

وزارة التعليم العالي والبحث العلمي

BADJI-MOKHTAR-ANNABA UNIVERSITY
UNIVERSITE BADJI-MOKHTAR-ANNABA



جامعة باجي مختار - عنابة

Année 2024

Faculté de Technologie

Département de Genie Mécanique, Energétique

THESE

Présenté en vue de l'obtention du diplôme de DOCTORAT EN SCIENCES
Genie Mécanique

THEME

***CONCEPTION ET OPTIMISATION DES
PERFORMANCES D'UN CAPTEUR
SOLAIRE PLAN***

Présentée Par :

M. BOURAGBI Lakhdar

Directeur de these : M. AZZOUZ Salaheddine Professeur E.S.T.I Annaba

Devant le jury:

Président:	Mr. KHADRI Youcef	Pr	Université Badji Mokhtar Annaba
Examineurs:	Mr. MECHIGHEL Farid	Pr	Université Badji Mokhtar Annaba
Examineurs:	Mr. DIB Amar	MCA	Université Badji Mokhtar Annaba
Examineurs:	Mr. GUELLAL Messaoud	Pr	Université Ferhat Abbas Stif 1

Année 2023/2024

Remerciements

Avant tout, je remercie le bon Dieu « ALLAH » le tout puissant, qui a illuminé mon chemin et qui m'a armé de la bonne volonté, pour la réalisation de ce modeste travail.

Je voudrais exprimer ma gratitude envers mon directeur de thèse Mr. Salaheddine AZZOUZ Professeur à l'Ecole supérieure de technologies industrielles Annaba, de m'avoir encadré sur ce thème, de m'avoir conseillé, orienté et de m'a laissé beaucoup de liberté pour développer et réalisé ce travail.

Je tiens également à remercier le président ainsi que les membres de jury qui m'ont honoré d'examiner mon travail.

Je désire remercier aussi toutes les personnes qui m'ont a apporté de près ou de loin leurs aides, leurs encouragements et leurs conseils et qui ont contribuées ainsi à rendre possible la présentation de ce travail.

Mes derniers remerciements, à mon épouse pour m'avoir soutenu moralement pendant toute ma thèse.

Dédicace

Je dédie ce modeste travail qui est l'accomplissement de longues années d'étude à...

La mémoire de mes parents qui m'ont toujours soutenu et aidé à affronter les difficultés ;

Ma très chère épouse de la famille Lekouaghet ;

Mes trois enfants ;

Mes chers frères et sœurs ;

Tous les membres de la famille : Bouragbi ;

A tous ceux que j'aime et qui m'aime ;

Je vous remercie pour tous les sentiments d'amitié que vous avez envers moi et dont je suis fier ;

Mes dernières dédicaces, mais non les moindres s'adresse Aux lecteurs de ce travail.

TABLE DES MATIERES

RESUME.....	i
SOMMAIRE	iv
LISTE DES FIGURES	viii
LISTE DES TABLEAUX	xi
NOMENCLATURE	xii

INTRODUCTION GENERALE	1
-----------------------------	---

CHAPITRE 1

CAPTEUR SOLAIRE PLAN

1.1. Introduction	4
1.2. Energie solaire et capteurs solaire.....	4
1.3. Classification générale des capteurs solaire thermique.....	6
1.4. capteurs solaire plan (Conventionnel)	9
1.5. Aperçu des tendances actuelles dans le développement des capteurs solaires plans.....	10
1.5.1. Conception structurelle et matériaux de construction.....	11
1.5.1.1. Modifications géométrique	11
1.5.1.2. Revêtements sélectifs	13
1.5.1.3. Tube à vide et caloduc (Heat pipe)	14
1.5.1.4. Mini et micro-annaux	15
1.5.2. Fluides caloporteur	17
1.5.2.1. Nanofluids.....	17
1.5.2.2. Nanofluids hybride.....	18
1.5.3. Méthodologie	19
1.5.3.1. Exergie, Entropie générée et Optimisation.....	19
1.5.3.2. Simulation numérique (CFD)	21
1.5.3.3. Réseaux neurones artificielles (ANN)	22
1.6. Objectif de la thèse	24

CHAPITRE 2

ANALYSE ET OPTIMISATION EXERGETIQUE D'UN CAPTEUR SOLAIRE PLAN

2.1. Introduction.....	25
2.2. Présentation du modèle à de capteur solaire à étudier.....	26
2.3. Analyse énergétique.....	27
2.3.1. Introduction	27
2.3.2. Bilan thermique.	27
2.3.3. Coefficient de perte globale de la chaleur h_p	28
2.3.4. Rendement de l'ailette	30
2.3.5. Profil de température dans le sens de l'écoulement du fluide	32
2.3.7. Rendement thermique du capteur solaire	32
2.3.8. Insuffisance de l'analyse énergétique.....	33
2.4. Analyse exergetique:	33
2.4.1. Introduction:	33
2.4.2. Réversibilité et Irréversibilité.	34
2.4.3. Entropie et création d'entropie.....	35
2.4.3.1. Entropie	35
2.4.3.2. Création d'entropie	36
2.4.4. Bref historique du mot Exergie.....	36
2.4.5. Définition de l'Exergie.....	36
2.4.6. Différente formes d'Exergie.....	37
2.4.6.1. Exergie d'un système fermé	37
2.4.6.1.1. Exergie physique, Ex_{ph}	37
2.4.6.1.2. Exergie chimique, Ex_{chim}	37
2.4.6.1.3. Exergie cinétique, Ex_{ci}	38
2.4.6.1.4. Exergie potentielle Ex_{po}	38
2.4.6.2. Exergie de flux de matière Ex_{flow}	38
2.4.6.3. Exergie de chaleur ou de l'énergie thermique Ex_Q	38
2.4.7. Application du concept d'exergie sur un capteur solaire plan.....	39
2.4.7.1. Bilan exergetique.....	39
2.4.7.2. Rendement (ou efficacité) exergetique	42
2.4.7.3. Expressions sans dimension	43
2.4.7.4. Approche d'optimisation.....	44
2.4.7.5. Approche expérimental.....	46
2.4.7.5.1. Temperature $T_{fe} \cong T_a$	46
2.4.7.5.1.1. Résultats et discussions.....	48
2.4.7.5.1.2. Valeurs optimal de fonction du FPSC.....	50
2.4.7.5.2. Temperature $T_{fe} \neq T_a$	53
2.4.7.5.2.1. Résultats et discussions.....	55
2.5. Conclusion.....	60

CHAPITRE 3

CHOIX DU FLUIDE CALOPORTEUR ET DE L'ENVELOPPE

3.1. Introduction.....	61
3.2. Type de fluides caloporteurs.....	61
3.2.1. Fluide conventionnelle	61
3.2.2. NanoFluides	62
3.2.3. Nanofluides hybrides	62
3.3. Critères de choix du fluide caloporteur.....	63
3.4. Méthode de choix du fluide caloporteur	63
3.5. Utilisation du code CFD (Computational Fluid Dynamics)	64
3.6. Méthode exergetique pour le choix du fluide caloporteur	65
3.6.1. Temperature de fonctionnement T_{fc}	65
3.6.2. Selection du groupe de fluide conventionnel	66
3.6.3. Modelisation mathematique.....	69
3.6.3.1. Bilan energetique	70
3.6.3.2. Bilan exergetique	70
3.6.4. Simulation numerique	71
3.6.5. Validation	72
3.6.6. Calcul du coefficient de transfert de chaleur par convection $h = ?$	73
3.6.7. Resultats et discussions	74
3.7. Methode d'entropie generé pour le choix du fluide caloporteur	76
3.7.1. Groupe de fluide a étudié (fluide conventionnel et Nanofluide)	77
3.7.2. Modelisation mathematique.....	77
3.7.2.1. Les équation gouvernantes	78
3.7.2.2. Entropie generé	79
3.7.2.3. Nombre de Bejan (Be)	80
3.7.2.4. Nombre d'entropie generé (Ns).....	80
3.7.2.5. Critère de performance energetique (EPC)	80
3.7.2.6. Propriétés thermophysique des fluides	81
3.7.2.7. Conditions aux limites	82
3.7.3. Simulation numerique	82
3.7.4. Validation	83
3.7.5. Resultats et discussions	84
3.7.5.1. Critères de performances energetique	84
3.7.5.2. Génération d'entropie.....	85
3.7.5.3. Nombre de Bejan	87
3.8. Conclusion	88

CHAPITRE 4

CAPTEUR SOLAIRE PLAN A MINICANAU MONOPHASIQUE

4.1. Capteur solaire plan a minicanaux	90
4.1.1. Introduction	90
4.1.2. Classification des canaux selon le diamètre hydraulique.....	91
4.1.3. Description de l'absorbeur.....	91
4.1.4. Avantages de l'utilisation des minicanaux.....	93
4.2. Modèle mathématique du capteur solaire à minicanaux à fluide monophasique (liquide).	94
4.2.1. Processus de transfert thermique dans le capteur solaire monophasique	94
4.2.2. Hypothèses.....	95
4.2.3. Bilan thermique du capteur	95
4.2.4. Expression du coefficient global de pertes h_p	96
4.2.5. Températures de la paroi absorbante et de la vitre (T_p, T_g).....	96
4.2.5.1. Bilan thermique de la vitre (glass)	96
4.2.5.2. Bilan thermique de l'absorbeur	97
4.2.5.3. Température du fluide	100
4.3. Méthode et organigramme de calcul	100
4.4. Résultats et discussion	101
4.4.1. Influence de la hauteur interne des minicanaux d_v	101
4.4.2. Influence de la largeur interne des minicanaux d_h	102
4.4.3. Influence de l'épaisseur de l'ailette (paroi inter-canaux) E_c	103
4.4.4. Variation du nombre des minicanaux.....	104
4.4.5. Influence de la variation du débit	105
4.5. Conclusion.....	106
Conclusion générale.....	107
Références bibliographiques	109
Annexes	120

Titre :**Conception et Optimisation des Performances d'un Capteur solaire Plan.****Résumé :**

Cette thèse s'inscrit dans le cadre de l'exploitation de l'énergie solaire, l'une des branches des énergies renouvelables, qui suscite un intérêt croissant dans notre pays en raison du grand potentiel offert par notre superficie et situation géographique sur cette planète. Le travail vise à améliorer et à renforcer en termes de performance la méthode de conception des capteurs solaires plans utilisés pour le chauffage de l'eau et en particulier les capteurs solaires à minicanaux. Au cours de cette thèse, nous nous sommes concentrés sur trois principaux axes : Le premier consiste à proposer une méthode basée sur le concept d'exergie pour l'analyse, l'optimisation et la détermination des paramètres optimaux liés au fonctionnement du capteur solaire plan conventionnel. La méthode est appliquée pour deux cas réels dans lesquels la température d'entrée du fluide est égale à la température ambiante ($T_{fe} = T_a$) et pour ($T_{fe} \neq T_a$). Dans le deuxième axe, nous proposons deux méthodes pour sélectionner un fluide de travail pour le capteur solaire, l'une basée sur l'exergie appliquée sur un groupe de fluide conventionnel et l'autre sur la génération d'entropie appliquée sur un groupe de fluides conventionnel et nanofluide. Tandis que le troisième axe concerne une modélisation mathématique qui a été développée et traduite en un programme de calcul pour simuler et prédire les performances des capteurs solaires à minicanaux dans des conditions de fonctionnement monophasiques (liquides).

Mots clés :

Exergie, génération d'entropie, irréversibilité, exergie détruite, capteur solaire plan à minicanaux

العنوان:

تصميم وتحسين الأداء لمجمع مستوي للطاقة الشمسية

الملخص:

كتبت هذه الأطروحة في سياق استغلال الطاقة الشمسية، أحد مجالات الطاقات المتجددة، والتي تحظى باهتمام متزايد في بلدنا نظرا للإمكانات الكبيرة التي توفرها مساحتنا وموقعنا الجغرافي على هذا الكوكب. يهدف العمل إلى تحسين وتعزيز طريقة تصميم مجمعات الطاقة الشمسية ذات الألواح المسطحة المستخدمة في تسخين المياه وخاصة مجمعات الطاقة الشمسية ذات القنوات المصغرة. خلال هذه الأطروحة، ركزنا على ثلاثة محاور رئيسية. الأول هو اقتراح طريقة تستند إلى مفهوم المتاحة (exergy) لتحليل وتحسين وتحديد المعلمات المثلى المتعلقة بتشغيل المجمع الشمسي المسطح التقليدي. يتم تطبيق هذه الطريقة على حالتين حقيقتين تكون فيهما درجة حرارة السائل عند المدخل مساوية لدرجة حرارة المحيطة ($T_{fe} = T_a$) وكذلك ($T_{fe} \neq T_a$). في المحور الثاني، اقترحنا طريقتين لاختيار سائل العمل لمجمع الطاقة الشمسية، واحدة تعتمد على المتاحة (exergy) طبقت على مجموعة سوائل تقليدية والأخرى على توليد الإنتروبيا (entropy generation) وطبقت على مجموعة سوائل تقليدية وناوسوائل. في حين أن المحور الثالث يتعلق بنمذجة رياضية تم تطويرها وترجمتها إلى برنامج حسابي للمحاكاة والتنبؤ بأداء مجمعات الطاقة الشمسية ذات القناة المصغرة في ظل ظروف تشغيل أحادية الطور (سائلة).

الكلمات المفتاحية:

المتاحية، توليد الإنتروبيا، الانعكاسية، المتاحة المدمرة، مجمع شمسي مسطح، قنوات صغيرة

Title:**Design and Performance Optimization of a Flat Plate Solar Collector****Abstract:**

This thesis is written in the context of the exploitation of solar energy, one of the fields of renewable energies, which is of growing interest in our country due to the great potential offered by our surface and geographical location on this planet. The work aims to improve and enhance in terms of performance the design method of flat plate solar collectors used for water heating and in particular the solar collectors minichannel. During this thesis, we focused on three main axes: The first is to propose a method based on the concept of exergy for the analysis, optimization and determination of optimal parameters related to the operation of the conventional flat plate solar collector. The method is applied for two real cases in which the fluid inlet temperature is equal to the ambient temperature ($T_{fe} = T_a$) and for ($T_{fe} \neq T_a$). In the second axis, we propose two methods for selecting a working fluid for the solar collector, one based on exergy applied on a conventional fluid group and the other on entropy generation applied on a conventional and nanofluid group. While the third axis concerns a mathematical modeling that has been developed and translated into a computational program to simulate and predict the performance of minichannel solar collectors under single-phase (liquid) operating conditions.

Keywords:

Exergy, entropy generation, irreversibility, destroyed exergy, flat plate solar collector, minichannels

LISTE DES FIGURES

1.1	Chauffe-eau solaire à tubes sous vide à eau dans le verre sélectionné dans le programme ALSOL mené par l'APRUE	6
1.2	Classification des capteurs solaire thermique avec plage de température de fonctionnement	7
1.3	Courbes du rendement thermique pour chaque type de capteur obtenu par simulation a ($G_t = 1000 W/m^2$ et $T_a = 30^\circ C$)	9
1.4	Schéma de principe d'un capteur solaire plan montrant ses différents composants .	10
1.5	Récent tendance des techniques d'amélioration des performances des FPSCs	11
1.6	Résumé des principales tendances des modifications géométriques qui augmentant la quantité d'énergie incidente sur l'absorbeur.	12
1.7	Résumé des principales tendances des modifications géométriques interne/externe au niveau de l'absorbeur.	13
1.8	Caloduc (Heat Pipe) et son application solaire.	15
1.9	Capteur solaire à minicanaux avec caloducs à boucle diphasique	16
1.10	Diagramme schématique des articles publiés dans le Web of Science concernant les nanofluides.	18
2.1	Principaux éléments constatifs d'un capteur solaire plan	27
2.2	Schéma électrique équivalent du transfert thermique d'un capteur solaire plan.....	29
2.3	Flux de chaleur au niveau du volume de contrôle d'une ailette	31
2.4	Compression et détente brusque d'un piston	34
2.5	Diagramme de flux énergétique du FPSC.....	39
2.6	Variation des quantités d'énergie et d'exergies en fonction du temps	49
2.7	Variation des nombres d'exergie en fonction du temps	50
2.8	Température de sortie θ_{fs} en fonction de la température de stagnation θ_{max}	51
2.9	Température de sortie optimale $T_{fs(op)}$ avec minimum d'exergie détruite	52
2.10	Débit optimale en fonction de la température de stagnation	53
2.11	Exergie mesurée pendant la journée de test	56
2.12	Température sans dimension du capteur solaire pendant la journée d'essai.....	57
2.13	Variation des températures et du débit massique optimal \dot{m}_{op} pendant la journée d'essai.....	58
2.14	Variation des températures de sortie, débit massique et exergie détruits au cours de la journée de test	58
3.1	Chaleur spécifique à pression (P=1bar) constante en fonction de la température ...	68
3.2	Conductivité thermique en fonction de la température à P = 1bar.	68
3.3	Pression de saturation en fonction de la température.	69

3.4	Echauffement d'un fluide en écoulement dans un tube.	69
3.5	Température de sortie des fluides caloporteurs en fonction de la longueur du tube obtenu par simulation CFD.....	72
3.6	Groupe de barrette exergie (consommé, utile et détruite) des fluides en écoulement chauffé dans un tube.	74
3.7	Exergie détruite des fluides en (%) par rapport à l'exergie fournie.....	75
3.8	Histogramme du rendement exergetique du system par rapport aux fluides.	76
3.9	Illustration du domaine de calcul pour un seul minicanal rectangulaire.....	78
3.10	Variation de la température moyenne le long du conduit avec flux de chaleur uniforme comparaison entre (a) le présent travail et (b).....	83
3.11	Nombre de Nusselt moyen en fonction de la distance z	84
3.12	Comparaison entre les nombres des EPC.	85
3.13	Variation du taux de génération d'entropie visqueuse locale	86
3.14	Changement de la génération d'entropie locale totale avec la distance	87
3.15	Variation du nombre de Bejan (Be) en fonction de z- distance.....	87
3.16	Changement du nombre de génération d'entropie.....	88
4.1	Absorbeur du capteur solaire a minicanaux.	92
4.2	Dimension d'une plaque absorbante à minicanaux.	92
4.3	Dimension réelle de deux modèles d'absorbeur à droite en cuivre et à gauche en aluminium	93
4.4	Mode de transfert d'énergie dans le capteur solaire a minicanaux.	94
4.5	Schéma électrique équivalent des échanges thermiques dans le capteur solaire ...	98
4.6	Organigramme globale de calcul des paramètres du capteur solaire a minicanaux.	101
4.7	Influence de la variation de la hauteur interne des minicanaux d_v	102
4.8	Influence de la variation de la largeur interne des minicanaux d_h	103
4.9	Influence de la variation de l'épaisseur de l'ailette (paroi inter-canaux) $E_c = Ep_{ail}$	103
4.10	Influence du nombre des minicanaux s les rendements $(\eta_{cap}, \eta_{ailTub})$ et la température de sortie T_{fs}	104
4.11	Influence du nombre des minicanaux sur le coefficient de perte de chaleur globale h_p	104
4.12	Température et rendement du capteur en fonction du débit massique.	105

LISTE DES TABLEAUX

1.1	Résumé détaillé des capteurs solaires thermique.	8
2.1	Données technique du capteur solaire plan.	47
2.2	Relevés effectués avec ($T_{fi} = T_a$).	48
2.3	Valeurs calculées des énergies, exergie et nombre d'exergie.	49
2.4	Valeurs optimales des nombres de température stagnation et débit fluide.	51
2.5	Données techniques du capteur solaire.	54
2.6	Données de mesure.	55
2.7	Paramètres calculés.	55
2.8	Bilan exergétique et énergétique.	59
3.1	Domaine de température usuelle pour des fluides caloporteurs les plus courants.	66
3.2	Données pour la simulation	72
3.3	Résultats de simulation et calculs.	74
3.4	Dimension et paramètres appliqués au domaine de simulation	78
3.5	Thermophysical properties of Al ₂ O ₃ , CuO, and Fe ₃ O ₄ at T=300 K.	81
3.6	Thermophysical properties at temperature T=300 K of the studied fluids.	82
3.7	Histogram of the number of energy performance criterion EPC of fluids.	84
4.1	Classification des canaux selon Kandlikar.	91

NOMENCLATURE

<i>Symbole</i>	<i>Désignation</i>	<i>Unité</i>
A	Surface du capteur solaire	m^2
e_i	Epaisseur d'isolation	m
e_{tb}	Epaisseur du tube	m
e_{al}	Epaisseur d'ailette	m
G	Eclairement solaire globale	W/m^2
Q_s	Energie du rayonnement solaire absorbé par la paroi de l'absorbeur	W
Q_u	Quantité d'énergie utile absorbée par le fluide caloporteur	W
Q_p	Quantité d'énergie perdue vers l'ambient	W
\dot{Q}_{st}	Flux de chaleur a la surface interne	W
Ex	Exergie	W
ex	Exergie spécifique	W/kg
Ex_{ent}	Exergie d'entrée	W
Ex_{sort}	Exergie de sortie	W
Ex_u	Exergie utile	W
Ex_d	Exergie détruite	W
Ex_s	Exergie solaire	W
Ex_{fe}	Exergie du fluide à l'entrée	W
Ex_{fs}	Exergie du fluide à la sortie	W
S_{ge}	Entropie générée	W/K
\dot{S}_{gen}'''	Entropie générée volumétrique	$W/K m^3$
$\dot{S}_{gen,h}'''$	Taux de génération d'entropie thermique volumétrique (par unité de volume)	$W/K m^3$
$\dot{S}_{gen,f}'''$	Taux de génération d'entropie visqueuse volumétrique (par unité de volume)	$W/K m^3$
I	Irréversibilité	W/K
T_0	Température de référence	$^{\circ}C$
T_a	Température de l'air ambient	$^{\circ}C$
T_p	Température de la surface extérieure de la paroi de l'absorbeur	$^{\circ}C$
T_{fe}	Température du fluide caloporteur à l'entrée du capteur solaire	$^{\circ}C$
T_{fs}	Température du fluide caloporteur à la sortie du capteur solaire	$^{\circ}C$
T_{ciel}	Température équivalent du ciel	K
T_{sat}	Température de saturation du fluide caloporteur	$^{\circ}C$
T_{st}	Température à la surface interne du tube	$^{\circ}C$
$T_{f,moy}$	Température moyenne du fluide	$^{\circ}C$
ΔT_{LMTD}	Température moyenne logarithmique	$^{\circ}C$

P_{sat}	Pression de saturation du fluide caloporteur	Pa
h_{vent}	Coefficient de convection du vent	W/m^2K
h_p	Coefficient de perte globale de la chaleur	W/m^2K
τ_{gs}	Coefficient de transmission du verre par rapport au rayonnement solaire	-
α_{gi}	Coefficient d'absorption du verre par rapport aux rayons infra-rouge	-
α_{ps}	Coefficient d'absorption de la paroi de l'absorbeur	-
\dot{m}_f	Débit massique du fluide caloporteur	kg/s
C_p	Chaleur spécifique à pression constante	J/kg.°K
λ_i	Conductivité thermique de la matière isolante	W/m.K
λ_t	Conductivité thermique de la matière du tube de l'absorbeur	W/m.K
λ_{ai}	Conductivité thermique de la matière de l'ailette	W/m.K
h_{cpg}	Coefficient de convection naturelle de l'air entre l'absorbeur et la vitre,	W/m.K
h_{rpg}	Coefficient de transfert de chaleur par rayonnement entre l'absorbeur et la vitre	W/m.K
h_{cga}	Coefficient de convection entre la vitre et l'ambient	W/m^2K
h_{rga}	Coefficient de transfert par rayonnement entre la vitre et l'ambient	W/m^2K
U_{vent}	Vitesse du vent	m/s
F	Rendement de l'ailette	-
F'	Facteur d'efficacité de la plaque absorbante	-
η_o	Rendement optique du capteur	-
η_{en}	Rendement énergétique du capteur solaire	-
θ	Rendement ou facteur de Carnot	-
η_{ex}	Rendement exergetique	-
l	Distance entre deux tubes de l'absorbeur	m
D_{tb}	Diamètre extérieur du tube absorbeur	m
d_{tb}	Diamètre intérieur du tube absorbeur	m
W_{comp}	Travail de compression	J
$W_{dét}$	Travail de la détente	J
W_{irr}	Travail équivalent à l'énergie dégradé par les irréversibilités	J
W_{max}	Travail maximal	J
φ	Fraction volumique des particules solides en suspension dans le fluide de base	-
Re	Nombre de Reynolds	-
Nu	Nombre de Nusselt	-
Pr	Nombre de Prandtl	-
Gr	Nombre de Grachauff	-
Be	Nombre Bejan	-
N_s	Nombre de création d'entropie	-
EPC	Critère de performance énergétique	-

INTRODUCTION GENERALE

La consommation croissante de l'énergie suite au développement continu de la technologie, est devenue une réalité imposée avec laquelle l'homme doit vivre tout au long de son existence. Cependant, cette demande croissante a entraîné de nombreuses crises énergétiques, allant de la perturbation de sa disponibilité à la pollution causée par les appareils et les systèmes qui la consomment. La question de l'indépendance énergétique est désormais un objectif primordial dans la politique des pays qui cherchent constamment à l'atteindre, alors qu'au niveau individuel, son coût est un fardeau constant qui cherche toujours à le minimiser. Aujourd'hui, il est bien clair que les énergies renouvelables (énergies propres), notamment l'énergie solaire, sont devenues une alternative prometteuse aux énergies fossiles (énergies polluantes), mais elles n'ont pas encore atteint le niveau pour bien concurrencer ces énergies fossiles. Cela est dû aux plusieurs raisons, dont les plus importantes sont : le coût élevé et la faible efficacité des dispositifs et systèmes d'énergie renouvelable.

Pour relever ces deux défis (prix et rentabilité), des solutions économiques de soutien ont été déjà appliquées par certains pays, allant jusqu'à subventionner directement les prix des dispositifs et systèmes énergétiques qui exploitent les ressources énergétiques renouvelables et en particulier l'énergie solaire. Aussi, les chercheurs dans ce domaine font de gros efforts pour améliorer les performances de ces systèmes et dispositifs tout en contribuant à résoudre le problème de leur coût élevé.

Par ailleurs, si nous examinons les nombreuses et diverses recherches et études consacrées aux installations solaires thermiques, nous constatons que le capteur solaire a reçu la plus grande attention des chercheurs, car il est l'élément principal de tout système d'énergie solaire. Pour cette raison, dans notre thèse, il est étudié seul, indépendamment du système et de ses composantes telles que les tuyaux de connexion, la pompe, le réservoir d'eau... etc.

Nous avons également observé que ces études qui visent à améliorer les performances de ces capteurs solaires, certaines d'entre elles se concentrent généralement sur l'amélioration de la conception, y compris la nature du fluide, et d'autres se concentrent sur l'utilisation des méthodes, des concepts et d'outils d'étude qui peuvent faire la lumière sur d'autres perspectives négligées auparavant ou nouvellement découvertes.

C'est dans ce contexte, que cette thèse a été conduite, qu'au cours de laquelle nous cherchons à améliorer et optimiser la conception et les performances d'un capteur solaire plan destiné au

chauffage de l'eau « chauffe-eau solaire » à usage résidentiel. En effet, les principales idées que nous allons adopter dans cette thèse pour étudier, analyser et optimiser la conception et les performances du capteur solaire se basent sur la méthode exergétique (un concept qui combine la première et la deuxième loi de la thermodynamique), la minimisation de l'entropie générée (une théorie qui met en évidence les irréversibilités), la dynamique des fluides numérique (CFD un outil pour simuler et modéliser l'écoulement des fluides) et le capteur solaire à minicanaux (un nouveau type de capteur solaire dont l'absorbeur est fabriqué à partir de plaques à minicanaux).

Le travail présenté dans cette thèse est réparti en quatre chapitres :

- Le premier chapitre porte sur l'importance de l'énergie solaire dans notre pays et l'influence du problème du coût et du rendement thermique des capteurs solaires. Il est également suivi d'un bref aperçu sur les différents types de capteurs solaires et les différentes techniques d'amélioration des performances exploitées en général dans les capteurs solaires thermiques et en particulier dans les capteurs solaires plan « chauffe-eau solaire » en mettant l'accent sur les tendances actuelles de recherche et de développement de ces derniers. Ce chapitre couvre ainsi une brève description de notre tendance prise dans cette thèse telle que le modèle de capteur, le choix du fluide et des méthodes utilisées pour son étude.
- Le deuxième chapitre est consacré à la présentation de l'étude énergétique et exergétique d'un capteur solaire plan conventionnel, complétée par une optimisation exergétique et une analyse des paramètres de fonctionnement optimaux du capteur solaire dans des conditions réelles.
- Le troisième chapitre est consacré à la présentation des démarches adoptées pour sélectionner le fluide caloporteur. Tout d'abord, un petit groupe de fluides a été sélectionné, suivi d'une simulation numérique en utilisant un code CFD pour mieux connaître le comportement d'écoulement de chaque fluide et obtenir les paramètres nécessaires à la comparaison tels que l'entropie générée. A la fin une analyse des résultats qui conduit au choix final du fluide.
- Dans le dernier chapitre une modélisation énergétique d'un capteur solaire plan à minicanaux a été exposée. Le modèle est traduit par un programme de calcul en Matlab

pour but d'obtenir les dimensions des canaux qui conviennent aux performances optimales.

Enfin, une conclusion générale qui récapitule l'interprétation des principaux résultats obtenus dans cette thèse, ainsi que certaines perspectives jugées nécessaires dans la suite de ce travail sont proposées.

CHAPITRE 1

CAPTEUR SOLAIRE PLAN

CHAPITRE 1

CAPTEUR SOLAIRE PLAN

1.1. Introduction

La conversion de l'énergie du rayonnement solaire en chaleur (Solaire thermique) à des fins domestiques (chauffage de l'eau ou des locaux) et industrielles (production d'électricité) est une idée ancienne, mais il a fallu attendre la crise mondiale des prix du pétrole qui a débuté en 1973 pour qu'elle devienne une réalité et commence à se répandre dans le monde entier. Depuis cette date l'importance accordé aux énergies renouvelables, notamment l'énergie solaire ne cesse à augmenter surtout dans les pays développés et à forte consommation d'énergie. Aujourd'hui, en raison des contraintes de la pollution et de la nécessité de l'indépendance de la décisions politiques, la plupart des pays du monde orientent leurs politiques économiques dans le domaine de l'énergie vers la rationalisation de l'utilisation de l'énergie de façon globale et en particulier vers les énergies renouvelables comme alternative aux combustibles fossiles. [1]. Néanmoins, les politiques énergétiques se diffèrent d'un pays à l'autre, en fonction de plusieurs facteurs, citant la situation géographique, les ressources énergétiques disponibles (fossiles et renouvelables), le mode de vie, le niveau d'éducation et de technologie.

1.2. Energie solaire et capteur solaire

Le soleil fournit plus d'énergie que nous n'en avons besoin. La disponibilité, le caractère renouvelable, le grand potentiel et le respect de l'environnement ont fait de l'énergie solaire la meilleure option renouvelable possible pour répondre à la demande croissante d'énergie [2]. Il représente près de 60% de la croissance mondiale du potentiel d'énergie renouvelable de plus de 250 GW en 2021-2022 [3].

Dans le cas de notre pays (l'Algérie), sa situation géographique lui a permis de bénéficier d'un potentiel d'énergie solaire parmi les plus élevés au monde avec une irradiation moyenne quotidienne de 6,57 kWh /m², soit un total annuel compris entre 2 000 kWh par m² et 2 650 kWh par m²[4].

Malgré les efforts déployés dans le cadre de la transition vers les énergies renouvelables, en particulier au cours de la dernière décennie, nous sommes encore dans la première phase selon l'étude de S. Raquel et al [4], ils ont enregistré qu'en 2018, le gaz naturel a représenté 98% de l'énergie consommée pour produire de l'électricité (en GWh) avec 1% des énergies renouvelables, dans ces dernières l'énergie solaire a représenté 84% du total de l'électricité produite à partir de sources renouvelables, tandis que l'énergie hydroélectrique a constitué 15% et l'énergie éolienne 1%. En effet, malgré la lenteur de l'expansion dans le domaine des énergies renouvelables, nous enregistrons un vif intérêt pour l'énergie solaire.

Aussi, selon l'Agence Nationale pour la Promotion et la Rationalisation de l'Utilisation de l'Energie (APRUE), la consommation d'énergie pour l'année 2017 en Algérie a atteint 44,65 millions de Tep, dont 15 millions ou 33% ont été absorbés par le secteur résidentiel, avec un part de 65% qui représente la consommation des logements individuels ; la répartition de l'énergie dans ce secteur par type montre une prépondérance du gaz naturel [5].

Afin de mettre en œuvre le plan de transition énergétique, qui est devenu l'une des préoccupations stratégiques les plus importantes de l'État, plusieurs programmes ont été lancés par l'APRUE, parmi lesquels le programme "ALSOL".

Ce programme, opérationnel depuis 2010 toujours en vigueur en 2022, a pour objectif de promouvoir l'utilisation des chauffe-eau solaires, Il apporte une assistance financière directe jusqu'à 45% du coût du chauffe-eau solaire individuel installé et 35% pour une installation collective de chauffage solaire par le biais du Fonds National pour la Maîtrise de l'Energie (FNME) [5].

Le chauffe-eau solaire subventionné par l'APRUE dans le cadre du programme ALSOL est un modèle de capteur solaire à tubes de verre en U sous vide qui appartient à la famille des capteurs solaire à tubes vidés, elle est basée sur la technologie qui utilise le vide comme couche isolante, ce qui réduit considérablement les pertes de chaleur par conduction vers l'extérieur. Cette famille avec ces variétés représente le produit numéro 1 dans le marché des chauffe-eau solaire et le modèle choisi a le coût le plus bas. Néanmoins, en terme d'efficacité énergétique ce modèle ne représente pas le meilleur choix. Mais nous tenons à souligner ici que ce choix, d'une part, est acceptable car il reflète un certain équilibre entre l'efficacité énergétique et le coût, d'autre part, cette sélection met en évidence l'importance des capteurs solaires dans les systèmes de chauffage solaire de l'eau (installation des chauffe-eau solaire) et les techniques utilisées dans leur conception pour augmenter l'efficacité énergétique et réduire les coûts.

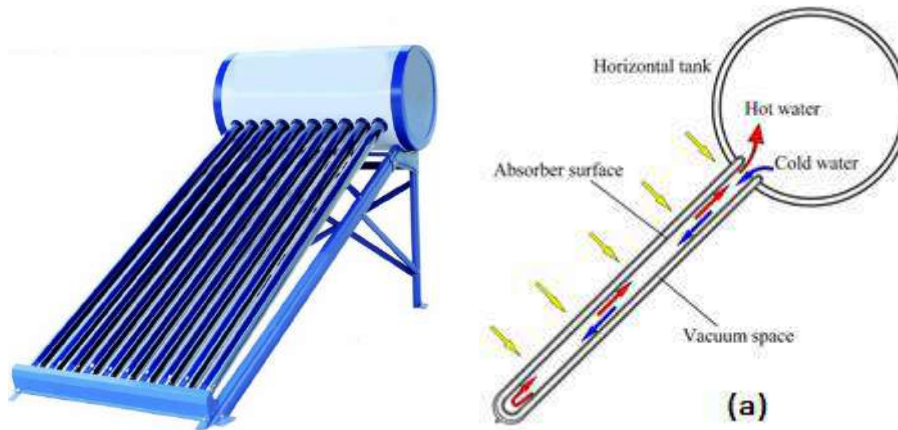


Figure 1.1 : Chauffe-eau solaire à tubes sous vide à eau dans le verre sélectionné dans le programme ALSOL mené par l'APRUE. (a) schéma de principe de fonctionnement

Ainsi, le capteur solaire est considéré comme le composant le plus important de tout système solaire [6], car il s'agit de convertir l'énergie du rayonnement solaire en chaleur et de la transférer en fluide à chauffer directement ou à un fluide de travail. En outre, cette chaleur peut ensuite être stockée ou utilisée directement [7].

Actuellement, la question clé qui fait l'objet d'intenses recherches est de savoir comment augmenter le rendement de la conversion photo-thermique. Dans ce sens, des efforts importants ont été déployés pour améliorer les performances des systèmes de conversion d'énergie existants [8, 9].

1.3. Classification générale des capteurs solaires thermiques

La conversion de l'énergie solaire en énergie utile se fait principalement de deux manières : la première consiste à la conversion solaire-thermique par des capteurs solaires thermiques, et la deuxième est la conversion solaire-électrique par l'utilisation des cellules solaires photovoltaïques. Ce dernier point (Solaire PV) ne rentre pas dans le cadre de cette thèse.

Les systèmes solaires les plus courants sont les capteurs solaires thermiques (Thermal Solar Collector : TSC), qui produisent l'énergie thermique des fluides. Les TSC sont classés en fonction de la conception du capteur et de la disposition du suivi de la trajectoire apparente du soleil, comme le montre la figure 1.1. En fonction de la conception on trouve deux catégories, les capteurs solaires concentrateurs (CSC : Concentrator Solar Collector) et les capteurs solaires non concentrateurs (NCSC : Non-Concentrating Solar Collector). Quant à la fonction de la disposition du suivi, un capteur solaire peut être sans suivi (NTC : Non-Tracking Collectors)

ou avec suivi (TC : Tracking Collectors). Les NTC sont fixes et incapables de se déplacer avec le mouvement du soleil. Ils comprennent les capteurs paraboliques combinés (CPC : Compound Parabolic Collector), les capteurs à tubes sous vide (ETC : Evacuated Tube Collector) et les capteurs solaires plats (FPSC : Flat Plate Solar Collector).

Cependant, les TC sont conçus pour suivre la trajectoire du soleil, ce qui permet d'absorber une insolation maximale. En fonction des axes de rotation les capteurs de suivi peuvent également être classés en capteurs de suivi à axe unique et des capteurs de suivi à double axe. Les capteurs à axe unique se déplacent autour d'un seul axe, ce qui inclut le capteur de Fresnel linéaire (LFC : Linear Fresnel Collector), cylindro-parabolique (CT : Cylindrical Trough) et capteur à foyer parabolique (PT : Parabolic Trough).

Les capteurs de suivi à double axe peuvent tourner autour de deux axes perpendiculaires l'un à l'autre. Cela permet une exposition maximale du capteur au rayonnement solaire.

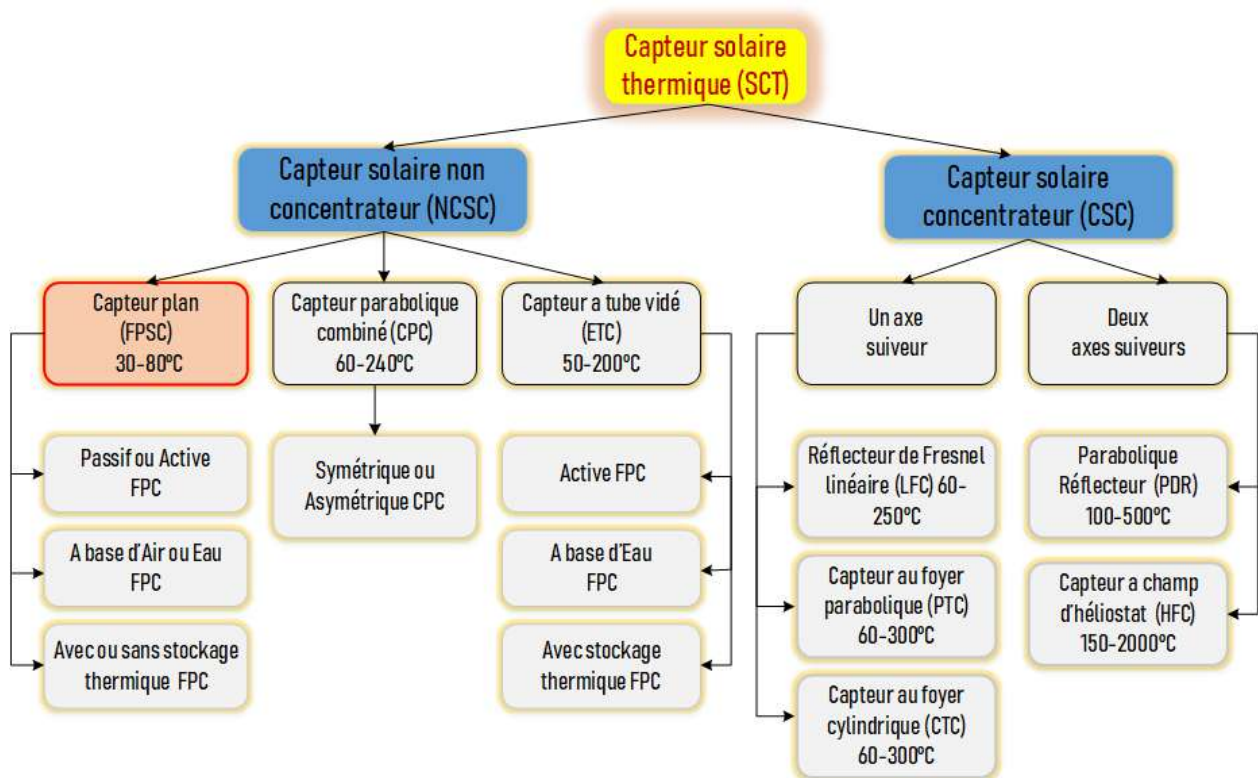


Figure 1.2 : Classification des capteurs solaire thermique avec plage de température de fonctionnement (les abréviations sont en anglais) [11].

Les capteurs solaires concentrateurs CSCs tel que les (PDR : Parabolic dish receiver), (CTC : Compact linear Fresnel collector), (PTC : Parabolic trough collector) et (FRL : Fresnel reflector linear) peuvent fournir de l'énergie thermique au fluide caloporteur à une température allant jusqu'à

500°C et sont généralement utilisés dans les centrales électriques, les industries du textile, du ciment, de l'alimentation et du plastique, etc. [10].

Bien qu'il puisse également fonctionner à des températures allant jusqu'à 1500°C et même plus, comme c'est le cas pour le PDR et le (HFC : Heliostat Field Collector) [11].

Nous indiquons ici que le rendement thermique des FPSC est faible par rapport aux autres CSC, ce qui est dû à une perte de chaleur convective élevée (perte de chaleur à travers la couverture en verre et les parois).

Un FPSC typique est conçu pour fournir de l'eau à des températures modérées (jusqu'à 80 C) à des fins domestiques [13], ce qui convient le mieux pour le bain, le lavage du linge et des vaisselles, et le chauffage des pièces des bâtiments résidentiels.

Tableau 1.1. Résumé détaillé du capteur solaire thermique [10, 14]

<i>Technologie du capteur solaire</i>	<i>Type d'absorbeur</i>	<i>Rendement ρ(%)</i>	<i>Température de fonctionnement (°C)</i>	<i>Application</i>
Plan	Plan	30-50	≥ 80	Usage domestique
A tube vidé	Plan	30-50	≥ 200	Usage domestique. Chauffage/Clim des espaces
Parabolique combiné	Tubulaire	-60	110-200	Usage domestique. Chauffage/Clim des espaces
Parabolique	Tubulaire	50-70	150-500	Usage domestique. Chauffage/Clim des espaces
Cylindre-parabolique	Tubulaire	≥ 50	≥ 400	Chauffage/Clim des espaces, systèmes d'énergie, industrie textile
Réflecteur de Fresnel linéaire	Tubulaire	≥ 50	≥ 500	Production de la vapeur, system d'énergie, Processus de chauffage
Champ héliostat	Foyer	40-65	≥ 1000	Production d'électricité Processus de chauffage
Parabolique réflecteur	Foyer	60-70	≥ 1500	Production d'électricité Processus de chauffage

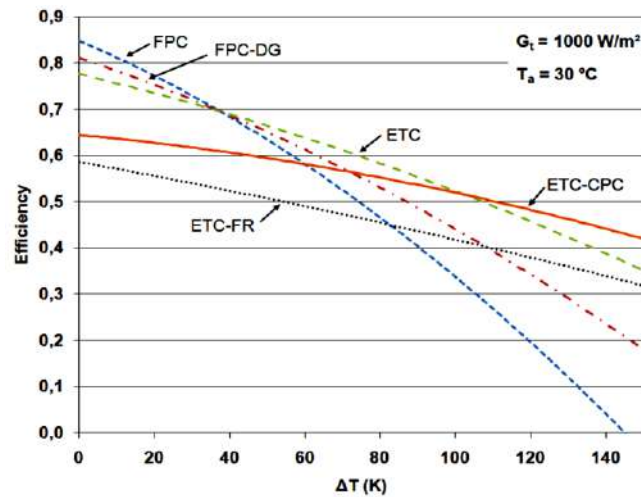


Figure 1.3 : Courbes du rendement thermique pour chaque type de capteur obtenu par simulation a ($G_t = 1000 \text{ W/m}^2$ et $T_a = 30^\circ\text{C}$) avec : Capteur plan (FPC), Capteur plat à double couverture (FPC-DG), Capteur à tubes sous vide (ETC), Capteur à tubes sous vide avec réflecteur plat (ETC-FR), Collecteur à tubes sous vide avec réflecteur CPC (ETC-CPC). [12].

