

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

Ministère de l'enseignement supérieur et de la recherche scientifique

Université Mouloud Mammeri Tizi-Ouzou

Faculté de génie de la construction

Département de génie mécanique



Mémoire de fin d'études

En vue de l'obtention du diplôme de Master Académique en génie mécanique

Spécialité : Energétique

Thème :

Modélisation et simulation thermique d'une centrale solaire thermodynamique à
génération directe de vapeur

Réalisé par :

Nassim ABERKANE

Jury :

Président : M.Zouaoui Salah

Examineur : M.Fouchane Sidali

Encadrant : M.Beltagy Hani

Promotion 2024/2025

Remercîments :

Avant tout, je rends grâce à **Allah**,

Le Tout-Puissant, Le Miséricordieux,. C'est par Sa volonté, Sa guidance que j'ai pu entreprendre et mener à bien ce travail.

Qu'Il m'accorde toujours la force, la sagesse et l'humilité nécessaires pour progresser dans ma vie personnelle et professionnelle.

Je tiens ensuite à exprimer ma profonde gratitude à mon encadrant Monsieur **Hani Beltagy**, pour sa disponibilité, sa bienveillance, sa rigueur scientifique et ses conseils précieux tout au long de ce travail. Sa confiance, son exigence et son accompagnement constant ont été des piliers essentiels dans l'avancement et la réussite de ce projet. Sans lui, cette recherche n'aurait jamais pris la forme qu'elle a aujourd'hui. Je lui suis infiniment reconnaissant pour l'inspiration et le soutien qu'il m'a apportés.

Je tiens également à remercier du fond du cœur ma famille et mes amis, pour leur soutien indéfectible, leur présence rassurante et leurs encouragements constants tout au long de mon parcours.

Enfin, je remercie sincèrement les membres du jury pour le temps qu'ils ont consacré à l'évaluation de ce mémoire, ainsi que pour leur disponibilité et l'attention portée à ce travail.

Leurs remarques, suggestions et questionnements ont été à la fois enrichissants et constructifs, et ont contribué à valoriser cette étude.

ملخص

يهدف هذا العمل إلى نمذجة السلوك الحراري لمستقبل شمسي مركز من نوع فريزل، وتطوير أداة للنمذجة والمحاكاة تعتمد على أسلوب تتبع الأشعة والتحليل الإشعاعي. تتيح هذه الأداة التنبؤ بسلوك المكونات المختلفة للحقل الشمسي، بالإضافة إلى كفاءته الكلية في ظل الظروف المناخية والتكنولوجية. نركز في هذه الدراسة على نمذجة أنماط انتقال الحرارة المختلفة على مستوى المستقبل ذي الشكل CPC. سيتم تقييم درجة حرارة أسطح المستقبل، والكفاءة الحرارية للمستقبل كدالة للزمن والمعلومات الهندسية للنظام.

الكلمات المفتاحية :

الطاقة الشمسية، التركيز الشمسي، المُركّز الخطي من نوع فريزل، التركيز البؤري، تتبع الأشعة، النمذجة الحرارية، الفواقد الحرارية.

Résumé :

L'objectif du présent travail est de modéliser le comportement thermique d'un récepteur solaire à concentration de type Fresnel, et développer un outil de modélisation et de simulation basé sur la méthode de Ray-Tracing et la méthode des radiosités. Cet outil de modélisation et simulation permet de prévoir le comportement des différentes composantes du champ solaire ainsi que son efficacité globale vis-à-vis des contraintes climatiques et technologiques. Dans cette étude, nous mettons l'accent sur la modélisation des différents modes de transferts de chaleur au niveau d'un récepteur sous forme de CPC. La température des surfaces réceptrices, le rendement thermique du récepteur est évalué en fonction du temps et des paramètres géométriques du système.

Mots clés :

énergie solaire, concentration solaire, concentrateur linéaire de Fresnel, focalisation, Ray-Tracing, modélisation thermiques, pertes thermiques

Abstract:

The objective of this work is to model the thermal behavior of a Fresnel-type concentrated solar receiver and to develop a modeling and simulation tool based on the Ray-Tracing method and the radiosity method. This tool allows for predicting the behavior of the different components of the solar field, as well as its overall efficiency under climatic and technological constraints. In this study, we focus on modeling the different modes of heat transfer at the level of a receiver in the form of a Compound Parabolic Concentrator (CPC). The temperature of the receiver surfaces and the thermal

efficiency of the receiver are evaluated as functions of time and the geometric parameters of the system.

Keywords:

solar energy, solar concentration, linear Fresnel concentrator, focusing, Ray-Tracing, thermal modeling, thermal losses

Liste des abréviations et des symboles :

Liste des abréviations		
CSP	Concentrated solar power	-
DNI	Direct normal irradiance	W/m ²
DHI	Diffuse horizontal irradiance	W/m ²
GHI	Global horizontal irradiance	W/m ²
TSV	Temps solaire vrai	heure (h)
TU	Temps universel	heure (h)
TSL	Temps solaire locale	heure (h)
TSM	Temps solaire moyen	heure (h)
PV	Photovoltaïque	-
CLF	Concentrateur linéaire de Fresnel	-
PLC	Programmable logic controller	-
CPC	Compound parabolic concentrator	-
DSG	Direct steam generation	-
PE1	Puerto Errado 1	-
PE2	Puerto Errado 2	-
CLFR	Compact Linear Fresnel Reflector	-
SSG	Solar steam generation	-
LFR	Linear fresnel reflector	-
SHP	Solar Heat & Power	-
IAM	Incidence Angle Modifier	-
SORC	Solar Organic Rankine Cycle	-
PTC	Parabolic Trough Collector	-

Liste des symboles		
Symboles	Signification	Unité
ϕ	Latitude	°
δ	Déclinaison	°
ω	Angle horaire	°
θ_z	Angle zénithal	°
h	Coefficient d'échange convectif	W/m ² .K
ε	Emissivité	/
α	Absorptivité	/
ϕ	Flux thermique	W
μ	Viscosité dynamique	Kg/m.s
ρ	Masse volumique	Kg/m ³
Z	Altitude	m
L	Longitude	°
Nu	Nombre de Nusselt	/
k	Conductivité thermique	W/m.K
a	Azimut	°
T	Température	C°
h	hauteur	m
C _p	Capacité calorifique massique	J/kg.K

Ra	Nombre de Rayleigh	/
T _a	Température ambiante	K
T _c	Température de la cavité	K
T _f	Température du fluide	K
T _R	Température de référence	K
T-RSI	Température de la face interne du réflecteur secondaire	K
T-RE	Température du récepteur externe	K
T-RI	Température du récepteur interne	K
T-VE	Température de la vitre externe	K
T-VI	Température de la vitre interne	K
J _{RE}	Radiosité du récepteur externe	W/m ²
J _{VI}	Radiosité de la vitre interne	W/m ²
J _{SR}	Radiosité du réflecteur secondaire	W/m ²

Liste des figures :

CHAPITRE : I

Figure L1 : Comparaison entre l'irradiance normale directe (DNI) et l'irradiance horizontale diffuse (DHI)

Figure L2 : Latitude et Longitude de la planète Terre

Figure L3 : Représentation du système de coordonnées horaires

Figure L4 : Système de coordonnées horizontales

Figure L5 : Installation d'instruments de mesure du rayonnement solaire

Figure L6 : Fonctionnement d'une installation photovoltaïque

Figure L7 : Exemple d'une installation solaire thermique

Figure L8 : Exemple de centrale a tour

Figure L9 : Exemple de centrale a miroirs cylindro-parabolique

Figure L10 : Exemple de centrale a miroir parabolique (Dish Stirling)

Figure L11 : Exemple d'une centrale a concentrateur linéaire de Fresnel

CHAPITRE : II

Figure II.1 : Prototype de concentrateurs linéaire de Fresnel

Figure II.2 : Principe de fonctionnement d'un concentrateur a réflecteur linéaire de Fresnel

Figure II.3 : 2 types de réflecteurs primaires

Figure II.4 : Système du suivi solaire d'un LFR

Figure II.5 : Croquis des différentes configurations des systèmes de suivi

Figure II.6 : Illustration 3D d'un récepteur Fresnel

Figure II.7 : Schéma de la section du récepteur

Figure II.8 : Configurations des récepteur monotubes

Figure II.9 : Récepteur Fresnel multitubes sans concentrateur secondaire

Figure II.10 : Schéma d'une centrale solaire de Fresnel a génération direct de vapeur

Figure II.11 : Schéma d'une centrale solaire de Fresnel a génération indirecte de vapeur

Figure II.12 : Centrale Puerto Errado 1 d'1,4 MW utilisant des capteurs linéaires de Fresnel

Figure II.13 : Centrale solaire thermique Puerto Errado 2 de 30 MW

Figure II.14 : Centrale solaire thermique de Dhursar en Inde

Figure II.15 : Installation solaire thermique de Lanzhou Dacheng Dunhuang (DCTC Dunhuang)

Figure II.16 : Centrale solaire d'Ello en France mise en service en 2019

Figure II.17 : Centrale solaire de Kimberlina Californie

CHAPITRE : III

Figure III.1 : Description des échanges de chaleur à l'intérieur et à l'extérieure du récepteur solaire

Figure III.2 : Approche à deux cylindres coaxiaux adoptée pour estimer les échanges convectifs à l'intérieure de la cavité CPC

Figure III.3 : Echange de chaleur par convection naturelle dans l'espace annulaire entre deux cylindres concentriques infinis

Figure III.4 : Evolution des conductivités équivalentes locales $keq(\beta_i)$ en fonction du nombre de Rayleigh

Figure III.5 : Schéma explicatif de la répartition des conductivités équivalentes locales sur le secteur angulaire équivalent au périmètre de : (rouge) réflecteur secondaire, (bleu) vitre.

Figure III.6 : Schéma des échanges radiatifs à l'intérieur et à l'extérieure du récepteur solaire

Figure III.7 : Schéma électrique équivalent simplifié des échanges thermiques dans le récepteur

Chapitre IV :

Figure IV.1 : Evolution de la temperature et du rendement en fonction du temps dans le cas récepteur isolé.

Figure IV.2 : Evolution de la temperature et du rendement en fonction du temps dans le cas récepteur non isolé.

Figure IV.3 : Evolution de la température et du rendement thermique en fonction du débit massique pour la journée du 21 Mars.

Figure IV.4 : Evolution des pertes et du rendement thermique en fonction du débit massique pour la journée du 21 Mars.

Figure IV.5 : Evolution de la puissance et du rendement thermique en fonction du débit massique pour la journée du 21 Mars.

Figure IV.6 : Evolution de la température et du rendement thermique en fonction du débit massique pour la journée du 21 Juin.

Figure IV.7 : Evolution des pertes et du rendement thermique en fonction du débit massique pour la journée du 21 Juin.

Figure IV.8 : Evolution de la puissance et du rendement thermique en fonction du débit massique pour la journée du 21 Juin.

Figure IV.9 : Evolution de la température et du rendement thermique en fonction du débit massique pour la journée du 21 Septembre.

Figure IV.10 : Evolution des pertes et du rendement thermique en fonction du débit massique pour la journée du 21 Septembre.

Figure IV.11 : Evolution de la puissance et du rendement thermique en fonction du débit massique pour la journée du 21 Septembre.

Figure IV.12 : Evolution de la température et du rendement thermique en fonction du débit massique pour la journée du 21 Décembre.

Figure IV.13 : Evolution des pertes et du rendement thermique en fonction du débit massique pour la journée du 21 Décembre.

Figure IV.14 : Evolution de la puissance et du rendement thermique en fonction du débit massique pour la journée du 21 Décembre.

Figure IV.15 : Evolution des températures des différents éléments du récepteur isolé en fonction du temps.

Figure IV.16 : Evolution des températures des différents éléments du récepteur non isolé en fonction du temps.

Figure IV.17 : Evolution des températures du fluide de sortie et du récepteur interne en fonction du temps.

Figure IV.18 : Evolution des températures du fluide de sortie et du récepteur interne en fonction de la hauteur du récepteur.

Figure IV.19 : Evolution des différentes puissances et des rendements en fonction de la hauteur du récepteur.

Figure IV.20 : Evolution des différentes puissances et des rendements en fonction du temps.

Figure IV.21 : Evolution des températures de différents éléments du récepteur en fonction de la hauteur de ce dernier.

Figure IV.22 : schéma électrique équivalent représentant tous les changes thermique au sein du récepteur (conduction, convection, radiation, absorption et transmission).

Figure IV.23 : Température maximale de chaque élément du récepteur (21/06)

Liste des tableaux :

CHAPITRE : II

Tableau II.1 : Les centrales solaires de Fresnel à travers le monde

CHAPITRE : IV

Tableau IV.1 : Propriétés thermo-physique du récepteur étudié

Tableau IV.2: Les flux convectifs, radiatifs et conductifs échangés par les surfaces réceptrices à midi

Tableau IV.3: Paramètres d'entrée

Tableau IV.4: Estimation des pertes thermiques du récepteur

Tableau IV.5: Tableau récapitulatif des résultats obtenus au cours de la journée du 21 Juin

Tableau IV.6: Tableau récapitulatif des résultats obtenus au cours de la journée du 21 Décembre

Sommaire

Résumé :	2
Liste des figures :	7
Liste des tableaux :	10
Introduction générale.....	14
Chapitre I : Généralités sur les systèmes a concentration solaire.....	16
Introduction :	17
I. Le gisement solaire :	18
I.1 Définition du gisement solaire	18
Influence des coordonnées célestes sur le gisement solaire :	19
I.2 Coordonnées géographiques :	19
1. Latitude (φ) :	19
2. Longitude (L) :	19
3. Altitude (Z) :	20
I.3 Coordonnées horaire :	20
1. La déclinaison (δ) :	20
2. L'angle horaire (H) :	21
3. Le temps solaire :	21
4. Le temps universel (TU) :	21
5. Le temps solaire local (TSL) :	21
6. Le temps solaire moyen (TSM) :	22
7. Le temps solaire vrai (TSV) :	22
I.4 Coordonnées horizontales	22
1. Azimut (a) :	22
2. Hauteur (h) :	23
3. L'angle zénithal :	23
4. Angle d'incidence :	23
I.5 Instruments de mesure :	24
1. Pyrhéliomètre :	24
2. Pyranomètre :	25
3. Radiomètre UV-B :	25
I.6 Principales technologies de conversion de l'énergie solaire :	26
I.6.1 Le solaire photovoltaïque :	26
I.6.2 Le solaire thermique :	26
II. Chapitre 2 : Etat de l'art des concentrateurs linéaire de Fresnel	31
Introduction :	32
II.1 Définition des concentrateurs linéaires de Fresnel :	32

II.2	Principe de fonctionnement :	33
II.3	Les principaux éléments d'un concentrateur à Réflecteur Linéaire de Fresnel :	33
1.	Le réflecteur ou miroir de Fresnel :	33
2.	Système de suivi solaire :	35
3.	Le récepteur :	36
4.	Les fluides caloporteurs utilisés dans les LFR :	40
II.4	Génération de la vapeur dans une centrale de type Fresnel :	41
II.4.1	Génération direct de la vapeur :	41
II.4.2	Génération indirecte de la vapeur :	42
II.5	Quelques installations de centrales linéaire Fresnel à travers le monde :	44
1.	Puerto errado 1 :	44
2.	Puerto errado 2 :	45
3.	Dhursar CSP Project :	46
4.	Centrale solaire de Dacheng :	46
5.	Centrale solaire d'ELLO :	47
6.	Areva Solar (Australie-USA) :	48
II.6	Résumé des centrales à concentrateur linéaire de Fresnel et leurs caractéristiques dans un tableau récapitulatif :	50
II.7	Quelques travaux de recherches publiés concernant les LFR :	51
III.	Chapitre 3 : Modélisation thermique	55
	Introduction :	56
III.1	Description des transferts thermiques dans le récepteur solaire	56
III.1.1	Modélisation des échanges par convection	58
III.1.2	Modélisation des échanges thermiques par rayonnement	65
III.1.3	Modélisation des échanges par conduction :	68
III.2	Equations du bilan	68
1.	Au niveau de la surface extérieure de la vitre :	68
2.	Au niveau de la surface intérieure de la vitre :	68
3.	Pour l'air de la cavité :	69
4.	Au niveau de la surface extérieure du tube récepteur :	69
5.	Au niveau de la surface intérieure du réflecteur secondaire:	70
6.	Au niveau de la surface intérieure du tube récepteur :	70
III.3	Algorithme de résolution des équations	72
III.4	Modèle du fluide caloporteur utilisé :	76
	Conclusion :	77
IV.	Chapitre 4 : Résultats et discussion	78
	Introduction :	79

IV.1 Effets de l'isolation sur l'évolution des températures de sortie ainsi que le rendement thermique :	79
IV.1.1 Evolution de la température :	79
IV.1.2 Évolution du rendement thermique	81
Effet de l'isolation sur la température et le rendement :	82
Relation entre la température et rendement :	83
Impact des conditions temporelles :	83
IV.2 Résultat relatifs à la journée du 21 Mars :	84
IV.3 Résultat relatifs à la journée du 21 Juin :	87
IV.4 Résultat relatifs à la journée du 21 Septembre :	90
IV.5 Résultats relatifs à la journée du 21 Décembre :	93
IV.6 Résultats de l'évolution des températures des différents éléments du récepteur au cours de la journée :	96
IV.6.1 Cas du récepteur isolé :	96
IV.6.2 Récepteur non isolé :	97
IV.7 Evolution des températures du fluide de sortie et du récepteur interne au fil de la journée :	98
IV.8 Evolution des températures du fluide de sortie et du récepteur interne en fonction de la hauteur de ce dernier :	99
IV.9 Evolution des différentes puissances et des rendements en fonction de la hauteur et du temps :	100
IV.10 Evolution des différentes températures en fonction de la hauteur du récepteur :	103
IV.11 Modèle analytique pour le calcul des pertes thermiques d'un récepteur solaire à concentrateur linéaire de Fresnel :	106
- Hypothèses générales :	106
Bilan thermique global :	106
Modèle complet pour un récepteur à tube sous vitre :	107
Coefficient global de pertes thermiques	108
IV.12 Structure du modèle :	109
IV.13 Bilans thermiques détaillés	110
IV.14 Bilan global	110
IV.15 Calcul des flux perdus :	113
Conclusion :	118
Conclusion générale :	119
Bibliographie :	121

Introduction générale

Dans un contexte mondial marqué par l'épuisement des ressources fossiles et l'urgence climatique, la transition vers des énergies renouvelables est devenue une nécessité incontournable. Parmi ces énergies, l'énergie solaire occupe une place importante en raison de son abondance et de son potentiel inépuisable. Les centrales solaires thermodynamiques, en particulier, offrent des perspectives prometteuses pour la production d'électricité à grande échelle. Ce mémoire se concentre sur la modélisation et la simulation thermique d'une centrale solaire thermodynamique à génération directe de vapeur, utilisant la technologie des concentrateurs linéaires de Fresnel. Cette technologie, bien que moins répandue que les centrales à tour ou les capteurs cylindro-paraboliques, présente des avantages économiques et techniques significatifs, notamment une conception simplifiée et des coûts de construction réduits. Toutefois, elle peut présenter des performances thermiques inférieures pouvant atteindre jusqu'à 30 % par rapport aux capteurs cylindro-paraboliques, en raison notamment de son rendement optique plus faible. Ce compromis entre performance et coût en fait néanmoins une solution attractive dans de nombreux contextes, notamment dans les régions où les contraintes économiques priment.

L'objectif principal de cette étude est de développer un outil de modélisation et de simulation capable de prédire le comportement thermique d'un récepteur solaire à concentration de type Fresnel. Cet outil permettra d'évaluer les performances du système en termes de températures de surface, de rendement thermique et de pertes thermiques. Pour y parvenir, nous nous appuyerons sur des méthodes numériques avancées, telles que la méthode de Ray-Tracing et la méthode des radiosités, afin de simuler les transferts de chaleur au sein du récepteur. Ces simulations tiendront compte des contraintes climatiques et technologiques, offrant ainsi une analyse complète et réaliste des performances du système.

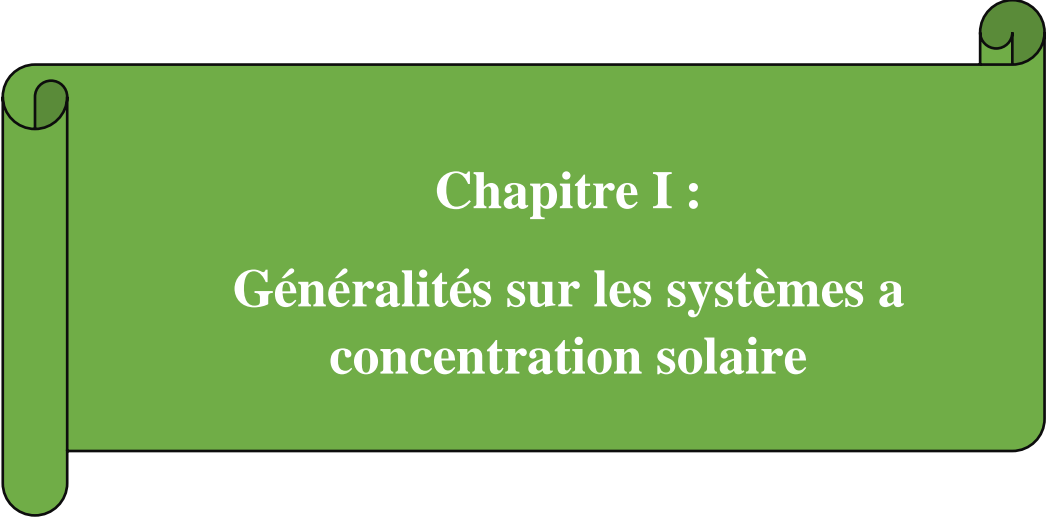
La problématique centrale de ce travail réside dans l'optimisation des performances thermiques du récepteur tout en minimisant les pertes thermiques. En effet, les pertes par convection, rayonnement et conduction peuvent considérablement réduire l'efficacité globale du système. Par ailleurs, la géométrie complexe du récepteur et les variations climatiques ajoutent des défis supplémentaires à cette optimisation. Pour répondre à ces enjeux, nous adoptons une approche multidisciplinaire, combinant des modèles théoriques, des simulations numériques. Cette méthodologie nous permettra d'identifier les paramètres clés influençant les performances du système et de proposer des solutions pour les améliorer.

Le premier chapitre de ce mémoire est consacré à la caractérisation du gisement solaire et aux différentes technologies de conversion de l'énergie solaire. Nous y présentons les principaux types de rayonnement solaire (direct, diffus et global) et les instruments utilisés pour les mesurer. Nous abordons également les technologies solaires thermiques, en mettant l'accent sur les centrales à concentration et leurs applications potentielles. Ce chapitre pose les bases théoriques nécessaires à la compréhension des enjeux liés à la modélisation thermique des systèmes solaires.

Le deuxième chapitre propose un état de l'art détaillé sur les concentrateurs linéaires de Fresnel. Nous décrivons leur principe de fonctionnement, leurs composants principaux (miroirs primaires, récepteur, système de suivi solaire) et les fluides caloporteurs utilisés. Nous passons également en revue les centrales existantes à travers le monde et les recherches récentes visant à améliorer leur efficacité. Ce chapitre met en lumière les avantages et les limites des CLF, tout en identifiant les pistes d'amélioration explorées par la communauté scientifique.

Le troisième chapitre présente la modélisation thermique du récepteur. Nous détaillons les équations gouvernant les transferts de chaleur (conduction, convection, rayonnement) et les hypothèses simplificatrices adoptées pour résoudre ces équations. Nous expliquons également l'algorithme de résolution numérique implémenté sous langage c, ainsi que les paramètres d'entrée et de sortie du modèle. Ce chapitre fournit les outils théoriques et pratiques nécessaires à la simulation des performances thermiques du récepteur.

Enfin, le quatrième chapitre est consacré à l'analyse des résultats obtenus. Nous examinons l'impact de l'isolation thermique sur les températures et le rendement du système, ainsi que l'évolution des pertes thermiques en fonction du débit massique et de la hauteur du récepteur.



Chapitre I :
**Généralités sur les systèmes a
concentration solaire**

Introduction :

Dans un contexte mondial marqué par l'épuisement progressif des ressources fossiles, l'augmentation des besoins énergétiques et les préoccupations environnementales croissantes, la transition vers un modèle énergétique durable s'impose comme une nécessité stratégique et environnementale. Les énergies renouvelables, et en particulier l'énergie solaire, occupent une place centrale dans cette dynamique, en raison de leur abondance, leur caractère propre et leur potentiel à long terme.

Parmi les différentes formes de valorisation de l'énergie solaire, l'utilisation thermique par concentration solaire (CSP) offre des perspectives intéressantes pour la production d'électricité à moyenne et à grande échelle. Elle permet d'atteindre des températures élevées, adaptées à des cycles thermodynamiques classiques, et peut intégrer des systèmes de stockage thermique, améliorant ainsi la flexibilité de l'approvisionnement énergétique.

Par ailleurs, l'efficacité de ces systèmes dépend principalement de deux éléments fondamentaux :

- La disponibilité et la qualité du gisement solaire local,
- La technologie de conversion choisie (photovoltaïque, thermique ou CSP)

Ce chapitre vise à introduire les notions de base nécessaires à la compréhension du sujet traité.

Il s'articule autour de deux axes principaux :

1. la caractérisation du gisement solaire, élément fondamental pour toute étude solaire.
2. la présentation des principales technologies de conversion de l'énergie solaire.

Le gisement solaire :

I.1 Définition du gisement solaire

Le gisement solaire désigne la quantité d'énergie solaire disponible sur une zone géographique donnée pendant une période déterminée. Cette énergie, essentiellement sous forme de rayonnement électromagnétique, constitue une ressource propre et abondante, particulièrement adaptée à la production d'énergie renouvelable.

Le rayonnement solaire incident à la surface terrestre se décompose en trois composantes :

- Le rayonnement direct (DNI : *Direct Normal Irradiance*) : rayonnement solaire arrivant directement sur une surface perpendiculaire aux rayons solaires.
- Le rayonnement diffus (DHI : *Diffuse Horizontal Irradiance*) : rayonnement dispersé dans l'atmosphère par les molécules d'air, les nuages ou les aérosols.
- Le rayonnement global (GHI : *Global Horizontal Irradiance*) : somme du rayonnement direct et diffus sur une surface horizontale.

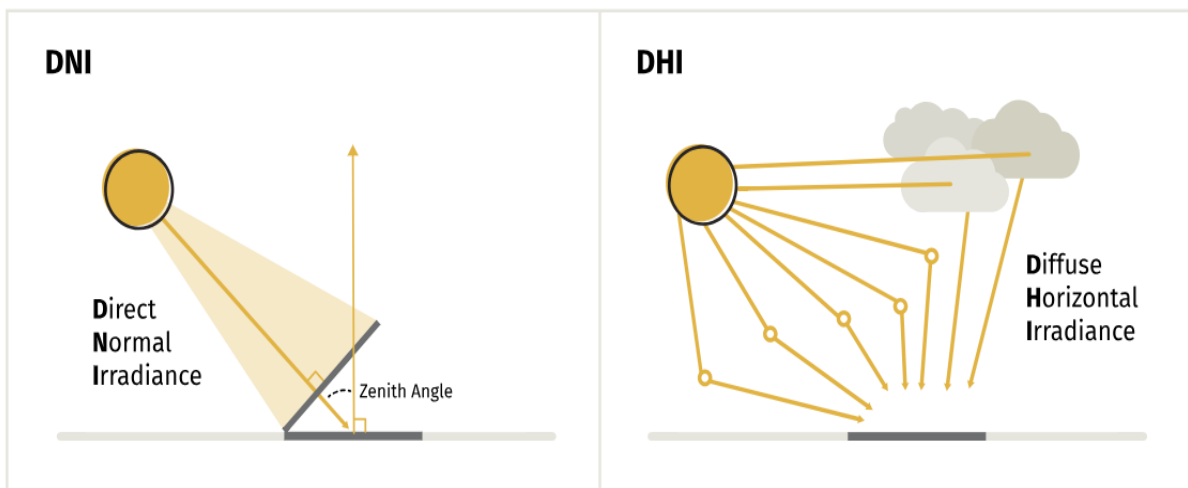


Figure 1 : Comparaison entre l'irradiance normale directe (DNI) et l'irradiance horizontale diffuse (DHI)

L'exploitation efficace de l'énergie solaire nécessite une évaluation précise de ce gisement pour dimensionner correctement les installations et estimer leur rendement.

Influence des coordonnées célestes sur le gisement solaire :

Le rayonnement solaire reçu en un point donné de la surface terrestre dépend de la position relative du soleil par rapport à ce point, qui varie au cours de la journée et de l'année. Cette position est déterminée à partir de coordonnées célestes et géographiques, qui permettent de calculer les angles d'incidence du rayonnement sur les surfaces réceptrices. La connaissance précise de ces paramètres est essentielle pour estimer la quantité d'énergie solaire disponible et optimiser l'orientation des capteurs solaires. La présente section expose les principales coordonnées utilisées en astronomie solaire et leur rôle dans l'évaluation du gisement solaire.

I.2 Coordonnées géographiques :

Les coordonnées géographiques permettent de localiser précisément un point à la surface de la Terre. Celle-ci est divisée en deux hémisphères par l'équateur : l'hémisphère Nord, situé au-dessus de l'équateur, et l'hémisphère Sud, en dessous. Par ailleurs, la planète est également découpée longitudinalement par le méridien de référence, appelé méridien de Greenwich, qui passe par la ville de Londres (Royaume-Uni). On distingue ainsi trois paramètres essentiels pour définir la position d'un point sur Terre, à savoir :

1. Latitude (φ) :

La latitude constitue une coordonnée géographique angulaire définissant la position d'un point sur la surface terrestre par rapport à l'équateur, pris comme plan de référence. Elle s'exprime en degrés, variant de 0° à l'équateur jusqu'à 90° aux pôles, vers le nord ou le sud. Associée à la longitude, la latitude permet de localiser de manière précise tout emplacement géographique sur la Terre.

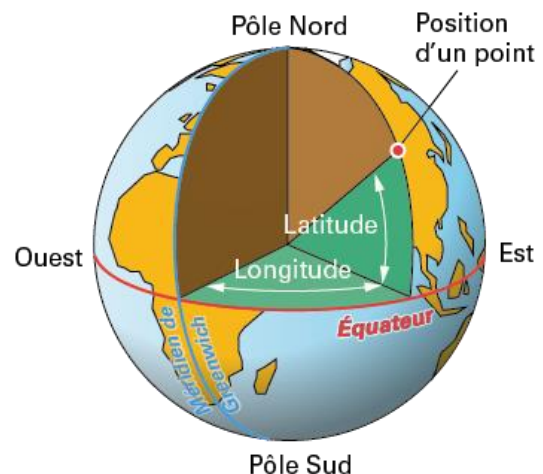


Figure 2 : Latitude et Longitude de la planète Terre

2. Longitude (L) :

La longitude est une coordonnée angulaire mesurant la position d'un point à l'est ou à l'ouest du méridien de référence, qui est le méridien de Greenwich fixé à 0° . Elle s'étend de -180° vers l'ouest à $+180^\circ$ vers l'est, couvrant ainsi l'ensemble de la circonférence terrestre.

3. Altitude (Z) :

L'altitude correspond à la hauteur géométrique verticale d'un point par rapport à une référence altimétrique, généralement le niveau moyen de la mer. Cette notion est fréquemment confondue avec l'élevation, qui désigne la distance entre le niveau de la mer et la surface terrestre.

I.3 Coordonnées horaire :

Le système de coordonnées horaires constitue un système céleste intermédiaire entre les systèmes de coordonnées horizontales et équatoriales. Il est défini par deux grandeurs principales : l'angle horaire et la déclinaison.

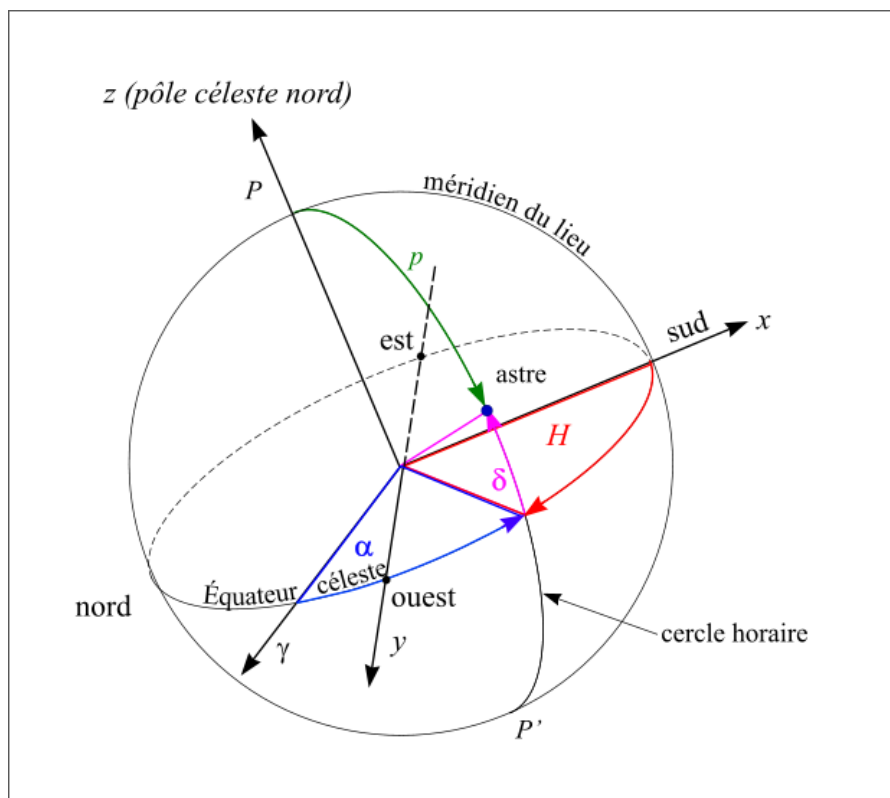


Figure 3 : Représentation du système de coordonnées horaires

1. La déclinaison (δ) :

La déclinaison correspond à l'angle formé entre la direction du Soleil et le plan équatorial terrestre. Cette valeur varie au cours des saisons selon la formule suivante :

$$\delta = 23,45. \sin \left[\frac{360}{365} \times (284 + n) \right] [1]$$

Où n représente le numéro du jour dans l'année, avec $n = 1$ pour le 1er janvier.

2. L'angle horaire (H) :

L'angle horaire est l'angle entre le plan méridien du lieu et la direction du Soleil. Il mesure le déplacement angulaire du Soleil vers l'est ou l'ouest par rapport au méridien local, et correspond au temps solaire vrai. Il se calcule par :

$$\omega = 15^\circ \times (\text{TSV} - 12) \quad [1]$$

Avec TSV représente le temps solaire vrai exprimé en heures.

3. Le temps solaire :

Le temps solaire en un lieu donné est défini comme l'angle horaire du Soleil à ce moment précis. Le midi solaire correspond à l'instant où le Soleil atteint son point culminant, moment où l'angle horaire est nul.

4. Le temps universel (TU) :

Le temps universel est la prolongation moderne du temps moyen de Greenwich. Il est calculé par :

$$\text{TU} = \text{TSM} \pm \left(\frac{L}{15}\right) \quad [1]$$

Où L représente la longitude du lieu, positive à l'est et négative à l'ouest de Greenwich.

5. Le temps solaire local (TSL) :

Le temps solaire local est obtenu en ajoutant au temps universel la valeur du décalage horaire propre au lieu :

$$\text{TSL} = \text{TU} + \text{décalage} \quad [1]$$

6. Le temps solaire moyen (TSM) :

Le temps solaire moyen est une mesure basée sur un mouvement circulaire uniforme de la Terre autour d'un Soleil fictif. Il est défini à partir du temps universel et de la longitude selon :

$$TSM = TU - \left(\frac{L}{15}\right) \quad [1]$$

où L est la longitude exprimée en degrés.

7. Le temps solaire vrai (TSV) :

Le temps solaire vrai correspond à la mesure instantanée basée sur la position réelle du Soleil dans le ciel, c'est-à-dire le moment où celui-ci atteint son point le plus haut. [1]

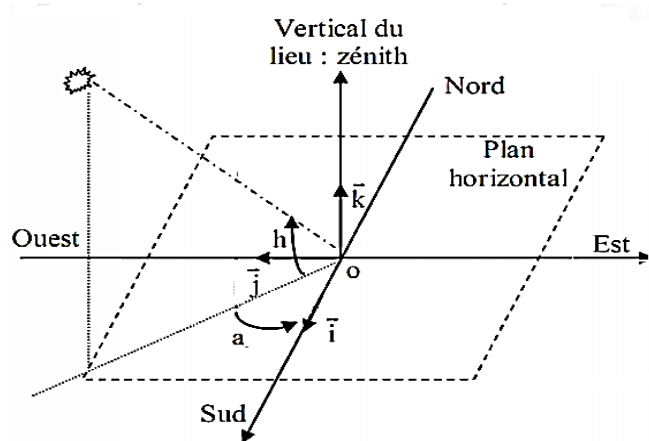
I.4 Coordonnées horizontales

Ces coordonnées sont utilisées pour localiser la position du Soleil dans le ciel.

1. Azimut (a) :

L'azimut est l'angle formé entre la projection horizontale de la direction du Soleil et la direction du sud. Il se calcule à partir de la relation suivante :

$$\sin(a) = \frac{\sin(\omega) \times \cos(\delta)}{\cos(h)} \quad [1]$$



2. Hauteur (h) :

La hauteur solaire correspond à l'angle entre la direction du Soleil et le plan horizontal, variant entre -90° et 90° . Au lever et au coucher du Soleil, la hauteur vaut 0° . Elle s'exprime par :

$$\sin(h) = \sin(\varphi) \sin(\delta) + \cos(\varphi) \cos(\delta) \cos(\omega)$$

$$h = \arcsin[\sin(\varphi) \sin(\delta) + \cos(\varphi) \cos(\delta) \cos(\omega)] \quad [1]$$

3. L'angle zénithal :

Il représente l'angle formé entre la direction des rayons solaires et la verticale locale du point d'observation. Il est donc complémentaire de l'angle de hauteur solaire, qui correspond à l'élévation du soleil par rapport à l'horizon. Autrement dit, plus le soleil est haut dans le ciel, plus l'angle zénithal est faible.

