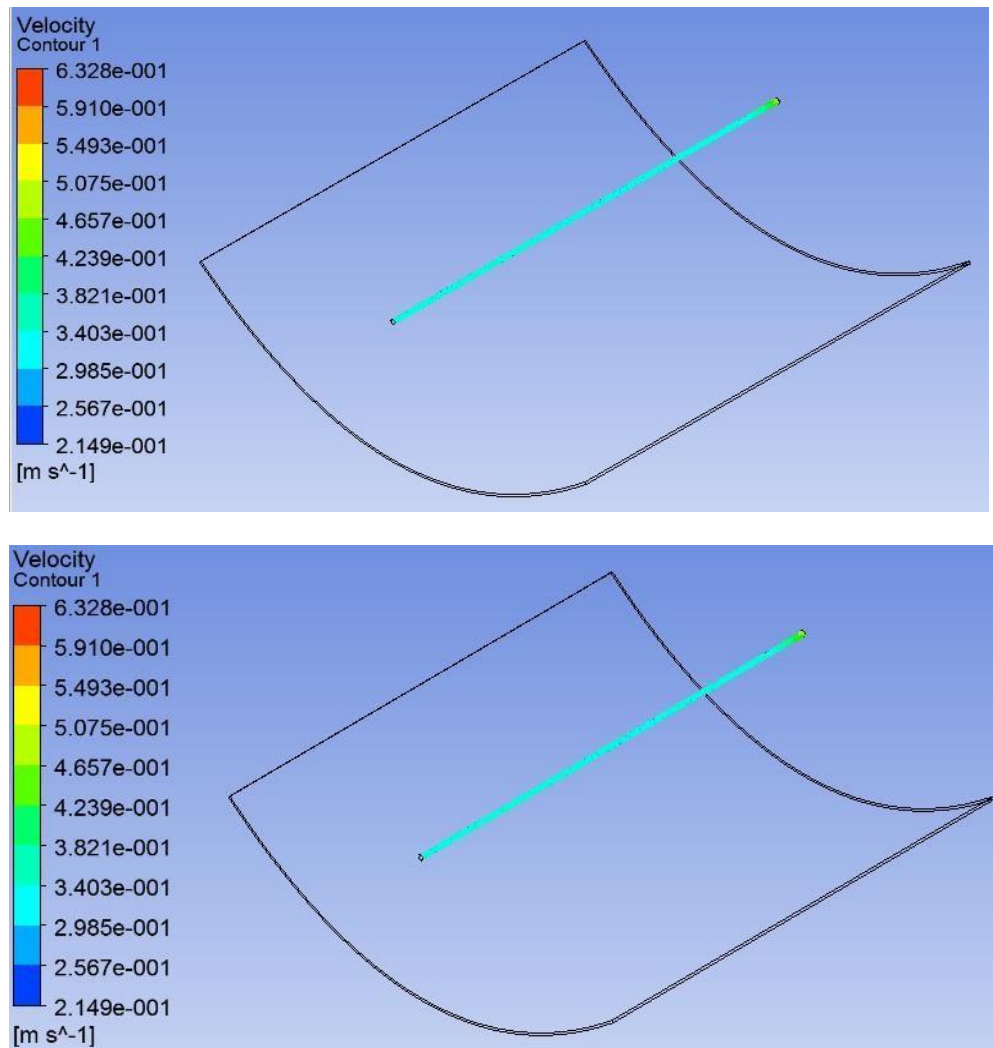
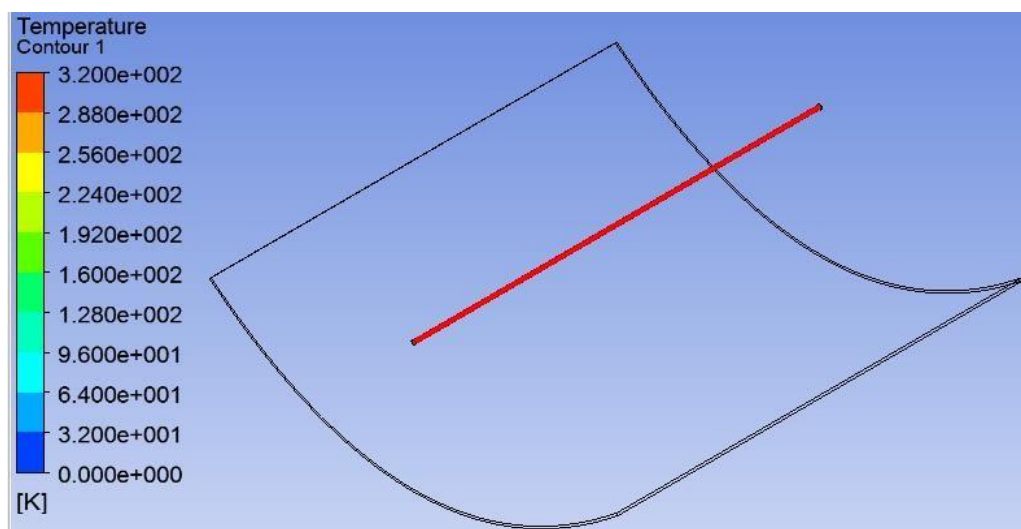
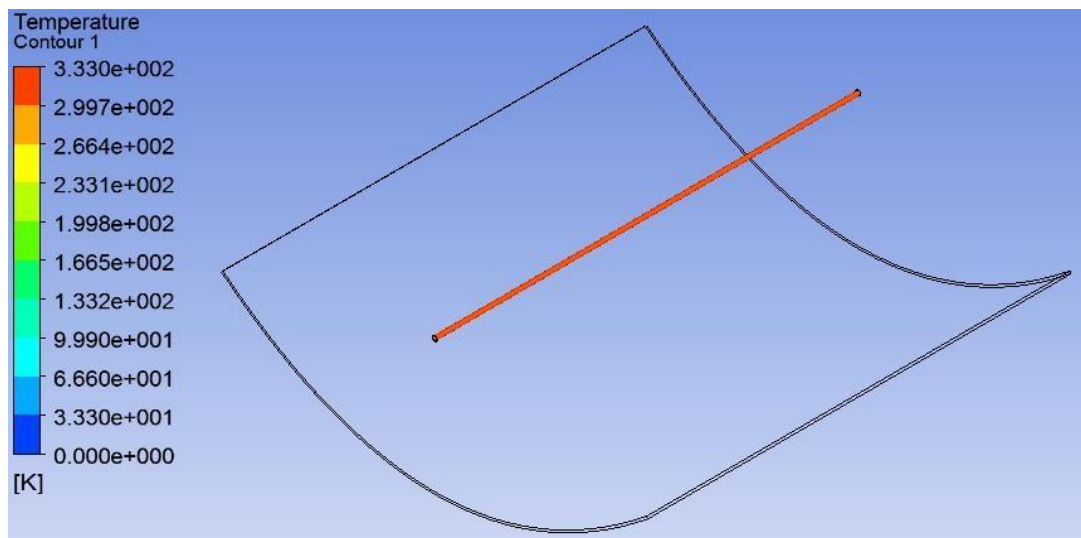