1.4. Capteur solaire plan (Conventionnel) :

Le capteur solaire thermique est un dispositif spécial dans lequel le rayonnement solaire incident est converti en énergie thermique utile [15]. L'idée de base d'un capteur solaire plan FPSC est simple. Le rayonnement solaire est utilisé pour chauffer une surface plate sombre, appelée plaque absorbante (ou absorbeur), qui convertit l'énergie du rayonnement solaire en énergie thermique. Cette chaleur est ensuite transférée au fluide (Fluide caloporteur) circulant dans des tuyaux fixés à l'absorbeur. La plaque absorbante est constituée de métaux à haute conductivité thermique tels que le cuivre, l'aluminium ou l'acier. Les tubes transportant le fluide sont soit intégrés, soit fixés à la plaque absorbante. Une couverture transparente, également appelée vitrage, permet au rayonnement solaire haute fréquence de passer et d'atteindre la plaque absorbante, mais empêche le rayonnement à basse fréquence émis par la plaque absorbante de s'échapper (Phénomène de l'effet serre). Le matériau couramment utilisé à cette fin est le verre. Une couche de matériau isolant (comme la fibre de verre) est placée à l'arrière et sur les quatre côtés de la plaque d'absorption pour réduire les pertes de chaleur (figure 1.4).

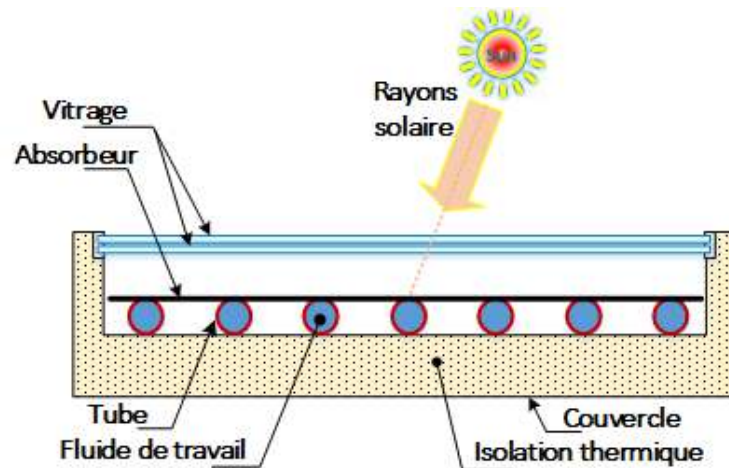


Figure 1.4 : Schéma de principe d'un capteur solaire plan montrant ses différents composants.

Initialement, les performances des FPSCs étaient faibles en raison des pertes de chaleur élevées, de la faible absorptivité, du faible coefficient de transfert de chaleur par convection [16]. À cet égard, les chercheurs ont tenté de développer de nouvelles techniques pour concevoir des FPSCs efficaces, le rendement énergétique de la conversion solaire thermique atteinte est d'environ 70 % [7].

1.5. Aperçu des tendances actuelles dans le développement des capteurs solaires plans

Un rendement thermique élevé, une taille et un poids réduit, un faible coût et un fonctionnement fiable dans des conditions climatiques extrêmes sont les exigences de base d'un FPSC parfait. Diverses méthodes et techniques actuelles ont été mises en œuvre pour améliorer les performances globales des FPSC. Si nous nous limitons uniquement au FPSC et ignorons les recherches qui traitent le FPSC avec son système (c.-à-d. l'ensemble de l'installation du chauffe-eau solaire : FPSC, réservoir de stockage, mode de circulation du fluide, tuyaux et pièces de connexion, régulation... etc.) et les combinaisons avec d'autres systèmes de domaine différent tels que le solaire photovoltaïque (capteur solaire hybride photovoltaïque/thermique). Dans cette optique, nous estimons que les efforts scientifiques des chercheurs au cours de cette dernière décennie peuvent être résumés en trois tendances différentes, comme le montre la figure ci-dessous.

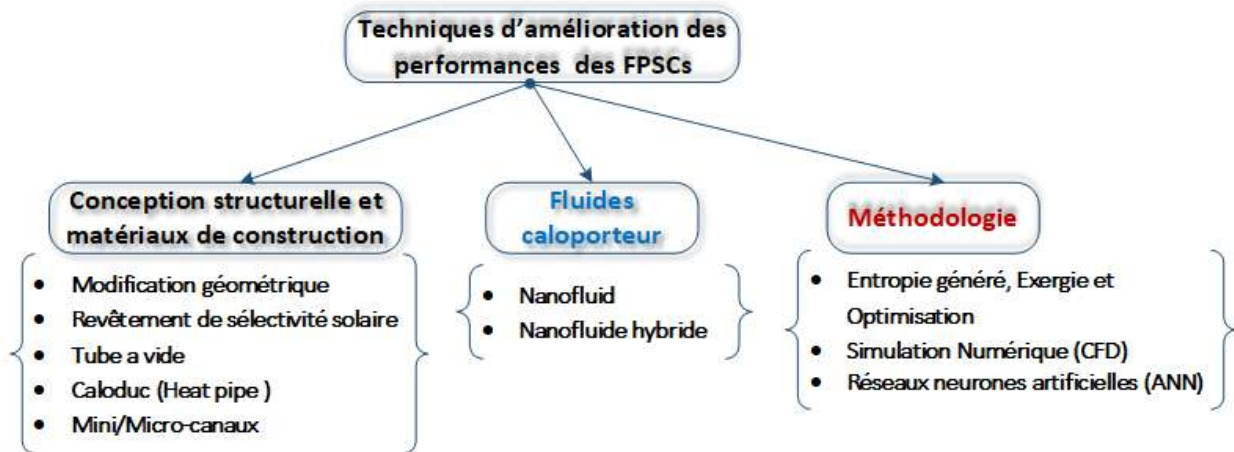


Figure 1.5 : Récentes tendance des techniques d'amélioration des performances des FPSCs.

1.5.1. Conception structurelle et matériaux de construction :

Par ce titre, nous entendons toute modification concernant la structure (interne/externe) et les matériaux de construction du capteur solaire afin d'améliorer ses performances. Cette tendance a été prise d'une grande importance et n'a cessé d'évoluer depuis l'apparition du premier type de chauffe-eau solaire (model conventionnelle figure. 1.1 qui a été conçu, développé et étudié en détail par Close (1962) [17]. Le capteur solaire plan conventionnel est largement étudié et analysé, nous signalons de nombreuses références dans ce domaine de recherche [18, 19, 20, 21].

1.5.1.1. Modifications géométriques :

La première idée attirante pour rendre les capteurs solaires plus efficaces est de collecter la quantité maximale de rayonnement solaire sur la surface absorbante. Pour cela, de nombreuses techniques basées sur des modifications géométriques sont adoptées, telles que l'introduction des réflecteurs plan ou cylindro-paraboliques pour augmenter et centrer la quantité d'énergie solaire sur l'absorbeur voir figure 1.6.

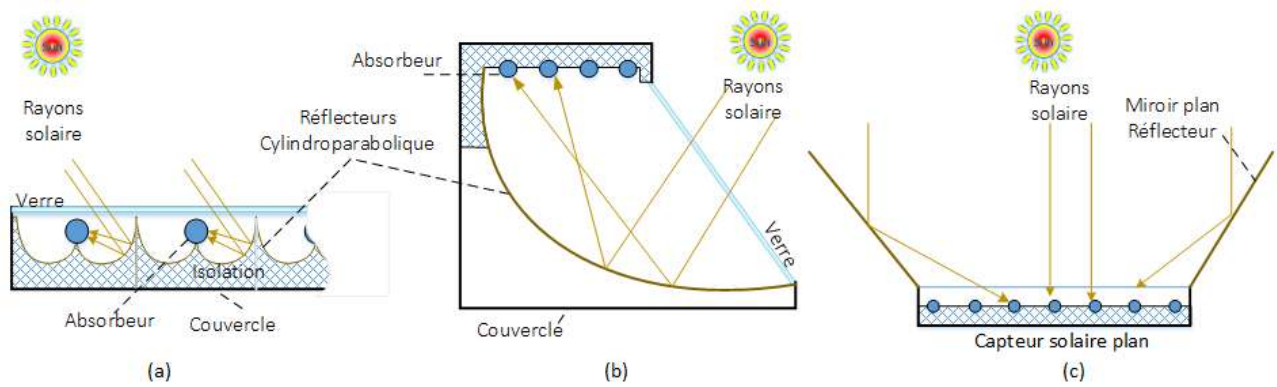


Figure 1.6 : Résumé des principales tendances des modifications géométriques qui augmentant la quantité d'énergie incidente. (a) Réflecteurs cylindro-parabolique pour chaque tube absorbeur. (b) réflecteur cyindro-parabolique pour l'absorbeur. (c) Réflecteurs plans sur l'absorbeur.

Ainsi, pour surmonter le problème de la surface lisse de l'absorbeur en contact avec le fluide de travail créant des sous-couches laminaires et affaiblissant le coefficient de transfert de chaleur par convection, des turbulateurs et des ailettes internes de différentes formes et des ondulations dans les tubes et la surface de l'absorbeur sont exploitées. Ces modifications géométriques ont permis d'augmenter la surface d'échange et créer des turbulences qui servent à rompre ces sous-couches laminaires et améliorer le transfert de chaleur. Dans ce sens, différentes formes géométriques sont étudiées. Sheikholeslami et al [22] ont réalisé une simulation numérique sur un tube d'absorbeur équipé d'une nouvelle forme de turbulateur de structure hélicoïdale. Cette nouvelle forme a permis d'augmenter le flux tourbillonnaire et agissait comme une ailette grâce à sa connexion avec le tube, ce qui a entraîné un flux convectif plus important (figure.1.7.b). Rasamakine et al. [23] ont proposé une nouvelle structure des tubes absorbeur du FPSC en mettant en œuvre des caloducs en alliage d'aluminium avec des rainures longitudinales dans la paroi intérieure des tubes et de larges ailettes externes (figure. 1.7.a), ce qui donne un rendement thermique maximal de 72 %.

Mwesigye et al. [25] ont étudié l'effet des plaques perforées placées dans les tubes récepteurs pour réduire le gradient de température (figure. 1.7.d). Fuqiang et al. [24] ont introduit un tube symétrique avec une ondulation convexe vers l'extérieur dans l'auge parabolique. Il a été conclu que les facteurs de performances du transfert de chaleur global ont été améliorés jusqu'à 26,8 % (figure 1.7.c),

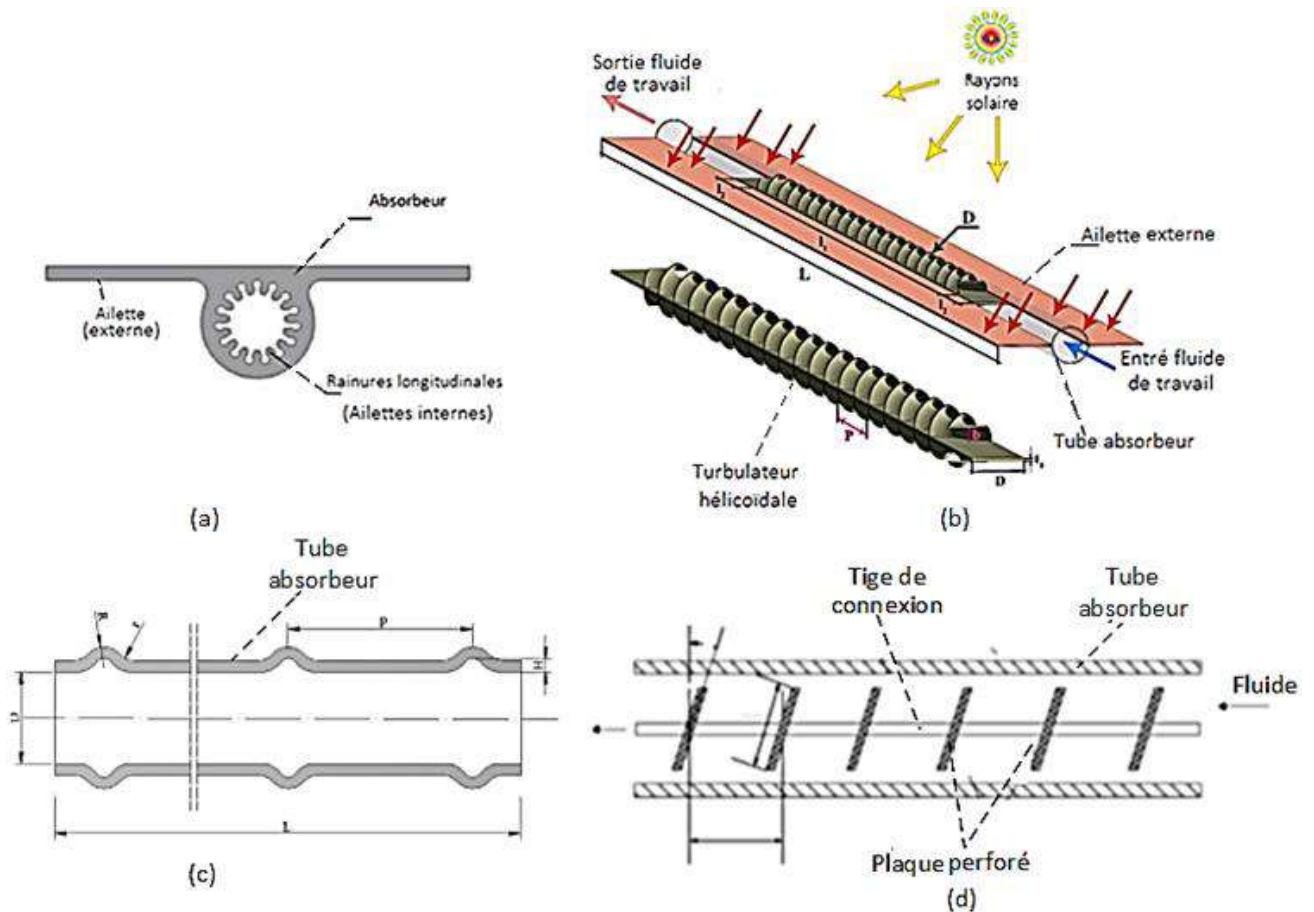


Figure.1.7 : Résumé des principales tendances des modifications géométriques interne/externe au niveau de l'absorbeur. (a) Tube absorbeur avec rainures internes longitudinales et ailettes externe [23]. (b) Tube absorbeur avec turbulateur hélicoïdale [22]. (c) Ondulation symétrique convexe vers l'extérieur sur le tube absorbeur [24]. (d) Tube absorbeur avec plaques perforées [25].

1.5.1.2. Revêtements sélectifs :

L'application de revêtements sélectifs sur la surface de l'absorbeur permet d'absorber un maximum d'énergie solaire. [13]. Le rôle de ce revêtement est d'augmenter l'absorptivité et de minimiser l'émissivité afin de retenir un maximum d'énergie. En 1958 Shaffer [26] a proposé une application de revêtement sélectif sur la surface du capteur solaire. Depuis lors, différentes variétés de revêtement sélectif ont été développées et les recherches se poursuivent. Récemment, Senthil et al [27] ont testé trois échantillons avec différents rapports de peinture noire et de Graphene (1:1, 1:2 et 1:3) et ont observé que la surface absorbante avec un rapport de revêtement de 1:3 augmente l'efficacité thermique d'environ 6,25 % par rapport au

revêtement standard de peinture noire en raison de la conductivité thermique plus élevée des particules de Graphene.

1.5.1.3. Tube à vide et caloduc (Heat pipe) :

La technique du tube à vide repose sur le principe de l'isolation thermique obtenue en créant un vide entre deux tubes concentriques en verre. Dans le vide, l'énergie ne peut être transférée que par rayonnement, car les deux autres méthodes de transfert de chaleur, la convection et la conduction, ne peuvent se produire sans la présence de matière. Ce principe devient très important lorsqu'il est associé à d'autres techniques telles que les caloducs, les ailettes, les réflecteurs à auge parabolique et la sélectivité. Toutes ces techniques sont intégrées dans le type ETC qui est devenu l'un des capteurs solaires le plus utilisé pour les chauffe-eau solaires. [28]. Concernant les caloducs (Heat pipe), ils sont tous composés de trois zones distinctes, zone d'évaporation, zone adiabatique et zone de condensation, dans lesquelles le fluide de travail s'évapore, se déplace sans échange de chaleur et se condense, respectivement (figure 1.8a). Ces trois opérations se déroulent à une pression de saturation constante généralement dans une structure capillaire (appelé aussi mèche). Les avantages offerts par les caloducs qui ont attiré l'attention des chercheurs en vue de leurs utilisations dans les capteurs solaires sont les suivants : changement de phase Liquide \rightleftharpoons Vapeur, coefficient de transfert thermique élevé, faible quantité de fluide de travail, thermosiphon, pompage capillaire, diversité de la structure capillaire, Choix de la température de fonctionnement et la disponibilité d'une large gamme de fluides caloporteur. Pour plus de détails, on peut voir [29].

L'introduction des avantages des caloducs, la sélectivité solaire, la concentration des rayons solaires sur l'absorbeur et l'isolation par le vide, ont permis de pousser le rendement des capteurs solaires ETC à environ 70% (Tableau 1.1). Dans ce sens, de nombreuses études et recherches scientifiques ont été réalisées. Rassamakin et al. [23] ont proposé un nouveau modèle de caloduc en alliage d'aluminium équipé de larges ailettes et d'une structure interne sous forme de rainures longitudinales (figure 1.7 a).

Autres études ont modifié la structure de la mèche telle que Rybár et al. [30] qui ont réalisé et testé un ETC équipé d'un caloduc en mousse métallique. Ils ont enregistré par rapport à un ETC classique (à caloduc sans mèche) une augmentation significative de la puissance thermique allant jusqu'à 85,2 à 201,8 W par 1 m² de surface de collecteur (en fonction des débits utilisés pour le fluide caloporteur).

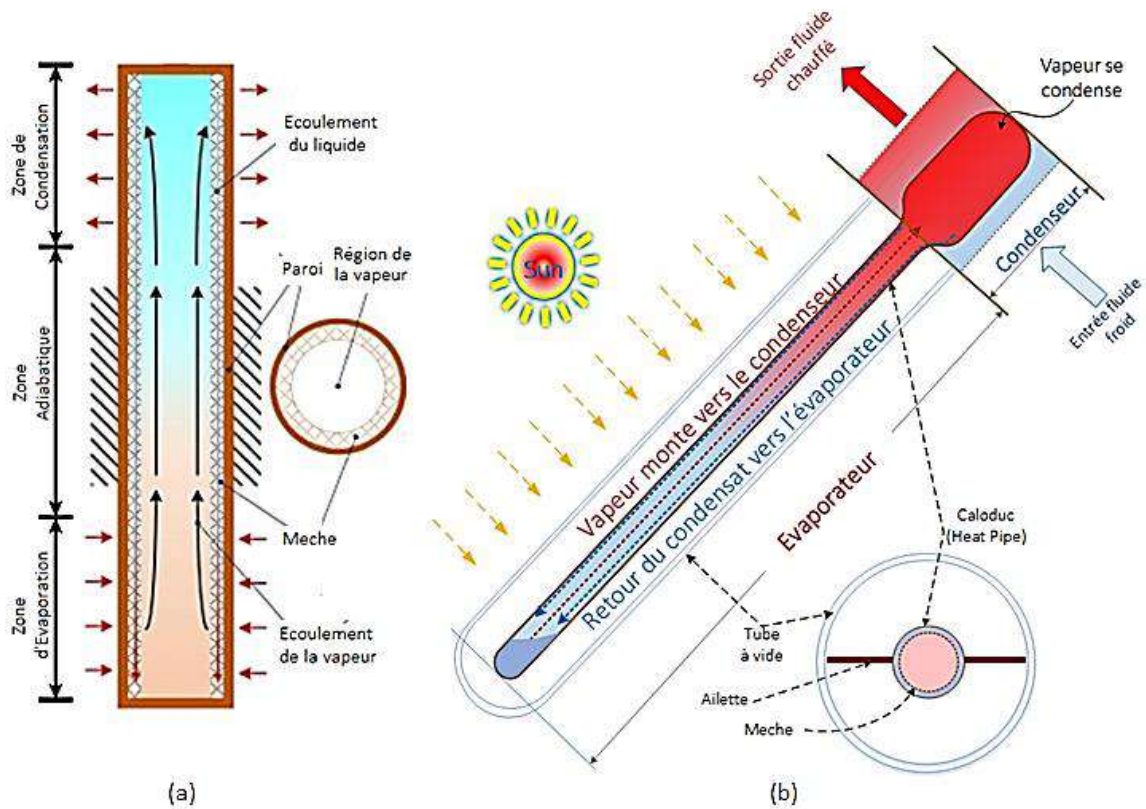


Figure.1.8 : Caloduc (Heat Pipe) et son application solaire. (a) principe de fonctionnement d'un caloduc. (b) Capteur solaire à caloduc et tube à vide ETC

Martin et al [31] ont réalisé une étude numérique d'un nouvel absorbeur échangeur de chaleur pour le capteur solaire à tubes sous vide ETC. L'avantage de cette conception réside dans l'augmentation de la surface d'échange thermique, ce qui accroît l'efficacité globale du dispositif.

1.5.1.4. Mini et Micro-canaux :

L'idée des mini/micro-canaux s'inspire de la miniaturisation, qui s'est imposée dans presque tous les domaines technologiques. En réalité, ce type peut être classé dans la catégorie des modifications géométriques, mais il est devenu indépendant en raison de l'apparition d'importants phénomènes physiques qui se manifestent clairement à l'échelle miniaturisée (mini et micro), parmi lesquels les phénomènes de transfert de chaleur dans l'interface solide-liquide-gaz et l'effet capillaire [29]. L'utilisation de mini/micro-canaux dans les capteurs solaires est importante en raison de plusieurs avantages, tels qu'une grande surface d'échange, un coefficient de transfert thermique élevé et une faible quantité de fluide de travail. [13].

Ainsi, nous trouvons une étude complète d'un capteur solaire plan basé uniquement sur la technologie des minicanaux réalisé par Duong.V et al [32, 33, 34] à l'Université de Californie

dans le cadre d'un projet de recherche intitulé : La technologie des minicanaux pour améliorer les chauffe-eau solaires (Minichannel Technology to Improve Solar Water Heaters). L'étude est basée sur deux modèles de capteurs solaires à minicanaux (SCM : Solar Collector Minichannel) en aluminium et en cuivre conçus et testés en mode monophasique et diphasique dans des conditions réelles pendant plus d'un an. L'équipe a constaté que la configuration à minicanaux en aluminium était 13 % plus efficace qu'un capteur conventionnel en cuivre et collectait plus d'énergie tout au long de la journée [35]. Dans ce contexte, nous trouvons également une autre étude analytique concernant les limites de transfert de chaleur réalisée par Thierno et al [36] sur un nouveau capteur solaire à minicanaux SCM avec des caloducs à boucles diphasique (figure 1.9), c'est-à-dire la ligne liquide (Condenseur) est séparée de la ligne vapeur (Absorbeur). Ils ont constaté que le SCM à boucle diphasique peut atteindre une capacité de transfert de chaleur de 725 W.

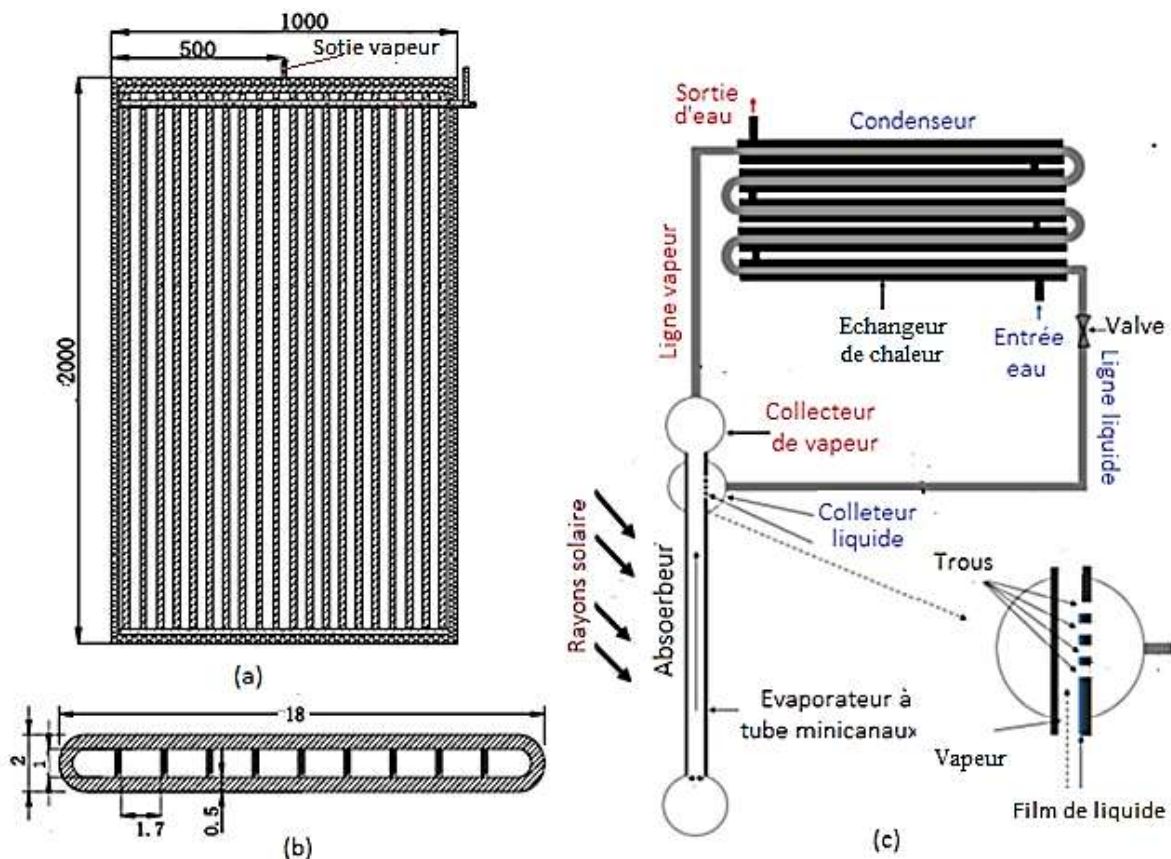


Figure.1.9 : Capteur solaire à minicanaux avec caloducs à boucle diphasique [36].

(a) Capteur solaire avec des caloducs à minicanaux. (b) Vue de dessus d'une section transversale horizontale du tube caloduc. (c) Schéma de la nouvelle boucle de caloducs biphasés du capteur solaire.

Cependant, de nombreux chercheurs ont concentré leurs efforts sur l'optimisation des performances de modèles similaires au SCM ordinaire, tels que l'état de surface en contact avec l'écoulement du fluide, les dimensions et le nombre des canaux, la chute de pression [37, 38]. Aussi, afin d'améliorer l'efficacité de ces SCM, les chercheurs ont choisi de combiner des techniques bien connues comme les tubes à vide [39, 40], les ailettes et les concentrateurs [41].

1.5.2. Fluides caloporteurs

Au départ, l'eau était connue pour être un bon conducteur de chaleur et était utilisée comme fluide caloporteur dans les FPSC. En raison de certains inconvénients tels qu'une température de solidification élevée (Congélation à 0°C), faible température de vaporisation (Ebullition à 100°C) et l'incompatibilité avec les matériaux de construction des installations solaire, les chercheurs ont trouvé d'autres concurrents telle que R 11, Pentane, R 113, FC72, Acétone, Méthanol, Ethanol ...etc. Cependant, ces fluides, appelés par la suite fluides conventionnels, ont également des limites d'utilisation qui ne peuvent pas être modifiées car elles représentent les propriétés physico-chimiques constantes de chaque fluide. Ceci a conduit à la naissance des nanofluides et des nanofluides hybrides où il est possible de modifier ces propriétés en ajoutant des nanoparticules de type et de forme différents.

1.5.2.1. Nanofluides

Ces dernières années, un effort remarquable des chercheurs se dirige vers l'utilisation de nanofluides comme fluide caloporteur pour améliorer le transfert de chaleur dans les FPSC. Les nanofluides ont montré un bon potentiel en termes de performances thermiques. Le développement de nouveaux types de nanofluide pour les applications solaires augmente de jour en jour. Maouassi et al [42] ont réalisé une étude numérique du transfert de chaleur à travers un FPSC en utilisant un nanofluide (TiO_2/Eau) comme fluide caloporteur. Ils ont remarqué que le transfert de chaleur exprimé par le nombre de Nusselt du nanofluide (TiO_2/Eau) est supérieur à celui de l'eau pure (fluide de base) et que l'augmentation de la perte de charge est négligeable avec l'augmentation de la concentration volumique des nanoparticules, soit environ 1,78%. Saad T. Hamidi [43] dans une étude expérimentale sur le rendement thermique d'un FPSC utilisant un nanofluide (SiO_2/Eau) comme fluide caloporteur, il a constaté que pour de larges conditions de fonctionnement, la performance du FPSC est plus élevée avec le nanofluide ($\text{SiO}_2+\text{H}_2\text{O}$) qu'avec de l'eau. Colangelo et al. [44] ont développé des nanofluides diathermiques avec des nanoparticules d'AlO, CuO et ZnO. Il a été démontré que le fluide de

base l'huile diathermique avec des nanoparticules améliore le transfert de chaleur plus que l'eau avec les mêmes nanoparticules. La recherche dans ce domaine est en constante augmentation [45, 46, 47]. La figure suivante (Figure 1.10) montre le nombre d'articles publiés dans le domaine des nanofluides par an. Elle montre la tendance et l'importance des nanofluides dans différents secteurs de l'ingénierie ainsi que dans le secteur de l'énergie solaire.

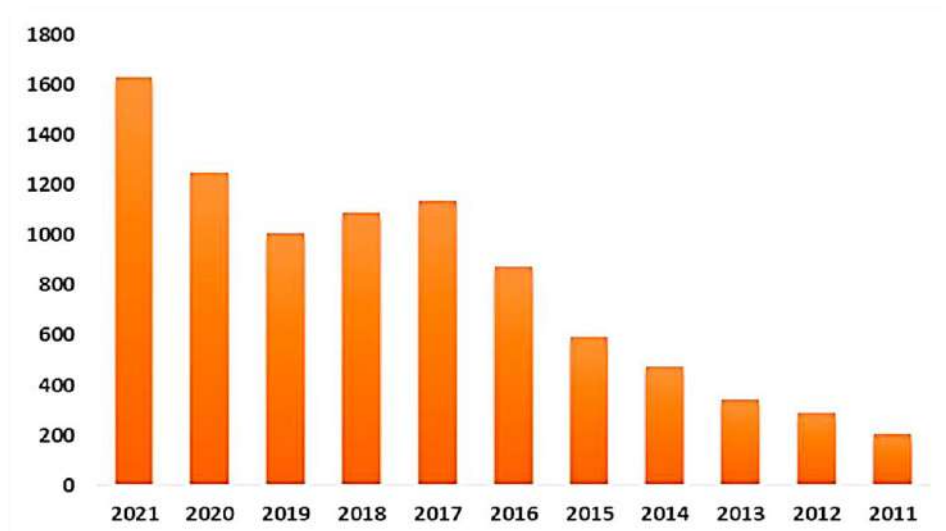


Figure 1.10 Diagramme schématique des articles publiés dans le Web of Science concernant les nanofluides. [47]

1.5.2.2. Nanofluides hybrides

Les nanofluides également appelés mono-nanofluides, préparés avec un seul type de nanoparticule, présentent certains avantages spécifiques dus aux propriétés de la nanoparticule en suspension dans un fluide de transfert de chaleur conventionnel. Cependant, pour améliorer encore le comportement des nanofluides, qui pourraient posséder un certain nombre de caractéristiques favorables, les chercheurs ont mis au point une nouvelle génération de fluides de transfert de chaleur appelée nanofluide hybride [48]. Les nanofluides hybrides sont fabriqués en mélangeant différentes nanoparticules dans des proportions appropriées avec un fluide conventionnel, afin d'obtenir les paramètres thermophysiques souhaités [49]. De récentes recherches ont indiqué que les nanofluides hybrides peuvent remplacer les nanofluides mono (comportant un seul type de nanoparticule), car ils améliorent le transfert de chaleur dans diverses applications thermiques, telles que l'automobile, les procédés électromécaniques, les procédés de fabrication, les systèmes de chauffage, de ventilation et de climatisation, et les systèmes d'énergie solaire. [50]

Sujit Kumar et al [49] ont étudié la réponse d'un FPSC en remplaçant le fluide de travail conventionnel, l'eau, par des nanofluides à base de l'eau. Les nanoparticules sélectionnées sont des hybrides de CuO et MgO avec des MWCNTs, (MWCNT : Multi Wall Carbon NanoTubes, en français : Nanotubes de carbone à parois multiples). L'expérimentation a été réalisée avec une concentration variable de 0,25 % à 2,0 % et un débit variable (0,5 lpm à 2,0 lpm) pour les deux nanofluides dans des conditions ambiantes données. L'amélioration en pourcentage de l'efficacité exergetique et énergétique du collecteur pour les nanofluides hybrides MgO sont : 25,1% par rapport au fluide de base et 16,28% par rapport au fluide MgO/eau. Le nanofluide hybride MgO est plus performant que l'hybride CuO et plus proche du fluide MWCNTs/eau.

Syam Sundar et al [51] ont réalisé une revue sur l'utilisation des nanofluide hybride dans les capteurs solaire plan et cylindre-paraboliques et son influence sur l'efficacité thermique. Ils ont annoncé dans leur conclusion finale que l'utilisation de nanofluides hybrides dans les capteurs solaires plans ou paraboliques avec des promoteurs de turbulence tels que des bandes torsadées, des plaques perforées, des bobines, des bandes longitudinales et des disques poreux, peut encore améliorer l'efficacité thermique du capteur.

1.5.3. Méthodologie

Le domaine de la méthodologie de la recherche est très vaste. On entend par là, les idées générales sur lesquelles les chercheurs fondent leurs travaux scientifiques, telles que les concepts, les théorèmes et les méthodes d'étude, ainsi que l'utilisation des outils d'analyse et de conception qui ne cessent de croître et de s'étendre, notamment avec le développement des langages de programmation, des codes de simulation numérique, de la capacité de stockage et de la vitesse des ordinateurs pour effectuer les calculs. En résumé, nous pensons qu'au cours de cette dernière décennie, les principaux axes qui représentent les tendances des recherches scientifiques dans le domaine des applications de l'énergie solaire thermique sont les suivants : Exergie, entropie générée, Simulation numérique (CFD), l'Optimisation et l'intelligence artificiel (AI).

1.5.3.1. Exergie, Entropie générée et Optimisation

Les méthodes d'analyse énergétique des capteurs solaires sont généralement basées sur la première loi de la thermodynamique (FLT : First Law of Thermodynamics) bien qu'elle soit importante, mais elle est incomplète [52], car le concept de génération d'entropie, qui est le

point central de la seconde loi de la thermodynamique (SLT : Second Minimum de Thermodynamique) est souvent négligé. Quant à l'analyse Exergique, elle permet de déterminer les limites supérieures de l'efficacité du système et de quantifier les causes de la dégradation des performances du système. [53] Le concept d'Exergy, combine en une fois le FLT et le SLT. Dans la plupart des études des systèmes énergétiques qui s'appuient sur le concept d'exergie ou d'entropie générée, ou les deux à la fois, on trouve souvent une approche d'optimisation. Ceci est dû, d'une part, au fait que ces concepts sont basés sur la quantification de l'énergie dégradée par les phénomènes des irréversibilités, et d'autre part, à la minimisation de ces dernières, qui rend le système étudié aussi proche que possible de son état réversible, c'est-à-dire de l'état idéal, objectif sur lequel travaillent la plupart des chercheurs. En général, l'optimisation dans le domaine des capteurs solaires fait référence à toute idée visant à rendre la conception ou le fonctionnement du système aussi parfait et efficace que possible d'un point de vue énergétique ou économique. L'optimisation est un outil important en ingénierie pour déterminer la meilleure, ou optimale valeur pour la ou les variables de décision d'un système [54].

Au cours de la dernière décennie, l'utilisation de l'analyse et l'optimisation exergétique pour les capteurs solaires s'est largement diffusée et est devenue un outil incontournable pour compléter l'analyse énergétique. Mahmoud et al [55] ont présenté une étude expérimentale approfondie concerne la comparaison et l'évaluation des performances de deux capteurs solaires (FPSC et ETC) en termes d'efficacité énergétique et exergétique avec et sans nanofluide hybride de carbone multiparois (MWCNT/eau) à différents fraction massique. Les valeurs d'efficacité énergétique moyennes les plus élevées obtenues avec le nanofluide hybride (MWCNT/Eau) à 0,05 % en poids étaient de 55 % et 59 %, tandis que les valeurs d'efficacité exergétique moyennes les plus élevées étaient de 10 % et 11,5 % pour les capteur ETC et FPSC, respectivement. Il a été également constaté que $0,020 \text{ kg/s.m}^2$ est un débit massique critique, de sorte que le comportement du système a changée. Bouragbi et al [56] ont présenté une analyse et optimisation exergétique d'un capteur solaire FPSC utilisé dans des conditions réelles, l'étude est effectuée pour une journée dans un climat saharien. Les résultats montrent que l'efficacité exergétique optimale est de 8,28% et que le débit massique optimal est de 0,06 kg/s. Cette étude peut être généralisée sur tous les jours de l'année afin de trouver les paramètres de fonctionnement optimaux qui sont très importants pour une amélioration future de ce modèle de FPSC. Ainsi, dans leur article [57] Yemeli et al, ont présenté une analyse détaillée d'un capteur solaire FPSC fondé sur l'évaluation du taux d'irréversibilité. Ils ont constaté que 84,97% de l'irréversibilité totale du capteur est liée à la plaque d'absorption et l'augmentation de la température d'entrée du fluide de 20 à 65 °C diminue l'irréversibilité de la plaque d'absorption

de 129,13 W, et que l'irréversibilité du fluide de travail et de la couverture en verre augmente de 30,37 W et 99,39 W, respectivement. Grâce à l'outil d'analyse exergue, cette étude a permis d'identifier clairement les points où l'on peut intervenir pour améliorer les performances du capteur solaire.

Concernant la génération d'entropie, nous notons ici que les publications (livres et articles) de Bejan.A et al [58, 59, 60, 61] ont ajouté au domaine de l'optimisation un nouvel axe de recherche, appelé Minimisation de la Génération d'Entropie (EGM) ou minimisation des irréversibilités. Dans ce contexte, le nombre de publications est en constante augmentation et s'étend à presque tous les domaines de l'ingénierie.

Sheikholeslami et al [62] ont mené une étude numérique basée sur la minimisation de l'entropie générée afin d'améliorer le transfert de chaleur en utilisant différents rubans à torsion simple et multiple avec un nanofluide (Al_2O_3/H_2O) d'une concentration de 0,03% à l'intérieur des tubes d'un capteur solaire FPSC. Ils montrent que les rubans à simple torsion ont un nombre de Bejan plus élevé, environ 0.9987 pour $Re = 4000$. Cela signifie que la génération d'entropie thermique est dominante par rapport à la génération d'entropie totale (thermique et frictionnelle).

Tanimu et al [63] ont réalisé une optimisation géométrique d'un capteur solaire FPSC en utilisant la méthode de conception constructive. À l'aide d'une simulation numérique, les auteurs ont étudié l'effet du volume de fluide dans les tubes de l'absorbeur sur les paramètres géométriques optimaux en utilisant la génération d'entropie minimale. Ils ont observé qu'avec l'augmentation du volume de fluide, la longueur optimale augmente également, tandis que le diamètre optimal des tubes et l'espacement des tubes de la plaque d'absorption diminuent légèrement.

Concernant le sujet de l'optimisation, on a abordé que l'aspect de l'optimisation énergétique, qui rend le système énergétique plus robuste et plus efficace, bien qu'il existe de nombreuses théories et méthodes à cet égard, nous pensons que la diffusion dominante est celle qui dépend de la génération d'entropie et de l'exergie.

1.5.3.2.Simulation numérique (CFD)

Aujourd'hui, le comportement thermique dynamique des capteurs solaires plats est développé numériquement à l'aide de plusieurs modèles numériques [64]. Les codes de dynamique des fluides numériques (CFD : Computational Fluid Dynamics) ont été largement utilisés pour modéliser les capteurs solaires thermiques afin de mieux comprendre leur comportement

thermique et de les optimiser. Il existe de nombreux codes d'analyse CFD, parmi les plus connus figurent : Ansys Fluent, OpenFOAM, COMSOL Multiphysics, SimScale, CFD Module, PowerFLOW. Pour en savoir plus [65, 66]. En général, l'outil CFD résout des équations différentielles partielles non linéaires qui décrivent le comportement et le phénomène de la dynamique des fluides. Les équations directrices sont essentiellement dérivées des équations de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie pour représenter tout problème d'ingénierie en matière de transfert de chaleur et de masse. A cet égard, Esmaeel et al [67] en utilisant la dynamique des fluides numérique (CFD), ont pu réaliser à l'aide de ANSYS FLUENT une simulation numérique 3D du transfert de chaleur d'un FPSC avec des tubes d'absorption triangulaires et trois épaisseurs de plaques d'absorption différentes, 0,005, 0,01, et 0,015m. Les résultats montrent qu'à l'épaisseur favorable de 0,01m l'efficacité du collecteur est augmentée d'environ 17% à 14 heures par rapport à une épaisseur de 0,015 m et d'environ 30% par rapport à une épaisseur de 0,005m. Anthony [68] en utilisant ANSYS Fluent, a réalisé une étude pour évaluer l'efficacité du FPSC ainsi que le comportement du fluide par des tubes avec trois sections différentes (a, b et c), des diamètres hydrauliques de 10, 5,12 et 6,16mm. Les résultats de la simulation numérique montrent que le capteur avec la section de type (a) a atteint des températures jusqu'à 330 K à la sortie du tube, en obtenant ainsi une efficacité de 68%, supérieure à celle des types (a et b), dont les efficacités étaient de 51% et 60%, respectivement. La section de type (a) a obtenu aussi les valeurs les plus basses pour la vitesse et la pression, 0,266 m/s et 108,3 Pa, respectivement. Anirudh et al [69] ont utilisé OpenFOAM (un logiciel open source) pour étudier numériquement la performance d'un FPSC avec un tube absorbant rempli d'une mousse métallique poreuse. Les résultats obtenus montrent que l'insertion d'une mousse métallique poreuse entraîne une nette amélioration des performances thermiques. Dans ce sens, il existe de nombreuses publications, qui peuvent être consultées en se référant à cette revue des études basées sur la simulation/CFD de différents paramètres des capteurs solaires de type FPSC. [70].

1.5.3.3. Réseaux neurones artificiels ANN

La technique des réseaux neuronaux artificiels ou ANN : Artificiel Neural Network en anglais, est utilisée pour la modélisation, l'optimisation, la simulation et la prédiction des performances d'un système. Elle devient de plus en plus populaire au cours des deux dernières décennies en raison de sa vitesse de traitement et de sa grande précision. En général, l'ANN est un domaine de l'intelligence artificiel (AI : Artificiel Intelligence) qui a la capacité d'identifier la relation non

linéaire entrée-sortie d'un système dans le but de diagnostiquer et de contrôler la performance du système. Il est capable d'ajuster ses valeurs pour corriger les erreurs de la sortie, ce qui le rend un outil d'apprentissage très puissant [71]. Les principaux avantages des ANN, par rapport à d'autres techniques de calcul, sont leur simplicité, leur vitesse élevée et leur capacité à résoudre des relations complexes et non linéaires entre les variables et les données extraites [72]. Dans un premier temps, les méthodes ANN sont généralement utilisées pour prévoir l'énergie solaire et les variables hydro-climatologiques [73]. Cependant, ces derniers temps, les ANN sont grandement employées pour la prédiction de la performance des systèmes d'énergie renouvelable, dans lesquels les capteurs solaires sont l'un des équipements mécaniques les plus utilisés. Dans ce contexte en pleine expansion, de nombreuses études ont été menées, tel que, Shafiey Dehaj et al [26] ont examiné expérimentalement l'efficacité d'un capteur solaire SFPC dans des conditions climatiques semi-arides. Le système a été modélisé avec un réseau neuronal artificiel (ANN) dans deux cas. Dans la première modélisation ANN (CAS I), cinq paramètres comprenant le rayonnement solaire, la température du flux d'entrée, le débit, la température ambiante et la vitesse du vent, ont été appliqués dans la couche d'entrée du réseau, tandis que la température du flux de sortie se trouvait dans la couche de sortie. Dans la deuxième modélisation (CASE II), la vitesse du vent a été omise de l'entrée du modèle ANN. Les résultats ont montré que le réseau ANN avec quatre entrées donne des résultats plus précis à la fois pour l'estimation et la prédiction de la température à la sortie du FPSC.