Cet angle joue un rôle essentiel dans le calcul de l'irradiation reçue par une surface, car il conditionne l'intensité du rayonnement direct.

Il est exprimé par la relation suivante :

$$\cos(\theta_z) = \cos(\delta) \cos(\omega) \cos(\varphi) + \sin(\delta) \sin(\varphi) \quad [1]$$

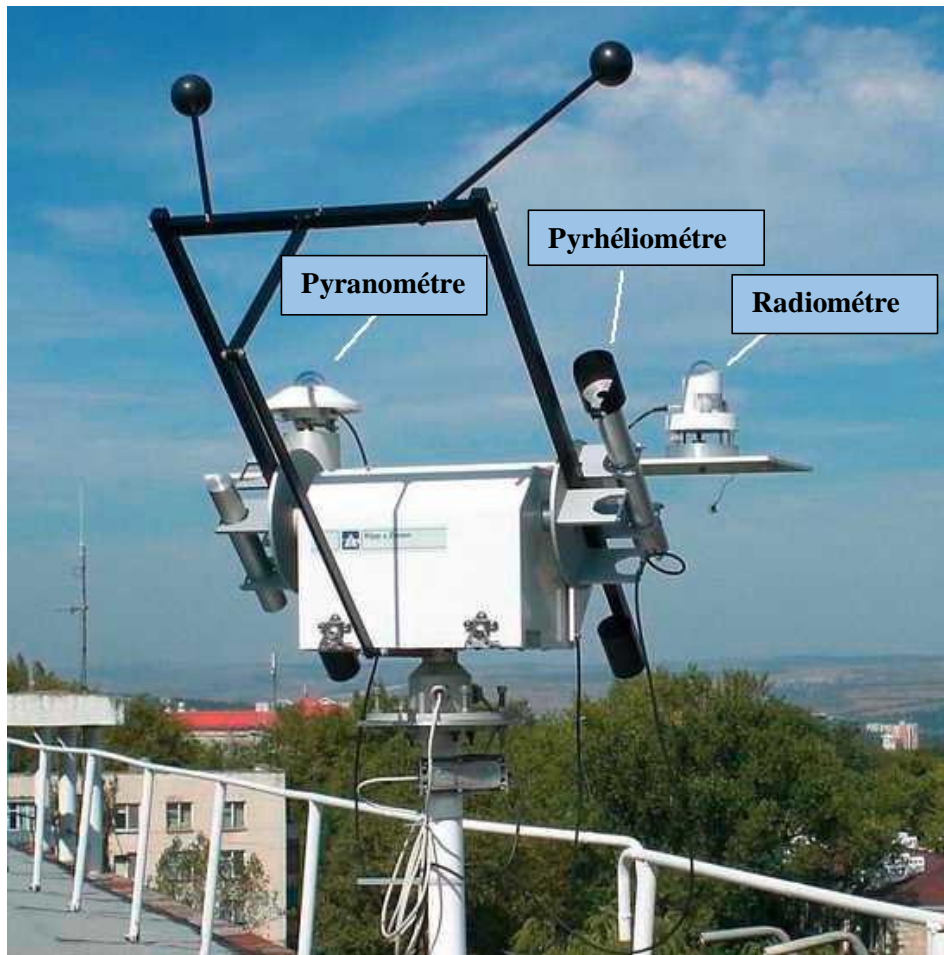
4. Angle d'incidence :

Il correspond à l'angle formé entre la direction du rayonnement solaire direct et la normale à la surface réceptrice considérée. Il traduit la manière dont les rayons solaires atteignent une surface inclinée, et influence directement la quantité d'énergie solaire interceptée. Plus l'angle d'incidence est faible, plus l'irradiation reçue est maximale.

L'analyse des coordonnées célestes permet de connaître la position du Soleil dans le ciel en fonction du lieu et du moment. Tous ces paramètres, qu'ils soient géographiques, horaires ou angulaires, sont indispensables pour calculer les différents angles utilisés dans l'estimation du rayonnement solaire, comme l'azimut, la hauteur solaire ou encore l'angle d'incidence. Une bonne maîtrise de ces notions permet de mieux évaluer le potentiel solaire d'un site. Passons à présent aux instruments utilisés pour mesurer ce rayonnement sur le terrain.

I.5 Instruments de mesure :

Comme on l'a vu dans la première partie du chapitre, le rayonnement solaire se divise en trois types principaux : le rayonnement direct (DNI), le rayonnement diffus (DHI), et le rayonnement global (GHI) qui est la somme des deux. Chaque type de rayonnement se mesure avec un instrument spécifique. Pour les concentrateurs solaires comme ceux de Fresnel, c'est surtout le rayonnement direct qui compte, car c'est ce dernier qui est concentré pour produire de l'énergie.



1. Pyrhéliomètre :

Le pyrhéliomètre est l'appareil principal pour mesurer le rayonnement solaire direct (DNI). Il sert à mesurer l'intensité des rayons du soleil qui atteignent directement le capteur, perpendiculairement à sa surface. Son fonctionnement repose sur un capteur thermique protégé par une vitre transparente, installé sur un support motorisé qui suit automatiquement la position du soleil pendant la journée.

Cet instrument est surtout utilisé dans les centrales solaires à concentration, comme les concentrateurs de Fresnel, car il fournit des mesures précises nécessaires pour bien gérer le système.

Toutefois, la précision du pyréliomètre dépend beaucoup de la qualité du suivi solaire et de l'état du capteur, qui doit être nettoyé et calibré régulièrement pour éviter les erreurs de mesure.[2]

2. Pyranomètre :

C'est un instrument utilisé pour mesurer le rayonnement solaire global, c'est-à-dire la somme du rayonnement direct et diffus reçu sur une surface horizontale.

Il fonctionne grâce à un capteur thermique recouvert d'un dôme en verre transparent qui laisse passer la lumière solaire tout en protégeant le capteur. Le pyranomètre est couramment utilisé pour obtenir une mesure complète de l'énergie solaire disponible sur un site, ce qui est utile pour de nombreuses applications, notamment l'évaluation du potentiel solaire d'un endroit.[2]

3. Radiomètre UV-B :

Le radiomètre UV-B sert à mesurer le rayonnement ultraviolet (UV-B) entre 280 et 315 nm. Contrairement aux pyranomètres ou pyréliomètres, il cible spécifiquement cette gamme de longueurs d'onde, cruciale pour évaluer l'impact du soleil sur les matériaux ou les risques pour la santé. Son capteur, équipé d'un filtre optique, est conçu pour ignorer le reste du spectre solaire et ne réagir qu'aux UV-B. On l'utilise souvent dans les stations météo pour calculer l'indice UV, mais aussi en recherche solaire pour étudier la dégradation des panneaux ou miroirs exposés longtemps au soleil. Comme les autres instruments, il doit être régulièrement calibré pour garantir des mesures fiables, surtout parce que les UV-B représentent une petite partie du rayonnement total, mais ont des effets disproportionnés.[2]

I.6 Principales technologies de conversion de l'énergie solaire :

I.6.1 Le solaire photovoltaïque :

L'énergie solaire photovoltaïque est l'une des sources d'énergie renouvelable les plus répandues. Elle consiste à convertir la lumière du soleil en électricité grâce à des modules photovoltaïques PV.

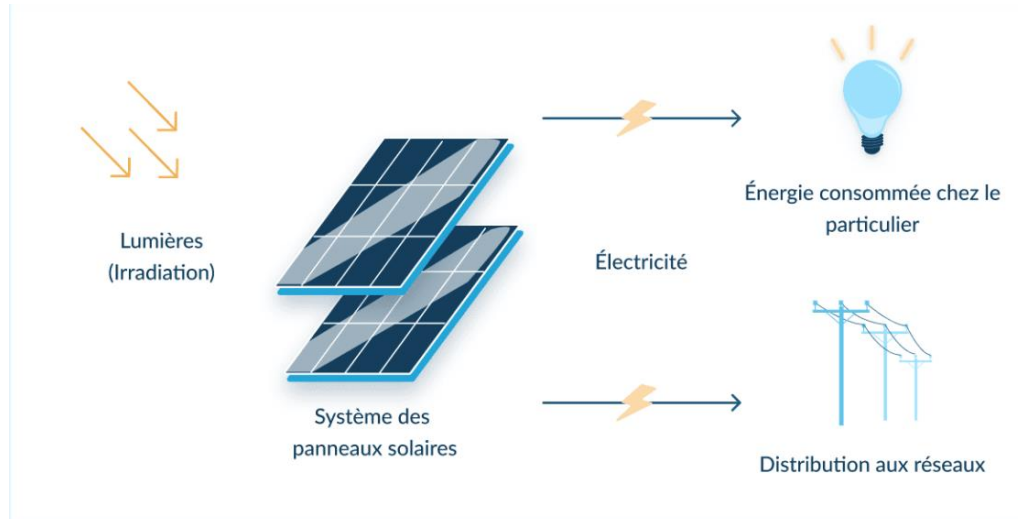
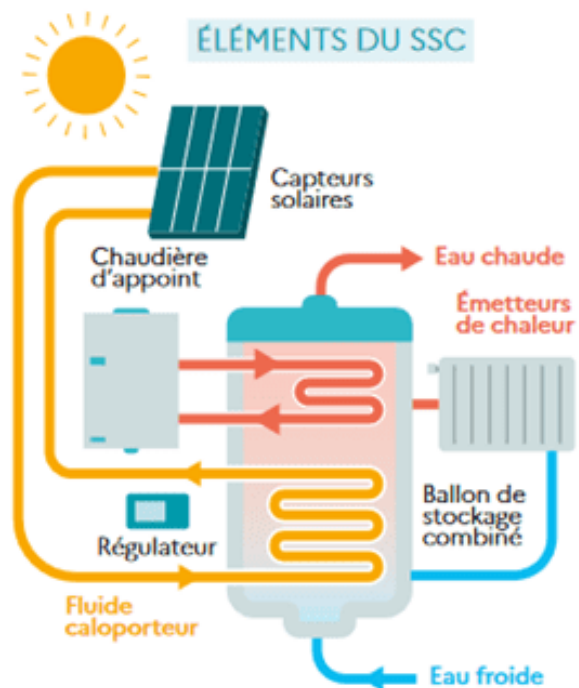


Figure 6 : Fonctionnement d'une installation photovoltaïque

I.6.2 Le solaire thermique :

L'énergie solaire thermique consiste à capter la chaleur du rayonnement solaire pour la convertir en énergie thermique utilisable. Cette chaleur est généralement transférée à un fluide caloporteur, qui peut ensuite être utilisée pour le chauffage, la production d'eau chaude sanitaire, ou la génération d'électricité dans les centrales à concentration solaire.



Le solaire thermique se divise en deux catégories, à savoir :

I.6.2.1 Le solaire thermique à basse température :

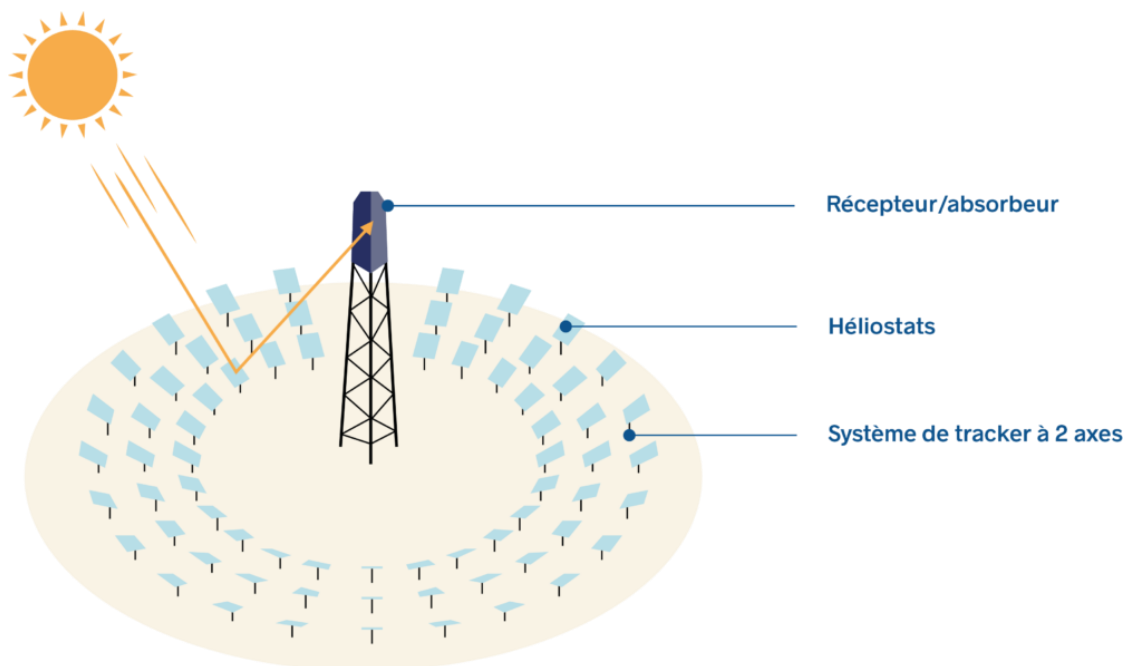
C'est une technologie qui consiste à utiliser l'énergie solaire captée par des capteurs plans, généralement installés sur les toits des bâtiments, pour chauffer un réseau de tuyaux contenant des fluides caloporteurs, tels que de l'eau ou de l'antigel, à des températures relativement basses (inférieures à 100°C). Elle est principalement utilisée dans la production d'eau chaude sanitaire et le chauffage domestique.

I.6.2.2 Le solaire thermique à haute température (CSP) :

Le solaire thermique à haute température, ou CSP (Concentrated Solar Power), utilise des miroirs ou des lentilles pour concentrer le rayonnement solaire sur une petite surface, permettant ainsi d'atteindre des températures très élevées (entre 400°C et 1000°C). Cette chaleur est utilisée pour produire de la vapeur qui fait tourner une turbine reliée à un générateur, générant ainsi de l'électricité. Cette technologie est principalement utilisée dans les centrales solaires à concentration.

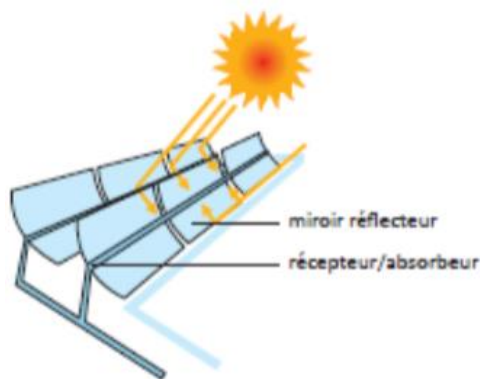
On distingue quatre types de technologie utilisé dans les centrales thermiques à concentration :

1. Les centrales à tour :



Les centrales solaires à tour utilisent des milliers de miroirs (ou héliostats) pour concentrer la lumière du soleil sur un récepteur situé au sommet d'une tour. Cette concentration permet d'atteindre des températures très élevées, produisant de la chaleur qui est ensuite transformée en vapeur pour actionner une turbine génératrice d'électricité. Ces centrales sont particulièrement efficaces pour stocker l'énergie thermique, permettant une production d'électricité même lorsque le soleil se couche.

2. Les centrales a miroirs cylindro-parabolique :



C'est actuellement la technologie la plus courante. Elle utilise des miroirs cylindro-paraboliques qui concentrent le rayonnement solaire sur un tube récepteur placé le long de leur axe. Ce tube, généralement peint en noir pour maximiser l'absorption de la chaleur, permet au fluide caloporteur de se réchauffer à des températures atteignant environ 500°C. Une fois chauffé, le fluide est acheminé vers un système centralisé pour générer de l'électricité. Le système suit le mouvement du soleil afin de maximiser l'efficacité de la collecte solaire.

3. Les centrales a miroirs parabolique (Dish stirling) :

C'est un système qui utilise un miroir en forme de parabole pour concentrer les rayons du Soleil vers un point précis. À ce point focal se trouve un récepteur qui capte la chaleur et la transmet à un moteur nommé Stirling. Ce moteur fonctionne avec un gaz qui se dilate sous l'effet de la chaleur et permet ainsi de produire de l'électricité. Ce type de technologie a l'avantage d'avoir un bon rendement, surtout dans les régions très ensoleillées, et peut fonctionner de manière autonome. De plus, grâce à un système de suivi du Soleil sur deux axes, il peut capter le maximum d'énergie tout au long de la journée.

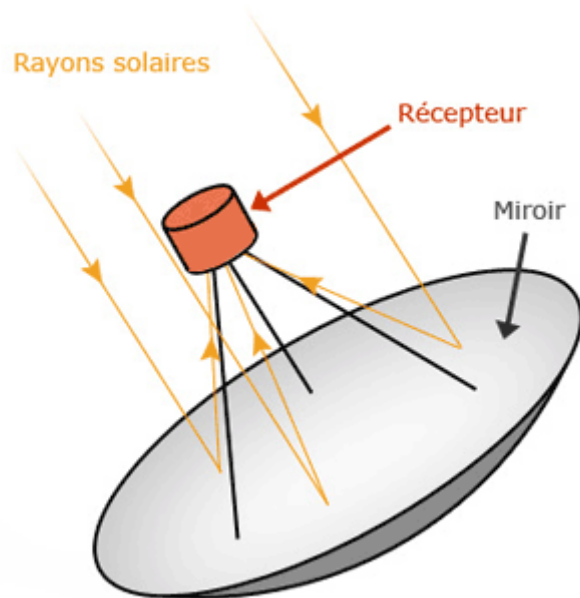
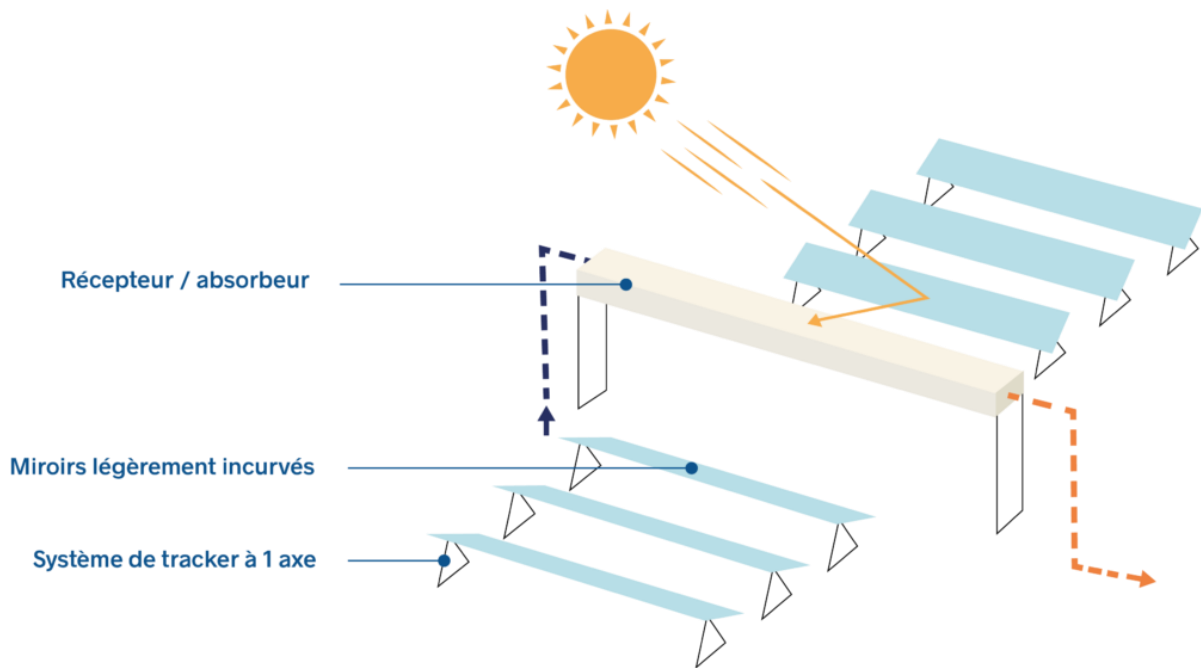


Figure 10 : Exemple de centrale à miroir parabolique (Dish Stirling)

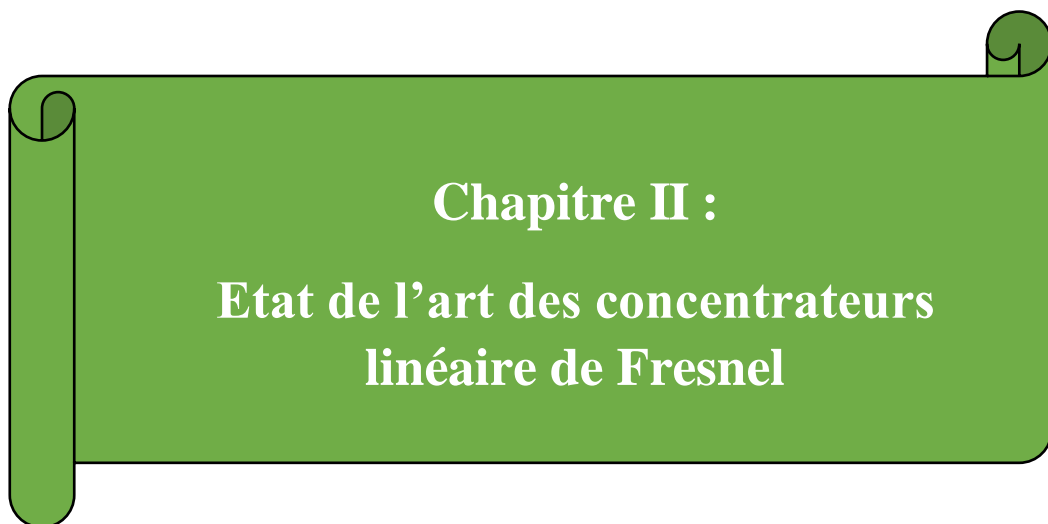
4. Les centrales à concentrateur linéaire de Fresnel :

La technologie des concentrateurs de Fresnel sont constitué de miroirs plans ou légèrement incurvés qui sont orienté de façon à suivre la course du soleil tout au long de la journée pour concentrer et rediriger en permanence le rayonnement solaire direct sur un tube absorbeur fixe, un fluide caloporteur circulant dans le tube, le fluide est chauffé puis vaporisé, la vapeur produite est utilisée dans diverses applications tel que : la production de la chaleur et de l'électricité



Conclusion :

En conclusion, ce chapitre a posé les bases nécessaires à la compréhension du gisement solaire et des principales technologies utilisées pour sa conversion. Les différents types de rayonnement solaire ont été définis, et nous avons abordé les instruments de mesure ainsi que les technologies de conversion, telles que le photovoltaïque et le solaire thermique. La technologie des concentrateurs de Fresnel, au cœur de ce mémoire, sera détaillée dans le chapitre suivant.



Chapitre II :
**Etat de l'art des concentrateurs
linéaire de Fresnel**

Introduction :

Inventé par le physicien français Augustin Fresnel, la lentille de Fresnel a été conçue, au départ dans le but d'équiper le système optique des phares de signalisation marine. Le système est aujourd'hui repris à grande échelle et ce pour des applications variés : dans le secteur de la climatisation, du chauffage des bâtiments, ainsi que pour l'approvisionnement énergétique dans les processus industriels et le traitement de l'eau.[3]

Principalement conçue pour la production de chaleur à moyenne température, les concentrateurs linéaires de Fresnel sont souvent sollicités pour les processus de chaleur industrielle et la génération d'énergie électrique à échelle commerciale.[3]

Dans ce chapitre, nous allons fournir en premier lieu un état de l'art détaillé sur les technologies liées aux concentrateurs linéaire Fresnel, par la suite nous verrons les principales centrales solaires de Fresnel existante dans le monde. Enfin, nous évoquerons quelques recherches récentes visant à améliorer l'efficacité de ces systèmes solaires.



Figure 1 : Prototype de concentrateurs linéaire de Fresnel

II.1 Définition des concentrateurs linéaires de Fresnel :

Le CLF est une technologie de concentration solaire composée de miroirs plans ou légèrement incurvés. Disposés parallèlement au sol, ils suivent la trajectoire du soleil et dirigent son rayonnement vers un tube absorbeur, où un fluide caloporteur capte et transporte la chaleur.

II.2 Principe de fonctionnement :

Le rayonnement solaire est intercepté par une série de miroirs positionné au sol, ces derniers tournent autour d'un pivot leur permettant de suivre la trajectoire exact du soleil et ainsi maximiser la captation du rayonnement. Ces rayons sont ensuite réfléchis par le biais des miroirs vers un tube absorbeur situé à quelques mètres au-dessus de l'installation. A l'intérieur de ce tube circule un fluide caloporteur qui a pour but de stocker le rayonnement sous forme de chaleur pouvant atteindre une température maximale de 500 degrés.[4] Selon l'objectif de l'installation, ce même fluide pourra ensuite être exploité à travers un cycle thermodynamique pour diverse application : production d'électricité via une turbine à vapeur, génération directe de vapeur pour des procédés industriels, ou encore utilisation dans des systèmes de réfrigération solaire pour produire du froid.

II.3 Les principaux éléments d'un concentrateur à Réflecteur Linéaire de Fresnel :

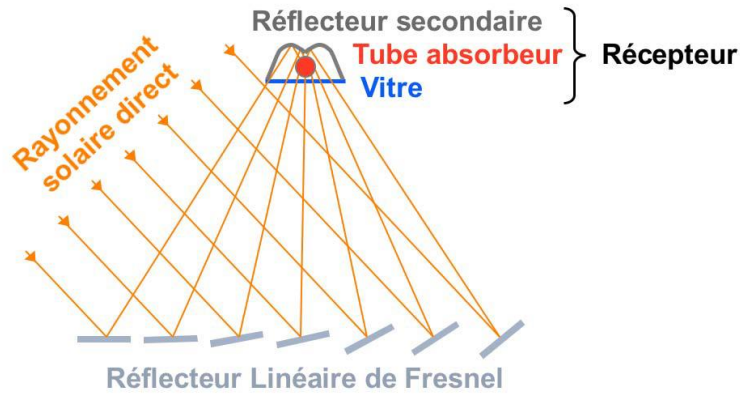
Plusieurs éléments contribuent à la mise en œuvre d'un concentrateur linéaire de Fresnel. Chaque composant joue un rôle essentiel dans la captation, la concentration et l'exploitation de l'énergie solaire. Parmi eux, on retrouve les miroirs réflecteurs, le tube absorbeur et le système de suivi solaire, qui assurent ensemble une conversion efficace du rayonnement solaire en chaleur utilisable.

1. Le réflecteur ou miroir de Fresnel :

Les concentrateurs linéaires de Fresnel sont composés de plusieurs bandes rectangulaires de miroirs qui réfléchissent et concentrent le rayonnement solaire vers un récepteur. Les principaux paramètres de conception incluent la largeur des miroirs, le nombre de lignes et l'espacement entre deux bandes successives.

La qualité des miroirs solaires est un facteur clé pour assurer la performance et la rentabilité du système. Leurs propriétés optiques et leur durabilité influencent directement l'efficacité de la concentration solaire.

Les miroirs doivent avoir une réflectivité élevée et conserver cette propriété sur le long terme. Exposés aux intempéries, ils doivent résister à la grêle, aux vents violents, au sable et aux variations de la température. Leur revêtement doit être stable face aux rayons ultraviolets, supporter le nettoyage mécanique et maintenir ses performances même à haute température.

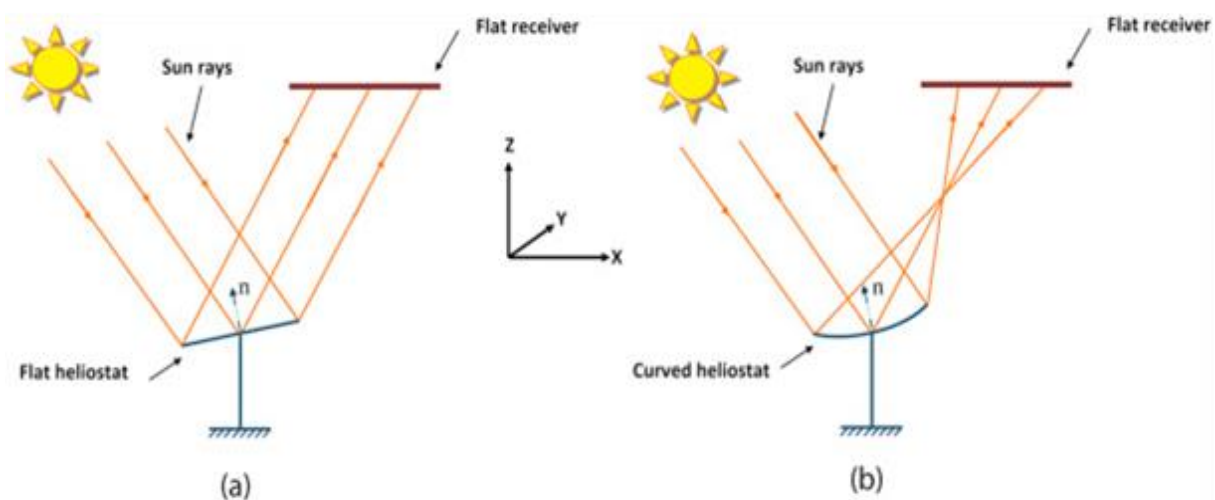


Comme illustré dans la figure ci-dessus, dans une installation à concentrateur Fresnel, on peut retrouver 2 types de réflecteur :

a) Les réflecteurs primaires :

Ils peuvent être plats ou incurvés, leur rôle est de suivre la trajectoire du soleil tout au long de la journée pour concentrer et rediriger le rayonnement sur le récepteur.

Les réflecteurs plats sont plus économiques, mais ils entraînent d'importantes pertes optiques dues à l'ombrage, au blocage et à l'effet cosinus. À l'inverse, les miroirs incurvés, de forme parabolique, permettent d'améliorer l'efficacité optique globale. Cependant, leur fabrication pose des défis mécaniques liés à l'obtention de la courbure et engendre un coût plus élevé par rapport aux miroirs plats. Ci-dessous une figure montrant les 2 concepts :



b) Le réflecteur secondaire :

Fabriqué à base de tôles minces et muni d'un revêtement réfléchissant, il accueille le tube absorbeur placé à quelques mètres au-dessus des miroirs primaires, on le perçoit comme une couche protectrice enveloppant le tube absorbeur mais il a pour rôle de réduire l'effet de débordement en récupérant et en redirigeant les rayons n'ayant pas atteints le tube absorbeur.

2. Système de suivi solaire :

Afin d'assurer un suivi solaire efficace des réflecteurs primaires, un système automatisé est mis en place pour optimiser l'orientation des réflecteurs et ainsi maximiser la captation du rayonnement solaire. [5]

Le système de suivi solaire opère dans l'ordre suivant :

- Tout d'abord, en fonction des coordonnées géographiques de la central, de la date et du fuseau horaire, un algorithme (GPS) calcul en permanence la position exact du soleil (azimut et élévation du soleil).[5]
- La position du soleil est directement transmise au système de contrôle-commande de l'installation PLC (Programmable Logic Controller) [5], qui détermine ensuite l'inclinaison optimale en fonction de ces données.
- Enfin, le PLC envoie les instructions nécessaires au système d'entraînement par chaîne et pignon, qui est actionné par un moteur pas à pas. Ce dernier ajuste progressivement la position du réflecteur afin de suivre avec précision la trajectoire du soleil.

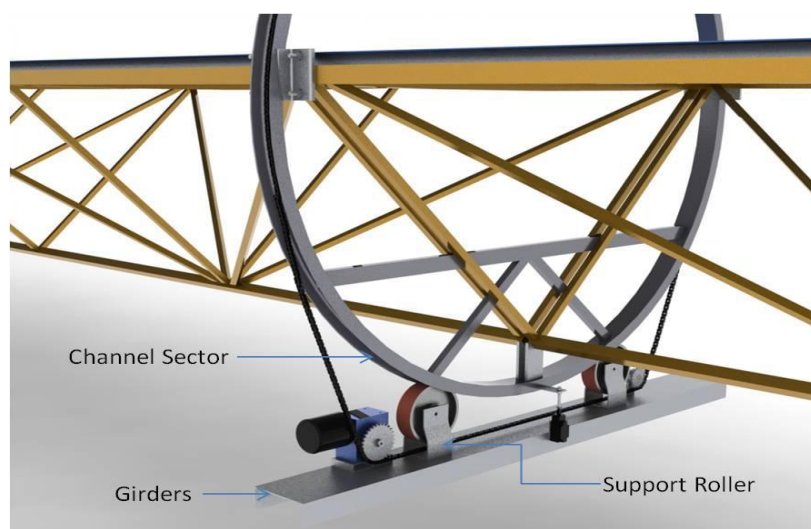


Figure 4 : système du suivi solaire d'un CLF

Le principe de conception du système de suivi repose sur l'utilisation d'un actionneur unique pour orienter simultanément tous les miroirs dans le plan transversal, assurant ainsi un alignement précis avec la position du soleil.

Cependant, certaines conceptions plus avancées intègrent plusieurs actionneurs, offrant une plus grande flexibilité opérationnelle. Cette approche permet d'ajuster individuellement chaque miroir ou groupe de miroirs, ce qui améliore la précision du suivi solaire et optimise la concentration de l'énergie solaire sur le récepteur. De plus, l'utilisation de plusieurs actionneurs facilite la maintenance et réduit les risques de panne généralisée.[5]

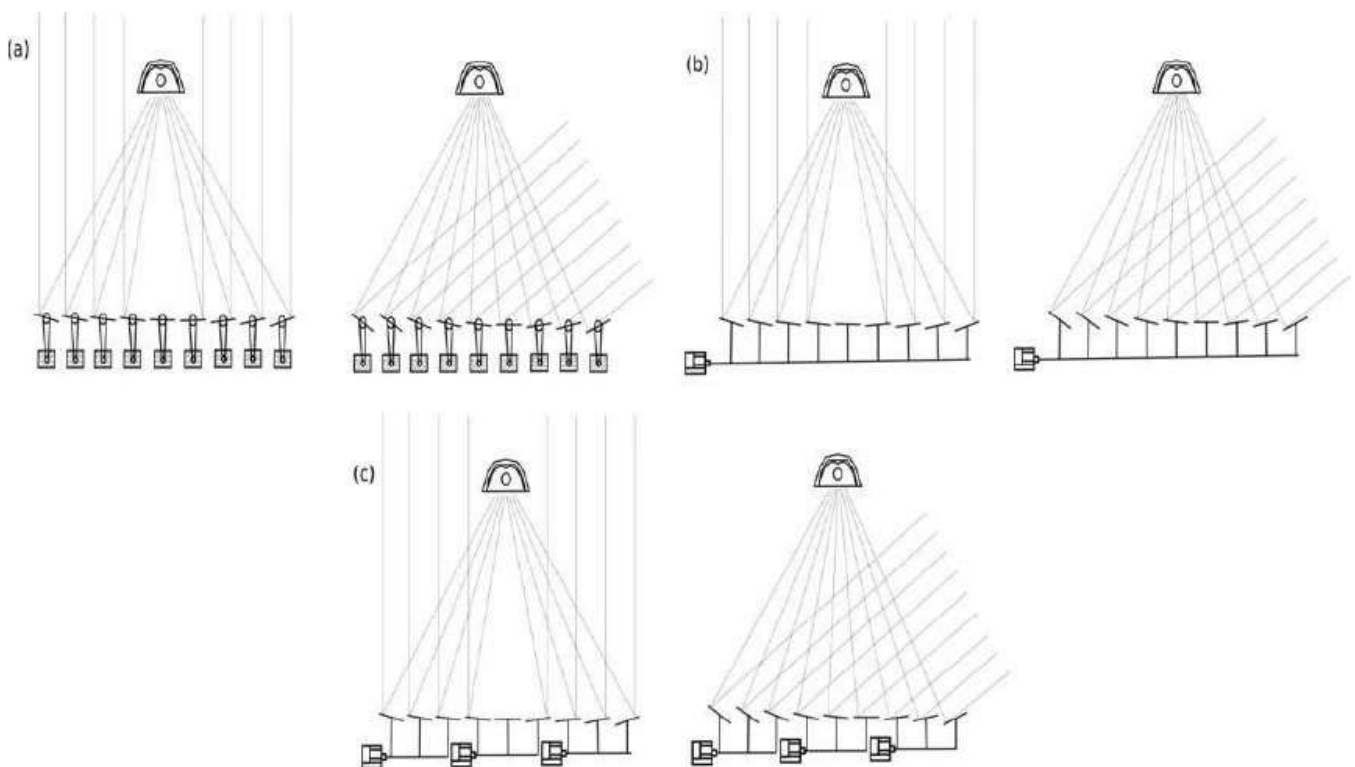


Figure 5 : Croquis des différentes configurations des systèmes de suivi

(a) : Chaque miroir est couplé à un actionneur, permettant un contrôle total sur chaque rangée. (b) : Tous les miroirs sont dirigés par un seul actionneur. (c) : chaque groupe de miroirs est couplé à un actionneur

3. Le récepteur :

C'est un composant fixe situé au-dessus des rangées de miroirs (réflecteurs) dans un système de concentrateur linéaire de Fresnel. Il possède un rôle crucial, celui d'absorber et transférer l'énergie solaire concentrée par les réflecteurs vers un fluide caloporteur.

