

Université Mohamed Khider – Biskra
Faculté des Sciences et de la technologie
Département : Génie Mécanique
Réf. :



جامعة محمد خيضر بسكرة
كلية العلوم و التكنولوجيا
قسم: الهندسة الميكانيكية
المرجع:

Thèse présentée en vue de l'obtention
Du diplôme de
Doctorat en sciences : Génie Mécanique

Option : Génie Mécanique

**Etude théorique et expérimentale de l'écoulement de
l'air entre deux plans parallèles avec une surface
chauffée**

Présentée par :
AOUES Kamel

Soutenue publiquement le 14 / 06 / 2012

Devant le jury composé de :

Dr. ATMANI Rachid	Professeur	Président	Université de Biskra
Dr. MOUMMI Nouredine	Professeur	Rapporteur	Université de Biskra
Dr. BENCHABANE Adel	Maitre de Conférences 'A'	Examineur	Université de Biskra
Dr. BENMOUSSA Hocine	Professeur	Examineur	Université de Batna
Dr. TALBI Kamel	Professeur	Examineur	Université de Constantine
Dr. ZEROUAL Mostefa	Maitre de Conférences 'A'	Examineur	Université de Batna

Dédicaces

A mon père

A ma mère

A mes frères Hichem, Mohamed et Sid Ali

A ma sœur bien aimé Chahinaz

*A ma femme, mon fils : Mohamed Chihab Eddine
pour leur patience, leur encouragement et
leur soutien affectif sans lequel ce travail
n'aurait pu être mené à bien*

A tous ceux qui me sont chers

Remerciements

Ce travail a été réalisé au laboratoire de Génie Mécanique, de la Faculté des Sciences et de la technologie de l'université de Biskra sous la direction de Monsieur Le Professeur MOUMMI Noureddine, que je tiens à lui adresser ma profonde reconnaissance.

Je tiens à remercier vivement Monsieur GUERIRA Belhi, responsable du hall technologique du département de Génie Mécanique de la Faculté des Sciences et de la technologie de l'université de Biskra, pour son aide à achever la partie expérimentale.

C'est avec le plus grand plaisir que je veux exprimer ma profonde gratitude à Monsieur BENCHABANE Adel, Maître de conférences au département de Génie Mécanique à la Faculté des Sciences et de la technologie de l'université de Biskra., pour le dévouement et le dynamisme avec lequel il a apporté son savoir faire, ses encouragements qui ne manquaient pas, ses conseils et les discussions scientifiques fructueuses ont constitué un apport considérable dans la réalisation et l'aboutissement de ce travail. Je tiens à lui exprimer ici toute ma reconnaissance, et d'avoir accepté de juger ce travail et faire partie du jury.

Monsieur le Professeur ATMANI Rachid, département de Génie Mécanique de la Faculté des Sciences et de la technologie de l'université de Biskra, a accepté de présider le Jury. Qu'il soit assuré de ma profonde reconnaissance.

Je tiens à exprimer mes vifs remerciements à Messieurs le Professeur BEN MOUSSA Hocine et Monsieur ZEROUAL Mostafa, Maître de conférences, de l'université de Batna, de l'intérêt qu'ils ont porté à mon travail et de l'honneur qu'ils m'ont fait d'accepter de participer au jury.

J'adresse mes sincères remerciements à Monsieur, TALBI Kamel, Professeur à l'université de Constantine, d'avoir accepté de juger ce travail et faire partie du jury.

Je n'oublierai pas d'associer dans mes remerciements mes collègues, les chercheurs, Monsieur ZELLOUF Miloud et Monsieur LABED Adnane et les ingénieurs et techniciens du hall technologique, sans oublier Monsieur TRIRE Boubaker.

Résumé :

Le présent travail est relatif à l'optimisation des performances des insolateurs plans. Le support technologique est capteur solaire plans air à simple passe.

Ce travail comporte deux parties : une analyse théorique (modélisation, simulation) des différents phénomènes de transfert de chaleur intervenants dans le fonctionnement de ces systèmes. Afin d'aboutir à cette optimisation, nous avons adopté la solution géométriques par l'introduction de rugosités artificielles dans la veine d'écoulement du fluide caloporteur. Nous avons proposé trois formes de rugosités artificielles.

Dans la deuxième partie, nous avons mené une étude expérimentale sur un banc d'essai, réalisé au laboratoire de génie mécanique, à l'université de Biskra. Ce dispositif a été testé dans les conditions environnementales du site. Nous présentons également une comparaison entre les résultats issus de l'analyse théorique, et les mesures expérimentales réalisées.

Mots clés : Transfert de chaleur, énergie solaire, rugosités artificielles, écoulement d'air.

NOMENCLATURE

A	surface de captation de l'insolateur plan à air	m ²
C _{pf}	chaleur massique de l'air	J/kgK
D _H	diamètre hydraulique	m
e	épaisseur de la veine d'air mobile	m
F'	coefficient d'efficacité local de transfert air-absorbeur	
F _R	coefficient global de transfert air-absorbeur	
h _{rc}	coefficient de transfert radiatif entre la vitre du capteur et la voûte céleste	W/m ² K
h _{r,abs-pl}	coefficient de transfert radiatif entre l'absorbeur et la plaque arrière	W/m ² K
h _{r,abs-v}	coefficient de transfert radiatif entre l'absorbeur et la vitre	W/m ² K
h _{v,pl-f}	coefficient de transfert convectif entre la plaque arrière et l'air	W/m ² K
h _{vv}	coefficient de transfert convectif dû au vent	W/m ² K
h _{vnat}	coefficient de perte par conduction-convection naturelle entre absorbeur et vitre	W/m ² K
h _{v,abs-f}	coefficient de transfert convectif entre l'absorbeur et l'air	W/m ² K
l _c	largeur du capteur plan à air	m
L _c	longueur du capteur plan à air	m
\dot{m}	débit d'air massique	kg/s
N	nombre de vitrage	
P _u	puissance utile récupérée par l'insolateur	W
Q _u	quantité de chaleur utile récupérée par l'insolateur	W/m ²
Q _p	quantité de chaleur perdue par l'insolateur	W/m ²
Q _{p1}	quantité de chaleur perdue à l'avant de l'insolateur	W/m ²
Q _{p2}	quantité de chaleur perdue à l'arrière de l'insolateur	W/m ²
S _p	Section de passage de l'air	m ²
t	temps	s
T _a	température ambiante	°C
T _{pl}	température de la plaque d'aluminium placée dans la veine d'air mobile du capteur	°C
T _c	température équivalente de la voûte céleste	°C
T _{fe}	température sèche de l'air à l'entrée du capteur	°C
T _f	température moyenne de l'air dans la veine d'air mobile du capteur	°C
T _{fs}	température sèche de l'air asséchant à la sortie du capteur	°C
T _{abs}	température moyenne de l'absorbeur	°C
T _v	température de la vitre	°C
U _b	coefficient de perte thermique à l'arrière de l'absorbeur	W/m ² K
U _L	coefficient global de perte thermique entre l'absorbeur et l'air ambiant	W/m ² K
U _t	coefficient de perte thermique à l'avant de l'absorbeur	W/m ² K
U _{t1}	coefficient de perte thermique à l'avant de la vitre	W/m ² K
v _f	vitesse de l'air dans la veine d'air mobile du capteur plan	m/s

V_v	vitesse du vent	m/s
a_{ch}, b_{ch}	caractéristiques géométriques des ailettes	
C_{ch} et		m
X_{ch}		

Nombres adimensionnels

Nu	nombre de Nusselt
Pr	nombre de Prandtl
Re	nombre de Reynolds

Lettres grecques

$\alpha_n = 0,95$	coefficient d'absorptivité de l'absorbeur	
$\alpha_v = 0,06$	coefficient d'absorptivité de la vitre	
β	angle d'inclinaison du capteur	
$\varepsilon_{pl} = 0,25$	emissivité de la plaque arrière lisse placée sur l'isolant dans le capteur	
$\varepsilon_{abs-pl} = 0,25$	emissivité de l'absorbeur vers la surface lisse en arrière	
$\varepsilon_{absmat} = 0,95$	emissivité de l'absorbeur peint en noir mat	
$\varepsilon_b = 0,93$	emissivité du bois	
$\varepsilon_v = 0,9$	emissivité du vitrage	
ϕ_g	flux global reçu par le capteur plan à air	W/m ²
λ_f	conductibilité de l'air à l'instant t	W/mK
μ_f	viscosité cinématique de l'air à l'instant t	kg/ms
ν_f	viscosité dynamique de l'air à l'instant t	m ² /s
$\rho_b = 400$	masse volumique du bois	kg/m ³
ρ_f	masse volumique de l'air à l'instant t	kg/m ³
η	rendement thermique du capteur plan à air	%
$\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8}$	constante de Stephan-Boltzmann	W/m ² K ⁴
$\tau_v = 0,84$	coefficient de transmittivité du vitrage	

Sommaire

Remerciements.....	
Résumé.....	
Sommaire.....	I
Nomenclature.....	VI
Listes des figures.....	VIII
Listes des tables.....	XIII
Introduction générale.....	1

Partie 1 – Etat de l’art et recherche bibliographique

CHAPITRE 1 – Recherche bibliographique sur les rugosités artificielles

1.1. Introduction	5
1.2. Objectifs et plan de la thèse	6
1.3. Avenir énergétique	7
1.4. Généralités sur les capteurs solaires	9
1.4.1. Principes généraux	9
1.4.2. Différentes classes des capteurs solaires	10
a. Les capteurs solaires à haute température	10
Différentes conceptions	10
Avantages et inconvénients	11
b. Les capteurs solaires à basse température (sans concentration)	12
b.1. Caractéristiques techniques des capteurs solaires plans	12
b.2. Différentes conceptions des capteurs solaires plans à air	17
b.3. Avantages et inconvénients	19
1.5. Concept de la rugosité artificielle	20
1.6. Effet des paramètres de configuration de l'écoulement sur les frontières	21
1.6.1. Effets d'une rugosité	21
1.6.2. Effet de la hauteur de la rugosité et celle du canal d'écoulement	22
1.6.3. Effet de la largeur et la position de l'ouverture dans la rugosité inclinée	23
1.6.4. Effet de la rugosité en V	24
1.6.5. Effet de la disposition de la rugosité en V	24
1.6.6. Effet de la section de la rugosité	25
1.7. Considérations Thermo-hydraulique	25
1.7.1. Les paramètres des performances thermo-hydrauliques	25

1.7.2.	Considérations de l'énergie	25
1.7.3.	Rendement effectif	26
1.8.	Les géométries de rugosités utilisées dans les capteurs solaires à air	26
1.8.1.	Rugosités transversales continues	28
a.	Rugosités de section circulaire	28
b.	Rugosité de section rectangulaire	29
1.8.2.	Rugosité Transversale brisées à section circulaire	30
1.8.3.	Rugosités inclinées continues	30
a.	Rugosités de section circulaire	30
b.	Rugosités transversales à section rectangulaire	31
c.	Rugosités brisées inclinées	31
1.8.4.	Rugosité en forme de maillage	32
1.8.5.	Rugosité en forme de V	33
a.	Rugosité en forme de V continues	33
b.	Rugosité en forme de V discrétisées, en quinconce	34
1.8.6.	Rugosités chanfreinées	36
1.8.7.	Rugosités en forme de coin	37
1.8.8.	Rugosités en arc de cercle	38
1.8.9.	Rugosité de surface alvéolée	38
1.8.10.	Rugosité en grille Métallique	39
1.8.11.	Rugosités discrétisées en forme W	40
1.8.12.	Combinaison des éléments de rugosités différentes	41
a.	Rugosités en rainures et transversales	41
b.	Rugosité en rainure et chanfreinée	41
c.	Combinaison de rugosités inclinée et transversale	42
1.9.	Comparaison des performances thermo-hydrauliques des capteurs solaires rugueux	43
1.10.	Synthèse des travaux effectués	47
1.11.	Conclusions	49

Partie 2 : Etude théorique

Chapitre 2 – Equations caractéristiques et optimisation d'un capteur solaire plan à air

2.1. Introduction	50
2.2. Les paramètres structurels	50
2.3. Bilan thermique global du capteur solaire	51
2.4. Equation simplifiée du fonctionnement	51
2.4.1. Les pertes optiques	52
2.4.2. Les pertes thermiques	52
2.5. Rendement du capteur	53
2.6. Optimisation du rendement du capteur solaire	54
2.6.1. Optimisation du rendement optique	54
2.6.2. Diminution des coefficients pertes	54
a. Diminution des coefficients de pertes à l'arrière de l'absorbeur	55
b. Diminution des coefficients de pertes à l'avant de l'absorbeur	56
2.7. Amélioration de l'échange convectif entre le fluide caloporteur et l'absorbeur	58
2.7.1. Réduction partielle de la section de passage du fluide caloporteur	59
2.7.2. Rallongement de la trajectoire du fluide caloporteur	61
2.7.3. Combinaison des deux propositions	63
2.7.4. Optimisation géométrique de l'entrée et de la sortie du capteur	64
a) Optimisation géométrique de l'entrée du capteur	64
b) Optimisation géométrique de la sortie du capteur	65

CHAPITRE 3 – Modélisation et étude du capteur solaire proposée

3.1. Introduction	66
3.2. Description du capteur solaire plan étudié	66
3.3. Modélisation du capteur solaire plan	68
3.4. Modélisation des coefficients d'échanges thermiques	71
3.4.1. Transfert conductif	71
3.4.2. Transfert radiatif	72
3.4.2.1. Entre la vitre et la voûte céleste	72
3.4.2.2. Entre la vitre et l'absorbeur	72

3.4.2.3. Entre l'absorbeur et la plaque placée sur l'isolant	73
3.4.3. Transfert convectif	73
3.4.3.1. Transfert convectif dû au vent	73
3.4.3.2. Transfert convectif dans le capteur	73
a. Entre l'absorbeur et la vitre	73
b. Dans la veine d'air mobile	74
3.5. Calcul des pertes thermiques « Qp »	77
3.5.1. Pertes à l'avant « Uav »	77
3.5.2. Pertes à l'arrière « Uar »	78
3.6. Algorithme de calcul	79
3.7. Conclusion	85

Partie 3 – Résultats expérimentaux et théoriques

CHAPITRE 4 – Description du capteur étudié

4.1. Description du capteur solaire	86
4.2. Données du lieu	86
4.3. Description du capteur solaire	86
4.3.1. Caractéristiques des différents éléments constituant le capteur	86
4.4. Description du banc d'essai	88
4.4.1. Instrumentations	88
4.5. Visualisation du banc d'essai	91

CHAPITRE 5 - Résultats expérimentaux et validation du modèle théorique

5.1. <i>Introduction</i>	92
5.2. Comparaison et validation des résultats théoriques	92
5.3. Exposition et discussion des résultats obtenus	97
5.3.1. <i>Configuration sans rugosités</i>	97
a. Description du canal d'écoulement	97
b. Données météorologiques	97
c. Evolution des températures Ta, T _{fe} et T _{fs}	99
d. Evolution du rendement en fonction du paramètre réduit $X = (T_{fe} - T_a) / I_G$	99