Dans leurs études, Ghritlahre et al [74] ont publié des recherches sur les applications des ANN pour prédire et optimiser la performance des capteurs solaires et identifier les lacunes de la recherche pour les travaux futurs. Une autre étude similaire à la précédente a été menée par Ammar et al [75], mais plus générale et diversifiée, où ils ont ajouté d'autres systèmes d'énergie solaire tels que : les pompes à chaleur solaires, les systèmes photovoltaïques/thermiques (PV/T), les distillateurs solaires, les cuisinières solaires et les séchoirs solaires. Cependant, ils sont arrivés à des résultats très cohérents qui montrent que les ANN avec ces différents types sont une technique puissante et très efficace pour prédire et optimiser la performance de différents dispositifs solaires. La modélisation des systèmes d'énergie solaire basée sur les ANN peut résoudre des problèmes complexes non limitatifs en faisant un gain du temps et une réduction des dépenses financières.

1.6. Objectif de la thèse

Dans cette thèse, nous présentons des propositions et des méthodes pour améliorer la conception et les performances énergétiques d'un capteur solaire plat "chauffe-eau solaire". Nous avons choisi un type de capteur solaire dont la structure de l'absorbeur se repose sur la technique du microcanaux en raison de ses avantages. Il s'agit d'un nouveau type qui attire encore beaucoup d'intérêt de la part des chercheurs et aussi des entreprises appartenant à ce secteur.

Les idées proposées sont centrées sur trois axes, en commençant tout d'abord par illustrer l'importance de l'analyse et de l'optimisation par l'emploi du concept d'Exergie et d'entropie générée. Donc, il s'agit d'une analyse et une optimisation exergetiques qui a été appliqué sur un capteur solaire conventionnel fonctionnant dans un climat naturel désertique. Ensuite, deux méthodes sont proposées pour sélectionner le fluide de travail pour le capteur solaire à microcanaux, lorsque la première est basée sur l'exergie et la seconde sur l'entropie générée, utilisées dans les simulations numériques. Enfin, une modélisation mathématique a été réalisé sur un capteur solaire plan à microcanaux et traduite en programme Matlab afin de trouver les dimensions optimales des microcanaux.

CHAPITRE 2

ANALYSE ET OPTIMISATION EXERGETIQUE D'UN CAPTEUR SOLAIRE PLAN

CHAPITRE 2

ANALYSE ET OPTIMISATION EXERGETIQUE D'UN CAPTEUR SOLAIRE PLAN

2.1. Introduction

Une installation de chauffage solaire de l'eau à base de capteur solaire plan FPSC (Flat plate solar collector) est l'une des applications solaires les plus reconnues dans le monde, où l'énergie du rayonnement solaire est convertie en énergie thermique pour chauffer l'eau. Les domaines d'application de ces installations connaissent une forte expansion, notamment dans les maisons (individuelle ou collectif), qui sont les plus importants, les constructions commerciales et publiques (hôtels, complexes sportifs, hôpitaux...) et dans le secteur de l'industrie pour réduire les coûts de l'énergie thermique. Les FPSCs présentent des avantages par rapport aux capteurs solaires à concentration (paraboliques et paraboliques-cylindriques) en raison de leur faible plage de températures de fonctionnement allant jusqu'à 150°C, de leur conception simple et, surtout, ils bénéficient à la fois du rayonnement solaire direct et diffus alors que les concentrateurs ne bénéficient pas de la partie diffuse du rayonnement solaire.

Dans ces systèmes, l'élément le plus important est le capteur solaire plan FPSC (objet d'étude), il joue un rôle primordial dans la récupération et la conversion de l'énergie des radiations solaires. Leurs performances sont affectées par divers facteurs climatiques ainsi que par la conception et les paramètres de fonctionnement [76] tels que : rayonnement solaire, orientation et inclinaison du capteur, température ambiante, vitesse du vent, revêtement sélectif et matériau de construction de l'absorbeur, profil des tubes et des ailettes, nombre et type de vitrage, matériau d'isolation, propriétés thermo physiques du fluide caloporteur, température d'entrée et de sortie, débit massique et coefficient de perte global.

Les performances d'un capteur solaire ne sont pas nécessairement bonnes avec un rendement ou température élevée du fluide caloporteur à la sortie de l'absorbeur, il est possible pour un capteur solaire de fonctionner à une température importante et avec un rendement bas [77].

Aussi, l'énergie utile récupérée par le fluide caloporteur peut être augmentée en augmentant son débit massique à travers l'absorbeur. Mais, pour des valeurs de débits massiques élevés, la température de sortie du fluide devient très basse, et dans le cas contraire, les faibles débits entraînant des températures de sortie du fluide élevées, de même que les pertes d'énergie augmentent aussi en raison des différences de température entre le système et son environnement.

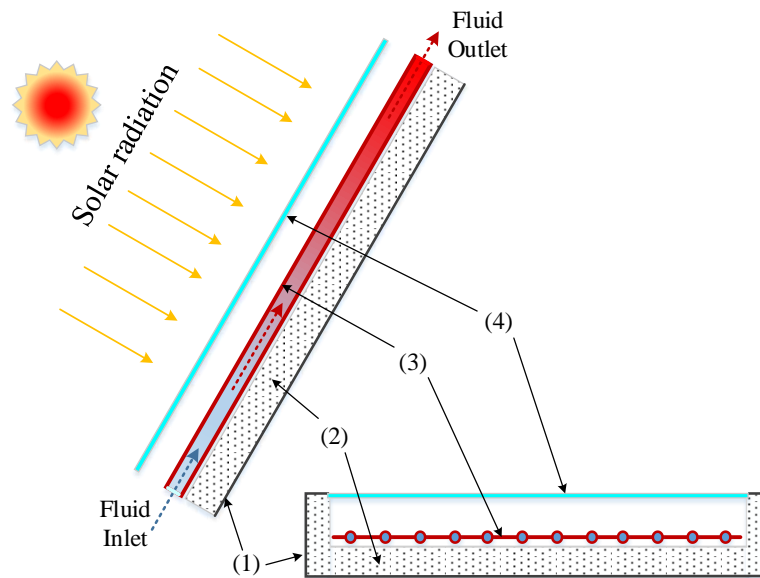
Ainsi, l'optimisation de ses différents paramètres de conception et de fonctionnement est un défi très intéressant qui nous invite à le mettre en évidence.

Un autre point non moins important que ce dernier, c'est l'ensemble des processus irréversibles qui existent dans le FPSC (et tout le système) et qui entraînent une dégradation de l'énergie ou ce que nous appelons la notion de l'accroissement d'entropie, souvent négligée dans les études classiques. Ces dernières années, cette notion (entropie) est devenue une préoccupation croissante pour les chercheurs dans le domaine de la modélisation, l'optimisation et la conception des systèmes énergétiques sous toutes ses formes.

Ce chapitre a pour objectif de présenter une méthode d'analyse et d'optimisation exergetique d'un capteur solaire plan classique (chauffe-eau solaire). Au début, nous présentons une brève description du système de chauffe-eau solaire classique à étudier et nous citerons les bases habituelles de la littérature pour son étude énergétique et nous décrirons également le concept d'exergie (disponibilité) et comment l'appliquer, puis nous en terminons par la partie la plus importante, qui est l'optimisation exergetique avec des relevées de fonctionnement réels du FPSC situer dans un climat désertique.

2.2. Présentation du modèle de capteur solaire à étudier

Le capteur solaire à étudier (FPSC) est un modèle simple classique collecte l'énergie des rayonnements solaire et la transforme en énergie thermique absorbé par un fluide de travail (le plus souvent de l'eau) qui s'écoule dans l'absorbeur. Le mouvement du fluide a l'état liquide (monophasique) dans l'absorbeur ce fait par circulation naturelle (par thermosiphon).



(1) Casing. (2) Insulations. (3) Absorber. (4) Glazing

Figure 2.1: Principaux éléments constitutifs d'un capteur solaire plan (FPSC)

Les principaux composants du FPSC présentés par la Figure 2.1 sont : (1) une carcasse métallique qui sert comme un coffret qui englobe et supporte le reste des composants du capteur, (2) une couche d'isolation pour minimiser les pertes de chaleur, (3) un absorbeur à plaque plate équipé de tubes de diamètre circulaire pour la circulation du fluide et (4) une couverture transparent pour permettre la transmission de l'énergie solaire dans l'enceinte. Pour plus de détails, on peut consulter [78].

2.3. Analyse énergétique

2.3.1. Introduction

L'étude énergétique des capteurs solaire est largement détaillée dans la littérature [78, 79, 80]. Dans ce qui suit nous allons donc exposer brièvement la formulation mathématique qui régit l'étude énergétique du FPSC et dans la mesure où cela nous aide dans notre sujet. La Figure 2.2 ci-dessous donne une vue globale sur quelques paramètres de fonctionnement et le déroulement des processus de transfert thermique qui interviennent en succession dans la conversion photo-thermique, depuis le rayonnement solaire incident jusqu'au fluide caloporteur qui circule dans l'absorbeur.

2.3.2. Bilan thermique

Le capteur solaire transforme une partie de l'énergie des rayonnements solaire Q_s en énergie thermique absorbé par le fluide Q_u , la partie restante est perdu vers l'environnement. Dans

des conditions d'équilibre (état stationnaire) le bilan thermique appliqué sur un volume de contrôle qui entoure le FPSC peut formuler par l'équation suivante :

$$Q_s = Q_u + Q_p \quad (2.1)$$

L'énergie du rayonnement solaire Q_s reçu par l'absorbeur exprimé par l'équation (2.2) dépend de la valeur de l'éclairement globale (G) du lieu d'emplacement du capteur, des angles d'orientation et d'inclinaison (i, γ) du capteur et de la surface (A) de l'absorbeur :

$$Q_s = \tau_{gs} \alpha_{ps} GA \quad (2.2)$$

Les pertes de chaleur Q_p de l'absorbeur de température T_p vers l'air ambiant à la température T_a sont exprimées par l'équation (2.3) sous une forme linéaire par le modèle de Hottel-Whillier-Bliss qui est le modèle couramment utilisé pour un FPSC [80]:

$$Q_p = Ah_p(T_p - T_a) \quad (2.3)$$

Le taux de l'énergie thermique utile Q_u exprimé par l'équation (2.4), représente la variation d'enthalpie du fluide de l'entrée à la sortie. Ce fluide possède une chaleur spécifique à pression constante C_p et un débit massique \dot{m}_f . Sa température varie de $T_{f\epsilon}$ à T_{fs} .

$$Q_u = \dot{m}_f C_p (T_{fs} - T_{f\epsilon}) \quad (2.4)$$

En fin l'équation du bilan énergétique peut s'écrire :

$$\tau_{gs} \alpha_{ps} GA = \dot{m}_f C_p (T_{fs} - T_{f\epsilon}) + Ah_p (T_p - T_a)$$

2.3.3. Coefficient de perte globale de la chaleur h_p

Les pertes de chaleur au niveau du capteur solaire sont localisés sur trois directions : vers le haut h_{pH} de la vitre à l'ambiant, vers le bas h_{pB} de la couche d'isolation à l'ambiant et à travers la couche d'isolation des parois latéraux du capteur solaire. Souvent dans la littérature cette dernière est négligée, la valeur du coefficient de transfert de chaleur de cette partie représente un pourcentage d'erreur environ 2.5% par rapport à la valeur total h_p [79].

Idem pour la quantité d'énergie du rayon solaire absorbé par la vitre ; elle est couramment ignorée dans le calcul du bilan thermique du capteur solaire [79] à cause de la valeur minime du coefficient d'absorption de la vitre α_{gs} . La valeur de ce flux par rapport à l'éclairement solaire globale (G) ne dépasse pas les 4% [80].

Par analogie électrique comme illustré dans la Figure 2.2 ci-dessous on peut déterminer l'expression du coefficient global de pertes thermique h_p de la plaque absorbante de température moyenne T_p vers l'ambient de température T_a :

$$h_p = \left(\frac{1}{\frac{1}{h_{cpg} + h_{rpg}} + \frac{1}{h_{vent} + h_{rga}}} \right) + \left(\frac{1}{\frac{e_i}{\lambda_i A} + h_{vent}} \right) \quad (2.5)$$

Tel que :

- h_{cpg} Représente le coefficient de transfert de chaleur par convection naturelle de l'air emprisonnée entre l'absorbeur et la vitre.

$$h_{cpg} = \frac{\lambda_a}{d_{pg}} Nu \quad (2.6)$$

Le nombre de Nusselt Nu est calculable par la corrélation de Holland et al [81].

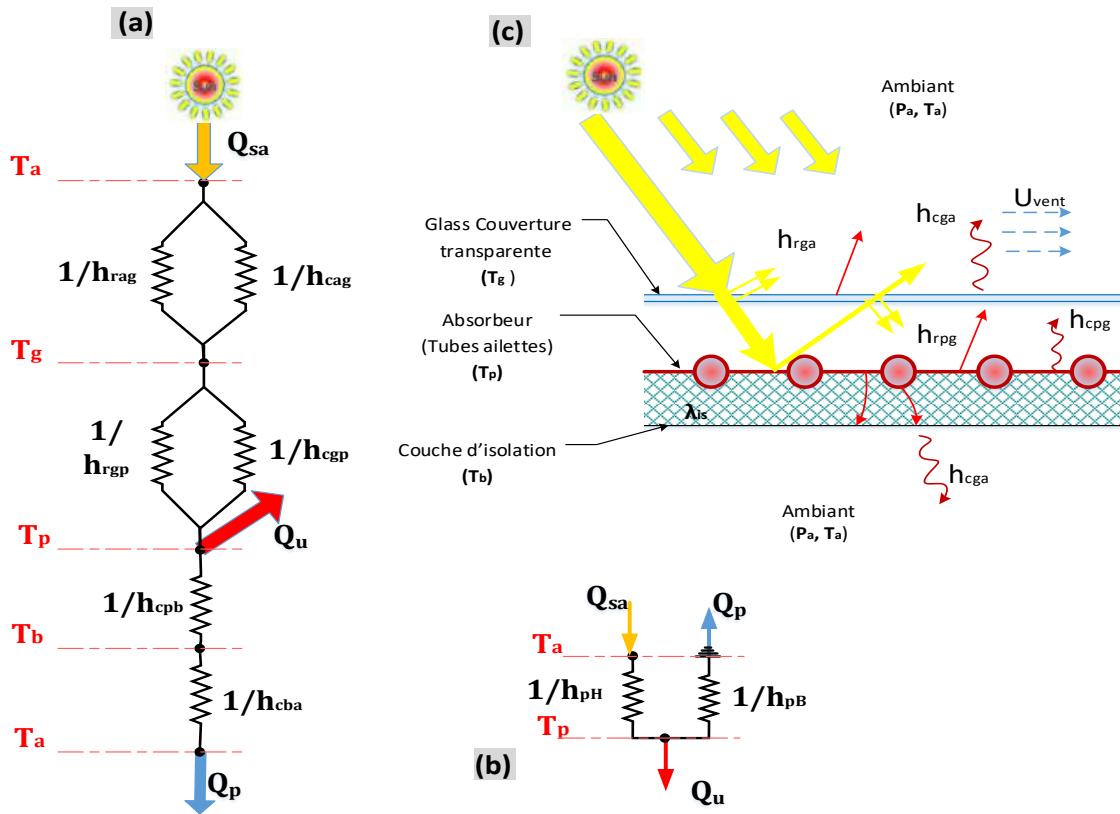


Figure 2.2 : Schéma électrique équivalent du transfert thermique d'un capteur solaire plan

(a) Circuit détaillé (b) Circuit simplifié (c) Processus de transfert de chaleur.

$$Nu_u = 1 + 1.44 \left[1 - \frac{1708}{GrPr} \right] \left[1 - \frac{1708 [\sin(1.8i)^{1.6}]}{GrPr \cos(i)} \right] + \left[\left(\frac{GrPr \cos(i)}{5830} \right)^{1/3} - 1 \right] \quad (2.7)$$

L'angle (i) est égal à l'angle d'inclinaison du capteur solaire. Les nombres adimensionnels Gr et Pr sont le nombre de Grashof et Prandtl calculés à la température moyenne (T_{moy_pg}) de l'air coincé entre l'absorbeur et la vitre.

- h_{rpg} désigne le coefficient de transfert de chaleur par rayonnement entre l'absorbeur et la couverture transparente du vitre [79]

$$h_{rpg} = \sigma \frac{(T_p^2 + T_g^2)(T_p + T_g)}{\frac{1}{\alpha_{pi}} + \frac{1}{\alpha_{gi}} - 1} \quad (2.8)$$

- h_{cga} représente le coefficient de convection qui dépend aussi de la vitesse moyenne du vent U_{vent} en (m/s). Elle est calculable par la corrélation suivante :

$$h_{cga} = 5.7 + 3.8U_{vent} \quad (2.9)$$

- h_{rga} désigne le coefficient de transfert de chaleur par rayonnement entre la vitre et l'ambient de température T_a .

$$h_{rga} = \frac{\sigma \alpha_{gi} (T_g^4 - T_{ciel}^4)}{T_g - T_a} \quad (2.10)$$

Pour calculer la température équivalente du ciel T_{ciel} on utilise la relation empirique donnée par Khoukhi and Maruyama [82]:

$$T_{ciel} = 0.0552T_a^{1.5} \quad (2.11)$$

2.3.4. Rendement de l'ailette

Les ailettes sont des plaques choisies généralement de même matière et de même épaisseur que les tubes assemblés sur les deux extrémités avec les tubes. Pour le calcul du rendement, on adopte la méthode décrite dans la référence [80] qui est largement détaillée dans la littérature.

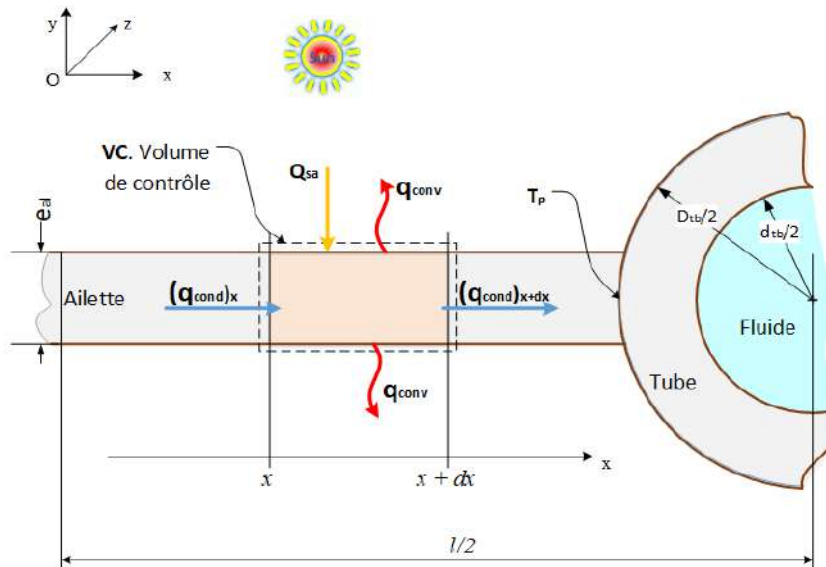


Figure 2.3 : Flux de chaleur au niveau du volume de contrôle d'une ailette.

Le bilan thermique au niveau de l'élément de l'ailette définie par un volume de contrôle VC de longueur unité et distance comprise entre x et $x + dx$ nous donne :

$$\frac{\partial^2 T_p}{\partial x^2} = \frac{h_p}{\lambda_{al} e_{al}} \left(T_p - T_a - \frac{Q_s}{h_p} \right) \quad (2.12)$$

Avec

$$\bar{T}_p = T_p - T_a - \frac{Q_s}{h_p} \text{ et } \omega^2 = \frac{h_p}{\lambda_{al} e_{al}} \quad (2.13)$$

On obtient

$$\frac{\partial^2 \bar{T}_p}{\partial x^2} - \omega^2 \bar{T}_p = 0 \quad (2.14)$$

C'est une équation différentielle d'ordre deux qui accepte comme solution :

$$\bar{T}_p(x) = C_1 \sinh(\omega x) + C_2 \cosh(\omega x) \quad (2.15)$$

On utilise les conditions aux limites pour calculer les coefficients C_1 et C_2 , on obtient :

$$\frac{T_p(x) - T_a - \frac{Q_{sa}}{h_p}}{T_t - T_a - \frac{Q_{sa}}{h_p}} = \frac{\cosh(\omega x)}{\cosh\left(\frac{\omega(l - D_{tb})}{2}\right)} \quad (2.16)$$

Le rendement de l'ailette est défini comme le rapport du flux transféré réellement de l'ailette au tube et le flux maximal transféré que peut l'ailette transféré au tube (et ce, ne se réalise que si toute l'ailette était à la température uniforme T_t) [80]

$$F = \frac{Q_{p \rightarrow t}}{Q_{p \rightarrow t \max}} = \frac{\tanh\left(\omega \frac{l - D_{tb}}{2}\right)}{\left(\omega \frac{l - D_{tb}}{2}\right)} \quad (2.19)$$

Le flux utile gagné par chaque tube dans la direction de l'écoulement du fluide peut être simplifier par l'expression suivante :

$$Q_{u1} = lF'[Q_{sa} - h_p(T_f - T_a)] \quad (2.20)$$

Où le facteur F' appelé facteur d'efficacité de la plaque absorbante, apparaît comme le rapport de la résistance thermique au transfert entre l'absorbeur et l'ambient sur la résistance thermique au transfert entre le fluide et l'extérieur [80].

$$F' = \frac{\frac{1}{h_p}}{l\left(\frac{1}{[D_{tb} + F(l - D_{tb})]h_p} + \frac{1}{\pi d_{tb} h_f} + \frac{e_{tb}}{\pi \lambda_t d_{tb}}\right)} \quad (2.21)$$

2.3.5. Profil de température dans le sens de l'écoulement du fluide

Le fluide entre dans le tube à la température T_{fs} et sort par la température T_{fe} , le fluide reçoit par le tube une quantité de chaleur utile Q_{u1} . Nous effectuons un bilan thermique sur une portion de fluide contenue dans un tube entre les distances z et $z + dz$. Après intégration et développement ; l'expression du profil de température dans le sens de l'écoulement du fluide s'écrira :

$$\frac{T_{fs} - T_a - \frac{Q_s}{h_p}}{T_{fe} - T_a - \frac{Q_s}{h_p}} = \exp\left(-\frac{AF'h_p}{\dot{m}_f c_{pf}}\right) \quad (2.22)$$

ou A représente la surface de l'absorbeur ($A = N_{tb} L_{tb} l$).

2.3.7. Rendement thermique du capteur solaire

Le rendement thermique global du FPSC s'obtient en divisant la quantité d'énergie utile Q_u par l'énergie du rayonnement solaire absorbé Q_s :

$$\eta_{en} = \frac{Q_u}{GA} = \tau_{gs} \alpha_{ps} - \frac{h_p(T_p - T_a)}{G} \quad (2.23)$$

$$\eta_{en} = \eta_0 - \frac{h_p(T_p - T_a)}{G} \quad (2.24)$$

où η_0 est le rendement optique défini par la relation suivante :

$$\eta_0 = \tau_{gs} \alpha_{ps} \quad (2.25)$$

2.3.8. Insuffisance de l'analyse énergétique

L'analyse énergétique brièvement présentée ci-dessous est basée sur le modèle Hottel-Whillier-Bliss donnée par Struckmann [83] qui combine la plupart des facteurs affectant un FPSC, et cela est évident dans l'expression du rendement thermique qui décrit la performance énergétique du FPSC. Cependant, cette étude apparaisse comme incomplète, vu que nous n'avons pas trouver dans les relations une trace d'un importante paramètre que l'on appelle l'entropie, qu'à travers lequel en peut exprimer la dégradation ou les pertes énergétiques par les irréversibilités qui se manifestent dans le système. Cela est compréhensible puisque l'étude énergétique est uniquement basée sur la première loi de la thermodynamique (FLT), par contre la notion d'entropie est introduite par la deuxième loi de la thermodynamique (SLT). Alors, pour prendre en compte les pertes d'énergie par irréversibilités dans notre étude, nous pouvons suivre l'une des approches suivantes :

- Compléter l'étude énergétique par l'introduction du bilan entropique.
- Utiliser une étude complète basé sur le concept d'exergie qui combine le (FLT) et le (SLT).

Ces deux méthodes entraînent les mêmes résultats, mais nous préférons la deuxième méthode (basée sur le concept d'exergie) car elle est plus explicite, plus vaste et combine directement la première et la deuxième lois de la thermodynamique en même temps, et elle contient aussi d'autres notions qui facilitent l'analyse et la discussion du transfert et de la conversion d'énergie.

Nous notons ici que l'analyse exergetique est une méthode utile pour compléter, pas pour remplacer l'analyse énergétique [52].

2.4. Analyse exergetique

2.4.1. Introduction

L'obtention des paramètres caractéristiques d'un système sur la base de la PLT n'est pas une analyse complète en raison des faiblesses de cette loi dans l'analyse de la qualité énergétique du système, en négligeant les conditions environnementales ainsi que la perte et l'irréversibilité interne du système non précisées [84].

Le concept d'exergie répond à ces faiblesses d'analyse du PLT, il traduit un regroupement de LTP et de DLT et fournit un style d'analyse et d'optimisation très important. L'analyse exergetique a été largement utilisée dans la conception, la simulation et l'évaluation des performances des systèmes énergétiques [85]. Le concept d'exergie est généralisé dans presque tous les domaines scientifiques. Par exemple dans le domaine qui nous concerne l'application de l'énergie solaire, il a été utilisé par des chercheurs pour comparer les

comportements énergétiques dans le cadre d'études sur l'exergie des capteurs solaires en se référant aux possibilités offertes. Les avantages et les inconvénients de différentes configurations ont été mis en évidence, comme par exemple la section de passage du fluide dans les tubes absorbeurs [8], la forme et l'assemblage des ailettes avec les tubes absorbeurs [87], la conception du FPSC [88] et les variations des fluides de transfert de chaleur [89, 90, 91].

Avant d'arriver à la définition de ce concept important, nous préférons de commencer par la description du phénomène des irréversibilités et de la notion de création d'entropie car ce sont les notions de base dans la construction du concept de l'exergie.

2.4.2. Réversibilité et Irréversibilité.

Prenons l'exemple du cylindre fermé par un piston mobile mais sans source de chaleur. Lorsqu'on comprime le gaz de l'état initial (i) à l'état intermédiaire (in) par l'application d'une force extérieure sur le piston de façon brutale, la pression sur la paroi interne du cylindre augmente et lors d'une détente brutale jusqu'à l'état finale (f) cette pression est diminuée. On observe dans cette expérience que la quantité de travail consommé à la compression W_{comp} est plus grande à la quantité de travail fourni à la détente $W_{dét}$.

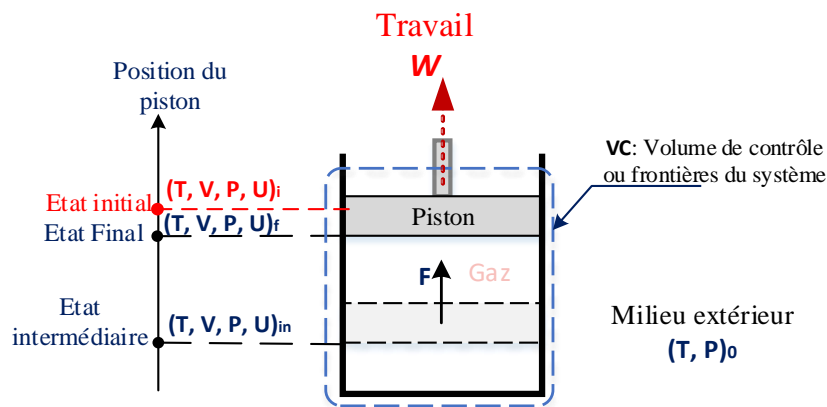


Figure 2.4 : Compression et détente brusque d'un piston.

$$W_{comp} > W_{dét} \text{ ou } \Delta W_{irr} = W_{comp} - W_{dét} > 0 \quad (2.26)$$

Alors on dit que la compression et la détente sont des évolutions irréversibles. Le phénomène des irréversibilités est accompagné d'une perte d'énergie sous forme de travail. L'énergie excédentaire (perdu) offerte sous forme de travail par le piston, est transformée (ou dégradée) par frottement en chaleur à l'intérieur du fluide pendant les mouvements.

Il est possible d'approcher une transformation à l'état de réversibilité. Lorsqu'on exerce d'une manière très progressivement la même force appliquée sur le piston, alors la quantité

d'énergie gaspillée sous forme de travail par le phénomène des irréversibilités devient plus petite qu'avant.

$$(\Delta W_{irr})_{rapide} > (\Delta W_{irr})_{progressive} \quad (2.27)$$

Cet exemple montre bien qu'une transformation réelle est toujours irréversible, et la diminution ou l'optimisation des irréversibilités ou faire rapprocher les processus d'un système vers la réversibilité, déminera ou optimisera la dégradation et le gaspillage d'énergie. L'origine physique des irréversibilités peut être variée à cause de:

- Non uniformité des grandeurs intensives du système, exemple dans le transfert thermique (gradient de température), la diffusion (densité volumique), le déplacement des charges électriques vers les zones de faible potentiel,
- Forces de frottement ou des chocs dont une partie de l'énergie initiale est dégradée ou dissipée sous forme de chaleur.
- Frottements visqueux (qui disparaissent dans une transformation quasi statique).
- Réactions chimiques tel que la combustion.
- Absorption d'un rayonnement.

En thermodynamique la distinction entre évolution réversible et irréversible et le sens d'évolution d'un système est devenue possible par l'introduction de la notion de *la création d'entropie*.

2.4.3. Entropie et création d'entropie

2.4.3.1. Entropie :

En thermodynamique classique, l'**entropie** est une fonction d'état extensive, introduite en 1865 par Rudolf Clausius dans le cadre du deuxième principe de la thermodynamique, d'après les travaux de Sadi Carnot 1824. Clausius a montré que le rapport $\left(\frac{\delta Q}{T}\right)\left(\frac{\delta Q}{T}\right)$ (où δQ est la quantité de chaleur reçue par un système thermodynamique et T sa température thermodynamique) est inférieur ou égal à la variation d'une fonction d'état qu'il a appelée entropie, notée S , et dont l'unité est le joule par Kelvin (J/K).

$$\oint \frac{\delta Q}{T} \leq 0 \quad (2.28)$$

Le système ne subit que des processus réversibles (ou cycles) si l'intégrale cyclique est égale à zéro, et des processus irréversibles (ou cycles) si elle est inférieure à zéro.

L'entropie peut être considérée comme une mesure du désordre moléculaire ou de l'aléa moléculaire. Il est associé à l'impossibilité du passage du désordre à l'ordre sans intervention extérieure [92].

2.4.3.2. La création d'entropie

Lors d'une transformation réelle la quantité d'énergie est toujours conservée (FLT), mais l'énergie se dégrade et sa qualité diminue (SLT). Cette baisse de qualité s'accompagne toujours d'une augmentation de l'entropie que l'on appelle création ou génération d'entropie. Alors d'une façon générale, pour un système thermodynamique qui a subi une évolution irréversible, la variation d'entropie peut être décrite comme la somme d'un terme d'échange (S_{ech}) correspond à l'entropie échangée par le système avec le milieu extérieur au travers la frontière et d'un terme de création ($S_{gén}$) est l'entropie que le système lui-même crée lors de son évolution. La variation d'entropie sous forme différentielle est donnée par l'expression [94] :

$$dS = \delta S_{ech} + \delta S_{sys} \geq 0 \quad (2.29)$$

2.4.4. Bref historique du mot Exergie

Le nom d'exergie a été fondé au début des années 1950 par Z. Rant (1909-1971), un professeur slovène d'ingénierie qui a fait des recherches sur l'application thermodynamique aux procédés de l'industrie chimique. Un essai de formulation mathématique a déjà été fait dans une période de quelques décennies autour du début du XIXe au XXe siècle par certains scientifiques thermodynamiques tels que J. Jouguet (1871-1943), G. Gouy (1854-1926), A. Stodola (1859–1942) et al. L'origine du concept d'exergie, revient à l'article scientifique écrit dans les années 1820 par S. Carnot (1796-1832), un scientifique français, qui a joué un rôle clé pour trouver la science de la thermodynamique [94].

2.4.5. Définition de l'Exergie

L'exergie appelée aussi disponibilité (availability en anglais) est définie comme la quantité maximale de travail qui peut être produite par un flux de matière ou d'énergie (chaleur, travail, etc.) pour atteindre l'équilibre avec un environnement de référence. L'exergie est une mesure du potentiel d'un flux ou d'un système à provoquer un changement, du fait qu'il n'est pas en équilibre complètement stable par rapport à un environnement de référence [54].

Cet environnement de référence est supposé être infini et en équilibre. Il contient tous les autres systèmes et est totalement spécifié en indiquant sa température, sa pression et sa composition chimique [53].

Pour plus d'éclaircissement on cite une autre définition de l'exergie qui prend comme point de départ la notion de travail maximum et minimum, telle que donné par A. Bejan et al dans son ouvrage (*Thermal Design and Optimization 1996*) [61].

- Le travail théorique utile maximal (Travail sur l'arbre) que l'on peut obtenir lorsque le système interagit vers l'équilibre, le transfert de chaleur se produisant uniquement dans l'environnement.
- Le travail théorique utile minimal requis pour former une quantité de matière à partir de substances présentes dans l'environnement et pour amener la matière à un état spécifié.

2.4.6. Différentes formes d'Exergie

On distingue deux catégories de forme d'exergie : Exergie d'un système fermé et Exergie de flux de matière.

2.4.6.1. Exergie d'un système fermé

L'exergie $Ex_{nonflow}$ d'un système fermé de masse m , peut être décomposée en quatre termes suivants :

L'Exergie associée à la matière ($Ex_{nonflow}$) est exprimée comme suit :

$$Ex_{nonflow} = Ex_{ph} + Ex_{ch} + Ex_{ci} + Ex_{po} \quad (2.30)$$

Avec :

2.4.6.1.1. Exergie physique, Ex_{ph}

L'exergie physique (Ex_{ph}) représente la quantité maximale de travail qui peut être obtenue d'un système lorsque sa pression et sa température sont modifiées à la pression et à la température de l'environnement de référence [54]. Dans le cas général l'exergie physique spécifique (ex_{ph}) en fonction du flux des enthalpies et et d'entropies spécifiques (h, s) à des température et une pression données (T, P). Alors, à un état environnemental de référence de température et pression (T_0, P_0), on peut écrire :

$$ex_{ph} = [h(T, P) - h(T_0, P_0)] - T_0[s(T, P) - s(T_0, P_0)] \quad (2.31)$$

2.4.6.1.2. Exergie chimique, Ex_{chim}

L'exergie chimique Ex_{chim} qui existe tant que la composition chimique interne du système est différente de celle de son milieu extérieur. Elle s'exprime sous la forme suivante :

$$Ex_{ch} = \sum_i (\mu_i - \mu_{i0}) N_i \quad (kJ/Kg) \quad (2.32)$$

Les indices i correspondent à chacun des composants du système, N_i le nombre de moles tel que $N = \sum_i N_i$. Les μ_i sont les potentiels chimiques de chacun de ces composants, pris à la température T et à la pression partielle p_i à l'intérieur du système, et à la température T_0 et la pression partielle p_{i0} dans le milieu extérieur.

2.4.6.1.3. Exergie cinétique, Ex_{ci}

L'exergie de l'énergie cinétique d'un système est égal à l'énergie cinétique elle-même indépendamment de la température et de la pression de l'environnement :

$$Ex_{ci} = \frac{V^2}{2} \quad (kJ/Kg) \quad (2.33)$$

Où V est la vitesse du système relative à l'environnement.

2.4.6.1.4. Exergie potentielle Ex_{po}

L'exergie potentielle d'un système est égale à l'énergie potentielle elle-même, indépendamment de la température et de la pression de l'environnement.

$$Ex_{po} = gz \quad (kJ/Kg) \quad (2.34)$$

Où g est l'accélération gravitationnelle et z est l'élévation du système par rapport à un niveau de référence dans l'environnement.

Généralement ces deux derniers termes l'exergie cinétique Ex_{ci} et l'exergie potentiel Ex_{po} sont considés relativement négligeables.

2.4.6.2. Exergie de flux de matière Ex_{flow}

L'exergie d'un flux de matière en écoulement Ex_{flow} est la somme de l'exergie non en écoulement et de l'exergie associée au travail d'écoulement du flux de matière (par rapport à P_0) [61] :

$$Ex_{flow} = Ex_{nonflow} + (P - P_0) V \quad (kJ/Kg) \quad (2.35)$$

Par ailleurs, Ex_{flow} peut être exprimé selon l'équation (2.29) en termes de composantes physiques, chimiques, cinétiques et potentielles comme suit :

$$Ex_{flow} = Ex_{ph} + Ex_{ch} + Ex_{ci} + Ex_{po} \quad (2.36)$$

2.4.6.3. Exergie de chaleur ou l'énergie thermique Ex_Q

L'exergie associée à une quantité de chaleur Q est le travail maximal qui peut être obtenu à partir de Q disponible dans une source de chaleur à une température T et d'un puit de chaleur à T_0 . Ce flux d'exergie est désigné par Ex_Q , et peut être exprimé comme suit :

$$Ex_Q = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) Q \quad (2.37)$$

Dans l'expression précédente, il est communément admis que la quantité sans dimension entre parenthèses $(1 - T_0/T)$ appelée « facteur de température exergetique » et parfois « facteur de Carnot », représente le rendement thermique du cycle de Carnot qui fonctionne entre deux réservoirs d'énergie thermique de températures isothermes T_0 et T et deux isentropiques. C'est un cycle idéal qui donne un rendement maximal $\eta_{th.Carnot}$ et un travail maximal W_{max} :

$$\theta = \eta_{th.Carnot} = 1 - \frac{T_0}{T} \quad (2.38)$$

$$Ex_Q = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) Q = \theta Q = W_{max} \quad (2.39)$$

Alors, pour un processus évolue entre deux niveaux de température, T de la source avec une énergie disponible Q et T_a du puit qui représente l'environnement. Le maximum de travail W_{max} pure (mécanique) produit au cours de ce processus et qui correspond à l'exergie W_{max} pure (mécanique) produite au cours de ce processus et qui correspond à l'exergie fournie par cette énergie est donné par :

$$W_{max} = Ex = \left(1 - \frac{T_a}{T}\right) Q = \theta Q \quad (2.40)$$

2.4.7. Application du concept d'exergie sur un capteur solaire plan

2.4.7.1. Bilan exergetique

Considérons que le système à étudier est un capteur solaire plan (voir description Figure 2.1), où ses frontières avec l'environnement de température T_a sont rigides (pas de déséquilibre de pression entre le système et son environnement). Le diagramme ci-dessous illustre les flux d'exergie échangé au niveau du system et son environnement.

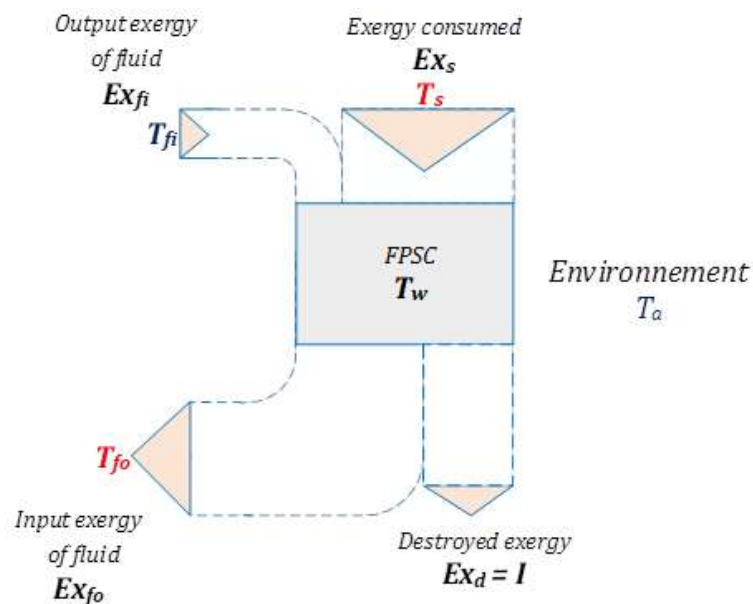


Figure 2.5 : Diagramme de flux énergetique du FPSC.

L'expression générale du bilan exergétique de la FPSC, qui comprend à l'exergie d'entrée, l'exergie de sortie et l'exergie détruite par le système (FPSC), est donnée ci-dessous.

$$\sum Ex_{ent} - \sum Ex_{sort} = \sum Ex_d \quad (2.41)$$

En représentant les flux d'exergie existants comme le montre la Figure 2.5 :

$$Ex_s + Ex_{f_e} - Ex_{f_s} = Ex_d \quad (2.42)$$

Le flux d'exergie à l'entrée du capteur se compose de deux parties : le flux d'exergie transporté par le fluide caloporteur Ex_{f_e} et le flux d'exergie du rayonnement solaire Ex_s absorbée par le FPSC. Le flux d'exergie apporté par fluide caloporteur qui a une capacité calorifique à pression constante C_p , un débit massique \dot{m} et une température T_{f_e} à l'entrés du FPSC est donné par l'équation suivante [84]:

$$Ex_{f_e} = \dot{m} \cdot ex_{f_e} = \dot{m} C_p \left[T_{f_e} - T_a - T_a \ln \left(\frac{T_{f_e}}{T_a} \right) \right] \quad (2.43)$$

Ex_s est appelée exergie consommée par le système, c'est-à-dire le capteur solaire. Elle représente l'exergie solaire qui peut être obtenue à partir de la quantité d'énergie thermique des rayonnements solaire Q_s . Cependant son calcul est un problème qui a une importance décisif, puisque l'exergie Ex_s représente la fraction maximale de travail qui peut être produite dans un environnement donné . Généralement l'environnement terrestre, considéré comme une source ou un puit de chaleur infinie [60]. Dans [85] Arif Hepbasli a bien exposé ce problème en exprimant les équations à utiliser pour le calcul de l'exergie solaire qui sont proposés par Spanner [95], Petela [96] et Jeter [97] respectivement :

$$Ex_s = Q_s \left[1 - \frac{4T_a}{3T_s} \right] \quad (2.44)$$

$$Ex_s = Q_s \left[1 + \frac{1}{3} \left(\frac{T_a}{T_s} \right)^4 - \frac{4T_a}{3T_s} \right] \quad (2.45)$$

$$Ex_s = Q_s \left[1 - \frac{T_a}{T_s} \right] \quad (2.46)$$

où T_s est la température équivalent du soleil qui représente le niveau de température d'une quantité de chaleur Q_s , elle est supposée égale à la température d'un corps noir, qui a un spectre de rayonnement similaire à celui du soleil. Notez que plusieurs auteurs ont utilisé la valeur T_s approximative de 5780°C comme mentionné dans [98].