Le récepteur est principalement composé des éléments suivant :

- Un tube absorbeur : conçu en acier inoxydable et recouvert d'un revêtement d'absorbeur solaire sélectif (à haute absorption et faible transmittance). Le nombre de tubes absorbeurs dans une installation est défini en fonction du facteur de concentration. Quant au diamètre intérieur et à l'épaisseur de la paroi du tube, ils sont dimensionnés en fonction de la pression de service et de la vitesse du fluide et la température de fonctionnement du récepteur. [5]
- Un réflecteur secondaire : conçu à l'aide de tôles minces avec revêtement réfléchissant pour les limiter les débordements du rayonnement solaire.[5]
- Casing (bardage) : Il s'agit d'un boîtier métallique, rempli d'un isolant thermique pour minimiser les pertes de chaleur. [5]
- Des vitres de protection : assurant une isolation optimale et protégeant le système des perturbations extérieures. Créer l'effet de cavité et de serre.[5]

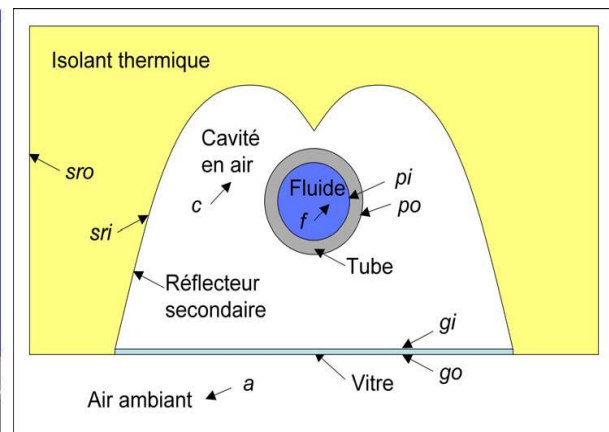
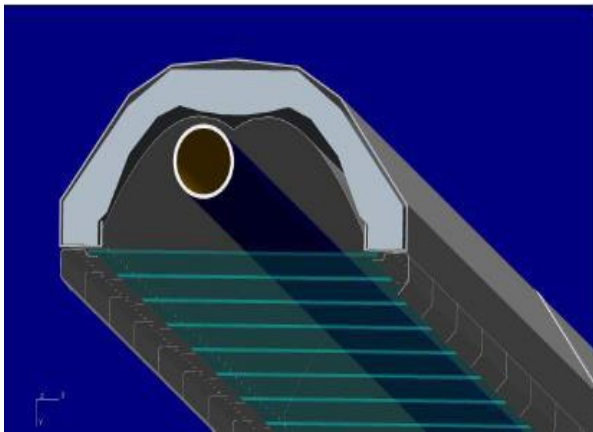


Figure 6 : illustration 3D d'un récepteur Fresnel Figure 7 : Schéma de la section du récepteur

Le rayonnement concentré par les réflecteurs primaires pénètre par la partie inférieure du récepteur, traversant les vitres protectrices pour se concentrer ainsi sur le tube absorbeur, cependant une quantité du rayonnement n'atteint pas directement le tube mais se retrouve sur le réflecteurs secondaire qui les redirige vers le tube absorbeur, limitant ainsi les pertes par débordements.

La conception des collecteurs de Fresnel offre une plus grande flexibilité en termes de configurations par rapport aux autres technologies : les collecteurs cylindro-paraboliques (PT), à titre d'exemple.

Les collecteurs de Fresnel linéaires comportent de nombreux paramètres de conception, tels que le nombre, l'espacement, la largeur et la courbure des miroirs primaires, ainsi que la hauteur et la position du récepteur. Par conséquent, leur conception géométrique présente un degré de liberté élevé.

Différentes conceptions des récepteurs LFR :

Différentes conceptions sont possibles pour un récepteur, mais elles se regroupent principalement en deux configurations : le récepteur monotube, et le récepteur à tubes multiples.

a) Récepteur monotube :

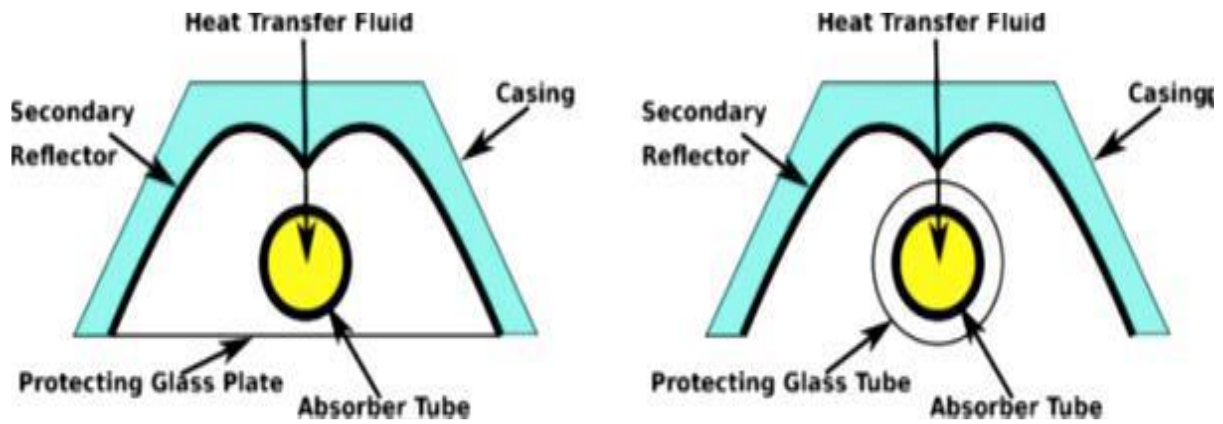
Comme son nom l'indique, il est composé d'un tube absorbeur unique généralement enfermé dans un tube de verre, le tout à l'intérieur d'une cavité équipée d'un CPC (Compound Parabolic Concentrator) ou autre forme optimisée, fonctionnant comme réflecteur secondaire en fournissant une concentration supplémentaire du rayonnement solaire réfléchi. [6]

Le tube absorbeur est généralement maintenu sous vide, c'est-à-dire créer un espace vide d'air autour de lui, l'isolant thermiquement et le protégeant des perturbations extérieures. Deux configurations permettent d'y parvenir :

Le récepteur monotube à plaque de verre : il se caractérise par le fait que sa cavité intègre une plaque de verre par le dessous servant à réduire les pertes de chaleur par convection et à protéger le système de toute perturbation extérieur.

Le récepteur monotube évacué : dans cette configuration le tube absorbeur est entouré d'une enveloppe en verre, créant un espace annulaire entre les deux tubes où un vide peut être maintenu. Ce vide permet de réduire significativement les pertes thermiques par convection et rayonnement, améliorant ainsi l'efficacité thermique du système. [6][7]

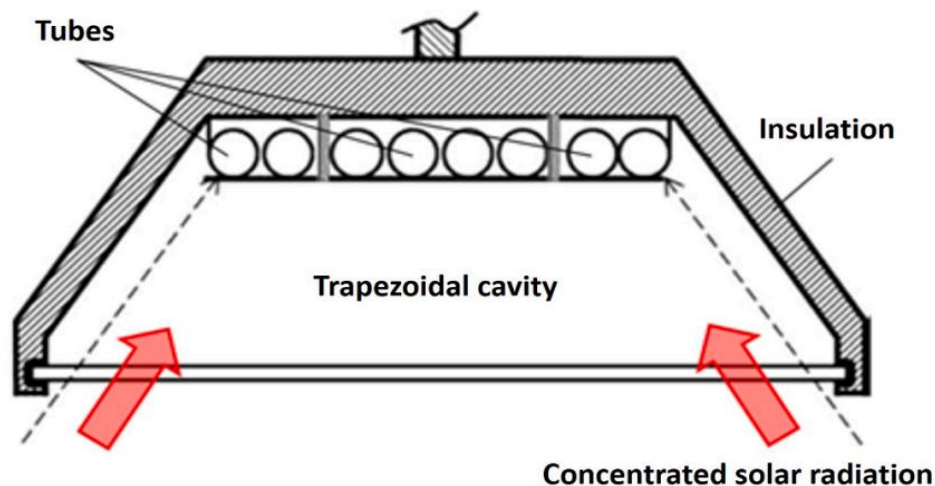
D'après la figure ci-dessus : À gauche, on peut observer un récepteur monotube à plaque de verre, et à droite, un récepteur monotube évacué. Bien que les deux configurations diffèrent, l'objectif reste le même : optimiser l'efficacité thermique en isolant l'absorbeur.



Le récepteur à plaque de verre est moins coûteux à installer et à maintenir, mais il est moins performant thermiquement car il ne permet pas de maintenir un vide ni d'utiliser un revêtement sélectif optimisé. En revanche, le récepteur évacué, bien que plus cher, offre une efficacité thermique supérieure grâce au vide qui réduit les pertes de chaleur et permet l'utilisation d'un revêtement sélectif performant. Ainsi, le choix entre les deux dépend souvent d'un compromis entre coût et performance.[6][7]

b) Récepteur a tubes multiples :

C'est une technologie plus courante et plus utilisée que les récepteurs monotubes, elle repose sur une série de tubes disposés horizontalement dans une cavité trapézoïdale. Comme pour le modèle à tube unique, une plaque de verre optionnelle peut être placée à l'ouverture de la cavité afin de minimiser les pertes thermiques. Dans cette configuration, le récepteur est généralement plus large en vue de sa forme trapézoïdale. Cette conception plus large permet d'éliminer le besoin d'un concentrateur secondaire, mais en revanche elle augmente les pertes thermiques par convection et rayonnement.[6]



4. Les fluides caloporteurs utilisés dans les LFR :

Un fluide caloporteur est un élément clé dans une telle installation thermique, il a pour rôle de transférer la chaleur d'un point à un autre au sein de son circuit. Dans les concentrateurs linéaires de Fresnel, ce fluide circule à travers le récepteur, plus précisément à l'intérieur de l'absorbeur, afin d'absorber l'énergie thermique captée. La chaleur ainsi stockée est ensuite restituée via un échangeur thermique, soit directement à un fluide de travail, soit à un matériau destiné au stockage de l'énergie thermique. Dans certaines conceptions, le même fluide peut remplir simultanément les rôles de transfert et de stockage thermique.

Pour assurer ces fonctions, ce dernier doit posséder des caractéristiques thermiques adaptées, notamment une conductivité thermique et une capacité calorifique élevées. Il est également essentiel qu'il soit compatible avec les matériaux des conduites, de l'absorbeur et de l'échangeur thermique afin de minimiser les risques de corrosion. Enfin, son choix doit prendre en compte son impact environnemental ainsi que son coût afin d'optimiser la viabilité du système.

Les 3 principaux fluides caloporteurs utilisés dans les collecteurs linéaires de Fresnel sont :

a) L'eau :

L'eau est utilisée depuis longtemps comme fluide caloporteur dans les centrales solaires à concentration (CSP), avec l'avantage majeur d'être directement employée comme fluide de travail dans le cycle de Rankine sous forme de vapeur. Elle peut également servir au stockage thermique en étant conservée sous pression pour une production d'électricité en l'absence de soleil, réduisant ainsi les besoins en échangeurs thermiques et les coûts associés.

Cependant, cette solution présente des limites : la performance thermique varie selon l'état liquide ou gazeux, et le stockage sous pression exige des réservoirs résistants et coûteux, rendant le procédé complexe et cher, l'inconvénient de l'eau est qu'il s'évapore à des températures relativement basses (100 C°), pour cette raison d'autre fluide ayant des capacités thermiques supérieures peuvent être utilisés .

b) Les huiles thermiques :

Les huiles haute température sont largement utilisées dans les centrales solaires à concentration (CSP) en tant que fluides de transfert et de stockage thermique. Elles se divisent en trois grandes catégories : minérales, synthétiques et végétales. Les huiles minérales et synthétiques sont les

plus courantes, ces dernières offrant les températures de fonctionnement les plus élevées. Parmi elles, des huiles comme le Syltherm 800 et le Therminol VP1 sont particulièrement utilisées, car elles restent en phase liquide jusqu'à 400°C sous une pression de 15 bars [8] et possèdent une bonne stabilité thermique.

Toutefois, ces huiles présentent certains inconvénients, notamment une pression de vapeur élevée, une forte inflammabilité, un coût important et une dégradation thermique accrue. De leur côté, les huiles végétales, qu'elles soient alimentaires ou non, sont étudiées comme alternatives en raison de leur disponibilité, de leur coût réduit et de leur moindre impact environnemental. Cependant, elles nécessitent un traitement spécifique pour limiter leur acidité et leur tendance à l'oxydation, qui affecte leur stabilité à long terme.

c) Les sels fondus :

Les sels fondus, principalement constitués de nitrates de sodium et de potassium, sont utilisés pour le transfert et le stockage de la chaleur dans les CSP. Ils permettent d'atteindre des températures allant jusqu'à 600°C [8], avec une bonne stabilité thermique et une grande capacité calorifique. Toutefois, leur point de fusion élevé nécessite un maintien en température pour éviter la solidification, et leur caractère corrosif impose l'utilisation de matériaux résistants dans les conduites et les réservoirs.

II.4 Génération de la vapeur dans une centrale de type Fresnel :

Dans une centrale solaire de type Fresnel, la vapeur peut être produite soit directement, soit indirectement. Nous allons approfondir ces deux modes de génération ci-dessous :

II.4.1 Génération direct de la vapeur :

Aussi appelé DSG (pour Direct Steam Generation), c'est une technologie qui permet d'éviter un échangeur intermédiaire entre le récepteur solaire et la turbine dans le cycle thermodynamique. L'eau transformée en vapeur grâce à la chaleur captée à l'intérieur du récepteur est directement injectée dans la turbine, produisant ainsi de l'électricité.[9]

La génération directe de vapeur entraîne une légère augmentation des coûts liés à la tuyauterie en raison de la haute pression requise, généralement supérieure à 100 bars.[9] Toutefois, elle

permet de réduire l'investissement global de la centrale en supprimant la nécessité d'un échangeur de chaleur intermédiaire pour la production de vapeur.

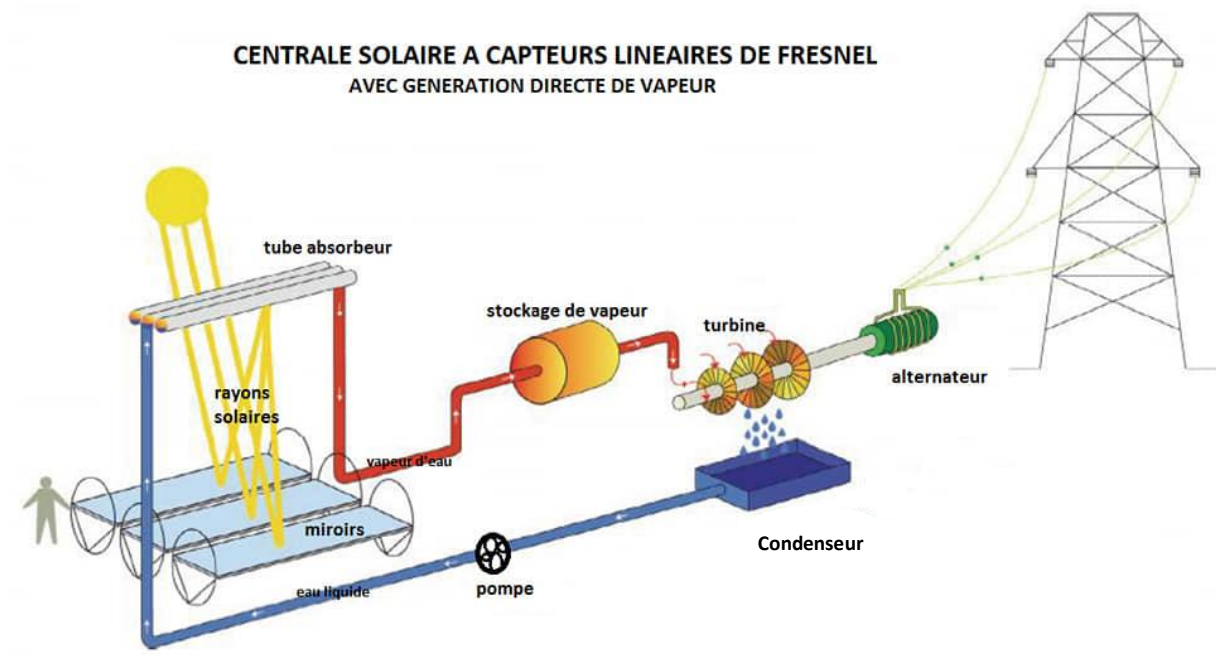


Figure 10 : schéma d'une centrale solaire de Fresnel à génération direct de vapeur

Comme nous pouvons le constater dans ce schéma qui illustre parfaitement le fonctionnement d'une centrale solaire à capteurs linéaires de Fresnel avec génération directe de vapeur. Les miroirs linéaires concentrent les rayons solaires sur un tube absorbant placé en hauteur, où l'eau liquide est directement chauffée pour se transformer en vapeur. Cette vapeur est ensuite stockée temporairement avant d'être dirigée vers une turbine, qui convertit l'énergie thermique en énergie mécanique. L'alternateur couplé à la turbine transforme cette énergie mécanique en électricité, injectée dans le réseau électrique. Après son passage dans la turbine, la vapeur est refroidie et condensée en eau liquide grâce à un condenseur, puis renvoyée dans le circuit par une pompe pour un nouveau cycle. Ce système permet une production d'électricité sans échangeur thermique intermédiaire, optimisant ainsi le rendement énergétique et réduisant les coûts d'installation.[9]

II.4.2 Génération indirecte de la vapeur :

C'est une technologie qui repose sur l'utilisation d'un fluide caloporteur intermédiaire, généralement une huile thermique ou un sel fondu que l'on a vu précédemment. Ce fluide caloporteur est chauffé par le rayonnement solaire concentré par les miroirs. Il circule ensuite

à travers un échangeur de chaleur, où il transfère cette énergie thermique à un second fluide, essentiellement de l'eau, permettant ainsi sa conversion en vapeur.[10]

Comparée à la génération directe de vapeur, la génération indirecte implique des coûts d'installation plus élevés en raison de l'échangeur de chaleur et du fluide caloporteur. Cependant, elle offre une meilleure stabilité thermique et facilite le stockage d'énergie, optimisant ainsi l'exploitation de la centrale.[10]

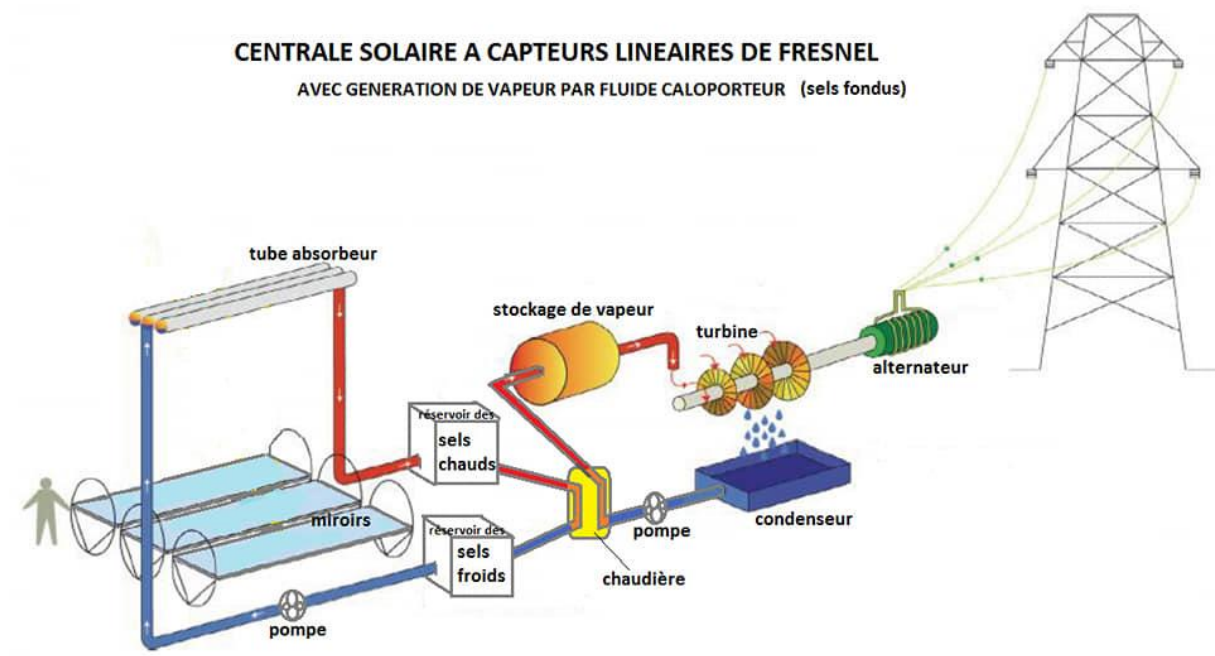


Figure 11 : Schéma d'une centrale solaire de Fresnel à génération indirecte de vapeur

Ce schéma représente une centrale solaire à capteurs linéaires de Fresnel utilisant des sels fondus comme fluide caloporteur pour la génération indirecte de vapeur. Comme pour la génération directe, les miroirs concentrent le rayonnement solaire sur un tube absorbeur, où l'énergie thermique est captée. Cependant, contrairement à la génération directe, la chaleur n'est pas transférée directement à l'eau, mais d'abord stockée dans un réservoir de sels chauds. Ces sels acheminent ensuite leur énergie vers un échangeur de chaleur, où ils réchauffent l'eau pour produire de la vapeur. Cette vapeur alimente une turbine couplée à un alternateur pour générer de l'électricité. Inversement à la génération directe, ce système permet une meilleure gestion du stockage thermique et assure une production d'énergie plus stable, même en l'absence d'ensoleillement.[10]

II.5 Quelques installations de centrales linéaire Fresnel à travers le monde :

Dans cette section, nous présenterons les plus grandes centrales à concentration utilisant la technologie Fresnel aux quatre coins du monde, en mettant en lumière leurs caractéristiques, leurs performances et leur contribution au développement de l'énergie solaire thermodynamique.

1. Puerto Errado 1 :

Mise en service par Novatec Solar en mars 2009 dans la région de Murcie au sud-est de l'Espagne, Puerto Errado 1 (PE1) représente la première installation au monde à utiliser la technologie de Fresnel tout en étant connecté au réseau électrique public. Cette centrale fonctionne en génération direct de vapeur et utilise comme unique fluide caloporteur de l'eau à 270 °C et sous une pression de 55 bars [11]. Avec une puissance nominale de 1,4 MW, elle s'étend sur une superficie de 5 hectares, ce qui peut paraître un peu modeste comparé aux centrales solaires de nos jours, mais l'objectif du pionnier espagnol Novatec était avant tout de démontrer la viabilité commerciale et technique de cette approche innovante dans le domaine de l'énergie solaire concentrée. Un objectif atteint avec succès, ouvrant ainsi la voie au développement d'une centrale bien plus grande sur le même site : Puerto Errado 2 (PE2).



Figure 12 : Centrale Puerto Errado 1 d'1,4 MW utilisant des capteurs linéaires de Fresnel

2. Puerto Errado 2 :

Après le succès de Puerto Errado 1 (PE1), la société Novatec Solar a développé une centrale solaire thermodynamique bien plus ambitieuse sur le même site, baptisée Puerto Errado 2 (PE2). Mise en service en 2012 à Murcie, dans le sud-est de l'Espagne, cette installation marque une avancée majeure pour la technologie Fresnel en prouvant sa faisabilité à une échelle industrielle. Avec une puissance installée de 30 MW, PE2 repose sur un champ solaire impressionnant composé de 28 rangées de miroirs de 940m de long formant une surface totale de 302 000 m² [12], qui concentrent les rayons du soleil sur un tube récepteur positionné à plusieurs mètres de hauteur. Le système fonctionne en génération directe de vapeur, utilisant de l'eau surchauffée à 270 °C et sous 55 bars de pression, simplifiant ainsi le processus de conversion énergétique en éliminant le besoin d'un fluide intermédiaire.

Grâce à son efficacité et à sa conception optimisée, PE2 est capable de produire environ 49 GWh d'électricité par an, permettant ainsi d'alimenter près de 12 000 foyers espagnole tout en évitant l'émission d'environ 16 000 tonnes métriques de CO₂ par an [12]. Cette centrale constitue une référence dans le domaine des centrales à concentration solaire à technologie Fresnel et illustre le potentiel de cette approche pour le développement des énergies renouvelables à grande échelle.



Figure 13 : Centrale solaire thermique Puerto Errado 2 de 30 MW

(Source : Grupo TSK)

3. Dhursar CSP Project :

Située dans le Rajasthan, en Inde, c'est l'une des plus grandes installations utilisant la technologie Compact Linear Fresnel Reflector (CLFR). Mise en service en 2014 par Reliance Power Limited, avec la technologie fournie par AREVA Solar, elle affiche une puissance installée de 125 MW.

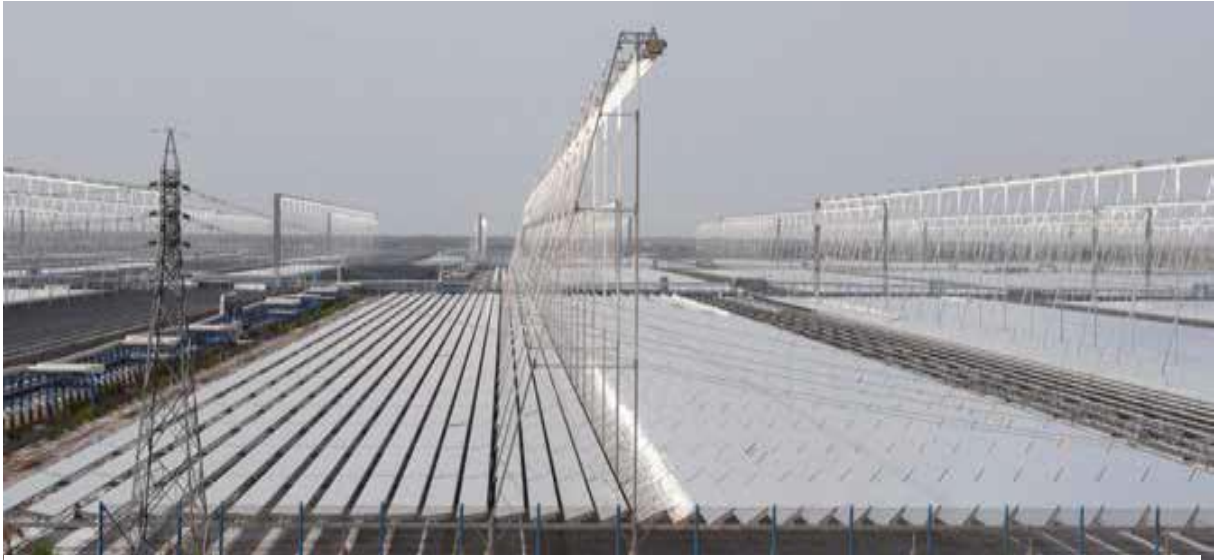


Figure 14 : Centrale solaire thermique de Dhursar en Inde

(Source : [13])

Son immense champ solaire comprend 35 générateurs de vapeur solaire (SSG), couvrant une surface totale de 1 400 000 m² de miroirs. Chaque SSG mesure 540 mètres de long, avec 33 miroirs de 2,25 mètres de large, et un récepteur placé à 30 mètres de hauteur. L'installation produit de la vapeur à 390°C sous 90 bars, avec un débit de 568 tonnes/heure [13], alimentant ainsi une turbine pour générer de l'électricité. Elle témoigne de l'engagement de l'Inde envers les énergies renouvelables et l'innovation technologique dans le secteur énergétique.

4. Centrale solaire de Dacheng :

La centrale solaire thermique de Lanzhou Dacheng Dunhuang (DCTC Dunhuang) en Chine est une installation de 50 MW utilisant la technologie Fresnel. Située à Dunhuang, province du Gansu, elle a été mise en service en juin 2020. Son champ solaire couvre 1 270 000 m², avec 80 lignes de miroirs de 1 100 m de long [14].

Elle utilise du sel fondu comme fluide caloporteur porté à 550°C, avec un système de stockage thermique de 15 heures, permettant une production stable même en l'absence de soleil. Elle est considérée comme la première installation au monde à utiliser du sel fondu comme fluide caloporteur et moyen de stockage.



5. Centrale solaire d'ELLO :

Implantée dans les Pyrénées-Orientales dans le sud de la France, c'est la seule et l'unique centrale solaire thermodynamique existante en France. Dotée d'une puissance électrique de 9 MW et couvrant une surface de 36 hectares, dont 33 hectares exploités. Son champ solaire est composé de 95 200 miroirs, totalisant 153 000 m² de surface de collecte, et de 11 km de tubes récepteurs fixes placés à 8,5 mètres du sol [15]. L'installation fonctionne avec un fluide caloporteur à base de vapeur saturée, chauffée à 285°C sous une pression de 70 bars. Son système de stockage thermique, basé sur 9 ballons de vapeur d'eau chaude de 120 m³ chacun, permet de garantir 4 heures de production à pleine puissance, offrant ainsi une flexibilité de gestion de l'électricité. Grâce à cette technologie, ELLO peut produire environ 20 GWh d'électricité par an, soit l'équivalent de la consommation de 6 000 foyers français [15].



6. Areva Solar (Australie-USA) :

La technologie des concentrateurs linéaires de Fresnel (LFR) a été développée en Australie par Ausra, fondée par David Mills dans les années 1990. Perfectionné sous le nom de Compact Linear Fresnel Reflector (CLFR), le concept a été poursuivi par Solar Heat and Power GmbH (SHP) à partir de 2003. En 2010, Areva Solar a racheté Ausra, reprenant ainsi la technologie LFR.

En 2004, un premier prototype d'une puissance de 1 MWe a été construit à Liddell, en Australie, dans le but de mener des recherches. Ce prototype était couplé à une centrale électrique au charbon d'une capacité de 2000 MWe, formant ainsi une centrale hybride. Le système solaire préchauffait l'eau, qui était ensuite portée à la température opératoire par la combustion du charbon. En 2008, la puissance solaire a été augmentée à 9 MWth (thermique), soit 3 MWe (électrique).

Aujourd'hui, l'entreprise Ausra se développe principalement aux États-Unis. Elle a construit la première centrale utilisant la technologie Compact Linear Fresnel Reflector (CLFR) sur le sol américain. Cette centrale de démonstration, située à Kimberlina en Californie, a été mise en service en octobre 2008. D'une puissance de 5 MW électriques, elle occupe une superficie de 26 000 m². Le système est composé de 3 lignes de miroirs, chacune mesurant 385 mètres de

longueur, avec 10 miroirs par ligne d'une largeur de 2 mètres. Le récepteur n'est pas sous vide, et le fluide caloporteur utilisé est de l'eau sous une pression de 40 bars.[16]

La centrale Kimberlina a été récompensée pour son excellence en étant élue "meilleure centrale" par le magazine Power en 2011[17]. Cette distinction témoignait de son innovation et de son efficacité dans le domaine de l'énergie solaire. Cependant, malgré ce succès, la centrale ne fonctionne plus aujourd'hui. Elle a été mise à l'arrêt et retirée du service en 2015, marquant la fin de son exploitation. Ces deux étapes, reconnaissance puis cessation d'activité, illustrent l'évolution et les défis auxquels sont confrontées les infrastructures énergétiques.



II.6 Résumé des centrales à concentrateur linéaire de Fresnel et leurs caractéristiques dans un tableau récapitulatif :

Le tableau ci-dessous répertorie les centrales de Fresnel à travers le monde, incluant celles qui sont commercialisées, en construction ou à l'état de projet.

Nom du projet/fabricant ou centre de recherche	Localisation	Fluide caloporteur/Plage de température	Date de mise en service	Surface de champ solaire	Puissance électrique
PE1	Murcia (Espagne)	Eau/140-270°C	Mars 2009	21 567 m ²	1,4 MW
PE2	Murcia (Espagne)	Eau/140-270°C	Aout 2012	302 000 m ²	30 MW
Dhursar	Inde	Eau/150°C-390°C	Novembre 2014	1 400 000 m ²	125 MW
Dacheng	Chine	Sel fondu/290°C-550°C	Juin 2020	1 270 000 m ²	50 MW
Llo Solar	France	Eau/190-285°C	Septembre 2019	153 000 m ²	9 MW
Kimberlina Solar	Californie, USA	Eau/300°C	2009 Mise a l'arrêt en 2014	26 000 m ²	5MW
Liddel	Australie	Eau/140-270°C	2012	18490 m ²	3 MW
Dadri ISCC Plant	Inde	Eau/-250°C	2019	33 000 m ²	14 MW
eCare Solar	Maroc	Eau/160-280°C	-	10 000 m ²	1 MW
CNIM	Seyne-sur-Mer France	Eau	Juillet 2010	720 m ²	0,5 MWth
Kogan Creek	Australie	Eau/186-370°C	2013	252 000 m ²	44 MW
Huaqiang TeraSolar	Zhangbei, Chine	Eau	Juin 2018	170000 m ²	15 MWth
Rende-CSP	Calabria, Italie	Eau/-280°C	2014	1433 m ²	9780 MW

Tableau 2 : Les centrales solaires de Fresnel à travers le monde

II.7 Quelques travaux de recherches publiés concernant les LFR :

Ces dernières années, les concentrateurs linéaires de Fresnel (LFR) ont fait l'objet de nombreuses études visant à améliorer leur efficacité énergétique et leur rentabilité. Grâce à leur conception compacte et à leur faible coût d'investissement par rapport aux autres technologies de concentration solaire, les LFR suscitent un intérêt croissant dans le domaine de l'énergie solaire à concentration. Les recherches menées portent principalement sur l'optimisation de la géométrie des réflecteurs, l'amélioration des performances thermiques des récepteurs et l'utilisation de nouveaux fluides caloporteurs afin de réduire les pertes thermiques et maximiser la conversion énergétique. Plusieurs travaux ont ainsi exploré différentes approches, allant de la modélisation numérique aux expérimentations en conditions réelles, afin d'identifier les solutions les plus adaptées pour accroître l'efficacité des systèmes LFR.

On commencera par citer l'étude menée par Mohamed H. Ahmed et Amr M. A. Amin [18] qui a consisté en une simulation numérique d'un concentrateur linéaire de Fresnel (LFC) sur une année entière afin d'évaluer l'influence de plusieurs paramètres sur ses performances thermiques. Cette étude s'est particulièrement intéressée à l'effet du modificateur d'angle d'incidence (IAM), du débit massique du fluide et de la température d'entrée sur le rendement du système. Les résultats obtenus ont mis en évidence un impact significatif des variations journalières et saisonnières de l'angle d'incidence du rayonnement solaire sur l'IAM, entraînant des fluctuations du rendement thermique du collecteur. Il a été observé que la production thermique maximale varie entre 40 kW en décembre et 96 kW en juin [18], ce qui souligne l'importance des conditions saisonnières sur les performances du système. À travers cette étude, un modèle numérique a été développé, permettant d'optimiser la conception du concentrateur afin de maximiser son efficacité énergétique

On peut aussi mentionner le travail de Guoqiang Xu et Al [19] qui se sont intéressés aux performances d'un système de cycle organique de Rankine supercritique (SORC) à génération directe de vapeur (DVG), alimenté par un réflecteur linéaire de Fresnel (LFR). L'objectif de cette recherche était d'améliorer l'efficacité du système à haute température tout en évitant les complications liées aux écoulements diphasiques. La modélisation du concentrateur LFR et du processus SORC a été réalisée dans l'environnement EES, avec une approche permettant d'identifier les fluides organiques les plus adaptés aux températures comprises entre 150 °C et 350 °C. Les résultats obtenus ont montré que l'association des technologies supercritiques et DVG permet non seulement de réduire les irréversibilités au niveau de l'évaporateur, mais aussi

de limiter les pertes thermiques et les coûts du système, tout en améliorant le rendement global. Il a également été démontré que l'augmentation de la température d'entrée avant la turbine contribue à une meilleure efficacité. Enfin, cette étude a permis d'identifier le cyclohexane comme le fluide organique le plus performant pour le SORC, avec un rendement global atteignant 19,65 % [19].

Carolina Marugán-Cruz et al. [20], ont analysé en détail l'influence de la taille du champ solaire et du stockage d'énergie sur la performance annuelle des centrales Fresnel linéaires à production de vapeur directe avec stockage thermique intégré. Dans cette recherche, seules des centrales fonctionnant à l'énergie solaire ont été prises en compte, sans hybridation fossile. Un modèle spécifique a été développé pour simuler le comportement annuel du champ solaire et évaluer la performance du bloc de puissance, aussi bien en charge nominale qu'en charge partielle.

Les résultats obtenus ont permis d'optimiser la taille du champ solaire (multiple solaire) ainsi que la capacité du stockage thermique afin d'atteindre un rendement maximal. L'étude a montré que l'augmentation du multiple solaire améliore l'efficacité énergétique et que son impact sur l'électricité nette annuelle et le facteur de capacité est plus marqué pour les petits champs solaires. Enfin, en comparant ces centrales aux centrales cylindro-paraboliques (PTC) utilisant de l'huile synthétique, qui représentent la technologie CSP la plus répandue, les auteurs ont constaté que le multiple solaire optimal est plus élevé pour les centrales Fresnel à production de vapeur directe. Cette différence s'explique par le rendement inférieur des réflecteurs linéaires de Fresnel par rapport aux capteurs cylindro-paraboliques.

Parmi les recherches menées sur l'optimisation des récepteurs de Fresnel, celle de **María J. Montes et al. [21]** mérite d'être mentionnée, car elle explore une configuration hybride permettant d'améliorer l'efficacité thermique du système. Cette recherche propose une combinaison de récepteurs non évacués dans les premiers modules, où la température de fonctionnement est plus basse, et de récepteurs évacués dans les modules suivants, où la température est plus élevée. Afin d'évaluer l'impact de cette configuration, l'étude compare les pertes thermiques de trois types de récepteurs : évacué, non évacué et non évacué avec une plaque de verre. Les résultats montrent que si les récepteurs évacués présentent les pertes thermiques les plus faibles, la différence avec les autres configurations diminue à des températures de fonctionnement plus basses.

Sur cette base, les auteurs proposent une boucle hybride permettant de réduire les coûts d'investissement et de maintenance, tout en conservant un bon rendement thermique. Une analyse économique est ensuite réalisée pour évaluer l'impact de cette approche sur le coût de l'électricité produite, mettant en évidence que certaines configurations hybrides permettent d'optimiser ce coût en intégrant les dépenses liées à l'investissement et à l'exploitation. Cette étude offre ainsi une alternative aux systèmes entièrement évacués, généralement plus coûteux et plus complexes, en démontrant que l'utilisation de récepteurs non évacués peut être une solution économiquement viable sous certaines conditions. En proposant une conception plus robuste et optimisée sur le plan économique, cette recherche constitue une contribution importante à l'amélioration des centrales Fresnel et fournit une méthodologie applicable à d'autres systèmes thermiques.