Figure IV.12 : distribution des vitesses du fluide caloporteur circulant à travers le tube récepteur du capteur solaire parabolique pour différentes pressions d'entrée; 0 Pa, 1 Pa, 2 Pa et 3 Pa.

Les résultats montrent la distribution des pressions du fluide caloporteur circulant à travers le tube récepteur du capteur solaire parabolique pour différentes pressions d'entrée; 0 Pa, 1 Pa, 2 Pa et 3 Pa.. Nous pouvons observer que les distributions des vitesses restent presque constantes le long du fluide caloporteur circulant à travers le tube récepteur pour ces pressions d'entrée. De plus, on remarque que la distribution des vitesses du fluide caloporteur circulant à travers le tube récepteur atteint des valeurs maximales avec l'augmentation de la pressions d'entrée

IV.14 Distribution des températures du fluide caloporteur circulant à travers le tube récepteur pour différentes pressions d'entrée:

La figure suivante illustre la distribution des températures du fluide caloporteur circulant à travers le tube récepteur du capteur solaire parabolique pour différentes pressions d'entrée; 0 Pa, 1 Pa, 2 Pa ,et 3 Pa avec une température d'entrée du fluide caloporteur de 298 K, une température ambiante de 298 K, un une vitesse d'entrée de 0,5 m/s, et une vitesse du vent de 30 m/s.