Pour une température ambiante supposée maximum, par exemple on Algérie, dans certaines régions à climat désertique, les températures peuvent atteindre 60 °C. Les différences dans les valeurs de calcul résultant de ces trois corrélations (2.44) (2.45) et (2.46) ne doivent pas dépasser 1,5%. L'expression de Jeter (2.46) est utilisée dans notre calcul en raison de sa simplicité et de sa similarité avec l'expression de l'exergie (ou du travail maximal W_{max}), voir relation (2.40). L'exergie de sortie est constituée uniquement de l'exergie du fluide à la sortie du collecteur, elle est donnée par[60] :

$$Ex_{fs} = \dot{m} \cdot ex_{fs} = \dot{m}C_p \left[T_{fs} - T_a - T_a \ln \left(\frac{T_{fs}}{T_a} \right) \right] \quad (2.47)$$

Alors, l'exergie utile récupérée par le fluide caloporteur lors de son passage dans l'absorbeur de T_{fe} à T_{fs} est obtenue en soustrayant (2.43) de (2.47) comme suit :

$$Ex_u = Ex_{fs} - Ex_{fe} = \dot{m}(ex_{fs} - ex_{fe}) = \dot{m}C_p \left[(T_{fs} - T_{fe}) - T_a \ln \left(\frac{T_{fs}}{T_{fe}} \right) \right] \quad (2.48)$$

Le dernier membre du bilan exergetique Ex_d représente l'exergie détruite par le system ou le taux d'irréversibilité I du système (FPSC), ce que l'on appelle la relation Gouy-Stodola [53].

$$Ex_d = I = T_a S_{ge} \quad (2.49)$$

Nous signalons ici en particulier l'importance de cette relation par rapport aux autres expressions d'exergie. Celle-ci quantifie et inclut la quantité d'énergie dégradée par les phénomènes des irréversibilités qui existent dans le système, et montre aussi l'importance de l'environnement à travers le paramètre de déséquilibre T_a et l'entropie générée S_{ge} . Cette relation fait la différence avec l'analyse énergétique.

Globalement, en raison de la différence de température et sans tenir compte de la chute de pression par frottement du fluide, l'exergie détruite Ex_d est générée par trois processus selon Suzuki [99]:

- Destruction d'exergie par absorption (Rayonnement solaire vers l'absorbeur) : un processus de destruction d'exergie lorsque le rayonnement solaire à la température T_s est absorbé par l'absorbeur à T_p .
- Destruction d'exergie par fuite (Absorbeur vers l'ambiante) : processus de perte d'exergie accompagné d'une fuite de chaleur de l'absorbeur T_p vers son environnement T_a .

- Destruction d'exergie par conduction (Absorbeur vers le fluide caloporteur) : un processus de destruction d'exergie causé par la conduction de la chaleur entre l'absorbeur T_p et le fluide a la température T_f .

En substituant les expressions (2.42) de l'exergie solaire Ex_s , (2.48) de l'exergie utile Ex_u et (2.49) de l'exergie détruite Ex_d dans la relation du bilan énergétique (2.42), on obtient :

$$I = T_a S_{ge} = Q_s \left(1 - \frac{T_a}{T_s}\right) + \dot{m} C_p \left((T_{fs} - T_{fe}) - T_a \ln \left(\frac{T_{fs}}{T_{fe}} \right) \right) \quad (2.50)$$

Cette relation explique aussi, de manière différente, la quantité d'énergie gaspillée par les processus irréversibles, par le biais des facteurs caractéristiques impliqués dans la conception et le fonctionnement de ce système et son environnement. On peut l'écrire aussi sous la forme :

$$Ex_d = Ex_s - Ex_u \quad (2.51)$$

2.4.7.2. Rendement (ou efficacité) exergetique

Le rendement exergetique est un rendement basé sur le FLT [48], Par définition, l'efficacité exergetique est le rapport entre la production d'exergie et l'apport d'exergie :

$$\eta_{ex} = \frac{Ex_{product}}{Ex_{fourni}} \quad (2.52)$$

En d'autres termes, le rendement exergetique du capteur solaire définit l'augmentation du flux d'exergie du fluide sur l'exergie du rayonnement primaire par la source de rayonnement [58].

En outre, en utilisant le bilan exergetique du relation (2.42), l'efficacité exergetique d'un système peut être représentée par le rapport entre l'exergie utile produite Ex_u et l'exergie consommée par le système Ex_s .

$$\eta_{ex} = \frac{Ex_u}{Ex_s} \quad (2.53)$$

Ou, de manière équivalente :

$$\eta_{ex.in} = \frac{\dot{m} C_p \left((T_{fs} - T_{fe}) - T_a \ln \left(\frac{T_{fs}}{T_{fi}} \right) \right)}{(\tau \alpha) A G^* \left(1 - \frac{T_a}{T_s} \right)} \quad (2.54)$$

Cette expression représente l'efficacité exergetique interne du capteur solaire plan.

L'efficacité exergétique globale s'écrit :

$$\eta_{ex.g} = \frac{\dot{m}C_p \left((T_{fs} - T_{fe}) - T_a \ln \left(\frac{T_{fs}}{T_{fe}} \right) \right)}{AG^* \left(1 - \frac{T_a}{T_s} \right)} \quad (2.55)$$

2.4.7.3. Expressions sans dimension

Dans le but de simplifier les équations précédentes ainsi que l'analyse exergetique du système, les expressions sont r ecrites sous forme adimensionnelles en utilisant les relations suivantes sans dimension :

$$\theta_w = \frac{T_p}{T_a} - 1, \quad \theta_{fe} = \frac{T_{fe}}{T_a} - 1, \quad \theta_{fs} = \frac{T_{fs}}{T_a} - 1, \quad \theta_s = \frac{T_s}{T_a} - 1 \quad \text{and} \quad \theta_{max} = \frac{T_{max}}{T_a} - 1 \quad (2.56)$$

Ces relations représentent respectivement, la température de la paroi absorbante, la température d'entrée du fluide, la température de sortie du fluide, la température apparente du soleil et la température maximale du capteur.

Après remplacement et simplification, l'équation du bilan énergétique (5) devient:

$$M(\theta_{fs} - \theta_{fe}) = 1 - \frac{\theta_w}{\theta_{max}} \quad (2.57)$$

Où

- $M = \frac{\dot{m}C_p}{Q_s/T_a}$: le nombre du débit massique du fluide ou débit massique adimensionnelle.
- $\theta_{max} = \frac{(Q_s/T_a)}{h_p A}$: la température adimensionnelle maximal du capteur, qui représente aussi la température de stagnation du capteur, et qui se réalise lorsque $T_{fs} = T_{fe}$. Dans cette condition l'énergie utile devient nulle $Q_u = 0$ c'est-à-dire que toute l'énergie absorbée par le capteur solaire est perdue vers l'environnement, et le relation (2.1) du bilan thermique devient $Q_s = Q_p$ et $T_p = T_{max}$.

Le rendement énergétique dans ce cas est donné par :

$$\eta_{en} = M(\theta_{fs} - \theta_{fe}) \quad (2.58)$$

Après substitution et simplification, l'équation du bilan exergetique devient :

$$N_s = \frac{\theta_s}{\theta_s + 1} - \left[M(\theta_{fs} - \theta_{fe}) - M \ln \frac{\theta_{fs} + 1}{\theta_{fe} + 1} \right] \quad (2.59)$$

En d'autres termes

$$N_s = N_{Exs} - N_{Exu} \quad (2.60)$$

Avec :

- $N_S = \frac{T_a S_{cr}}{Q_s}$ est le nombre de création d'entropie (entropy generation), ou l'exergie détruite adimensionnelle.
- $N_{Exs} = \frac{\theta_s}{\theta_s + 1}$ est l'exergie adimensionnelle émise par le soleil vers le capteur solaire.
- $N_{Exu} = M(\theta_{fs} - \theta_{fe}) - M \ln \frac{\theta_{fs} + 1}{\theta_{fe} + 1}$ est l'exergie utile adimensionnelle récupérée par le fluide caloporteur.

Enfin, l'efficacité exergétique du capteur solaire sous forme adimensionnelle est la suivante :

$$\eta_{ex} = \frac{N_{Exu}}{N_{Exs}} = 1 - \frac{N_S}{N_{Exs}} \quad (2.61)$$

Où,

$$\eta_{ex} = \frac{M(\theta_{fs} - \theta_{fe}) - M \ln \frac{\theta_{fs} + 1}{\theta_{fe} + 1}}{\frac{\theta_s}{\theta_s + 1}} \quad (2.62)$$

On remarque d'après cette relation que le rendement exergétique du capteur solaire dépend seulement des nombres adimensionnels (θ_s et N_S) c'est-à-dire des deux niveaux des températures de l'ambient T_a et du soleil T_s , des irréversibilités existant pour le système (Soleil + Capteur + Ambient) et de la quantité d'énergie de rayonnement solaire reçu par la surface du capteur (T_a, T_s, S_{cr}, Q_s).

2.4.7.4. Approche d'optimisation

L'exergie utile peut être améliorée en augmentant le débit massique du fluide dans le capteur solaire. Cependant, pour des débits massiques élevés, la température de sortie du fluide devient très basse. En revanche, pour des débits réduits, la température de sortie devient très élevée, ce qui entraîne une augmentation des pertes d'exergie (exergie détruite). Ces remarques font de l'optimisation du débit massique un point important et nécessaire pour améliorer les performances du système FPSC.

Généralement, pour tout système, l'optimisation d'un paramètre ou d'un ensemble de paramètres consiste à trouver des valeurs adaptées pour obtenir la meilleure qualité du système, tout en satisfaisant aux contraintes de conception et de production. Dans ce sens, Bejan et al[95] ont annoncé que: "*La maximisation de l'exergie fournie par un capteur solaire de surface fixe A_c équivaut à minimiser le taux de génération d'entropie de capteur solaire de la température ambiante (T_a) à la température apparente du soleil en tant que source d'énergie (T_s)*".

Par conséquent, la performance du FPSC peut être optimisée en trouvant le rendement exergetique et le débit massique du fluide qui correspondent à la minimisation du nombre de génération d'entropie, c'est-à-dire l'extraction exergetique maximale suivante :

$$\frac{d\eta_{ex}}{dM} = \frac{dN_{Exu}}{dM} = \frac{dN_S}{dM} = 0 \quad (2.63)$$

Comme nous voyons, d'après l'expression générale (2.59) du rendement exergetique, la maximisation de ce dernier par rapport au débit massique adimensionnelle du fluide nous amène à la minimisation du nombre de création d'entropie N_S . Ce qui signifie que la résolution de l'équation obtenu de minimisation de l'expression (2.63) ($dN_S/dM = 0$) donne la valeur optimal du débit massique adimensionnelle du FPSC qui correspond à la valeur minimale du nombre de création d'entropie ou minimum d'irréversibilités. Cependant, le nombre de génération d'entropie N_S est une fonction qui dépend du débit massique M , et de la température adimensionnelle du fluide à la sortie du FPSC θ_{fs} , c'est-à-dire $N_S = f(M, \theta_{fs})$. Par ailleurs, plus haut dans la partie d'analyse énergétique du capteur solaire, nous avons démontré aussi que ces deux variables (M, θ_{fs}) sont reliés entre eux par la relation (2.22) du profil de température de l'absorbeur dans la direction de l'écoulement du fluide qu'on la réécrite ci-dessous :

$$\frac{T_{fs} - T_a - \frac{Q_s}{h_p}}{T_{fe} - T_a - \frac{Q_s}{h_p}} = \exp\left(-\frac{AF'h_p}{\dot{m}_f c_f}\right)$$

En écrivant maintenant cette équation sous sa forme adimensionnelle, nous obtenons :

$$\frac{\theta_{fs} - \theta_{max}}{\theta_{fe} - \theta_{max}} = \exp\left(-\frac{\hat{F}}{M\theta_{max}}\right) \quad (2.64)$$

Selon l'expression (2.61), le maximum d'exergie utile est équivalent au minimum d'exergie détruite ou au minimum d'irréversibilité du système :

$$\frac{dN_{Exu}}{dM} = \frac{d}{dM} \left[M \left(\theta_{fs} - \theta_{fe} - \ln \frac{\theta_{fs} + 1}{\theta_{fe} + 1} \right) \right] = 0 \quad (2.65)$$

Après dérivation par rapport au nombre de débit M , nous obtenons :

$$\theta_{fs} - \theta_{fe} - \ln \frac{\theta_{fs} + 1}{\theta_{fe} + 1} + M \frac{\theta_{fs}}{\theta_{fe} + 1} \frac{d\theta_{fs}}{dM} = 0 \quad (2.66)$$

Afin de remplacer le terme ($d\theta_{fs}/dM$), on utilise l'équation adimensionnelle (2.62) du profil de température :

$$\begin{aligned}\frac{d\theta_{fs}}{dM} &= \frac{d}{dM} \left[\theta_{max} + (\theta_{fe} - \theta_{max}) \exp\left(-\frac{\dot{F}}{M\theta_{max}}\right) \right] \\ \frac{d\theta_{fs}}{dM} &= \frac{\dot{F}}{M^2\theta_{max}} (\theta_{fs} - \theta_{max})\end{aligned}\quad (2.67)$$

Nous avons aussi la relation (2.62)

$$-\frac{\dot{F}}{M\theta_{max}} = \ln \frac{\theta_{fs} - \theta_{max}}{\theta_{fe} - \theta_{max}}$$

Donc :

$$\frac{d\theta_{fs}}{dM} = -\frac{(\theta_{fs} - \theta_{max})}{M} \ln \frac{\theta_{fs} - \theta_{max}}{\theta_{fe} - \theta_{max}}\quad (2.68)$$

En remplaçant dans l'équation (2.66), l'expression (2.68) qui représente le résultat de la dérivée $(d\theta_{fo}/dM)$, nous aurons :

$$\theta_{fs} - \theta_{fe} - \ln \frac{\theta_{fs} + 1}{\theta_{fe} + 1} - \frac{\theta_{fs}(\theta_{fs} - \theta_{max})}{\theta_{fs} + 1} \ln \frac{\theta_{fs} - \theta_{max}}{\theta_{fe} - \theta_{max}} = 0\quad (2.69)$$

Enfin, cette importante expression (2.69) est une équation générale adimensionnelle obtenue de l'analyse et l'optimisation exergetique (minimisation des irréversibilités) qui regroupe les paramètres de fonctionnement optimaux d'un capteur solaire plan standard. Aussi, c'est une équation non linéaire qui relie la température maximale (température de stagnation) θ_{max} aux températures d'entrée et de sortie $(\theta_{fe}, \theta_{fs})$ du fluide. Sa solution nous permet de connaître les valeurs optimales des paramètres de fonctionnement.

2.4.7.5. Approche expérimentale

Nous poursuivons l'étude d'optimisation et d'analyse exergetique par le traitement de deux cas concernant le fonctionnement du capteur solaire. Le premier cas où la température du fluide à l'entrée du capteur est égale à celle l'ambient $(T_{fe} = T_a)$ et le deuxième cas la température du fluide à l'entrée du capteur solaire est indépendant de la température ambiante $(T_{fe} \neq T_a)$. L'étude qu'on va présenter est basée sur des relevés des paramètres de fonctionnement réelles du FPSC existant dans un climat saharien (Ghardaïa et Adrar)...

2.4.7.5.1. Température $T_{fe} \cong T_a$

Dans la littérature, il n'y a pas beaucoup de travaux sur ce cas $(T_{fe} \cong T_a)$, même pour ce qui existe, les méthodes utilisées varient d'une étude à une autre, et chacune a ses avantages et ses inconvénients, par exemple, dans [80] Luminosu et Fara ont présentés une simulation

numérique pour discuter les performances optimales d'un FPSC lorsque ($T_{f_e} \cong T_a = Const$) par l'utilisant de l'analyse exergétique. Bien que des résultats précieux soient acquis, dans leur étude sur la base de l'équation du rendement exergétique, le flux d'exergie est considéré comme égal à celui du rayonnement solaire c'est-à-dire ($N_{Exs} = !Q_s$), donc l'exergie détruite n'est pas prise en compte. Par la suite, les pertes par les irréversibilités sont négligées. De même, Farahat et al [101] ont utilisé les mêmes procédures, leur étude était basée sur l'égalité ($T_{f_e} = T_a$). Ainsi, des résultats satisfaisants ont été trouvés car ils ont pris en considération les points ignorés par Luminosu et Fara [100]. Par ailleurs, Singh et ses collaborateurs [102] ont réalisé une étude thermique et énergétique d'un chauffe-eau solaire fabriqué et testé dans les conditions climatiques d'Allahabad (Inde) pour un débit massique fixe de 0,0015 kg/s. Ils ont obtenu une température de sortie du fluide de 55°C et un rendement journalier de 11%. Néanmoins, l'étude manque d'une optimisation exergétique pour trouver et examiner les valeurs optimales de ce prototype.

Dans ce qui suit on traite le cas d'un FPSC chauffe-eau solaire qui fonctionne avec une température d'entrée du fluide T_{f_e} égale ou très proche de la température ambiante T_a . C'est-à-dire ($T_{f_e} \cong T_a$) ce qui fait que la température adimensionnelle d'entrée du fluide devient nulle $\theta_{f_e} = 0$. Le fluide qui circule par thermosiphon dans l'absorbeur (sans pompe) est l'eau. Le tableau 2.1 ci-dessous contient les paramètres nécessaires (géométrie et matériaux de construction) pour le capteur solaire plan testé dans un climat désertique au centre de recherche sur les énergies renouvelables du CDER à Ghardaia.

Tableau 2.1 : Données technique du capteur solaire plan.

Désignation		Valeur	Unité
Dimension	Longueur	1.64	m
	Largeur	1	m
	Espace vitre plaque absorbante	0.025	m
Vitre	Emissivité	0.88	-
	Nombre des vitres	1	-
Absorbeur En Aluminium	Coefficient d'absorption	0.9	-
	Emissivité	0.8	-
	Conductivité thermique	202	W/m°C
	Distance entre deux tubes	0.1	m
	Diamètre extérieur des tubes	0.017	m
	Diamètre intérieur des tubes	0.015	m
Isolation Laine de verre	Conductivité thermique	0.036	W/m°C
	Épaisseur d'isolation	0.03	m

2.4.7.5.1.1. Résultats et discussions

Les essais au nombre de 10 relevées présentés dans le tableau 2.2 sont effectuées durant la journée du 04/06/2007 de 8h00 à 18h:00.

Tableau 2.2 : Relevées effectuées avec ($T_{fi} = T_a$).

N°	H	G	T_a	T_{fs}
-	Heure	W/m^2	$^{\circ}C$	$^{\circ}C$
1	8 :00	528	25	32
2	9 :00	694	27	32
3	10 :00	821	30	35
4	11 :00	901	33	41
5	12 :00	929	36	47
6	13 :00	901	37	53
7	14 :00	821	38	58
8	15 :00	694	37	60
9	16 :00	528	35	62
10	17 :00	334	32	62

Le rendement exergetique d'un capteur solaire plat dépend de quatre paramètres ($M, \theta_{fs}, \theta_{fe}, \theta_s$). La température adimensionnelle du fluide à l'entrée de l'absorbeur est nulle ($\theta_{fe} = 0 \leftarrow T_{fe} \approx T_a$), dans ce cas l'expression adimensionnelle du rendement exergetique devient :

$$\eta_{ex} = \frac{M(\theta_{fs} - \ln(\theta_{fs} + 1))}{\theta_s/(\theta_s + 1)} \quad (2.70)$$

Et l'expression du rendement énergétique interne η_{en} est la suivante :

$$\eta_{en} = M\theta_{fs} \quad (2.71)$$

Remarque :

D'après l'équation du bilan exergetique (2.59) on peut écrire l'expression de l'exergie utile en fonction de la température adimensionnelle équivalente du soleil θ_s et le nombre de création d'entropie N_s (irréversibilité adimensionnelle).

$$Ex_u = \frac{\theta_s - N_s(\theta_s + 1)}{\theta_s + 1} \quad (2.72)$$

C'est-à-dire que l'exergie utile Ex_u dépend de deux paramètres adimensionnelles N_s et θ_s .

Tableau 2.3 : Valeurs calculés des énergies, exergie et nombre d'exergie.

N°	H	Q_s	Q_p	Q_u	Ex_s	Ex_u	Ex_d	θ_s	θ_{fs}	N_{Exs}	N_{Exu}	N_{Exd}	η_{ex}
-	Heure	[W]	[W]	[W]	[W]	[W]	[W]	-	-	-	-	-	-
1	8 :00	418.1	83.53	334.6	396.6	334.3	62.26	18.85	0.023	0.948	0.020	0.928	0.021
2	9 :00	549.6	113.9	435.7	521.1	435.3	85.74	18.85	0.017	0.948	0.008	0.940	0.008
3	10 :00	650.2	137.4	512.8	616.1	512.1	103.9	18.65	0.017	0.948	0.007	0.941	0.007
4	11 :00	713.5	148	565.6	675.8	565	110.8	18.28	0.026	0.947	0.015	0.932	0.016
5	12 :00	735.7	153.2	582.5	696.4	582.0	114.3	17.92	0.036	0.947	0.027	0.919	0.029
6	13 :00	713.5	147.8	565.7	675.3	565.1	110.1	17.57	0.052	0.946	0.059	0.887	0.062
7	14 :00	650.2	133.9	516.3	615.2	516.8	98.42	17.29	0.064	0.946	0.100	0.846	0.106
8	15 :00	549.6	109.6	440.0	520.1	439.5	80.57	17.18	0.074	0.946	0.156	0.790	0.165
9	16 :00	418.1	80.01	338.1	395.8	337.8	58.03	17.07	0.088	0.947	0.283	0.664	0.299
10	17 :00	264.5	45.33	219.2	250.5	219.1	31.45	17.07	0.098	0.947	0.554	0.394	0.585

La Figure suivante obtenu à partir des résultats des essais du model réel, montre une comparaison entre les quantités (fournies, consommés et perdus) d'exergies et d'énergie.

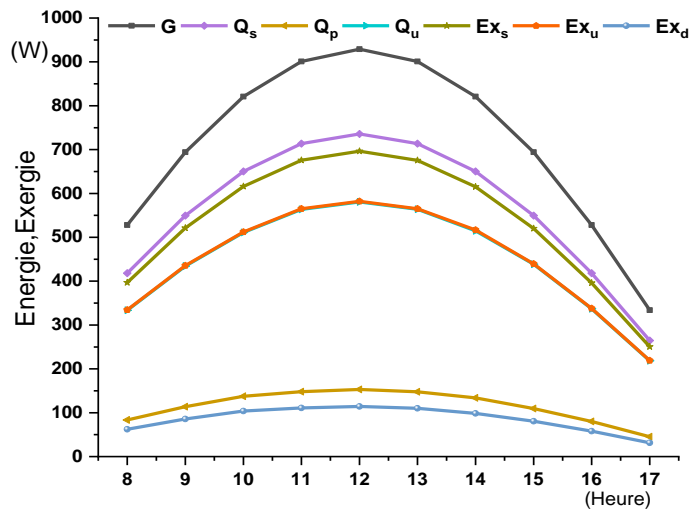


Figure 2.6 : Variation des quantités d'énergie et d'exergies en fonction du temps.

L'énergie est supérieur à l'exergie fournies par le soleil $Q_s > Ex_s$, par contre l'énergie perdue et inferieur à l'exergie détruite par le capteur $Q_p > Ex_d$, mais pour les quantités Q_u et Ex_u , l'énergie et l'exergie utiles sont presque les mêmes. L'allure de l'ensemble des courbes d'énergie et celle de l'exergie sont les mêmes.

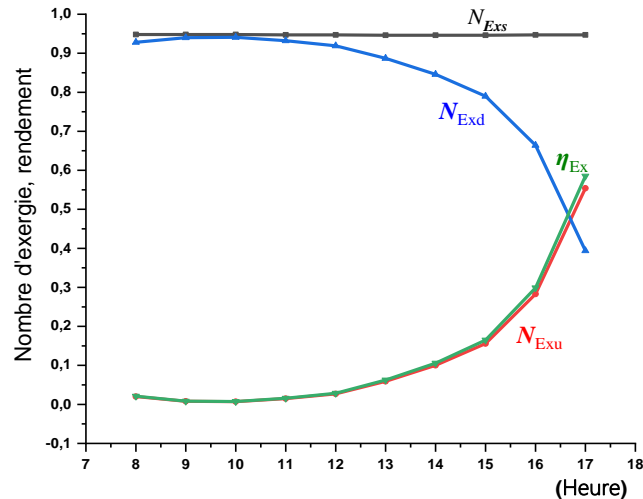


Figure 2.7: Variation des nombres d'exergie en fonction du temps.

La température équivalente du soleil θ_s est un paramètre indépendant du système (capteur solaire), il dépend seulement de la température du milieu ambiant (Soleil-Terre : système sans capteur solaire). Par exemple $T_a = 20^\circ\text{C} = 293^\circ\text{K}$ la température adimensionnelle solaire sera $\theta_s = 18.72$. La variation de la température ambiante est moins importante par rapport à la température apparente du soleil.

2.4.7.5.1.2. Valeurs optimal de fonction du FPSC

La solution de l'équation (2.69) nous permet de trouver les valeurs optimums du fonctionnement du capteur, avec le cas de ($\theta_{fi} = 0$) température adimensionnelle d'entrée du fluide nulle l'équation devient :

$$\theta_{fs} - \ln(\theta_{fs} + 1) - \frac{\theta_{fs}(\theta_{fs} - \theta_{max})}{\theta_{fs} + 1} \ln \frac{\theta_{fs} - \theta_{max}}{-\theta_{max}} = 0 \quad (2.73)$$

C'est une équation non linéaire avec un seule variable θ_{max} car θ_{fs} est supposé connue à partir des relevés des essais, cela veut dire qu'on a une équation à résoudre pour chaque série de relevés.

A partir de l'équation adimensionnelle (2.64) du profil de température de l'absorbeur en extraire l'expression du débit optimal pour le cas ($\theta_{fe} = 0$).

$$M_{opt} = - \frac{\dot{F}}{\theta_{max} \ln \left(\frac{\theta_{fs} - \theta_{max}}{-\theta_{max}} \right)} \quad (2.74)$$

Pour calculer le débit M_{opt} on remplace par les valeurs de θ_{fs} et celle des θ_{max} obtenu par la résolution de l'équation d'optimisation (2.73). Pour la valeur de \bar{F} facteur d'efficacité de la plaque absorbante ($\bar{F} \cong 0.9$) est calculable par la relation (2.21).

Le rendement exergetique optimale qui correspond au minimum d'exergie détruite (minimum d'irréversibilités) se calcule à partir de la relation (2.70), alors :

$$\eta_{ex(opt)} = M_{opt} \frac{\theta_{fs} - \ln(\theta_{fs} + 1)}{\frac{\theta_s}{\theta_s + 1}}$$

Pour le calcul du rendement énergétique optimal on utilise la relation (2.71)

$$\eta_{en(opt)} = M_{opt} \theta_{fs}$$

Les résultats des calculs sont représentés dans le tableau suivant :

Tableau 2.4 : Valeurs optimales des nombres de température de stagnation et débit fluide.

N°	H	A partir des mesures		A partir des calculs Valeur optimales			
		θ_s	θ_{fs}	θ_{max}	M_{op}	η_{en}	η_{ex}
-	Heure						
1	8 :00	18.85	0.023	0.0328	21.772	51.18	0.62
2	9 :00	18.85	0.017	0.0239	31.485	52.51	0.46
3	10 :00	18.65	0.017	0.0237	31.807	52.59	0.45
4	11 :00	18.28	0.026	0.0372	19.935	52.13	0.71
5	12 :00	17.92	0.036	0.0507	14.660	52.18	0.96
6	13 :00	17.57	0.052	0.0732	10.073	51.97	1.37
7	14 :00	17.29	0.064	0.0915	8.104	52.13	1.70
8	15 :00	17.18	0.074	0.1054	7.014	52.05	1.95
9	16 :00	17.07	0.088	0.1244	5.931	52.00	2.28
10	17 :00	17.07	0.098	0.1398	5.294	52.08	2.55

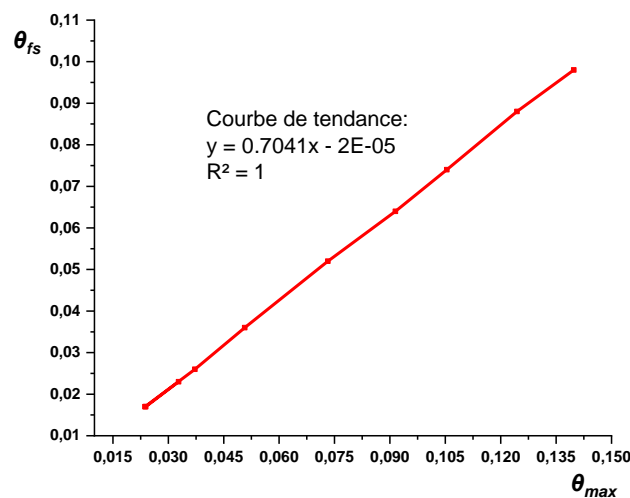


Figure 2.8 : Température de sortie θ_{fs} en fonction de la température de stagnation θ_{max} .

La courbe ci-dessus montre que la variation de la température adimensionnelle de sortie θ_{fs} en fonction de la température adimensionnelle de stagnation est linéaire. Une courbe de tendance est obtenue avec une grande précision ($R^2 = 1$) coïncide bien avec l'ensemble des points de $(\theta_{max}, \theta_{fs})$, ça relation est:

$$\theta_{fs} = 0.702\theta_{max} - 2.10^{-5} \quad (2.75)$$

- ✓ Pour $\theta_{max} = 0$, c-a-d $T_{max} = T_a$ vrai si $\theta_{fs} = -2.10^{-5} \rightarrow T_{fs} = T_a(0.999) \cong T_a$: Cette condition se réalise seulement si $Q_s = 0$ pendant la nuit, ou tout simplement le capteur n'existe pas. On négligeons la valeur -2.10^{-5} , la relation prend donc la forme d'une droite qui passe par l'origine avec une pente positif 0.702.

$$\theta_{fs} = 0.702\theta_{max} \quad (2.76)$$

- ✓ La température de sortie dépend de deux paramètres :
- La température θ_{max} ,
 - Le coefficient ou la pente de la droite 0.702.

On sait que $\theta_{fs} = \frac{T_{fs}}{T_a} - 1$ et $\theta_{max} = \frac{Q_s}{Ah_p T_a}$, on remplace dans l'équation (2.76), on aura :

$$T_{fs} = T_a + 0.702 \frac{Q_s}{Ah_p} \quad (2.77)$$

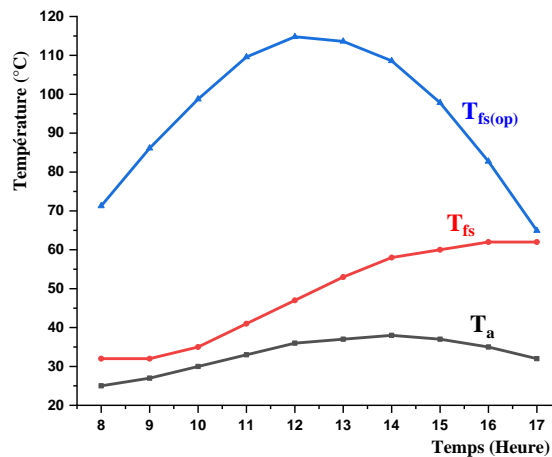


Figure 2.9: Température de sortie optimale $T_{fs(op)}$ avec le minimum d'exergie détruite

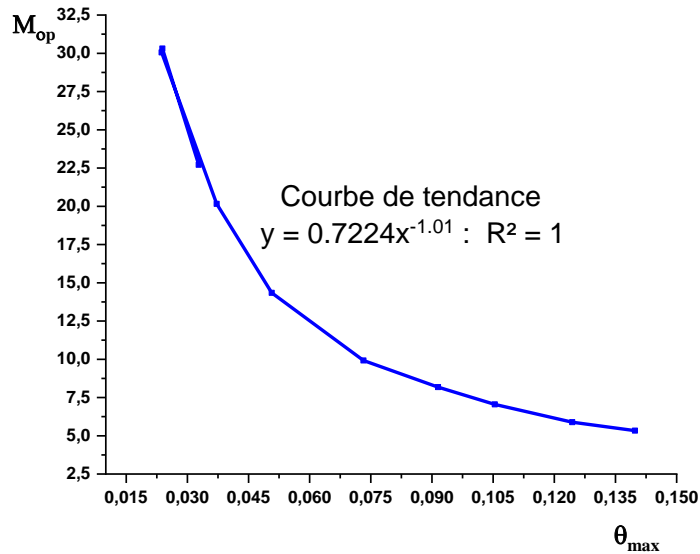


Figure 2.10 : Débit optimale en fonction de la température de stagnation.

La Figure 2.10 montre la variation du débit optimal adimensionnelle M_{op} en fonction de la température adimensionnelle de stagnation θ_{max} , l'allure de la courbe de tendance avec une importante précision $R^2 = 1$ coïncide bien avec l'ensemble des points de (θ_{max}, M_{op}) .

- Si nous arrondissons l'expression (1.01) à l'unité, ce qui produit une erreur moyenne de (2.81%) sur la valeur de M_{op} , la relation de courbe de tendance devient :

$$M_{op} = \frac{0.722}{\theta_{max}} \quad (2.78)$$

- Si nous combinons les deux relations (2.76) et (2.78) avec l'élimination de la température adimensionnelle θ_{max} on obtient :

$$\theta_{fs} M_{op} = 0.507 \quad (2.79)$$

La comparaison de l'expression (2.79) avec l'équation du rendement énergétique adimensionnel (2.71) nous permet de dire que la valeur 0.507 représente un rendement énergétique optimale du capteur obtenu à partir du principe de la minimisation d'exergie détruite.

2.4.7.5.2. Temperature $T_{fe} \neq T_a$

Le capteur solaire utilisé ici est un chauffe-eau solaire à thermosiphon qui a été soumis à une série de tests et de mesures pour déterminer ses performances sur la plate-forme d'essais du centre de recherche des énergies renouvelables (CDER) en milieu saharien de l'unité Adrar.

Le tableau 2.5 présente les caractéristiques techniques de ce capteur solaire. La description du rapport d'essai, de l'environnement du site et des résultats des mesures, est discutée dans l'étude réalisée par Bennaceur et al[103].

Tableau 2.5: Données techniques du capteur solaire.

<i>Component</i>	<i>Dimensions et specifications</i>	<i>Matériaux</i>
Carcasses	Length: 1.930 m Width: 0.9 m Height: 0.08 m	Aluminum
Couverture Transparent	Thickness: 0.004 m Transmissivité: 0.88 Refractive index: 1.52	Verre
Absorber	Absorber type Thickness: $0,6 \cdot 10^{-3}$ m Emissivity: 0.2 Thermal conductivity 240 W/m.°C Absorptivity: 0.95 Diameter: 0.012/0.014 m Number of tubes: 9	Tube-Ailette Aluminum Cuivre
Capteur solaire	Length: 1 m Diameter: 0.020/0.022 m Number : 2	Cuivre
Insolation	Back thickness: 0.03 m Lateral thickness: 0.03 m Thermal conductivity: 0.0027 W/m.°C	

Les mesures sont effectuées à Adrar, au centre du Sahara Algérien. Les coordonnées du site sont : latitude 27,88 °, longitude 0,28 ° et altitude 264 m avec un albédo 0,2. Le FPSC est incliné à 27 ° avec une orientation plaine sud. Les mesures sont prises lors d'une journée de test, le 7 avril 2005. Les instruments utilisées sont les suivants : thermocouples de type K (Chromel-Alumel) à haute résolution $\pm 0,02$ ° C pour mesurer les températures, un pyromètre de type Kipp et Zonen pour mesurer l'irradiation solaire globale avec une résolution de $\pm 1\%$. Pour l'enregistrement des données, un enregistreur Fluke 2625A a été programmé pour enregistrer les températures et l'irradiation solaire globale avec un pas de temps d'une minute. A partir des valeurs mesurées des températures et de l'irradiation solaire globale, les températures adimensionnelles sont calculées en fonction des relations (2.56). L'équation (2.69) donne pour chaque série de mesures une équation non linéaire avec la variable θ_{max} . Pour résoudre ces équations, un programme est développé avec le logiciel MATLAB utilisant la fonction 'solve'. Ensuite, tous les autres paramètres tels que $(M_{op}, \dot{m}_{op}, N_{Exs}, N_{Exu(op)}, N_{s(op)}, \eta_{ex(op)}$ et $\eta_{en(op)})$ sont calculés de la même manière que dans le cas de $(T_{fe} \neq T_a)$.

2.4.7.5.2.1. Résultats et discussions

Les résultats des mesures et des calculs sont regroupés dans les tableaux 2.6 et 2.7. Dans les deux dernières lignes du tableau 2.7, les valeurs négatives sont dues aux températures d'entrée et de sortie du fluide très proches ($T_{fe} \cong T_{fs} = 35^\circ\text{C}$) et aussi à la faible irradiation solaire (22 W/m^2). En revanche, dans la dernière ligne, les valeurs indéterminées sont également dues aux températures égales ($T_a \cong T_{fe} = T_{fs} = 27^\circ\text{C}$) et à l'absence d'éclairement solaire pendant cette heure. Ces deux points s'expliquent par l'équilibre thermique entre le capteur solaire et son environnement.

Table 2.6: Données de mesure.

Heur [h]	G^* [W/m ²]	T_a [°C]	e [°C]	T_{fs} [°C]	T_{wm} [°C]
10:00	815	24.5	36	56	40.5
11:00	1000	26.5	44	67.5	49.00
12:00	1100	28.5	51	74.5	55.5
13:00	1095	29.5	57	80	61.00
14:00	1025	32	64	84	65.25
15:00	880	34	68	84	66.75
16:00	680	34.5	72	83	67.50
17:00	418	35	73	76.5	64.25
18:00	85.5	32	54	55	54.75
19:00	22	31	35	35.3	50.00
20:00	0	26	27	27	40.75

Table 2.7: Paramètres calculés.

Hour [h]	θ_s [-]	θ_{fe} [-]	θ_{fs} [-]	θ_{wm} [-]	θ_{max} [-]	M_{op} [-]	\dot{m}_{op} [kg/s]	N_{Exs} [-]	$N_{Exu(opt)}$ [-]	$N_{s(op)}$ [-]	$\eta_{ex(op)}$ [%]	$\eta_{en(op)}$ [%]
10:00	19.34	0.0387	0.1059	0,0538	0.176	10.327	0.0207	0.950	0.046	0.904	4.90	69.43
11:00	19.21	0.0584	0.1369	0,0751	0.235	8.676	0.0212	0.950	0.060	0.890	6.34	68.08
12:00	19.07	0.0746	0.1526	0,0896	0.270	8.580	0.0229	0.951	0.068	0.882	7.15	66.88
13:00	19.01	0.0909	0.1669	0,1041	0.304	8.656	0.0229	0.950	0.075	0.875	7.89	65.81
14:00	18.84	0.1049	0.1705	0,1090	0.320	10.052	0.0247	0.949	0.079	0.870	8.38	65.92
15:00	18.71	0.1107	0.1629	0,1067	0.312	12.621	0.0264	0.949	0.079	0.870	8.33	65.78
16:00	18.68	0.1220	0.1577	0,1073	0.316	18.463	0.0298	0.949	0.081	0.868	8.53	66.05
17:00	18.65	0.1234	0.1347	0,0950	0.304	60.493	0.0600	0.949	0.078	0.870	8.28	68.74
18:00	18.84	0.0721	0.0754	0,0746	0.135	136.83	0.0280	0.949	0.031	0.919	3.25	44.86
19:00	18.91	0.0132	0.0141	0,0625	0.006	-9850	-0.521	0.949	-0.13	1.081	-13.8	-972
20:00	19.24	0.0033	0.0033	0,0493	0	-	-	0.950	-	-	-	-

La Figure 2.11 montre l'exergie mesurée pendant la journée de test. Chaque groupe de barres de cette Figure représente l'équilibre exergetique en fonction du temps. Les barrettes les plus hautes indiquent l'exergie solaire Ex_s consommée par le FPSC. Une partie de cette quantité d'exergie Ex_s est transférée au fluide, correspond à l'exergie utile Ex_u .

La partie restante représente l'exergie détruite Ex_d par le capteur solaire. Selon l'allure de l'évolution des sommets de ces barrettes, l'exergie utile est toujours inférieure à l'exergie solaire et supérieure à celle détruite jusqu'à l'équilibre exergétique, pour lequel la différence d'exergie devient nulle $Ex_s - Ex_d = 0$. En effet, lorsque $Ex_s = Ex_d$, toute l'exergie consommée est détruite par le collecteur ou $Ex_s = Ex_d = 0$; les deux quantités sont égales à zéro lorsqu'il n'y a pas d'éclairage solaire.

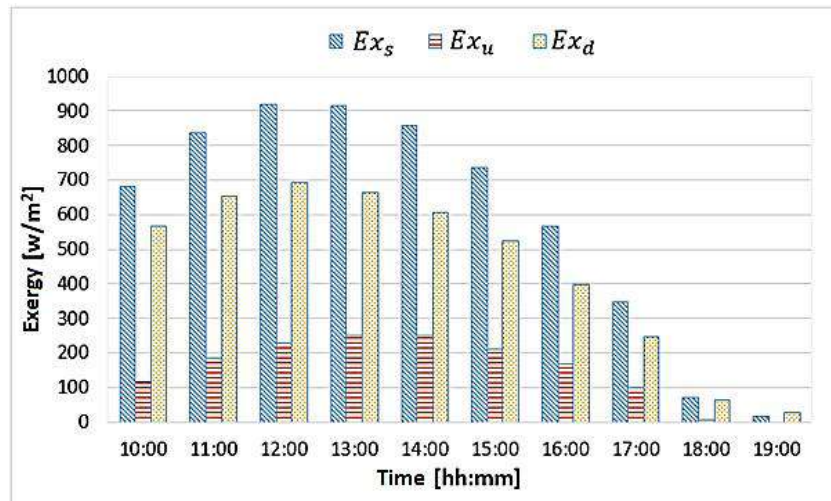


Figure 2.11: Exergie mesurée pendant la journée de test.

La figure 2.12, illustre la variation des températures adimensionnelles d'entrée θ_{fi} et de sortie θ_{fs} du fluide et la température de stagnation θ_{max} du capteur solaire pendant la journée d'essai, de 10 h à 20 h. Les courbes des températures adimensionnelles peuvent être divisées en deux zones: de 10 h à 17 h et de 17 h jusqu'au coucher du soleil.

La première zone définie de 10h à 17h, d'une part, il existe une différence de température entre l'entrée et la sortie du capteur solaire, qui varie de 20°C à 25°C ($+5^\circ\text{C}$) entre 10h à 13h et de 25°C à 4°C (-21°C) entre 13h et 17h. En fait, la température de stagnation θ_{max} augmente de 10 h à 13 h de 44°C et continue avec une différence presque constante de 7°C de 13 h à 17 h. Ces différences de température sont très importantes car elles montrent le gain d'énergie que le fluide peut absorber dans une région désertique (environnement saharien, Adrar en Algérie) à fort rayonnement solaire au printemps.

La deuxième zone commence à 17 h. Les deux courbes de $\theta_{fi} = \theta_{fe}$ et θ_{fo} et θ_{fs} convergent et coïncident suivant le bilan thermique en raison de la diminution de l'absorption de chaleur par l'absorbeur due à l'irradiation solaire réduite. Les deux courbes coïncident après 18 heures. Pour la température de stagnation θ_{max} , il y a une diminution plus rapide vers le point d'équilibre d'exergie, pour lequel la quantité d'exergie consommée est complètement détruite

par le FPSC. À ce point, le sens d'écoulement du fluide, généré par le phénomène de thermosiphon, peut être inversé car l'exergie utile est nulle. L'absorbeur devient une source froide et le réservoir une source chaude.

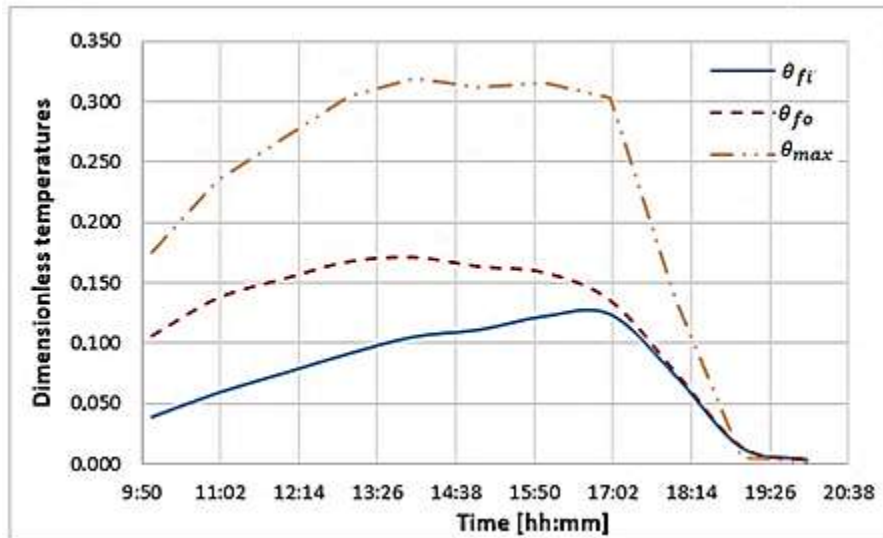


Figure 2.12: Température sans dimension du capteur solaire pendant la journée d'essai.