5.3.2. Rugosités rectangulaires avec une partie inclinée d'un angle $\alpha=60^\circ$	102
a. Description et disposition des rugosités	102
b. Données météorologiques	102
c. Evolution des températures T_a , T_{fe} et T_{fs}	104
d. Evolution de la température de l'absorbeur et de l'air le long du capteur	107
e. Evolution du coefficient d'échange convectif pour les configurations A-R60 et B-R60	110
f. Calcul du nombre de Nusselt	113
g. Evolution du rendement en fonction du paramètre réduit $(T_{fe}-T_a)/I_G$	117
h. Mesures des pertes de charge	120
5.3.3. Rugosités rectangulaires avec une partie inclinée d'un angle $\alpha = 120^\circ$	122
a. Description et disposition des rugosités	122
b. Données météorologiques	122
c. Evolution des températures T_a , T_{fe} et T_{fs}	124
d. Evolution de la température de l'absorbeur et de l'air le long du capteur	127
e. Evolution du coefficient d'échange convectif pour les configurations A-R120 et B-R120	130
f. Calcul du nombre de Nusselt	132
g. Evolution du rendement en fonction du paramètre réduit $(T_{fe}-T_a)/I_G$	136
h. Mesures des pertes de charge	139
5.3.4. Rugosités cylindriques	141
a. Description et disposition des rugosités	141
b. Evolution des températures de l'absorbeur et de l'air	141
c. Evolution du rendement en fonction du paramètre réduit $(T_{fe}-T_a)/I_G$	142
5.4. Performances obtenues, comparaison entre les configurations étudiées	144
5.5. Conclusion	147
Conclusion	150
Références	152
Sommaires des annexes	157

Listes des figures

Fig.1.1.	Vue en coupes d'un capteur solaire plan	13
Fig.1.2.	les éléments d'un capteur solaire plan	13
Fig.1.3.	Coefficient d'émission des surfaces absorbantes utilisées	14
Fig. 1.4.	Schéma d'un capteur à absorbeur perméable	17
Fig. 1.5.	Capteurs à absorbeur perméable	18
Fig. 1.6.	Principales géométries d'absorbeur	18
Fig. 1.7.	Effet de la hauteur de la rugosité sur la couche limite laminaire	21
Fig. 1.8.	Effet de la hauteur de la rugosité sur les frontières de l'écoulement ($e_5 > e_4 > e_3 > e_2 > e_1$, $p = \text{constante}$)	22
Fig. 1.9.	L'écoulement autour de la rugosité en fonction de sa hauteur relative	22
Fig. 1.10.	Effet de l'inclinaison transversale	23
Fig. 1.11.	Effet de la largeur et la position de l'ouverture dans la rugosité inclinée brisée	23
Fig. 1.12.	Effet de la rugosité en V	24
Fig. 1.13.	Rugosités en forme V en quinconce	24
Fig. 1.14.	Vue de haut des configurations de rugosités utilisées par Wright et al. [23]	26
Fig. 1.15.	Vue du haut des configurations utilisés par Han et al. [24]	27
Fig. 1.16.	Vue du haut des configurations utilisés par Han et Zhang [25]	27
Fig. 1.17.	Rugosités transversales continues [15]	29
Fig. 1.18.	Rugosité Transversale brisées [31]	30
Fig. 1.19.	Rugosités inclinées continues [32]	31
Fig. 1.20.	Rugosité inclinée brisée et continue [18]	32
Fig. 1.21.	Rugosité en forme de maillage [33]	33
Fig. 1.22.	Rugosités en forme de V [34]	33
Fig. 1.23.	Rugosités en forme de V discontinue en quinconce [19]	34

Fig. 1.24.	Géométries de rugosités utilisées par Karwa [30]	35
Fig. 1.25.	Rugosités en forme de V de configurations différentes [35]	36
Fig. 1.26.	Rugosités chanfreinées [36]	37
Fig. 1.27.	Rugosité en forme de coin [37]	37
Fig. 1.28.	Rugosités en arc de cercle [38]	38
Fig. 1.29.	Rugosité de surface alvéolée [39]	39
Fig. 1.30.	Rugosité en grille métallique [40]	40
Fig. 1.31.	Rugosités discontinues en forme W [41]	40
Fig. 1.32.	Combinaison de la rugosité en rainure et transversale [42]	41
Fig. 1.33.	Combinaison de la rugosité en rainures et chanfreinées [43]	42
Fig. 1.34.	Combinaison de la rugosité inclinée et transversale [44]	42
Fig. 1.35.	Comparaison du facteur de l'amélioration des différentes géométries	46
Fig. 2.1.	Passage du fluide caloporteur	59
Fig. 2.2.	Réduction partielle de la section de passage	60
Fig. 2.3.	Rugosités partiellement transversales	62
Fig. 2.4.	Rugosités	63
Fig. 2.5.	Exemples de forme d'entrée du capteur favorisant un écoulement parallèle à l'absorbeur	64
Fig. 2.6.	Exemples de formes d'entrée d'air dans le capteur favorisant un écoulement perpendiculaire à l'absorbeur	65
Fig. 2.7.	Exemples de forme de sortie de capteur	65
Fig. 3.1.	Schéma su capteur solaire à air proposé	67
Fig. 3.2.	Rugosité de forme cylindrique	74
Fig. 3.3.	Rugosité de forme rectangulaire avec une partie supérieure inclinée	75
Fig. 3.4.	Représentation de la section de passage	76
Fig. 3.6.	Organigramme de calcul	84
Fig. 4.1.	Schéma du capteur solaire plan étudié	87
Fig. 4.2.	Schémas descriptif des rugosités	87

Fig. 4.3.	Un solarimètre et un intégrateur de type Kipp et zonen	89
Fig. 4.5.	Un anémomètre à fil chaud	89
Fig. 4.6.	Enregistreur de températures 12 voies	89
Fig. 4.7.	Manomètre différentiel digital	90
Fig. 4.8.	Thermomètre	90
Fig. 4.9.	Banc d'essai expérimental	91
Fig. 5.1.	Evolution du rayonnement solaire incident et de la température ambiante durant la journée du 08/06/2008.	93
Fig. 5.2.	Comparaison des résultats théorique et expérimentale des températures de l'absorbeur et de l'air à la sortie du capteur solaire en fonction du temps.	94
Fig. 5.3.	Variation théorique et expérimentale des températures de l'absorbeur et de l'air à la sortie du capteur solaire en fonction du temps.	96
Fig. 5.4.	Schéma du canal d'écoulement d'un capteur solaire plan.	98
Fig. 5.5.	Evolution du rayonnement solaire et de la température ambiante durant la journée du 18/03/2008.	99
Fig. 5.6.	Evolution expérimentale des températures T_a , T_{fe} et T_{fs} durant la journées du teste.	100
Fig. 5.7.	Evolution du rendement en fonction du paramètre réduit pour un capteur sans rugosité.	101
Fig. 5.8.	Schéma du canal d'écoulement garni de rugosités avec $\alpha = 60^\circ$.	102
Fig. 5.9.	Evolution du rayonnement solaire et de la température ambiante durant les journées du 16/04/2008 et 02/06/2008.	103
Fig. 5.10.	Evolution du rayonnement solaire et de la température ambiante durant les journées du 19/04/2008 et 03/06/2008.	103
Fig. 5.11.	Evolution du rayonnement solaire et de la température ambiante durant les journées du 22/04/2008 et 04/06/2008.	104
Fig. 5.12.	Evolution expérimentale des températures T_a , T_{fe} et T_{fs} durant les journées du 16/04/2008 et 02/06/2008.	105
Fig. 5.13.	Evolution expérimentale des températures T_a , T_{fe} et T_{fs} durant les journées du 19/04/2008 et 03/06/2008.	106
Fig. 5.14.	Evolution expérimentale des températures T_a , T_{fe} et T_{fs} durant les journées du 22/04/2008 et 04/06/2008.	106
Fig. 5.15.	Evolution des températures de l'absorbeur et de l'air le long du capteur pour un débit de 0.0186 kg/s.	108
Fig. 5.16.	Evolution des températures de l'absorbeur et de l'air le long du capteur pour un débit de 0.0297 kg/s.	108
Fig. 5.17.	Evolution des températures de l'absorbeur et de l'air le long du capteur pour un débit de 0.043 kg/s.	109
Fig. 5.18.	Evolution des températures de l'absorbeur le long du capteur pour les configurations A-R60 et B-R60 et pour différents débits.	109
Fig. 5.19.	Evolution des températures de l'air le long du capteur pour les configurations A-R60 et B-R60 et pour différents débits.	110
Fig. 5.20.	Evolution du coefficient d'échange convectif le long du capteur pour les configurations A-R60 et B-R60 et pour un débit égale à 0.0186 kg/s.	111

Fig. 5.21.	Evolution du coefficient d'échange convectif le long du capteur pour les configurations A-R60 et B-R60 et pour un débit égale à 0.0297 kg/s.	111
Fig. 5.22.	Evolution du coefficient d'échange convectif le long du capteur pour les configurations A-R60 et B-R60 et pour un débit égale à 0.043 kg/s.	112
Fig. 5.23.	Evolution du coefficient d'échange convectif en fonction du débit pour les configurations A-R60 et B-R60.	112
Fig. 5.24.	Variation du nombre du Nusselt le long du capteur pour les configurations A-R60 et B-R60 et un débit égale à 0.0186 kg/s.	114
Fig. 5.25.	Variation du nombre du Nusselt le long du capteur pour les configurations A-R60 et B-R60 et un débit égale à 0.0297 kg/s.	114
Fig. 5.26.	Variation du nombre du Nusselt le long du capteur pour les configurations A-R60 et B-R60 et un débit égale à 0.043 kg/s.	115
Fig. 5.27.	Variation du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds pour la configuration A-R60.	115
Fig. 5.28.	Variation du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds pour la configuration B-R60.	116
Fig. 5.29.	Evolution du rendement en fonction du paramètre réduit pour un débit de 0.0186 kg/s pour les configurations A-R60 et B-R60.	118
Fig. 5.30.	Evolution du rendement en fonction du paramètre réduit pour un débit de 0.0297 kg/s pour les configurations A-R60 et B-R60.	118
Fig. 5.31.	Evolution du rendement en fonction du paramètre réduit pour un débit de 0.043 kg/s pour les configurations A-R60 et B-R60.	119
Fig. 5.32.	Variation des pertes de charges en fonction du débit pour les configurations A-R60 et B-R60.	121
Fig. 5.33.	La puissance électrique de pompage en fonction du débit pour les configurations A-R60 et B-R60.	121
Fig. 5.34.	Schéma du canal d'écoulement garni de rugosités avec $\alpha = 120^\circ$.	122
Fig. 5.35.	Evolution du rayonnement solaire et de la température ambiante durant les journées du 28/04/2008 et 18/05/2008.	123
Fig. 5.36.	Evolution du rayonnement solaire et de la température ambiante durant les journées du 27/04/2008 et 17/05/2008.	123
Fig. 5.37.	Evolution du rayonnement solaire et de la température ambiante durant les journées du 26/04/2008 et 13/05/2008.	124
Fig. 5.38.	Evolution expérimentale des températures T_a , T_{fe} et T_{fs} durant les journées du 28/04/2008 et 18/05/2008.	125
Fig. 5.39.	Evolution expérimentale des températures T_a , T_{fe} et T_{fs} durant les journées du 27/04/2008 et 17/05/2008.	126
Fig. 5.40.	Evolution expérimentale des températures T_a , T_{fe} et T_{fs} durant les journées du 26/04/2008 et 13/05/2008.	126
Fig. 5.41.	Evolution des températures de l'absorbeur et de l'air le long du capteur pour un débit de 0.0186 kg/s.	128
Fig. 5.42.	Evolution des températures de l'absorbeur et de l'air le long du capteur pour un débit de 0.0297 kg/s.	128
Fig. 5.43.	Evolution des températures de l'absorbeur et de l'air le long du capteur pour un débit de 0.0297 kg/s.	129
Fig. 5.44.	Evolution des températures de l'absorbeur le long du capteur pour les configurations A-R120 et B-R120 et pour différents débits.	129
Fig. 5.45.	Evolution des températures de l'air le long du capteur pour les configurations A-R120 et B-R120 et pour différents débits.	130

Fig. 5.46.	Evolution du coefficient d'échange convectif le long du capteur pour les configurations A-R120 et B-R120 et pour un débit égale à 0.0186 kg/s.	130
Fig. 5.47.	Evolution du coefficient d'échange convectif le long du capteur pour les configurations A-R120 et B-R120 et pour un débit égale à 0.0297 kg/s.	131
Fig. 5.48.	Evolution du coefficient d'échange convectif le long du capteur pour les configurations A-R120 et B-R120 et pour un débit égale à 0.043 kg/s.	131
Fig. 5.49.	Evolution du coefficient d'échange convectif en fonction du débit pour les configurations A-R120 et B-R120.	132
Fig. 5.50.	Variation du nombre du Nusselt le long du capteur pour les configurations A-R120 et B-R120 et un débit égale à 0.0186 kg/s.	132
Fig. 5.51.	Variation du nombre du Nusselt le long du capteur pour les configurations A-R60 et B-R60 et un débit égale à 0.0297 kg/s.	133
Fig. 5.52.	Variation du nombre du Nusselt le long du capteur pour les configurations A-R120 et B-R120 et un débit égale à 0.043 kg/s.	133
Fig. 5.53.	Variation du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds pour la configuration A-R120.	134
Fig. 5.54.	Variation du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds pour la configuration B-R120.	135
Fig. 5.55.	Evolution du rendement thermique en fonction des paramètres réduits pour un débit de 0.0186 kg/s pour les configurations A-R120 et B-R120.	137
Fig. 5.56.	Evolution du rendement thermique en fonction des paramètres réduits pour un débit de 0.0297 kg/s pour les configurations A-R120 et B-R120.	137
Fig. 5.57.	Evolution du rendement thermique en fonction des paramètres réduits pour un débit de 0.043 kg/s pour les configurations A-R120 et B-R120.	138
Fig. 5.58.	Variation des pertes de charges en fonction du débit pour les configurations A-R120 et B-R120.	140
Fig. 5.59.	La puissance électrique de pompage en fonction du débit pour les configurations A-R120 et B-R120.	140
Fig. 5.60.	Schéma du canal d'écoulement garni de rugosités cylindriques	141
Fig. 5.61.	Evolution théorique des températures T_{abs} , T_f pour un débit égal à 0.0186 kg/s.	142
Fig. 5.62.	Evolution théorique des températures T_{abs} , T_f pour un débit égal à 0.0297 kg/s.	142
Fig. 5.63.	Evolution du rendement en fonction du paramètre réduit pour un débit de 0.0186 kg/s.	143
Fig. 5.64.	Evolution du rendement en fonction du paramètre réduit pour un débit de 0.0297 kg/s.	143
Fig. 5.65.	Comparaison du coefficient d'échange convectif en fonction de la longueur pour les configurations A-R120, B-R60 et rugosités cylindriques avec celle sans rugosités.	144
Fig. 5.66.	Comparaison du nombre du Nusselt en fonction de la longueur pour les configurations A-R120, B-R60 et rugosités cylindriques avec celle sans rugosités.	145
Fig. 5.67.	Comparaison du nombre du Nusselt en fonction du nombre de Reynolds pour les configurations A-R120, B-R60 et rugosités cylindriques avec celle sans rugosités.	145
Fig. 5.68.	Comparaison rendement en fonction des paramètres réduits pour les configurations A-R120, B-R60 et rugosités cylindriques avec celle sans rugosités.	146

Listes des tables

Tableau 1.1.	Géométries des rugosités et les paramètres caractéristiques.	20
Tableau 1.2.	Corrélations développées pour le transfert de chaleur et le coefficient de frottement pour des géométries de rugosité différentes utilisées dans les capteurs solaires à air.	44
Tableau 1.3.	Les Géométries des rugosités.	47
Tableau 5.1.	Evolution des températures T_a , T_{fe} et T_{fs} pour les configurations A-R60 et B-R60	107
Tableau 5.2	Corrélations empiriques obtenues par la présente étude pour les configurations A-R60 et B-R60.	116
Tableau 5.3.	Evolution du rendement en fonction des paramètres réduits pour les configurations A-R60 et B-R60.	117
Tableau 5.4.	Pertes de charges et puissances électriques équivalentes.	120
Tableau 5.5.	Evolution des températures T_a , T_{fe} et T_{fs} pour les configurations A-R120 et B-R120.	127
Tableau 5.6.	Corrélations empiriques obtenues par la présente étude pour les configurations A-R120 et B-R120.	135
Tableau 5.7.	Evolution du rendement en fonction du paramètre réduit pour les configurations A-R120 et B-R120.	136
Tableau 5.8.	Pertes de charges et puissances électriques équivalentes pour les configurations A-R120 et B-R120.	139
Tableau 5.9.	Comparaison des rendements des configurations étudiées.	146

Introduction générale

Introduction générale

Il est évident que les combustibles fossiles (charbon, pétroles, gaz naturel, etc...), constituent des réserves énergétiques qui continuent à se multiplier, mais il est évident aussi qu'une consommation croissante de ces réserves peut provoquer en un temps plus ou moins long leur disparition progressive. L'intention se porte de plus en plus aujourd'hui sur la production d'énergies d'origines renouvelables surtout dans les régions arides et désertiques à fort ensoleillement. L'Algérie appartient aux régions situées dans la ceinture solaire : Afrique du nord, sud ouest des états unis d'Amérique, Australie. Ces régions disposent des gisements solaires les plus élevés au monde. Pour l'Algérie, la durée d'insolation sur la quasi-totalité du territoire national dépasse les 2000 heures annuellement et peut atteindre les 3900 heures (hauts plateaux et Sahara). L'ensoleillement moyen annuel excède 2000 kWh/m²/an. Le rayonnement solaire global reçu en Algérie dans plusieurs sites de climats différents est l'un des plus élevé du monde, en plus ces régions bénéficient des qualités exceptionnelles pour valoriser l'énergie solaire sous les formes les plus variées. L'implantation d'un système solaire en un site ne doit se faire qu'après avoir estimé la productivité de ce système en fonction du gisement solaire local disponible réellement, par des beaux jours (ciel clair) ou par des jours médiocres (ciel couvert). L'Algérie, de part sa situation géographique, bénéficie des conditions favorables à l'utilisation des énergies renouvelables, en particulier l'énergie solaire, l'une des possibilités de l'exploitation de l'énergie solaire est sa transformation directe en une énergie thermique. Le développement récent des technologies de conversion en chaleur trouve sa justification dans les préoccupations environnementales, particulièrement le changement climatique dû en grande partie aux émissions de gaz carbonique et dans le besoin de beaucoup de pays de réduire leur dépendance énergétique.