On a aussi une étude extrêmement intéressante de Khaled S. Qananba et Al [22] qui s'est intéressée à la récupération de l'énergie habituellement perdue dans le réflecteur secondaire d'un système solaire linéaire de Fresnel. Pour cela, des générateurs thermoélectriques (Seebeck) ont été intégrés afin de transformer cette chaleur en électricité. Deux nouveaux designs du réflecteur secondaire ont également été proposés : un système à une seule voie de réchauffement et un autre à deux voies de réchauffement.

L'originalité de cette étude repose sur l'utilisation, pour la première fois, de générateurs thermoélectriques dans un système de Fresnel et sur une modification du parcours du fluide caloporteur. Contrairement au système classique où le fluide est directement envoyé dans le tube absorbeur, ici, il est préchauffé en circulant sur la partie froide des générateurs thermoélectriques avant d'atteindre l'absorbeur.

Les résultats montrent une nette amélioration par rapport au design traditionnel. L'augmentation du rayonnement solaire a permis de chauffer le réflecteur secondaire de 39,5 °C, d'améliorer le rendement des générateurs thermoélectriques de 2,4 % et d'augmenter l'efficacité thermique du système de 7 %. L'étude a aussi révélé que l'agrandissement du tube absorbeur à 18 cm a permis de gagner 9 °C sur la température du fluide et d'améliorer l'efficacité thermique de 2,1 %, tandis qu'un diamètre de 12 cm a entraîné une élévation de 12 °C de la température du réflecteur secondaire. Concernant l'implantation des générateurs thermoélectriques, une petite surface couverte a donné un fluide plus chaud (+13 °C), alors qu'une plus grande surface a amélioré le rendement global du système de 2,2 %. Enfin, la conception à une seule voie de réchauffement a permis une hausse de 21,9 °C de la température

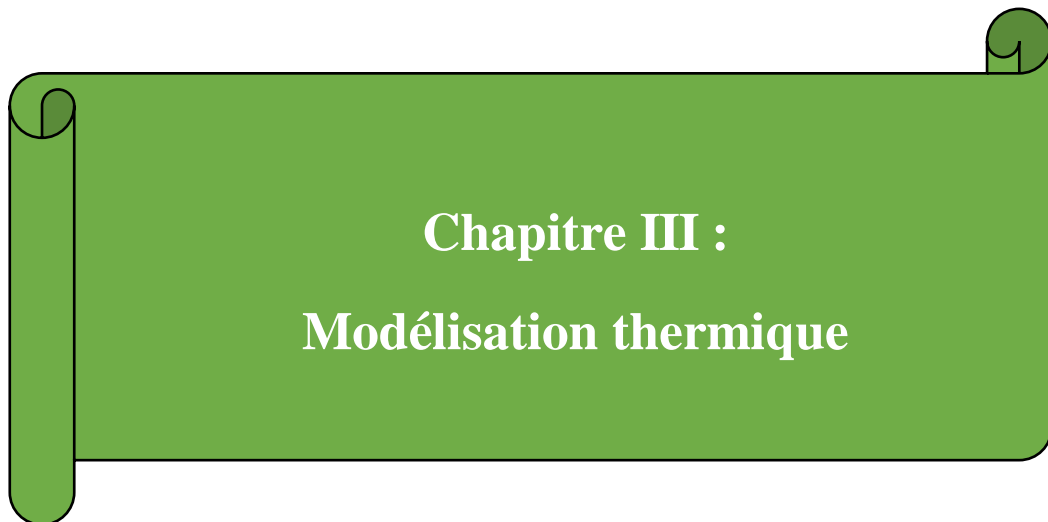
du fluide et une amélioration de 3,3 % de l'efficacité thermique, tandis que la conception à deux voies de réchauffement a légèrement amélioré l'efficacité des générateurs thermoélectriques (+0,19 %).

Ces résultats montrent que l'intégration de générateurs thermoélectriques dans les systèmes de Fresnel est une solution prometteuse pour récupérer la chaleur perdue et améliorer leur efficacité énergétique.

Conclusion :

Dans ce chapitre, nous avons étudié en détail les concentrateurs linéaires de Fresnel (LFR), en expliquant leur fonctionnement, leurs composants et leurs différentes configurations. Ces systèmes se démarquent par leur conception plus simple et leur coût réduit par rapport aux autres technologies de concentration solaire, ce qui les rend intéressants pour la production de chaleur industrielle et d'électricité.

Nous avons également présenté plusieurs centrales Fresnel existantes à travers le monde, ainsi que des recherches récentes visant à améliorer leur efficacité. Ces études montrent que des améliorations peuvent être apportées en optimisant la disposition des miroirs, en utilisant de nouveaux fluides caloporteurs ou en adoptant des configurations hybrides. Ces avancées permettent d'augmenter les performances des LFR tout en réduisant les coûts d'exploitation, ce qui les rend plus compétitifs.



**Chapitre III :
Modélisation thermique**

Introduction :

Dans le but de simuler le procédé global d'un système à concentration basé sur la technologie de Fresnel, cette partie est consacrée à la modélisation du comportement thermique du récepteur solaire monotube de type CPC, les trois modes de transfert de chaleur : conduction, convection et rayonnement seront décrits et modélisés. Les différentes équations mathématiques décrivant ces phénomènes sont établis et résolu moyennant un processus de calcul itératif.

III.1 Description des transferts thermiques dans le récepteur solaire**Hypothèse du modèle**

Le modèle mathématique régissant le transfert de chaleur dans le récepteur est basé sur les lois de conservation d'énergie et de masse à travers les différentes surfaces constituant le récepteur, Il représente l'élément le plus sensible dans le système, car c'est à l'intérieure de ce dernier que les rayonnements solaires sont convertis en chaleur et transférée par la suite au fluide caloporteur. Pour les applications ciblées, le récepteur doit chauffer le fluide caloporteur jusqu'à une température comprise entre 150°C et 300°C. Il est basé sur les hypothèses simplificatrices suivantes :

- Toutes les températures le flux solaire incident et les propriétés thermodynamiques sont uniformes homogène dans chaque surface du récepteur
- La surface externe du réflecteur secondaire est thermiquement isolé et le transfert thermique par conduction vers l'extérieur est négligeable
- Les propriétés optiques des surfaces du récepteur sont constantes dans tout le spectre du rayonnement solaire
- La vitre est totalement transparente au rayonnement visible cela revient à la faible épaisseur de la vitre ainsi que son faible absorptivité ($< 0,02$)

Formulation mathématique du modèle

La figure ci-dessous représente le récepteur thermique modélisé ainsi que les différents échanges effectués au sein du récepteur :

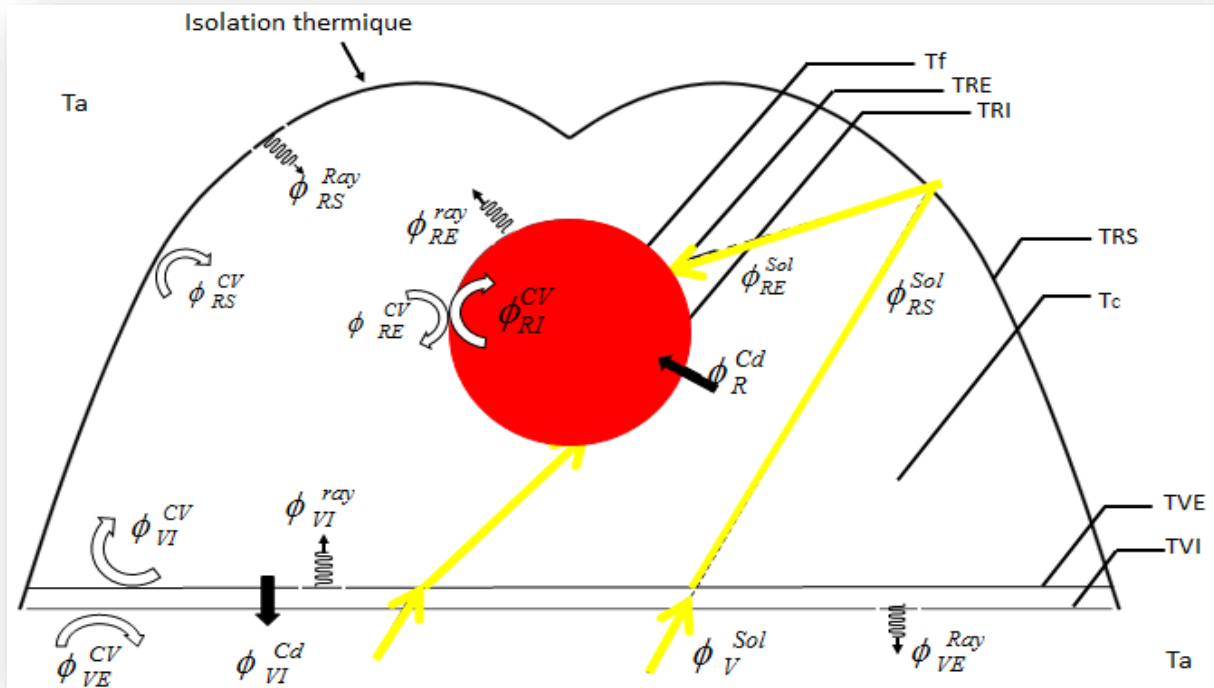


Figure 1 : Description des échanges de chaleur à l'intérieur et à l'extérieur du récepteur solaire

Les échanges de chaleur à l'intérieur et à l'extérieur du récepteur solaire :

ϕ_r^{cd} : flux thermique échangé par conduction à travers la paroi externe du tube.

ϕ_{re}^{rad} : flux thermique émis par rayonnement vers le réflecteur secondaire et la vitre.

ϕ_{re}^{cv} : flux thermique échangé par convection avec l'air de la cavité.

ϕ_{ri}^{cv} : flux thermique échangé par convection avec le fluide caloporteur.

ϕ_{rs}^{rad} : flux thermique émis par rayonnement vers le tube absorbeur et la vitre.

ϕ_{rs}^{cv} : flux thermique échangé par convection avec l'air de la cavité.

Φ_{vi}^{cd} : flux thermique échangé par conduction vers la face externe de la vitre.

Φ_{vi}^{rad} : flux thermique émis par rayonnement vers le tube absorbeur et le réflecteur secondaire.

Φ_{vi}^{cv} : flux thermique échangé par convection avec l'aire de la cavité.

Φ_{ve}^{rad} : flux thermique émis par rayonnement vers l'air ambiant.

Φ_{ve}^{cv} : flux thermique échangé par convection avec l'air ambiant.

III.1.1 Modélisation des échanges par convection

Les transferts de chaleur par convection dans le récepteur interviennent principalement dans les échanges entre la surface externe du tube absorbeur et l'air contenu dans la cavité d'une part, et d'autres parts entre ce dernier et les deux surfaces représentant respectivement le réflecteur secondaire et la vitre.

Dans cette partie, nous allons modéliser les transferts thermiques convectifs à l'intérieur de la cavité du récepteur CPC. Cette modélisation passe principalement par le calcul des coefficients des échanges convectifs au niveau de chaque élément intervenant dans le bilan énergétique en utilisant l'équation suivante :

$$h = \frac{Nu \cdot \lambda}{L_c} \dots\dots\dots(1)$$

Nu: Nombre de Nusselt

Lc: Longueur caractéristique

λ : Conductivité thermique du fluide

Les équations de (1) à (24) ont toutes été tirées du livre Incropera (référence bibliographique [25])

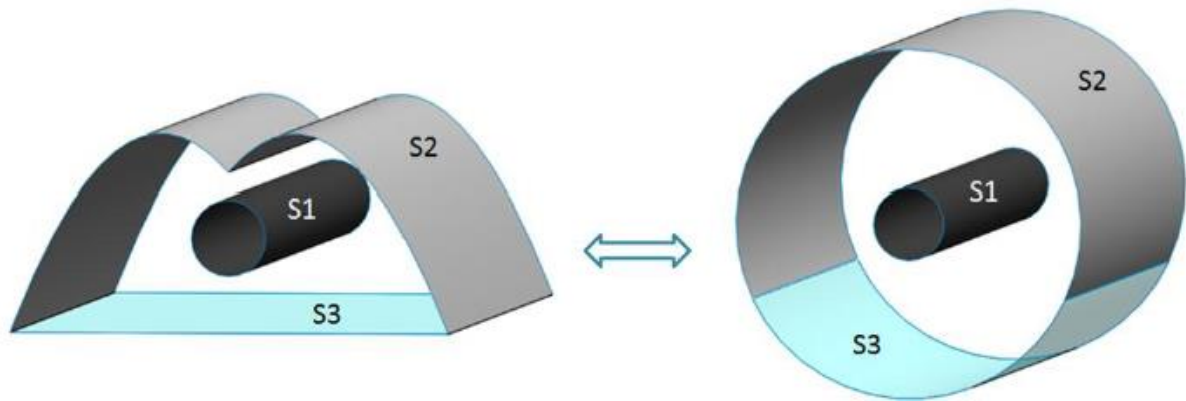


Figure 2 : Approche à deux cylindres coaxiaux adoptée pour estimer les échanges convectifs à l'intérieure de la cavité CPC

Dans notre cas, il s'agit d'une cavité constituée de trois surfaces de températures différentes (la surface externe du tube absorbeur, la surface interne de la vitre et la surface interne du réflecteur secondaire). Cependant, Pour cette configuration géométrique assez particulière, notre recherche bibliographique a montré un manque de données nécessaires pour le calcul du coefficient d'échange convectif dans une cavité pour des géométries similaires de type CPC. [23][24]

Cette approche est motivée par le fait que dans la littérature, plusieurs travaux s'intéressent aux transferts thermiques entre deux cylindres coaxiaux séparés par une cavité rempli d'air. Dans ce sens, une corrélation a été proposée par [Raithby & Hollands] valable pour $Pr \geq 0,7$ et $Ra \leq 10^7$. [25].

Ils ont utilisé deux températures. Une température T_{int} associée au cylindre interne de rayon r_{int} et une autre température T_{ext} associée au cylindre externe de rayon r_{ext} tel que $T_{int} > T_{ext}$. Ensuite, nous avons étudié la répartition des coefficients d'échange entre les différentes surfaces de la cavité en se basant sur les travaux expérimentaux et les corrélations fournies par [Kuehn & Goldstein] [26].

D'après Raithly et Hollands le flux thermique échangé entre les deux cylindres concentriques est donné par la relation :

$$\Phi = \frac{2\pi \cdot K_{eff} (T_{int} - T_{ext})}{\ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)} \dots\dots\dots(2)$$

Où K_{eff} est la conductivité équivalente donnée par la formule suivante :

$$\frac{K_{eff}}{\lambda} = 0,386 \left(\frac{Pr}{0,861 + Pr} \right)^{1/4} Re^{1/4} \dots\dots\dots(3)$$

Avec :

λ : la conductivité du fluide

Re : le nombre de Rayleigh relatif à la dimension caractéristique L_c qui est définie par :

$$L_c = \frac{2 \left(\ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right) \right)^{4/3}}{\left(r_{int}^{-3/5} + r_{ext}^{-3/5} \right)^{5/3}} \dots\dots\dots(4)$$

Le nombre de Rayleigh est évalué en utilisant la différence $(r_{ext} - r_{int})$ comme longueur caractéristique. La température moyenne T_c de la cavité du récepteur utilisé pour l'estimation de la répartition du flux convectif échangé vers la vitre et vers le réflecteur secondaire est donnée par :

$$T_c = T_{ext} + (T_{int} - T_{ext}) \cdot \frac{3}{9} \dots\dots\dots(5)$$

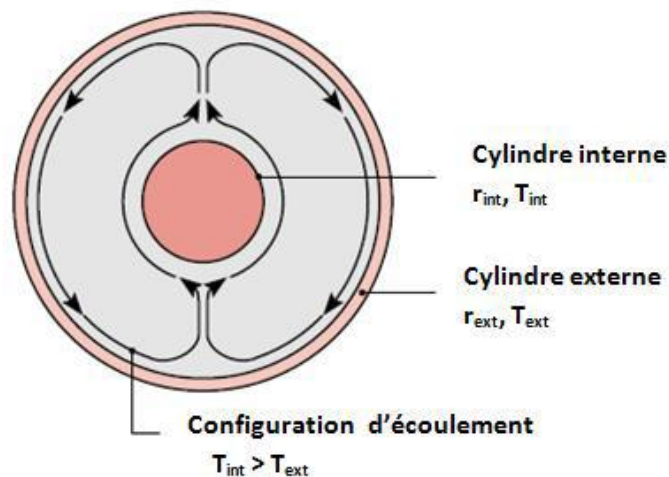


Figure 3 : Echange de chaleur par convection naturelle dans l'espace annulaire entre deux cylindres concentriques infinis. [25]

1. Au niveau du tube absorbeur :

Sur la paroi du cylindre interne qui correspond au tube absorbeur, le flux de chaleur Φ_{re}^{cv}

Echangé par convection avec l'air de la cavité est donné par :

$$\Phi_{RE}^{cv} = h_{RE} \cdot 2\pi r_{int} \cdot (T_{int} - T_C) \dots\dots\dots(6)$$

h_{RE} : Le coefficient d'échange convectif moyen sur la paroi du cylindre interne.

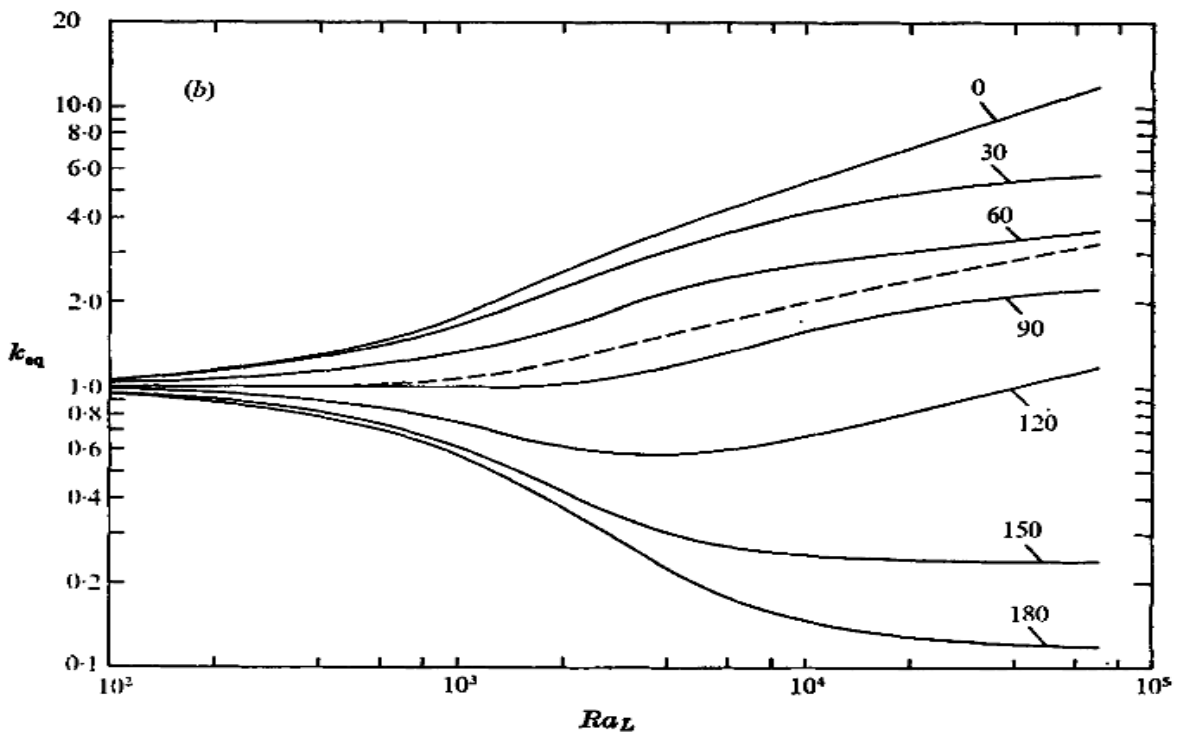
T_C : La température moyenne de la cavité du récepteur.

En combinant les équations (4) et (6), on obtient l'expression de h_{RE} suivante :

$$h_{RE} = \frac{1}{2\pi r_{int}} \cdot \frac{\overline{K_{eqi}} \cdot \lambda \cdot 2\pi}{\ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)} \cdot \frac{(T_{int} - T_{ext})}{(T_{int} - T_C)} \dots\dots\dots(7)$$

Avec :

$\overline{K_{eqi}}$: est la moyenne des conductivités équivalentes locales K_{eqi} sur le pourtour du tube absorbeur. (Figure a-4)



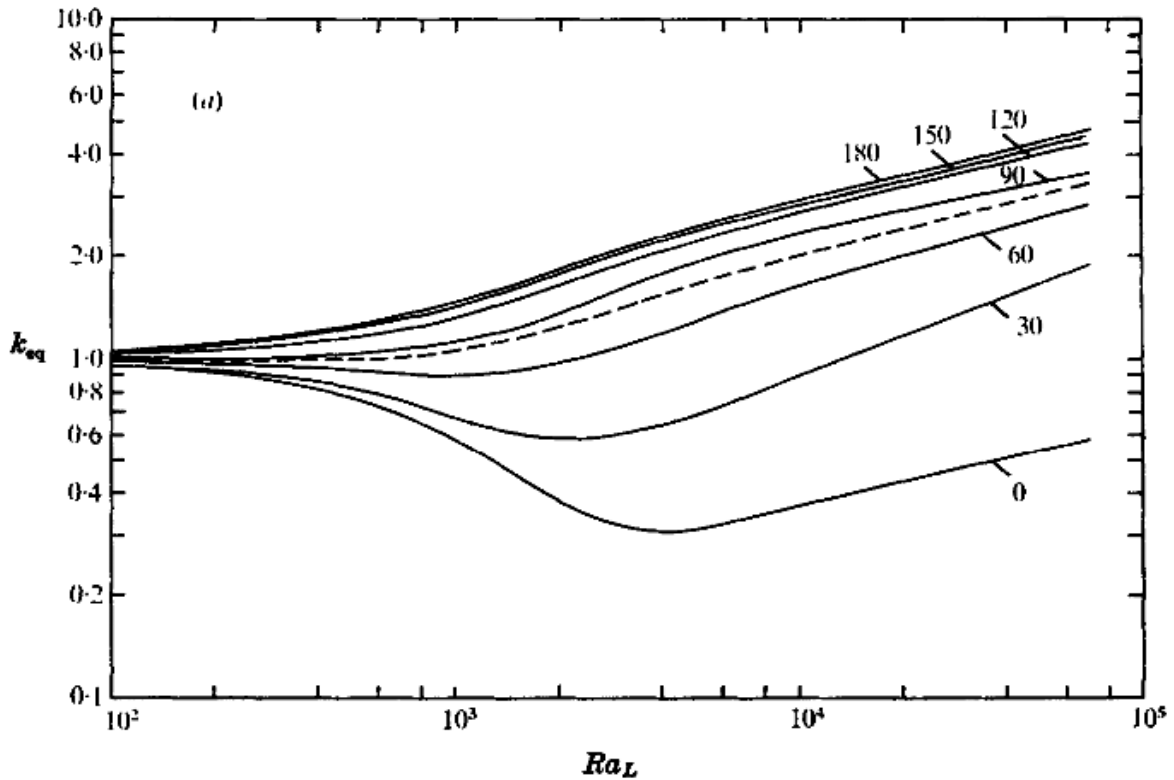


Figure 4 : Evolution des conductivités équivalentes locales $keq(\beta_i)$ en fonction du nombre de Rayleigh. (a) sur le cylindre intérieur et (b) sur le cylindre extérieur; la ligne en pointillée (- - -) donne la moyenne. Source : Kuehn et Goldstein [26]

2. Au niveau de la vitre :

Sur la paroi basse du cylindre qui correspond à la vitre, on définit le flux thermique Φ_{vi}^{cv} échangé par convection avec l'air de la cavité par la relation :

$$\Phi_{vi}^{cv} = h_{vi} \cdot L_v (T_c - T_{ext}) \dots\dots\dots(8)$$

Avec :

h_{vi} : est le coefficient d'échange convectif moyen sur la partie basse du cylindre externe sur un périmètre égal à la largeur de la vitre.

D'après Kuehn et Goldstein, il faut calculer le secteur angulaire équivalent à la largeur de la vitre par rapport au périmètre équivalent total du cylindre externe.

L_v : est la largeur de la vitre.

D'une manière analogue du cas du cylindre interne et par combinaison des équations (2) et (8), on obtient l'expression de h_{vi} suivante :

$$h_{VI} = \frac{1}{L_v} \cdot \frac{\overline{K_{eqVI}} \cdot \lambda \cdot 2\pi}{\ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)} \cdot \frac{(T_{int} - T_{ext})}{(T_C - T_{ext})} \dots\dots\dots(9)$$

Avec : $\overline{K_{eqVI}}$ est la moyenne des conductivités équivalentes locales sur le secteur angulaire équivalent a la largeur de la vitre sur 180° (figure 4.b)

Donné par la pondération moyenne suivante :

$$\overline{K_{eqVI}} = \frac{\alpha_1 K_{eqVI}(180^\circ) + 2\alpha_2 K_{eqVI}(150^\circ) + 2\alpha_3 K_{eqVI}(120^\circ) + \dots}{\alpha_1 + 2\alpha_2 + 2\alpha_3 + \dots} \dots\dots\dots(10)$$

Avec :

α_1 : sont les secteurs angulaire centrés par les positions [180°,150°,120°,...] (figure 4)

3. Au niveau du réflecteur secondaire :

Sur la partie haute du cylindre externe qui correspond au réflecteur secondaire, on définit le flux thermique \varnothing_{rs}^{cv} échangé par convection avec l'air de la cavité par la relation :

$$\varnothing_{rs}^{cv} = h_{rs} \cdot P_{rs} \cdot (T_C - T_{ext}) \dots\dots\dots(11)$$

h_{rs} : Coefficient d'échange moyen sur la partie haute du cylindre externe sur un périmètre équivalent au périmètre de la forme CPC du réflecteur secondaire.

P_{rs} : est le périmètre du réflecteur secondaire

D'une manière analogue au cas de la vitre le coefficient d'échange convectif h_{rs} est donné par :

$$h_{rs} = \frac{1}{P_{rs}} \frac{\overline{K_{eqRS}} \cdot K \cdot 2\pi}{\ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)} \cdot \left(\frac{(T_{int} - T_{ext})}{(T_C - T_{ext})}\right) \dots\dots\dots(12)$$

Avec :

$\overline{K_{eqRS}}$; est la moyenne des conductivités équivalentes locales sur le secteur angulaire équivalent au périmètre du RS centré sur 0° donné par la pondération moyenne suivante :

$$\overline{K_{eqRS}} = \frac{\beta_1 \cdot K_{eqRS}(0^\circ) + 2\beta_2 \cdot K_{eqRS}(30^\circ) + 2\beta_3 \cdot K_{eqRS}(60^\circ) + \dots}{\beta_1 + 2\beta_2 + 2\beta_3 + \dots} \dots\dots\dots(13)$$

Avec :

β_i : sont les secteurs angulaires centrés par les positions $[0^\circ, 30^\circ, 60^\circ, \dots]$ (figure 33)

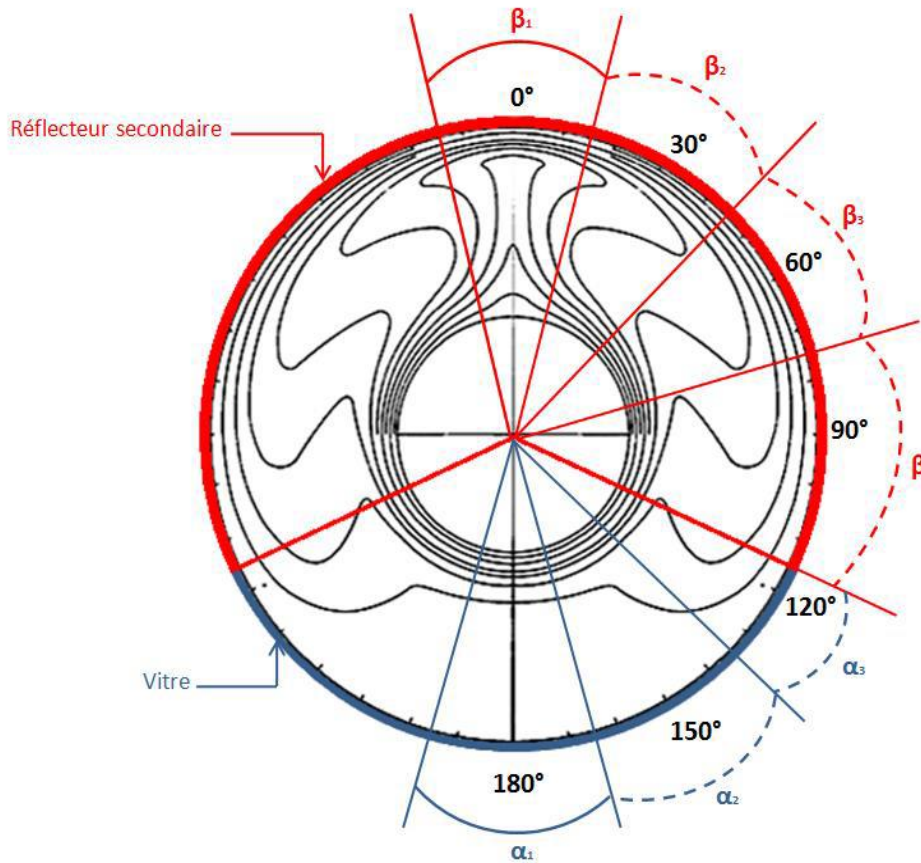


Figure 5 : Schéma explicatif de la répartition des conductivités équivalentes locales sur le secteur angulaire équivalent au périmètre de : (rouge) réflecteur secondaire, (bleu) vitre.

Echange convectif au niveau de la face externe de la vitre :

Le coté externe de la vitre est considéré comme une paroi chaude orientée horizontalement en contact avec l'air ambiant.

Pour calculer le coefficient d'échange convectif h_{VE} , nous avons utilisé la corrélation concernant une paroi dont la face inférieure est chaude en contact avec le fluide (air ambiant).

Valable pour : $10^5 \leq Ra_L \leq 10^{11}$ $Ra_L \rightarrow Gr.Pr$

$$\overline{Nu} = 0,27(Gr.Pr)^{0,25}$$

L'expression du coefficient h_{VE} est donnée par :

$$h_{VE} = \frac{\lambda.\overline{Nu}}{L_v} \dots\dots\dots(14)$$

L_v : Largeur de la vitre.

Echange convectif à l'intérieur du tube absorbeur :

A l'intérieur du tube absorbeur, nous avons un écoulement forcé du fluide caloporteur et la pression du fluide en utilisant les corrélations citées dans la partie suivante.

L'expression du coefficient globale d'échange h_{RI} de la portion d'échangeur isotherme est donnée par :

$$h_{RI} = \frac{\lambda.\overline{Nu}}{D_{RI}} \dots\dots\dots(15)$$

Avec :

D_{RI} : Le diamètre interne du tube absorbeur

λ : la conductivité thermique du HTF

\overline{Nu} : le nombre de Nusselt moyen estimé en utilisant la corrélation de Mc Adams. [27]

$$Nu = 0,023.Re^{0,8}.Pr^{0,4}$$

III.1.2 Modélisation des échanges thermiques par rayonnement

Les propriétés optiques des matériaux utilisés dans le récepteur varient selon le spectre du rayonnement considéré (solaire et infrarouge). Le tube a un revêtement sélectif qui absorbe fortement le rayonnement solaire et émet peu dans l'infrarouge. La vitre est transparente au rayonnement solaire mais relativement opaque vis à vis de l'infrarouge, ce qui permet de limiter les pertes radiatives vers l'extérieur, car l'émission des matériaux ordinaires pour des températures modérées sont principalement situés dans le domaine de l'infrarouge [28]

Les différents échanges radiatifs à l'intérieur et à l'extérieur du récepteur solaire (Figure 34) en négligeant les pertes thermiques à travers l'isolant, comprend :

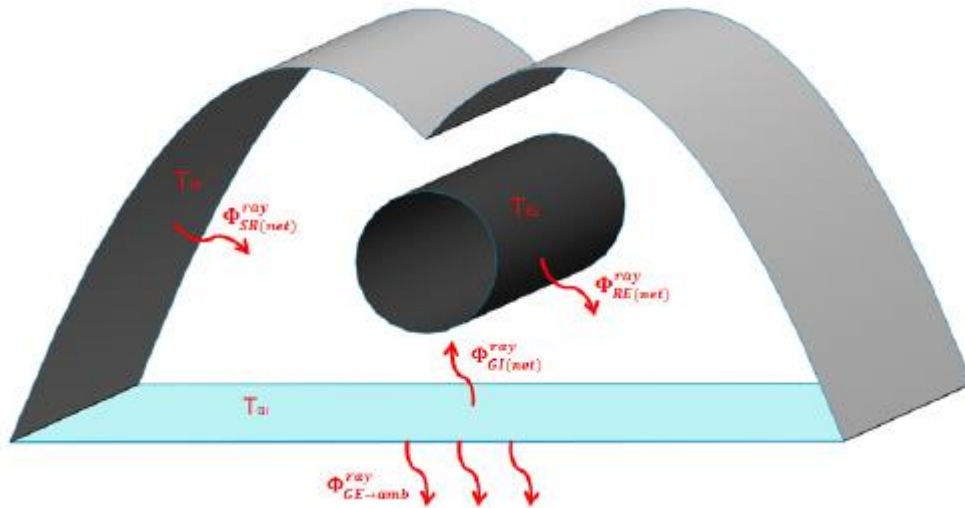


Figure 6 : Schéma des échanges radiatifs à l'intérieur et à l'extérieur du récepteur solaire

$\Phi_{RE(net)}^{ray}$ Le flux radiatif net échangé par rayonnement entre le récepteur externe et la surface interne de la vitre

$\Phi_{RS(net)}^{ray}$ Le flux radiatif net échangé par rayonnement entre le réflecteur secondaire et la surface interne de la vitre

$\Phi_{VI(net)}^{ray}$ Le flux radiatif net échangé par rayonnement entre la surface interne de la vitre et la surface externe du tube

$\Phi_{VE \rightarrow omb}^{ray}$ Le flux radiatif net échangé par rayonnement entre la surface externe de la vitre et l'air ambiant

$$\Phi_i^{ray} = \epsilon_i \cdot s_i \cdot M_i^\circ - \alpha_i \cdot s_i \cdot F_i \dots \dots \dots (16)$$

Avec : M_i° : Émittance du corps noir a la température T_i donnée par :

$$M_i^\circ = \sigma T_i^4 \dots \dots \dots (17)$$

E_i : est l'éclairement incident sur la surface Si donnée par :

$$E_i = \frac{1}{\ell_i} (J_i - \varepsilon_i \cdot M_i^\circ) \dots\dots\dots(18)$$

J_i : est la radiosité qui représente le flux portant de la surface S_i donnée par :

$$J_i - \ell_i \cdot \sum_{j=1}^n F_{ij} \cdot J_j = \varepsilon_i M_i^\circ \dots\dots\dots(19)$$

D'après la loi de Kirchhoff [29] $\varepsilon_i = \alpha_i$, on peut alors exprimer les flux nets perdus par les surfaces internes du récepteur en fonction des émittances et des radiosités.