La Figure 2.13 montre l'augmentation du débit massique avec un faible débit jusqu'à 16 heures. Cependant, les différences de température $(T_{fe} - T_a)$ et $(T_{fs} - T_a)$ sont remarquablement élevées car l'irradiation solaire est importante pendant cette phase, puisque sa valeur atteint 1025 W/m^2 à 14 heures.

À partir de 16 heures, malgré la diminution de l'irradiation solaire, on observe un gain important du débit massique par rapport à la phase précédente. Ceci est dû à l'inertie thermique du FPSC et à la diminution de l'énergie détruite. Le débit massique continue de croître jusqu'à atteindre une valeur optimale de $0,06 \text{ kg/s}$. Cette dernière valeur représente la meilleure performance du point de fonctionnement du capteur solaire, car elle correspond à l'irréversibilité minimale du système.

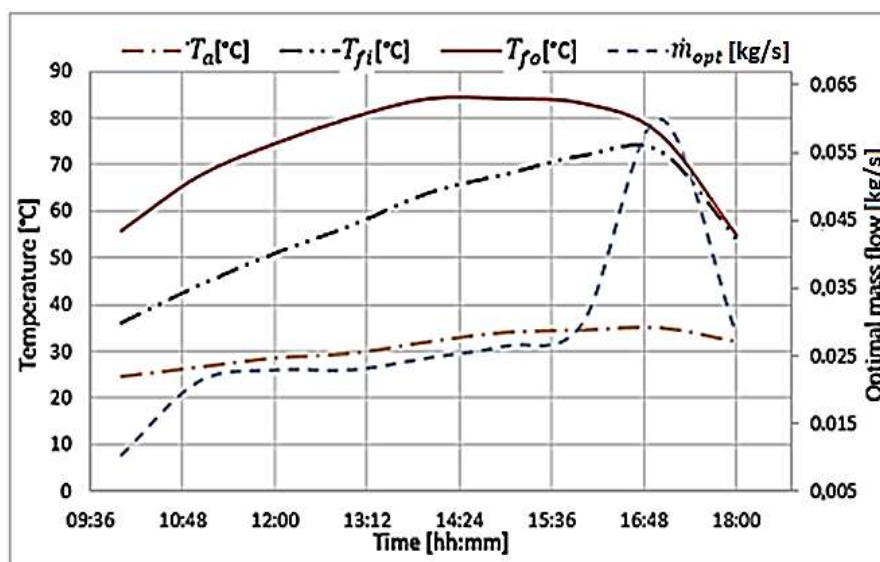


Figure 2.13: Variation des températures et du débit massique optimal \dot{m}_{op} pendant la journée d'essai.

La Figure 2.14 illustre les variations des températures adimensionnelles d'entrée et de sortie du fluide, le débit massique et le nombre d'exergies détruites. L'augmentation du débit massique entraîne une augmentation de la vitesse d'écoulement du fluide à l'intérieur de l'absorbeur. Au début, cette vitesse favorise le transfert de chaleur de l'absorbeur vers le fluide, mais après la valeur optimale du débit massique de 0,06 kg/s, le transfert de chaleur est dégradé, car l'irradiation solaire devient faible entre 16h et 18h, et les courbes des températures d'entrée et de sortie du fluide (qui sont encore élevées de 83 à 76 °C) sont très rapprochées. Ceci est dû au déséquilibre thermique, qui favorise les pertes d'énergie et l'augmentation de l'exergie détruite.

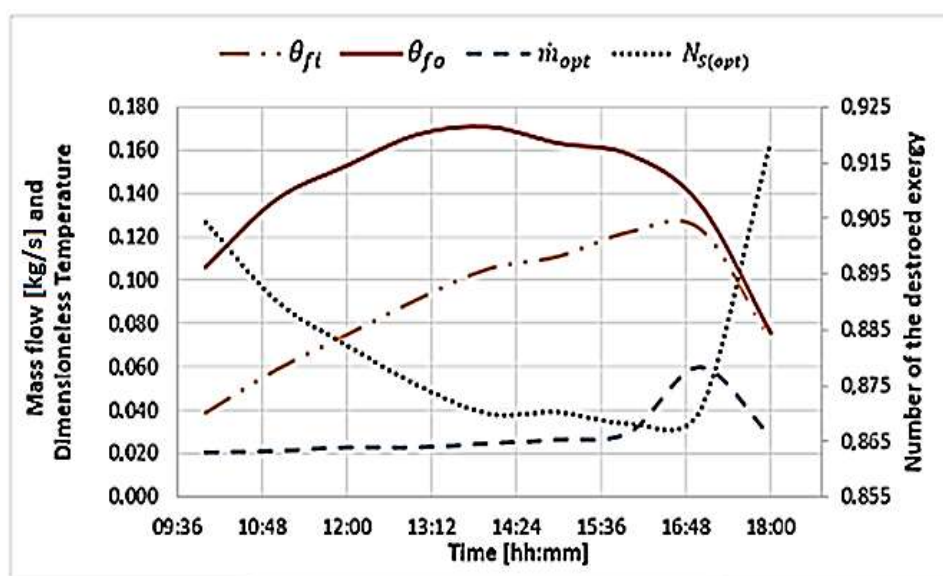


Figure 2.14: Variation des températures de sortie, débit massique et exergie détruites au cours de la journée de test.

Le tableau 2.8 présente une comparaison entre l'analyse énergétique et l'analyse exergetique. En pourcentage, on peut remarquer que l'énergie perdue représente 31,26% de la quantité d'énergie solaire absorbée par le capteur alors que l'exergie détruite correspond à 91,72% de l'exergie solaire consommée. La différence entre les deux pourcentages, qui fait 60,46%, équivaut aux pertes par irréversibilités dans le système, qui ne sont pas prises en compte dans le bilan énergétique étant donné que ce dernier est uniquement basé sur la FLT qui ne tient pas en compte de la création de l'entropie dans le système (capteur solaire et son environnement). A cet effet, l'efficacité énergétique 68,74% est supérieure à l'efficacité exergetique 8,28%.

Les valeurs optimales obtenues sont : une efficacité exergetique $\eta_{ex(op)} = 8.28\%$, une efficacité énergétique $\eta_{en(op)} = 68.74\%$ et un débit massique $\dot{m}_{op} = 0.06 \text{ kg/s}$. Ces dernières valeurs sont très acceptables par rapport à d'autres études telles que celle de Ge et al [104] qui ont trouvé des résultats très proches des nôtres avec un rendement exergetique de 5,96% et un débit massique $\dot{m}_{op} = 0.05 \text{ kg/s}$ (avec $T_a = 20^\circ\text{C}$, $G^* = 800 \text{ W/m}^2$ et $T_{fi} = 50^\circ\text{C}$).

Tableau 2.8: Bilan exergetique et énergétique.

Bilan exergetique		Bilan énergétique	
$N_{s(op)}$	0.9491	$Q_s [W/m^2]$	418
$N_{Exu(op)}$	0.0786	$Q_{util(op)} [W/m^2]$	287.375
$N_{S(op)}$	0.8705	$Q_{l(op)} [W/m^2]$	130.625
$\eta_{ex(op)}$	8.28 %	$\eta_{en(op)}$	68.74%

Aussi, Les résultats obtenus ($\dot{m}_{op} = 0.06 \text{ kg/m}^3$, $\eta_{ex(op)} = 8.28\%$), sont également très raisonnables par rapport à ceux obtenus respectivement dans [80, 101 et 105] ($\dot{m}_{op} = 0.0021 - 0.0061 \text{ kg/m}^3$, $\eta_{ex(op)} = 3.6\%$), ($\dot{m}_{op} = 0.0087 \text{ kg/m}^3$, $\eta_{ex(op)} = 3.89\%$) et ($\dot{m}_{op} = 0.0019 - 0.0022 \text{ kg/m}^3$, $\eta_{ex(op)} = 5.2 - 8.2\%$) où ils ont supposé dans leurs études que $T_{fe} \cong T_a$.

Les légères différences entre les résultats sont dues à la nature expérimentale de l'étude, les températures enregistrées T_a et T_{fi} sont inégales et ne sont pas proches l'une de l'autre ($T_{fe} > T_a$), la nature du climat (climat saharien dans notre cas) et la différence dans les dimensions du FPSC sur lequel les expériences sont faites.

2.5. Conclusion

Dans ce chapitre, une nouvelle approche basée sur le concept d'exergie est exposée avec une méthode permettant d'analyser et d'optimiser les performances thermiques d'un capteur solaire plan FPSC (chauffe-eau solaire). Les remarque enregistrées sont les suivants :

- L'augmentation de la température de sortie du fluide caloporteur avec l'augmentation de son rendement énergétique et la diminution du débit massique ne sont pas des indices du bon fonctionnement du FPSC, car on observe une augmentation de l'exergie détruit (irréversibilité). Cette constatation nous conduit nécessairement à procéder à une optimisation exergetique pour trouver les paramètres adéquats.
- Une valeur maximale du rendement énergétique n'est pas toujours un bon signe de l'état du FPSC, mais elle doit être comparée au rendement exergetique optimale.
- Dans le climat saharien, la performance optimale d'un chauffe-eau solaire se manifeste ou devient apparente généralement dans l'après-midi.
- L'hypothèse de $(T_{f\#} \approx T_a)$ n'est pas bien adaptée à l'étude de l'exergie étant donné que ce concept est basé sur le système et son environnement, où toute variation de la température ambiante T_a influence directement sur les résultats du calcul des paramètres optimaux.
- L'analyse exergetique a mis en évidence l'irréversibilité ou la génération d'entropie, qui est souvent négligée dans les études énergétiques. Elle joue un rôle clé dans la compréhension, l'amélioration et la conception des systèmes énergétiques.

L'analyse exergetique est une méthode puissante d'aide à la décision, elle peut être utilisée pendant la phase de conception des systèmes énergétiques avant que le prototype ne soit finalement lancé pour la production, en établissant les paramètres de fonctionnement optimaux pour un ensemble de conditions données. L'analyse exergetique est plus significative en ce qui concerne la zone de fonctionnement optimale, en quantifiant les inefficacités, leur ampleur et leur emplacement relatif. Contrairement aux autres méthodes d'optimisation énergétique, cette méthode quantifier et réduit l'irréversibilité interne.

CHAPITRE 3

CHOIX DU FLUIDE CALOPORTEUR

CHAPITRE 3

CHOIX DU FLUIDE CALOPORTEUR

3.1. Introduction

Le fluide caloporteur occupe une place importante dans la conception des capteurs solaires (chauffe-eau solaire) ou toute autre installation de conversion de l'énergie solaire qui utilise un fluide comme un milieu d'échange et de transport d'énergie. Le fluide caloporteur sélectionné doit être adapté au domaine d'application, en particulier à la plage de température de fonctionnement du système énergétique. Dans notre cas, les capteurs solaires plans minicanaux sont de la famille FPSC et la plage de température de fonctionnement est comprise entre 30 et 80°C (voir §1 Figure 1.2), et son domaine d'application est le chauffage de l'eau domestique ou industrielle. Le choix du fluide est très important car d'une part ses propriétés thermo-physique doivent être avantageuses du point de vue rendement énergétique du capteur solaire, et d'autre part il doit être compatible avec les matériaux de construction de l'installation et notamment l'absorbeur où s'effectue la conversion de l'énergie des rayons solaires en énergie thermique.

3.2. Type des fluides caloporteurs

Dans une installation solaire, un fluide caloporteur est un fluide (gaz ou liquide) qui par ses propriétés physiques permet d'absorber et de transporter de la chaleur entre un ou plusieurs sources de température. Le fluide caloporteur est un paramètre très important dans le dimensionnement du capteur solaire, en particulier pour déterminer le coefficient de transfert de chaleur par convection, ce qui explique le grand soin apporté à la méthode de sa sélection. Au cours de cette décennie, nous avons constaté que la description générale des fluides du point de vue de leur utilisation dans les capteurs solaires pour le chauffage de l'eau est divisée en trois catégories : Fluide conventionnel, Nanofluide et Nanofluide hybride.

3.2.1. Fluide conventionnel

La plupart des fluides de travail utilisés dans les installations solaires résidentielles ou industrielles sont des fluides conventionnels. Ils sont soit naturels comme l'eau, l'hélium et l'azote, etc., soit des composés de laboratoire ou industriels comme l'ammoniac, les fréons

(réfrigérants), certains dérivés du pétrole (méthanol, éthanol, ...etc) et la liste est longue. Les fluides conventionnels sont définis comme étant des fluides constitués d'une seule molécule ou d'un seul composé, par conséquent, ils sont purs. En outre, leurs propriétés physico-chimiques sont considérées comme fixes, telles que les points d'évaporation/ condensation/ solidification, le point triple et le point critique etc. Et ne peuvent pas être modifiées indépendamment de leur évolution avec la variation de la température et de la pression. C'est la raison pour laquelle les chercheurs estiment que les propriétés thermiques de ce type sont limitées pour les applications à hautes performances, ce qui les a incité pour chercher des alternatives.

3.2.2. Nanofluides

Les nanofluides sont essentiellement des fluides de transfert de chaleur avancés qui constituent une alternative aux fluides de base purs (Fluide conventionnels) afin d'améliorer le processus de transfert de chaleur en ajoutant au fluide de base des particules de taille nanométrique ayant des propriétés de conductivité thermique supérieures. Ils sont généralement constitués de métaux et d'oxydes métalliques tels que l'oxyde de cuivre, l'oxyde d'aluminium, l'oxyde de fer, etc. Les fluides de base comprennent l'eau, l'éthylène glycol et l'huile. L'avantage des nanofluides est la possibilité de modifier les paramètres thermiques en changeant le type de métal des nanoparticules à ajouter, leur taille, leur forme et leur fraction (quantité de particules dans le fluide de base). Ces éléments ont permis la poursuite des recherches dans ce domaine. Les nanofluides ont une excellente capacité à augmenter l'efficacité thermique du capteur solaire grâce aux différentes nanoparticules utilisées dans différents types de capteurs solaires [106].

3.2.3. Nanofluides hybrides

Pour améliorer encore le comportement des nanofluides qui pourraient posséder un certain nombre de caractéristiques favorables, les chercheurs ont mis au point une nouvelle génération de fluides de transfert de chaleur appelée nanofluide hybride [107]. Le nanofluide hybride est une variante spéciale de nanofluide dans laquelle deux matériaux nanométriques différents ou plus sont distribués dans un fluide de travail selon des configurations variables. Les configurations des nanomatériaux sont choisies dans le but d'incorporer les effets bénéfiques des deux nanomatériaux dans un seul système homogène stable [108]. Le domaine des nanofluides hybrides est en pleine expansion. Les nanofluides hybrides ont un large éventail d'utilisations y compris le solaire thermique. Les chercheurs s'intéressent aux

nanoliquides hybrides en raison de leur demande croissante dans le processus de transfert de chaleur.

3.3. Critères de choix du fluide caloporteur

De nombreux critères peuvent entrer en jeu pour le choix du fluide caloporteur. Nous pouvons les résumer comme suit :

1. Domaine d'application et plage de température de fonctionnement du capteur solaire (Chauffe-eau, climatisation, séchage, production d'énergie électrique, etc....)
2. Bonne propriétés thermo-physique (Chaleur latente, conductivité thermique, tension surfacique élevées, viscosité liquide et viscosité vapeur basses...etc.)
3. Pression adaptée aux matériels et aux conditions d'utilisations.
4. Point de congélation bas.
5. Température critique élevée.
6. Compatibilité du fluide de travail avec le matériau de l'enveloppe et mouillabilité avec le réseau capillaire dans le cas d'un caloduc capillaire.
7. Stabilité chimique et thermique. (Ne change pas de comportement avec le temps).
8. Sécurité (toxicité, risque d'incendie et explosion).
9. Impact environnemental.
10. Coût acceptable dans l'ensemble du coût de l'installation solaire.

3.4. Méthode de choix du fluide caloporteur

La plupart des critères de choix mentionnés ci-dessus expriment un état statique du fluide, et malgré son importance ils sont insuffisants pour la sélection d'un fluide caloporteur, car les facteurs des phénomènes tels que le transfert de chaleur, la nature d'écoulement du fluide, les pertes de charge, la dégradation d'énergie, l'influence de la géométrie et autres n'apparaissent qu'à l'état dynamique pendant le fonctionnement du fluide. Ainsi, nous nous sommes appuyés sur les deux états (statique et dynamique). C'est pourquoi nous avons proposé deux façons pour choisir le bon fluide de travail pour le capteur solaire plan à minicanaux, les deux étant fondés sur la deuxième loi de la thermodynamique (DLT). La première est basée sur le concept d'exergie et la seconde sur le principe de la production d'entropie, et voici quelques détails sur chacune d'elles.

La première méthode (Choix exergétique): Dans cette méthode nous nous intéressons uniquement au fluide conventionnel, la sélection du fluide est principalement basée sur le concept d'exergie, mais avant d'arriver au calcul des paramètres exergétiques (tels que

l'exergie détruite un paramètre qui représente la dégradation de l'énergie et le rendement exergetique), nous définissons la température moyenne de fonctionnement du capteur solaire T_{fc} sur laquelle nous pouvons sélectionner un groupe de fluide FC dont la T_{fc} est incluse dans sa plage de fonctionnement. Le calcul des paramètres exergetiques est obtenu à l'aide d'un code CFD par une simulation 2D de l'écoulement de chaque fluide dans un tube dont la température de paroi externe T_p est supérieure à celle du fluide T_{fc} .

La deuxième méthode (Choix par entropie générée) : Ici, la sélection est effectuée sur un groupe de cinq fluides : deux fluides conventionnels (l'eau et un fluide obtenu dans la première partie par choix exergetique) et trois nanofluides (tirés de la littérature). La sélection est principalement basée sur des facteurs liés à la génération d'entropie (tels que le nombre de génération d'entropie, le nombre de Bejan,...etc). Les paramètres de comparaison sont calculés à l'aide d'un code CFD par une simulation 3D de l'écoulement de chaque fluide dans un minicanal qui représente l'absorbeur d'un MFPS dans les conditions réelles.

3.5. Utilisation du code CFD (Computational Fluid Dynamics)

En réalité, les paramètres nécessaires pour analyser, comparer et sélectionner le fluide de travail pour les deux méthodes présentées ci-dessus sont censés être basés sur des relevés expérimentaux. Dans la méthode exergetique, la mesure de la température de sortie du fluide T_{fc} est nécessaire pour compléter le calcul des autres paramètres tels que le coefficient de transfert de chaleur par convection, l'exergie détruite, le rendement exergetique. ... etc., alors que dans la méthode d'entropie générée, les paramètres nécessaires sont tous basés sur l'évaluation de l'entropie générée et le calcul de celle-ci nécessite la connaissance des gradients de vitesse et de température.

La réalisation du dispositif expérimental de la première méthode semble être simple à mettre en œuvre et ceci sans tenir compte du coût et de l'efficacité des mesures. Par contre un dispositif expérimental qui répond aux besoins des mesures de la deuxième méthode apparaît très difficile (voire impossible ou inefficace à cause de la mesure des gradients de vitesse et de température).

Ainsi, pour surmonter ces contraintes difficilement contournables dans notre cas, nous avons opté pour la voie de la simulation numérique en utilisant un code CFD (Computational Fluid Dynamics). Les raisons qui nous ont conduit à ce choix sont les suivantes :

- ✓ L'expérience est simple du point de vue de la simulation à l'aide d'un logiciel CFD comme Comsol multiphysics, Ansys Fluent et OpenFoam (ce dernier est open source).
- ✓ L'erreur qui résulte de la mise en place des sondes des températures et du capteur de débit et de la mise en marche de ces instruments avec son circuit électronique n'est pas négligeable et par fois, elle dépasse énormément l'erreur obtenue par la simulation.
- ✓ Dans ces codes on peut varier facilement les paramètres (géométriques et thermiques) de l'expérience selon nos besoins.
- ✓ La réalisation expérimentale dépense des coûts considérables.

3.6. Méthode exergetique pour le choix du fluide caloporteur

3.6.1. Température de fonctionnement T_{fc}

C'est la température T_{fc} du fluide dans le circuit primaire (dans l'absorbeur) de l'installation solaire lorsque le capteur solaire est en service. Le transfert de chaleur s'effectue entre le fluide à la température T_{fc} et la surface de la paroi de l'absorbeur a la température T_p . L'écart entre ces deux températures ($\Delta T = T_p - T_{fc} > 0$) doit toujours être positif pour assurer le fonctionnement de l'installation. Un écart négatif provoque un arrêt pour les capteurs solaires à fluide diphasique et l'inversement du sens de circulation du fluide pour les capteurs solaires à fluide monophasique à thermosiphon.

La température de fonctionnement est définie selon les critères suivants :

- ✓ La température réglementaire des installations d'eau chaude sanitaire, entre 37°C et 60°C, selon la norme européenne la température préférable à l'utilisation ente 37 et 41°C pour 90% des personnes [108].
- ✓ Les conditions climatiques de la région où se trouve l'installation solaire, et ce pour éviter la congélation du fluide caloporteur dans les régions froides, et prendre en considération la température de stagnation. Un point peut provoquer des dégâts sur le matériel.
- ✓ Le mode de transfert de chaleur dans le fluide à l'intérieur de l'absorbeur par chaleur sensible du fluide à l'état liquide (monophasique), ou par chaleur latente de vaporisation/condensation du fluide (Diphasique).

Dans notre cas le mode de fonctionnement du capteur est monophasique liquide c.-à-d. le fluide caloporteur ne de doit pas changer son état, il reste toujours liquide. Ce point est très important pour le dimensionnement du capteur solaire. Par conséquent, pour la température

moyenne de fonctionnement du fluide de travail T_{fc} , on prend une valeur supérieure à la température maximale réglementaire par 10°C c'est-à-dire $T_{fc,lq} = 70^{\circ}\text{C}$. Cette valeur est choisie pour but d'atteindre des bonnes performances énergétiques. Des valeurs inférieures à ces températures ne veulent pas dire que l'installation ne fonctionne pas, au contraire le fonctionnement du capteur dépend principalement de la température de la paroi de l'absorbeur ($T_p > T_f$), car la couche d'isolation thermique et l'effet de serre entre l'absorbeur et la vitre dans le capteur solaire jouent un rôle très important pour l'augmentation de la température T_p .

3.6.2. Sélection du groupe de fluide conventionnel

Nous présentons ci-dessous dans le tableau 3.1, une liste des principaux fluides caloporteurs avec leurs plages de températures de fonctionnement préconisées, ainsi que leurs températures de fusion et d'ébullition sous la pression de 1bar, ces fluides sont utilisés d'une façon générale dans les échangeurs de chaleur de plusieurs domaines d'application industrielle. Dans ce tableau les plages de températures correspondent aux l'intervalles permettant de bonnes performances du caloduc [109].

Tableau 3.1 : Domaine de température usuelle pour des fluides caloducs les plus courants [109].

Fluide	Formule chimique	Température de fusion ($^{\circ}\text{C}$)	Température d'ébullition (à 1 bar) ($^{\circ}\text{C}$)	Domaine de température ($^{\circ}\text{C}$)
Hélium	He	-272	-269	-271 à -269
Azote	N ₂	-210	-196	-203 à -160
Ammoniac	NH ₃	-78	-30	-60 à -70
R 11	CCl ₃ F	-	-	-40 à 120
Pentane	C ₅ H ₁₂	-130	28	-20 à 120
R 113	C ₂ F ₃ Cl ₃	-	-	-10 à 100
FC 72	C ₆ F ₁₄	-90	55.7	-
Acétone	C ₃ H ₆ O	-95	57	0 à 130
Méthanol	CH ₃ OH	-98	64	10 à 130
Ethanol	C ₂ H ₅ OH	-112	78	0 à 130
Heptane	C ₇ H ₁₆	-90	98	0 à 150
Eau	H ₂ O	0	100	30 à 250
Toluène	C ₇ H ₈	-95	111	70 à 270
Gilotherm DO	-	12	250	130 à 350
Naphtalène	C ₁₀ H ₈	80	218	150 à 430
Mercure	HgCl ₂	-39	357	220 à 600
Césium	CsOH	29	670	430 à 800
Potassium	KO ₂	64	760	500 à 850
Sodium	C ₂ H ₅ ONa.	98	892	550 à 1100
Lithium	Li ₂ CO ₃ .	180	1342	1000 à 1700
Argent	Ag ₂ C ₂ O ₄ .	960	2212	1800 à 2300

Cependant, Une présélection a été effectuée basée sur la plage de température de fonctionnement du capteur solaires plan FPSC (30 à 80°C) (voir §1 Figure 1.2). Nous estimons que les neufs fluides caloporteurs (R 11, Pentane, R 113, FC72, Acétone, Méthanol, Ethanol, Heptane, Eau) encadrées dans le tableau 3.1 répondent bien aux conditions et aux données de la conception de ces capteurs. Par ailleurs les fluides frigorigènes R11 (CCl_3F) et R113 ($\text{CCl}_2\text{F} - \text{CCLF}_2$) qui appartiennent à la famille des CFC (Chlorofluorocarbures ou les fréons) sont écartés à cause de son impact environnemental. Ils sont nocifs pour la couche d'ozone dans l'atmosphère terrestre, déjà la production, la mise sur le marché et l'utilisation (même en maintenance) est interdite dans de nombreux pays qui ont signé les protocoles de COYOTO. Par ailleurs, il existe actuellement de nouveaux fluides de type fréon (FC-72, FC-3284, HFE7100...) dont l'utilisation industrielle est autorisée. Ces fluides trouvent leurs applications lorsque l'isolation électrique est nécessaire ou pour remplacer du fréon 22 et de l'ammoniac dans certaines applications sensibles [109].

Après avoir éliminé ces derniers fluides, la liste se limite seulement à six fluides sur lesquels nous mènerons notre étude de sélection : Pentane, Acétone, Méthanol, Ethanol, Heptane et Eau.

Le groupe de fluides classiques (Pentane, Acétone, Méthanol, Ethanol, Heptane et Eau) à l'état liquide au voisinage de la température et de la pression (70°C et 1 bar) leurs paramètres physico-chimiques sont obtenus à l'aide du code logiciel REFPROP. En premier lieu, il apparaît clairement que les propriétés du fluide caloporteur qui jouent un rôle très important dans les phénomènes de transfert de chaleur sont : la capacité thermique à pression constante C_p et la conductivité thermique λ .

A cette température, comme l'illustrent les figures 3.1 et 3.2 ci-dessous, les trois premiers qui représentent les valeurs les plus élevées de la chaleur spécifique à pression constante C_p et la conductivité thermique λ sont par ordre : l'Eau, l'Ethanol et le Méthanol. Néanmoins, à partir d'une plage de température inférieure à 20°C, le Méthanol devient avantageux et prend la deuxième place en termes de conductivité thermique par rapport à l'Ethanol.

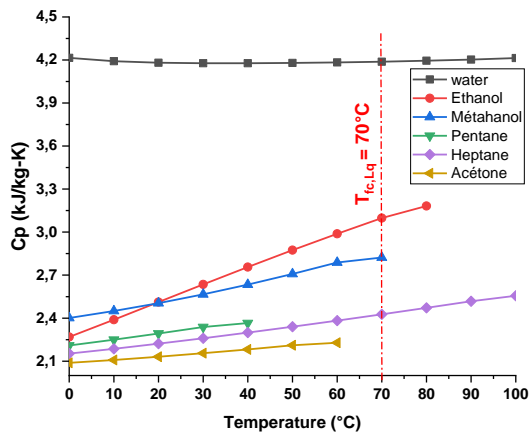


Figure.3.1 : Chaleur spécifique à pression (P=1bar) constante en fonction de la température.

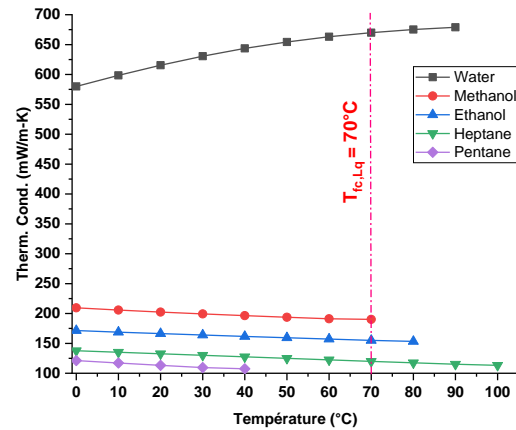


Figure.3.2 : Conductivité thermique en fonction de la température à P=1bar.

La figure 3.3 représente la variation de la pression en fonction de la température à l'état de saturation. Nous constatons que le Pentane, l'Acétone et le Méthanol sont les seuls fluides qui dépassent le point d'ébullition c'est-à-dire qu'ils sont à l'état gazeux (vapeur) à la pression atmosphérique (1bar), pour les maintenir à l'état liquide il est indispensable de porter la pression de travail dans le capteur solaire à une pression $P \geq 2.5\text{bar}$. Cependant, une pression de travail élevée est un inconvénient car elle affecte le coût (voire la sécurité) du système, que ce soit en production, en montage ou en maintenance. Pour ce qui concerne l'Ethanol, le comportement est pareil car la température de saturation à cette pression $77,9^\circ\text{C}$ est très proche de 70°C , surtout lorsque le capteur solaire est placé dans un climat saharien. Pour le garder en raison de ces caractéristiques thermiques (c_p, λ) il est nécessaire d'augmenter la pression de travail d'au moins $P \geq 2,5\text{bar}$ ou déplacer le point d'ébullition à la température de $103,08^\circ\text{C}$.

Un autre point qui représente un inconvénient non négligeable (de point de vue poids); c'est la densité ρ du fluide, plus elle est élevée plus le poids du capteur est élevé, car le volume interne de l'absorbeur (ou circuit primaire) est totalement occupé par le fluide à l'état liquide. L'ordre selon la légèreté de la masse est le suivant : Méthanol, Acétone, Pentane, Heptane Ethanol et l'Eau. Mais ce facteur est souvent ignoré par rapport au facteur thermique.

Ce qui ressort de la comparaison des propriétés de ces fluides à l'état statique (sans mouvement) est que l'Eau possède de meilleures propriétés, le second concurrent étant l'Ethanol, puis le Méthanol et l'Heptane, respectivement.

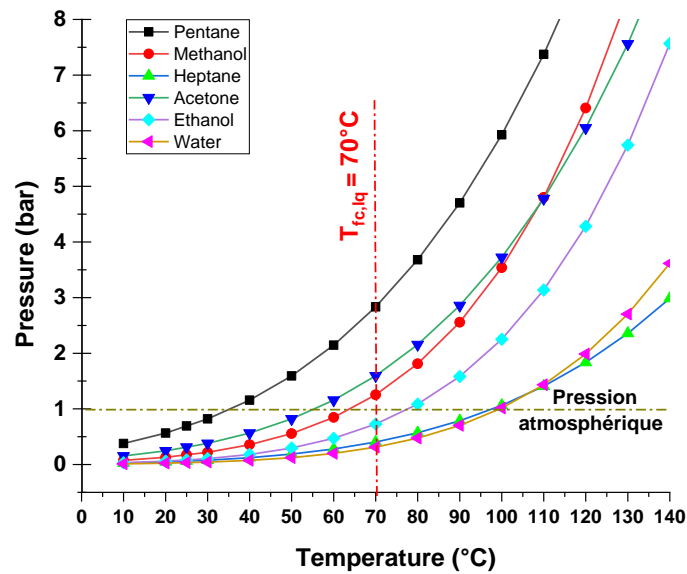


Figure.3.3 : Pression de saturation en fonction de la température.

3.6.3. Modélisation mathématique

Il est plus intéressant d'étudier les propriétés du fluide lorsqu'il se retrouve dans un état dynamique proche de son fonctionnement réel, que dans l'état statique. Tel qu'on peut observer des phénomènes inexistant ailleurs, tels que le transfert de masse et d'énergie, le frottement, les pertes de charge..., etc. Le recours à la méthode exergetique vise à déterminer l'exergie détruite par le système (l'irréversibilité du système) pour chaque fluide afin de savoir quel est le système le plus proche de l'état réversible (idéal), à savoir quel fluide présente la valeur minimale de l'exergie détruite.

Dans ce qui suit, nous allons considérer un système constitué d'un fluide qui se chauffe en s'écoulant dans un tube comme le montre la figure 3.4. Le fluide de débit massique \dot{m} et de chaleur spécifique C_p entre dans le tube à la température T_{f1} et se réchauffe par convection à travers la paroi jusqu'à ce qu'il sort à la température T_{f2} .

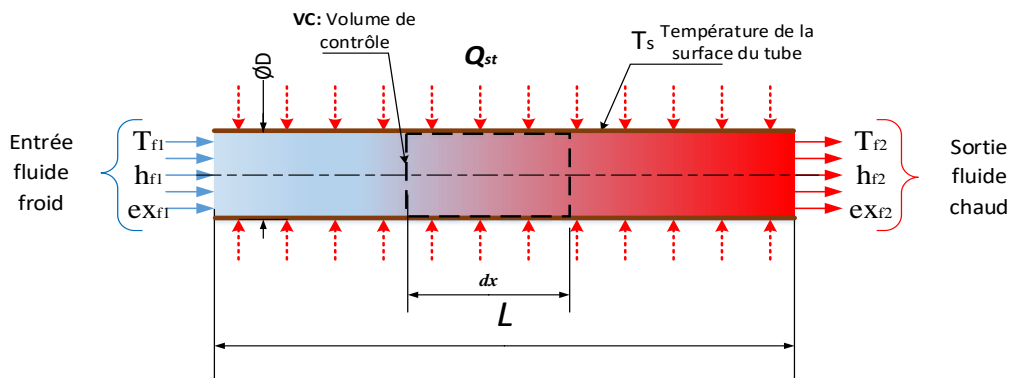


Figure 3.4 : Echauffement d'un fluide en écoulement dans un tube.

Au niveau du volume de contrôle VC, nous pouvons noter que la quantité de chaleur gagnée par le fluide \dot{Q}_u peut s'évaluer par :

$$\dot{Q}_u = \dot{H}_2 - \dot{H}_1 = \dot{m}C_p(T_{f2} - T_{f1}) \quad (3.1)$$

Tel que la quantité de chaleur \dot{Q}_{st} cédée au fluide par la surface interne du tube à une température uniforme et constante T_s est exprimée par [110].

La quantité de chaleur cédée au fluide à travers la surface interne du tube à la température uniforme constante est donnée par :

$$\dot{Q}_{st} = hA_s \frac{(T_{f1} - T_{f2})}{\ln\left(\frac{T_s - T_{f2}}{T_s - T_{f1}}\right)} = hA_s \frac{[(T_s - T_{f2}) - (T_s - T_{f1})]}{\ln\left(\frac{T_s - T_{f2}}{T_s - T_{f1}}\right)} \quad (3.2)$$

Où

$$\dot{Q}_{st} = hA_s \Delta T_{LMTD} \quad (3.3)$$

et ΔT_{LMTD} représente la température moyenne logarithmique.

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{(T_s - T_{f2}) - (T_s - T_{f1})}{\ln\left(\frac{T_s - T_{f2}}{T_s - T_{f1}}\right)} \quad (3.4)$$

3.6.3.1. Bilan énergétique

Au niveau du volume de contrôle VC le fluide ne reçoit aucun travail mécanique, si on néglige l'énergie cinétique et l'énergie potentielle du fluide, l'application du premier principe de la thermodynamique en régime permanent sur le V.C nous donne :

$$\dot{Q}_u = \dot{Q}_{st} \quad (3.5a)$$

$$\dot{m}C_p(T_{f2} - T_{f1}) = hA_s \Delta T_{LMTD} \quad (3.5b)$$

3.6.3.2. Bilan exergetique

De la même manière, en régime permanent le bilan exergetique appliqué au V.C donne :

$$\Delta \dot{E}x_f = \dot{E}x_{Q_s} - \dot{E}_d \quad (3.6)$$

Avec :

- $\Delta \dot{E}x_f$: Puissance exergetique mise en jeu lors de l'écoulement du fluide dans le tube de l'entrée vers la sortie [84].

$$\Delta \dot{E}x_{fluide} = \dot{E}x_{f2} - \dot{E}x_{f1} = \dot{m}C_p(T_{f2} - T_{f1}) - \dot{m}C_p T_0 \ln \frac{T_{f2}}{T_{f1}} \quad (3.7)$$

T_0 : Température de référence on la prend égale à la température d'entrée du fluide ($T_0 = T_{f1}$)

- $\dot{E}x_{Q_s}$: Exergie cédée par la source d'énergie Q_s sous forme de chaleur par rapport à la température de référence T_0

$$\dot{E}x_{Q_s} = \left(1 - \frac{T_0}{T_s}\right) \dot{Q}_{st} \quad (3.8)$$

- $\dot{E}x_{det}$: Exergie détruite par le système (tube chaud + fluide en écoulement) elle est égale aux irréversibilités, et exprime aussi la création d'entropie, par définition :

$$\dot{E}x_{det} = \dot{i} = T_0 \dot{S}_{gen} \quad (3.9)$$

Alors le bilan exergetique s'écrit :

$$\dot{i} = T_0 \dot{S}_{gen} = \left(1 - \frac{T_0}{T_s}\right) \dot{Q}_{st} - \left[\dot{m} C_p (T_{f2} - T_{f1}) - \dot{m} C_p T_0 \ln \frac{T_{f2}}{T_{f1}} \right] \quad (3.10)$$

On remplace \dot{Q}_s par son expression donnée par l'équation (3.3) :

$$\dot{i} = \{T_0 \dot{S}_{gen}\} = \left\{ \left(1 - \frac{T_0}{T_s}\right) h A_s \Delta T_{LMTD} \right\} - \left\{ \dot{m} C_p \left((T_{f2} - T_{f1}) - T_0 \ln \frac{T_{f2}}{T_{f1}} \right) \right\} \quad (3.11)$$

Finalement le bilan exergetique peut s'exprimer par :

- ✓ $\dot{i} = \dot{E}x_{det} = T_0 \dot{S}_{gen}$: Les irréversibilités ou l'exergie détruite par le système
- ✓ $\dot{E}x_Q = \left(1 - \frac{T_0}{T_s}\right) h A_s \Delta T_{LMTD}$: L'exergie fournie au système (ou consommée par le système)
- ✓ $\dot{E}x_f = \dot{m} C_p \left((T_{f2} - T_{f1}) - T_0 \ln \frac{T_{f2}}{T_{f1}} \right)$: L'exergie du fluide (utile).

Le calcul des irréversibilités ou l'exergie détruite par le système ($\dot{i} = \dot{E}x_{det}$) nécessite la connaissance du coefficient de transfert de chaleur par convection h entre la surface interne du tube et le fluide et la température de sortie du fluide T_{f2} , néanmoins le calcul du coefficient h demande aussi la connaissance préalable de la température moyenne du fluide $T_{f moy} = (T_{f2} + T_{f1})/2$ afin de déduire les caractéristiques du fluide.

Dans ce qui suit, nous allons détailler les démarches suivies pour le calcul de la température de sortie $T_{f2} = ?$, le coefficient h et les quantités d'exergies $\dot{E}x_Q, \dot{E}x_f$ et \dot{i} .

3.6.4. Simulation numérique

Pour estimer la température du fluide T_{f2} à la sortie du tube, on procède à la simulation numérique à l'aide d'un code CFD tel que Comsol. Le domaine de calcul est simple, comme

illustré sur la figure 3.4, une simulation 2D est suffisante. Les données et les conditions aux limites considérées sont regroupées dans le tableau suivant :

Tableau 3.2 : Les données pour la simulation

<i>Paramètres</i>		<i>Symbol</i>	<i>Unité</i>	<i>Valeur</i>
<i>Dimensions et Caractéristiques</i>	Diamètre intérieur tube	d_t	m	0.015
	Diamètre extérieur tube cuivre	D_t	m	0.017
	Longueur d'échange	L	m	0.5
	Conductivité thermique cuivre λ_t	λ_t	W/m°C	386
<i>Paramètres de fonctionnement</i>	Débit fluide	\dot{m}	Kg/s	0.008
	Pression entrée et sortie	P	bar	1.0
	Température entré	T_{f1}	°C	10
	Température de surface interne du tube	T_{st}	°C	90°C

Les valeurs de la température de la surface du tube T_{st} et le débit massique du fluide \dot{m} sont des valeurs acceptables par rapport au fonctionnement réel d'un capteur solaire plan à circulation naturelle du fluide dans le circuit primaire.

3.6.5. Validation

Après la simulation appliquée pour ce groupe de fluides (objet d'étude), les températures de sortie T_{f2} en fonction de la longueur L du tube sont illustrées par la figure suivante :

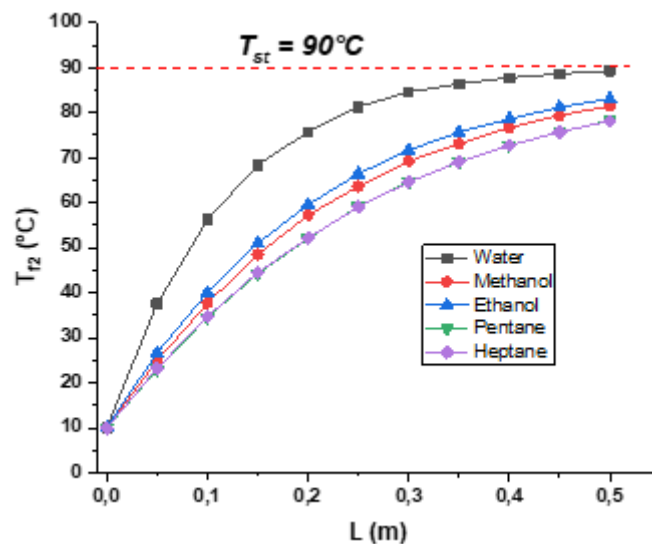


Figure 3.5 : Température de sortie des fluides caloporteurs en fonction de la longueur du tube obtenu par la simulation CFD

L'allure des courbes de température de sortie du fluide exponentielle s'accorde bien avec la littérature exemple voir [110] (page 426 figure 5.14a). La courbe du Pentane (point vert du triangle inversé) s'accorde bien avec celle de l'Heptane. Ils occupent la quatrième place après le Méthanol, raison pour laquelle ils ont été retirés de la liste de sélection.

Maintenant que nous obtenons les températures de sortie des fluides T_{f2} , nous continuons pour la détermination du coefficient de transfert de chaleur par convection h .

3.6.6. Calcul du coefficient de transfert de chaleur par convection $h = ?$

La puissance thermique \dot{Q}_{st} transférée au fluide par convection à partir de la surface interne du tube de température T_{st} jusqu'à la température du fluide au centre du tube T_{∞} est donnée par l'expression suivante :

$$\dot{Q}_{st} = \dot{Q}_{conv} = hA_{st}(T_{st} - T_{\infty}) \quad (3.12)$$

Où, A_{st} : représente la surface interne total du tube $A_{st} = \pi dL$, et la température T_{∞} est supposé égale la température moyenne $T_{f,moy}$.

$$T_{\infty} = T_{f,moy} = \frac{T_{f1} + T_{f2}}{2} \quad (3.13)$$

Le coefficient de convection h dépend du régime d'écoulement du fluide qui se détermine par le nombre de Renolds Re pour un tube circulaire:

$$Re = \frac{\rho V d}{\mu} \quad (3.14)$$

✓ **Écoulement laminaire** ($Re \leq 2300$) [110] (page 407)

Avec les hypothèses suivante :

- Flux laminaire régulé, incompressible, propriétés constantes.
- Région entièrement développée.
- Température de surface constante $T_s = Const.$

Le nombre de Nuselt s'écrit :

$$Nu = 3.66 \quad (3.15)$$

✓ **Écoulement turbulent** ($Re > 10.000$)

Avec le condition suivante :

- L'écoulement dans les tubes lisses est totalement turbulent,
- Pour un écoulement turbulent complètement développé avec $0.7 \leq Pr \leq 160$

Le nombre de Nuselt s'écrit :

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad (3.16)$$

- Les propriétés du fluide sont évaluées à la température $T_{f,moy}$ relation (3.13)

3.6.7. Résultats et discussions

Le tableau ci-dessous montre pour chaque fluide les valeurs de la température T_{f2} obtenus par la simulation, la température moyenne logarithmique ΔT_{LMTD} et les résultats des calculs des autres paramètres ($Re, h, \dot{E}x_Q, \dot{E}x_f, \dot{E}x_{det}$ et η_{ex}).

Tableau 3.3 : Résultats de la simulation et du calcul.