En Algérie, dans divers régions sans altitudes ou avec altitudes et pour divers climats méditerranéens ou sahariens et pour divers utilisations, on ne sait pas encore quelle sera la température maximale exploitable de la chaleur qui pourra être fournie par les insolateurs dits à " moyennes températures " qu'il faut mettre au point. On sait seulement d'après les calculs effectués et les résultats qui seront exposés ultérieurement que cette température pourra dépasser, assez largement 100°C et que l'éventail des utilisations dépendra sans

doute de cette température maximale. D'un autre côté, Il est donc pertinent d'envisager toutes les possibilités considérables pour l'exploitation de cette source solaire pour des utilisations industrielles. Entre autres les insolateurs à air ou à eau conçus à part ou intégrés dans les habitations pour le chauffage des locaux ou le chauffage de l'eau sanitaire ou encore pour le séchage des produits agro alimentaires ou même le séchage des matériaux de construction. Ces applications dépendent de la température à la sortie, qui pourra être fournie par ces insolateurs. Cette dernière dépend essentiellement de leurs performances. En effet une compréhension meilleure des mécanismes fondamentaux régissant le bon fonctionnement de tels systèmes permet de maîtriser tous les paramètres extrinsèques ou intrinsèques entrant dans le processus de transfert et par la suite connaître sur quelle base on peut agir pour optimiser leur rendement. Divers systèmes de conversion solaire sous forme d'énergie calorifique sont en services, utilisés dans plusieurs applications, tels que le chauffage des locaux et chauffage de l'eau sanitaire, la distillation solaire, particulièrement dans les zones arides ou l'approvisionnement en eau potable et en eau douce des populations connaît un sérieux problème. La production de l'énergie thermique à partir de l'énergie solaire par les capteurs plans connaît de nos jours de nombreuses applications vue leurs innombrables intérêts économiques et environnementaux.

L'amélioration des performances thermiques de ces capteurs solaires repose sur plusieurs techniques, parmi elles celle qui consiste à accroître la surface d'échange totale par introduction de surfaces secondaires sous forme d'obstacles métalliques dites chicanes, fixées solidairement sur le plan d'écoulement inférieur ou bien sous l'absorbeur. Ces capteurs solaires ont pour but la transformation de l'énergie radiante du soleil en énergie thermique extraite par l'air en écoulement dans la veine dynamique. Cette énergie est ensuite utilisée dans diverses applications, à savoir ; le chauffage des habitations, le chauffage de l'eau sanitaire, le séchage des produits alimentaires etc. En raison des basses caractéristiques thermo physiques de l'air utilisé comme fluide caloporteur, on introduit des chicanes dans la veine d'air utile dans le but d'améliorer les performances thermiques des capteurs solaires.

L'objectif principal de notre étude est de contribuer à l'optimisation des performances de ces systèmes. On essaye de voir la meilleure façon d'augmenter l'échange par adjonction de chicanes dans la veine d'air mobile. Il s'agit de choisir leurs meilleures formes et

dispositions. L'idée principale de ces variantes consiste à jouer sur la géométrie de la veine d'écoulement de l'air de façon à améliorer l'échange de chaleur entre l'air et l'absorbeur. Cette amélioration peut être réalisée essentiellement de deux façons, soit en augmentant la surface d'échange et cela consiste souvent à ajouter des chicane sur la face inférieure de l'absorbeur, soit en provoquant la turbulence dans l'écoulement en plaçant des chicanes de formes étudiées dans la veine d'air mobile créant un écoulement turbulent.

A travers des modélisations et des simulations des performances de ces systèmes nous essayons de mettre en évidence l'impact que jouent ces énergies sur l'économie nationale. La mise en place d'un programme de recherche dans ce domaine, permet également d'établir une démarche globale de maîtrise de l'énergie par, la valorisation du potentiel solaire en Algérie.

Dans le premier chapitre une analyse bibliographique dans laquelle nous exposons quelques travaux rencontrés dans la littérature. On' a exposé pour chaque travail le but, et quelques résultats obtenus à travers des courbes et tableaux.

Le deuxième chapitre traite la formulation générale des équations qui leurs performances, d'une part. D'autre part, nous présentons les différentes techniques d'optimisation du transfert de chaleur et de réduction des pertes thermiques.

Dans le troisième chapitre on a exposé la problématique de notre étude et puis la démarche mathématique adoptée pour l'établissement des différents modèles de la température à la sortie de l'échangeur en fonction des différents paramètres .L'objectif principal est de trouver pour chaque cas d'utilisation le modèle adéquat des configurations proposées.

Dans le quatrième chapitre, une description détaillée du banc d'essai expérimentale et ces principaux constituants aussi des instruments des mesures utilisées lors de l'expérimentation.

Les résultats théoriques et expérimentaux obtenus sont exposés dans le cinquième chapitre. Il s'agit, selon le modèle obtenu, de voir l'influence sur la variation de la température de l'air le long des journées d'exploitation de l'échangeur en fonction de divers paramètres qui ont une influence directe sur le fonctionnement de ce système.

Enfin, une conclusion générale dans laquelle sont récapitulés les principaux résultats obtenus en mettant l'accent sur les facteurs essentiels dans cette démarche d'optimisation des performances de ces systèmes.

Dans les parties annexes sont données des tableaux relatifs à la partie expérimentale. Ces tableaux regroupent les différents paramètres de mesure.

Partie 1

Etat de l'art et recherche bibliographique

CHAPITRE 1

Recherche bibliographique sur les rugosités artificielles

Chapitre 1 – Recherche bibliographique sur les rugosités artificielles

1.1. Introduction

L'augmentation de la demande mondiale et de la consommation d'énergie, en raison du développement économique, la croissance technologique et de la population, a contraint la communauté scientifique à penser à des façons et des moyens d'économiser l'énergie dans toutes les applications industrielles, commerciales et domestiques. La conversion, l'utilisation et la récupération de l'énergie impliquent invariablement un processus d'échange de chaleur, ce qui rend impératif d'améliorer les performances thermiques des systèmes de conversions d'énergie. Plusieurs solutions techniques fiables, en particulier avec l'utilisation des techniques de transfert de chaleur et d'optimisation, sont disponibles pour atteindre cet objectif. Constantinos [1] a classé les techniques d'optimisation en se basant sur les propriétés thermo-physiques du fluide caloporteur, la surface d'échange et les techniques d'optimisation composé. Des exemples représentatifs de chaque technique sont donnés dans [2].

Les techniques d'optimisation du transfert de chaleur permettent d'augmenter les performances d'un capteur solaire à air qui est le dispositif le plus simple et le plus couramment utilisé dans les applications de l'énergie solaire, nécessitant peu d'énergie thermique, telles que le séchage des produits agricoles, le séchage du bois, le chauffage des locaux, durcissement des produits industriels. La performance d'un capteur solaire à air est compromise en raison du faible pouvoir calorifique et du coefficient de transfert par convection de l'air. Pour cette fin les techniques d'optimisation de la surface d'échange thermique, qui impliquent directement la surface de l'échangeur de chaleur, sont utilisées sur la face inférieure de l'absorbeur qui vient en contact avec l'air. Ces techniques d'optimisation consistent soit en augmentant la surface d'échange thermique à l'aide de plaques absorbantes ondulées ou en améliorant le coefficient d'échange thermique par convection par l'utilisation de surfaces d'absorbeurs rugueux. La rugosité, sur la plaque de l'absorbeur peut être assurée par plusieurs techniques telles que le sablage, l'usinage, le moulage, le formage, le soudage et le collage ou la fixation des fils fins circulaires. L'utilisation de différentes formes et dimensions de rugosité artificielle est le moyen le plus efficace et le plus économique des techniques d'optimisation des performances d'un capteur solaire à air.

Plusieurs travaux de recherches expérimentales portant sur des éléments de rugosité de différentes formes, tailles et d'orientations de l'écoulement ont été réalisés afin d'obtenir un arrangement optimal de la géométrie des éléments de rugosité. Varun et al. [3] a réalisé une étude portant sur la géométrie de rugosité dans les capteurs solaires à air. Ils ont exposé différentes géométries utilisés dans ces systèmes solaires et ont expliqué le concept de la rugosité artificielle, l'effet des différents paramètres de cette technique sur l'écoulement et ils ont aussi étudié d'autres géométries de rugosité utilisées dans les échangeurs de chaleur. Mittal et al. [4] ont comparé l'efficacité effective du chauffage solaire de l'air pour six différents types d'éléments de rugosité placé sur l'absorbeur. Ils ont conclu que les capteurs solaires à air rugueux avec des rugosités inclinées et d'un treillis donnent de meilleures performances par comparaisons à ceux lisses.

Ce chapitre décrit d'une part de façons générales la technologie de la conversion thermique de l'énergie solaire et surtout les capteurs solaires plans qui sont sujet de cette thèse. D'autre part, une recherche bibliographique détaillée sur les différentes études menées par de nombreux chercheurs baser sur la solution géométrique de l'optimisation des échanges convectifs dans les échangeurs de chaleur. Cependant, un certain nombre de nouvelles géométries de rugosité ont été rapportés dans la littérature, il est nécessaire de classer et de comparer les performances de ces géométries. Dans cette recherche bibliographique, 23 géométries de rugosité ont été envisagées et des informations techniques ainsi obtenue ont été utilisées pour déterminer la meilleure interprétation de la géométrie des éléments de rugosité du point de vue thermo-hydraulique.

1.2. Objectifs et plan de la thèse

Ce manuscrit est consacré, d'une part à l'étude et l'optimisation des écoulements convectifs dans les échangeurs de chaleur et d'autre part à la réalisation d'un banc d'essai expérimentale.

Ce travail est constitué de 3 parties :

- Etat de l'art et recherche bibliographique (Chapitre 1),
- Etude théorique (Chapitre 2 et 3),
- Résultats expérimentaux et théoriques (Chapitre 4 et 5).

Le chapitre 1 est consacré à une synthèse détaillée sur les différents éléments de rugosités artificielles utilisées dans le domaine de l'optimisation des échanges convectifs dans les

échangeurs de chaleur tels que les capteurs solaires plans utilisés dans la photo-thermie. Nous présentons ici les différentes formes, dimensions, dispositions et les meilleures performances atteintes par ces modèles géométriques décrits par de nombreux chercheurs dans la littérature. Une recherche bibliographique très pénible a été menée afin d'établir une comparaison détaillée des différents travaux effectués jusqu'à présent.

Dans le chapitre 2, nous décrivons les différents modes de transfert de chaleur et les méthodes d'optimisation du rendement dans un capteur solaire plan.

Ensuite, le chapitre 3 décrit l'outil de simulation développé afin de modéliser le fonctionnement du système construit et l'optimisation apportée par l'adoption de la solution géométrique. Cet outil est basé sur des équations empiriques adéquates. Différentes simulations sont effectuées pour évaluer les performances du système conçu et celui qu'on protège concevoir dans le futur.

Le banc d'essai réalisé au laboratoire est décrit dans le chapitre 4. Une première partie présente l'installation et le fonctionnement du capteur solaire et les différents éléments qui le constituent. Ces éléments sont entièrement réalisés au laboratoire. Dans le chapitre 5, nous exposons les résultats expérimentaux et théoriques relatifs à l'optimisation des performances de l'installation solaire conçue. A travers ces résultats, nous avons étudié l'efficacité de ce système en calculant pour chaque cas son rendement. Ces résultats ont permis l'établissement de relations empiriques.

1.3. Avenir énergétique

Aujourd'hui, la production mondiale d'énergie est réalisée à 74 % à partir de combustibles fossiles (pétrole, charbon et gaz), à 20 % par les énergies renouvelables (hydraulique, biomasse, solaire, éolien) et à 6 % par le nucléaire [5]. De nombreuses études sur l'appauvrissement des ressources fossiles convergent vers le résultat suivant : la quantité d'énergie fossile disponible diminuera à l'horizon 2010-2020 et sera épuisée avant la fin de ce siècle. Notre avenir énergétique doit se baser sur les énergies nucléaires renouvelables.

La production nucléaire actuelle montre des performances de densité de puissance très importantes et des avantages environnementaux par rapport à l'émission de CO₂. Cependant, cette énergie présente de nombreux inconvénients : le retraitement difficile des déchets et des bâtiments, son impact sur l'environnement, les problèmes de sécurité et le fait que son combustible ne soit pas renouvelable (épuisement évalué à la fin du siècle pour l'uranium 235).

Malgré des recherches très importantes menées afin de résoudre les problèmes des déchets et de développer de nouvelles générations de surgénérateurs dont la réserve en combustible est plus importante, le niveau moyen de sécurité ainsi que les conséquences humaines et écologiques d'un accident nucléaire restent les inconvénients majeurs de cette technologie. Bien qu'il soit difficilement concevable d'éliminer cette solution énergétique, il est préférable de la limiter à son plus bas niveau de nécessité. Cet objectif pourrait être atteint en combinant 3 axes majeurs :

1. Le développement des énergies renouvelables,
2. La standardisation de produits à basse consommation énergétique via une implication des gouvernements,
3. Un changement notable des mentalités par rapport à l'utilisation de l'énergie, tant au niveau des industriels que des particuliers.

Les ressources renouvelables sont variées et inépuisables. Leur conversion en énergie thermique, chimique ou électrique présente peu de dangers humains et écologiques. De plus, la production peut être centralisée ou décentralisée. En revanche, elle se caractérise par un rendement relativement faible, un coût important et une intermittence de la ressource. Des systèmes utilisant l'énergie solaire, éolienne, hydraulique ainsi que la biomasse fonctionnent dans de nombreuses régions du monde. Ils deviennent de plus en plus efficaces et rentables.