Surface intérieur de la vitre :

$$\varnothing_{VI(net)}^{ray} = \left(\frac{\varepsilon_{VI} S_{VI}}{1 - \varepsilon_{VI}} \right) (M_{VI}^\circ - J_{VI}) \dots\dots\dots(20)$$

Surface extérieure du tube récepteur :

$$\varnothing_{RE(net)}^{ray} = \left(\frac{\varepsilon_{RE} S_{RE}}{1 - \varepsilon_{RE}} \right) (M_{RE}^\circ - J_{RE}) \dots\dots\dots(21)$$

Surface interne du réflecteur secondaire :

$$\varnothing_{RS(net)}^{ray} = \left(\frac{\varepsilon_{RS} S_{RS}}{1 - \varepsilon_{RS}} \right) (M_{RS}^\circ - J_{RS}) \dots\dots\dots(22)$$

σ : constante de Stéphane-Boltzmann

F_{ij} : Le facteur de forme sous lequel la surface S_i voit la surface S_j

T_i : Température de la surface S_i [K]

α_i : Absorptivité de la surface S_i

ε_i : Emissivité de la surface S_i

S : Les surfaces (m^2)

Le flux incident sur la surface extérieure de la vitre en provenance de l'environnement est :

$$E_{VE} = F_{VEa} \cdot \varepsilon_a \cdot M_a^\circ = M_a^\circ \dots\dots\dots(23)$$

Alors, d'après la définition précédente, le flux net perdu par la surface externe de la vitre est :

$$\varnothing_{VI \rightarrow omb}^{ray} = \varepsilon_{VE} \cdot s_{VE} (M_{VE}^\circ - M_a^\circ) \dots\dots\dots(24)$$

Pour déterminer la radiosité de chaque surface, on combine les équations (17), (18) et (19)

Ce qui permet d'obtenir le système d'équation suivant :

$$\begin{pmatrix} 1 - \ell_{VI} F_{VIVI} - \ell_{VI} F_{VIRS} - \ell_{VI} F_{VIRE} \\ -\ell_{RS} F_{RSVI} - 1 - \ell_{RS} F_{RSRS} - \ell_{RS} F_{RSRE} \\ -\ell_{RE} F_{REVI} - \ell_{RE} F_{RERS} - 1 - \ell_{RE} F_{RERE} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} J_{VI} \\ J_{RS} \\ J_{RE} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \varepsilon_{VI} \sigma T_{VI}^4 \\ \varepsilon_{RS} \sigma T_{RS}^4 \\ \varepsilon_{RE} \sigma T_{RE}^4 \end{pmatrix}$$

III.1.3 Modélisation des échanges par conduction :

A travers la paroi du tube absorbeur vers le HTF :

$$\Phi_R^{cd} = \frac{\lambda_R \cdot s_R}{e_R} (T_{RE} - T_{RI}) = \frac{T_{RE} - T_{RI}}{R_R^{th}} \dots\dots\dots(25)$$

A travers la vitre vers le milieu ambiant :

$$\Phi_V^{cd} = \frac{\lambda_V \cdot s_V}{e_V} (T_{VI} - T_{VE}) = \frac{T_{VI} - T_{VE}}{R_V^{th}} \dots\dots\dots(26)$$

λ_R et λ_V : les conductivités thermiques du tube absorbeur et de la vitre

e_R et e_V : les épaisseurs du tube et de la vitre

III.2 Equations du bilan

Les équations du bilan énergétique en régime permanent sont déterminées par la conservation de l'énergie dans chaque surface du récepteur

1. Au niveau de la surface extérieure de la vitre :

La surface extérieure de la vitre (que l'on note S_{VE}) reçoit un flux de conduction provenant de la surface intérieure de la vitre. D'autre part, elle échange par rayonnement avec le milieu environnant le flux net $\Phi_{VE \rightarrow amb}^{ray}$:

$$\Phi_V^{Cd} - \Phi_{VE}^{Cv} - \Phi_{VE \rightarrow amb}^{ray} = 0 \dots\dots\dots(27)$$

2. Au niveau de la surface intérieure de la vitre :

La surface intérieure de la vitre (que l'on note S_{VI}) reçoit un flux de rayonnement provenant de la surface extérieure du récepteur (S_{RE}) et la surface intérieure du réflecteur secondaire (S_{RS}), soit $\Phi_{RS \rightarrow VI}^{ray}$ et $\Phi_{RE \rightarrow VI}^{ray}$. D'autre part, elle émet aussi par rayonnement vers (S_{RS}) et (S_{RE})

$\Phi_{\left\{ \begin{smallmatrix} VI \rightarrow RS \\ VI \rightarrow RE \end{smallmatrix} \right\}}^{ray}$, perd par conduction à l'intérieure de la vitre le flux Φ_V^{Cd} et aussi par convection

avec l'air de la cavité le flux Φ_{VI}^{Cv} :

$$\Phi_{RS \rightarrow VI}^{ray} + \Phi_{RE \rightarrow VI}^{ray} - \Phi_{\left\{ \begin{smallmatrix} VI \rightarrow RS \\ VI \rightarrow RE \end{smallmatrix} \right\}}^{ray} - \Phi_{VI}^{Cv} - \Phi_V^{Cd} = 0 \dots\dots\dots(28)$$

Soit $\Phi_{VI(net)}^{ray}$ le flux net échangé ou perdu par la surface SVI par rayonnement tel que :

$$\Phi_{VI(net)}^{ray} = \Phi_{\left\{ \begin{smallmatrix} VI \rightarrow RS \\ VI \rightarrow RE \end{smallmatrix} \right\}}^{ray} - \Phi_{RS \rightarrow VI}^{ray} - \Phi_{RE \rightarrow VI}^{ray} \dots\dots\dots(29)$$

Donc l'équation du bilan final sur la surface intérieure de la vitre s'écrit :

$$\Phi_{VI(net)}^{ray} + \Phi_{VI}^{Cv} + \Phi_V^{Cd} = 0 \dots\dots\dots(30)$$

3. Pour l'air de la cavité :

Le milieu, rempli d'air dans la cavité, échange par convection avec la surface extérieure du tube absorbeur (S_{RE}) Φ_{RE}^{Cv} , la surface intérieure du réflecteur secondaire(S_{RS}) Φ_{RS}^{Cv} ainsi que la surface intérieure de la vitre(S_{VI}) Φ_{VI}^{Cv} :

$$\Phi_{RE}^{Cv} + \Phi_{VI}^{Cv} + \Phi_{RS}^{Cv} = 0 \dots\dots\dots(31)$$

4. Au niveau de la surface extérieure du tube récepteur :

La surface extérieure du tube absorbeur (S_{RE}) reçoit un flux radiatif solaire Φ_{RE}^{SOL} , un flux de rayonnement provenant de la surface intérieure du réflecteur secondaire (S_{RS}) et de la surface intérieure de la vitre (S_{VI}), soit $\Phi_{RS \rightarrow RE}^{ray}$ et $\Phi_{VI \rightarrow RE}^{ray}$ D'autre part, elle émet aussi par rayonnement vers (S_{RS}) et (S_{VI}) $\Phi_{\left\{ \begin{smallmatrix} RE \rightarrow RS \\ RE \rightarrow VI \end{smallmatrix} \right\}}^{ray}$, perd par conduction à l'intérieure du tube (dans le gap entre le rayon interne RI et le rayon externe RE du tube) le flux Φ_R^{Cd} et aussi par convection avec l'air de la cavité le flux Φ_{RE}^{Cv} :

$$\Phi_{RE}^{SOL} + \Phi_{VI \rightarrow RE}^{ray} + \Phi_{RS \rightarrow RE}^{ray} - \Phi_{\left\{ \begin{matrix} RE \rightarrow RS \\ RE \rightarrow VI \end{matrix} \right\}}^{ray} - \Phi_{RE}^{Cv} - \Phi_R^{Cd} = 0 \dots\dots\dots(32)$$

Soit $\Phi_{RE(net)}^{ray}$ le flux net échangé ou perdu par la surface S_{RE} par rayonnement tel que :

$$\Phi_{RE(net)}^{ray} + \Phi_{RE}^{Cv} + \Phi_R^{Cd} = 0 \dots\dots\dots(33)$$

Donc l'équation du bilan final sur la surface extérieure du tube s'écrit :

$$\Phi_{RE}^{SOL} - \Phi_{RE}^{Cv} - \Phi_R^{Cd} - \Phi_{RE(net)}^{ray} = 0 \dots\dots\dots(34)$$

5. Au niveau de la surface intérieure du réflecteur secondaire:

La surface intérieure du réflecteur secondaire (S_{RS}) reçoit un flux de rayonnement provenant de la surface extérieure du tube absorbeur (S_{RE}) et de la surface intérieure de la vitre (S_{VI}), soit $\Phi_{RE \rightarrow RS}^{ray}$ et $\Phi_{VI \rightarrow RS}^{ray}$. D'autre part, elle émet aussi par rayonnement vers (S_{RE}) et (S_{VI}) $\Phi_{\left\{ \begin{matrix} RS \rightarrow RE \\ RS \rightarrow VI \end{matrix} \right\}}^{ray}$

, et perd par convection avec l'air de la cavité le flux Φ_{RS}^{Cv} (les pertes par conduction sont négligées à l'intérieur du réflecteur secondaire) :

$$\Phi_{RE \rightarrow RS}^{ray} + \Phi_{VI \rightarrow RS}^{ray} - \Phi_{\left\{ \begin{matrix} RS \rightarrow RE \\ RS \rightarrow VI \end{matrix} \right\}}^{ray} - \Phi_{RS}^{Cv} = 0 \dots\dots\dots(35)$$

Soit $\Phi_{RS(net)}^{ray}$ le flux net échangé ou perdu par la surface S_{SR} par rayonnement tel que :

$$\Phi_{RS(net)}^{ray} = \Phi_{\left\{ \begin{matrix} RS \rightarrow RE \\ RS \rightarrow VI \end{matrix} \right\}}^{ray} - \Phi_{RE \rightarrow RS}^{ray} - \Phi_{VI \rightarrow RS}^{ray} \dots\dots\dots(36)$$

L'équation du bilan final sur la surface intérieure du réflecteur secondaire s'écrit :

$$\Phi_{RS(net)}^{ray} + \Phi_{RS}^{Cv} = 0 \dots\dots\dots(37)$$

6. Au niveau de la surface intérieure du tube récepteur :

La surface intérieure du tube absorbeur (S_{RI}) reçoit un flux de conduction en provenance de la surface extérieure du tube (S_{RE}) Φ_R^{Cd} et échange par convection avec le fluide caloporteur le flux Φ_{RI}^{Cv}

$$\Phi_R^{Cd} - \Phi_{RI}^{Cv} = 0 \dots\dots\dots(38)$$

Nous disposons de 6 équations avec 7 inconnues : T_{VE} , T_{VI} , T_C , T_{RS} , T_{RE} , T_{RI} et T_f . Une autre équation est nécessaire pour résoudre le problème. Il s'agit de l'équation d'énergie dans le fluide caloporteur. Le flux de chaleur reçu par le fluide de la part du tube absorbeur est défini par :

$$\Phi_{RI}^{Cv} = \dot{m}_f C_P (T_f - T_{f,i}) \dots\dots\dots(39)$$

Finalement le système d'équations à résoudre est :

$$\left\{ \begin{array}{l} \Phi_V^{Cd} - \Phi_{VE}^{Cv} - \Phi_{VE \rightarrow amb}^{ray} = 0 \\ \Phi_{VI(net)}^{ray} + \Phi_{VI}^{Cv} + \Phi_V^{Cd} = 0 \\ \Phi_{RE}^{Cv} + \Phi_{VI}^{Cv} + \Phi_{RS}^{Cv} = 0 \\ \Phi_{RE}^{SOL} - \Phi_{RE}^{Cv} - \Phi_R^{Cd} - \Phi_{RE(net)}^{ray} = 0 \\ \Phi_{RS(net)}^{ray} + \Phi_{RS}^{Cv} = 0 \\ \Phi_R^{Cd} - \Phi_{RI}^{Cv} = 0 \end{array} \right.$$

Avec

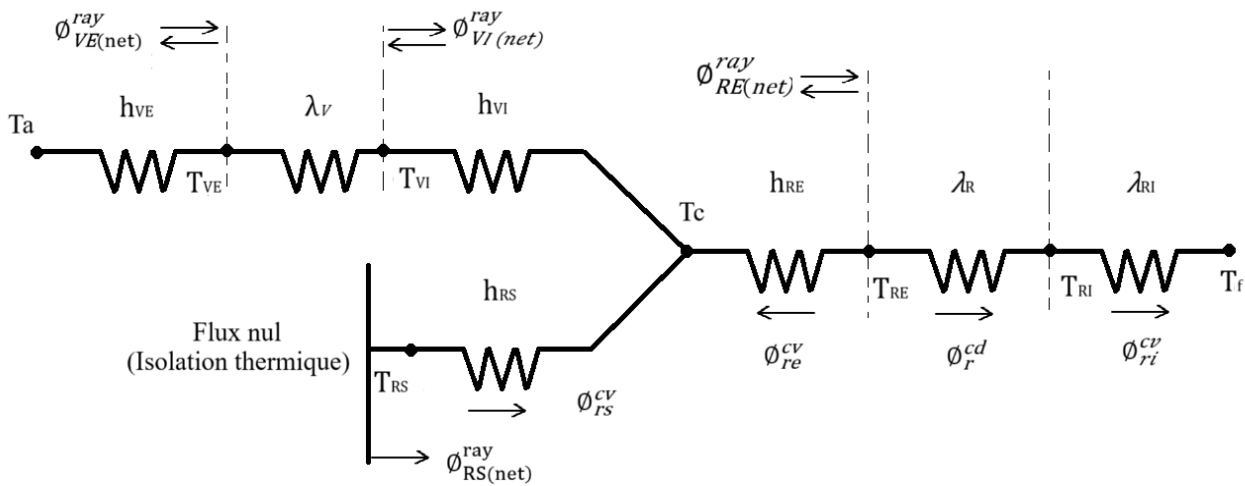
Φ^{Cd} : Puissance thermique transférée par conduction

Φ^{ray} : Puissance thermique transférée par rayonnement infrarouge

Φ_V^{Cd} : Puissance thermique transférée par convection

Φ_{RE}^{SOL} : Puissance thermique transférée par rayonnement solaire, générée par le code optique (décrit et définie dans la partie précédente)

Les entrées du modèles sont : la température ambiante (T_a), la température du fluide à l'entrée $T_{f,i}$, le débit massique \dot{m}_f , et la puissance solaire absorbée par le tube Φ_{RE}^{SOL} , et on aura comme sortie les différents températures aux surfaces de l'absorbeur, et la température de sortie de fluide.



III.3 Algorithme de résolution des équations

A la base des différents flux convectifs, de conductions et de rayonnements établis, les équations des bilans à résoudre sont :

$$\left(h_{VE} S_{VE} + \frac{1}{R_g^{th}} \right) T_{VE} + (\varepsilon_{VE} S_{VE} \sigma) T_{VE}^4 - \frac{1}{R_g^{th}} T_{VI} - \Psi = 0$$

$$h_{VI} S_{VI} (T_{VI} + T_C) + \frac{1}{R_g^{th}} (T_{VI} - T_{VE}) + \frac{\varepsilon_{VI} S_{VI}}{\rho_{VI}} (\sigma T_{VI}^4 - J_{VI}) = 0$$

$$T_C = \frac{(h_{VI} S_{VI}) T_{VI} + (h_{SR} S_{SR}) T_{SR} + (h_{RE} S_{RE}) T_{RE}}{h_{VI} S_{VI} + h_{SR} S_{SR} + h_{RE} S_{RE}}$$

$$h_{RE} S_{RE} (T_{RE} + T_C) + \frac{1}{R_R^{th}} (T_{RE} - T_{RI}) + \frac{\varepsilon_{RE} S_{RE}}{\rho_{RE}} (\sigma T_{RE}^4 - J_{RE}) - \Phi_{RE}^{SOL} = 0$$

$$h_{SR} S_{SR} (T_{SR} + T_C) + \frac{\varepsilon_{SR} S_{SR}}{\rho_{SR}} (\sigma T_{SR}^4 - J_{SR}) = 0$$

$$\frac{1}{R_R^{th}} (T_{RE} - T_{RI}) - h_{RI} S_{RI} (T_{RI} - T_f) = 0$$

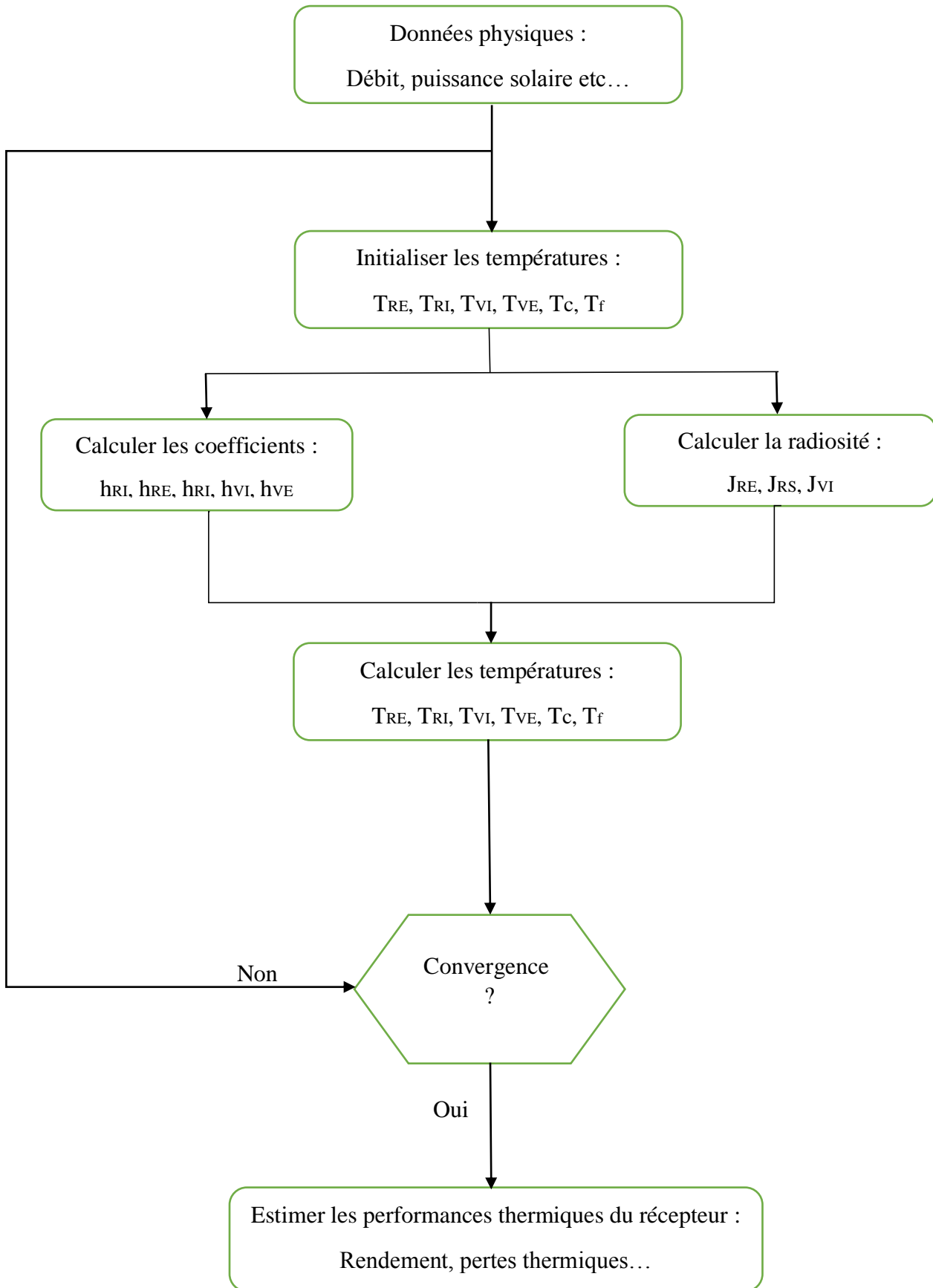
$$T_f = \frac{h_{RI} S_{RI} T_{RI} + \dot{m} C_p T_{fi}}{\dot{m} C_p + h_{RI} S_{RI}}$$

Avec $\Psi = \varepsilon_{VE} S_{VE} \sigma T_a^4 + h_{VE} S_{VE} T_a$

Ce système est résolu itérativement, moyennant le langage de programmation C, en suivant l'algorithme suivant :

- 1- On commence par un champ de température donnée (initialisation) : T_{RE} , T_{VI} , T_{SR}
- 2- Calcul T_C à partir de l'équation 3,
- 3- Calcul des radiosités J_{RE} , J_{SR} , J_{VI} à partir du système
- 4- Calcul de T_{VE} à partir de l'équation 1,
- 5- Calcul de T_{VI} à partir de l'équation 2,
- 6- Calcul de T_{SR} à partir de l'équation 5,
- 7- Calcul de T_{RI} et T_f à partir de l'équation 6 et 7,
- 8- Calcul de T_{RE} à partir de l'équation 4,
- 9- A ce stade on a toutes les températures calculées pour la première itération : il s'agit de T_{RE} , T_{RI} , T_{SR} , T_{VI} , T_{VE} , T_C et T_f .
- 10- On répète ce calcul itératif jusqu'à la convergence (condition d'arrêt qui est par exemple erreur relatif $< 10^{-6}$)

Dans ce travail, une méthode de simulation a été développée afin d'évaluer les performances optiques et thermiques d'une centrale solaire linéaire de Fresnel à génération directe de vapeur. Pour cela, un programme en langage C a été conçu, reposant sur la méthode du Ray tracing permettant de modéliser le comportement des rayons solaires à travers le champ de miroirs. Cette approche consiste à simuler le parcours des rayons incidents, en prenant en compte l'angle d'incidence solaire (calculé à partir des données géographiques et temporelles précises), l'orientation des miroirs, et l'application de la loi de la réflexion. Chaque rayon réfléchi est tracé jusqu'à son point d'intersection avec le tube absorbeur, ce qui permet de déterminer la répartition du flux solaire concentré le long de celui-ci. À partir des résultats du modèle optique, un modèle thermique a ensuite été mis en place afin de simuler les transferts de chaleur entre le rayonnement concentré et le fluide caloporteur (l'eau), en tenant compte des pertes thermiques par convection et rayonnement. Ce couplage entre les modèles optique et thermique permet une estimation précise des performances du système, tout en offrant une flexibilité dans le paramétrage géométrique et climatique.



III.4 Modèle du fluide caloporteur utilisé :

Le fluide caloporteur est un élément important pour le fonctionnement d'une centrale CSP.

Il est défini par ses propriétés thermiques et thermo physiques qui varie en fonction de la température et de la pression. Donc l'initialisation de corrélations adéquates est indispensable pour identifier le fluide caloporteur et le modèle développé.

Ces corrélations utilisent les données expérimentales pour établir une équation représentant au mieux les évolutions mesurées expérimentalement.

Dans ce travail, nous avons utilisé deux types de fluide caloporteur, à savoir :

- Air considéré comme gaz parfait
- Eau circulant dans le tube absorbeur

Les caractéristiques thermo physiques de l'air sont données par la corrélation suivante :

- Masse volumique en (Kg/m³)

$$\rho_f = \frac{P_f}{R_f \cdot T_f}$$

Avec : T_f : Température de l'air

P_f : Pression de l'air

R_f : Constante spécifique de l'air = 287 J. Kg⁻¹. K⁻¹

- Capacité calorifique massique C_p (J. Kg⁻¹.h⁻⁷) définie en fonction de la température de l'air par un polynôme [30] valide de 275K à 1250K.

$$C_{pf} = 2,427 \cdot 10^{-10} \cdot T_f^{-4} - 9,714 \cdot 10^{-7} \cdot T_f^{-3} + 1,332 \cdot 10^{-3} \cdot T_f^2 - 5,299 \cdot 10^{-1} \cdot T_f + 1068$$

Viscosité dynamique (en Kg/m.s) calculée par la formule de Sutherland [30].

$$\mu_f = \mu_R \cdot \left(\frac{T_f}{T_R} \right)^{3/2} \cdot \frac{T_R - S_m}{T_f + S_m}$$

Avec : $T_R = 300K$

$$\mu_R = 1,85 \cdot 10^{-5} \text{ (Kg.m .s)}$$

$$S_m = 110,4 \text{ K}$$

Conductivité thermique en (W. m⁻¹. k⁻¹)

Calculé par la formule de Sutherland [30]

$$\lambda_f = \lambda_R \left(\frac{T_f}{T_R} \right)^{3/2} \cdot \frac{T_R + S_\ell}{T_f + S_\ell}$$

Avec :

$$T_R = 300 \text{ K}$$

$$\lambda_R = 0,0262 \text{ W.m}^{-1}.\text{k}^{-1}$$

$$S_\ell = 194,4 \text{ K}$$

T_f : Température courante du fluide

T_R : Température de référence (300 K)

μ_R : Viscosité à la température de référence

S_m : Constante de Sutherland

S_ℓ : Constante spécifique au gaz considéré (l'air ici), qui ajuste l'influence de la température sur la conductivité thermique pour l'air

Conclusion :

Dans ce chapitre, nous avons présenté notre approche pour la modélisation du comportement thermique du récepteur monotube de type CPC utilisé dans les concentrateurs solaires à technologie de Fresnel. Le modèle thermique établi, décrit les phénomènes de transfert de chaleur se produisant à l'intérieur du récepteur solaire. Il est basé sur un bilan thermique global simplifié.

À la base de ce modèle, nous avons développé un code de calcul thermique. Il permet à partir d'un flux solaire calculé par le code optique, de calculer la température de chaque élément constituant le récepteur ainsi que les pertes thermiques générées et la température de sortie du fluide caloporteur. Les résultats détaillés sont présentés dans le chapitre 4 suivant.



**Chapitre IV :
Résultats et discussion**

Introduction :

Dans ce chapitre nous allons présenter les résultats de la modélisation thermique à savoir : les températures aux surfaces du récepteur, la puissance utile, le rendement thermique, l'impact de l'isolation sur le rendement thermique du récepteur, et enfin une étude détaillée des pertes thermiques va être réalisée afin de voir l'influence de ces derniers sur les performances thermiques des concentrateurs linéaires de Fresnel

Les caractéristiques du récepteur étudié :

Pour mener à bien cette étude, nous avons pris en considération les propriétés thermo physique suivante :

Elément	Dimensions	Propriétés physiques
Tube absorbeur	- Diamètre = 0.076 m - Epaisseur = 0.00325 m	- Conductivité thermique = 15.1 W/m.K - Émissivité (IR) = 0.20
Réflecteur secondaire	-Type CPC -Epaisseur = 0.001 m	-Conductivité thermique = 237 W/m.K - Émissivité = 0.25
vitre	-Ouverture = 0.3 m -Epaisseur = 0.003 m	- Conductivité thermique = 1.4 W/m.K -Émissivité (IR) = 0.95
Fluide caloporteur	Eau (les propriétés thermo physiques de l'eau)	- Densité = 997 Kg/m ³ -Chaleur spécifique = 4182 J/Kg.K -Conductivité thermique = 0,6 W/m.K -Viscosité dynamique = 8,9×10 ⁻⁴ Kg/m.s -Nature de l'écoulement : Forcé - Turbulent
Fluide dans la cavité (air)	/	- Densité = 1.225 Kg/m ³ -Chaleur spécifique = 1004 J/Kg.K -Conductivité thermique = 0.026 W/m.K -Viscosité dynamique = 1.00.10 ⁻⁵ Kg/m.s -Nature de l'écoulement : Naturel

Tableau 3 : Propriétés thermo-physique du récepteur étudié

IV.1 Effets de l'isolation sur l'évolution des températures de sortie ainsi que le rendement thermique :

IV.1.1 Evolution de la température :

La température de sortie du fluide caloporteur (eau) dans le tube de notre récepteur varie en fonction du temps local, ce qui reflète l'influence des conditions météorologiques et des propriétés thermiques du système.

La température de sortie augmente généralement au cours de la journée, suivant l'intensité du rayonnement solaire. Elle atteint un pic autour de midi, lorsque l'irradiation est maximale, puis diminue en fin de journée. Cela est dû à la concentration des rayons solaires par les miroirs du concentrateur de Fresnel vers le tube récepteur, où le fluide absorbe la chaleur

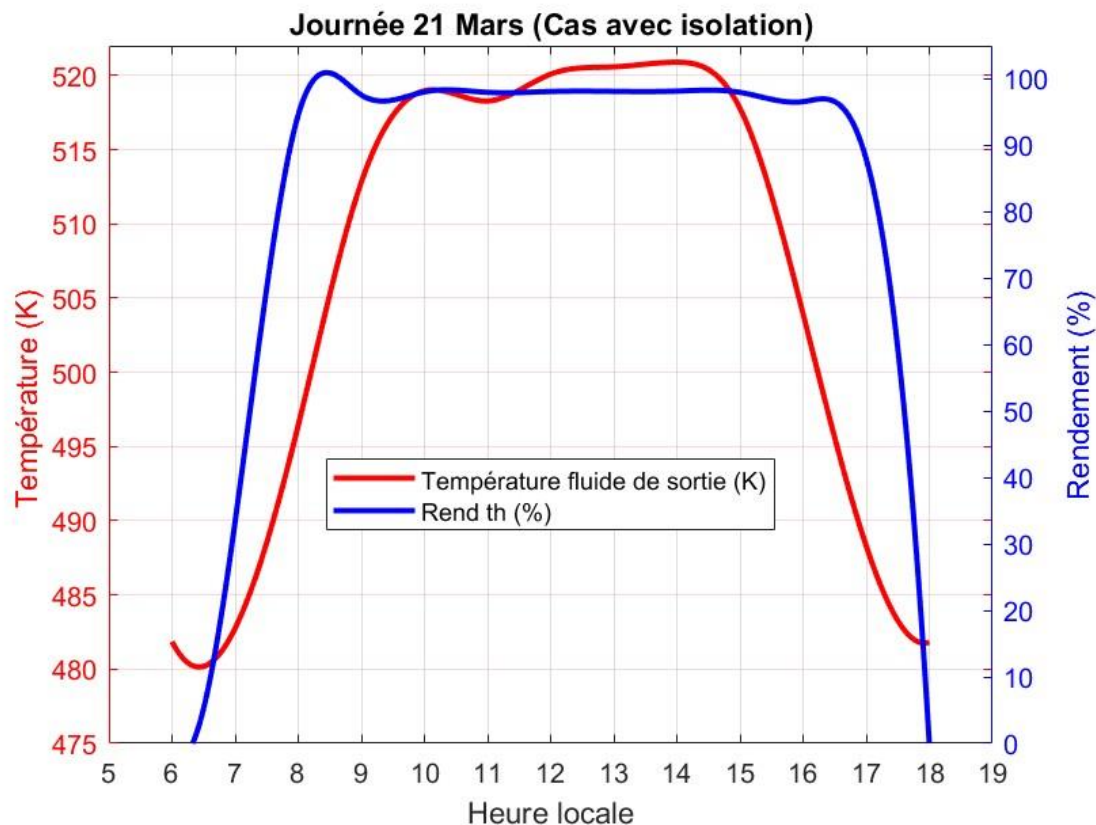


Figure 1: Evolution de la température et du rendement en fonction du temps dans le cas récepteur isolé

Lorsque le tube récepteur est isolé, les pertes thermiques par convection et rayonnement sont réduites. Cela permet au fluide de conserver davantage la chaleur, entraînant une température de sortie plus élevée à tout moment de la journée par rapport au cas sans isolation. Les températures maximales peuvent atteindre environ 250-300°C, comme indiqué pour des systèmes linéaires Fresnel. Dans la figure ci-dessus et dans le cas où le système dispose d'une isolation thermique, on peut observer une température de sortie pouvant atteindre un pic de 250 C° entre 9h et 14h. Concernant le rendement, on peut constater une augmentation significative des 8h30 du matin atteignant les 99%, par la suite ce dernier reste stable tout le long de la journée adoptant une plage de 90 à 97% avant de diminuer conséquemment à partir de 17h30

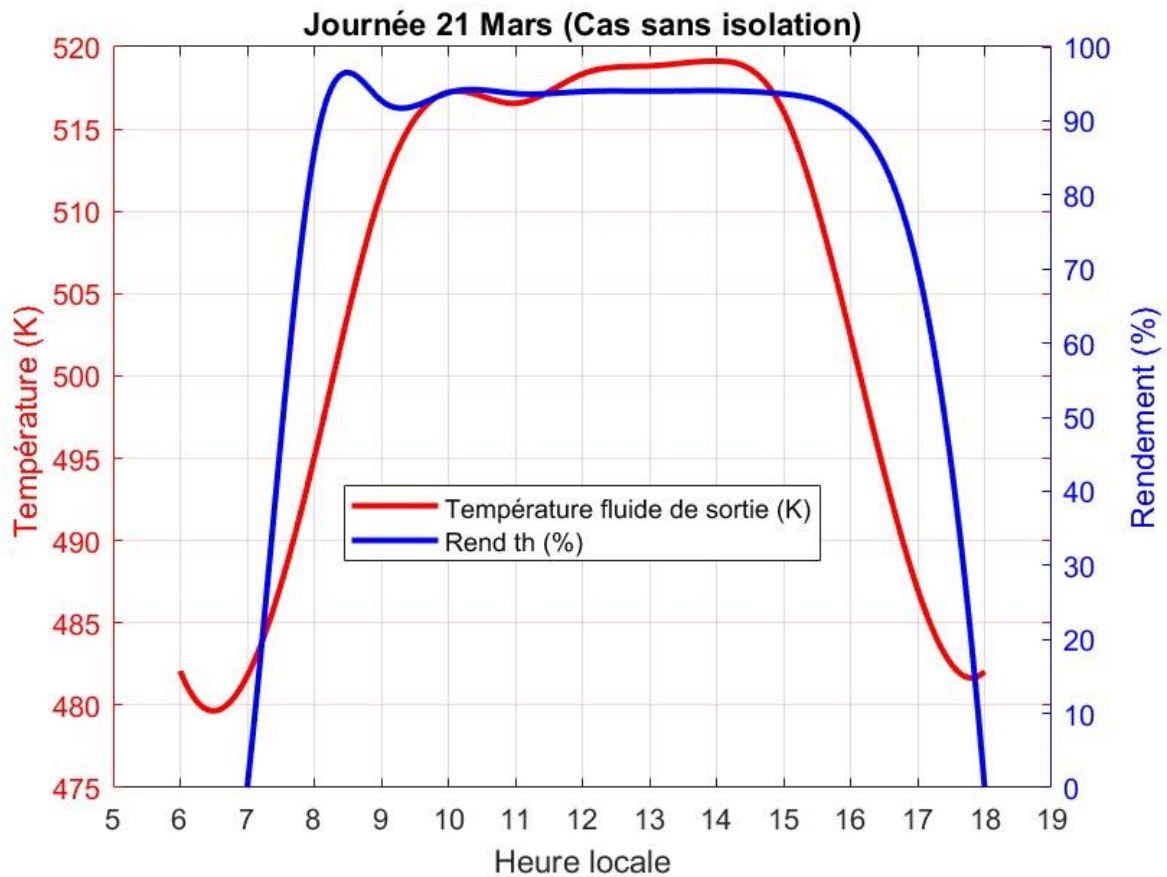


Figure 2 : Evolution de la température et du rendement en fonction du temps dans le cas d'un récepteur non isolé

Sans isolation, les pertes thermiques sont plus importantes, notamment par convection avec l'air ambiant et par rayonnement. La température de sortie du fluide est donc plus basse, car une partie significative de l'énergie absorbée est dissipée dans l'environnement. Le gradient thermique entre le fluide et l'air ambiant (estimé à 35-45°C) va augmenter ces pertes.

IV.1.2 Évolution du rendement thermique

Le rendement thermique, défini comme le rapport entre la puissance absorbée par le fluide et la puissance captée par le tube récepteur, varie également en fonction du temps local. Ce paramètre reflète l'efficacité avec laquelle l'énergie solaire est convertie en chaleur utilisable par le fluide.

Le rendement thermique suit souvent une courbe similaire à celle de l'irradiation solaire, avec un maximum autour de midi. Cependant, il est influencé par les pertes thermiques et optiques inhérentes au système de Fresnel, qui sont plus élevées que dans d'autres technologies comme les concentrateurs cylindro-paraboliques (rendement optique réduit de 30-40% par rapport aux capteurs cylindro-paraboliques).

IV.1.2.1 Cas avec isolation :

L'isolation réduit les pertes thermiques (convection, conduction, rayonnement), ce qui augmente le rendement thermique. Une plus grande proportion de l'énergie captée par le tube est transférée au fluide, et le rendement peut dépasser 60% dans des conditions optimales. Le rendement reste relativement stable pendant les heures de forte irradiation, car les pertes sont minimisées.

IV.1.2.2 Cas sans isolation :

Sans isolation, les pertes thermiques sont plus importantes, ce qui diminue le rendement thermique. Une part significative de l'énergie captée est dissipée dans l'environnement, réduisant la puissance absorbée par le fluide. Le rendement est donc plus faible à tout moment de la journée, et il peut varier davantage en raison de l'influence des conditions extérieures (température de l'air, vent)

Le rendement thermique est directement lié à la capacité du système à limiter les pertes d'énergie. Avec isolation, les pertes par convection et rayonnement sont réduites, permettant une meilleure conversion de l'énergie radiative du soleil en énergie thermique utilisable. Sans isolation, ces pertes augmentent, surtout lorsque la différence de température entre le tube et l'environnement est élevée (par exemple, tôt le matin ou tard l'après-midi). De plus, les performances optiques inférieures des concentrateurs de Fresnel par rapport aux systèmes paraboliques limitent le rendement global, indépendamment de l'isolation. Les variations temporelles du rendement peuvent aussi être influencées par l'angle d'incidence des rayons solaires, qui affecte l'efficacité de la concentration.

IV.1.3 Effet de l'isolation sur la température et le rendement :

L'isolation joue un rôle clé dans l'amélioration des performances thermiques du système. Elle permet d'atteindre des températures de sortie plus élevées et un rendement thermique plus important, car elle limite les pertes d'énergie vers l'environnement. Sans isolation, les pertes thermiques dominent, réduisant à la fois la température de sortie et le rendement.

Relation entre la température et rendement :

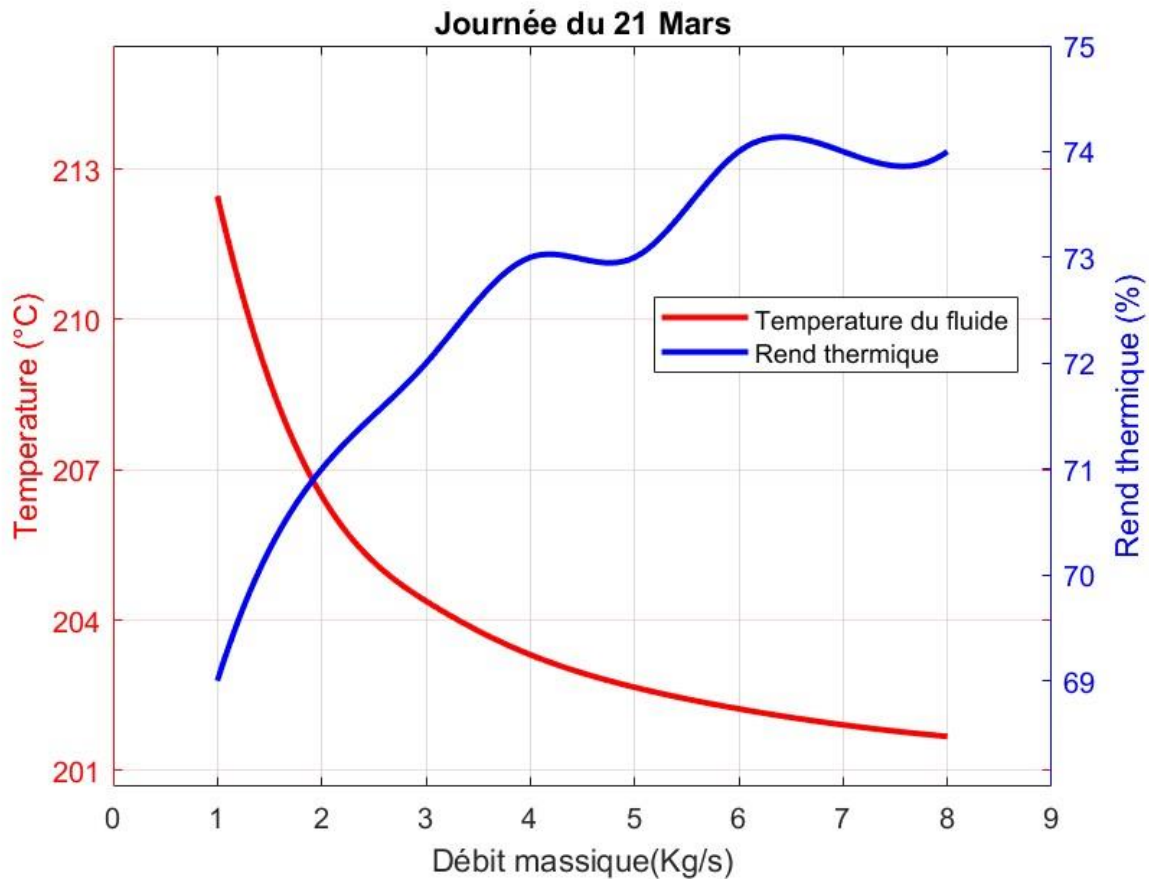
Il existe une relation directe entre la température de sortie du fluide et le rendement thermique. Une température plus élevée indique généralement une meilleure absorption de l'énergie par le fluide, ce qui se traduit par un rendement plus élevé, surtout dans le cas avec isolation. Cependant, des températures trop élevées peuvent aussi augmenter les pertes par rayonnement si l'isolation n'est pas suffisante, ce qui pourrait limiter le rendement dans certaines conditions.