Paramètres	Symbole	Unité	fluides			
			Water	Ethanol	Méthanol	Heptane
Température entrée	T_{f1}	°C	10	10	10	10
Température sortie	T_{f2}	°C	89,3	81,4	83,1	78,2
Température LMTD	ΔT_{LMTD}	K	16,11	31,83	29,65	35,51
Nombre de Renolds	Re	-	1242,39	921,25	1694,24	2135,52
Coefficient de convection	h	W/m ² °C	157,04	39,12	47,43	30,86
L'exergie consommé	$\dot{E}x_Q$	W	11,82	5,81	6,57	5,12
L'exergie utile	$\dot{E}x_f$	W	0,32	0,18	0,17	0,13
l'exergie détruite	$\dot{E}x_{det}$	W	11,50	5,64	6,39	4,99
		%	97,33	96,98	97,35	97,42
Rendement l'exergétique	η_{ex}	%	2.67	3.02	2.65	2.58

L'objectif de ces calculs est de savoir quel est le fluide qui représente le moins d'exergie détruite $\dot{E}x_{det}$. C'est-à-dire le moins d'irrégularités.

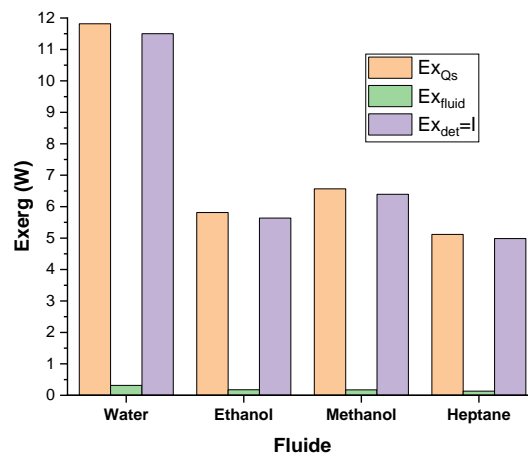


Figure 3.6 : Groupe de barrettes exergie (consommé, utile et détruite) des fluides en écoulement chauffé dans un tube.

Cette figure montre en groupe de barrette pour chaque fluide la variation des exergies consommés, utile et détruite respectivement ($\dot{E}x_Q, \dot{E}x_f$ et $\dot{E}x_{det}$). Il est clair que l'eau présente des quantités exergétiques élevées, en suite par ordre décroissant le Méthanol, l'Ethanol et l'Heptane. Pour l'exergie détruite ou les irrégularités produites dans ce système l'ordre est comme suit : Eau (11,50W), Méthanol (6,39W), Ethanol (5,64W) et

l'heptane ($4,99W$). L'eau représente la valeur la plus élevée de $\dot{E}x_{det}$ à cause du niveau de sa température T_{f2} comme le montre la figure 3.5 précédente, et la valeur la plus faible est celle de l'Heptane, car plus la température est élevée plus la dégradation de l'énergie devient apparente et vice versa. Ce classement est bien accepté si la quantité d'exergie fournie $\dot{E}x_Q$ est la même pour les quatre fluides. La raison pour laquelle on a effectué un calcul en pourcentage de l'exergie détruite $\dot{E}x_{det}$ par rapport à l'exergie fournie $\dot{E}x_Q$ représentée par la figure ci-dessous.

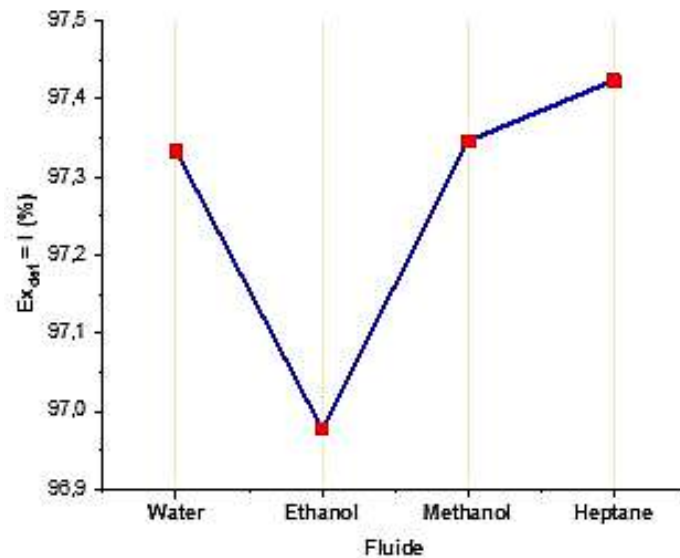


Figure 3.7 : Exergie détruite des fluides en (%) par rapport à l'exergie fournie.

Du point de vue pourcentage d'exergie détruite $\dot{E}x_{det}$ par rapport à l'exergie fournie $\dot{E}x_Q$, l'Ethanol apparaît clairement qu'il représente le minimum des irréversibilités par rapport aux autres fluides, et le classement des fluides par ordre croissant est comme suit : Ethanol, Eau, Méthanol et l'heptane. Nous pouvons également aboutir le même résultat lorsqu'on considère que ce système comme un échangeur de chaleur et on calcul son rendement exergétique η_{ex} . L'expression du η_{ex} peut s'écrire en fonction de l'exergie fournie $\dot{E}x_Q$ et l'exergie détruite $\dot{E}x_{det}$.

Comme indiqué dans la figure 3.8 ci-dessous, où nous voyons plus clairement que l'éthanol a le rendement exergétique le plus élevé. Le concept d'exergie nous permettrait de valoriser le facteur d'irréversibilité pour la sélection du fluide, un phénomène qui n'apparaît pas dans l'analyse énergétique. Suite à la comparaison énergétique et exergétique, le classement final des trois premiers fluides est comme suit : l'Ethanol, Méthanol et Eau. Mais à cause de son

point de congélation qui peuvent provoquer des dégâts irréparables sur l'installation solaire, l'Eau est écartée de la liste.

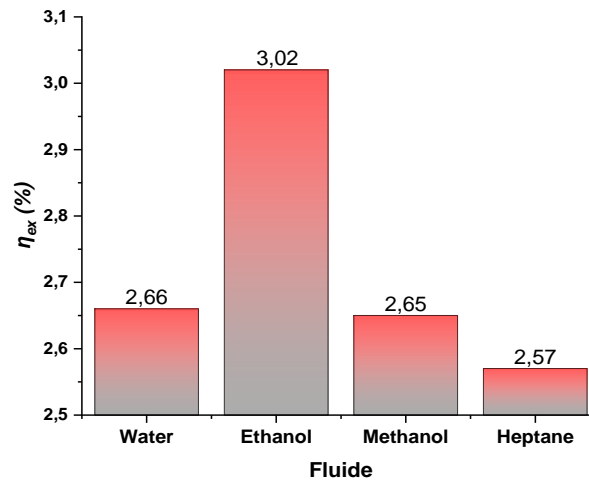


Figure 3.8 : Le rendement exergetique du system par rapport aux fluides.

En fait, dans la pratique, nous constatons que le méthanol est préféré à l'éthanol : d'abord leurs propriétés thermophysiques sont très proches, d'un point de vue économique le méthanol est moins cher car c'est un dérivé du pétrole, tandis que le plus intéressant est sa compatibilité avec les minéraux par rapport à l'éthanol.

3.7. Méthode d'entropie générée pour le choix du fluide caloporteur

Dans cette méthode, nous cherchons à identifier les fluides présentant des irréversibilités minimales en déterminant l'entropie générée. Pour se faire, on se réfère aux paramètres fournis par la théorie de la minimisation de la génération d'entropie (thermodynamique en temps fini ou optimisation thermodynamique) qui combine dans des modèles simples les concepts de base du transfert de chaleur, de la mécanique des fluides et de la thermodynamique [111]. À cet égard, nous utilisons la dynamique des fluides numérique (CFD) basée sur la méthode des volumes finis, une simulation numérique 3D a été réalisée pour chaque fluide en écoulement laminaire à l'intérieur d'un mini-canal de section rectangulaire et soumis à un flux thermique uniforme de (1000 W/m^2) appliqué à sa surface supérieure. Les principaux paramètres sur lesquels repose la sélection sont les suivants : la génération d'entropie (S_{gen}), nombre de génération d'entropie (Ns), le nombre de Bejan (Be) et le critère de performance énergétique (EPC). Quant à la validation, elle se fait principalement à l'aide du nombre de Nusselte (Nu).

3.7.1. Groupe de fluide a étudié (fluide conventionnel et Nanofluide)

Dans cette section, nous visons à comparer le comportement énergétique de cinq fluides pour les classer et choisir le meilleur fluide à utiliser comme fluide de travail dans un capteur solaire plan à minicanaux. Le groupe de fluides à étudier comprend deux fluides conventionnels (Eau et Méthanol) et trois autres nanofluides (Eau/Al₂O₃, Eau/CuO et Eau/Fe₃O₄), qui sont connus pour leurs excellentes propriétés de transfert de chaleur. Bien que l'eau soit retirée de la liste de sélection, elle est incluse dans ce groupe en raison de ses bonnes propriétés thermiques, qui permettent de mieux visualiser les différences de propriétés lors de l'étude comparative. Quant aux nanofluides, ils ont été choisis en raison des éléments qui entrent dans leur composition. Tout d'abord, l'eau, le fluide de base, est intéressant en regard de ses propriétés thermodynamiques. Ensuite, les métaux additionnels (Al₂O₃, CuO et Fe₃O₄) sont de bons conducteurs thermiques.

Le comportement de ces trois nanofluides à base d'eau (Al₂O₃, CuO et Fe₃O₄) vis-à-vis du transfert de chaleur par convection a été étudié par Golkonda et Srinivasa [112]. Cependant, leur étude a été faite uniquement dans des conditions d'écoulement turbulent et sans introduire le concept de génération d'entropie. Nous nous référons également à une autre étude numérique de ces trois nanofluides réalisée par Arani et al. [113], qui analyse également leur comportement énergétique. Néanmoins, la géométrie est différente de la nôtre; nous enregistrons que s'ils avaient inclus le concept de génération d'entropie dans leur étude, les résultats auraient pu être plus riches.

Enfin, il convient de souligner ici que, les nanofluides et les nanofluides hybrides constituent un nouveau type de fluide de transfert de chaleur. Cependant, l'influence de plusieurs paramètres, tels que la taille et la forme des particules, les phénomènes aux interfaces entre le liquide et les particules, sont encore mal compris et différenciés font encore l'objet de recherches et d'expériences [114]. Par conséquent, nous avons décidé de retenir au préalable les trois nanofluides (Eau/Al₂O₃, Eau/CuO et Eau/Fe₃O₄), qui ont été largement étudiés et présentent des propriétés thermiques stables bien vérifiées dans la littérature. Quant à notre abandon des nanofluides hybrides, c'est qu'il ne répond pas aux mêmes raisons.

3.7.2. Modélisation mathématique

Pour la simulation, nous utilisons un capteur solaire plan à minicanaux FPSCM à sections transversales rectangulaires. Les données du FPSCM utilisé dans ce travail sont tirées d'une étude réalisée par Duong et Sai et al [32, 34]. Les dimensions, les paramètres de fonctionnement et les conditions aux limites considérés sont regroupés dans le tableau 3.4 et

illustrés par la figure 3.9. Le fluide circulant dans les canaux est supposé être laminaire, incompressible et permanent.

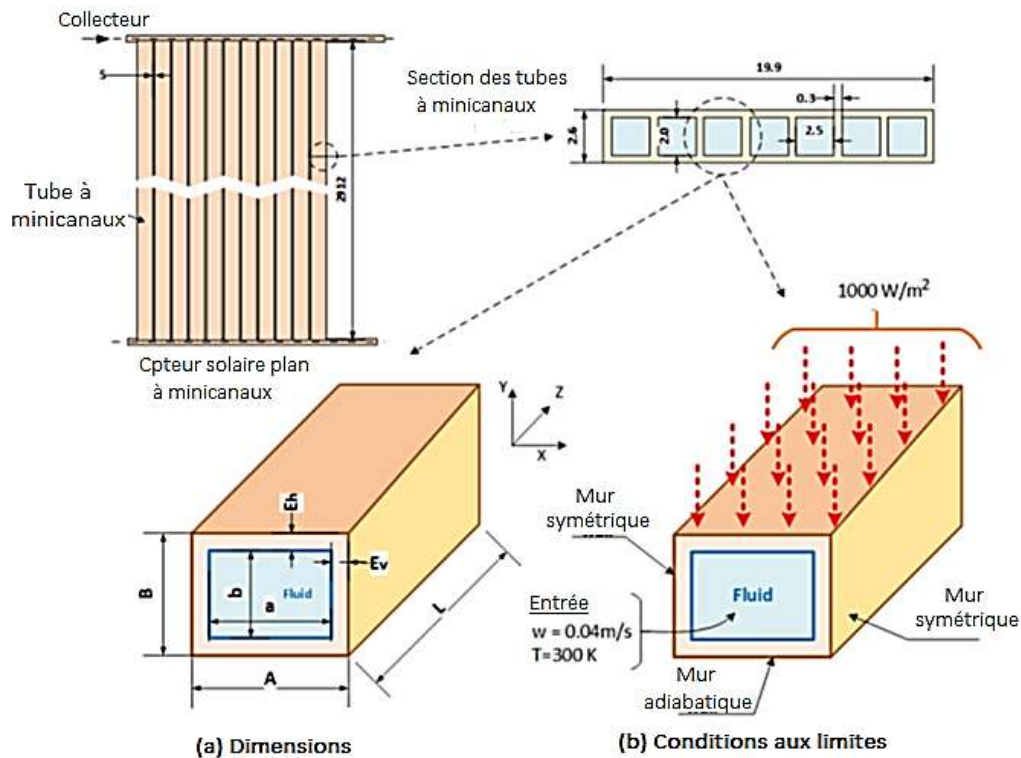


Figure 3.9 : Illustration du domaine de calcul pour un seul minicanal rectangulaire. (a) Dimensions du minicanal (b) Conditions limites appliquées au domaine de calcul pour l'analyse thermique.

Tableau 3.4 : Dimensions et paramètres appliqués à la simulation.

Paramètres		Symbole	Unité	Valeurs
Dimension d'un seul minicanal rectangulaire	Largeur interne du minicanal	a	mm	2.5
	Hauteur interne du minicanal	b	mm	2.0
	Largeur externe du minicanal	A	mm	2.8
	Hauteur externe du minicanal	B	mm	2.6
	Longueur du minicanal	L	mm	300
	Épaisseur paroi vertical	Ev	mm	0.15
	Épaisseur paroi horizontal	Eh	mm	0.3
Fluide (Conditions aux limites)	Température d'entrée	T_{fin}	$^{\circ}\text{K}$	300
	Vitesse d'entrée	v_{fin}	m/s	0.04
Source d'énergie	Puissance fournie	Q_s	W/m^2	1000

3.7.2.1. Les équations gouvernantes

Afin de simplifier la modélisation mathématique, on adopte les hypothèses suivantes :

- Un régime permanent.
- L'écoulement du fluide est laminaire.

- Tous les fluides considérés ici sont incompressibles et newtoniens.
- Les propriétés des fluides sont constantes.
- Les termes de dissipation visqueuse sont négligés.

Sur la base des hypothèses ci-dessus, l'écoulement considéré peut être contrôlé par les équations de continuité, de quantité de mouvement et d'énergie. Ces équations sont largement détaillées dans la littérature sur le transfert de chaleur et la mécanique des fluides. Pour plus de détails, on peut voir [110, 115]. Ces équations peuvent être exprimées comme suit :

- Equation de continuité :

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (3.17)$$

- Equation de quantité de mouvement axe X :

$$\rho \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = - \frac{\partial P}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (3.18)$$

- Equation de quantité de mouvement axe Y :

$$\rho \left(u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = - \frac{\partial P}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad (3.19)$$

- Equation de quantité de mouvement axe Z :

$$\rho \left(u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = - \frac{\partial P}{\partial z} + \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (3.20)$$

- Equation d'énergie :

$$\rho c_p \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) = k \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (3.21)$$

3.7.2.2. Entropie générée

Dans ce qui suit, nous présentons la définition de la génération d'entropie dans un système, mais nous n'écrivons que les relations cruciales utilisées dans nos calculs, et toute personne qui souhaite en savoir plus peut se référer à [116, 60, 117]. Selon Bijan [110], pour un volume de contrôle de taille finie x, y, z , et en un point arbitraire (x, y, z) dans un champ d'écoulement, le taux de génération d'entropie par unité de temps et unité de volume s'écrit :

$$\dot{S}_{gen}''' = \dot{S}_{gen,h}''' + \dot{S}_{gen,f}''' \geq 0 \quad (3.22)$$

Où $\dot{S}_{gen,h}'''$ et $\dot{S}_{gen,f}'''$ sont les taux de génération d'entropie thermique et visqueuse volumétrique (3D), respectivement, et sont exprimés par :

$$\dot{S}_{gen,h}''' = \frac{\lambda}{T^2} \left(\left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial T}{\partial z} \right)^2 \right) \quad (3.23)$$

$$\dot{S}_{gen,f}''' = \frac{\mu}{T} \left[2 \left(\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \right) + \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \right)^2 \right] \quad (3.24)$$

Où k et μ sont respectivement la conductivité thermique et la viscosité dynamique du fluide, T représente la température de référence prise égale à T_{fin} température d'entrée du fluide. Le taux de génération d'entropie global est déterminé en utilisant la génération d'entropie volumétrique sur l'ensemble du domaine de calcul (Ω). L'équation s'exprime :

$$\dot{S}_{gen} = \iiint_{\Omega} S_{gen}''' d\Omega \quad (3.25)$$

3.7.2.3. Nombre de Bejan (Be)

Le nombre de Bejan Be est introduit par Paoletti et al [118] et Benedetti et Sciubba [119]. Il s'agit d'une fraction de distribution alternative de l'irréversibilité. C'est le rapport entre la génération d'entropie provenant du transfert de chaleur et la génération d'entropie totale.

$$Be = \frac{\dot{S}_{gen,h}'''}{\dot{S}_{gen,h}''' + \dot{S}_{gen,f}'''} \quad (3.26)$$

3.7.2.4. Nombre d'entropie générée (Ns)

Le nombre de génération d'entropie sans dimension Ns est défini comme la génération d'entropie globale \dot{S}_{gen}''' divisée par le taux de capacité thermique $\dot{m}C_p = \dot{Q}/T_{in}$ du fluide. Il représente aussi l'irréversibilité.

$$Ns = \frac{\dot{S}_{gen}'''}{\dot{Q}/T} \quad (3.27)$$

Où \dot{Q} est la puissance fournie au système, et T est la température de référence qui est supposée ici égale à la température d'entrée du fluide.

3.7.2.5. Critère de performance énergétique (EPC)

Ce facteur représente le rapport entre la puissance thermique échangée avec le fluide et la puissance de pompage nécessaire pour franchir l'échange thermique entre les températures de sortie et d'entrée du fluide (T_{out}, T_{in}) [120], communément appelé critère de performance énergétique (EPC) :

$$EPC = \frac{\dot{m}C_p(T_{out} - T_{in})}{\dot{V}\Delta P} \quad (3.28)$$

Où $\dot{m}(Kg/s)$, $\dot{V}(m^3/s)$ et $\Delta P(Pa)$ représentent respectivement le débit massique, débit volumique et la perte de pression.

3.7.2.6. Propriétés thermophysiques des fluides

Les fluides ont des propriétés physiques supposées constantes avec la température telles que $(\rho_{nf}, \mu_{nf}, c_{p_{nf}}, \lambda_{nf})$. Les paramètres des fluides conventionnels (Eau et Méthanol) sont obtenus à partir des tables de propriétés, mais pour le reste (Nanofluides), ils dépendent de la forme et de la fraction volumique φ des particules solides en suspension dans l'eau pure. Dans notre cas, nous avons pris $\varphi = 0,5\%$ pour Al_2O_3 étudié dans [121], $\varphi = 0,15\%$ pour CuO étudié dans [122], et $\varphi = 0,8\%$ Fe_3O_4 étudié par Saidu et al dans [123]. Les propriétés thermophysiques à la température $T = 300^\circ K$ sont données dans le tableau 3.6, elles sont calculées à partir des équations (3.29) à (3.32) en utilisant les valeurs du tableau 3.5.

- *Conductivité thermique*

$$\lambda_{nf} = \left(\frac{\lambda_p + (n+1)\lambda_f - (n-1)\varphi(\lambda_{bf} - \lambda_p)}{\lambda_p + (n-1)\lambda_{bf} + \varphi(\lambda_{bf} - \lambda_p)} \right) \lambda_{bf} \quad (3.29)$$

Où n est le facteur de forme des particules solides ($n = 3$ pour l'hypothèse de particules sphériques).

- *Viscosité dynamique*

$$\mu_{nf} = \mu_{bf}(1 + 2.5\varphi) \quad (3.30)$$

- *Densité*

$$\rho_{nf} = (1 - \varphi)\rho_{bf} + \varphi\rho_p \quad (3.31)$$

- *Capacité calorifique à pression constante*

$$c_{p_{nf}} = (1 - \varphi)c_{p_{bf}} + \varphi c_{p_p} \quad (3.32)$$

Où φ représente la fraction volumique des particules minérales, les indices « $nf, bf, et p$ » sont respectivement pour le nanofluide, le fluide de base (eau pure), et la particule.

Le débit, la fraction volumique et la taille des particules influencent fortement sur la conductivité thermique des nanofluides [124]. Pour éviter leurs effets, dans cette étude, nous les avons pris comme constants. Toutes les propriétés à la température $T = 300^\circ K$ sont regroupées dans les tableaux (3.5) et (3.6).

Tableau 3.5: Les propriétés thermophysiques des Al_2O_3 , CuO , and Fe_3O_4 at $T=300$ K.

Matériau	Conductivité thermique $\lambda(W/m.K)$	Densité $\rho(Kg/m^3)$	Capacité calorifique $C_p(J/Kg.K)$
Al_2O_3	36	3600	765
CuO	76.5	6400	531
Fe_3O_4	17.65	5180	104

Tableau 3.6: Les propriétés thermophysiques à T=300 K des fluides étudiés.

Fluides	Volume fraction $\varphi(\%)$	Thermal conductivité $\lambda(W/m.K)$	Dynamic viscosité $\mu(Kg/m.s)$	Densité $\rho(K/m^3)$	Capacité calorifique $C_p(J/Kg.K)$
Eau (H ₂ O)	-	0.613	0.001003	996.5	4181.2
Méthanol (CH ₃ OH)	-	0.1982	0.0005280	784.8	2561,00
Al ₂ O ₃ -H ₂ O	0.05	0.710	0.00112838	1146.79	4009.44
CuO-H ₂ O	0.05	0.702	0.00112838	1268.29	3997.74
Fe ₃ O ₄ -H ₂ O	0.8	0.781	0.0012036	1332.744	3854.10

3.7.2.7. Conditions aux limites

Comme le montre la figure 3.9b ci-dessus, les conditions aux limites appliquées sont :

- A l'entrée du minicanal, nous avons des profils de vitesse et de température uniformes

$$u = v = 0, w = w_{in} = 0.04 \text{ m/s and } T = T_{in} = 300K \quad (3.33)$$

- Gradients de pression à la sortie du minicanal égaux à zéro, un flux de chaleur uniforme constant est appliqué à la surface externe supérieure du minicanal, ou $q_w = 1000 \text{ W/m}^2$

$$q_w = -\lambda_s \frac{\partial T_s}{\partial y} \quad (3.34)$$

- Les deux surfaces verticales des murs (gauche/droite) de la zone de calcul (figure 3.9b) sont définies comme des surfaces symétriques, c'est-à-dire sans échange de chaleur, adiabatiques et celle du bas (à cause de l'isolation thermique) est également une paroi adiabatique.

$$-\lambda_s \frac{\partial T_{sv}}{\partial y} = 0 \quad (3.35)$$

- À l'intérieur du minicanal, l'interface solide/fluide est définie comme une paroi permettant de coupler la convection du fluide et la conduction du solide, et les composantes de la vitesse sont nulles :

$$u = v = w = 0; T_s = T_f; -\lambda_s \frac{\partial T_s}{\partial n} = -\lambda_f \frac{\partial T_f}{\partial n} \quad (3.36)$$

3.7.3. Simulation numérique

Dans cette étude, le code utilisé pour les simulations est basé sur la méthode des volumes finis MVF. Après la réalisation de la géométrie, un maillage avec des éléments quadratiques a été sélectionné. L'algorithme SIMPLE est choisi pour permettre le couplage Pression-Vitesse. La solution est considérée comme convergente lorsque les valeurs des critères résiduels atteignent 10^{-6} pour toutes les variables. En ce qui concerne l'entropie générée représentée par les équations de (3.22) à (3.27), nous pouvons évaluer les champs de vitesse et de température à partir d'un calcul CFD-Post du code utilisé pour connaître tous les gradients moyens de vitesse et de température du problème. Par conséquent, le taux de génération d'entropie pour

chaque fluide peut être calculé en utilisant des petits programmes injectés dans une procédure de Post-traitement. Voir Annexe 1.

3.7.4. Validation

Dans un premier temps, les résultats obtenus sont premièrement validés avec ceux trouvés dans la littérature. La figure 3.10 montre les profils de température du fluide au centre du minicanal, à la surface interne de la paroi ainsi que la température la surface externe de la paroi. Dans la région où l'écoulement est complètement développé (à partir de $z = 0.075\text{mm}$), les courbes de température du fluide au centre et à la paroi interne du minicanal sont parallèles ; ceci est en bon accord avec la littérature dans le domaine du transfert de chaleur pour un fluide chauffé circulant dans un tuyau par un flux de chaleur uniforme constant appliqué à sa surface externe (voir page 426 de la référence [110]).

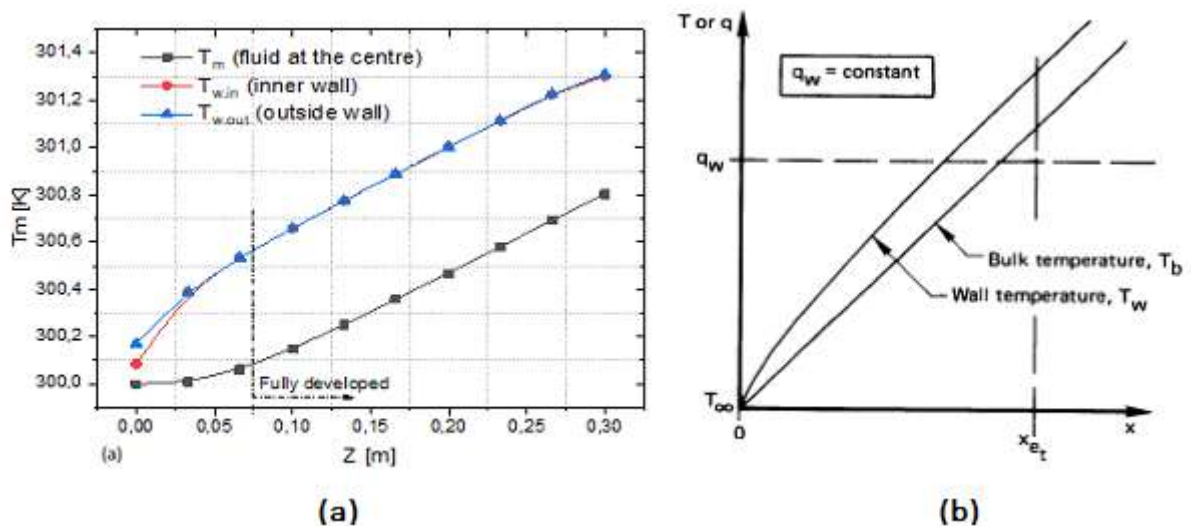


Figure 3.10 : Variation de la température moyenne le long du conduit avec le flux de chaleur uniforme comparaison entre (a) le présent travail et (b) [110] (voir page 426).

Deuxièmement, la validation des résultats de la simulation est effectuée en évaluant et en traçant le nombre moyen de Nusselt Nu en fonction de la distance z par rapport à ceux effectués par Shah et London [125]. L'équation du nombre de Nusselt moyen utilisée pour la validation est donnée par :

$$Nu = \frac{\dot{q}'' d_h}{k_f(T_w - T_m)} \quad (3.37)$$

Avec la température moyenne T_m exprimée par :

$$T_m = \frac{\int_{r=0}^R T_w r dr}{\int_{r=0}^R r dr} \quad (3.38)$$

Où T_w est la température interne moyenne de la paroi chauffée, et R le rayon hydraulique dans un minicanal ($R = d_h/2$).

Les deux courbes coïncident bien dans cette région, ce qui signifie l'excellent accord entre les résultats de la simulation et les données expérimentales indiquées dans [125].

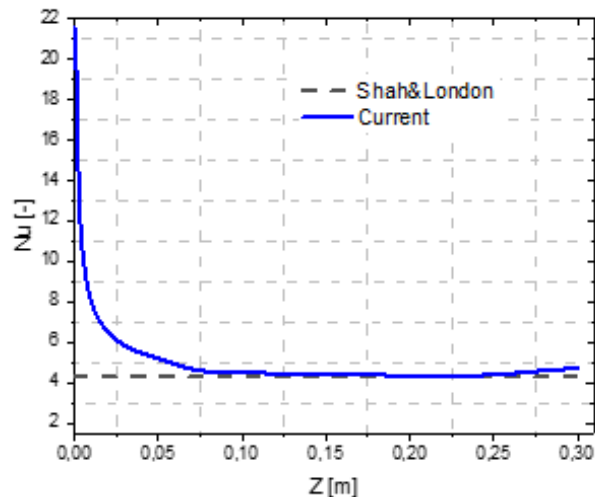


Figure 3.11 : Nombre de Nusselt moyen en fonction de la distance z.

3.7.5. Résultats et discussions

3.7.5.1. Critère de performance énergétique

La figure 3.12 montre une comparaison du nombre de EPC obtenu à partir de la relation (3.28) pour les fluides concernés, dont les résultats de calcul sont développés dans le Tableau 3.7. Il est clair que la barrette du méthanol est la plus élevée, il atteint une valeur de EPC égale à 90574.72. Ceci est dû à sa faible densité (784,8 Kg/m³) et à sa faible chute de pression (40.83 Pa), ce sont deux importantes avantages pour un FPSCM à thermosiphon, circuit sans pompe de circulation. Enregistre également un autre avantage pour le Méthanol qui est la température de sortie la plus élevée. Le seul inconvénient est sa capacité calorifique inférieure. Avec ces avantages, on peut dire que le méthanol occupe la première place. Cependant, il convient de noter ici que la sélection basée sur la EPC seule est une sélection incomplète, car elle ne dépend que du deuxième principe de la thermodynamique (DPT) et ne nous montre pas la dégradation de l'énergie, un phénomène exprimé par l'irréversibilité ou la génération d'entropie sur laquelle le DPT est basée, qui sera discutée plus en détail dans les paragraphes suivants.

Tableau.3.7: Nombre de critère de performance énergétique EPC du fluide.

<i>Fluides</i>	ρ (Kg/m ³)	C_p (J/Kg.K)	T_{out} (°C)	ΔT (°C)	ΔP (Pa)	<i>EPC</i>
Eau (H₂O)	996.5	4181.2	300.915	0.915	72.0	52950.11
Méthanol (CH₃OH)	784.8	2561,00	301.84	1.84	40.83	90574.72
Al₂O₃-H₂O (f=0.05)	1146.79	4009.44	300.837	0.837	82.5	46648.65
CuO-H₂O (f=0.05)	1268.29	3997.74	300.751	0.751	83.2	45766.71
Fe₃O₄-H₂O (f=0.8)	1332.744	3854.10	300.748	0.748	88.4	43462.93

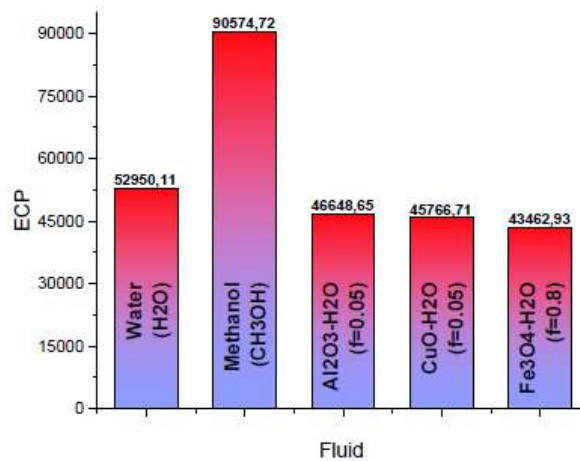


Figure 3.12: Comparaison entre les nombres des EPC.

3.7.5.2. Génération d'entropie

Il apparaît dans la figure 3.13(a) que le Méthanol présente un minimum de génération d'entropie S_{gf} due aux forces de frottement, ce qui est en accord avec l'observation précédente du faible pertes de pression par rapport aux autres fluides.

Cependant, la génération d'entropie due au transfert de chaleur S_{gh} est maximale (figure 3.13(b)). En d'autres termes, le comportement thermique du Méthanol présente le maximum d'irréversibilité (dégradation maximale de l'énergie), ce qui rend son choix comme fluide de travail très improbable. Comme pour les autres fluides, nous observons également que les nanofluides (Eau/Al₂O₃ et Eau/CuO) présentent un comportement très similaire et se positionnent globalement en ordre moyen en termes de génération.

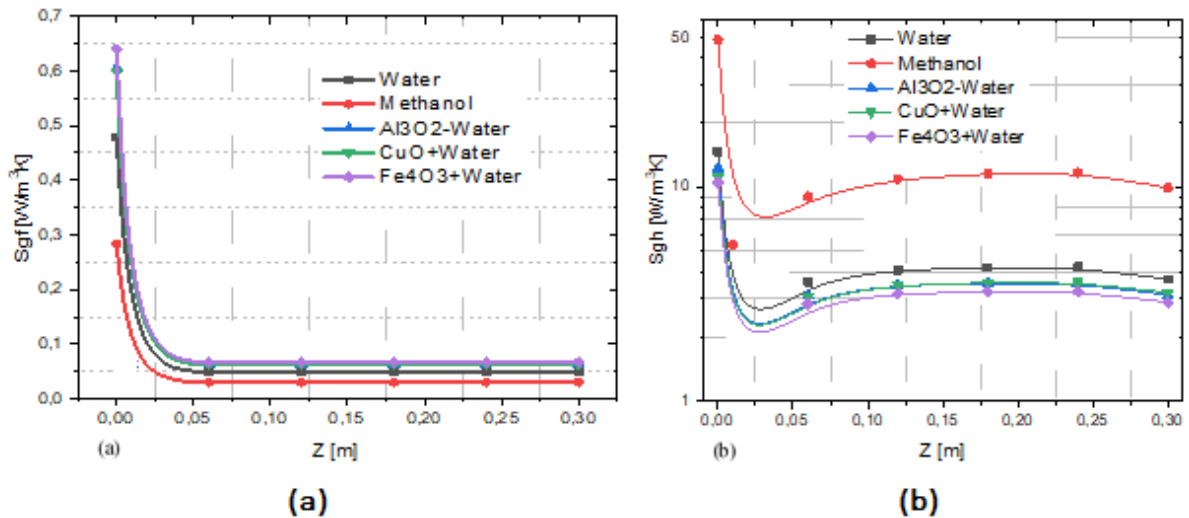


Figure 3.13 : Variation du taux de génération d'entropie visqueuse locale (a) et du taux de génération d'entropie thermique (b) en fonction de la distance z .

On note également qu'à partir de $z = 0.075\text{m}$ écoulements complètement développés les valeurs de la génération d'entropie due au transfert de chaleur S_{gh} sont environ 16 fois plus élevées que celles de la génération d'entropie due aux forces de frottement S_{gf} (i.e., $S_{gh} \cong 16S_{gf}$), ou on pourcentage S_{gh} représente 94.12% et pour S_{gf} 5.88% de la production total d'entropie S_g ce qui montre une domination de la dégradation d'énergie par le phénomènes de transfert de chaleur. Ainsi à cause de cette domination on observe les courbes de la génération d'entropie totale S_g coïncident beaucoup avec celle de S_{gh} comme le montre la figure 3.14(a).

La figure 3.14(b) montre une augmentation de la génération d'entropie volumétrique totale S_g avec le volume du fluide en fonction de la longueur. La superposition des deux nanofluides (Eau/Al₂O₃ et Eau/CuO) précédemment constatée persiste encore. En revanche, la courbe du nanofluide (Eau/Fe₃O₄) montre qu'elle s'éloigne un peu vers le bas, formant une diminution de la génération d'entropie volumétrique S_g . Par conséquent, ce nanofluide (Eau/Fe₃O₄) devient le candidat pour être le fluide de travail à la place du Méthanol.

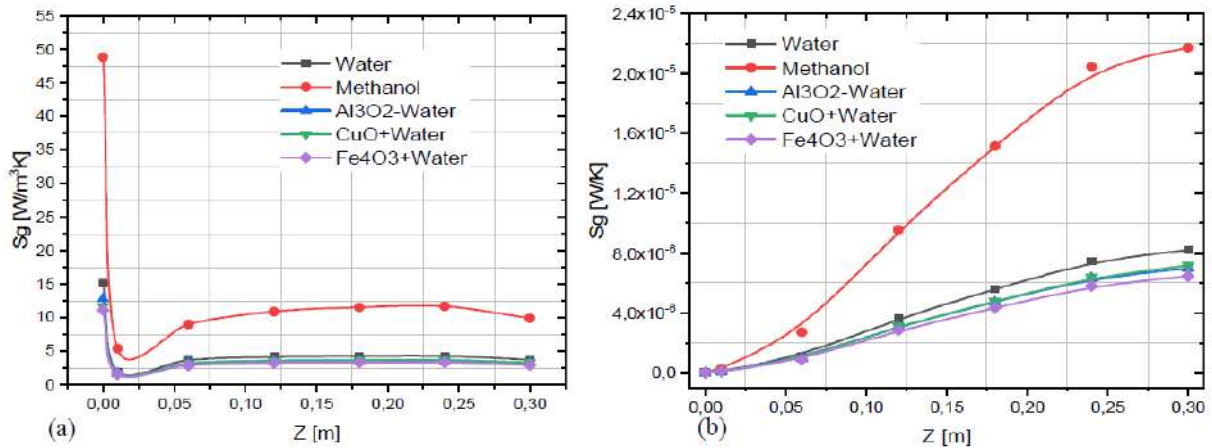


Figure 3.14 : Changement de la génération d'entropie locale totale avec la distance (a) entropie générée S_g [W/m³K], (b) entropie générée volumétrique S_g [W/K]

3.7.5.3. Nombre de Bejan

La figure 3.15 montre la variation du nombre de Bejan Be en fonction de la distance (z). Le nombre de Bejan exprimé par l'équation (3.26) nous permet de voir quel mode d'irréversibilité ou de génération d'entropie ($\dot{S}_{gen,h}''''$, $\dot{S}_{gen,f}''''$) est manifesté pour chaque écoulement du fluide. En partant de la région où l'écoulement est complètement développé, nous observons que tous les fluides ont des courbes de $Be = f(z)$ plus élevée à la valeur moyenne de Bejan ($Be = 1/2$), ce qui signifie que les irréversibilités dues au transfert de chaleur sont majoritaires, phénomène qui peut être expliqué par la quantité de chaleur de 1000W/m^2 appliquée à la surface externe du minicanal. De plus, le Méthanol présente des valeurs très proches de l'unité ($Be = 1$), ce qui revient à dire que l'irréversibilité due au transfert de chaleur est dominante et que l'irréversibilité due à la force visqueuse est négligeable.

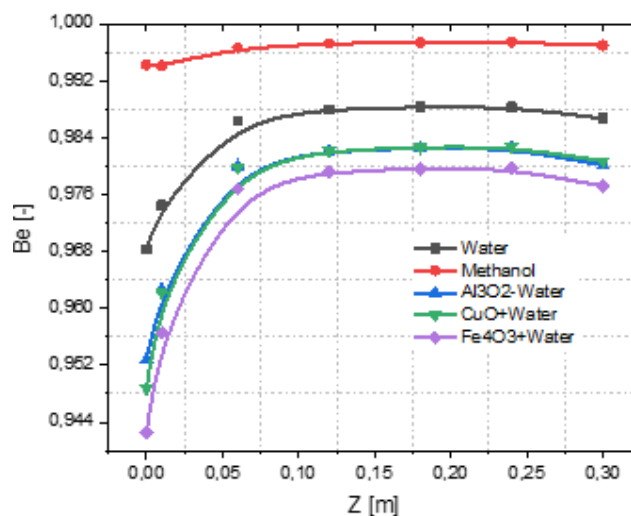


Figure 3.15. Variation du nombre de Bejan (Be) en fonction de z - distance.

La figure 3.16 montre l'évolution du nombre de génération d'entropie N_S calculé à partir de la relation (3.27). Il apparaît clairement que les deux fluides conventionnels (Eau, Méthanol) ont un comportement différent et divergent, pour le Méthanol le nombre de génération d'entropie N_S augmente avec l'augmentation du volume du fluide le long de l'axe z. Par contre, l'eau pure a des valeurs presque constantes, surtout dans la région où l'écoulement est pleinement développé, sa valeur moyenne est d'environ 2×10^{-2} . Concernant les nanofluides, nous observons que l'évolution du nombre N_S de Eau/ Al_3O_2 augmente avec la longueur du minicanal, tandis que les courbes des deux autres nanofluides Eau/ Fe_3O_4 et Eau/ CuO coïncident et leur comportement est similaire et proche de celui de l'eau. L'évolution de leur nombre N_S est très faible. Ces remarques nous conduisent à confirmer l'écartement du méthanol et de choisir l'un de ces deux derniers nanofluides. Mais d'après ce qui précède, le nanofluide Eau/ CuO est favorisé par la température de sortie, la capacité calorifique et l'EPC plus élevé ainsi que la densité et la perte de pression sont plus faibles par rapport au nanofluide Eau/ Fe_3O_4 . Ainsi, le nanofluide Eau/ CuO est le meilleur candidat sélectionné comme fluide de transfert de chaleur pour le capteur solaire à minicanaux.

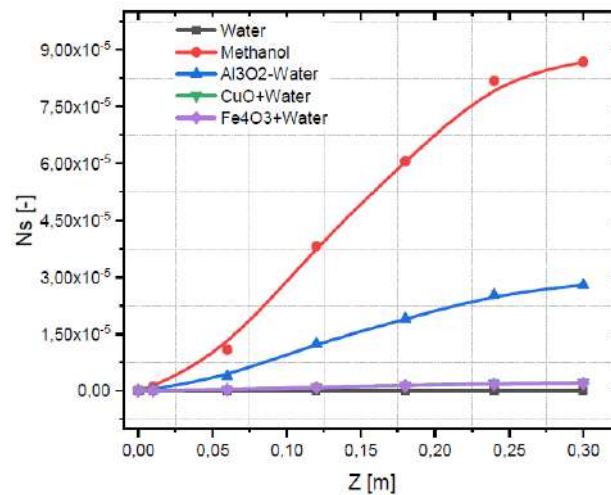


Figure 3.16 : Changement du nombre de génération d'entropie.

3.8. Conclusion

De même que dans la méthode de l'exergue, le principe d'entropie générée nous a permis de préciser la source de dégradation de l'énergie, dont la plus grande partie 94,12% est gaspillée dans les échanges thermiques, et pour les frottements, sont presque négligeables 5,88%, Ce résultat n'aurait pas été obtenu par une analyse uniquement énergétique, c'est-à-dire sans l'introduction du concept d'entropie ou d'exergie.

Les principales conclusions sont les suivantes :

- La classification par ordre de préférence des fluides étudiés que nous avons obtenue par cette discussion est la suivante : Eau/CuO, Eau/Fe₃O₄, Eau/Al₃O₂, Eau pure, méthanol. Par conséquent, le nanofluide Eau/CuO est le meilleur candidat pour le fluide de travail dans le capteur solaire à minicanaux.
- Dans les capteurs solaires à minicanaux (liquide sans changement de phase), les nanofluides à base de l'eau pure montrent une amélioration remarquable du taux de transfert thermique convectif. Ils semblent être le meilleur remplacement des fluides purs conventionnels.
- Le comportement du Méthanol dans le minicanal par rapport aux autres fluides montre le taux le plus élevé de génération d'entropie due au transfert de chaleur, tandis que le taux de génération d'entropie dû à la force de frottement est le plus faible. Cela montre qu'il est préférable de l'utiliser dans la plage des basses températures (système de refroidissement) et qu'il ne nécessite pas une puissance de pompage considérable ou dans la zone des caloducs avec circulation par thermosiphon.