Mais l'utilisation des ressources renouvelables, en dehors des grands hydrauliques, reste généralement limitée aux sites isolés où le coût des systèmes renouvelables devient compétitif par rapport aux autres moyens de production d'électricité du fait de l'acheminement très coûteux de l'électricité.

1.4. Généralités sur les capteurs solaires

1.4.1. Principes généraux

L'énergie solaire nous parvient sous forme de rayonnement dont les longueurs d'ondes vont de 0,2 à 2,5 μm . Ces rayons sont porteurs d'énergie et le profil des puissances émises par le soleil s'apparente à celui d'un corps noir porté à la température absolue de 6000° K. La puissance globale ainsi rayonnée dans l'espace par le soleil est de $3,8 \cdot 10^{26}$ Watts.

Cependant, la fraction de cette puissance interceptée par une surface de 1 m^2 et qui est située dans l'espace à une distance du soleil égale à celle terre-soleil et perpendiculaire aux rayons, est égale à 1 350 W. Le sol terrestre n'en reçoit que la fraction transmise par l'atmosphère. Cette fraction peut atteindre, par ciel clair, 1000 W/m^2 pour un plan perpendiculaire aux rayons du soleil.

Ainsi le flux d'énergie est en partie absorbé et échangé ensuite en chaleur par la surface qui le reçoit. Dès lors, le principe qui en découle est le suivant : la surface réceptrice doit absorber la plus grande partie du rayonnement qu'elle reçoit, tout en ne cédant à son environnement que la quantité d'énergie la plus faible. Reste que le rayonnement est d'autant plus absorbé que le corps qui le reçoit se rapproche du corps noir. C'est donc vers cet idéal que tendront les recherches en matière de surfaces absorbantes.

Une autre conséquence sera de limiter à leur valeur minimum les échanges thermiques vers l'environnement de surface d'absorption. On isolera soigneusement les faces de la surface non exposées aux rayonnements solaires. Et pour remédier aux déperditions dues par convection, conduction et rayonnement vers l'avant du système; on pourra placer en face de la surface d'absorption une ou plusieurs couvertures transparentes séparées entre elles par des intervalles d'air, créant ainsi l'effet de serre. Cet effet s'explique par le fait que la couverture doit être un matériau quasiment transparent au rayonnement solaire, et opaque au rayonnement infrarouge.

L'énergie calorifique produite par le flux solaire incident sur la surface d'absorption peut être transférée à un fluide caloporteur, pour être transportée vers un lieu d'utilisation et ce, très souvent via un dispositif de régulation ou de stockage.

Il existe un autre mode de conversion qui consiste à transformer l'énergie incidente directement en énergie électrique par utilisation de l'effet photovoltaïque introduisant les paramètres permettant de la caractériser.

1.4.2. Différentes classes des capteurs solaires

a. Les capteurs solaires à haute température

Les capteurs plans ne permettent pas, en général, de dépasser 130°C au niveau de la surface absorbante. Cette température peu élevée constitue une limite au rendement thermodynamique des systèmes qui les utilisent. Il faut une surface de 50 m² par kW, et ces capteurs ne sont pas donc adaptés à la production de fortes puissances. Pour augmenter le rendement, il faut élever la température de la source chaude et, par conséquent, concentré le rayonnement solaire direct au détriment du rayonnement solaire diffus.

Différentes conceptions

Dans les concentrateurs solaires, l'énergie solaire est concentrée optiquement avant d'être transféré en chaleur. La concentration peut être obtenue par réflexion ou réfraction du rayonnement solaire par l'utilisation de miroirs ou de lentilles. La lumière réfléchié ou réfractée est concentrée dans une zone focale, ce qui augmente le flux d'énergie dans la cible de réception. Les concentrateurs solaires peuvent aussi être classés en non-imagerie et imagerie selon que l'image du soleil est portée au niveau du récepteur ou non. Le concentrateur appartenant à la première catégorie est le CPC alors que tous les autres types de concentrateurs appartiennent au type d'imagerie [6].

Les capteurs solaires entrant dans cette catégorie sont:

1. Concentrateurs cylindro-paraboliques,
 2. Concentrateurs à réflecteur Linéaires de Fresnel,
 3. Concentrateurs paraboliques,
 4. Central à tour.
-

Avantages et inconvénients

Nous présentons ici les avantages et les inconvénients des systèmes à concentration comparés aux capteurs plans.

a) Avantages

- Les surfaces réfléchissantes nécessitent moins de matière et sont structurellement plus simple que les collecteurs plans ; le coût au m² de l'échangeur thermique est inférieur à celui d'un système à concentration.
 - L'aire d'absorption d'un système à concentration est plus faible que celle d'un capteur plan pour la même surface collectrice du rayonnement solaire.
 - Parce que l'aire de l'absorbeur est plus petite que celle d'un capteur plan, la densité d'énergie, au niveau de l'absorbeur, est supérieure, donc le fluide caloporteur peut fonctionner à température plus élevée pour la même surface captatrice d'énergie.
 - A cause de la moindre surface spécifique de l'absorbeur, on peut utiliser des surfaces à absorption sélective ou même une isolation par le vide pour réduire les pertes thermiques et augmenter le rendement de manière économique.
 - Les systèmes à concentration peuvent être utilisés à la production de l'énergie électrique. Le nombre d'heures annuel de fonctionnement est plus élevé que celui d'un collecteur plan. Le surcoût de l'installation peut s'amortir en temps plus court par gain supplémentaire en énergie.
 - Parce que la température atteinte avec les systèmes à concentration est plus élevée, la quantité de chaleur qui peut être stockée est plus grande et, par conséquent, le coût du stockage est plus faible pour des systèmes à concentration qu'à capteur plan.
 - Pour les applications de chauffage et de climatisation, la température plus élevée du fluide caloporteur atteinte avec les systèmes à concentration permet d'obtenir des rendements plus élevés pour le cycle de refroidissement que dans les systèmes à collecteurs plans ; donc ces systèmes sont plus économiques.
 - En cas de non fonctionnement en hiver, il faut moins d'antigel dans les systèmes à concentration que dans les systèmes à capteurs plans.
-

b) Inconvénients

- On collecte peu ou pas du tout de rayonnement diffus.
- Dans les systèmes réfléchissants stationnaires, il faut ajuster périodiquement soit le concentrateur soit le récepteur thermique selon l'époque de l'année. Le rendement est plus faible que pour les systèmes à poursuite qui, par contre, sont plus coûteux.
- Dans les systèmes à poursuite à chaudière mobile, il faut au moins une connexion flexible pour extraire le fluide chaud de l'échangeur thermique, d'où nécessité d'un entretien périodique et source de pannes possible.
- Le pouvoir réflecteur des miroirs décroît dans le temps et il faut les réargenter ou les repolir.

b. Les capteurs solaires à basse température (sans concentration)

Il existe plusieurs convertisseurs thermiques solaires à basse température les plus répandus sont :

- Les capteurs plans qui constituent le sujet de cette thèse et dont nous aborderons les détails par la suite.
- Les distillateurs solaires plans qui servent principalement à distiller l'eau douce ou l'eau de mer.
- Les serres solaires qui optimisent les conditions de croissance de la végétation à l'intérieur de celles-ci par rapports aux serres classiques.
- Le chauffage des habitations au moyen de capteurs solaires plans sans concentration qui peut être considéré parmi les applications à basse température.
- Le séchage des produits alimentaires et des matériaux de constructions.

b.1. Caractéristiques techniques des capteurs solaires plans :

Un capteur solaire plan (figure 1.1) est en fonctionnement lorsque le rayonnement solaire passe à travers un couvercle transparent et tombe sur la surface de l'absorbeur noirci de capacité d'absorption élevée, une grande partie de cette énergie est absorbée par la plaque, puis transféré dans le canal d'écoulement au fluide qui l'emporte pour le stockage ou

l'utilisation. Le dessous de la plaque de l'absorbeur et les côtés du boîtier sont bien isolés pour réduire les pertes.

La couverture transparente est utilisée pour réduire les pertes par convection de la plaque absorbante à travers le dispositif de retenue de la couche d'air stagnant entre la plaque de l'absorbeur et le verre. Elle réduit également, les pertes par rayonnement. En effet, le verre est transparent au rayonnement d'ondes courtes reçu par le soleil, mais presque opaque à la longueur d'onde de rayonnement thermique émis par la plaque absorbante (effet de serre).

Les capteurs solaires plans sont généralement fixés en permanence et ne nécessitent pas la poursuite du soleil. Les capteurs solaires doivent être orientés directement vers l'équateur, vers le sud dans l'hémisphère nord. L'angle d'inclinaison optimale du collecteur est égal à la latitude de l'endroit avec des variations d'angle de plus ou moins 10 à 15° en fonction de l'application [7].

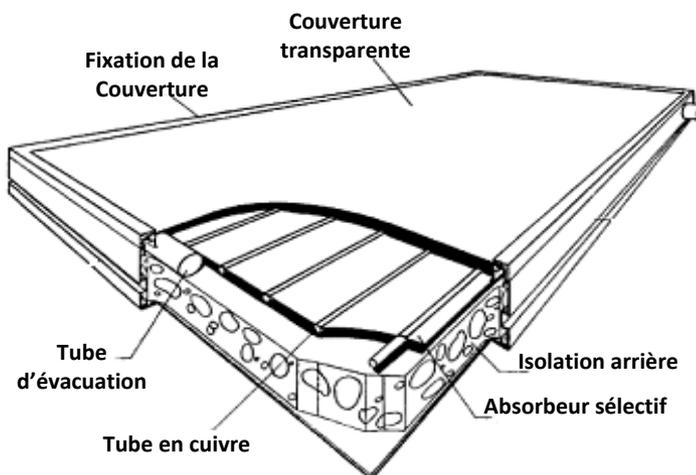


Fig.1.1. Vue en coupes d'un capteur solaire plan.

Un capteur solaire plan se compose généralement des éléments suivants (figure 1.2) :

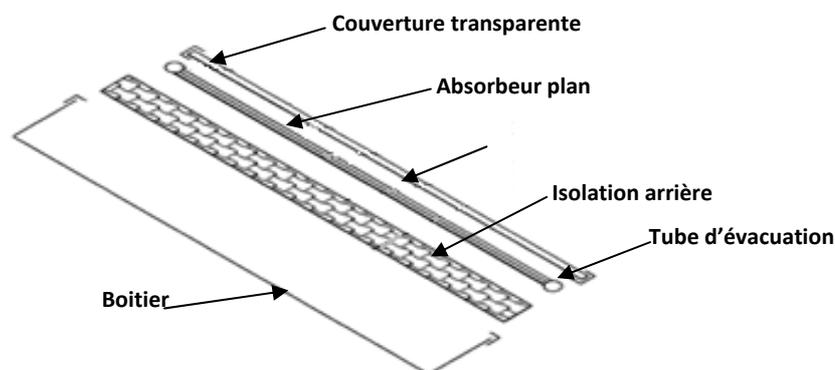


Fig.1.2. les éléments d'un capteur solaire plan.

a) L'absorbeur :

La plaque du capteur absorbe autant de l'irradiation que possible à travers le vitrage, tout en perdant peu de chaleur vers le haut et par l'arrière du capteur vers l'atmosphère. La chaleur absorbée est transférée au fluide caloporteur. La qualité d'absorption du rayonnement solaire à ondes courtes dépend de la nature et de la couleur du revêtement et l'angle d'incidence de l'absorbeur. Habituellement de couleur noire, les revêtements de couleur toutefois différentes ont été proposés dans les références [8-10] principalement pour des raisons esthétiques.

Sa fabrication doit lui conférer :

- ✓ Un facteur d'absorption solaire aussi voisin que possible de l'unité,
- ✓ Un coefficient d'émission d'ondes thermiques de grande amplitude ($\lambda > 3 \text{ m}$) faible (Figure 1.3),
- ✓ Une bonne conductivité thermique,
- ✓ Une bonne résistance chimique et anticorrosive.

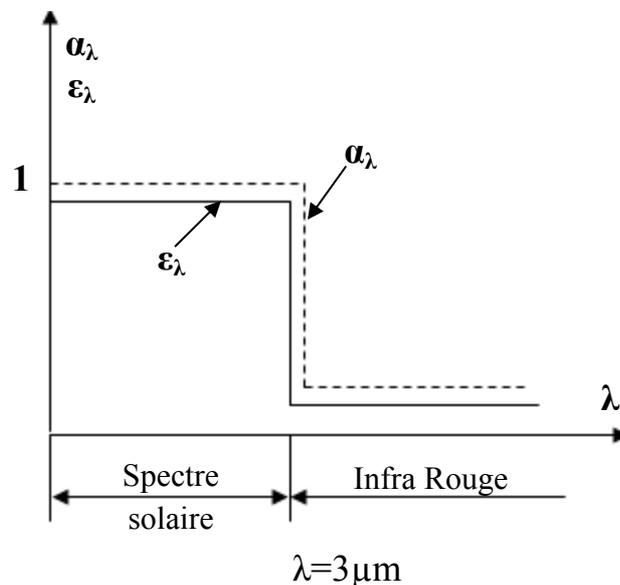


Fig.1.3. Coefficient d'émission des surfaces absorbantes utilisées [11].

A l'aide de traitements électrolytique ou chimique, Les surfaces absorbantes peuvent être produites avec des coefficients d'absorption (α) très élevées et de basses valeurs du coefficient de l'émittance (ϵ) pour les grandes longueurs d'ondes. Essentiellement, les types de surfaces sélectives se constituent en une mince couche supérieure, qui est très absorbante des ondes courtes du rayonnement solaire, mais relativement transparente aux longues ondes, déposée

sur une surface qui a une réflectivité élevée et une faible émittance du rayonnement thermique. Les surfaces sélectives sont particulièrement importantes lorsque la température de surface de collecteur est beaucoup plus élevée que la température de l'air ambiant [12].

Il est possible d'utiliser plusieurs principes et mécanismes de conception et de fabrication en vue de créer une surface sélective d'absorption du rayonnement solaire. Les absorbeurs solaires sélectifs se composent principalement de deux couches avec des propriétés optiques différentes, qui sont connus par les absorbeurs de tandem d'où un semi-conducteur ou un revêtement diélectrique avec une absorption solaire et une transmission infrarouge très élevées placé sur le dessus d'un matériau non-sélectif hautement réfléchissant. Une autre solution consiste à recouvrir un matériau hautement absorbant non sélectif avec un miroir ayant une haute transmission solaire et infrarouge à haute réflectance [13].

Aujourd'hui, les absorbeurs solaires commerciaux sont faits par galvanoplastie, anodisation, évaporation, pulvérisation et en appliquant des peintures solaires sélectifs. Une grande partie des progrès accomplis au cours de ces dernières années, a été fondée sur la mise en œuvre des techniques du vide pour la production d'absorbeurs à ailettes utilisés dans des applications à basse température. Les processus chimiques et électrochimiques utilisés pour leur commercialisation ont facilement pris la relève de l'industrie des métaux de finition. Les exigences des absorbeurs solaires utilisés dans des applications à haute température, cependant, à savoir très faible émittance thermique et la stabilité à haute température, ont été difficiles à remplir avec des procédés classiques. Par conséquent, le dépôt par pulvérisation à grande échelle a été développé vers la fin des années 70. Les techniques du vide sont aujourd'hui très utilisées, caractérisé par leur faible coût et ont l'avantage d'être moins polluant que les procédés classiques [12].

b) Les couvertures

Elles sont transparentes aux rayonnements solaires mais opaques au rayonnement infrarouge de grande longueur d'onde émis par l'absorbeur (effet de serre). En général, elles sont en verre de faible teneur d'oxyde de fer, parfois en plastique, mais celui-ci vieilli mal sous l'action des ultraviolets. D'habitude, on ne dépasse pas deux vitrages car au-delà le gain obtenu sur les pertes thermiques est compensé par les pertes de réflexion et réfraction.