Impact des conditions temporelles :

Les variations dans le temps local reflètent l'évolution de l'irradiation solaire et des conditions extérieures. Les deux courbes (température et rendement) montrent des pics autour de midi, mais leur amplitude et leur stabilité dépendent fortement de l'isolation. Sans isolation, les fluctuations peuvent être plus marquées en raison de l'influence des pertes thermiques variables avec la température ambiante.

En résumé, l'isolation thermique est un facteur déterminant pour optimiser les performances d'un concentrateur linéaire de Fresnel. Elle permet d'augmenter la température de sortie du fluide et le rendement thermique en réduisant les pertes d'énergie, tandis que l'absence d'isolation entraîne des performances nettement inférieures, surtout dans des conditions où les pertes thermiques sont amplifiées par les écarts de température avec l'environnement.

IV.2 Résultat relatifs à la journée du 21 Mars :



Cette figure montre l'évolution de la température du fluide (en rouge) et du rendement thermique (en bleu) en fonction du débit massique pour la journée du 21 mars. On observe que lorsque le débit massique est faible, la température du fluide est relativement élevée, atteignant environ 213 °C. Cela s'explique par le fait que le fluide circule lentement et reste plus longtemps dans le capteur, ce qui favorise son échauffement. Cependant, à ces faibles débits, le rendement thermique reste bas (environ 68,5 %), car bien que le fluide soit chaud, la quantité totale d'énergie transportée reste limitée.

À mesure que le débit massique augmente, la température du fluide diminue progressivement, descendant jusqu'à environ 202 °C à 8 kg/s. Cette baisse s'explique par le fait que le fluide passe plus rapidement dans le capteur, absorbant ainsi moins de chaleur. En parallèle, le

rendement thermique augmente de manière significative, atteignant une valeur maximale d'environ 74 % aux débits élevés. Cette évolution indique que, malgré une température de fluide plus faible, le système devient plus efficace pour transférer la chaleur collectée, grâce à une plus grande masse de fluide mise en mouvement.

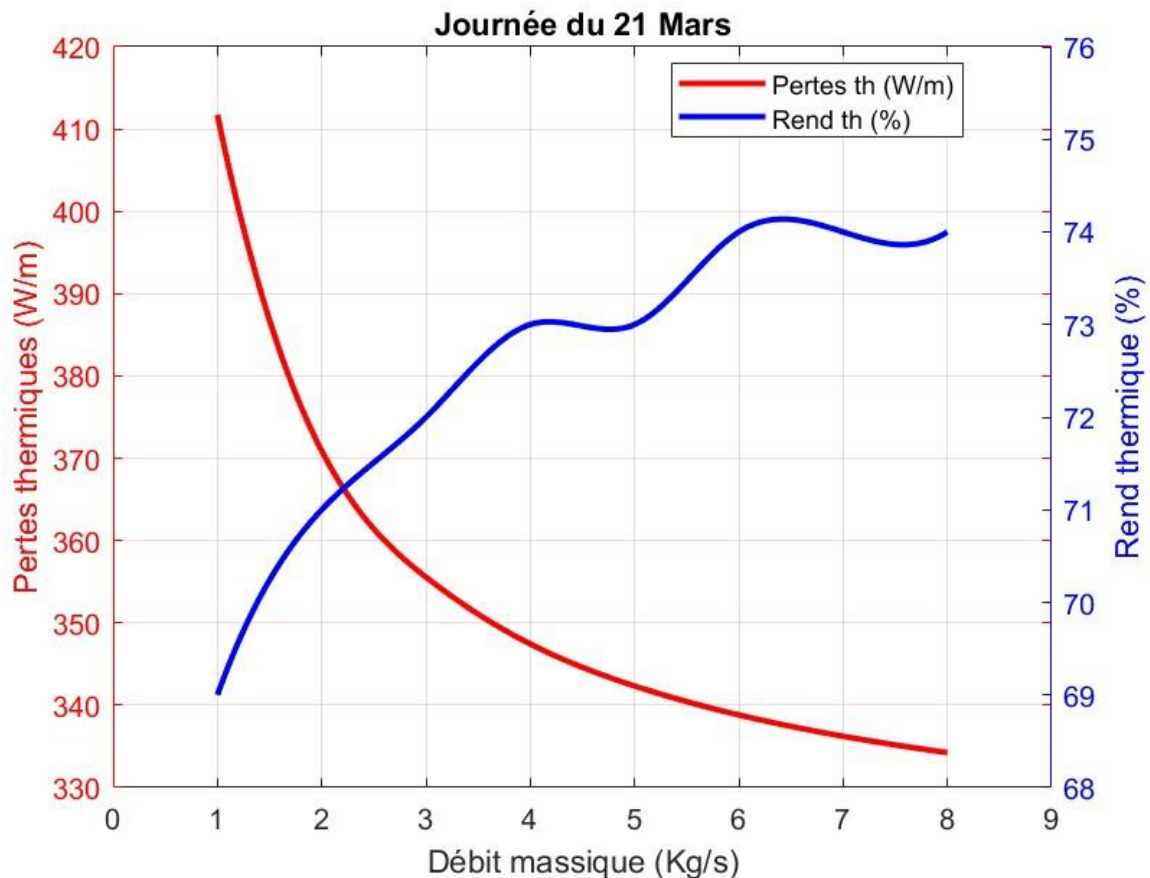


Figure 4 : Evolution des pertes et du rendement thermique en fonction du débit massique pour la journée du 21 Mars

Cette figure montre comment varient les pertes thermiques (en rouge) en fonction du débit massique pour la journée type du 21 mars. On observe une diminution marquée des pertes thermiques à mesure que le débit massique augmente. Comme pour la température, cela s'explique par le fait qu'un fluide circulant plus rapidement passe moins de temps dans les conduites, ce qui limite les transferts de chaleur indésirables vers l'environnement. À l'inverse, à faible débit, le fluide reste plus longtemps dans le circuit, favorisant ainsi des pertes thermiques plus importantes, qui atteignent environ 410 W/m.

À partir de 2–3 kg/s, les pertes diminuent de manière plus progressive pour se stabiliser autour de 335 W/m vers 8 kg/s, ce qui traduit une meilleure conservation de l'énergie thermique

transportée. Le rendement thermique, représenté en bleu, est identique à celui commenté précédemment, et ne présente pas ici de variation spécifique nécessitant une nouvelle analyse. On retiendra qu'un débit massique élevé permet de limiter les pertes thermiques, ce qui améliore l'efficacité globale du système.

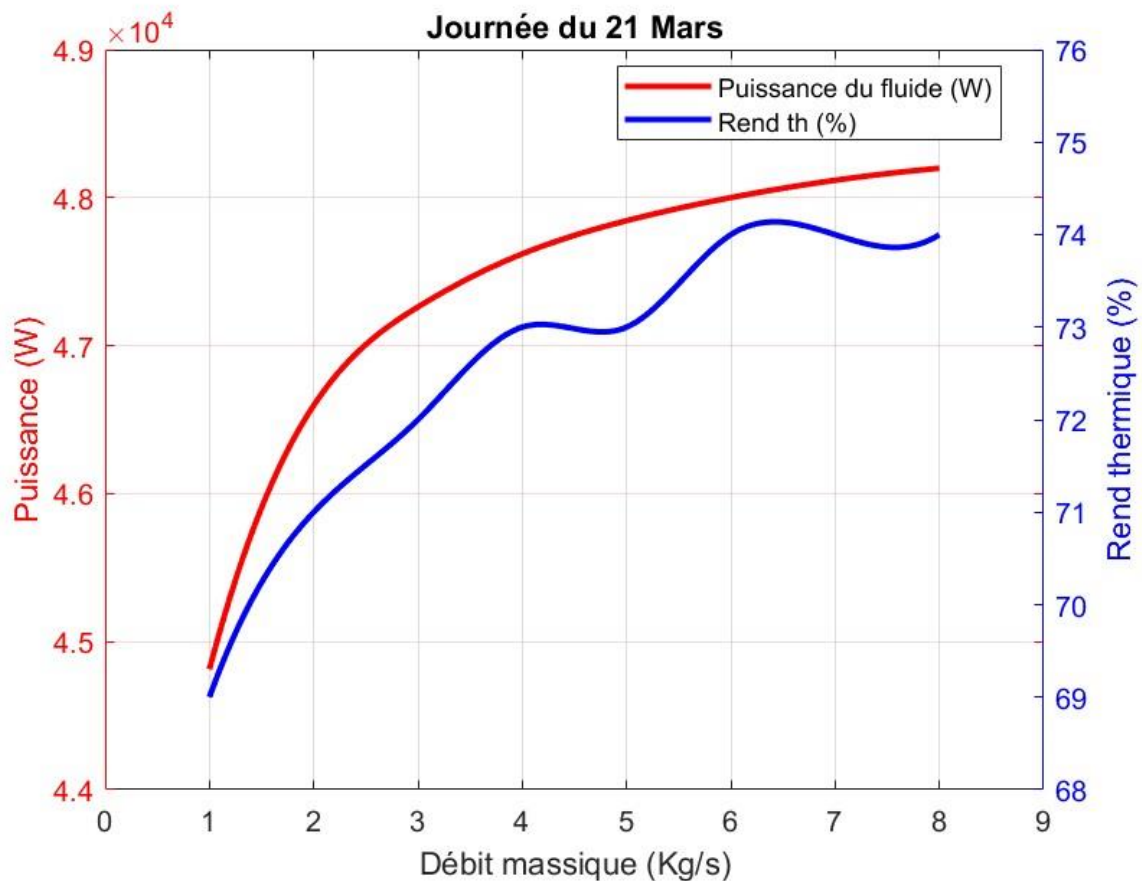


Figure 5 : Evolution de la puissance et du rendement thermique en fonction du débit massique pour la journée du 21 Mars

Ici, on observe que la puissance augmente en même temps que le débit massique, ce qui est logique vu qu'un débit plus élevé permet au fluide de transporter davantage de chaleur, car une plus grande quantité de fluide est mise en mouvement. Cette progression est particulièrement marquée entre 1 et 5 kg/s, puis tend à se stabiliser autour de $4,85 \times 10^4$ W pour les débits les plus élevés. En effet, un débit plus élevé signifie que plus d'eau circule dans le tube, ce qui permet de transporter plus de chaleur. Entre 1 et 5 kg/s, cette augmentation est rapide, car l'eau a assez de temps pour absorber la chaleur. Au-delà, la puissance se stabilise car le fluide passe plus vite dans le tube, réduisant le temps pour échanger la chaleur, ce qui limite la hausse de la puissance.

IV.3 Résultat relatifs à la journée du 21 Juin :

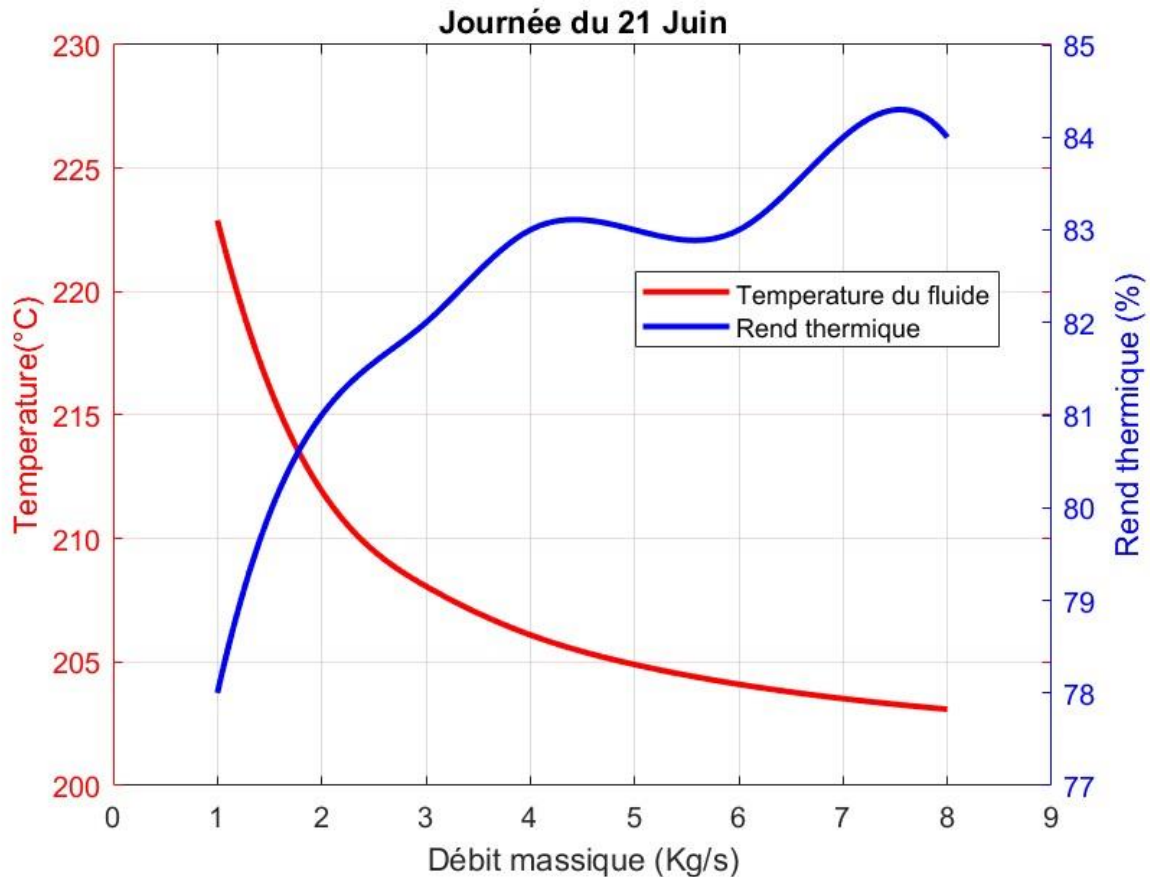
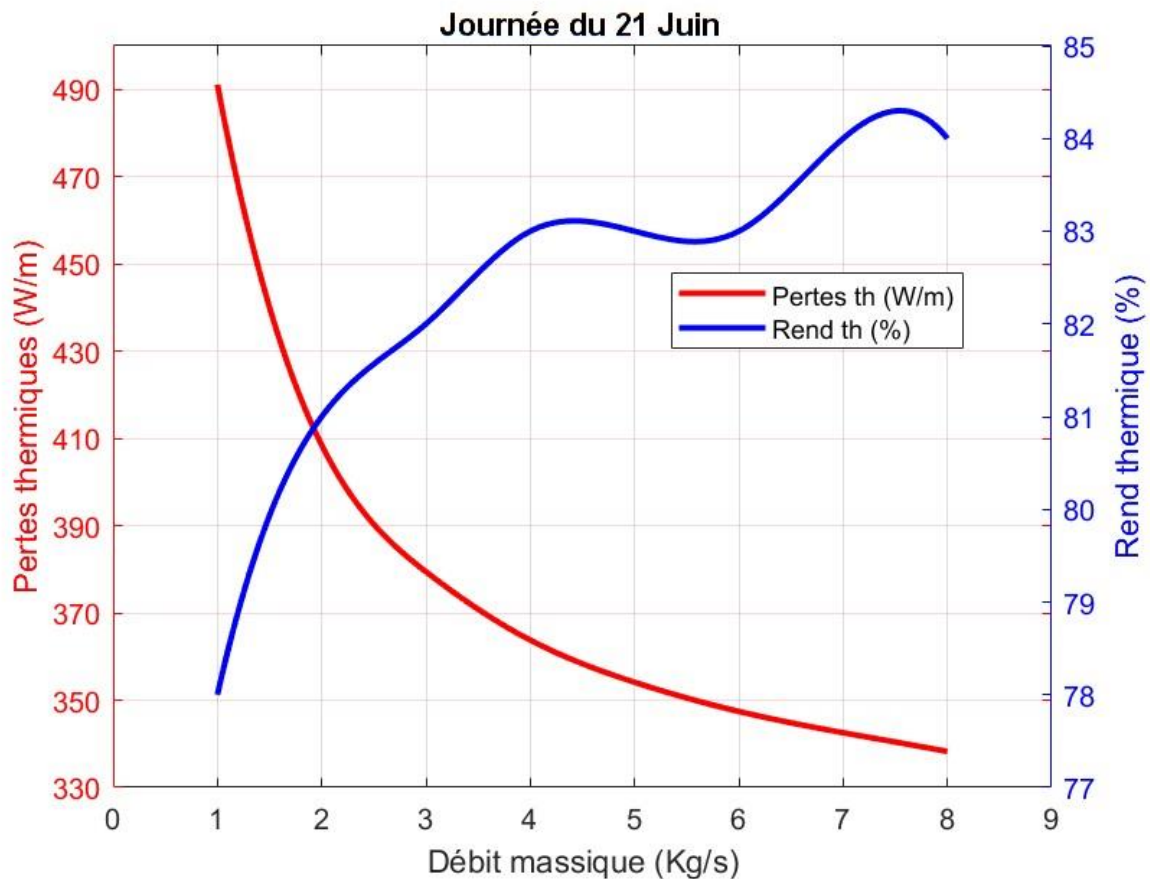


Figure 6 : Evolution de la température et du rendement thermique en fonction du débit massique pour la journée du 21 Juin

Cette figure montre l'évolution de la température du fluide (en rouge) et du rendement thermique (en bleu) en fonction du débit massique pour la journée du 21 juin. On observe que, comme en mars, lorsque le débit massique est faible, la température du fluide est plus élevée, car le fluide circule lentement et reste plus longtemps dans le capteur, ce qui lui permet de mieux s'échauffer. Cependant, cette température élevée ne se traduit pas nécessairement par une meilleure performance globale, car la quantité d'énergie transportée reste faible. À mesure que le débit augmente, la température du fluide diminue, car le fluide passe plus rapidement dans le capteur et n'a pas suffisamment de temps pour absorber toute la chaleur. En parallèle, le rendement thermique augmente de manière régulière, atteignant une première phase de

stabilité autour de 3 à 4 kg/s, puis une seconde hausse marquée vers 7–8 kg/s, où le rendement atteint un maximum de 85 %, avant de se stabiliser à ce niveau élevé.



Comme pour les précédents mois, les pertes thermiques (en rouge) diminuent avec l'augmentation du débit massique, ce qui indique que le fluide absorbe moins de chaleur à mesure qu'il passe plus rapidement dans le capteur. Au début, lorsque le débit est faible, les pertes thermiques sont élevées en raison de la grande différence de température entre le fluide et l'environnement. À mesure que le débit augmente, ces pertes se réduisent progressivement, car le fluide reste moins longtemps dans le capteur et les échanges thermiques sont plus efficaces.

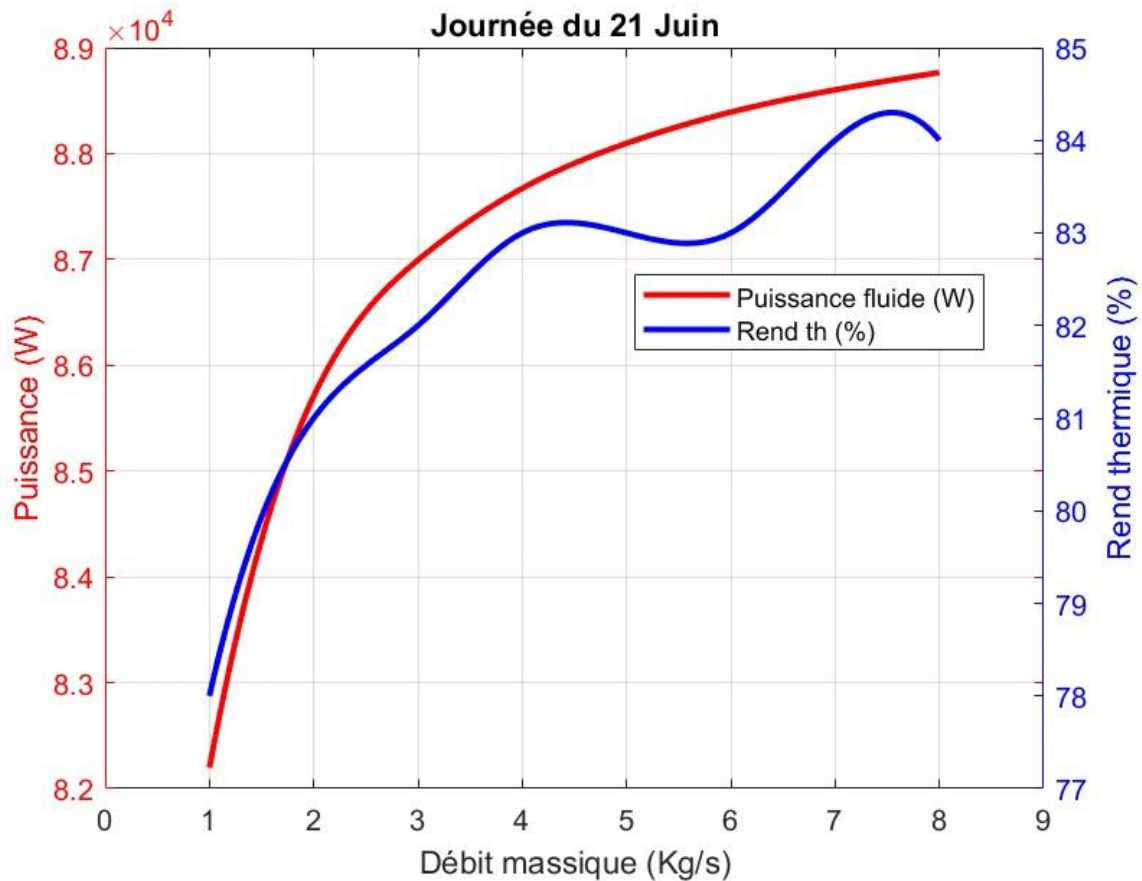
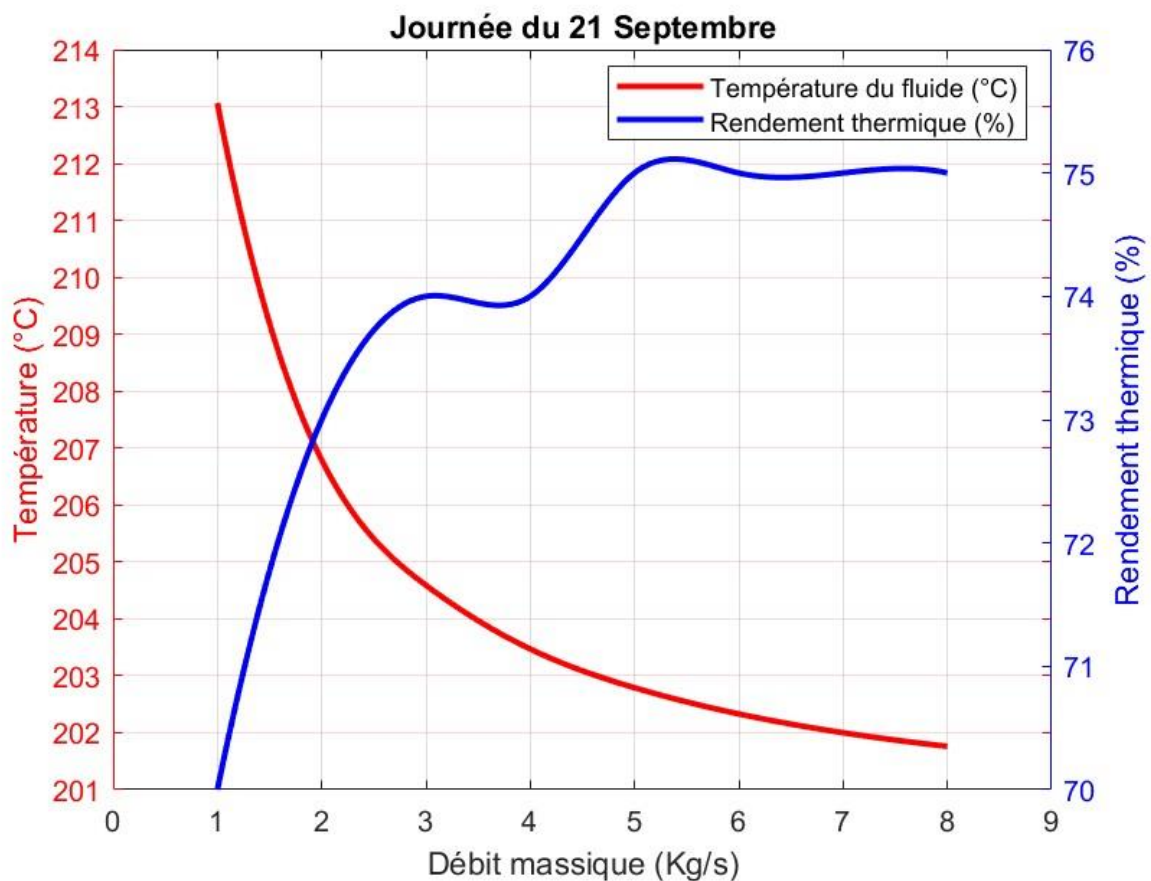


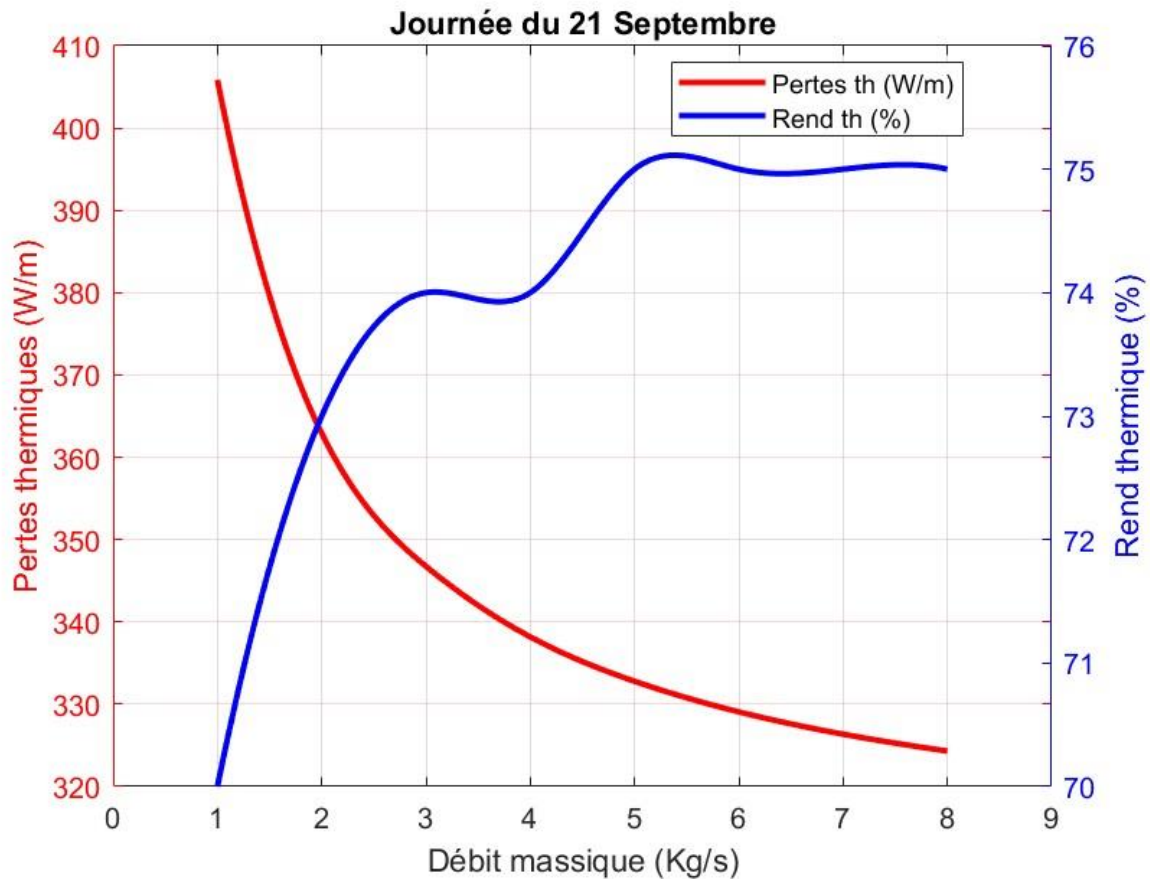
Figure 8 : Evolution de la puissance et du rendement thermique en fonction du débit massique pour la journée du 21 Juin

Cette figure montre l'évolution de la puissance thermique du fluide (en rouge) en fonction du débit massique pour la journée du 21 juin. On remarque qu'à faible débit massique, la puissance thermique augmente lentement. Cela s'explique par le fait que, à faible débit, le fluide reste plus longtemps dans le tube, ce qui permet un transfert thermique efficace mais limité par la faible masse d'eau circulante. Dès que le débit atteint environ 3 kg/s, la puissance croît plus rapidement, car la quantité de fluide transportant la chaleur devient suffisante pour augmenter significativement la puissance thermique absorbée. Cette tendance se poursuit jusqu'à un maximum d'environ 8.7×10^4 W à 7 kg/s, où l'augmentation du débit continue d'améliorer le transport de chaleur, mais la puissance se rapproche d'un plafond imposé par les pertes thermiques et la limitation du temps de résidence du fluide caloporteur dans le tube.

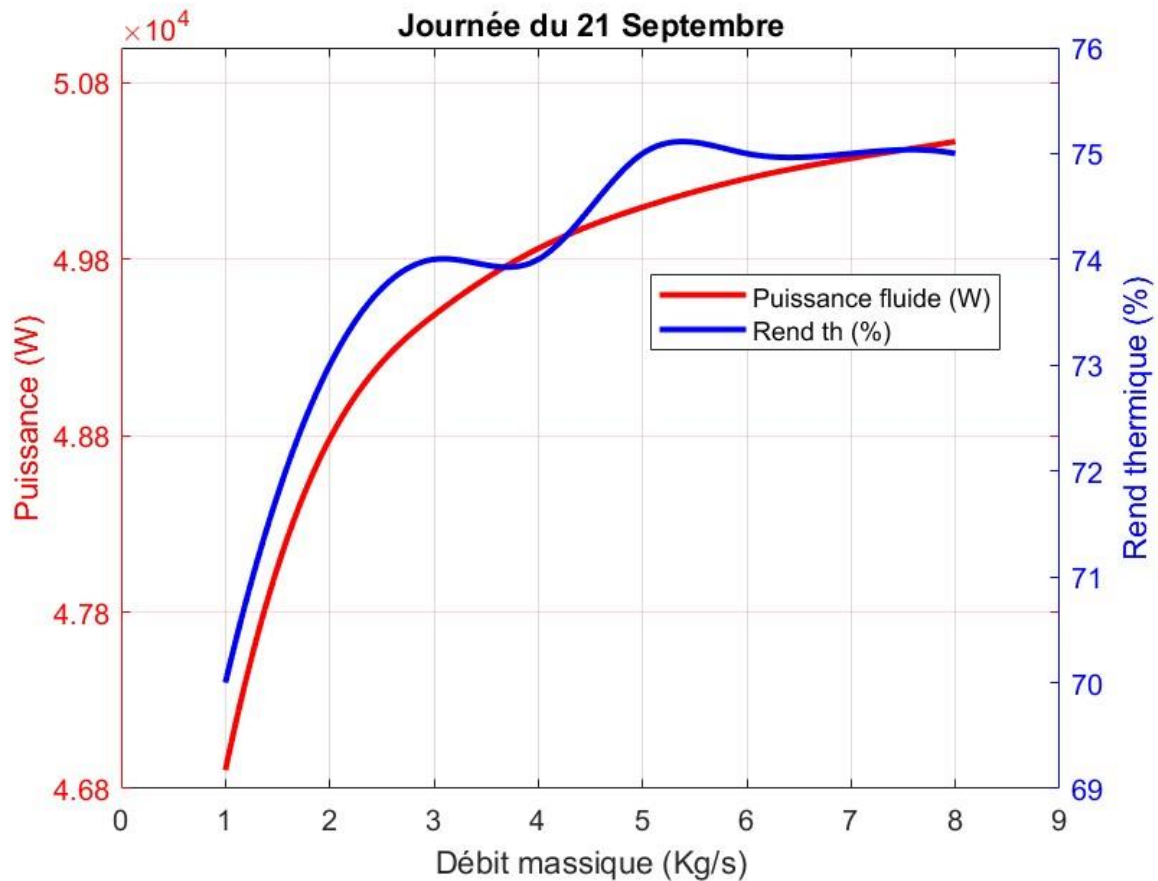
IV.4 Résultat relatifs à la journée du 21 Septembre :



Le 21 septembre, l'évolution de la température du fluide (en rouge) et du rendement thermique (en bleu) en fonction du débit massique montre une diminution progressive de la température du fluide. À un débit faible, autour de 1 kg/s, la température atteint environ 213°C. À mesure que le débit augmente, la température descend pour atteindre environ 202°C à 8 kg/s. En parallèle, le rendement thermique, qui commence à 70 % à faible débit, augmente rapidement jusqu'à atteindre un maximum de 75 % entre 3 et 4 kg/s, avant de se stabiliser légèrement à ce niveau avec l'augmentation du débit.

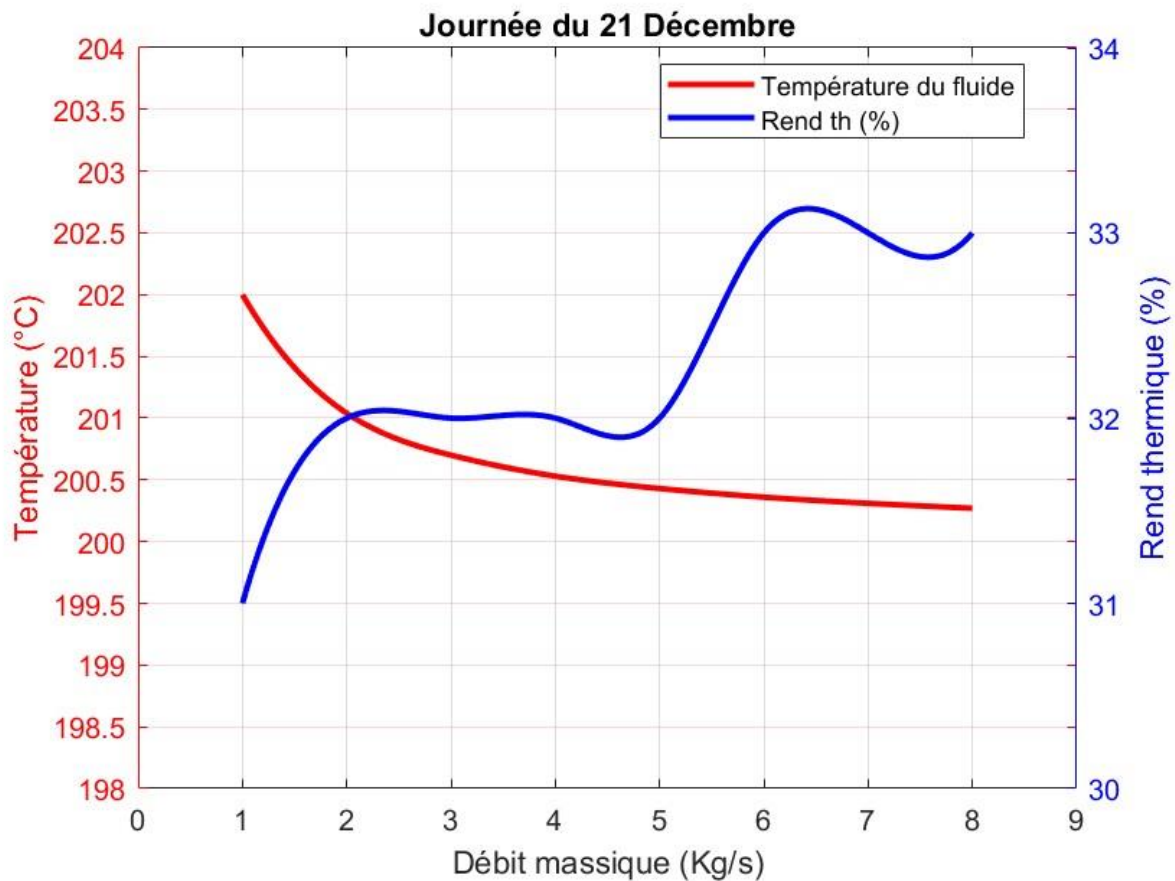


Cette figure montre l'évolution des pertes thermiques (en rouge) et du rendement thermique (en bleu) en fonction du débit massique pour la journée du 21 septembre. Comme pour les figures précédentes et pour les mêmes raisons lors des mois précédents, les pertes thermiques sont élevées à faible débit massique, atteignant ici environ 400 W/m, puis diminuent à mesure que le débit augmente, se stabilisant autour de 330 W/m à 8 kg/s. Le rendement thermique suit la même tendance que dans la figure citée avant.