CHAPITRE 4

CAPTEUR SOLAIRE A MINICANAUX MONOPHASIQUE

CHAPITRE 4

CAPTEUR SOLAIRE PLAN A MINICANAUX MONOPHASIQUE

4.1. Capteur solaire plan à minicanaux

4.1.1. Introduction

L'idée d'utiliser des dispositifs avec des structures à mini et microcanaux dans le domaine du transfert de chaleur et de masse, n'est pas vraiment nouvelle, puisqu'elle a été adoptée par les chercheurs Tuckerman et Pease en 1981[126]. Les caractéristiques des dispositifs de transfert de chaleur à l'échelle micro et mini ont provoqué un fort courant de recherche d'un point de vue expérimental, théorique et aussi numérique au cours des dix dernières années. Une étude complète peut être trouvée dans les références [127, 128].

Cependant, l'utilisation de minicanaux dans les capteurs solaires n'a pas encore été analysée. A l'exception de Sharma et Diaz [129] qui ont mené des recherches sur l'utilisation des minicanaux dans les chauffe-eau solaires au début de cette décennie. Les recherches ne se sont pas relâchées depuis lors dans ce domaine.

Les capteurs solaires à minicanaux sont proposés comme alternative pour améliorer le transfert de chaleur dans les chauffe-eau solaires. Certaines entreprises américaines telles que Chengyi et Savo Solar fabriquent actuellement des capteurs solaires plans à minicanaux (chauffe-eau solaire) [130].

Les structures à mini et micro-canaux quel que soit la forme du canal (circulaire, rectangulaire, triangulaire... etc.) employées dans le domaine du transfert de chaleur se répartissent, selon leurs utilisations, en trois familles :

- *Extracteur de chaleur « heat sink »* : Le fluide en circulation dans le canal extrait de la chaleur de sa paroi. Exemple, *absorbeur dans le circuit du chauffe-eau solaire.*
- *Dissipateur «heat source »* : La chaleur passe du fluide vers la ou les parois du canal ou canaux. Exemple d'un stockage de chaleur dans une paroi massive, radiateur d'un véhicule.

— *Echangeur de chaleur « Heat exchanger »* : Il y a deux fluides séparés ou non par une paroi, l'un récupère la chaleur dégagée par l'autre. Exemple échangeur de chaleur à plaque.

4.1.2. Classification des canaux selon le diamètre hydraulique

La classification des canaux en fonction de leur diamètre hydraulique a pour but de servir de guide simple pour exprimer la gamme dimensionnelle qui doit être prise en compte lors du choix ou de la fabrication des micro-échangeurs. Nous signalons ici, une classification de bonne réputation dans la littérature qui a été proposée par Kandlikar [131].

Tableau 4.1 : Classification des canaux selon Kandlikar [131].

<i>Désignation</i>	<i>Intervalle</i>
Canaux conventionnels	$D_h > 3 \text{ mm}$
Minicanaux	$3 \text{ mm} \geq D_h > 200 \mu\text{m}$
Microcanaux	$200 \mu\text{m} \geq D_h > 10 \mu\text{m}$
Microcanaux transitionnelles	$10 \mu\text{m} \geq D_h > 1 \mu\text{m}$
Nanocanaux transitionnelles	$1 \mu\text{m} \geq D_h > 0.1 \mu\text{m}$
Nanocanaux	$0.1 \mu\text{m} \geq D_h$

4.1.3. Description de l'absorbeur

L'absorbeur du capteur solaire à minicanaux est constitué de groupes de plaques plates placées côte à côte pour former la surface de l'absorbeur. Les dimensions extérieures horizontales (largeur) et verticales (épaisseur) de la section de chaque plaque sont $(D_h \times D_v)$, à l'intérieur duquel le fluide de travail s'écoule de bas en haut dans des minicanaux rectangulaires disposés au centre sur une même ligne. Les dimensions internes et externes d'une plaque sont représentées dans la figure 4.2. Le nombre des micro-canaux N_{cn} d'une plaque varie généralement de 3 à 10. Les plaques de mini et micro-canaux sont fabriquées par le processus d'extrusion où le cuivre et l'aluminium sont les matériaux souhaités.

Ci-dessous la désignation des dimensions du system :

- D_h : Dimension extérieur horizontale (largeur de la plaque).
- D_v : Dimension extérieur verticale (épaisseur de la plaque).
- d_h : Dimension interne horizontale d'un canal rectangulaire (largeur).
- d_v : Dimension interne horizontale d'un canal rectangulaire (hauteur).
- E_c : Epaisseur de la paroi entre canaux (épaisseur d'ailette).
- E_t : Epaisseur de la paroi extérieure des canaux.
- E_i : Epaisseur de la couche d'isolation au-dessous de la plaque.

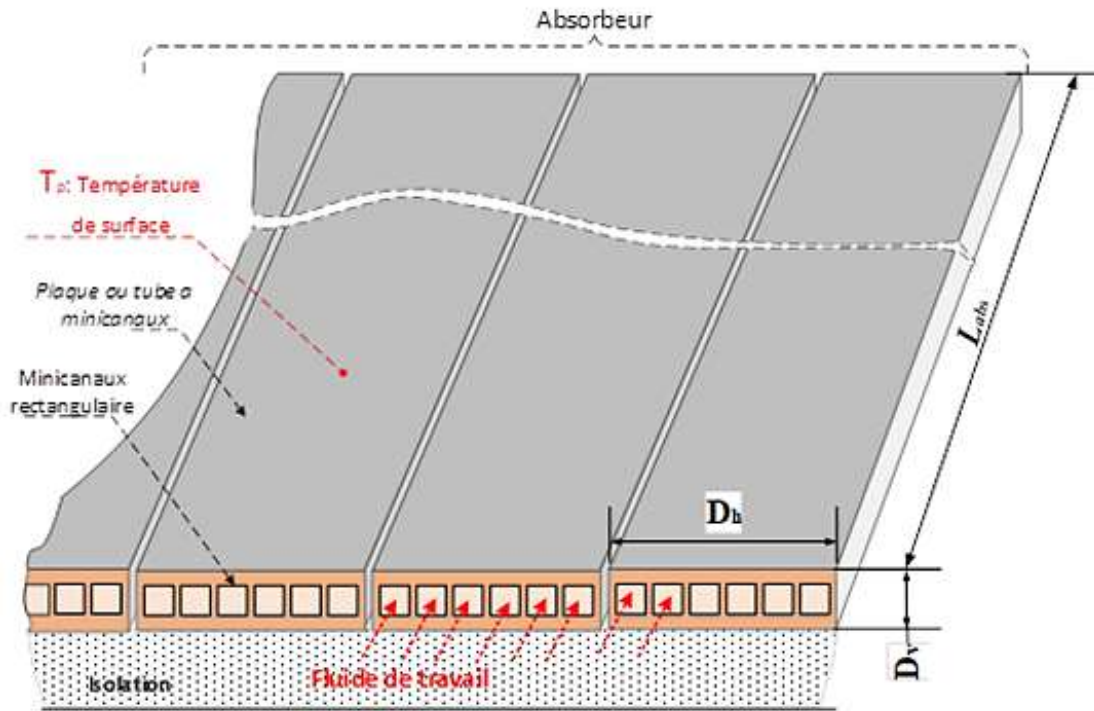


Figure 4.1: Absorbeur du capteur solaire à minicanaux.

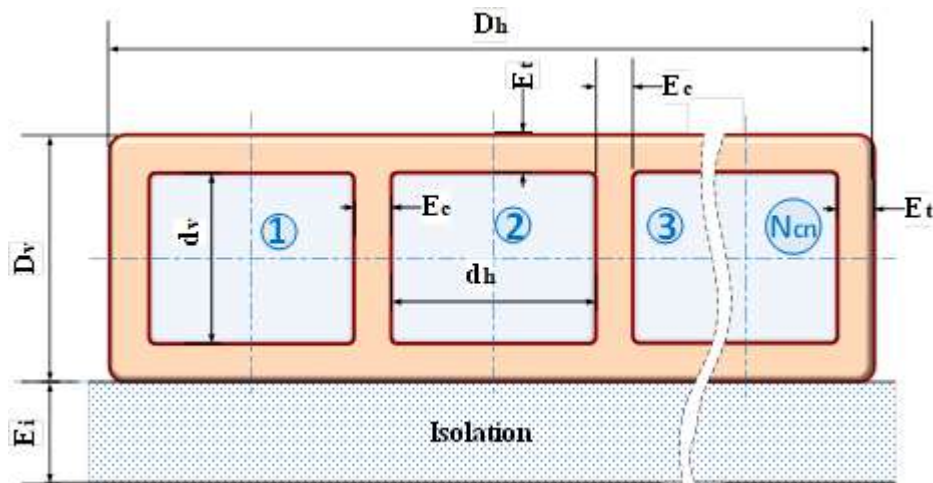


Figure 4.2: Dimensions d'une plaque absorbante à minicanaux.

Nous présentons ci-dessous deux modèles d'absorbeurs à minicanaux avec leurs dimensions réelles pour les applications solaires à moyenne et basse température, l'un en cuivre (à gauche) et l'autre en aluminium (à droite). Les deux modèles de capteurs sont conçus et testés comme chauffe-eau solaires par Duong.V. [32].

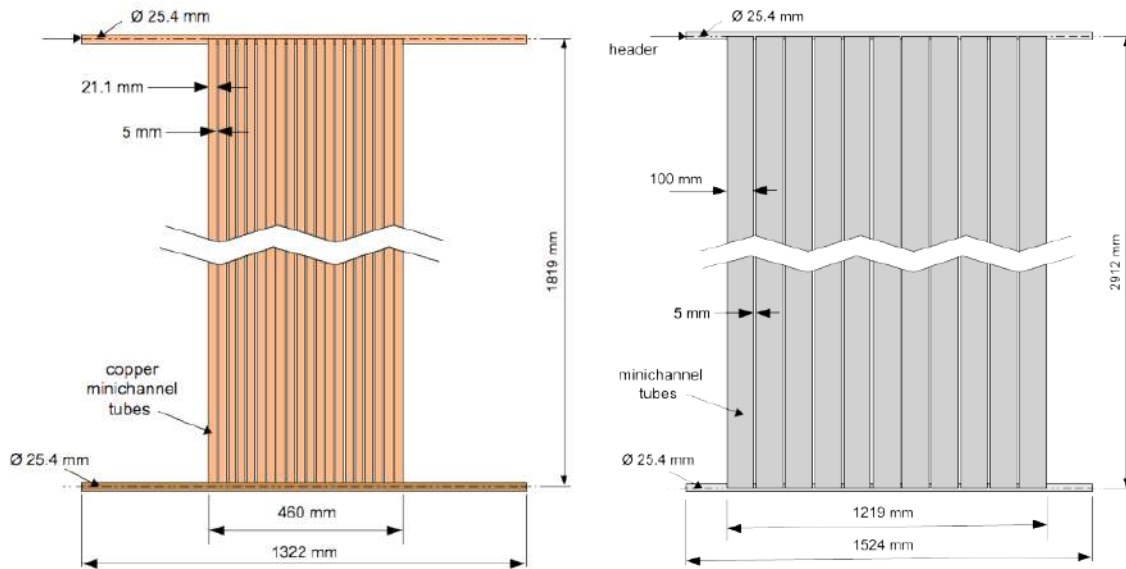


Figure 4.3 : Dimensions réelles de deux modèles d'absorbeur (source [32]).
à droite en cuivre et à gauche en aluminium.

4.1.4. Avantages de l'utilisation des minicanaux

Grâce à ces avantages, les échangeurs de chaleur à mini et microcanaux sont utilisés dans de nombreux domaines tels que le refroidissement des composants électroniques, les pompes à chaleur, les machines à glace, les vitrines réfrigérées, les unités de condensation, la production de froid, les radiateurs de véhicules, les HVAC, les capteurs solaires, etc. Leur champ d'application est en pleine expansion. Dans les lignes qui suivent, nous soulignerons les points les plus importants qui ont séduit les chercheurs et les concepteurs des systèmes énergétiques.

- ✓ Surface d'échange plus élevée que l'échangeur de chaleur conventionnel,
- ✓ Utilise moins de charge de fluide caloporteur, la charge du fluide peut être réduite jusqu'à 51%.
- ✓ Taux de transfert de chaleur plus élevé et haute performance thermique.
- ✓ Absence de corrosion galvanique (microcanaux 100 % aluminium en respectant la compatibilité enveloppe fluide).
- ✓ Elimination du problème de fixation des ailettes externes avec les tubes.
- ✓ Compacte plus léger, moins volumineux : de 50 à 100% d'aluminium, facile à manier.
- ✓ Structure spéciale en tubes cintrés pour les bobines de systèmes de climatisation.
- ✓ Conception spéciale des ailettes pour assurer un bon drainage.
- ✓ Économies au niveau des matières premières, du transport et du stockage.

4.2. Modélisation mathématique du capteur solaire à minicanaux à fluide monophasique (liquide)

Nous présentons maintenant la formulation mathématique nécessaire pour étudier et déterminer les bonnes dimensions et paramètres de fonctionnement du capteur solaire à minicanaux qui fonctionnent avec un fluide caloporteur monophasé à l'état liquide. Le modèle mathématique est basé sur les équations unidimensionnelles du bilan énergétique. Nous adoptons la même approche que celle utilisée dans la littérature (voir références [78-80]) pour modéliser le capteur solaire plan, tout en spécifiant certaines hypothèses concernant les ailettes et le nombre de minicanaux. Le modèle mathématique monophasique de calcul est comparé et validé par rapport aux résultats expérimentaux du capteur solaire à minicanaux.

4.2.1. Processus de transfert thermique dans le capteur solaire monophasique

La figure 4.4 ci-dessous illustre les processus de transfert de chaleur qui se succèdent lors de la conversion photo-thermique dans un capteur solaire à minicanaux, depuis le rayonnement solaire incident jusqu'au fluide caloporteur circulant dans l'absorbeur. On distingue trois modes de transfert de chaleur,

- Transfert de chaleur par rayonnement thermique,
- Transfert de chaleur par conduction thermique, et
- Transfert de chaleur par convection.

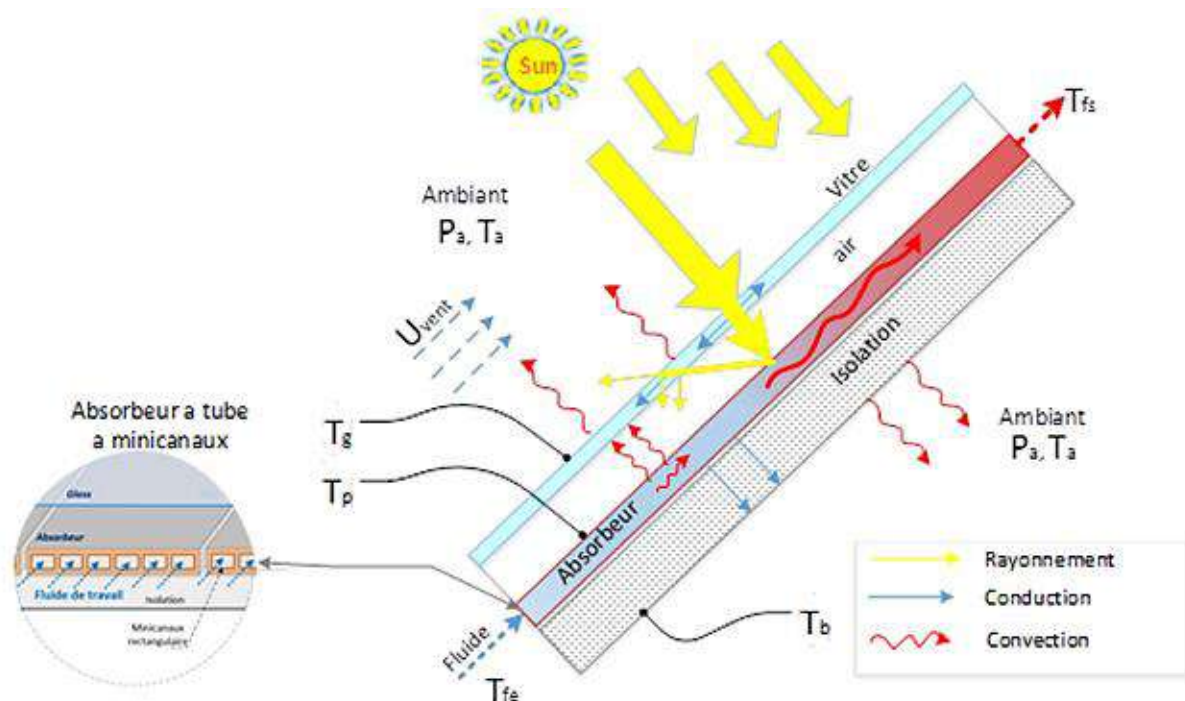


Figure 4.4 : Mode du transfert de l'énergie dans le capteur solaire à minicanaux.

Le flux de chaleur utile transféré par convection au fluide caloporteur à partir des surfaces internes des minicanaux rectangulaires de l'absorbeur se fait par chaleur sensible et sans changement de phase c'est-à-dire monophasique (liquide).

4.2.2. Hypothèses

Afin de modéliser le système, un certain nombre d'hypothèses doivent être adoptées dans le but de simplifier le problème. Ces hypothèses concernent le capteur, le milieu ambiant et le mode de fonctionnement. Ce sont les mêmes hypothèses que celles appliquées pour le capteur solaire plan classique (à tube circulaire et ailette), comme décrit dans [80], seulement on a ajouté quatre autres hypothèses spécifiques au capteur solaire à minicanaux :

- 1) Les parois inter-canal en contact avec le fluide sur les deux côtés sont considérées comme des ailettes internes [32].
- 2) Les orifices des tubes à minicanaux ont les mêmes dimensions.
- 3) Les collecteurs couvrent une petite surface du capteur et peuvent être négligés, ils assurent un débit uniforme aux orifices des tubes à minicanaux.
- 4) On néglige l'effet de capillarité dans le domaine des minicanaux
 $3 \text{ mm} \geq D_h > 200 \mu\text{m}$

4.2.3. Bilan thermique du capteur

Le bilan thermique du capteur solaire est défini de la même manière que dans le chapitre 2 paragraphe §2.3.2, exprimé par la relation (2.1). En remplaçant par les quantités des chaleurs (Q_{sa} , Q_u et Q_p), la relation devient :

$$\tau_{gs} \alpha_{ps} G = \frac{\dot{m}_f C_{pf} (T_{fs} - T_{fe})}{A} + h_p (T_p - T_a) \quad (4.1)$$

Les paramètres qui constituent l'équation du bilan (4.1) sont déjà définis dans le chapitre 2, seulement ici nous présentons la surface A du capteur solaire considérée égale à la somme des surfaces des plaques absorbantes qui constituent l'absorbeur (voir Figure 4.3).

$$A = N_{tub} A_{tub} \quad (4.2)$$

La surface de chaque plaque A_{tub} est égale :

$$A_{tub} = D_h L_{tub} \quad (4.3)$$

Où D_h est la largeur de la plaque et L_{tub} est sa longueur qui est égale aussi à la longueur de l'absorbeur.

4.2.4. Expression du coefficient global de pertes h_p

Les pertes thermiques vers l'environnement sont dues à l'écart de température entre celle de la plaque absorbante T_p et du milieu ambiant T_a . L'expression du coefficient de perte globale, qui permis d'évaluer les pertes, est donné par la même (2.5) du chapitre 2 que nous réécrivons ci-dessous :

$$h_p = \left(\frac{1}{\frac{1}{h_{cpg}} + \frac{1}{h_{rpg}}} + \frac{1}{h_{vent} + h_{rga}} \right) + \left(\frac{1}{\frac{e_i}{\lambda_i A} + \frac{1}{h_{vent}}} \right)$$

4.2.5. Températures de la paroi absorbante et de la vitre (T_p, T_g)

Une vue sommaire sur les expressions des coefficients de transfert de chaleur, nous montre que le calcul de h_p le coefficient de perte globale est impossible sans la détermination des valeurs des températures T_p et T_g , car les coefficients h_{rpg} , h_{rga} et h_{cpg} sont dépendants. Il apparaît ainsi que le calcul de ces deux températures (T_p, T_g) se fait en résolvant une équation non linéaire qui est nécessairement réalisée par voie numérique au moyen d'un processus itératif. Pour ce faire, nous utilisons l'équation du bilan thermique de la vitre et l'équation du bilan thermique d'absorption.

4.2.5.1. Bilan thermique de la vitre (glass)

Le bilan thermique au niveau de la vitre qui définit aussi les pertes thermiques vers le haut Q_{pH} du capteur solaire s'écrit :

$$Q_{pH} = Q_{cpg} + Q_{rpg} = Q_{cga} + Q_{rga} - Q_{sg} \quad (4.4)$$

Avec Q_{cpg} représente le flux échangé par convection entre la paroi absorbante et la vitre, Q_{rpg} est le flux échangé par rayonnement entre la paroi absorbante et la vitre, Q_{cga} est le flux échangé par convection entre la vitre et l'air ambiant, Q_{rga} le flux échangé par rayonnement entre la vitre et le milieu ambiant et Q_{sg} représente le flux solaire absorbé par la couverture transparente.

$$\sigma \frac{T_p^4 - T_g^4}{\frac{1}{\alpha_{pi}} + \frac{1}{\alpha_{gi}} - 1} + h_{cpg}(T_p - T_g) = h_{cga}(T_g - T_a) + \sigma \alpha_{gi}(T_g^4 - T_{sky}^4) \quad (4.5)$$

Où h_{cpg} est la résistance thermique par convection entre la vitre et l'absorbeur :

$$h_{cpg} = \frac{\lambda_a}{d_{pg}} Nu \quad (4.6)$$

Le nombre de Nusselt Nu est déterminé en suivant la relation donnée par Hollands et al [132].

Après réarrangement on obtient une équation non linéaire d'ordre 4 de deux inconnus

T_p et T_g sous la forme :

$$A_1 T_p^4 + A_2 T_p + A_3 = 0 \quad (4.7)$$

Où

$$A_1 = \frac{\sigma}{\frac{1}{\alpha_{pi}} + \frac{1}{\alpha_{gi}} - 1} \quad (4.7a)$$

$$A_2 = h_{cpg} \quad (4.7b)$$

$$A_3 = -(A_1 + \sigma \alpha_{gi}) T_g^4 - (h_{cpg} + h_{cga}) T_g + \sigma \alpha_{gi} T_{sky}^4 + h_{cga} T_a \quad (4.7c)$$

4.2.5.2. Bilan thermique de l'absorbeur

Le bilan énergétique appliqué sur un volume de contrôle qui délimite l'absorbeur (voir Figure 4.4) nous donne :

$$Q_s = Q_{cpg} + Q_{rpg} + Q_u \quad (4.8)$$

Après remplacement des expressions des quantités de chaleur, l'équation devient :

$$\tau_{gs} \alpha_{ps} G = h_{cpg} (T_p - T_g) + \sigma \frac{T_p^4 - T_g^4}{\frac{1}{\alpha_{pi}} + \frac{1}{\alpha_{gi}} - 1} + \frac{T_p - T_f}{R_{pf} L_{tub} D_h} \quad (4.9)$$

T_f est la température du fluide caloporteur, L_{tub} est la longueur de l'absorbeur à minicanaux et D_h sa largeur, R_{pf} représente la résistance thermique totale entre l'absorbeur et le fluide de travail au niveau des plaques à minicanaux, comme le montre la figure 4.5. La résistance R_{pf} est exprimée par la relation:

$$R_{pf} = R_{abs} + R_{fluid} \quad (4.10)$$

Où R_{fluid} représente la résistance thermique d'une surface à ailettes d'efficacité η_{al} entourée par un liquide, exprimée par [110].

$$R_{fluid} = \frac{1}{\eta_{al} h_{fluid} A_{tub}} \quad (4.11)$$

donc l'expression de la résistance totale R_{pf} s'écrira :

$$R_{pf} = \frac{E_t}{\lambda_{abs} (L_{tub} D_h)} + \frac{1}{\eta_{altub} h_{fluid} A_{tub}} \quad (4.12)$$

où E_t est l'épaisseur de la paroi du tube à minicanaux, λ_{abs} est la conductivité thermique du matériau du tube à minicanaux, A_{tub} est la surface totale d'une plaque à minicanaux, et h_{fluid}

représente le coefficient de transfert thermique du fluide caloporteur qui dépend du régime d'écoulement et qui se calcule à partir de la relation du nombre de Nusselt Nu_{fl} .

$$h_{fluid} = \frac{\lambda_{fl} Nu_{fl}}{D_{hy}} \quad (4.13)$$

Où λ_{fl} est la conductivité thermique du liquide à la température moyenne du fluide, et D_{hy} le diamètre hydraulique.

$$D_{hy} = \frac{4 \text{Section}}{\text{Périmètre}} = \frac{8(d_v + d_h)}{d_v d_h} \quad (4.14)$$

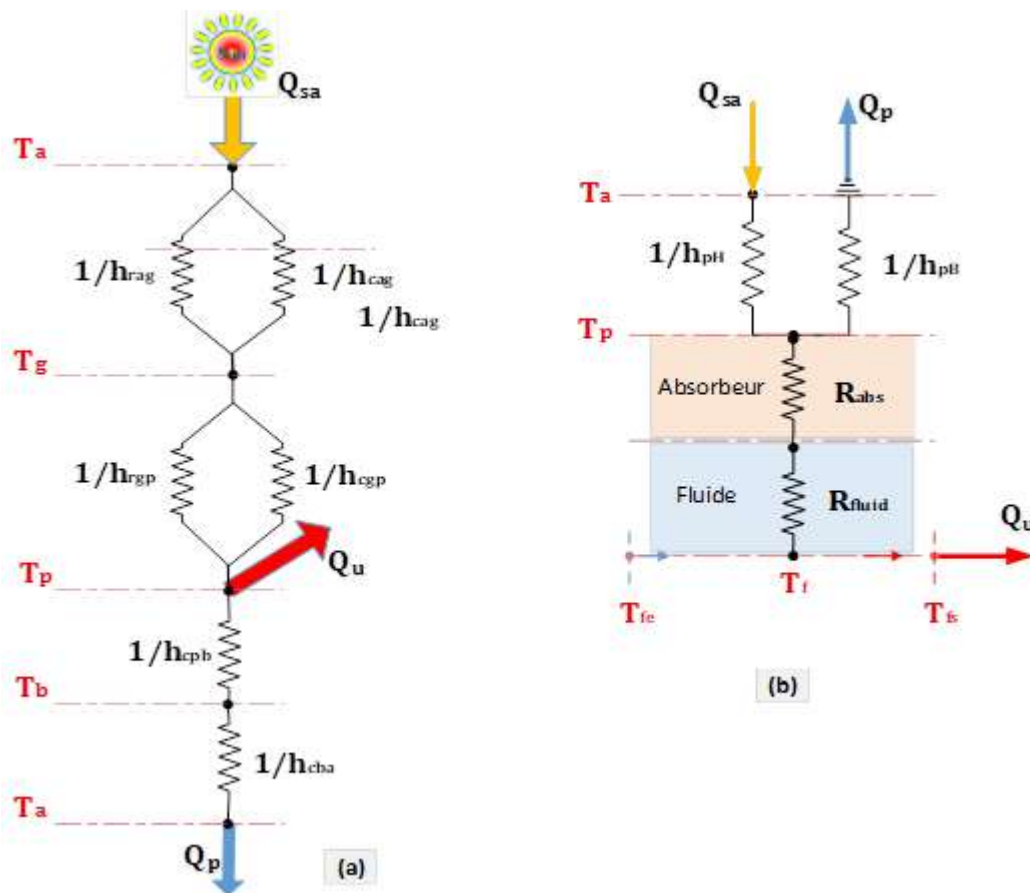


Figure 4.5 : Schéma électrique équivalent des échanges thermiques dans le capteur solaire
 (a) Schéma globale. (b) Schéma simplifié avec détails au niveau de l'absorbeur.

Le nombre de Nusselt Nu_{fl} dépend du régime d'écoulement du fluide

— Régime laminaire avec un régime établi :

$$Nu = 4.36 \quad (4.15)$$

— Régime turbulent, le coefficient d'échange convectif peut être calculé par la relation de Dittus et Boelter (1930) [110].

$$Nu_l = 0.023(Re_l)^{4/5}(Pr_l)^{0.4} \quad (4.16)$$

Cette relation a été développée pour $(0.7 \leq Pr_l \leq 120)$, $(2500 \leq Re_l \leq 1.24 \times 10^5)$, et $(L/D > 60)$.

Les nombres adimensionnels de Reynolds Re_l et Prandtl Pr_l sont les suivants :

$$Re_l = \frac{\rho_l G D_h}{\mu_l} \quad (4.17)$$

$$Pr_l = \frac{C_p \mu_l}{\lambda_l} \quad (4.18)$$

Toutes les propriétés physiques nécessaires pour le calcul de Nu_l, Re_l et Pr_l doivent être évaluées à la température moyenne du liquide $T_{f,moy}$.

$$T_{f,moy} = \frac{T_{fi} + T_p}{2} \quad (4.19)$$

η_{al} Représente le rendement ou l'efficacité des ailettes interne par rapport à un tube à minicanaux. Un tube contient N_{cn} canaux équivalent à un nombre d'ailettes internes égal à $(N_{cn} - 1)$, donc le rendement des ailettes par rapport à un tube à minicanaux s'écrit :

$$\eta_{aitub} = 1 - \frac{(N_{cn} - 1)A_{al}}{A_{tub}} (1 - (N_{cn} - 1)A_{al}\eta_{al}) \quad (4.20)$$

Avec A_{al} représente la surface d'une ailette, et η_{al} l'efficacité d'une ailette (paroi qui sépare deux minicanaux) :

$$\eta_{al} = \frac{\tanh(\omega d_v)}{\omega d_v} \quad (4.21)$$

Où d_v est la longueur d'une ailette qui correspond à la dimension interne verticale d'un canal et ω est un paramètre calculable par l'expression suivante :

$$\omega = \sqrt{\frac{2h_{fluid}(L_{tub} + E_c)\lambda_{abs}}{L_{tub}E_c}} \quad (4.22)$$

Avec E_c l'épaisseur de l'ailette. Dans la réalité cette épaisseur est négligeable devant la longueur du tube $L_{tub} \gg E_c$ se qui nous permet d'écrire :

$$\omega = \sqrt{\frac{2h_{fluid}\lambda_{abs}}{E_c}} \quad (4.23)$$

Remarque :

Lors de la résolution numérique des deux équations (4.5) et (4.9) par une méthode itérative, il y a nécessité de connaître la température du fluide de travail à l'intérieur de l'absorbeur $T_{f,moy}$; pour cela, nous disposons de deux possibilités :

- (1)- Prendre la valeur mesurée qui correspond à d'autres mesures telles que G et T_a .
- (2)- Utilisation de l'équation du bilan thermique globale du FPSC (relation (4.1)).

Nous suivrons la deuxième possibilité qui nous permet de réaliser théoriquement la formule mathématique du capteur solaire à minicanaux.

4.2.5.3. Température du fluide

En partant de l'équation (4.2) du bilan thermique du capteur solaire, on peut déduire l'expression de la température de sortie du fluide T_{fs}

$$T_{fs} = T_{fe} + \frac{A}{\dot{m}_f C_{pf}} \left(\tau_{gs} \alpha_{ps} G + h_p (T_p - T_a) \right) \quad (4.24)$$

4.3. Méthode et organigramme du calcul

Initialement, nous considérons que les propriétés thermiques et optiques des différents composants du capteur solaire plan à minicanaux qui fait l'objet de la simulation numérique sont constantes. Le problème est de déterminer les paramètres de fonctionnement ainsi que les dimensions pour le bon fonctionnement du dispositif dans des conditions météorologiques données $\{G, T_a, U_{vent}\}$. Dans notre cas, les inconnues du problème que nous avons décrit à travers le système d'équations non-linéaire (4.1), (4.5) et (4.9) sont au maximum de 3 : $\{T_g, T_p, T_f\}$. Une démarche itérative basée sur la méthode de Newton-Raphson est utilisée pour la résolution de ce système.

La figure 4.6, représente un organigramme global qui concrétise le modèle mathématique du capteur solaire plan à minicanaux, il est structuré par étape pour le calcul de ces paramètres.

Un programme qui traduit cet organigramme a été réalisé et exécuté dans le logiciel Matlab. A travers ce programme le modèle mathématique nous a permis de simuler les performances du capteur solaire plan à minicanaux pour l'aluminium et le cuivre.

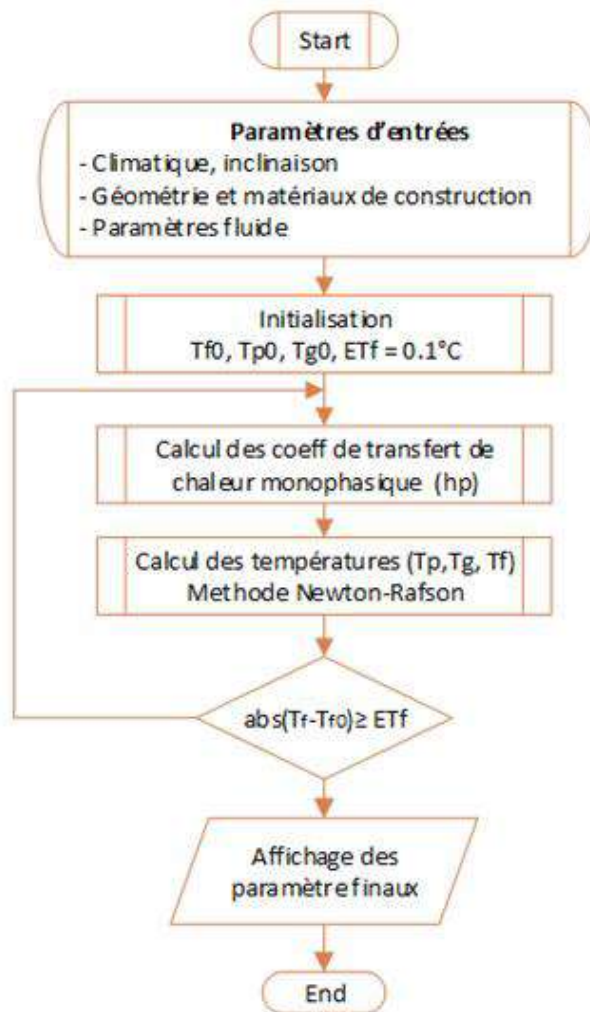


Figure 4.6 : Organigramme de calcul des paramètres du capteur solaire à minicanaux.

4.4. Résultats et discussions

Nous présenterons ci-dessous les courbes tracées dans Matlab par le programme que nous avons réalisé dans le but de voir comment la variation des dimensions géométriques (tel que : d_v , d_h , E_c) et du nombre de minicanaux N_{cn} , influe sur les paramètres de fonctionnement des capteurs solaires. Pour ce faire, nous avons utilisé des données expérimentales (température d'entrée du fluide T_{fe} , température ambiante T_a , éclairement solaire global, vitesse du vent U_{vent} et le débit massique \dot{m} du fluide).

4.4.1. Influence de la hauteur interne des minicanaux d_v

La figure 4.7 montre la variation des paramètres de fonctionnement du FPSCM en fonction de la hauteur des ailettes d_v (hauteur interne des minicanaux). Nous observons qu'il n'y a pas d'influence sur la température de sortie du fluide T_{fs} , sur le coefficient de pertes de chaleur h_p et sur le rendement du capteur solaire η_{cap} .

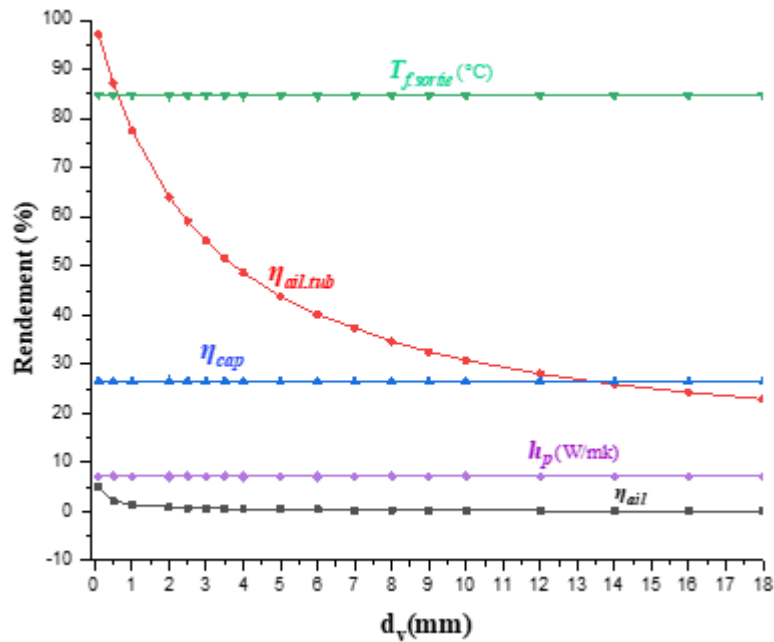


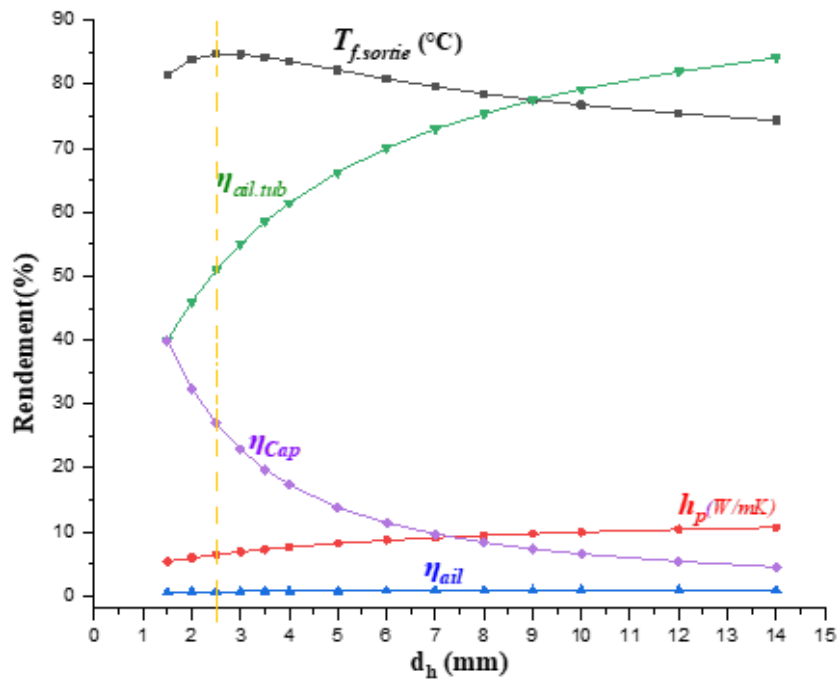
Figure 4.7 : Influence de la variation de la hauteur interne des minicanaux d_v

Mais si nous examinons le rendement d'une ailette η_{ail} ; il apparaît une légère diminution jusqu'à la valeur de $d_v = 3\text{ mm}$, ce qui signifie qu'une hauteur supérieure à cette valeur n'améliore pas la performance. Cela explique probablement pourquoi le domaine des minicanaux ($3\text{ mm} \geq D_h > 200\mu\text{m}$) a été fixé à cette limite par Kandlikar [131]. Par contre pour le rendement total des ailettes η_{aitub} dans une plaque à minicanaux, sa diminution est remarquable car le nombre des ailettes est élevé.

4.4.2. Influence de la largeur interne des minicanaux d_h

Il est clair que la variation de la largeur interne des minicanaux n'a pas d'effet sur l'efficacité d'une ailette η_{ail} , puisque d_h représente la distance entre deux ailettes. En revanche, l'efficacité globale des ailettes η_{aitub} augmente de manière exponentielle, car pour une surface fixe, si la distance d_h augmente, le nombre de canaux diminuera jusqu'à ce que l'absorbeur devienne deux plans parallèles, ce qui réduira bien sûr le transfert de chaleur car la surface interne en contact avec le fluide est également réduite. Ce qui explique également l'affaiblissement du rendement du capteur solaire.

Il en est de même pour la température de sortie du fluide T_{fs} qui diminue avec l'augmentation de d_h , mais au début elle augmente jusqu'à ce qu'elle passe par un max qui correspond à la valeur de $d_h = 2.5\text{ mm}$ avec les valeurs de ($T_{fs} = 85^{\circ}\text{C}$, $\eta_{\text{aitub}} = 52\%$, $\eta_{\text{cap}} = 27\%$ et $h_p = 8\text{ W/m}^{\circ}\text{C}$).


 Figure 4.8 : Influence de la variation de la largeur interne des minicanaux d_h

4.4.3. Influence de l'épaisseur de l'ailette (paroi inter-canaux) E_c

Dans cette figure 4.9, les variations de l'épaisseur des ailettes dans une petite gamme $E_c = \{0.1, \dots, 2.5\}$ montre d'un côté, seulement une légère augmentation sur l'efficacité des ailettes η_{ail} et l'efficacité globale des ailettes $\eta_{ail,tub}$. Par contre, le rendement du capteur η_{Cap} et la température de sortie du fluide T_{fs} diminuent, cela peut s'expliquer par la légère augmentation du coefficient de perte de chaleur h_p car l'augmentation de E_c favorise le transfert de chaleur par conduction thermique.

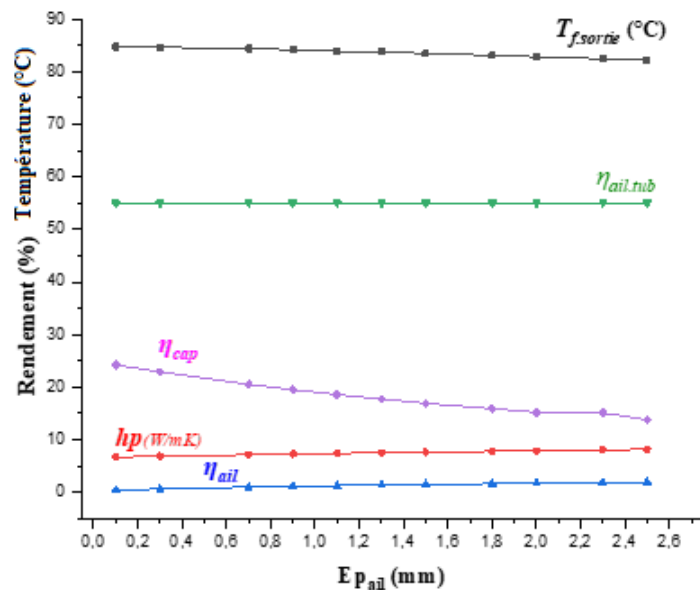


Figure 4.9 : Influence de la variation de l'épaisseur de l'ailette (paroi inter-canaux)

$$E_c = E_{p,ail}$$

4.4.4. Variation du nombre des minicanaux

A première vue sur la figure 4.10, nous pouvons clairement observer l'augmentation rapide de la température de sortie du fluide T_{fs} avec le nombre de canaux N_{cn} , puis elle commence à ralentir à partir de $N_{cn} \cong 12$ pour se stabiliser dans la zone de température de 80 à 90°C et $N_{cn} \geq 18$ où l'influence du nombre de canaux N_{cn} devient presque négligeable. Par contre le rendement du capteur η_{cap} diminue avec N_{cn} . Cela est dû à l'augmentation du nombre des ailettes $(N_{cn} - 1)$ avec le nombre des N_{cn} canaux qui augmente à son tour le transfert de chaleur par conduction vers la couche d'isolation, c'est ce qui a donné une légère élévation du coefficient de perte de chaleur h_p (figure 4.11).

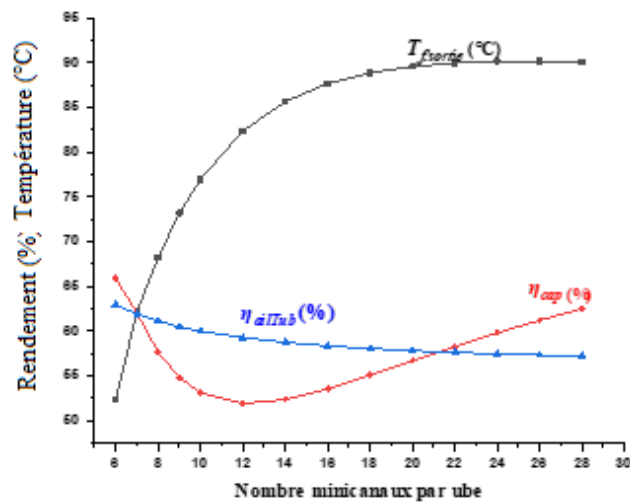


Figure 4.10 : Influence du nombre des minicanaux sur les rendements ($\eta_{cap}, \eta_{ailTub}$) et la température de sortie T_{fs} .