Les couvertures ont une épaisseur de 4 mm environ et sont situés à 25 à 40 mm de l'absorbeur et munis de joints d'étanchéité au niveau du boîtier [11].

c) Le fluide caloporteur

Le fluide caloporteur a pour rôle de véhiculer l'énergie convertie sous forme de chaleur au moyen de l'absorbeur pour l'utilisation ou le stockage. Le fluide caloporteur doit satisfaire aux conditions suivantes :

- ✓ Faible viscosité et bas point de coulée,
- ✓ Haut point d'ébullition et bas point de congélation,
- ✓ Coefficient de transfert thermique élevé,
- ✓ Grande capacité calorifique et toxicité faible,
- ✓ Stabilité physique et chimique dans les conditions d'emploi et de stockage.

Il est évident qu'un même type de fluide ne peut être le meilleur au regard de toutes ces propriétés. Le choix doit être fait en fonction des conditions particulières à chaque installation. En règle générale la température d'utilisation impose le choix du fluide. Les fluides caloporteurs les plus utilisés sont :

- ✓ L'air,
- ✓ L'eau,
- ✓ Les gylthermes (liquides organiques à base de phényles hydrogénés Ou d'hydrocarbures linéaires).

d) L'isolant

Il est monté directement sur le fond et les parois du bâti. Il doit être opaque au rayonnement infrarouge de grande longueur d'onde émis par l'absorbeur.

Les qualités essentielles d'un bon isolant sont:

- ✓ une faible conductivité thermique
- ✓ une faible densité
- ✓ une chaleur massique basse
- ✓ une bonne résistance dans toute la plage de températures auxquelles il peut être soumis.

On utilise deux catégories d'isolants :

- ✓ isolants minéraux (exemple : laine de verre, laine de roche...)
 - ✓ isolants végétaux ou plastiques (exemple : bois, liège)
-

e) Le boîtier ou le coffre

Il permet l'assemblage des différents éléments du capteur. Il doit assurer une protection efficace contre les agents atmosphériques.

b.2. Différentes conceptions des capteurs solaires plans à air

Les capteurs solaires plans peuvent se différencier par la géométrie de leurs absorbeurs, on distingue :

- a. Les capteurs à absorbeur perméable,
- b. Les capteurs à absorbeur à géométrie variable,
- c. Les capteurs à absorbeur plan.

a. Les capteurs à absorbeur perméable

Dans ce type de capteur, l'absorbeur est une matrice perméable. Ainsi l'énergie solaire incidente pénètre dans la masse de l'absorbeur.

Le capteur à absorbeur perméable se compose toujours d'un caisson isolé. Dans ce type de capteur, l'air pénètre dans l'espace vitre absorbeur où il commence à se chauffer par convection sous le vitrage. Ensuite l'air continue de s'échauffer par passage dans la matrice absorbante.

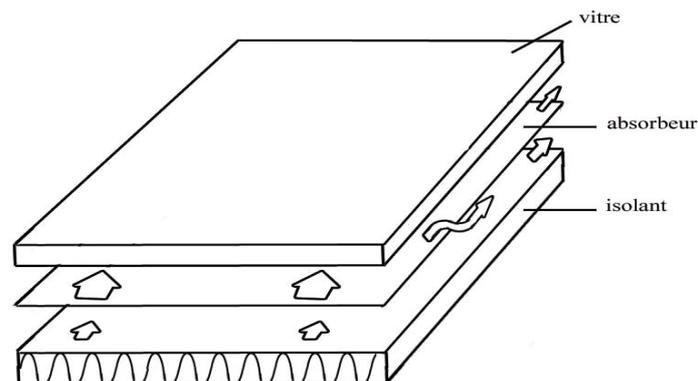


Fig.1.4. Schéma d'un capteur à absorbeur perméable.

Exemple de capteurs absorbeur perméable

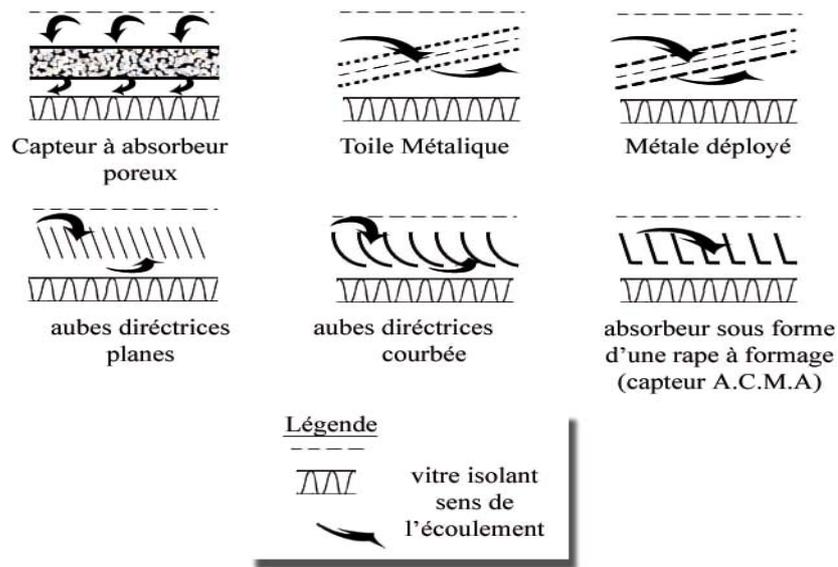


Fig.1.5. Capteurs à absorbeur perméable.

b. Capteurs à absorbeur à géométrie variable

Ces capteurs se présentent sous de nombreuses variantes, l'idée principale consiste à jouer sur la géométrie de l'absorbeur de façon à augmenter la surface d'échange.

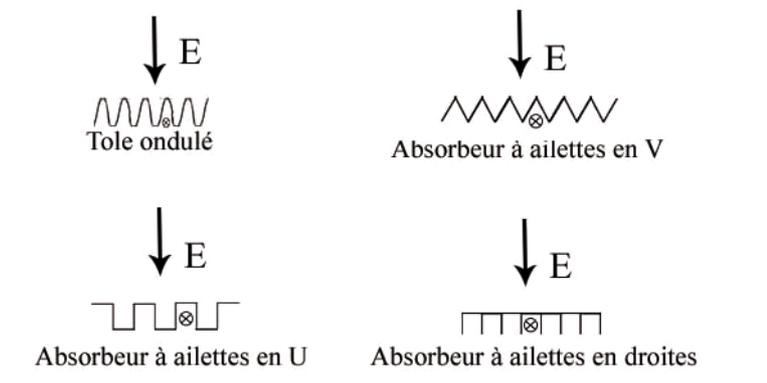


Fig.1.6. Principales géométries d'absorbeur.

E : Energie solaire incidente,

⊗ : Direction de l'écoulement du fluide.

c. Capteurs à absorbeur plan

Comme son nom l'indique, l'absorbeur est une tôle plane. Plusieurs types d'écoulement d'air sont envisageables dans ce genre de capteur:

- ✓ Écoulement au-dessus de l'absorbeur,
- ✓ Écoulement en-dessous de l'absorbeur,
- ✓ Écoulement des deux côtés de l'absorbeur (multi passes).

Ces différentes variétés d'écoulement ou de vitrages sont utilisées aussi dans les capteurs à absorbeur à géométrie variable.

b.3. Avantages et inconvénients

L'utilisation de l'air comme fluide caloporteur est susceptible de réduire les coûts de fabrication, voir d'entretien.

En effet l'air ne présente pas de problèmes de gel ou d'ébullition, qui imposent d'utiliser des fluides contenant de l'antigel et de prévoir des sécurités pour éviter les surpressions qui peuvent se produire en cas de panne de circulation dans les capteurs à eau.

- ✓ Les phénomènes de corrosion ou d'entartrage, qui peuvent diminuer les performances et la durée de vie d'une installation à eau sont inexistantes ;
- ✓ Les problèmes d'étanchéité paraissent moins cruciaux ;
- ✓ Le capteur à air est, enfin, plus léger que les dispositifs classiques et généralement moins complexes de réalisation, donc plus facilement intégrable dans un bâtiment ou un processus industriel et son coût d'installation est plus faible.

Néanmoins, l'air présente un certain nombre d'inconvénients :

- ✓ Coefficient d'échange thermique plus faible que pour les liquides, ce qui conduit généralement à augmenter les surfaces d'échange,
- ✓ Faible valeur du produit de la masse volumique par la chaleur massique, ce qui impose l'utilisation de forts débits volumiques, ce qui augmente la consommation électrique,
- ✓ Problèmes de salissure des vitres dans le cas où l'air circule entre la vitre et l'absorbeur.

Il en résulte la nécessité de soigner la conception aéraulique et thermique du capteur.

1.5. Concept de la rugosité artificielle

Comme l'air circule dans la veine mobile du capteur solaire à air, une sous-couche laminaire (couche limite) est formée sur la surface de l'absorbeur qui empêche le transfert de chaleur à l'air circulant, de ce fait, nuire aux performances thermiques du capteur solaire à air. Les principaux mécanismes pour affaiblir la couche limite sont l'augmentation de la vitesse libre de l'écoulement et le mélange turbulent. La rugosité artificielle, sur la face inférieure de la plaque de l'absorbeur, crée de la turbulence locale près de la paroi. La recirculation secondaire de l'écoulement renforce le transfert de chaleur par convection. L'écoulement en provenance du noyau des tourbillons vers la surface inférieure de la plaque de l'absorbeur réduit l'épaisseur de la couche limite et l'écoulement secondaire de la surface inférieure de la plaque de l'absorbeur à l'écoulement de base favorise le mélange turbulent. Ainsi, il devient nécessaire que la turbulence doit être créée en sous-couche laminaire dans la région où le transfert de chaleur a eu lieu. Afin de sélectionner la hauteur de l'élément de rugosité artificielle, il devient impératif de connaître l'épaisseur de la couche limite laminaire qui est exprimée par l'équation suivante [14] :

$$\delta_i = 5 \times \frac{\nu}{u_t} \quad (1.1)$$

Où

ν : viscosité cinématique de fluide caloporteur [m^2/s],

$u_t = u_m \sqrt{f/2}$: Vitesse de frottement [m/s],

u_m : vitesse moyenne,

f : Coefficient de frottement.

Les différents types d'éléments de rugosité et les paramètres qui caractérisent la géométrie des éléments de rugosité qui influencent les performances sont données dans le tableau 1.1.

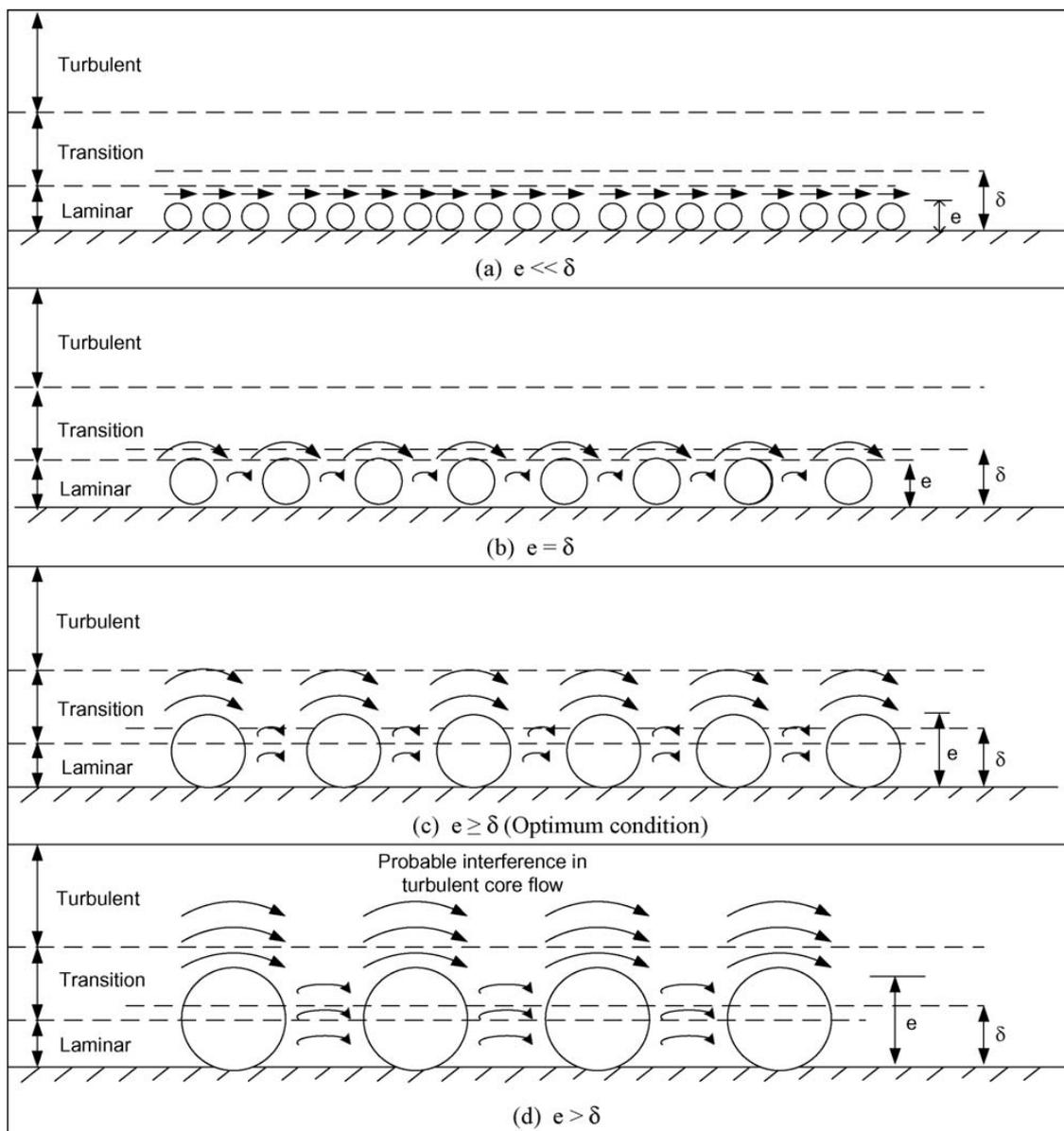
<i>n°</i>	<i>Géométrie de la rugosité</i>	<i>Paramètres</i>
1	Rugosités transversales	(e/d), (p/e)
2	Rugosités inclinées continues	(e/d), (p/e), α
3	Rugosités brisées inclinées	(e/d), (p/e) α , g/p, d/W
4	Rugosité en forme de V	(e/d), (p/e), α
5	Rugosité en forme de V discrétisées, en quinconce	(e/d), (p/e), α , B/S, p'/p, S'/S
6	Rugosités chanfreinées	(e/d), (p/e), Φ
7	Rugosités en rainures	(e/d), (p/e), g/p
8	Rugosités en arc de cercle	(e/d), (p/e), α
9	Rugosités discrétisées en forme W	(e/d), (p/e), α
10	Rugosité en forme de maillage	(e/d), (p/e), L/e, S/e

Table 1.1. Géométries des rugosités et les paramètres caractéristiques.

1.6. Effet des paramètres de configuration de l'écoulement sur les frontières

1.6.1. Effets d'une rugosité

La rugosité artificielle implantée sur la face inférieure de la plaque de l'absorbeur crée deux régions d'écoulement séparés, un de chaque côté de la rugosité. Des tourbillons ainsi générés sont responsables de la turbulence, ce qui favorise le transfert de chaleur accompagné de pertes par frottement. La figure 1.7 montre l'effet de la hauteur de la rugosité sur la couche limite laminaire [15].