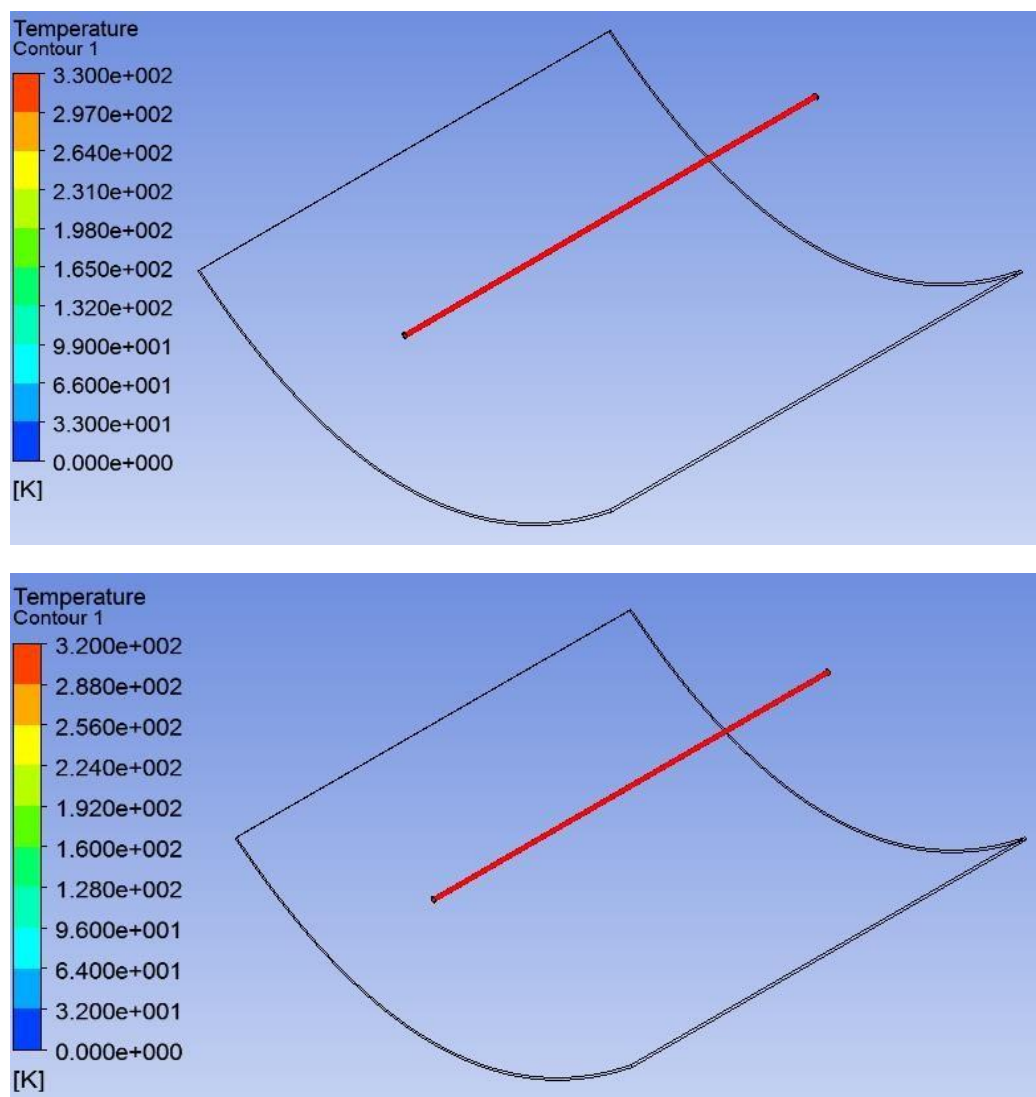


Figure IV.13 : Distribution des températures du fluide caloporteur circulant à travers le tube récepteur du capteur solaire parabolique pour différentes pressions d'entrée; 0 Pa, 1 Pa, 2 Pa et 3 Pa.

Les résultats montrent les distributions des températures du fluide caloporteur circulant à travers le tube récepteur du capteur solaire parabolique pour différentes pressions d'entrée; 0 Pa, 1 Pa, 2 Pa et 3 Pa. On remarque que la valeur maximale de cette distribution de températures sont presque constantes le long du fluide caloporteur circulant à travers le tube récepteur pour différentes pressions d'entrée. Ces valeurs varient entre 320 k et 330k. On peut

constater que la distribution des températures du fluide caloporteur circulant à travers le tube récepteur est peu influée affectée par le changement des pressions d'entrée.