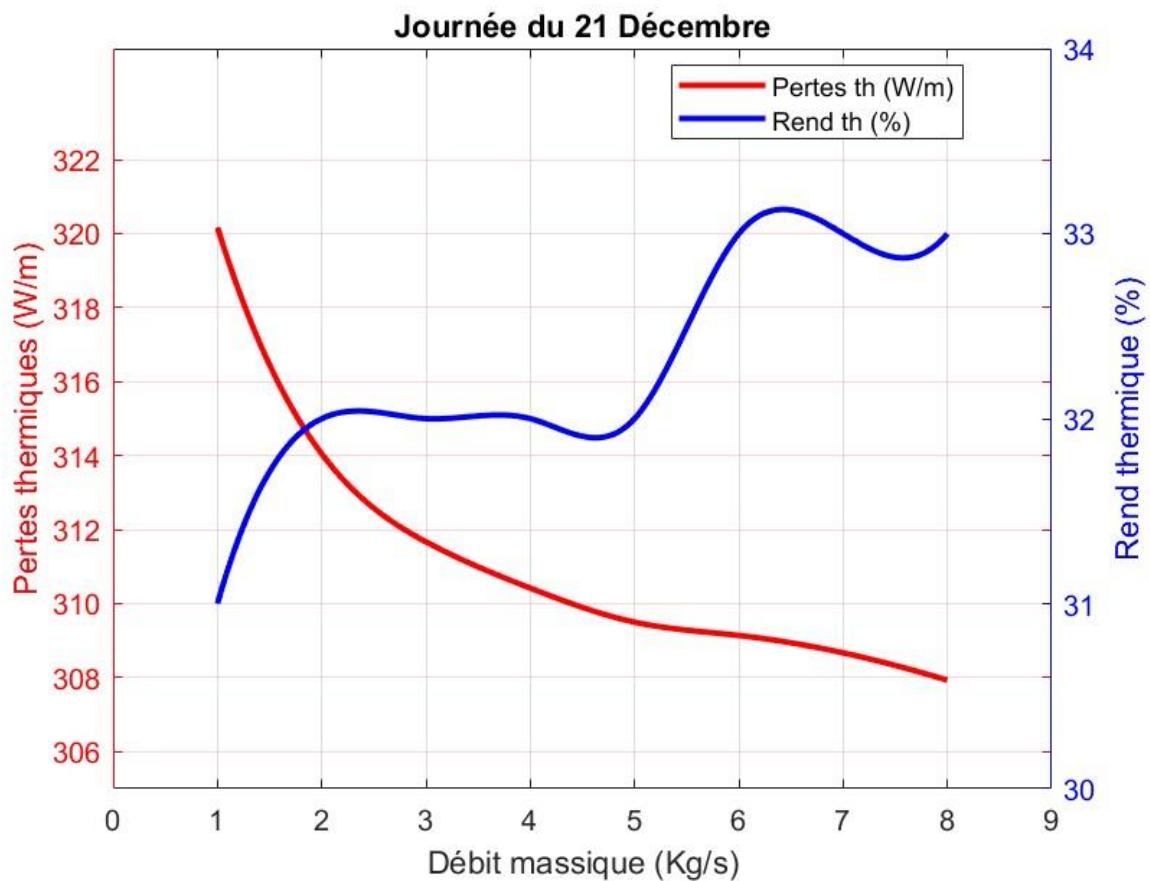


D'après la figure ci-dessus on peut constater l'évolution de la puissance thermique du fluide (en rouge) en fonction du débit massique pour la journée du 21 septembre. Au début, à faible débit massique, la puissance thermique augmente progressivement, atteignant environ 4.78×10^4 W. Cependant, dès que le débit atteint environ 2–3 kg/s, cette augmentation devient plus marquée. La puissance atteint un maximum d'environ 4.98×10^4 W à 7 kg/s, où elle se stabilise légèrement. Cette évolution traduit un équilibre entre l'augmentation du flux massique, qui favorise le transfert de chaleur, et la diminution du temps de passage du fluide dans le tube, qui limite l'efficacité de l'échange thermique.

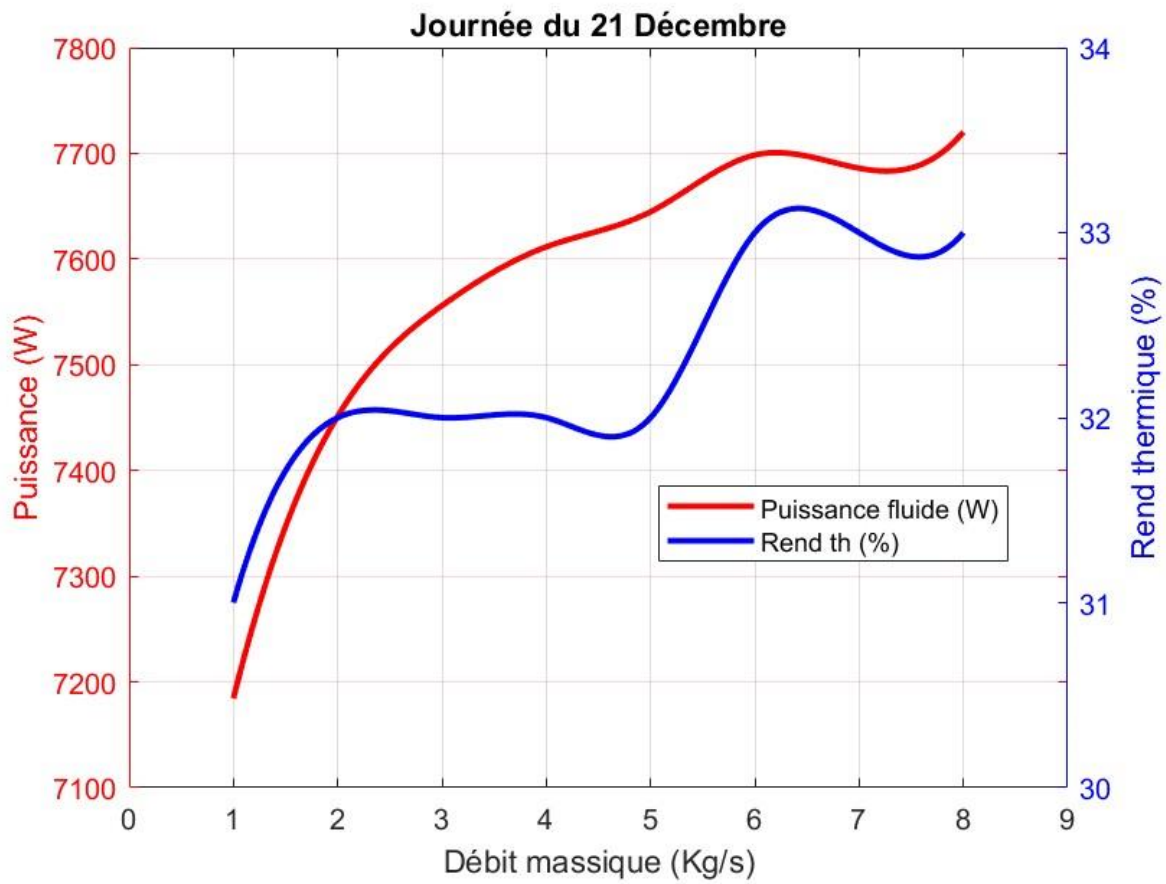
IV.5 Résultats relatifs à la journée du 21 Décembre :



Cette figure montre l'évolution de la température du fluide (en rouge) et du rendement thermique (en bleu) en fonction du débit massique pour la journée du 21 décembre. On observe que lorsque le débit massique est faible, la température du fluide est plus élevée, car le fluide circule lentement et reste plus longtemps dans le capteur, ce qui lui permet de mieux s'échauffer. Cependant, cette température élevée ne signifie pas forcément une bonne performance globale, car la quantité d'énergie transportée reste faible. À mesure que le débit augmente, la température du fluide diminue progressivement, ce qui s'explique par le fait que le fluide a moins de temps pour absorber la chaleur. En parallèle, le rendement thermique augmente rapidement au début, atteignant une première phase de stabilité entre 2 et 5 kg/s, puis une seconde hausse marquée vers 6–7 kg/s, où le rendement atteint un maximum de 33 %, avant de redescendre légèrement.



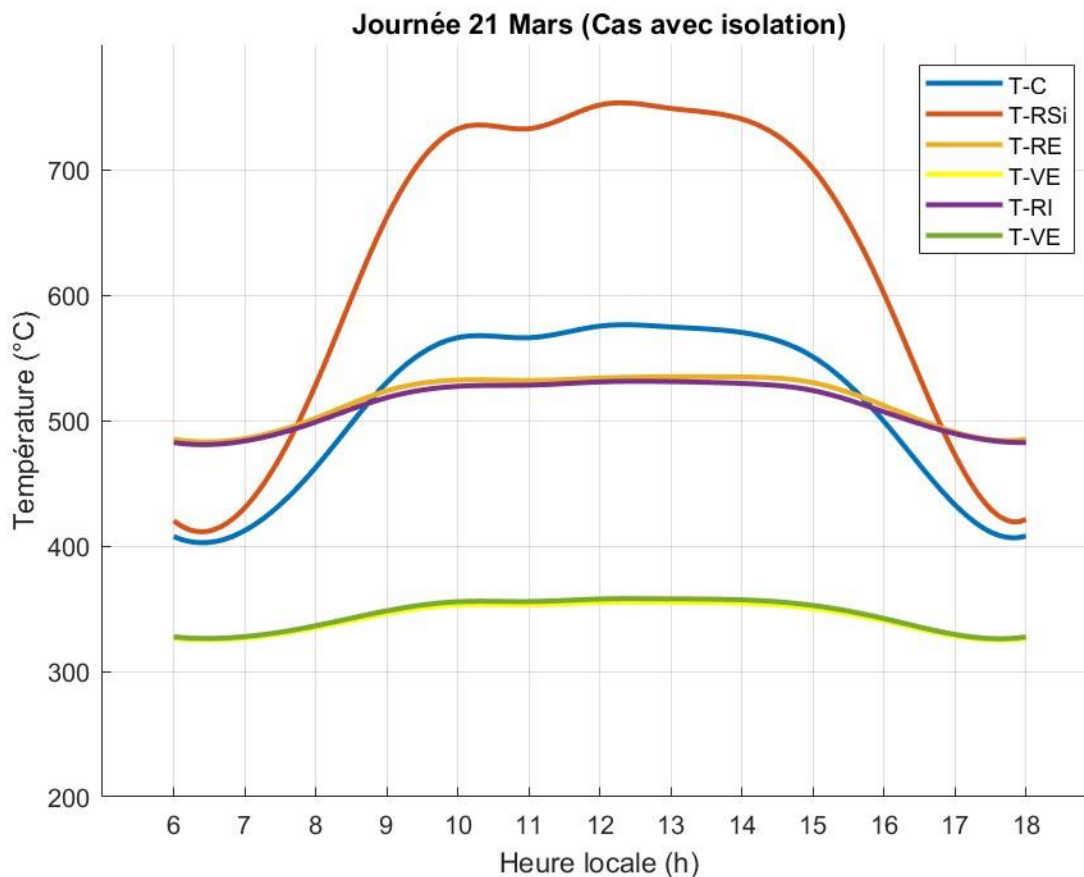
Cette figure montre comment varient les pertes thermiques (en rouge) en fonction du débit massique pour la journée type du 21 décembre. On observe que lorsque le débit massique augmente, les pertes thermiques diminuent. Cela s'explique par le fait qu'un fluide circulant plus rapidement passe moins de temps dans les conduites, ce qui limite les échanges thermiques indésirables avec l'environnement. À l'inverse, à faible débit, le fluide reste plus longtemps dans le circuit, ce qui augmente les pertes de chaleur. Le rendement thermique, représenté en bleu, reste identique à celui de la figure précédente, il a déjà été commenté dans la première figure et ne présente pas de variation spécifique ici. Finalement, on constate qu'un débit massique autour de 8 kg/s permet de minimiser les pertes thermiques, ce qui contribue à améliorer l'efficacité globale du système, en dépit de l'ensoleillement limité typique du mois de décembre.



Comme pour les mois précédents, on constate que La puissance thermique absorbée par le fluide augmente globalement avec le débit massique, car un débit plus important permet de transporter plus de chaleur. Toutefois, cette augmentation est moins marquée que pour les autres journées, ce qui s'explique par des conditions moins favorables, probablement un ensoleillement plus faible ou une température ambiante plus basse. On observe aussi une légère fluctuation de la puissance entre 3 et 7 kg/s, qui peut être liée à des variations dans les pertes thermiques ou dans les conditions d'écoulement du fluide. Globalement, la tendance montre que la puissance tend à se stabiliser autour de 7 700 W pour les débits élevés.

IV.6 Résultats de l'évolution des températures des différents éléments du récepteur au cours de la journée :

IV.6.1 Cas du récepteur isolé :



Cette figure montre l'évolution des températures au cours de la journée du 21 mars pour les différents composants d'un système de récepteur solaire de type Fresnel, avec isolation. La courbe T-C représente la température de la cavité, qui suit une variation typique, augmentant progressivement pendant la journée avant de redescendre en fin de journée. La courbe T-RSi illustre la température de la face interne du réflecteur secondaire, qui atteint des valeurs élevées, particulièrement pendant la mi-journée, due à l'absorption de la chaleur. T-RE, la température du récepteur externe, est plus stable, mais augmente également au fur et à mesure que l'intensité du rayonnement solaire augmente. La courbe T-VE montre la température du verre externe, qui reste relativement plus basse comparée aux autres composants, reflétant l'effet de dissipation thermique. La température du récepteur interne (T-RI) suit une trajectoire similaire à celle du récepteur externe, mais elle atteint des valeurs plus élevées en raison de l'absorption de la

chaleur par le fluide à l'intérieur du tube. Enfin, T-VI, la température de la face interne du verre, reste proche de celle de la cavité, avec une légère augmentation dans les heures chaudes de la journée. Ces variations illustrent l'impact de l'irradiation solaire et de l'isolation sur le système, montrant comment chaque composant réagit au cours de la journée.

IV.6.2 Récepteur non isolé :

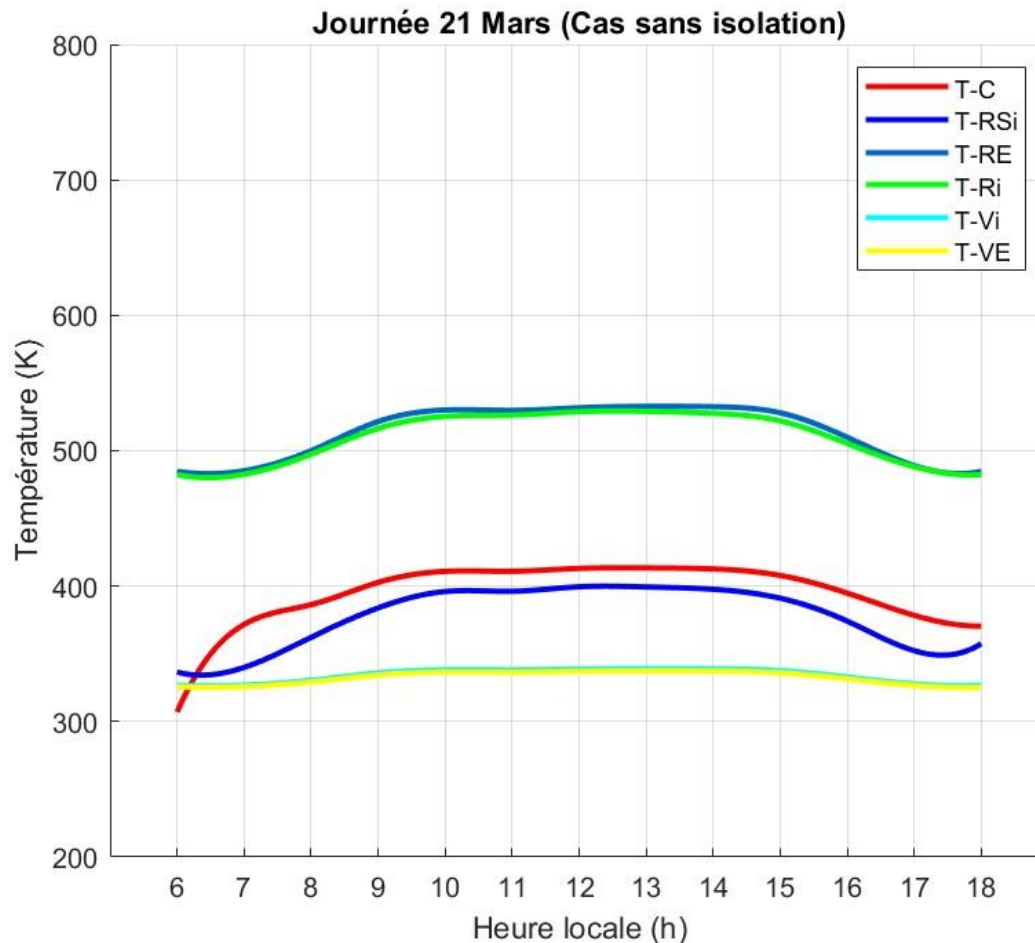


Figure 16 : Evolution des températures des différents éléments du récepteur non isolé en fonction du temps

Dans le cas où le récepteur n'est pas isolé, on observe une variation plus modérée des températures tout au long de la journée. La courbe T-C (température de la cavité) commence autour de 300K, augmentant progressivement pour atteindre un maximum de 500K en milieu de journée, avant de redescendre légèrement. T-RSi (température de la face interne du réflecteur secondaire) et T-RE (température du récepteur externe) suivent une tendance similaire, mais restent plus stables et ne présentent pas les pics élevés observés avec l'isolation. T-Ri

(température du récepteur interne) montre une variation plus régulière, tandis que T-VI et T-VE (températures du verre interne et externe) restent relativement plus basses, variant autour de 300K. Ces températures moins élevées et plus stables montrent l'impact de l'absence d'isolation, ce qui permet à la chaleur de s'échapper plus facilement.

IV.7 Evolution des températures du fluide de sortie et du récepteur interne au fil de la journée :

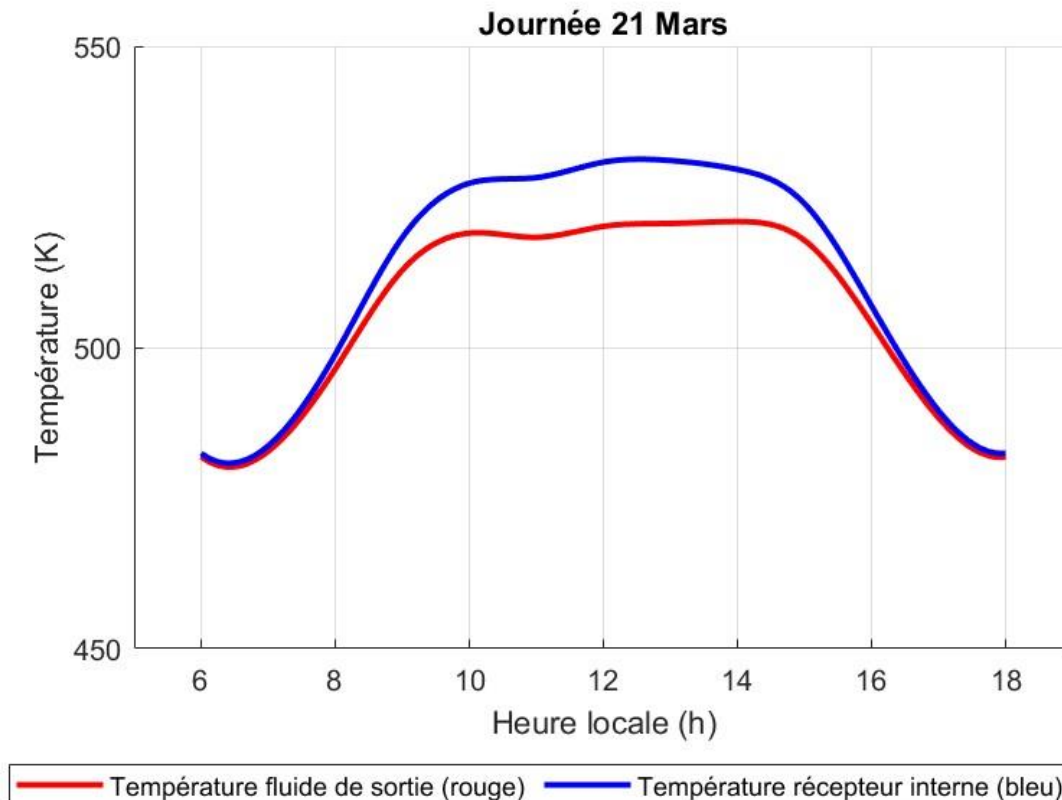
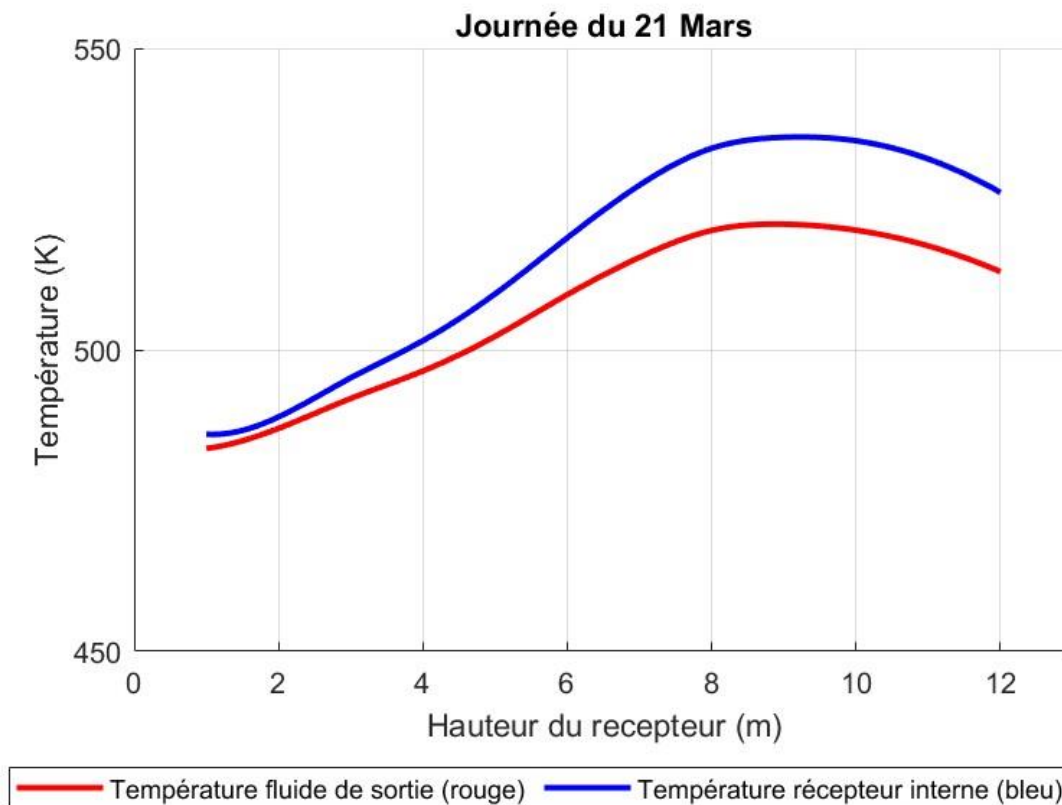


Figure 17 : Evolution des températures du fluide de sortie et du récepteur interne en fonction du temps

Cette figure présente l'évolution des températures en fonction de l'heure locale le 21 mars. On observe que la température du récepteur interne (courbe bleue) est toujours légèrement supérieure à celle du fluide de sortie (courbe rouge). Cette différence traduit les pertes thermiques qui interviennent lors du transfert de chaleur entre le récepteur et le fluide. En effet, une partie de l'énergie captée par le récepteur est dissipée sous forme de pertes (radiatives, conductives ou convectives), ce qui fait que la température du fluide reste inférieure. La température maximale est atteinte autour de midi, période où l'ensoleillement est le plus

intense. Cette analyse souligne l'importance de minimiser ces pertes pour améliorer le rendement global du système.

IV.8 Evolution des températures du fluide de sortie et du récepteur interne en fonction de la hauteur de ce dernier :



Cette figure montre la variation de la température en fonction de la hauteur du récepteur au cours de la journée du 21 mars. La température du récepteur interne (en bleu) est systématiquement plus élevée que celle du fluide de sortie (en rouge). Cela s'explique par le fait que le récepteur capte directement les radiations solaires réfléchies par les miroirs situés en contrebas, concentrant ainsi l'énergie thermique sur sa surface. À mesure que la hauteur augmente, le récepteur reçoit davantage d'énergie réfléchie, ce qui élève sa température. Le fluide caloporteur, quant à lui, transfère cette chaleur mais ne peut atteindre la même température que le récepteur en raison des échanges thermiques internes et des limitations du

transfert convectif. On peut aussi constater que les températures atteignent un maximum autour de 8 à 10 mètres de hauteur pour le récepteur. Cela suggère que cette plage correspond à la hauteur idéale du récepteur pour capter le maximum d'énergie solaire réfléchi par les miroirs. En dessous de cette hauteur, la réception des radiations est moindre, et au-delà, la température commence à baisser, probablement à cause d'une moindre concentration des rayons réfléchis ou de pertes thermiques plus importantes. Donc, pour optimiser la performance du système, il faut positionner le récepteur dans cette zone haute où la température est la plus élevée, garantissant ainsi une meilleure captation et transfert thermique au fluide.

IV.9 Evolution des différentes puissances et des rendements en fonction de la hauteur et du temps :

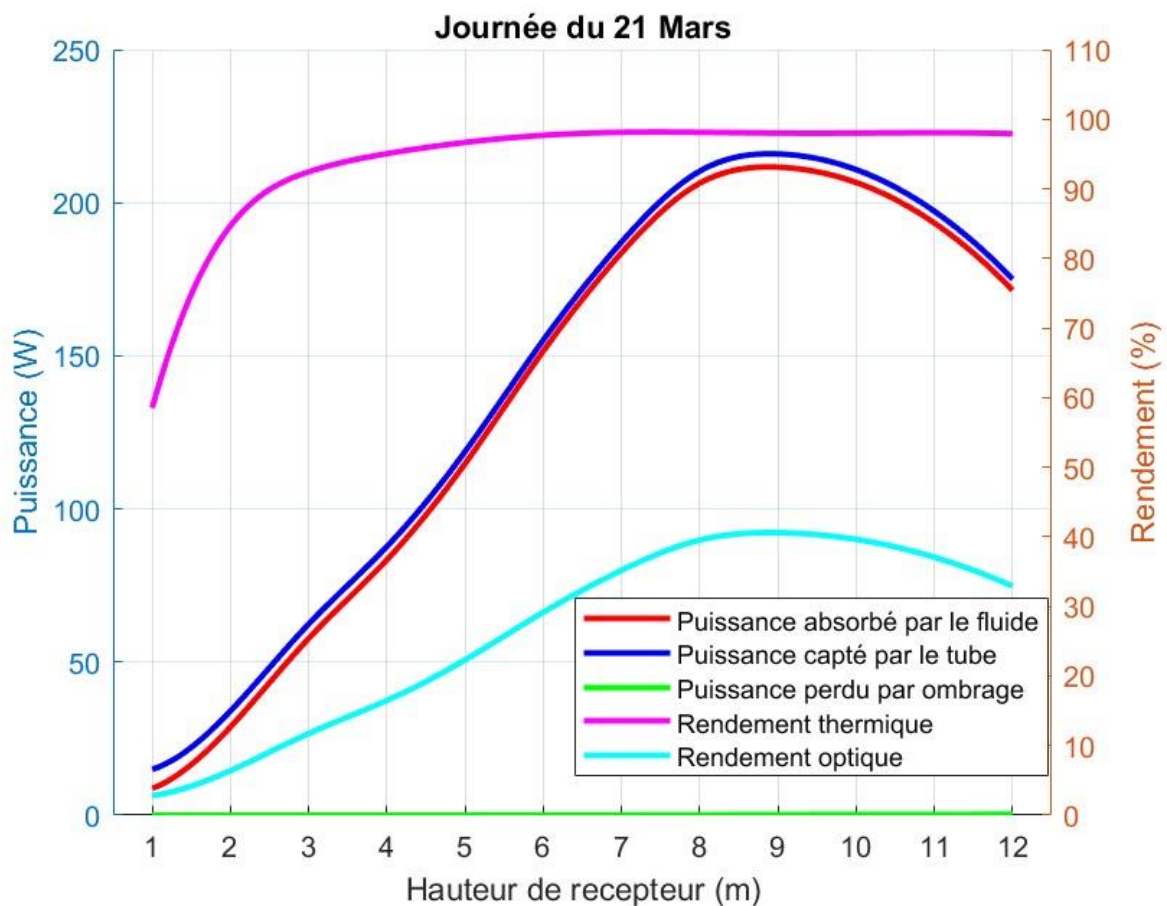


Figure 19: Evolution des différentes puissances et des rendements en fonction de la hauteur du récepteur

Cette figure illustre l'évolution des puissances thermiques et des rendements en fonction de la hauteur du récepteur lors de la journée du 21 mars. On remarque que la puissance absorbée par le fluide (courbe rouge) et la puissance captée par le tube (courbe bleue) augmentent significativement avec la hauteur, atteignant un maximum autour de 8 mètres, avant de décroître légèrement. Cette tendance reflète une meilleure concentration des rayons solaires réfléchis par les miroirs sur le récepteur à cette hauteur optimale.

Le rendement thermique (courbe magenta) est élevé dès le début et tend à se stabiliser autour de 97-98 %, indiquant une efficacité de conversion thermique très bonne sur toute la plage de hauteur. En revanche, le rendement optique (courbe cyan) augmente jusqu'à environ 9 mètres, mais reste bien inférieur au rendement thermique, ce qui met en évidence des pertes optiques importantes liées à l'ombrage ou à la dispersion.

La puissance perdue par ombrage (courbe verte) est faible mais croît légèrement avec la hauteur, ce qui suggère que l'ombrage devient un facteur limitant au-delà d'une certaine élévation.

Dans l'ensemble, ce graphique met en lumière l'importance du positionnement optimal du récepteur pour maximiser la puissance récupérée et le rendement global du système, tout en tenant compte des pertes optiques et thermiques.

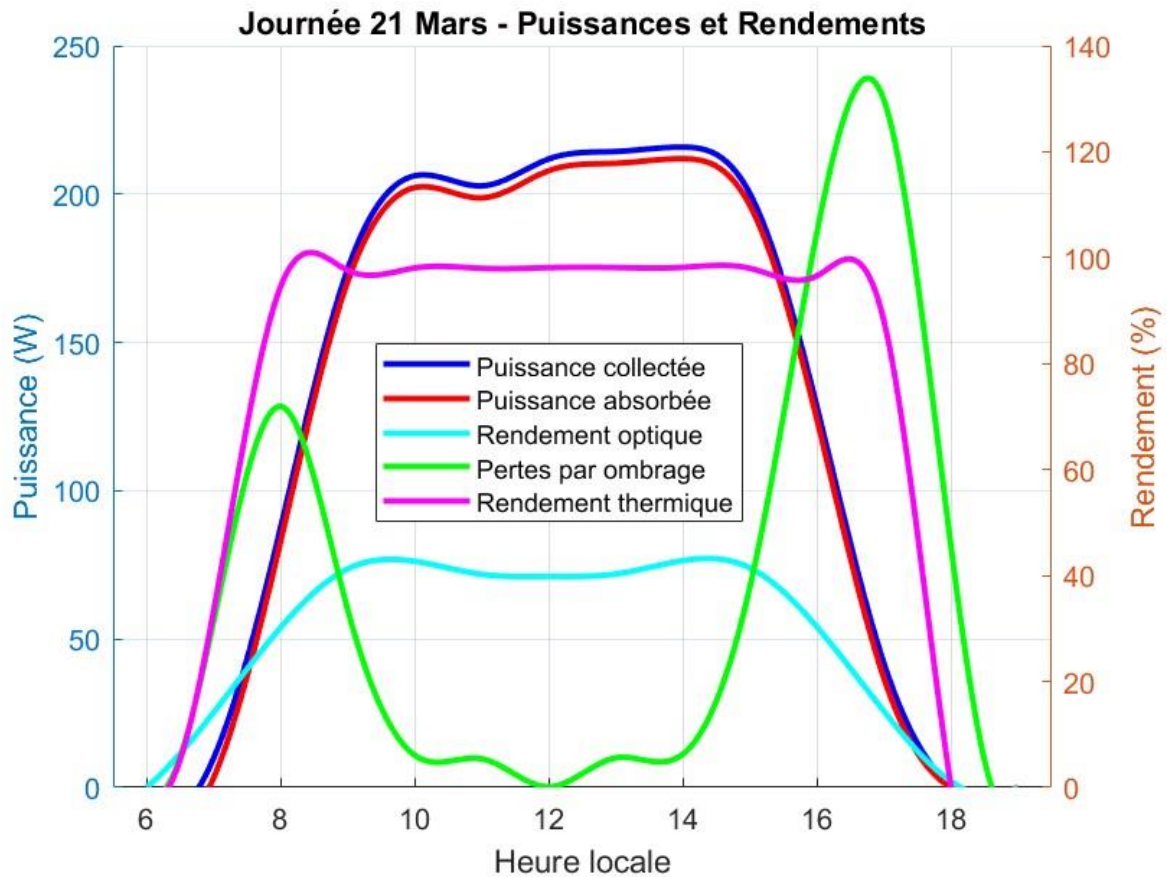


Figure 20 : Evolution des différentes puissances et des rendements en fonction du temps

Cette figure présente l'évolution des puissances thermiques et des rendements au cours de la journée du 21 mars, en fonction de l'heure locale. On observe que la puissance collectée (courbe bleue) et la puissance absorbée (courbe rouge) augmentent rapidement dès le matin, atteignant un plateau stable entre environ 9 h et 15 h, avant de décroître en fin de journée. Cette tendance reflète l'évolution de l'irradiation solaire disponible tout au long de la journée.

Le rendement thermique (courbe magenta) reste élevé et relativement stable, autour de 90 % à 100 % pendant la majeure partie de la journée, témoignant d'une bonne conversion de l'énergie solaire captée en chaleur utile. En revanche, le rendement optique (courbe cyan) est plus variable et nettement plus faible, ce qui traduit des pertes optiques importantes liées à la géométrie du système, aux conditions d'alignement ou à l'ombrage.

Les pertes par ombrage (courbe verte) présentent deux pics marqués en début de matinée et en fin d'après-midi, indiquant que le système est particulièrement sensible à l'ombrage aux heures où le soleil est bas sur l'horizon. Ces pertes contribuent à réduire l'efficacité globale du système à ces moment-là.

Dans l'ensemble, ce graphique illustre bien la dynamique journalière de la performance du système, soulignant l'importance de la gestion de l'ombrage et de l'optimisation optique pour maintenir un haut rendement thermique.

IV.10 Evolution des différentes températures en fonction de la hauteur du récepteur :

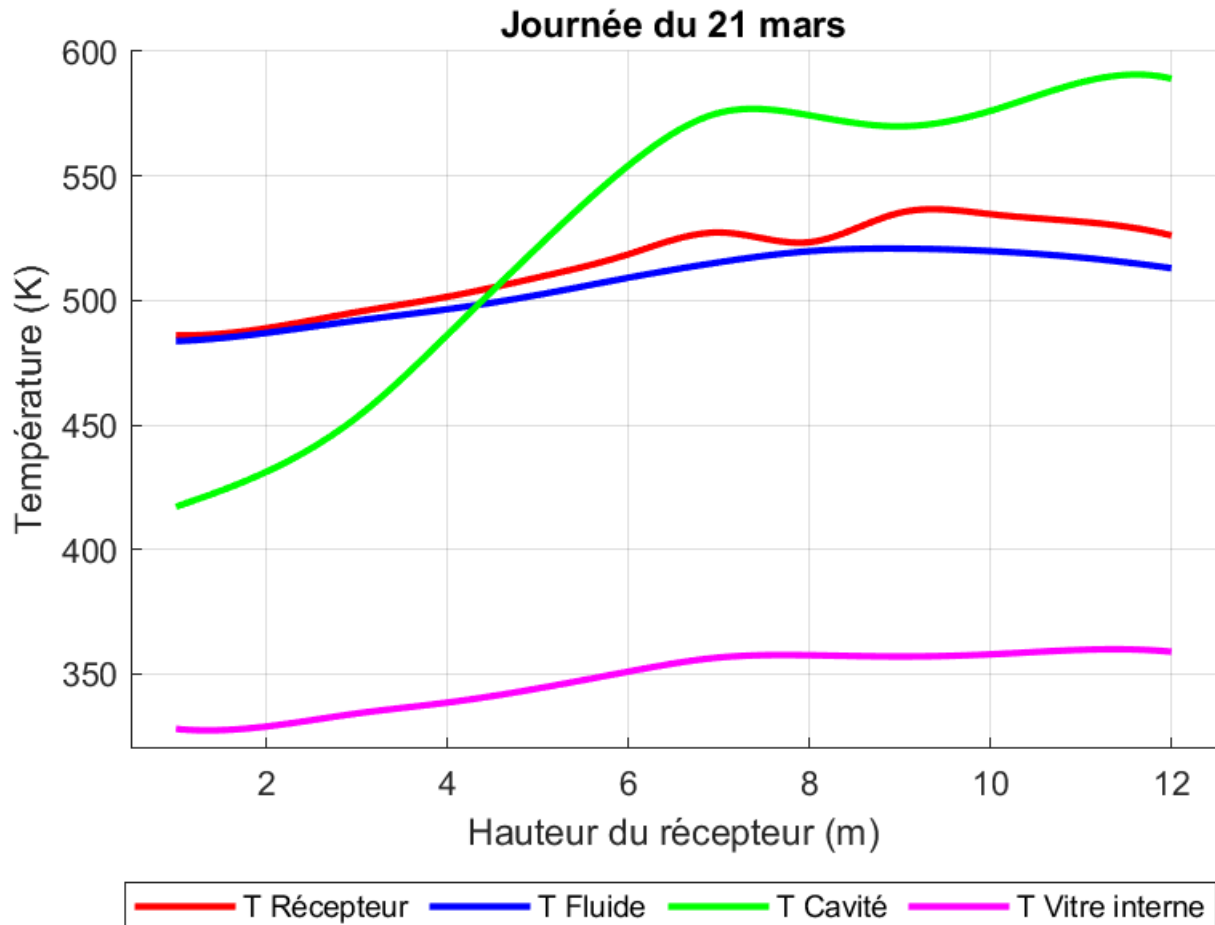


Figure 21: Evolution des températures de différents éléments du récepteur en fonction de la hauteur de ce dernier

Ce graphique présente l'évolution des températures du récepteur, du fluide, de la cavité et du vitrage interne en fonction de la hauteur du récepteur lors de la journée du 21 mars. On observe que la température de la cavité (courbe verte) est significativement plus élevée que celle du récepteur (rouge) et du fluide (bleu), ce qui indique que la cavité accumule et concentre la chaleur captée par le système. La température du récepteur reste légèrement supérieure à celle du fluide, reflétant le transfert thermique entre ces deux éléments.