**Fig. 1.7.** Effet de la hauteur de la rugosité sur la couche limite laminaire [15].

1.6.2. Effet de la hauteur de la rugosité et celle du canal d'écoulement

Les figures 1.8 et 1.9 montrent les modèles d'écoulement en aval d'une rugosité en fonction de la variation de la hauteur de la rugosité et du canal d'écoulement [16]. La séparation de l'écoulement se produit en aval des cotés de la rugosité et le rattachement ne se produit pas si le pas relative entre deux rugosités successives (p/e) est inférieur à 8. Le transfert de chaleur maximale se produit au voisinage du point de rattachement. De même, en diminuant la hauteur relative de la rugosité (p/e) par rapport à la hauteur de rugosité fixe (e/D) ou en augmentant la hauteur relative de la rugosité (p/e) par rapport à la hauteur de rugosité fixe (e/D), le transfert de chaleur est amélioré. Une limite supérieure égale à 10 a été imposée sur la hauteur relative de la rugosité (p/e) au-delà duquel il ya une diminution dans l'amélioration de transfert de chaleur.

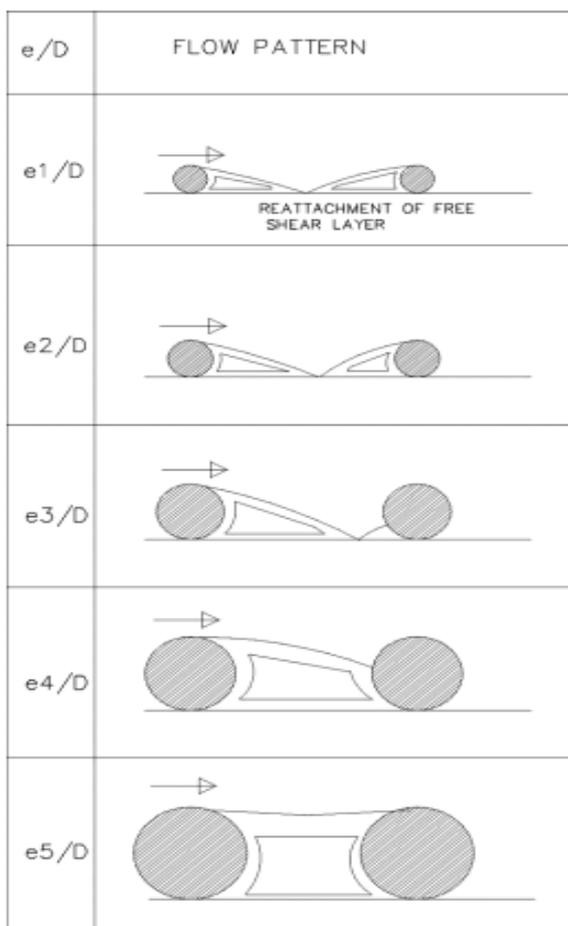


Fig. 1.8. Effet de la hauteur de la rugosité sur les frontières de l'écoulement ($e_5 > e_4 > e_3 > e_2 > e_1$, $p = \text{constante}$) [16].

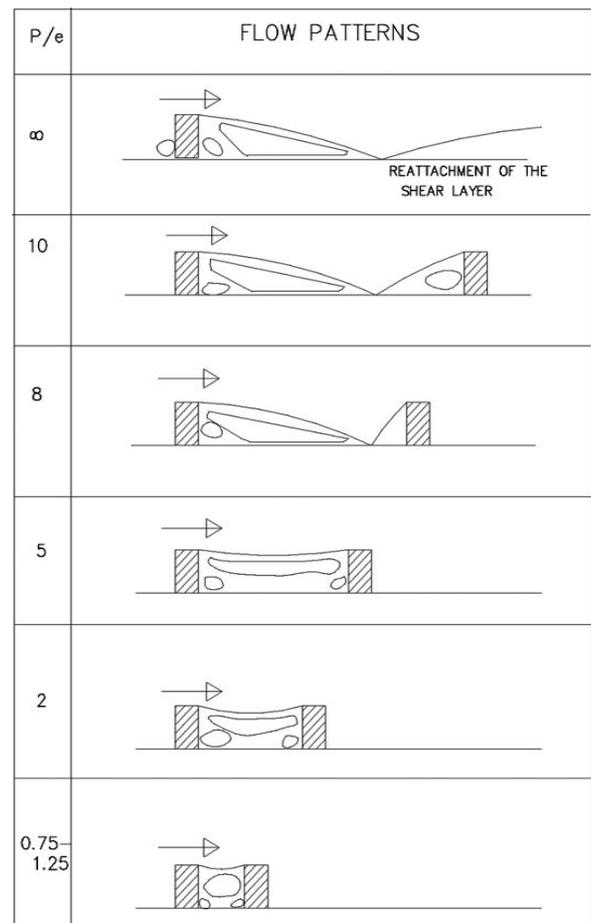


Fig. 1.9. L'écoulement autour de la rugosité en fonction de sa hauteur relative [16].

L'inclinaison de la rugosité par rapport à la normale à l'écoulement crée un écoulement secondaire contre-rotation qui dure le long de la rugosité provoquant ainsi une variation du coefficient de transfert thermique. Les tourbillons se déplacent le long de la rugosité puis rejoignent le courant principal ; soit le fluide pénètre à l'extrémité avant de la rugosité et sort près de l'extrémité arrière comme sur la figure 1.10. Le déplacement des tourbillons le long de la rugosité augmente le contact du fluide caloporteur avec son extrémité avant, ce qui favorise l'optimisation du transfert de chaleur, tandis que le transfert de chaleur dans l'extrémité arrière de la rugosité est relativement faible. Il en résulte une variation forte du transfert de chaleur [17].

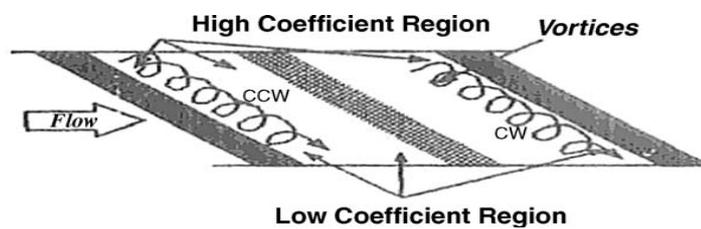


Fig. 1.10. Effet de l'inclinaison transversale [17].

1.6.3. Effet de la largeur et de la position de l'ouverture dans la rugosité inclinée

Avec l'introduction d'une ouverture dans la rugosité, l'écoulement secondaire de côté, le long de la rugosité rejoint l'écoulement principal et l'accélère, qui à son tour, stimule la circulation retardée aux limites le long de la surface résultant l'amélioration du transfert de chaleur. La position de l'ouverture par rapport à la direction et le bord de la fuite du fluide caloporteur a un effet considérable sur l'amélioration du transfert de chaleur. La position de l'ouverture près du bord de fuite du fluide caloporteur, influe en plus de la contribution de l'écoulement secondaire que dans la dynamisation de l'écoulement principal dans la boucle de recirculation et de l'ouverture dans la partie restante de la rugosité, ce qui, augmente, par conséquent, le taux de transfert de chaleur comme le montre la Figure 1.11 [18].

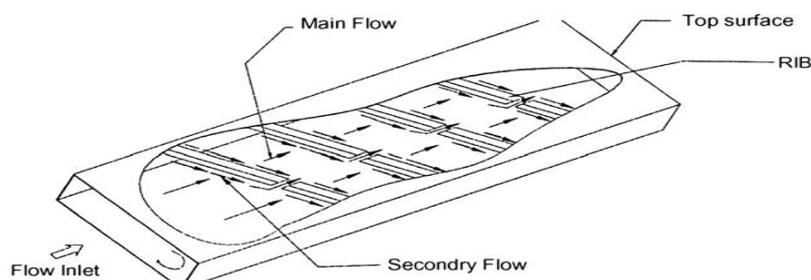


Fig. 1.11. Effet de la largeur et la position de l'ouverture dans la rugosité inclinée brisée [18].

1.6.4. Effet de la rugosité en V

Façonner d'une longue rugosité inclinée en forme V, aide à la formation de deux extrémités avant (où le taux de transfert de chaleur est élevé) et une seule extrémité arrière (où le transfert de chaleur est faible) résultant une grande surface de transfert de chaleur. La rugosité en forme V forme deux cellules d'écoulement secondaire par rapport à une dans le cas d'une rugosité droite inclinée qui donne un coefficient global de transfert de chaleur plus élevé dans le cas de la rugosité en forme V comme le montre la figure 1.12. La rugosité en forme V à sommet orienté vers l'aval a un transfert de chaleur plus élevé par rapport à celle avec un sommet orienté vers l'amont [17].

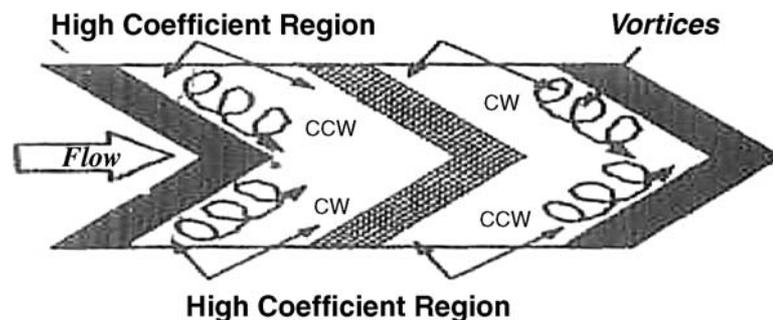


Fig. 1.12. Effet de la rugosité en V [17].

1.6.5. Effet de la disposition de la rugosité en V

Les rugosités en forme V disposées en quinconce accroissent encore le nombre et la superficie des régions de transfert de chaleur. Les paramètres supplémentaires de la rugosité liés à sa taille et son positionnement (rapport de longueur de la rugosité, B/S , rapport de quinconce de rugosité, S'/S et le rapport de quinconce des rangées rugosités, P'/P) en respectant une production d'une interaction complexe de l'écoulement secondaire [19].

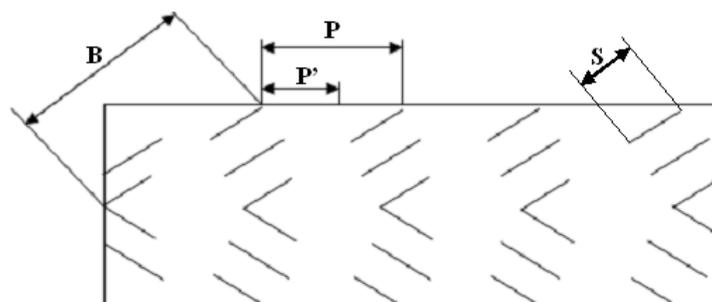


Fig. 1.13. Rugosités en forme V en quinconce.

1.6.6. Effet de la section de la rugosité

La section de la rugosité affecte la taille de la région séparée et le niveau de perturbation dans l'écoulement. Le coefficient de frottement est moindre pour les côtés de section circulaire par rapport à celle des rugosités à section rectangulaire ou carrée, en raison de la réduction de la taille de la région séparée. Il en résulte une diminution des pertes du coefficient de frottement. Comme la taille de la région séparée diminue, le niveau de perturbation dans l'écoulement diminue également ce qui affecte négativement le transfert de chaleur. Un autre facteur possible de contribuer à la diminution du nombre de Nusselt est la réduction de la surface de transfert de chaleur associé à la section de la rugosité circulaire [20].

1.7. Considérations Thermo-hydraulique

La performance d'un capteur solaire à air dépend du transfert de chaleur entre la plaque de l'absorbeur et l'air qui le traverse. Le taux de transfert de chaleur pour un écoulement turbulent est supérieur à celui de l'écoulement laminaire, d'où différentes géométries de rugosités sont utilisées pour créer la turbulence dans l'écoulement afin de mieux mélanger les fluides. Cependant, toutes les géométries des rugosités qui améliorent le transfert de chaleur sont les plus susceptibles d'augmenter la chute de pression aussi. Pour tenir compte de la chute de pression de la géométrie de la rugosité, selon des critères qui combinent les performances thermiques et hydrauliques sont généralement utilisées.

1.7.1. Les paramètres des performances thermo-hydrauliques

Lewis [18] a utilisé le paramètre (ε) en termes de nombre de Stanton et les taux de frottement pour les surfaces rugueuses et lisses, exploités avec le même nombre de Reynolds (Re).

$$\varepsilon = \frac{(St/St_s)^3}{(f/fs)} \quad (1.2)$$

1.7.2. Considérations de l'énergie

Altfeld et al. [21] ont proposé une méthode basée sur la deuxième loi de la thermodynamique et de l'augmentation de l'énergie de l'air en passant par le collecteur peut être écrite comme suit

$$En = GA\eta_{th}\eta_c - P(1 - \eta_c) \quad (1.3)$$

1.7.3. Rendement effectif

Cortes et Piacentini [22] ont défini le rendement effectif sur la base du gain thermique nette obtenue en soustrayant l'énergie thermique équivalente qui sera nécessaire pour le fonctionnement du collecteur qui s'écrit

$$\eta_e = \frac{(Qu - P/C)}{A.I} \quad (1.4)$$

1.8. Les géométries de rugosités utilisées dans les capteurs solaires à air

L'utilisation de la rugosité artificielle dans les réchauffeurs solaires à air doit son origine à plusieurs recherches menées dans le cadre de l'amélioration du transfert de chaleur dans les réacteurs nucléaires, de refroidissement des aubes de turbines et de matériel électronique. Les plus importantes géométries de rugosités rapportées dans la littérature sont présentées dans les figures (1.14-1.16) [23-25].

Kays [26] a suggéré l'utilisation de fils de petit diamètre circulaire pour rendre la surface de transfert de chaleur d'un échangeur de chaleur artificiellement rugueuse pour améliorer le transfert de chaleur et a recommandé que, pour rendre l'utilisation de la rugosité artificielle plus efficace, la hauteur de l'élément de rugosité doit être petites, principalement dans la région de la couche limite, de sorte que l'augmentation du frottement ne sera pas disproportionnée par rapport à l'augmentation du transfert de chaleur.

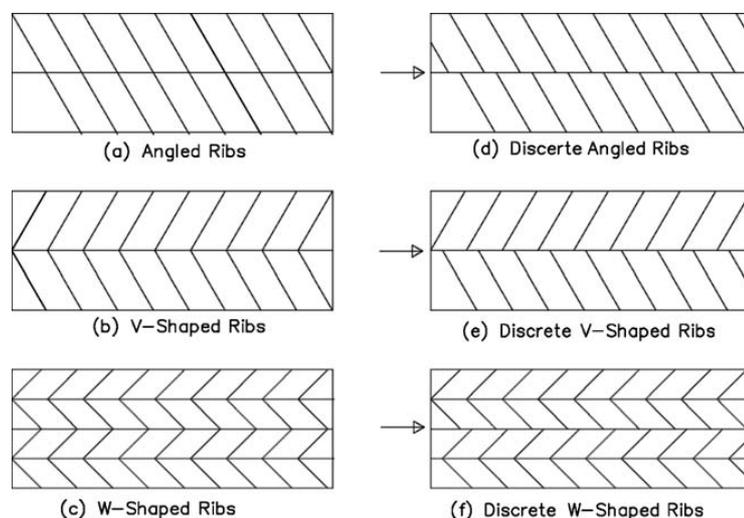


Fig. 1.14. Vue de haut des configurations de rugosités utilisées par Wright et al. [23].