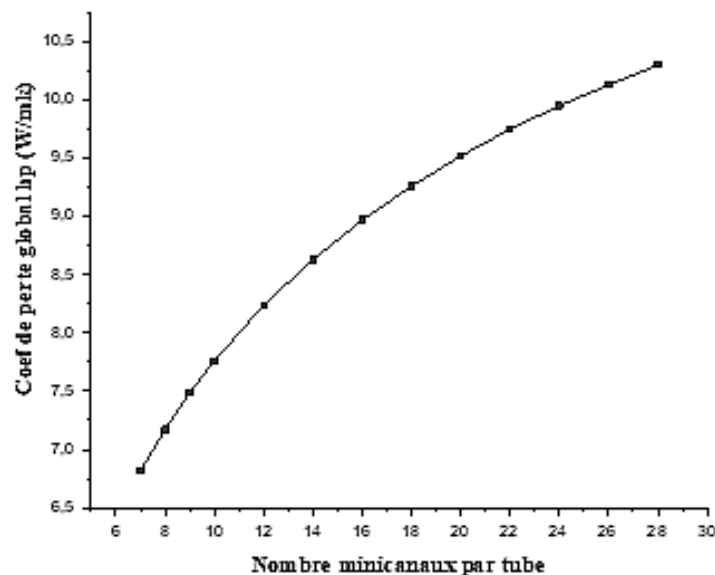


Figure 4.11 : Influence du nombre des minicanaux sur le coefficient de perte de chaleur global h_p .

La figure 4.11 montre une augmentation non linéaire du coefficient de perte globale de la chaleur h_p en fonction du nombre des minicanaux. Cela est dû aux pertes par conduction à travers les extrémités des ailettes (parois inter-canaux) qui augmente avec le nombre des minicanaux.

Si nous respectons la température de fonctionnement du capteur solaire ($T_{fs} \cong 55^\circ\text{C}$) une valeur acceptable par rapport à la plage de température de fonctionnement du FPSC), nous choisissons dans ces conditions pour le bon fonctionnement du capteur un intervalle de nombre de minicanaux de [7 à 9] canaux.

4.4.5. Influence de la variation du débit

Nous remarquons sur la figure 4.12 qu'au début des courbes, la température de sortie T_{fs} est élevée ; en revanche, le rendement du capteur η_{cap} est très faible, mais avec l'augmentation du débit, la situation s'inverse, on observe une diminution de la température de sortie du fluide avec l'augmentation du rendement jusqu'à environ 70% en maximum.

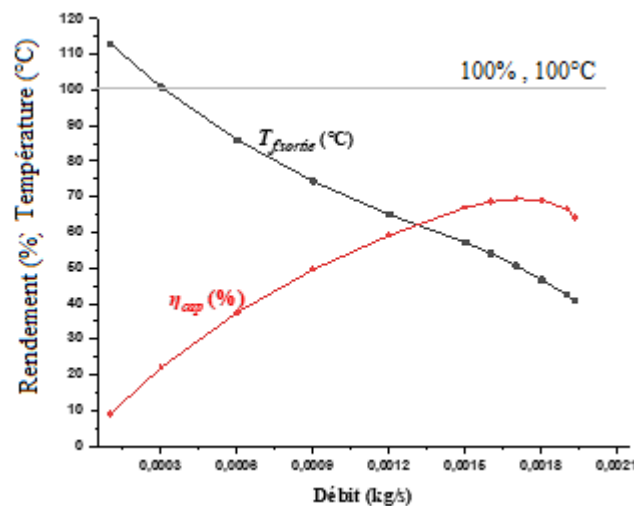


Figure 4.12 : Température et rendement du capteur en fonction du débit massique.

Ce phénomène peut s'expliquer par la faible valeur du débit qui entraîne une augmentation du temps de séjour du fluide dans l'absorbeur et par la suite une élévation de la température de sortie T_{fs} et une augmentation des déperditions thermiques vers le milieu environnant dues à la différence de température ($T_{fs} - T_a$). A l'inverse, une augmentation du débit réduit le temps de séjour et à partir d'un certain seuil de débit, le fluide n'a plus le temps de récupérer de la chaleur lors de sa circulation dans l'absorbeur. Ce résultat nous permet d'affirmer qu'une température élevée à la sortie du capteur n'est pas un indice de bon fonctionnement du capteur solaire.

À partir de ce résultat et compte tenu de la plage de température de fonctionnement du capteur solaire, nous pouvons constater que le débit de fonctionnement le plus approprié est de **0,0013 Kg/s**.

4.5. Conclusion

Dans ce chapitre, un modèle mathématique pour un capteur solaire à minicanaux monophasique (liquide) a été développé sur la base des hypothèses mentionnées au départ. La formulation mathématique du modèle a été traduite dans un programme MATLAB utilisé comme un outil pour faciliter le calcul et la prédiction des performances du capteur dans diverses conditions et paramètres de fonctionnement. En bref, après la simulation, nous soulevons les observations suivantes :

- L'élimination des ailettes fixées aux tubes comme dans le capteur conventionnel, est un avantage car le contact direct au niveau fluide/paroi interne augmente ce qui améliore le transfert de chaleur.
- A cause des faibles dimensions des minicanaux par rapport aux tubes des capteurs solaires classiques le volume du fluide est diminué.
- Suite à ce qui a été examiné lors de la simulation des performances du capteur solaire à minicanaux monophasique, nous proposons les dimensions suivantes :
 - Hauteur interne ou dimensions verticale : $d_v \cong [1, 2] mm$
 - Largeur interne ou dimension horizontale : $d_h \cong 2.5 mm$
 - Epaisseur des parois qui jouent le rôle des ailettes : $E_c \cong [0.1, 0.3] mm$
 - Nombre des minicanaux par tube : $N_{cn} \cong 7 mm$
 - Débit de fluide : $\dot{m} = 0.0013 Kg/s$.
- Selon les résultats de la simulation, la température du fluide peut facilement atteindre l'état d'évaporation (saturation) surtout lorsqu'on diminue la pression au-dessous de la pression atmosphérique. C'est-à-dire, qu'il est possible de produire de la vapeur en utilisant un capteur solaire à minicanaux dans les conditions climatiques chaudes (régions sahariennes par exemple).

Conclusion générale

Conclusion générale

Le présent travail est considéré comme une contribution aux méthodes d'étude de conception et d'amélioration des performances des capteurs solaires plans et en particulier des capteurs solaires à minicanaux. L'étude a été principalement concentrée sur deux aspects, le premier est l'ajout et la mise en évidence de deux concepts de grande importance en thermodynamique afin de l'utiliser comme outil d'aide à l'optimisation et la conception, à savoir l'entropie et l'exergie. Tandis que le second aspect concerne une modélisation mathématique qui a été développée et traduite en un programme de calcul pour simuler et prédire les performances des capteurs solaires à minicanaux dans des conditions de fonctionnement monophasiques (liquides). Sur la base des résultats obtenus dans cette étude, on peut tirer les conclusions suivantes :

- ✓ L'augmentation de la température de sortie du fluide caloporteur avec l'augmentation de son rendement énergétique et la diminution du débit massique ne sont pas des indications du bon fonctionnement du FPSC, car une augmentation de l'exergie détruite (irréversibilité) est observée. Cette constatation nous conduira nécessairement à procéder à une optimisation exergetique pour trouver les paramètres adéquats.
- ✓ Une valeur maximale du rendement énergétique n'est pas toujours un bon signe de l'état du FPSC, elle doit être comparée au rendement exergetique optimale.
- ✓ L'analyse exergetique est une méthode puissante d'aide à la décision, elle peut être utilisée pendant la phase de conception des systèmes énergétiques avant que le prototype ne soit finalement produit, en établissant les paramètres de fonctionnement optimaux pour un ensemble de conditions données. L'analyse exergetique est plus significative en ce qui concerne la zone de fonctionnement optimale, en quantifiant les inefficacités, leur ampleur et leur emplacement relative. Et contrairement aux autres méthodes d'optimisation énergétique, cette méthode réduit l'irréversibilité interne, ce qui est très important et la rend special.
- ✓ Nous avons vu qu'il est possible de choisir le fluide de travail en se basant seulement sur la perte minimale d'énergie due aux irréversibilités, en utilisant le concept d'entropie ou d'exergie, et nous avons obtenu de bons résultats.

- ✓ Sur la base du minimum d'irréversibilité en utilisant le concept d'entropie ou d'exergie, nous constatons que le nano-fluide Eau/CuO est le meilleur candidat pour être le fluide de travail dans un capteur solaire à minicanaux.
- ✓ Dans les capteurs solaires à minicanaux (liquide sans changement de phase), les nanofluides à base d'eau pure montrent une amélioration remarquable du taux de transfert thermique convectif. Ils semblent être les meilleurs remplaçants des fluides purs conventionnels.
- ✓ Le comportement du méthanol dans les minicanaux par rapport aux autres fluides montre le taux le plus élevé de génération d'entropie due au transfert de chaleur, alors que celui due aux forces de frottement est le plus faible, ce qui veut dire qu'il ne nécessite pas une puissance de pompage considérable. Cela montre qu'il est préférable de l'utiliser dans la gamme des basses températures (système de refroidissement) et dans les caloducs à circulation par thermosiphon.
- ✓ A partir du modèle mathématique développé et de la simulation numérique réalisée sur les performances du capteur solaire à minicanaux monophasé (liquide), nous suggérons les dimensions et le débit suivants :
 - Hauteur interne ou dimensions verticale : $d_v \cong [1, 2]mm$.
 - Largeur interne ou dimension vertical : $d_h \cong 2.5mm$.
 - Epaisseur des parois qui jouent le rôle des ailettes : $E_c \cong [0.1, 0.3] mm$.
 - Nombre des minicanaux par tube : $N_{cn} \cong 7 mm$.
 - Débit de fluide : $\dot{m} = 0.0013 Kg/s$.

Références bibliographiques

Références bibliographiques

- [1] Nasreddine BOUZIANE1. Rationalisation de la consommation énergétique : quel rôle pour la communication en Algérie ? Revue El-Ryssala des études des médias. Volume : 05 / N° : 01/ avril 2021. pp 11-22
- [2] Abdellah Shafieian, Mehdi Khiadani, Ataollah Nosrati. A review of latest developments, progress, and applications of heat pipe solar collectors. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 95 (2018) 273–304. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2018.07.014>
- [3] International Energy Agency. Renewable Energy Market Update; International Energy Agency: Paris, France, 2022.
- [4] Sibel Raquel ErsoyJulia Terrapon-Pfaff. "Sustainable transformation of Algeria's energy system". Report number: ISBN 978-9931-551-17-1 October 2021 Affiliation: Friedrich Ebert Stiftung Project: MENA EnergyTransMod - Application of the energy transition phase model in selected countries in the MENA region
- [5] APRUE [http://www.aprue.org.dz/documents/publication de consommation énergétique finale](http://www.aprue.org.dz/documents/publication%20de%20consommation%20%C3%A9nerg%C3%A9tique%20finale).
- [6] Singh R, Kumar S, Hasan M, Khan M, Tiwari G. Performance of a solar still integrated with evacuated tube collector in natural mode. *Desalination* 2013; 318:25–33.
- [7] S. Sadhishkumar, T.Balusamy. "Performance improvement in solar water heating systems—A review". *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 37(2014)191–198. <http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2014.04.072>
- [8] Olabi, A.; Elsaïd, K.; Rabaïa, M.K.H.; Askalany, A.A.; Abdelkareem, M.A. Waste heat-driven desalination systems: Perspective. *Energy* **2020**, 209, 118373.
- [9] Brough, D.; Mezquita, A.; Ferrer, Segarra, Chauhan. Almahmoud, S.; Khordehghah, N.; Ahmad, L.; Middleton, D.; Sewell, H.I.; et al. An experimental study and computational validation of waste heat recovery from a lab scale ceramic kiln using a vertical multi-pass heat pipe heat exchanger. *Energy* **2020**, 208, 118325.
- [10] Suman, S.; Khan, M.K.; Pathak, M. Performance enhancement of solar collectors—A review. *Renew. Sustain. Energy Rev.* **2015**, 49,192–210.
- [11] Ahmad Fudholi, Kamaruzzaman Sopian."A review of solar air flat plate collector for drying application"*Renewable and Sustainable Energy Reviews* 102 (2019) 333–345. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2018.12.032>
- [12] Christoph Lauterbach, Shahrdad Javid Rad, Bastian Schmitt, Klaus Vajen. Feasibility assessment of solar process heat applications. Consultez les discussions, les statistiques et les profils des auteurs de cette publication sur : <https://www.researchgate.net/publication/266528222>

- [13] Tabish Alam, Nagesh Babu Balam, Kishor Sitaram Kulkarni, Md Irfanul Haque Siddiqui, Nishant Raj Kapoor, Chandan Swaroop Meena, Ashok Kumar, Raffaello Cozzolino. Performance Augmentation of the Flat Plate Solar Thermal Collector: A Review. *Energies* **2021**, 14, 6203. <https://doi.org/10.3390/en14196203>
- [14] Kalogirou, S.A. Solar Thermal Collectors and Applications. *Prog. Energy Combust. Sci.* **2004**, 30(1), 231–295.
- [15] Duffie JA, Beckman WA. “Solar Engineering of Thermal Processes”. 4th ed. John Wiley & Sons. 2013.
- [16] Sukhatme, S.P. Solar Energy: Principles of Thermal Collection and Storage, 9th ed.; Tata McGraw-Hill: New Delhi, India, 2003.
- [17] Close, D.J., 1962. The thermal performance of solar water heater with natural circulation. *Solar Energy* ,6, 33-40, 1962.
- [18] Nuril, I. S. A. Hilmi, H. Shakir, M. N. and Tanweer, H.(2002), Thermal Performance Enhancement in Flat Plate Solar Collector Solar Water Heater: A Review, *Processes* 2020, 8, 756. doi:10.3390/pr8070756
- [19] Evangelisti, L. Roberto, D. L. V and Asdrubal, F. (2019), Latest advances on solar thermal collectors: A comprehensive review, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 114(2019) 109318. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2019.109318>
- [20] Krishna, M. P and Rajesh, C. (2017), A review on analysis and development of solar flat plate collector, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*.67(2017)641–650. <http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2016.09.078>
- [21] Gianpiero, C. Ernani, F. Miglietta, P and Arturode Risi.(2016), Innovation in flat solar thermal collectors: A review of the last ten years experimental results, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 57(2016)1141–1159. <http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2015.12.142>
- [22] M. Sheikholeslami, M. Jafaryar, M. Barzegar Gerdroodbary, Amir H. Alavi. Influence of novel turbulator on efficiency of solar collector system. *Environmental Technology & Innovation* 26 (2022) 102383. <https://doi.org/10.1016/j.eti.2022.102383>.
- [23] Rassamakin B, Khairnasov S, Zaripov V, Rassamakin A, Alforova O. Aluminum heat pipes applied in solar collectors. *Sol Energy* 2013;94 145-54.
- [24] Fuqiang, W.; Qingzhi, L.; Huaizhi, H.; Jianyu, T. Parabolic trough receiver with corrugated tube for improving heat transfer and thermal deformation characteristics. *Appl. Energy* **2016**, 164, 411–424. <http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2015.11.084>
- [25] Mwesigye, A.; Bello-Ochende, T.; Meyer, J.P. Heat transfer and thermodynamic performance of a parabolic trough receiver with centrally placed perforated plate inserts. *Appl. Energy* **2014**, 136, 989–1003. <http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2014.03.037>

- [26] Mohammad Shafiey Dehaj & Mostafa. Zamani Mohiabadi & Seyed Mohammad Sadegh Hosseini. Prediction of the outlet flow temperature in a flat plate solar collector using artificial neural network. *Environ Monit Assess* (2020) 192:770. <https://doi.org/10.1007/s10661-020-08738-9>
- [27] Ramalingam Senthil , K. Kishore Kumar, Kodak Rohan Rajendra, and Aniyush Juneja. Enhancement of absorptance of absorber surfaces of a flat plate solar collector using black coating with graphene. *ENERGY SOURCES, PART A: RECOVERY, UTILIZATION, AND ENVIRONMENTAL EFFECTS*. 2020 Taylor & Francis Group <https://doi.org/10.1080/15567036.2020.1826016>
- [28] L.C. Xu, Z.H. Liu, S.F. Li, Z.X. Shao, N. Xia, Performance of solar mid temperature evacuated tube collector for steam generation, *Sol. Energy* 183 (May 2019) 162e172, <https://doi.org/10.1016/j.solener.2019.03.022>.
- [29] Amir Faghri. Heat pipes: Review, opportunities and challenges. *Frontiers in Heat Pipes (FHP)*, 5, 1 (2014). DOI: 10.5098/fhp.5.1
- [30] Radim Rybár, Martin Beer, Michal Cehlár. Thermal power measurement of the novel evacuated tube solar collector and conventional solar collector during simultaneous operation. *Measurement* 88 (2016) 153–164. <http://dx.doi.org/10.1016/j.measurement.2016.03.054>
- [31] Martin Beer, Radim Rybár, Michal Cehlár, Sergey Zhironkin and Petr Sivák. Design and Numerical Study of the Novel Manifold Header for the Evacuated Tube Solar Collector. *Energies* 2020, 13, 2450; doi:10.3390/en13102450
- [32] Duong, Van Thuc. "Minichannels-tube solar thermal collector for low medium temperature application". Thesis Publication Date 2015-01-01 Powered by the California Digital Library University of California. <https://escholarship.org/uc/item/21r366cn>. Publication Date 2015-01-01
- [33] Azucena Robles, Van Duong, Adam J. Martin, Jose L. Guadarrama, Gerardo Diaz. Aluminum minichannel solar water heater performance under year-round weather conditions. *Solar Energy* 110 (2014) 356–364. <http://dx.doi.org/10.1016/j.solener.2014.09.031>
- [34] Sai Kiran Hota · Van Duong· Gerardo Diaz. Two-phase flow performance prediction for minichannel solar collectors. *Heat and Mass Transfer* (2020) 56:109–120. <https://doi.org/10.1007/s00231-019-02686-y>
- [35] Gerardo Diaz, Van Duong, Minichannel Technology to Improve Solar Water Heaters. Final project report. Energy Research and Development Division. California Energy Commission Gavin Newsom, Governor. January 2019 | CEC-500-2019-008
- [36] Thierno M. O. Diallo, Min Yu, Jinzhi Zhou, Xudong Zhao, Jie Ji and David Hardy. Analytical Investigation of the Heat-Transfer Limits of a Novel Solar Loop-Heat Pipe Employing a Mini-Channel Evaporator. *Energies* 2018, 11, 148; doi :10.3390/en11010148.
- [37] M. Khamis Mansour. Thermal analysis of novel minichannel-based solar flat-plate collector. *Energy* 60 (2013) 333e343. <http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2013.08.013>

- [38] R.W. Moss et al. Optimal passage size for solar collector microchannel and tube-on-plate absorbers. *Solar Energy* 153 (2017) 718–731. <http://dx.doi.org/10.1016/j.solener.2017.05.030>
- [39] Adel A. Ghoneim. Performance optimization of evacuated tube collector for solar cooling of a house in hot climate. *International Journal of Sustainable Energy* (2016), DOI: 10.1080/14786451.2016.1256886 To link to this article: <http://dx.doi.org/10.1080/14786451.2016.1256886>
- [40] Roger W. et al. Design and Performance of Evacuated Solar Collector Microchannel Plates. International Solar Energy Society. Selection and/or peer review under responsibility of EuroSun2014 Scientific Committee doi:10.18086/eurosun.2014.16.16
- [41] Pablo Castillo. Ignacio Andrés Calderón-Vásquez. Camila Correa-Jullian. Optical and Thermal Assessment of a Linear Fresnel Collector with Minichannel Absorber Tube for Medium Temperature Applications. ISES Solar World Congress 2019. IEA SHC International Conference on Solar Heating and Cooling for Buildings and Industry 2019. doi:10.18086/swc.2019.12.01 Available at <http://proceedings.ises.org>
- [42] Ammar MAOUASSI, Abdelhadi BEGHIDJA, Said DAOUD, Noureddine ZERAIBI. Étude numérique du transfert de chaleur à travers un capteur solaire plan en utilisant le nanofluide (TiO₂/Eau) comme fluide caloporeur. XIIIème Colloque Interuniversitaire Franco-Québécois sur la Thermique des Systèmes 22-24 mai 2017, Saint-Lô, France
- [43] Saad T. Hamidi. An Experimental Investigation on Thermal Efficiency of Flat Plate Tube Solar Collector using Nanofluid with Solar Tracking Mechanism. *Engineering and Technology Journal*. Vol. 37, Part A, No. 11, 2019. DOI: <http://dx.doi.org/10.30684/etj.37.11A.5>
- [44] Colangelo, G.; Favale, E.; de Risi, A.; Laforgia, D. Results of experimental investigations on the heat conductivity of nanofluids based on diathermic oil for high temperature applications. *Appl. Energy* 2012, 97, 828–833.
- [45] Muhammad Awais, Najeeb Ullah, Javaid Ahmad, Faizan Sikandar, Mohammad Monjurul Ehsan, Sayedus Salehin, Arafat A. Bhuiyan. Heat transfer and pressure drop performance of Nanofluid: A state-of-the-art review. *International Journal of Thermofluids* 9 (2021) 100065. <https://doi.org/10.1016/j.ijft.2021.100065>.
- [46] Younes Menni, Ali J. Chamkha, Giulio Lorenzini, Noureddine Kaid, Houari Ameer, Mohammed Bensaf. Advances of Nanofluids in Solar Collectors - A Review of Numerical Studies. *Mathematical Modelling of Engineering Problems*. Vol.6, No. 3, Septembre, 2019, pp.415-427. <https://doi.org/10.18280/mmep.060313>
- [47] Abu Shadate Faisal Mahamude, Muhamad Kamal Kamarulzaman, Wan Sharuzi Wan Harun, Kumaran Kadirgama, Devarajan Ramasamy, Kaniz Farhana, Rosli Abu Bakar, Talal Yusaf, Sivarao Subramanion and Belal Yousif. Review A Comprehensive Review on Efficiency Enhancement of Solar Collectors Using Hybrid Nanofluids. *Energies* 2022, 15, 1391. <https://doi.org/10.3390/en15041391>
- [48] Ranga Babu, J. A., Kumar, K. K. and Srinivasa Rao, S. (2017), "State-of-art review on hybrid nanofluids", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 77, pp. 551-565.

- [49] Sujit Kumar Vermaa, Arun Kumar Tiwarib, Sandeep Tiwaric, Durg Singh Chauhan. Performance analysis of hybrid nanofluids in flat plate solar collector as an advanced working fluid. *Solar Energy* 167 (2018) 231–241. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2018.04.017>
- [50] Muhammad Asim, and Farooq Riaz Siddiqui. Hybrid Nanofluids—Next-Generation Fluids for Spray-Cooling-Based Thermal Management of High-Heat-Flux Devices. *Nanomaterials* 2022, 12, 507. <https://doi.org/10.3390/nano12030507>
- [51] L. Syam Sundar, Solomon Mesfin, Yihun Tefera Sintie, V. Punnaiah, Ali J. Chamkha, and Antonio C. M. Sousa. A Review on the Use of Hybrid Nanofluid in a Solar Flat Plate and Parabolic Trough Collectors and Its Enhanced Collector Thermal Efficiency. *Journal of Nanofluids* Vol. 10, pp. 147–171, 2021. doi:10.1166/jon.2021.1783
- [52] Sunil Chamoli « Exergy analysis of a flat plate solar collector». *Journal of Energy in So2uthern Africa*. Vol 24 No 3. August 2013
- [53] Dincer I., Rosen M.A.: Exergy energy environment and sustainable development. Elsevier, Second edition, 2013
- [54] Ibrahim Dincer and Marc A. Rosen. Pouria Ahmadi. Optimization of Energy Systems. first edition published 2017. JohnWiley & Sons Ltd ISBN: 9781118894439
- [55] Mahmoud Eltaweel, Ahmed A. Abdel-Rehim, Ahmed A.A. Attia .A comparison between flat-plate and evacuated tube solar collectors in terms of energy and exergy analysis by using nanofluid. *Applied Thermal Engineering* 186 (2021) 116516. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.116516>.
- [56] Bouragbi Lakhdar, Azzouz Salaheddine, Mahfoud Brahim, Djidel Mohamed. Exergetic analysis and optimization of a flat plate solar collector. *Journal of Biodiversity and Environmental Sciences (JBES)*. ISSN: 2220-6663 (Print) 2222-3045 (Online). Vol. 14, No. 5, p. 1-12, 2019
- [57] Yemeli Wenceslas Kohol. Fodoup Cyrille Vincelas Fohagui, Ghislain Tchuen. Flat-plate solar collector thermal performance assessment via energy, exergy and irreversibility analysis. *Energy Conversion and Management: X* 15 (2022) 100247. <https://doi.org/10.1016/j.ecmx.2022.100247>
- [58] Bejan A., Kearney D.W., Kreith F.: Second law analysis and synthesis of solar collector systems. *Journal of Solar Energy Engineering*, **103**(1981), No 1, 23–28.
- [59] Bejan, A. (1982), *Entropy generation through heat and fluid flow*, (John Wiley & Sons, Inc., New York).
- [60] Adrian Bejan (2016), *Advanced Engineering Thermodynamics*. (John Wiley & Sons, Inc. New York). ISBN: 9781119281030
- [61] A.Bejan,G. Tsatsaronis, m.Moran “Thermal Design and Optimization” John Wiley & Sons, 1996, Canada.

[62] M. Sheikholeslami, Seyyed Ali Farshad, Zafar Said .Analyzing entropy and thermal behavior of nanomaterial through solar collector involving new tapes. International Communications in Heat and Mass Transfer123 (2021) 105190. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2021.105190>

[63] Tanimu JATAU, Tunde BELLO-OCHEENDE. Constructal design of flat plate solar collector. PROCEEDINGS OF THE ROMANIAN ACADEMY, Series A, Special Issue/2018, pp. 160–165

[64] Audai Hussein Al-Abbas. Computational Fluid Dynamics (CFD) Modeling Study of Thermal Performance for Multipurpose Solar Heating System. Al-Nahrain Journal for Engineering Sciences (NJES) Vol.20 No.1, 2017 pp.222 – 234

[65] GEEKFLARE. 10 Best CFD Analysis Software for Advanced Product Development. Disponible sur le lien: <https://geekflare.com/fr/best-cfd-analysis-software/> site internet visité le 23/08/2022.

[66] Technology Evaluation Centers (TEC). Top Computational Fluid Dynamics (CFD) Software. Disponible sur le lien: <https://www3.technologyevaluation.com/c/computational-fluid-dynamics-cfd> visité le 23/08/2022

[67] Esmaeel Fatahian, Hossein Fatahian. 3D numerical simulation of the effect of triangular absorber tube in flat plate solar collector. 2nd international congress on science & engineering. May 13,2020 Paris-France

[68] Anthony Xavier Andrade, William Quitiaquez Sarzosa, Luis Fernando Toapanta. CFD Analysis of a solar flat plate collector with different cross sections. Enfoque UTE, V.11-N.2, Abr.2020, pp. 95-108 <http://ingenieria.ute.edu.ec/enfoqueute/>. e-ISSN: 1390-6542. DOI: 10.29019/enfoque.v11n2.601

[69] K. Anirudh, S. Dhinakaran. Numerical study on performance improvement of a flat-plate solar collector filled with porous foam. Renewable Energy 147 (2020) 1704e1717. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2019.09.038>

[70] Abhishek Thakur, Sushil Kumar, Pawan Kumar, Sanjeev Kumar, A.K. Bhardwaj. A review on the simulation/CFD based studies on the thermal. augmentation of flat plate solar collectors. Materials Today: Proceedings, <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2021.03.550>

[71] Damilola Elizabeth Babatunde, Ambrose Anozie, James Omoleye . Artificial Neural Network and its Applications in the Energy Sector – An Overview. International Journal of Energy Economics and Policy | Vol 10 • Issue 2 • 2020. DOI: <https://doi.org/10.32479/ijee.8691>.

[72] Haykin S. Neural networks: a comprehensive foundation. New York: Macmillan; 1994.

[73] Choubin, B., Malekian, A., Samadi, S., Khalighi-Sigaroodi, S., & Sajedi-Hosseini, F. (2017). An ensemble forecast of semiarid rainfall using large-scale climate predictors. Meteorological Applications, 24(3), 376–386.

- [74] Harish Kumar Ghritlahre, Radha Krishna Prasad. Application of ANN technique to predict the performance of solar collector systems - A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 84 (2018) 75–88. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2018.01.001>
- [75] Ammar H. Elsheikha,b, Swellam W. Sharshirc, Mohamed Abd Elazizd,e, A.E. Kabeelf, Wang Guilang, Zhang Haioub. Modeling of solar energy systems using artificial neural network: A comprehensive review. *Solar Energy* 180 (2019) 622–639. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2019.01.037>
- [76] Kalogirou S.A.: Solar thermal collectors and applications. *Progress in Energy and Combustion Science* 30(2004), 231–295.
- [77] Aejandro et all « Maximization of Energy output From volumetric Absorption solar Collectors». *Journal of solar energy Engineering* February 2003, Vol.125, p.83-86.
- [78] Sukhatme S.P., Nayak J.K.: *Solar energy: Principles of thermal collection and storage*. 4th edition, McGraw Hill Education, New Delhi, 2017.
- [79] G.N. Tiwari, et all.” *Handbook of Solar Energy Theory, Analysis and Applications*”. Springer 2016. DOI 10.1007/978-981-10-0807-8 ISSN 2199-8590 (electronic)
- [80] John A. Duffie, William A. Beckman.“*Solar Engineering of Thermal Processes*”. 4th ed. John Wiley & Sons. 2013.
- [81] K.G.T. Holland, T.E. Unny, G.D. Raithby, L. Konicek, J. Heat Transfer 98(2), 189 (1976)
- [82] M. Khoukhi, S. Maruyama, Theoretical approach of a flat plate solar collector with clear and low-iron glass covers taking into account the spectral absorption and emission within glass covers layer, *Renewable Energy* 30 (2005) 1177–1194.
- [83] Struckmann F.: *Analysis of a Flat-plate Solar Collector*. Project Report 2008 MVK160 Heat and Mass Transport May 08, Lund, Sweden, 2008.
- [84] A. Bejan: Fundamentals of exergy analysis, entropy generation minimization, and the generation of low architecture. *International journal of energy research*. Vol. 26 (2002), p. 545-565. (DOI: 10.1002/er.804)
- [85] Arif Hepbasli« A key review on exergetic analysis and assessment of renewable energy resources for a sustainable future». *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 12 (2008) 593–661 (doi:10.1016/j.rser.2006.10.001)
- [86] Benli H.: Experimentally derived efficiency and exergy analysis of a new solar air heater having different surface shapes. *Renewable Energy* 50(2013), 58-67.
- [87] Wencelas K.Y., Tchien G.: Optimization of flat-plate solar collectors used in thermosyphon solar water heater. *International Journal of Renewable Energy Technology Research* 6(2017), No 2, 21–23.

- [88] Tohching S., Velautham S., Nordin A.: Exergetic optimization of a flat plate solar collector design. *International Energy Journal* **8**(2007), 125–130.
- [89] Shojaeizadeh E., Veysi F.: Development of a correlation for parameter controlling using exergy efficiency optimization of an Al₂O₃ / water nanofluid based flat-plate solar collector. *Applied Thermal Engineering* **98**(2016), 1116–1129.
- [90] Verma S.K., Tiwari A.K., Chauhan D.S.: Experimental evaluation of flat plate solar collector using nanofluids. *Energy Conversion and Management* **134**(2017), 103–115.
- [91] Alim M.A., Rahman S., Rahim N.A., Alam M.K., Fauzan M.F., Islam M.R., Abdin Z.: Energy and exergy analysis of a flat plate solar collector using different nanofluids. *Journal of Cleaner Production* **112**(2016), 3915–3926.
- [92] Yunus A. Çengel. *Introduction to Thermodynamics and Heat Transfer*. 2nd Edition. McGraw–Hill Primis. ISBN: 0–390–86122–7
- [93] Licuien B, Daniel,F. *Thermodynamique et énergétique de l'énergie à l'exergie*. Edition © 2005-2011 Presses Polytechniques et Universitaires Romandes. ISBN 978-2-88074-545-5
- [94] Masanori Shukuya. “Exergy Theory and Applications in the Built Environment” Springer 2013 ISSN 1865-3529 ISSN 1865-3537 (electronic)
- [95] Spanner D.C. *Introduction to thermodynamics*. Academic Press, London, 1964.
- [96] Petela R. Energy of heat radiation. *Journal of Heat Transfer*, **86**(1964), No 2, 187–192.
- [97] Jeter S.M.: Maximum conversion efficiency for the utilization of direct solar radiation. *Solar Energy* **26**(1981), No 3, 231–236.
- [98] FeidtM. *Thermodynamique et optimisation énergétique des systèmes et procédés*. Tec et Doc Lavoisier, Paris, 1987.
- [99] Suzuki A. A Fundamental equation for exergy balance on solar collectors. *Journal of Solar Energy Engineering* **110**(1988), No 2, 102–106.
- [100] Luminosu I., Fara L. Determination of the optimal operation mode of a flat solar collector by exergetic analysis and numerical simulation, *Energy* **30**(2005), 731–47.
- [101] Farahat S, Sarhaddi F, Ajam H. Exergetic optimization of flat plate solar collectors. *Renewable Energy*
- [102] Singh S.K., Rai A.K., Sachan V. Fabrication and performance study of a solar water heater. *International Journal of Advanced Research in Engineering and Technology (IJARET)*, **7**(2016), No 4, 01–05.
- [103] Bennaceur S., Draoui B., Bennamoun L. Étude expérimentale d'un chauffe-eau solaire au sud-ouest Algérien. *Séminaire International sur le Génie Climatique et l'Énergétique, SIGCLE'2010*, Constantine, Algeria, 6-7 December 2010.

- [104] Ge Z., Wang H., Wang H., Zhang S., Guan X. Exergy analysis of flat plate solar collectors. *Entropy* **16**(2014), 2549–2567.
- [105] Das S.: Simulation of optimal exergy efficiency of solar flat plate collector. *Jordan Journal of Mechanical and Industrial Engineering* **10**(2016), No 1, 51–65.
- [106] Farhana, K.; Kadirgama, K.; Rahman, M.M.; Ramasamy, D.; Noor, M.M.; Najafi, G.; Samykano, M.; Mahamude, A.S.F. Improvement in the performance of solar collectors with nanofluids—A state-of-the-art review. *Nano-Struct. Nano-Objects* **2019**, 18, 100276. <https://doi.org/10.1016/j.nanoso.2019.100276>
- [107] Ranga Babu, J. A., Kumar, K. K. and Srinivasa Rao, S. (2017), "State-of-art review on hybrid nanofluids", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 77, pp. 551-565.
- [108] Anwar Saeed, Muhammad Jawad, Wajdi Alghamdi³, Saleem Nasir, Taza Gul & Poom Kumam. Hybrid nanofluid flow through a spinning Darcy–Forchheimer porous space with thermal radiation. *Scientific Reports* | (2021) 11:16708. <https://doi.org/10.1038/s41598-021-95989-2>
- [108] Rapport : ‘Installation d’eau chaude sanitaire. Confort, Préventions des risques et maitre des consommations’ Programme d’accompagnement des professionnels (regles de l’art grenelle environnement 2012) www.reglesdelart-grenelle-environnement-2012.fr
- [109] Cyril ROMESTANT. « Etudes théoriques et expérimentales de caloducs et de thermosiphons soumis à de fortes accélérations » Thèse Doctorat Soutenue le 24 novembre 2000 Ecole Nationale Supérieure de Mécanique et d’Aérotechnique et Faculté des Sciences Fondamentales et Appliquées)
- [110] Adrian Bejan , Allan D. Kraus “HEAT TRANSFER HANDBOOK” Edition 2003 by John Wiley & Sons, ISBN 0-471-39015-1 (cloth : alk. paper)
- [111] Adrian Bejan. Entropy generation minimization: The new thermodynamics of finite-size devices and finite-time processes. *Journal of Applied Physics*. *J. Appl. Phys.* 79, 1191 (1996); <http://dx.doi.org/10.1063/1.362674>
- [112] Golkonda, V. A and Srinivasa, K.R. (2019), CFD Analysis of a Double Pipe Heat Exchanger by using Fluid Based Nanomaterials, *International Journal of Trend in Scientific Research and Development (IJTSRD)*, Volume: 3 | Issue: 2 | Jan-Feb 2019. www.ijtsrd.com e-ISSN: 2456 – 6470
- [113] Arani, A.A.A S. Khandan, S.S. Ghadimi, B and Sheikhzadeh, G.A.(2014), Numerical investigation of nanofluids swirl flow in circular tube equipped with twisted tape, *International Conference on Nuclear and Renewable Energy Resources*, Antalya, TURKEY, 26-29 Oct. 2014.
- [114] João, P.R. and Jean, A. G.(2009), *Nanofluids pour les applications thermiques*, *Technique de l’ingénieur* : nm5115.
- [115] Frank M. W. (2009) *Fluid Mechanics*. (Mc Graw-Hill. New York). ISBN 978-0-07-352934-9

- [116] Greg, F. N. and José A. C. (2008), *Entropy-Based Design and Analysis of Fluids Engineering Systems*, (CRC Press. Taylor & Francis Group Boca Raton London New York). ISBN: 978-0-8493-7262-9
- [117] Adrian Bejan. (2013), *Convection heat transfer*, (John Wiley & Sons, Inc., New York)
- [118] [130] Paoletti, S. Rispoli, F and Sciubba, E (1989), Calculation of exergetic losses in compact heat exchanger passages, *ASME AES*, Vol. 10, No. 2, 1989, pp. 21–29.
- [119] Benedetti, P and Sciubba, E (1993), Numerical calculation of the local rate of entropy generation in the flowaround a heated finned tube, *ASME HTD*, Vol. 266, 1993, pp. 81–91.
- [120] Taoufik, B. Dhaou, M. H and Abdelmajid, J. (2014), Theoretical and experimental investigation of plate screen mesh heat pipe solar collector , *Energy Conversion and Management* 87 (2014) 428–438 . <http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2014.07.041>
- [121] Jaeseon, L and Mudawar, I. (2006), Assessment of the effectiveness of nanofluids for single-phase and two-phase heat transfer in micro-channels, *Int. J. Heat Mass Transf.* 50 (2007)452–463. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer. 2006.08.001.
- [122] Luchao, S and Guangming, F. (2018), Numerical Simulation of Flow and Heat Transfer Characteristics of CuO-Water Nanofluids in a Flat Tube. *Frontiers in Energy Research*, Article 57 Volume 6, June 2018, doi: 10.3389/fenrg.2018.00057
- [123] Saidu, B. A. Sidik, N. A. C and Siti, N. A. Y.(2020), Measurement of Fluid Flow and Heat Transfer Performance in Rectangular Microchannel using Pure Water and Fe₃O₄-H₂O Nanofluid. *Journal of Advanced Research in Applied Mechanics* 68, Issue 1 (2020)9-21. <https://doi.org/10.37934/aram. 68.1.921>
- [124] Mohammad, Y. Rozli, A.S.M. Kamaruzzaman, Z S and Abeer, A. S. (2020), Thermal and Hydraulic Performance of CuO/Water Nanofluids: A Review. *Micromachines* 2020, 11, 416.doi:10.3390/mi11040416
- [125] Shah, R. K., and London, A. L. (1998), *Laminar Flow Forced Convection in Ducts (Advances in Heat Transfer)*”, Published in 1998 by Academic Press, New York.
- [126] R. Lieberherr. *Le feu domestiqué : Usages et pratiques dans l’architecture mondiale*. 2006.
- [127] Khan Mesbah G, Fartaj Amir. A review on microchannel heat exchangers and potential applications. *International Journal of Energy Research* 2011; 35:553e82.
- [128] Goodling JS. Microchannel heat exchangersda review. In: *High heat flux engineering II, proceedings of the society of photo-optical instrumentation*. San Diego, CA, U.S.A.: Engineers SPIE 1993; 1997. p.66e82.
- [129] Neeraj Sharma, Gerardo Diaz. “Performance model of a novel evacuated-tube solar collector based on minichannels”. *Solar Energy* 85 (2011) 881–890 DOI: [10.1016/j.solener.2011.02.001](https://doi.org/10.1016/j.solener.2011.02.001)

[130] M. Khamis Mansour. Thermal analysis of novel minichannel-based solar flat-plate collector. *Energy* 60 (2013) 333e343. <http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2013.08.013>

[131] S.Kandlikar S.Garimella, D.Li S.Colin, M.R.King."Heat transfer and fluid flow in minichannels and microchannels". Elsevier First edition 2006.

[132] K. G. T. Hollands, T. E. Unny, G. D. Raithby, L. Konicek, Free convection heat transfer across inclined air layers, *Trans. ASME J. Heat Transfer* 98.

Annexes

Annexes

Expression de calcul de l'entropie générée dans CFD-Post

1) Repr sentation des paramètres des équations dans CFD-Post

Analytic	CFD Post	Analytic	CFD Post	Analytic	CFD Post
\dot{S}_{gen}'''	Sg	$\frac{\partial u}{\partial x}$	Dux	$\frac{\partial w}{\partial x}$	Dwx
$\dot{S}_{gen,h}'''$	Sgh	$\frac{\partial u}{\partial y}$	Duy	$\frac{\partial w}{\partial y}$	Dwy
$\dot{S}_{gen,f}'''$	Sgf	$\frac{\partial u}{\partial z}$	Duz	$\frac{\partial w}{\partial z}$	Dwz
$\frac{\partial T}{\partial x}$	DTx	$\frac{\partial v}{\partial x}$	Dvx		
$\frac{\partial T}{\partial y}$	DTy	$\frac{\partial v}{\partial y}$	Dvy		
$\frac{\partial T}{\partial z}$	DTz	$\frac{\partial v}{\partial z}$	Dvz		

2) Repr sentation des équations dans CFD-Post

Analytic	Expression in CFD Post
$\dot{S}_{gen}''' = \dot{S}_{gen,h}''' + \dot{S}_{gen,f}'''$	Sg = Sgh + Sgf
$\dot{S}_{gen,h}''' = \frac{k}{T^2} \left(\left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial T}{\partial z} \right)^2 \right)$	Sgh=(k/T^2)*(DTx^2+ DTy^2 + DTz^2)
$\dot{S}_{gen,f}''' = \frac{\mu_{nf}}{T} \left[2 \left(\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \right) + \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \right)^2 \right]$	Sgf = (Muf/T)(2*(Dux^2+Dvy^2+Dwz^2) + (Duy+Dvy)^2 + (Duz+Dwx)^2 + (Dwy+Dvz)^2)

3) L'expression du gradient de température, de vitesse et de l'intégrale dans CFD Post sont les suivantes :

Gradient de température le long des axes x, y et z

$$DTx = \text{maxVal}(\text{Temperature.Gradient X})@\text{radial 1} \quad \text{radial 1: Represent location}$$

$$DTy = \text{maxVal}(\text{Temperature.Gradient Y})@\text{radial 1}$$

$$DTz = \text{maxVal}(\text{Temperature.Gradient Z})@\text{radial 1}$$

Vitesse (u,v,w) Gradient le long des axes x, y et z

Gradient de vitesse u

$$Dux = \text{maxVal}(\text{Velocity u.Gradient X})@\text{radial 1}$$

$$Duy = \text{maxVal}(\text{Velocity u.Gradient Y})@\text{radial 1}$$

$$Duz = \text{maxVal}(\text{Velocity u.Gradient Z})@\text{radial 1}$$

Gradient de vitesse v

$$Dvx = \text{maxVal}(\text{Velocity v.Gradient X})@\text{radial 1}$$

$$Dvy = \text{maxVal}(\text{Velocity v.Gradient Y})@\text{radial 1}$$

$$Dvz = \text{maxVal}(\text{Velocity v.Gradient Z})@\text{radial 1}$$

Gradient de vitesse w

$$Dwx = \text{maxVal}(\text{Velocity w.Gradient X})@\text{radial 1}$$

$$Dwy = \text{maxVal}(\text{Velocity w.Gradient Y})@\text{radial 1}$$

$$Dwz = \text{maxVal}(\text{Velocity w.Gradient Z})@\text{radial 1}$$

Muf est la viscosité dynamique du fluide

4) Expression pour le calcul de la température moyenne

- Expression analytique :

$$T_m = \frac{\int_0^R uT(2\pi r) dr}{\int_0^R u(2\pi r) dr} = \frac{\int_0^R uT dr}{\int_0^R u dr}$$

- Expression CFD-Poat

$$T = T_m = \text{lengthInt}((\text{Velocity w}) * \text{Temperature})@\text{radial 1} / \text{lengthInt}(\text{Velocity w})@\text{radial 1}$$