Par ailleurs, la température du vitrage interne (courbe rose) est nettement inférieure aux autres, ce qui témoigne de l'efficacité de l'isolation thermique et de la réduction des pertes par conduction et convection vers l'extérieur.

On note une augmentation générale des températures avec la hauteur, atteignant un plateau vers 7 à 8 mètres, suggérant que cette zone correspond à la hauteur optimale pour maximiser la captation et le stockage de la chaleur dans le récepteur.

Type de surface	La surface consommée	Flux convectif (W)	Flux radiatif (W)	Flux conductif (W)
La vitre	Interne (VI)	1234,01	94452,163	95686,177
	Externe (VE)	11661,4	84024,778	/
Le réflecteur secondaire	Interne (RI)	9392,17	6213,87	10906,758
	Externe (VE)	9487,92	3459,62	/
Le tube absorbeur	Interne (RE)	16433,806	/	/
	Externe (RE)	10626,186	126560,23	0,0015890

Tableau 4 : Les flux convectifs, radiatifs et conductifs échangés par les surfaces réceptrices à midi

Le tableau résume certaines valeurs des flux de chaleur convectifs, radiatifs et conductifs échangés par les surfaces du récepteur à midi TSV.

Dans ce cas, nous nous concentrons sur les échanges thermiques au niveau de la surface extérieure de la vitre, car notre principal objectif est de réduire relativement les pertes thermiques du récepteur avec l'air ambiant. Le flux conductif à travers la vitre est transmis vers l'extérieur, puis dissipé dans l'air ambiant par convection et rayonnement.

Nous remarquons que l'échange de chaleur par rayonnement est plus important (84024,778 W) que celui par convection (11661,4 W). Le flux de chaleur convectif dépend principalement des corrélations utilisées pour calculer le coefficient de transfert thermique, car celles-ci tiennent compte de la présence ou non de vent.

Cependant, les pertes par rayonnement du tube récepteur (126560,23 W) et du réflecteur secondaire (6213,87 W en interne et 3459,62 W en externe) sont significatives, en particulier celles du tube récepteur qui dominent le bilan radiatif. Cela souligne l'importance d'optimiser les propriétés de surface (émissivité, température) ainsi que les conditions d'isolation pour réduire ces pertes.

D'autre part, le flux conductif synthétise bien la chaleur échangée à l'intérieur du récepteur. Il semble que le flux conductif à travers le tube absorbeur (0,0015890 W) soit transmis au fluide caloporteur. Cependant, cette valeur est extrêmement faible, ce qui peut indiquer soit une bonne efficacité d'absorption directe par le fluide, soit une sous-estimation du flux à ce niveau dans les conditions données.

IV.11 Modèle analytique pour le calcul des pertes thermiques d'un récepteur solaire à concentrateur linéaire de Fresnel :

Le calcul analytique des pertes thermiques d'un récepteur solaire à concentrateur linéaire de Fresnel repose sur l'établissement d'un bilan thermique détaillé, prenant en compte les principaux modes de transfert de chaleur : conduction, convection et rayonnement.

- Hypothèses générales :

- Le récepteur est constitué d'un tube absorbeur, protégé par une vitre ou une enveloppe transparente.
- Les pertes thermiques principales sont :
 - Les pertes par convection (naturelle et forcée) entre la surface externe du tube/vitre et l'air ambiant.
 - Les pertes par rayonnement entre la surface externe du tube/vitre et l'environnement.
- Les transferts internes (convection interne fluide-tube, conduction dans le tube) sont supposés bien maîtrisés et le gradient de température interne est faible.

- Bilan thermique global :

Le flux thermique total perdu par unité de longueur du récepteur est donné par

$$\dot{Q}_{pertes} = \dot{Q}_{conv} + \dot{Q}_{rad}$$

a) Pertes par convection

Pour un tube de longueur L et de diamètre extérieur D , la perte convective s'exprime :

$$\dot{Q}_{conv} = h_{ext} \cdot P \cdot L \cdot (T_{surf} - T_{amb})$$

- h : coefficient d'échange convectif externe ($\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$), dépendant de la nature (forcée/naturelle) et de la vitesse du vent.
- P : périmètre externe du tube ($P = \pi \cdot D$).
- T_v : température de la vitre.
- T_r : température de surface du tube
- T_a : température ambiante

b) Pertes par rayonnement

La perte radiative vers l'environnement est donnée par :

$$\dot{Q}_{rad} = \varepsilon \cdot \sigma \cdot P \cdot L \cdot (T_{surf}^4 - T_{amb}^4)$$

- ε_v : émissivité de la surface externe de la vitre
- ε_t : émissivité de la surface interne de tube
- σ : constante de Stefan-Boltzmann ($5,67 \cdot 10^{-8} \text{W/m}^2 \cdot \text{K}^4$).
- T_{am} : température ambiante.
- T_{sur} : température de la surface externe du paramètre considéré (vitre et tube)

- **Modèle complet pour un récepteur à tube sous vitre :**

Si le tube absorbeur est entouré d'une vitre, il faut considérer les échanges entre le tube et la vitre, puis entre la vitre et l'extérieur :

- **Convection interne (tube-vitre)**

$$\dot{Q}_{conv,int} = h_{int} \cdot P_{tube} \cdot L \cdot (T_{tube} - T_{vitre,int})$$

- **Rayonnement interne (tube-vitre)**

$$\dot{Q}_{rad,int} = \frac{\sigma \cdot P_{tube} \cdot L}{\frac{1}{\varepsilon_{tube}} + \frac{1}{\varepsilon_{vitre}} - 1} \cdot (T_{tube}^4 - T_{vitre,amb}^4)$$

- **Convection externe (vitre-air)**

$$\dot{Q}_{conv,ext} = h_{ext} \cdot P_{vitre} \cdot L \cdot (T_{vitre,ext} - T_{amb})$$

- **Rayonnement externe (vitre-ciel) :**

$$\dot{Q}_{rad,ext} = \varepsilon_{vitre} \cdot \sigma \cdot P_{vitre} \cdot L \cdot (T_{vitre,ext}^4 - T_{amb}^4)$$

L'équilibre thermique impose que la somme des flux sortants à chaque interface soit égale au flux entrant (énergie solaire absorbée).

- Coefficient global de pertes thermiques

On peut regrouper les pertes sous la forme d'un coefficient global de pertes thermiques linéiques U, tel que :

$$\dot{Q}_{pertes} = U_{pertes} \cdot L \cdot (T_{moy} - T_{amb})$$

Où U est déterminé à partir de la somme des résistances thermiques (convection, rayonnement) en série et en parallèle entre le tube, la vitre et l'air ambiant.

Paramètres influents

- Température du tube et de la vitre.
- Émissivité des surfaces (tube, vitre).
- Vitesse du vent (agit sur hex)
- Distance entre le tube et la vitre.
- Diamètre du tube et géométrie du récepteur.

Exemple de formulation simplifiée

Pour un tube nu (sans vitre), la perte thermique linéique peut s'écrire :

$$\dot{Q}_{pertes} = [h_{ext} + \varepsilon\sigma(T_{surf}^2 + T_{amb}^2)(T_{surf} + T_{amb})] \cdot P \cdot L \cdot (T_{surf} - T_{amb})$$

IV.12 Structure du modèle :

Paramètre	Symbole	Valeur Exemple	Unité	Description
Longueur du tube	L	7	m	Longueur totale du tube
Diamètre extérieur tube	D_tube_ext	0,07	m	Diamètre extérieur du tube
Diamètre extérieur vitre	D_vitre_ext	0,07	m	Diamètre extérieur de la vitre
Température fluide	T_fluid	300	°C	Température du fluide caloporteur
Température surface tube	T_tube	320	°C	Température externe du tube
Température interne vitre	T_vitre_int	310	°C	Température interne de la vitre
Température externe vitre	T_vitre_ext	305	°C	Température externe de la vitre
Température ambiante	T_amb	25	°C	Température de l'air ambiant
Température du ciel	T_ciel	10	°C	Température équivalente du ciel
Émissivité tube	ϵ_{tube}	0,85	-	Surface sélective
Émissivité vitre	ϵ_{vitre}	0,88	-	Surface de la vitre
Coef. convection tube-vitre	h_tube_vitre	5	W/m ² ·K	Convection naturelle
Coef. convection vitre-air	h_vitre_air	15	W/m ² ·K	Convection externe (vent)
Constante Stefan-Boltzmann	σ	5,67E-8	W/m ² ·K ⁴	Constante universelle

Tableau 5: Paramètres d'entrée

IV.13 Bilans thermiques détaillés**Rayonnement entre le tube et la vitre**

$$Q_{\text{rad_tube_vitre}} = (\sigma * P_{\text{tube}} * L / (1/\epsilon_{\text{tube}} + 1/\epsilon_{\text{vitre}} - 1)) * (T_{\text{tube_K}}^4 - T_{\text{vitre_int_K}}^4)$$

Convection entre le tube et la vitre

$$Q_{\text{conv_tube_vitre}} = h_{\text{tube_vitre}} * P_{\text{tube}} * L * (T_{\text{tube_K}} - T_{\text{vitre_int_K}})$$

Convection entre la vitre et l'air ambiant

$$Q_{\text{conv_vitre_air}} = h_{\text{vitre_air}} * P_{\text{vitre}} * L * (T_{\text{vitre_ext_K}} - T_{\text{amb_K}})$$

Rayonnement entre la vitre et l'environnement

$$Q_{\text{rad_vitre_ciel}} = \epsilon_{\text{vitre}} * \sigma * P_{\text{vitre}} * L * (T_{\text{vitre_ext_K}}^4 - T_{\text{amb_K}}^4)$$

IV.14 Bilan global

Pour chaque section, le flux thermique doit être équilibré :

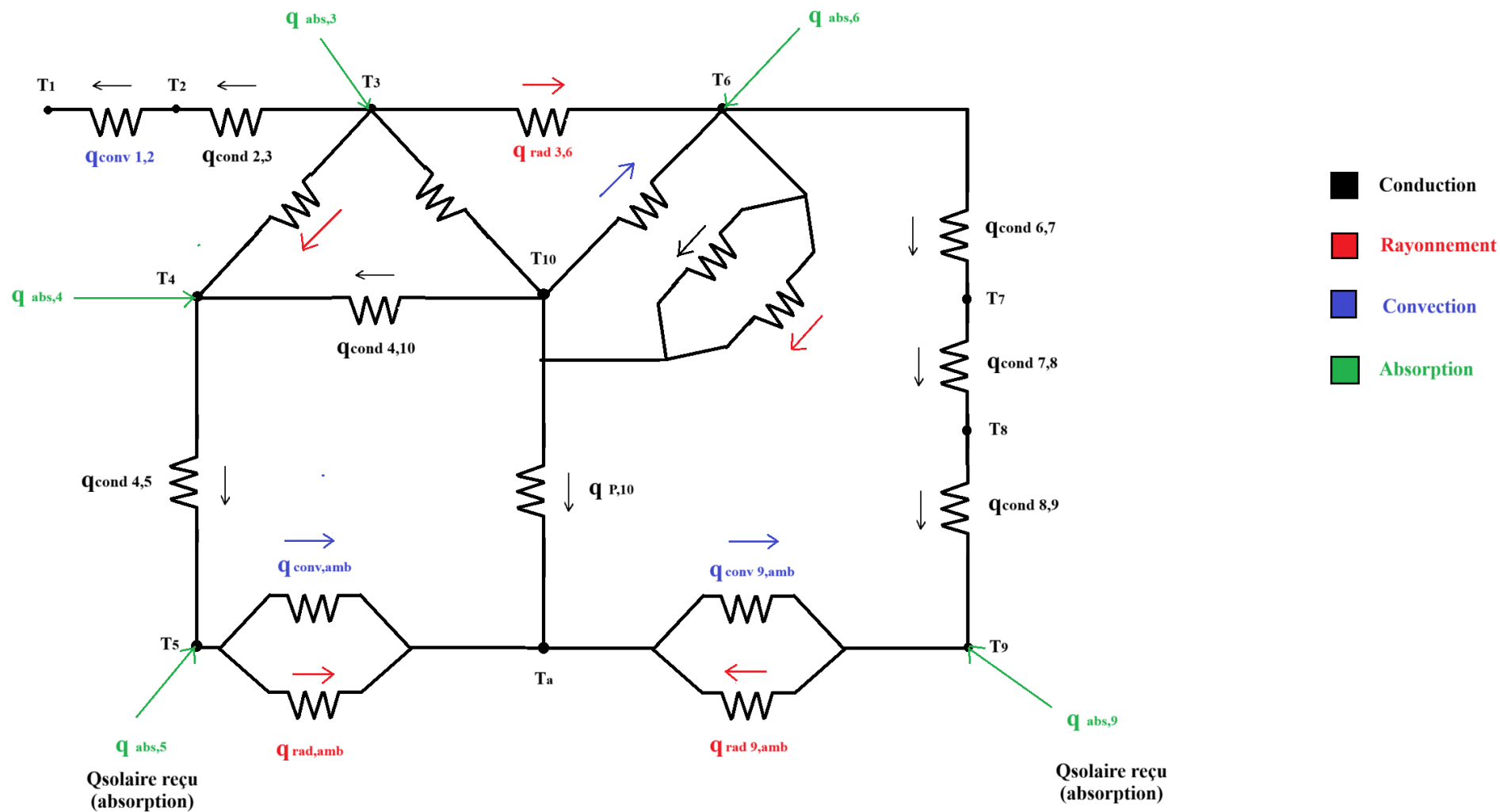
- **Du tube vers la vitre interne :**

$$Q_{\text{tube_vitre}} = Q_{\text{rad_tube_vitre}} + Q_{\text{conv_tube_vitre}}$$

- **De la vitre vers l'extérieur :**

$$Q_{\text{vitre_ext}} = Q_{\text{conv_vitre_air}} + Q_{\text{rad_vitre_ciel}}$$

En régime stationnaire, $Q_{\text{tube_vitre}} \approx Q_{\text{vitre_ext}}$ (à ajuster selon les températures des surfaces choisies).



- **Liste des éléments :**

1. Fluide
 2. Tube int
 3. Tube ext
 4. Vitre int
 5. Vitre ext
 6. Réflecteur secondaire int
 7. Réflecteur secondaire ext
 8. Isolation ext
 9. Casing (Bardage)
 10. Air int
-

- **Échanges thermiques :**

- Au niveau de T3 : absorption du flux solaire incident
- T3 → T2 : échange conductif (Tube ext → Tube int)
- T2 → T1 : échange convectif (convection avec le fluide)
- T3 → T4 : échange radiatif (Tube → Vitre int)
- T4 → T5 : échange conductif (Vitre int → Vitre ext)
- T3 → T6 : échange radiatif (Tube → réflecteur sec)
- T3 → T10 : échange convectif (Tube → air de cavité)
- T10 → T4 : échange convectif (air cavité → Vitre int)
- T10 → T6 : échange convectif (air cavité → réf. sec)
- T5 :
 - Convection (Vitre ext avec l'ambiance)
 - Rayonnement
- T9 :
 - Convection (Bardage avec l'ambiance)
 - Rayonnement

- T6 → T7 → T8 → T9 :

Conduction :

- réf. sec int → réf. sec ext
- réf. sec ext → isolation
- Isolation → bardage
- T9 → amb :
 - Rayonnement entre le bardage et l'ambiance
 - Convection entre le bardage et l'ambiance
- q p10 → Transmission entre le tube et l'air ambiant à travers l'air de la cavité et la vitre
- P sup → Transmission entre le tube et l'air ambiant à travers le réflecteur secondaire

IV.15 Calcul des flux perdus :

	Pertes thermiques	Flux perdus
Rayonnement entre le tube et la vitre	Q_rad_tube_vitre (W)	386,4975695
Convection entre le tube et la vitre	Q_conv_tube_vitre (W)	54,97787144
Convection entre la vitre et l'air ambiant	Q_conv_vitre_air (W)	6465,397681
Rayonnement entre la vitre et l'air ambiant	Q_rad_vitre_air (W)	8,09E+03
Flux provenant du tube atteignant la vitre interne	Q_tube_vitre (W)	441,4754409
Flux provenant du tube traversant la vitre interne	Q_vitre_ext (W)	1,46E+04

Tableau 6 : Estimation des pertes thermiques du récepteur

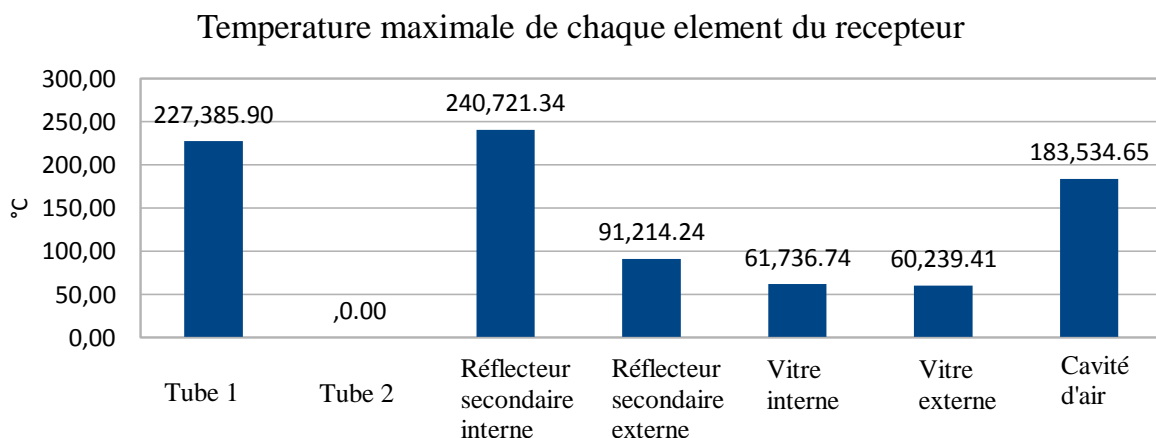
D’après l’étude réalisée sur les pertes thermiques de notre récepteur, on constate que les pertes sont essentiellement radiatives et qu’elles se réalisent quasiment exclusivement par le biais de la vitre. La modélisation effectuée met en évidence que la maîtrise des pertes thermiques repose sur la connaissance détaillée des propriétés radiatives des différents matériaux du capteur.

Les figures ci-dessous représentent un récapitulatif des différents résultats obtenus au cours de 2 journées types, soit la journée du 21/06 à 12h TSV (la plus favorable) et celle du 21/12 à 12h TSV (la plus défavorable), ces résultats concernent : les températures au surfaces du récepteur, la ressource des pertes soit radiative ou convective à travers le réflecteur secondaire ou bien la vitre :

Résultat de la journée du 21 juin (DNI= 820 W/m²) :

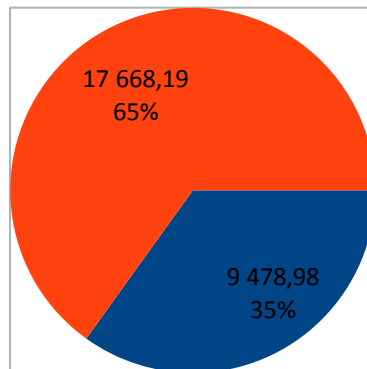
Puissance solaire disponible	Puissance reçue sur le tube		Puissance extraite par le fluide		
574 000,00 W	330 938,00 ± 648,21 W		325 517,97 W		
Efficacité Optique	Efficacité Thermique		Efficacité Solaire → Chaleur		
57,65 %	98,36 %		56,71 %		
	Tube 1	[50 tranche de 1,0272 m]	Tube 2		
Puissance reçue	Débit massique		Puissance reçue	Débit massique	
330 054,00 W	5,000 kg/s (100,00 %)		/	/	
Densité de flux maximale	Erreur sur la densité de flux maximale		Densité de flux maximale	Erreur sur la densité de flux maximale	
52 289,37 W/m ²	± 5 371,33 W/m ²		/	/	
Entré fluide -->	-->	Sorite fluide	Entrée fluide -->	-->	Sortie fluide
15,00 bar	9,55 bar		/	/	
473,15 K (200,00 °C)	485,96 K (212,81 °C)		/	/	

Tableau 7: Tableau récapitulatif des résultats obtenus au cours de la journée du 21 Juin



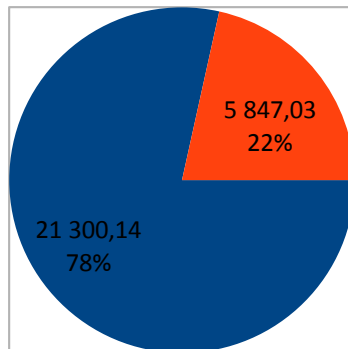
Mode de pertes thermiques

■ Pertes radiatives ■ Pertes convectives

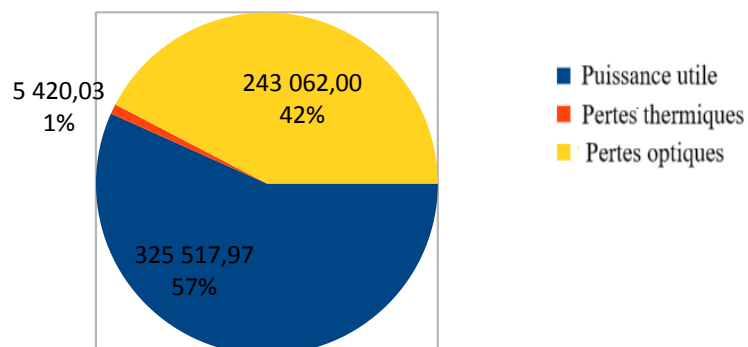


Sources des pertes thermiques

■ Réflecteur secondaire ■ Vitre



Distribution de la puissance disponible

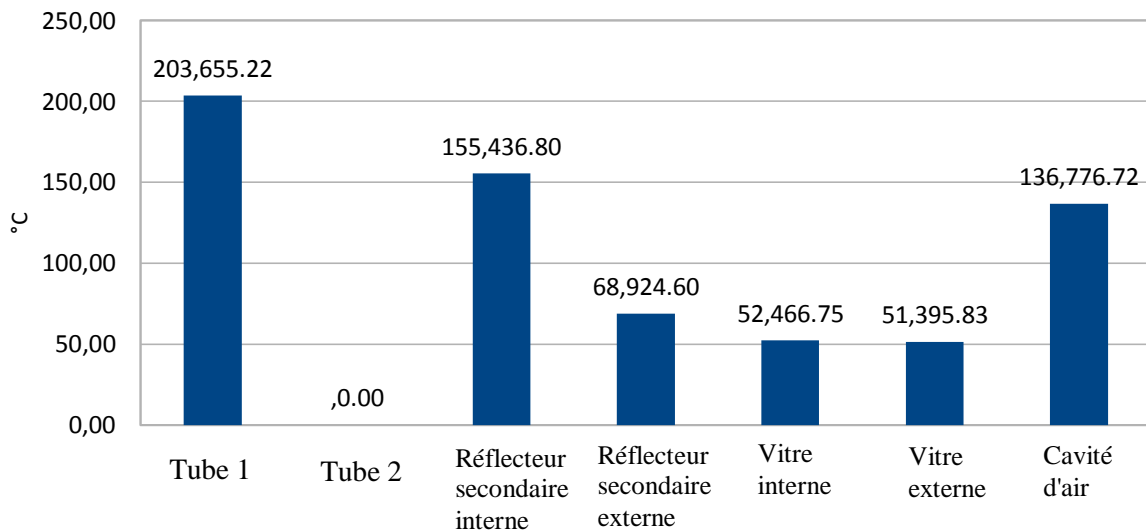


Résultat de la journée du 21 Décembre : (DNI = 820 W/m²)

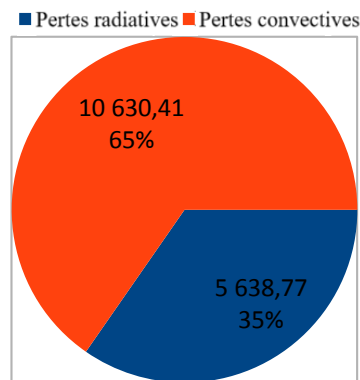
Puissance solaire disponible	Puissance reçue sur le tube		Puissance extraite par le fluide	
574 000,00 W	65 920,40 ± 279,59 W		57 868,84 W	
Efficacité Optique	Efficacité Thermique		Efficacité Solaire → Chaleur	
11,48 %	87,79 %		10,08 %	
	Tube 1	[50 slices of 1,0272 m]	Tube 2	
Puissance reçue	Débit massique		Puissance reçue	Débit massique
65 788,60 W	5,000 kg/s (100,00 %)		/	/
Densité de flux maximale	Erreur sur la densité de flux maximale		Densité de flux maximale	Erreur sur la densité de flux maximale
13 877,78 W/m ²	± 1 797,58 W/m ²		/	/
Entré fluide -->	--> Sorite fluide		Entré fluide -->	--> Sorite fluide
15,00 bar	9,77 bar		/	/
473,15 K (200,00 °C)	464,17 K (191,02 °C)		/	/

Tableau 8 :Tableau récapitulatif des résultats obtenus au cours de la journée du 21 Décembre

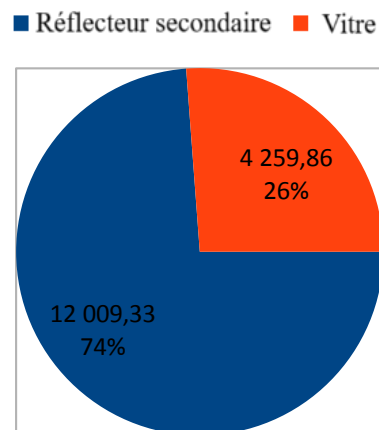
Temperature maximale de chaque element du recepteur



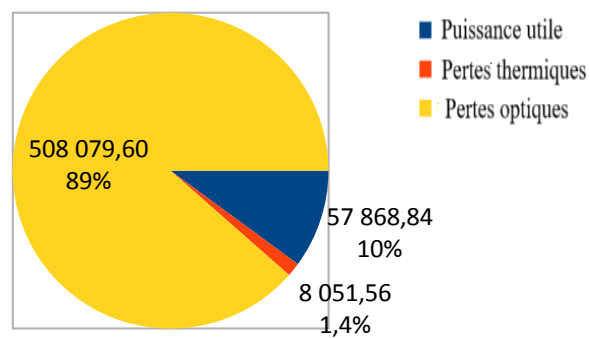
Mode de pertes thermiques



Sources des pertes thermiques



Distribution de la puissance disponible



Conclusion :

D'après les résultats trouvés dans ce chapitre on peut constater que les pertes thermiques diminuent toujours lorsque le débit augmente. Ce comportement est expliqué par le fait que les pertes thermiques dépendent de la différence entre la température du fluide et la température ambiante. Plus l'écart diminue, plus les pertes diminuent. En outre, l'augmentation du débit du fluide permet de diminuer la température atteinte par le fluide mais en même temps fait diminuer la quantité d'énergie utilisée.

Les résultats de la modélisation thermique présentés dans ce chapitre qui décrit les phénomènes de transfert de chaleur se produisant au sein du récepteur thermique constitué d'un tube absorbeur, réflecteur secondaire et d'une vitre, ces derniers montrent que les niveaux de températures nécessaires pour un régime de fonctionnement thermique stable du système peuvent être atteints sur une période de 6 heures environ (entre 10h et 16h). L'évolution de la température en fonction de la hauteur du récepteur a été étudiée. Les résultats obtenus montrent qu'un récepteur situé à 8m de hauteur correspond à un rendement optique maximal, et donc le rendement thermique du récepteur peut atteindre 98 %.

L'isolation thermique est un paramètre important pour les performances thermiques du récepteur, d'une part il permet d'avoir des températures importantes au niveau de tube absorbeur, ce qui implique un gain significatif de puissance et du rendement thermique, et d'autre part il va servir à la stabilité thermique du récepteur, ainsi qu'à sa stabilité mécanique. Il protège aussi le récepteur des intempéries et du vent, pour cette raison nous recommandons de garder le récepteur avec son isolation thermique.

Conclusion générale :

Dans un contexte mondial où les enjeux énergétiques, environnementaux et économiques imposent une transition vers des sources d'énergie plus propre pour notre planète, plus durables et peu coûteuse, l'énergie solaire à concentration s'impose comme une solution prometteuse. Le présent mémoire a permis d'explorer en profondeur la technologie des concentrateurs linéaires de Fresnel (LFR), en soulignant leur fonctionnement, leur conception, et leur potentiel dans la production de chaleur industrielle et d'électricité.

Nous avons tout d'abord commencé par présenter les éléments fondamentaux nécessaires à la compréhension de l'énergie solaire, notamment la caractérisation du gisement solaire et les différentes coordonnées célestes, indispensable pour le dimensionnement optimal de toute installation solaire. Nous avons aussi évoqué les principaux types de technologies à concentration utilisés de nos jours.

Ce premier chapitre nous a donc permis de poser les bases théoriques indispensables à la compréhension du fonctionnement des systèmes solaires à concentration.

Par la suite, dans le chapitre 2 une étude détaillée sur le système LFR a été réalisée, où nous avons expliqué son principe de fonctionnement et passé en revue les différents organes du système à savoir: réflecteurs, récepteur, fluide caloporteur, système de suivi solaire, avec une attention particulière portée à la diversité des configurations et à leurs impacts sur le rendement thermique.

Nous avons aussi présenté quelques centrales LFR existantes à travers les 4 coins du monde afin d'avoir une idée concrète de leur implantation, de leurs caractéristiques techniques, ainsi que des conditions climatiques et économiques dans lesquelles elles opèrent. Le même chapitre a été clôturé par quelques travaux de recherche ciblant les concentrateurs linéaires de type Fresnel.

Le troisième chapitre a été dédié à la modélisation thermique du récepteur du CLF. Ou nous avons représenté de manière analytique les différents échanges thermiques qui ont lieu au sein du récepteur (convection, rayonnement, conduction), et cela afin de développer un modèle numérique du comportement thermique du récepteur.

Pour finir, Le quatrième chapitre a permis d'analyser les résultats issus du modèle thermique, appliqué à différentes journées types de l'année, ou nous avons mis en évidence l'influence du débit massique et surtout de l'isolation sur les performances du récepteur. Les simulations ont clairement montré que de bons choix de conception comme une isolation efficace ou un débit adapté permettent d'améliorer significativement le rendement thermique du système.

Ainsi, ce travail montre que les concentrateurs linéaires de Fresnel représentent solution technologique relativement mature, flexible et économiquement accessible pour la production d'énergie renouvelable. Ce système s'impose progressivement comme une alternative crédible aux centrales cylindro-paraboliques et aux centrales thermiques conventionnelles, en particulier dans les contextes où la simplicité de mise en œuvre, la compacité des installations et les coûts maîtrisés sont des critères déterminants. Ce mémoire ouvre également la voie à des travaux futurs, comme l'intégration de cycles thermodynamiques avancés, l'utilisation de matériaux innovants ou encore la validation expérimentale des modèles proposés.

Bibliographie :

- [1] J. A. Duffie et W. A. Beckman, *Solar Engineering of Thermal Processes*, John Wiley & Sons, 2013.
- [2] Organisation Météorologique Mondiale, *Guide des instruments et méthodes d'observation météorologiques (CIMO Guide)*, 2018.
- [3] A. Kasaeian, S. Moosavi et M. A. Rosen, "Comparative analysis of Fresnel and parabolic-trough solar thermal systems," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2018.
- [4] UVED, "Centrales Fresnel," [Online]. Available: https://uved.univ-perp.fr/module2/co/2-1-4-5-centrales_fresnel.html
- [5] *Linear Fresnel Reflector based Solar System : Operations & Maintenance Manual*.
- [6] M. J. Montes, R. Abbas, R. Barbero, et A. Rovira, "A new design of multi-tube receiver for Fresnel technology to increase the thermal performance," *Applied Thermal Engineering*, vol. 204, art. no. 117970, Mar. 2022.
- [7] M. J. Montes et al., "Hybrid loop configurations combining evacuated and non-evacuated receivers in linear Fresnel single-tube systems: A performance and economic analysis," *Energy Conversion and Management*, 2017.
- [8] E. Bellos and C. Tzivanidis, "Multi-criteria evaluation of a nanofluid-based linear Fresnel solar collector," *Solar Energy*, vol. 163, pp. 200–214, 2018.
- [9] M. Mokhtar, M. Berger, C. Zahler, D. Krüger, H.-D. Schenk, and R. Stieglitz, "Direct steam generation for process heat using Fresnel collectors," *International Journal of Thermal & Environmental Engineering*, vol. 10, no. 1, pp. 3–9, 2015.
- [10] U. Pelay, L. Luo, Y. Fan, D. Stitou, and M. Rood, "Thermal energy storage systems for concentrated solar power plants," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 79, pp. 82–100, 2017.

[11] NREL SolarPACES, "Puerto Errado 1 Thermosolar Power Plant," [Online]. Available: <https://solarpaces.nrel.gov/project/puerto-errado-1-thermosolar-power-plant>. [Accessed: 21-March-2025].

[12] NovaTec Solar, "PE-2," 2015. [Online]. Available: <https://web.archive.org/web/20150402123845/http://www.novatecsolar.com/56-1-PE-2.html>. [Accessed: 21-March-2025].

[13] Reliance Power, "Performance Improvement of 125 MW CSP Solar Thermal Power Plant of Reliance Power, Dhursar, Rajasthan, India,".

[14] NREL SolarPACES, "Lanzhou Dacheng Dunhuang DCTC – Dunhuang 50 MW Fresnel," [Online]. Available: <https://solarpaces.nrel.gov/project/lanzhou-dacheng-dunhuang-dctc-dunhuang-50mw-fresnel>. [Accessed: 21-March-2025].

[15] Wikipédia, "Centrale solaire Ello," [Online]. Available: https://fr.wikipedia.org/wiki/Centrale_solaire_Ello. [Accessed: 21-March-2025].

[16] Ausra, Inc., "Kimberlina Solar Thermal Energy Plant," in Solar Power Projects, 2008.

[17] AREVA Solar, "La centrale américaine de Kimberlina élue meilleure centrale par Power Magazine," [Online]. Available: <https://www.sa.areva.com/news-la-centrale-americaine-de-kimberlina-dareva-solar-elue-meilleure-centrale-par-power-magazine>. [Accessed: 21-March-2025].

[18] M. H. Ahmed and A. M. A. Amin, "Thermal Analysis of the Performance of Linear Fresnel Solar Concentrator," *Journal of Clean Energy Technologies*, vol. 4, no. 5, pp. 316–320, Sep. 2016.

[19] G. Xu, G. Song, X. Zhu, W. Gao, H. Li, and Y. Quan, "Performance evaluation of a direct vapor generation supercritical ORC system driven by linear Fresnel reflector solar concentrator," *Applied Thermal Engineering* vol. 80, pp. 196–204, 2015.

[20] C. Marugán-Cruz, D. Serrano, J. Gómez-Hernández, and S. Sánchez-Delgado, "Solar multiple optimization of a DSG linear Fresnel power plant," *Energy Conversion and Management*, vol. 184, pp. 571–580, 2019.

[21] M. J. Montes, R. Abbas, M. Muñoz, J. Muñoz-Antón, and J. M. Martínez-Val, "Advances in the linear Fresnel single-tube receivers: Hybrid loops with non-evacuated and

evacuated receivers,” *Energy Conversion and Management*, vol. 149, pp. 318–333, 2017.

[22] K. S. Qananba and M. A. Al-Nimr, “Utilizing the wasted heat from the secondary reflector of linear Fresnel solar system by installing thermoelectric generator modules and reheating the working fluid,” *Arabian Journal for Science and Engineering*, vol. 48, pp. 12407–12425, 2023

[23] R. Banos, F. Manzano-Agugliaro, F. G. Montoya, C. Gil, A. Alcayde, and J. Gómez, “Optimization methods applied to renewable and sustainable energy: A review,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 15, no. 4, pp. 1753–1766, 2011.

[24] R. A. Kuyper, T. H. Van Der Meer, C. J. Hoogendoorn, and R. A. W. M. Henkes, “Numerical study of laminar and turbulent natural convection in an inclined square cavity,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 36, no. 11, pp. 2899–2911, 1993.

[25] F. P. Incropera, D. P. DeWitt, T. L. Bergman, and A. S. Lavine, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, 6th ed. Hoboken, NJ, USA: John Wiley & Sons, 2006.

[26] T. H. Kuehn and R. J. Goldstein, “An experimental and theoretical study of natural convection in the annulus between horizontal concentric cylinders,” *Journal of Fluid Mechanics*, vol. 74, no. 4, pp. 695–719, 1976.

[27] F. Veynandt, *Cogénération héliothermodynamique avec concentrateur linéaire de Fresnel : modélisation de l'ensemble du procédé*, Ph.D. dissertation, INP Toulouse, France, 2011.

[28] J. F. Sacadura, *Initiation aux transferts thermiques*. Paris, France: Technique et Documentation, 1980.

[29] R. Siegel and J. R. Howell, *Thermal Radiation Heat Transfer*, 4th ed. New York, NY, USA: Taylor & Francis, 2002.

[30] PTC Support, “Flow Models – Creo Simulate CFD,”
https://support.ptc.com/help/creo/creo_pma/r11.0/french/index.html#page/simulate/cfd/Flow_Models.html