Les différents types de géométries des éléments de rugosité étudiés par Han et al. [24] et Han et Zhang [25] sont :

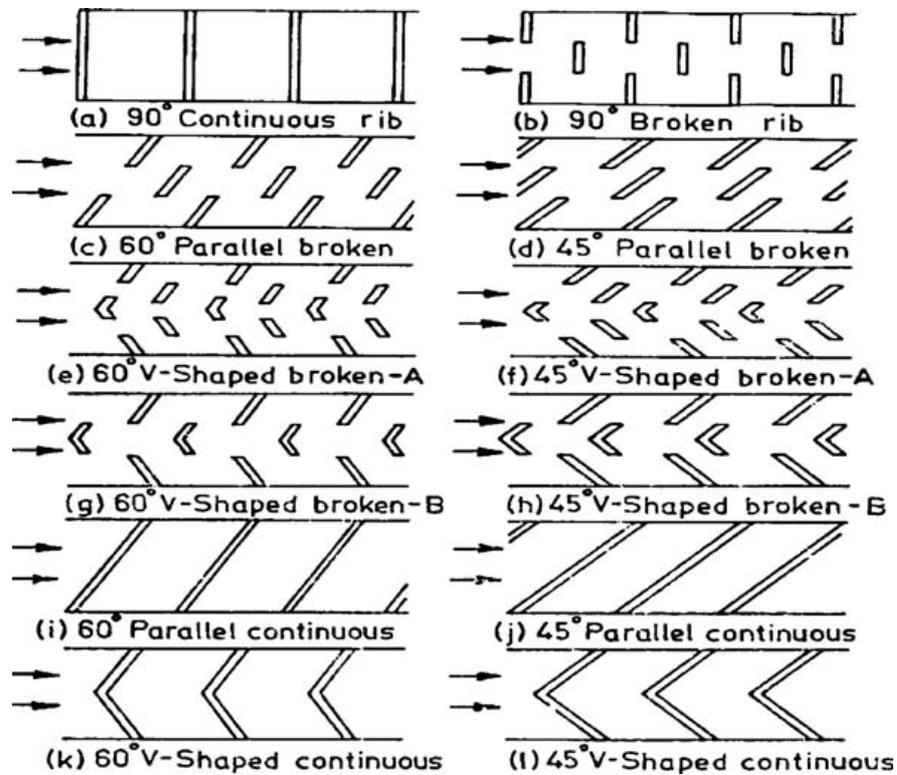


Fig. 1.15. Vue du haut des configurations utilisés par Han et al. [24].

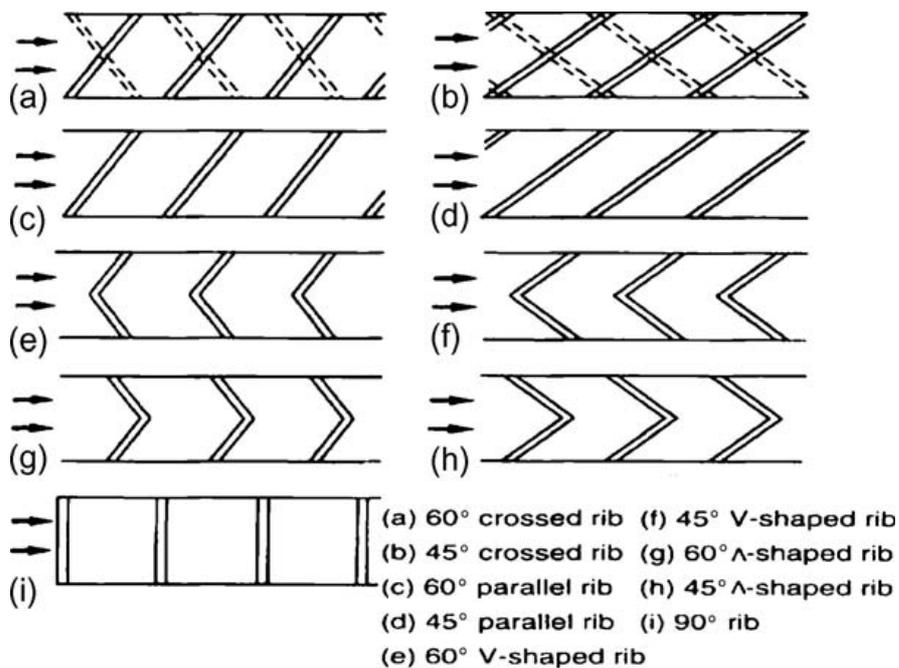


Fig. 1.16. Vue du haut des configurations utilisés par Han et Zhang [25].

1.8.1. Rugosités transversales continues

a. Rugosités de section circulaire

Prasad et Mullick [27] ont étudié l'effet de fils métalliques sur le coefficient de frottement, le coefficient de transfert de chaleur et le coefficient du rendement d'un capteur solaire plan à air utilisé pour le séchage de produits agricoles. Des taux de débit massique élevés ont été utilisés pour avoir un écoulement turbulent dans les conduits et les fils sortant de 1 mm de diamètre attaquent la couche limite laminaire. Ils ont comparé le nombre de Nusselt, le coefficient de frottement et le rendement de rugosité plane ondulée placée sur la plaque de l'absorbeur plan avec celui d'une plaque absorbante plane ondulé et lisse. Le fils sortant renforce le coefficient de transfert thermique pour les réchauffeurs d'air rugueux et le rendement s'améliore de 0,63 à 0,72 fois ce qui représente environ 14% d'amélioration.

Prasad et Saini [15,16] ont étudié l'effet des paramètres de rugosité tel que la hauteur relative de la rugosité (e/D) et le pas relatif de rugosité (p/e) sur le transfert de chaleur et le coefficient de frottement. Le type et l'orientation de la géométrie de la rugosité utilisés ont été présentés dans la figure 1.17. Ils ont développé des expressions pour le transfert de chaleur et le coefficient de frottement pour un écoulement pleinement turbulent. Ils ont observé que le transfert de chaleur maximale a été enregistré au voisinage des points de rattachement dont le rattachement de la couche de mélange ne se produit pas si le pas relatif de rugosité (p/e) est inférieur à environ 8 à 10. L'optimisation des performances thermo- hydrauliques est atteinte pour une hauteur de rugosité légèrement plus élevée que l'épaisseur la couche limite de transition. Pour une valeur de la hauteur relative de la rugosité (e/D) égale à 0.033 et un pas relatif de rugosité (p/e) égal à 10, l'amélioration maximum du nombre de Nusselt et le coefficient de frottement est de 2.38 et 4.25 fois plus grande respectivement par rapport à un conduit lisse.

Avec les recherches précédentes [15, 16, 27] réalisées pour des conditions d'écoulement rugueux ($e+>70$), Gupta et al. [28] ont réalisé une étude expérimentale pour la région de transition de l'écoulement ($e+<50$) dans lequel la plupart des appareils de capteurs solaires à air fonctionnent efficacement et des corrélations développées pour le coefficient de frottement et le nombre de Nusselt sur une large gamme de paramètres des éléments de rugosité. Ils ont étudié le transfert de chaleur et les caractéristiques de frottement d'un conduit rectangulaire

rugueux avec des fils transversaux, avec une hauteur relative de la rugosité (e/D) variant de 0.018 à 0.052, un rapport de largeur (W/H) compris entre 6.8 à 11.5 et le nombre de Reynolds (Re) compris entre 3000-18000 pour une valeur fixe du pas relatif de rugosité (p/e) égale à 10. Il a été observé que pour la région d'écoulement entièrement rugueuse, le nombre Stanton diminue avec l'augmentation du nombre de Reynolds (Re) pour une configuration de rugosité donnée. En région transitoire de l'écoulement rugueux, le nombre de Stanton a augmenté avec l'augmentation du nombre de Reynolds (Re) et atteint un point maximum pour une valeur du nombre de Reynolds (Re) d'environ 12000. Le point maximum se déplace vers des valeurs du nombre de Reynolds (Re) plus faibles plus que la valeur de la hauteur relative de la rugosité (e/D) augmente.

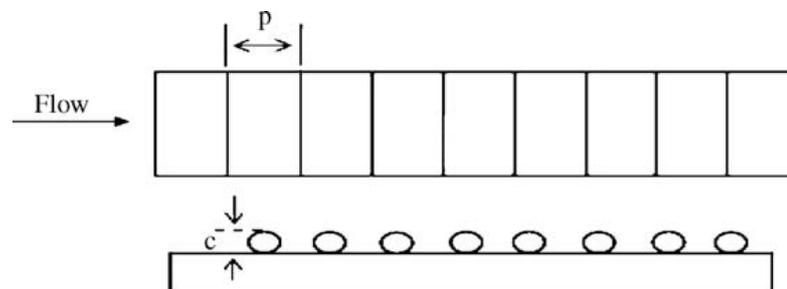


Fig. 1.17. Rugosités transversales continues [15].

Verma et Prasad [29] ont mené une recherche extérieure expérimentale pour l'optimisation des paramètres thermo-hydraulique de la rugosité et de l'écoulement pour une gamme de nombre de Reynolds (Re) comprise entre 5000-20000, le pas relative de rugosité (p/e) compris entre 10 à 40 et la hauteur relative de la rugosité (e/D) est comprise entre 0.01 à 0.03. La valeur optimale du nombre de Reynolds de la rugosité ($e+$) est égale à 24 et correspondant à cette valeur, la performance optimale thermo-hydraulique est égale à 71%. Le coefficient de transfert de chaleur variait entre 1.25 et 2.08 pour la gamme des paramètres étudiés. Les corrélations pour le transfert de chaleur et le coefficient de frottement ont été développés.

b. Rugosité de section rectangulaire

Karwa [30] a étudié expérimentalement l'effet de succession des rugosités à section rectangulaire sur le transfert de la chaleur et le coefficient de frottement pour une plage de rapport de largeur du conduit utile (W/H) compris entre 7.19 à 7.75, le pas relatif de rugosité (p/e) est égale à 10, la hauteur relative de la rugosité (e/D) comprise entre 0.0467 à 0.050, une

gamme du nombre de Reynolds (Re) comprise entre 2800 à 15000. Il a été expliqué que les tourbillons provenant des éléments de rugosité au-delà de la couche limite laminaire étaient responsables de la dissipation de la chaleur ainsi que l'augmentation du coefficient de frottement. L'amélioration du nombre de Stanton a été reportée de 65-90%, tandis que le coefficient de frottement a été enregistré était de 2.68 à 2.94 fois plus grand qu'un conduit lisse.

1.8.2. Rugosité Transversale brisées à section circulaire

Sahu et Bhagoria [31] ont étudié l'effet de 908 rugosités transversales brisées sur la performance thermique d'un capteur solaire à air pour une hauteur de rugosité fixe (e) égale à 1.5 mm, un rapport de largeur du conduit (W/H) égale à 8, un pas (p) entre rugosités dans une gamme comprise entre 10 à 30 mm et le nombre de Reynolds (Re) compris entre 3000-12000. La plaque de l'absorbeur rugueuse augmentait le coefficient de transmission thermique de 1.25 à 1.4 fois par rapport à une plaque lisse dans des conditions d'exploitation similaires. Correspondant à la valeur du pas de rugosité (p) égale à 20 mm, la valeur maximale du nombre de Nusselt obtenu décroît sur les extrémités. Sur la base de l'étude expérimentale, le rendement thermique du capteur solaire à air rugueux obtenu est compris entre 51 à 83.5% selon les conditions d'écoulement. La géométrie étudiée est montrée dans la figure 1.18.

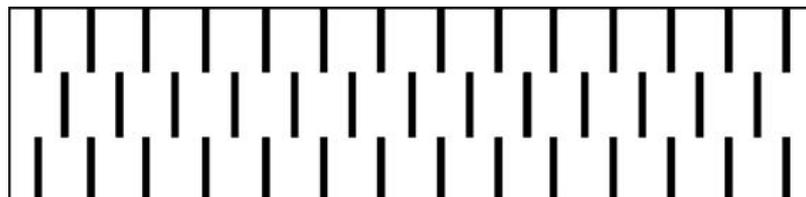


Fig. 1.18. Rugosité Transversale brisées [31].

1.8.3. Rugosités inclinées continues

a. Rugosités de section circulaire

Gupta et al. [32] ont étudié expérimentalement l'effet de la hauteur relative de la rugosité (e/D), l'inclinaison transversale de la rugosité par rapport à la direction de l'écoulement et le nombre de Reynolds (Re) sur la performance thermo-hydraulique d'un capteur solaire à air rugueux pour les régions d'écoulement transitoire ($5 < e+ < 70$). La géométrie de la rugosité étudiée est montrée dans la figure 1.19. Il a été montré que, avec l'augmentation de la hauteur

relative de la rugosité (e/D), la valeur du nombre de Reynolds (Re) a diminué. Pour cette valeur le rendement effectif est maximal. Le rendement effectif a également augmenté avec l'augmentation de l'insolation. Pour un capteur solaire à air rugueux, ils ont constaté une amélioration du transfert de chaleur et du coefficient de frottement qui était de l'ordre de 1.8 et 2.7 fois correspondant à des angles d'inclinaison de valeurs égales à 60° et 70° , respectivement. La meilleure performance thermo-hydraulique a été enregistrée pour la hauteur relative de rugosité (e/D) égale à 0.023 pour un nombre de Reynolds (Re) égale à 14000.

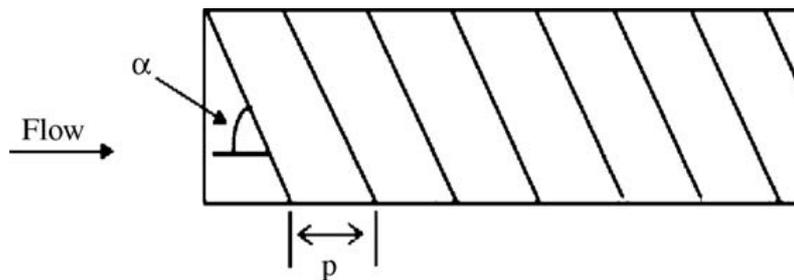


Fig. 1.19. Rugosités inclinées continues [32].

b. Rugosités transversales à section rectangulaire

Karwa [30] a étudié expérimentalement l'effet de répétition, des rugosités inclinées de 60° à section rectangulaire sur le transfert de chaleur et le coefficient de frottement pour un rapport de largeur (W/H) pour des valeurs comprises entre 7.19 à 7.75, un pas relatif de rugosité (p/e) est égale à 10, une hauteur relative de la rugosité (e/D) comprise entre 0.0467 à 0.050 et le nombre de Reynolds (Re) compris entre 2800 à 15000. L'amélioration du nombre de Stanton enregistrée était entre 22-32% et l'augmentation du coefficient de frottement est de l'ordre de 1.12 à 1.16 fois plus grande par rapport aux rugosités transversales.

c. Rugosités brisées inclinées

Aharwal et al. [18] ont étudié expérimentalement l'effet de la largeur et la position du passage de section carrée de l'air dans la rugosité brisée inclinée sur le transfert de chaleur et les caractéristiques de frottement d'un conduit rectangulaire. La conduite avait un rapport de largeur (W/H) égal à 5.84, un pas relatif de rugosité (p/e) égal à 10, une hauteur relative de la rugosité (e/D) égale à 0.0377, un angle d'attaque (α) égal à 60° , une largeur relative du passage de l'air (g/e) comprise entre 0.5 et 2 et la position relative du passage de l'air (d/W) varie de 0.1667 à 0.667 pour un nombre de Reynolds (Re) compris entre 3000 et 18000. Pour la rugosité

brisées inclinées et celle continue, l'amélioration du transfert de chaleur a été enregistré de l'ordre de 1.71 à 2.59 et 1.48 à 2.26 fois supérieure respectivement par rapport à un conduit lisse dans des conditions d'exploitation similaires. Les valeurs maximales de transfert de chaleur, pour un rapport du coefficient de frottement (f/f_s) et le paramètre thermo-hydraulique ainsi obtenus correspondent à la largeur relative du passage de l'air (g/e) égale à 1.0 et la position relative du passage de l'air (d/W) égale à 0.25 pour la gamme de paramètres étudiés. Ils ont utilisé la méthode "Particle Image Velocimetry (PIV)" pour visualiser les effets de l'angle d'inclinaison des rugosités sur le comportement de l'écoulement. Sur la base de résultats expérimentaux, des corrélations pour le nombre de Nusselt et le coefficient de frottement ont été développés. La géométrie étudiée est montrée dans la figure 1.20.