IV.15 Conclusion :

Dans ce chapitre on a exposé les résultats des simulations du capteur solaire parabolique. Ces simulations en 3D ont fourni des informations détaillées sur la distribution des températures, vitesses et pressions du fluide caloporteur dans ce capteur. Ces résultats permettent d'optimiser la conception et le fonctionnement du capteur pour différentes conditions d'exploitation, améliorant ainsi son efficacité global

Conclusion générale

L'objet principal de ce travail était de faire une simulation numérique des transferts thermiques dans les capteurs capteur solaire parabolique en utilisant le logiciel de simulation CFD Workbench -ANSYS Fluent. Ces simulations en 3D ont fourni des informations détaillées sur la distribution des températures, vitesses et pressions de l'eau dans ce capteur. Ces résultats permettent d'optimiser la conception et le fonctionnement du capteur pour différentes conditions d'exploitation, améliorant ainsi son efficacité globale.

On peut tirer les conclusions suivantes :

- 1- La distribution des températures de l'eau circulant à travers le tube collecteur est peu influée affectée par le changement des pressions d'entrée.
- 2-La distribution des vitesses de l'eau circulant à travers le tube collecteur atteint des valeurs maximales avec l'augmentation de la pressions d'entrée
- 3- La distribution des pressions de l'eau circulant à travers le tube collecteur prendra des valeurs minimales avec l'augmentation de la pressions d'entrée
- 4- La distribution des températures de l'eau circulant à travers le tube collecteur est influée par le changement des températures d'entrée
- 5- La distribution des vitesses de l'eau circulant à travers le tube collecteur atteint des valeurs maximales avec l'augmentation de la température d'entrée
- 6- La distribution des pressions de l'eau circulant à travers le tube collecteur prendra des valeurs minimales avec l'augmentation de la température d'entrée
- 7- La distribution des températures de l'eau circulant à travers le tube collecteur est légèrement influencée par la variation des vitesses d'entrée
- 8- La distribution des vitesses de l'eau circulant à travers le tube collecteur prendra des valeurs maximales avec l'augmentation de la vitesse d'entrée
- 9- La distribution des pressions de l'eau circulant à travers le tube collecteur prendra des valeurs maximales avec l'augmentation de la vitesse d'entrée

Cette étude s'inscrit dans la continuité des travaux de modélisation des énergies renouvelables et surtout l'amélioration d'efficacité et des performances des capteur solaire parabolique.

Références bibliographiques

- [1] Ouagued, Malika, Abdallah Khellaf and Larbi Loukarfi. . "Estimation of the temperature, heat gain and heat loss by solar parabolic trough collector under Algerian climate using different thermal oils." *Energy Conversion and Management* 75 .
- [2] Archer, David H, Ming Qu and Hongxi Yin. "Experimental and model based performance analysis of a linear parabolic trough collector in a high temperature solar cooling and heating system." *Journal of Solar Energy Engineering* 132 .
- [3] Bell Gong, Guangjie, et al. "An optimized model and test of the China's first high temperature parabolic trough receiver." *Solar Energy* 84 .
- [4] Hachicha, A.A, et al. "Heat transfer analysis and numerical simulation of a parabolic trough." *Applied Energy* 111.
- [5] Coccia, Gianluca, Giovanni Latini and Marco Sotte. "Mathematical modeling of a prototype of parabolic trough solar collector." *Renewable and sustainable energy* 4.
- [6] Dudley, Vernon E. Test results SEGS LS-2 solar collector. USA: Sandia national laboratories, 1994.
- [7] Forristall, R. Heat transfer analysis and modeling of a parabolic trough solar receiver implemented in Engineering Solver Equation. Technical report. Colorado: National Renewable Energy Laboratory.
- [8] Brooks, MJ, I Mills and T M Harms. "Performance of a parabolic trough solar collector." *Journal of energy in Southern Africa* 17 .
- [9] Padilla, Ricardo Vasquez, et al. "Heat transfer analysis of parabolic trough solar receiver." *Applies Energy* 88.
- [10] Vazquez, J. and N. Castaneda. "The collector for Extresol-1. 600 meters loop test in Andasol-1 and test unit description." 14th int symp on conc sol power and chem energy technol. *SolarPACES* .
- [11] Kalogirou, Soteris A. "A detailed thermal model of a parabolic trough collector receiver." *Energy* 48 (2012): .
- [12] Eljaji, chalqi F-Z AND MC. a modified for parabolic trough solar receiver
- [13] Bandedge, yaghorbi Mf ahmed and M. analysis of heat losses of absorber tubes of parabolic .
- [14] Bruno Fleche « énergie renouvelable : solaire thermique ».

- [15] J. Biri, B. Meunier, « Evolution des énergies renouvelables », Paris 1981.
- [16]] Ademe, Eau chaude solaire collective : bonnes pratiques, novembre 2005, 38 p
- [17] Production d'eau chaude solaire, dimensionnement, montage, mise en service et entretien, guide PACER, Office Fédéral des Questions Conjoncturelles, 237 p., 1994
- [18] CLIPSOL : LE PLANCHER SOLAIRE DIRECT (PSD)
- [19] Amraoui M A. mémoire de magister Etude numérique d'un capteur solaire plan à air Influence de la forme de la rugosité 2012.
- [20] <https://www.connaissancedesenergies.org/fiche-pedagogique/energie-solaire>.
- [21] <https://www.climamaison.com/lexique/capteur-solaire.htm>.
- [22] <https://www.gunt.de/fr/produits/capteur-cylindro-parabolique-avec-suivi-du-soleil/061.20300/et203/glct-1:pa-149:pr-1753#:~:text=Les%20capteurs%20cylindro%2Dparaboliques%20sont,la%20chaleur%20vers%20sa%20destination>.
- [23] . Shaner, WW. and WS. Duff. "Solar thermal electric power systems: comparison of line-focus collectors." Solar Energy .
- [24] Price, Hank, et al. "Advances in Parabolic Trough Solar Power Technology." Journal of Solar Energy Engineering 124 .
- [25] Fernandez-Garcia, A., et al. "Parabolic-trough solar collectors and their applications." Renewable and Sustainable Energy Reviews 14
- [26] Kalogirou, Soteris A. Solar energy engineering: Processes and Systems. 1st. USA: Elsevier, 2009.
- [27] Garg, H P and J Prakash. Solar energy, fundamentals and application. New Delhi: Tata McGraw-Hill, 2006.
- [28] Guven, Halil M. and Richard B. Bannerot. Optical and thermal analysis of parabolic trough collectos for technically for developed countries. Technical report. Houston, 1984
- [29] Fischer, Stephan. "Experience from tests on concentrating and tracking collectors." Technical report. 2012.
- [30] Khaled, Ahmed. Technical and economic performance of parabolic trough in Jordan. M.Sc. thesis. Amman, 2012.
- [31]] Dubey, Swapnil and G.N. Tiwari. Fundamentals of photovoltaic modules and thier applications. Cambridge: The royal society of chemistry, 2010.

- [32] Baskharone, Erian A. Thermal Science: Essentials of Thermodynamics, Fluid Mechanics, and Heat Transfer. McGraw-Hill, 2012.
- [33] Burkholde, Frank, et al. "Parabolic Trough Receiver Thermal Testing." ASME 2007 Energy Sustainability Conference. California: ASME 2007 Energy Sustainability, 2007. 961-970.
- [34] Qu, Ming, David H. Archer and Sophie V. Masson. "A linear parabolic trough solar collector performance model." International conference for enhanced building operations. Texas: Energy Systems Laboratory, 2006.
- [35] Incropera, F, et al. Fundamentals of heat and mass transfer. 6th. New York: John Wiley and Sons, 2007.
- [36] Rathore, M.M. and Jr. Raul R.A. Kapuno. Engineering Heat Transfer. USA: Jones & Bartlett Learning, LLC, 2011.
- [37] Ratazel, A, C Hickox and D Gartling. "Techniques for reducing thermal conduction and natural convection heat losses in annular receiver geometries." Journal of Heat Transfer 101.1 (1979): 108-113.
- [38]] Rathakrishnan, Ethirajan. Elements of heat transfer. USA: Taylor & Francis Group, 2012.
- [39] Cengel, Yunus and Afshin J. Ghajar. Heat and mass transfer: Fundamentals and applications. 4th. McGraw-Hill, 2011.
- [40] Duffie, Jouh A. and William A. Beckman. Solar engineering of thermal processes. 3rd. New Jersey: John Wiley & Sons, 2006.
- [41] Gnielinski, V. "New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and." International chemical engineering 16.16 (1976): 359–368
- [42] Visiteur anonyme. Chapitre 4: Capteurs solaires à concentration. Université Alioune DIOP de Bambey. 2015.
- [43] Fahim U et al. Numerical Simulation on Thermal Performance of Flat Plate Solar Collector with Double Glass Covers. Journal of Applied Sciences ISSN 1812-5654.
- [44] H. K. Versteeg. An Introduction to Computational Fluid Dynamics . Pearson Education Limited, 2007 .