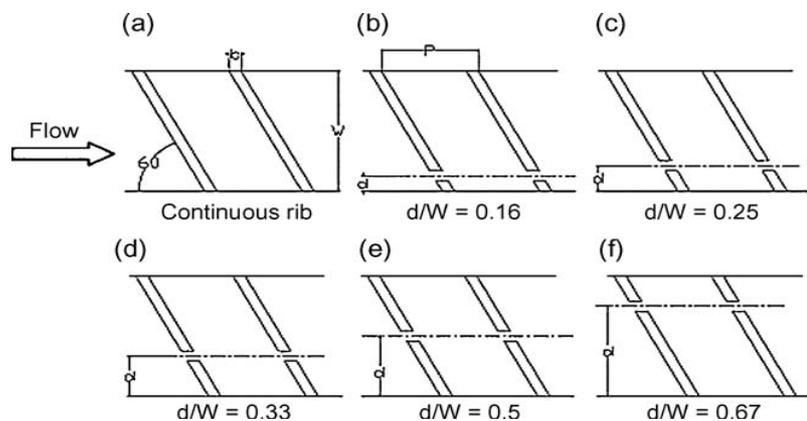


Fig. 1.20. Rugosité inclinée brisée et continue [18].

1.8.4. Rugosité en forme de maillage

Saini et Saini [33] ont réalisé une étude expérimentale pour étudier l'effet d'un absorbeur plan en forme de maillage rugueux sur l'augmentation du transfert de chaleur et les caractéristiques de frottement du chauffage solaire de l'air comme montré sur la figure 1.21. L'étude faite pour une largeur relative des mailles (L/e) dans la gamme de 25-71.87, une longueur relative des mailles (S/e) dans la gamme de 15.62-46.87, une hauteur relative de la rugosité (e/D) dans la gamme de 0.12-0.039 et le nombre de Reynolds (Re) compris entre de 1900-13000. Il a été montré que le transfert de chaleur maximum est 4 fois plus grand par rapport à un conduit lisse et qui correspond à l'angle d'attaque 61.9° ; la largeur relative des mailles (L/e) égale à 46.87 et la longueur relative des mailles (S/e) égale à 25. La valeur maximale du coefficient de frottement a été reportée pour l'angle d'attaque 72° , la largeur relative des mailles (L/e) égale à 71.87 et la longueur relative des mailles (S/e) égale à 15. Des corrélations pour le nombre de Nusselt et le coefficient de frottement ont été développées.

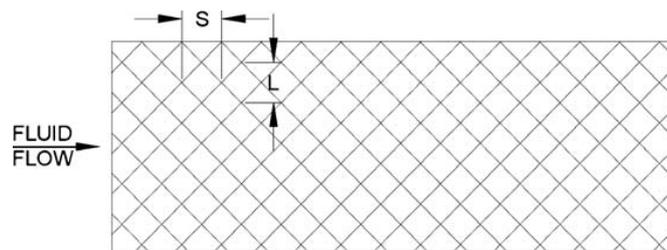


Fig. 1.21. Rugosité en forme de maillage [33].

1.8.5. Rugosité en forme de V

a. Rugosité en forme de V continues

Momin et al. [34] ont étudié expérimentalement l'effet des paramètres géométriques des rugosités en forme de V (figure 1.22) sur le transfert de chaleur et les caractéristiques de l'écoulement du fluide du conduit rectangulaire d'un capteur solaire plan à air. L'étude a couvert un nombre de Reynolds (Re) compris entre 2500 et 18000, une hauteur relative de la rugosité (e/D) comprise entre 0.02 et 0.034 et un angle d'attaque de l'écoulement (α) compris entre 30 et 90 ° pour un pas relatif de rugosité fixe (p/e) égale à 10. Le taux d'augmentation du nombre de Nusselt observé a été inférieur au taux d'augmentation du coefficient de frottement avec l'augmentation du nombre de Reynolds (Re). La mise en valeur maximale du nombre de Nusselt et le coefficient de frottement à la suite de l'utilisation de rugosité artificielle enregistrée était de 2.30 et 2.83 fois plus grandes respectivement par rapport à une conduite lisse pour un angle d'attaque (α) de 60°. Il a été reporté que pour la hauteur relative de la rugosité (e/D) égale à 0.034 et l'angle d'attaque (α) égale à 60°, la rugosité en forme de V rehausse la valeur du nombre de Nusselt de 1.14 et 2.30 fois par rapport aux rugosités inclinées et les absorbeurs plans lisse respectivement. Des corrélations pour le nombre de Nusselt et le coefficient de frottement ont été développées.

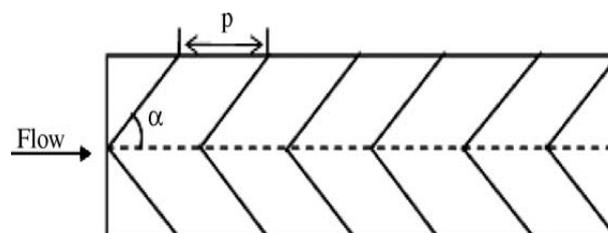


Fig. 1.22. Rugosités en forme de V [34].

b. Rugosité en forme de V discontinues, en quinconce

Muluwork et al. [19] ont comparé la performance thermique des rugosités discontinues disposées en quinconce en amont et en aval avec des rugosités transversales discontinues en quinconce (figure 1.23). Ils ont étudié l'effet du rapport relative de longueur de la rugosité (B/S), le rapport relative du segment de la rugosité (S'/S), le rapport relative en quinconce de la rugosité (p'/p) et l'angle d'attaque (α) sur le transfert de chaleur et le coefficient de frottement. Ils ont montré que le nombre de Nusselt augmente avec l'augmentation du rapport relatif de longueur (B/S). Le nombre de Nusselt pour la rugosité en aval discontinue en quinconce était supérieur à celui correspondant en amont et transversale discontinues en quinconce. Le nombre de Nusselt augmente avec le rapport relatif du pas de rugosité (p'/p) et atteint une valeur maximale pour un rapport relatif du pas de rugosité (p'/p) égale à 0.6. Le transfert de chaleur et le coefficient de frottement atteignent des valeurs maximales pour des angles d'attaques (α) 60° et 70° , respectivement. Des corrélations pour le nombre de Nusselt et le coefficient de frottement ont été développées.

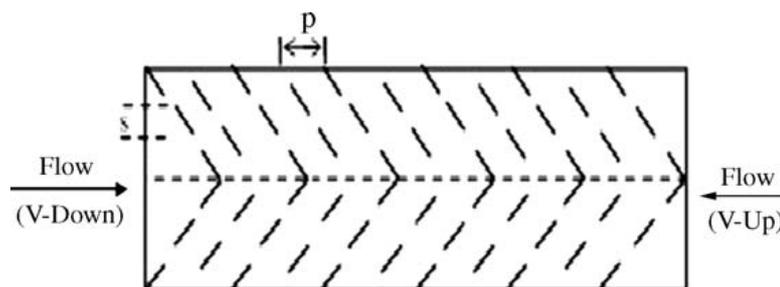


Fig. 1.23. Rugosités en forme de V discontinue en quinconce [19].

Karwa [30] a réalisé une étude expérimentale comparative de l'augmentation du transfert de chaleur et des frottements dans un conduit rectangulaire avec des rugosités à section rectangulaire en rangées en forme de V continues et en forme de V discontinues en quinconce pour un rapport de largeur du conduit (W/H) compris dans la gamme de 7.19 à 7.75, un pas relatif de rugosité (p/e) égal à 10, une hauteur relative de la rugosité (e/D) compris dans la gamme de 0.0467 à 0.050 et le nombre de Reynolds (Re) compris entre 2800 à 15000. L'amélioration du nombre de Stanton pour un conduit lisse enregistrée était de 102 à 137%, 110 à 147%, 93 à 134% et 102 à 142% pour la rugosité transversale, inclinée, v-en amont continue, v- en aval continue, v-en amont discontinue en quinconce et v-en aval discontinue en quinconce, respectivement. Les taux de frottement correspondant à ces arrangements ont été trouvés égaux de 3.02 à 3.42, de 3.40 à 3.92, de 3.32 à 3.65, de 2.35 à 2.47 et de 2.46 à 2.58,

respectivement. La rugosité en forme de v-en amont a donnée une meilleure performance que les rugosités en forme de v-en aval, qui confirmaient les résultats de Muluwork et al. [16]. Les configurations examinés dans l'étude sont présentées dans la figure 1.24.

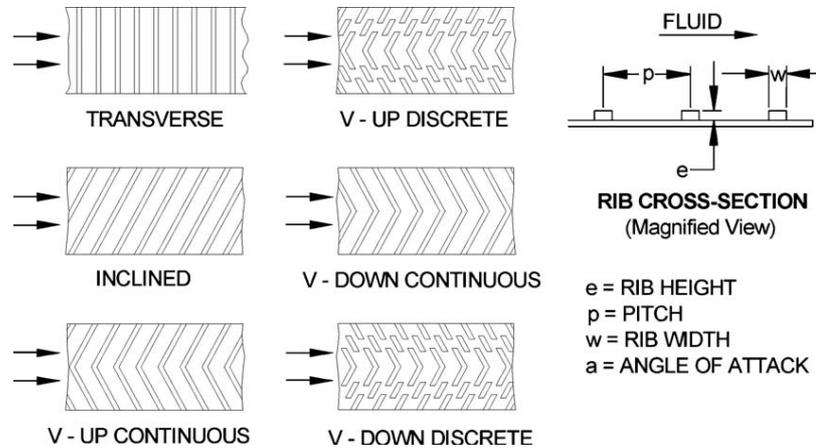


Fig. 1.24. Géométries de rugosités utilisées par Karwa [30].

Karwa et al. [35] ont étudié expérimentalement le transfert de chaleur et le frottement dans un conduit rectangulaire de rapport de longueur de conduit (L/H) avec des rugosités en rangées à section rectangulaire placées sur une large plaque; de forme v-discontinue et continue en quinconce à des angles d'inclinaison égales à 45° et 60° , pour un pas relatif de rugosité (p/e) égale à 10.63, un rapport relatif de longueur de la rugosité (B/S) égale à 3 et 6 avec un nombre de Reynolds (Re) qui varie de 2850 à 15500. Ils ont observé que les résultats correspondant au rapport relatif de longueur (B/S) égale à 6 sont les plus élevés et les plus faibles valeurs du rapport du nombre de Stanton (St/St_s) ont été obtenues pour 60° v-en amont discontinue en quinconce et 60° v-en aval discontinue, respectivement. Les valeurs des rapports des coefficients de frottement (f/f_s) maximum et minimum ont été enregistrées pour les rugosités 60° v-en amont discontinues en quinconce et 45° v-en amont discontinues en quinconce correspondant au rapport relatif de longueur (B/S) égal à 3. Les valeurs du nombre de Stanton et le coefficient de frottement ont été plus élevés pour le modèle v-en amont en comparaison avec le modèle v-en aval et les rugosités 60° en forme de V qui ont donnée de meilleurs résultats que la rugosité 45° en forme de V. La forme V a un effet important sur le nombre de Stanton et le coefficient de frottement avec des rugosités discontinues en quinconce qui donnent des meilleurs résultats que d'autres configurations du point de vue des performances

thermo-hydrauliques. Les différentes configurations étudiées sont représentés dans la figure 1.25.

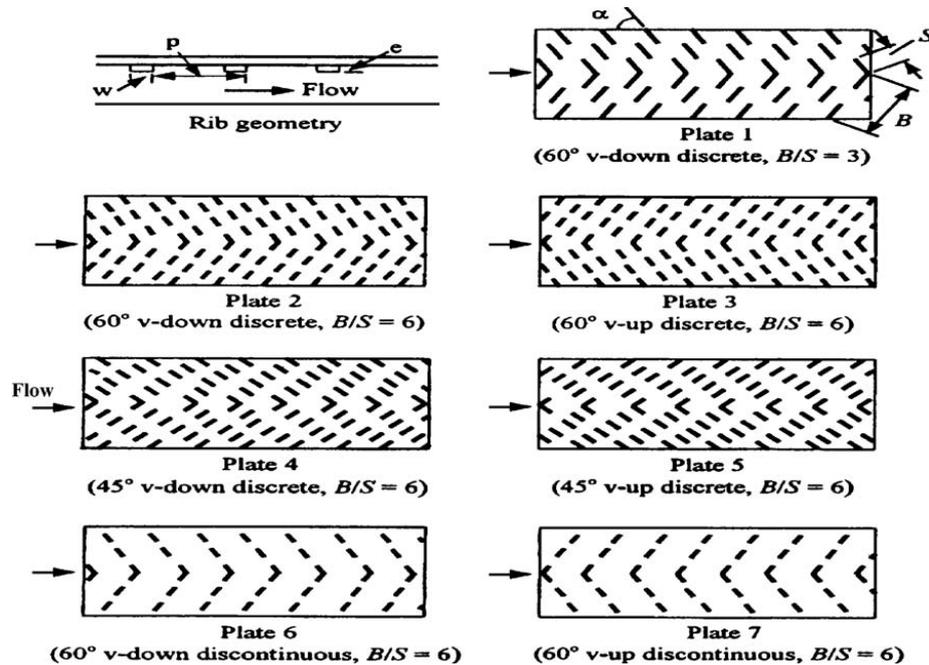


Fig. 1.25. Rugosités en forme de V de configurations différentes [35].

1.8.6. Rugosités chanfreinées

Karwa et al. [36] ont réalisé une étude expérimentale du transfert de chaleur et du frottement pour les conduits rectangulaires, ayant un rapport de longueur du conduit (L/H) de l'ordre de 4.8 à 12, et rugueuse avec des rugosités intégrantes chanfreinées répétées, comme le montre la figure 2.26. Les paramètres de rugosité considérés dans cette étude ont été le nombre de Reynolds (Re) d'une gamme de 3000 à 20000, une hauteur relative de la rugosité (e/D) d'une gamme de 0.014 à 0.0328, un pas relatif de rugosité (p/e) d'une gamme de 4.5 à 8.5 et un angle de chanfrein (Φ) variant de 15° à 18° . Le nombre de Stanton et le coefficient de frottement augmentent avec l'augmentation de l'angle de chanfrein et atteint la valeur maximale avec un angle de chanfrein (Φ) égale à 15° . Il a été enregistré que le nombre de Stanton diminue, tandis que le coefficient de frottement augmente avec l'augmentation du rapport de largeur (W/H). Par rapport à un conduit lisse, la présence des rugosités chanfreinées sur la paroi du conduit augmente d'environ deux fois et trois fois le nombre de Stanton et le coefficient de frottement, respectivement dans la gamme des paramètres étudiés. Des corrélations du transfert de chaleur et du coefficient de frottement ont été développées.

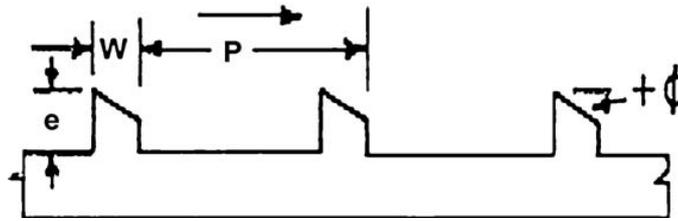


Fig. 1.26. Rugosités chanfreinées [36].

1.8.7. Rugosités en forme de coin

Bhagoria et al. [37] ont étudié expérimentalement le transfert thermique et les caractéristiques d'écoulement dans un capteur solaire à air ayant un absorbeur rugueux avec des rugosités en forme de coin transversale intégrante comme le montre la figure 1.27. L'étude portait sur le nombre de Reynolds (Re) variant de 3000 à 18000, une hauteur relative de la rugosité (e/D) variant de 0.015 à 0.033 et un angle de coin de la rugosité (Φ) variant de 8 à 12°. Il a été enregistré que le nombre de Nusselt et le coefficient de frottement augmentent de 2.4 fois et 5.3 fois pour un conduit lisse dans la gamme des paramètres étudiés. Des corrélations statistiques pour le nombre de Nusselt et le coefficient de frottement ont été développées.

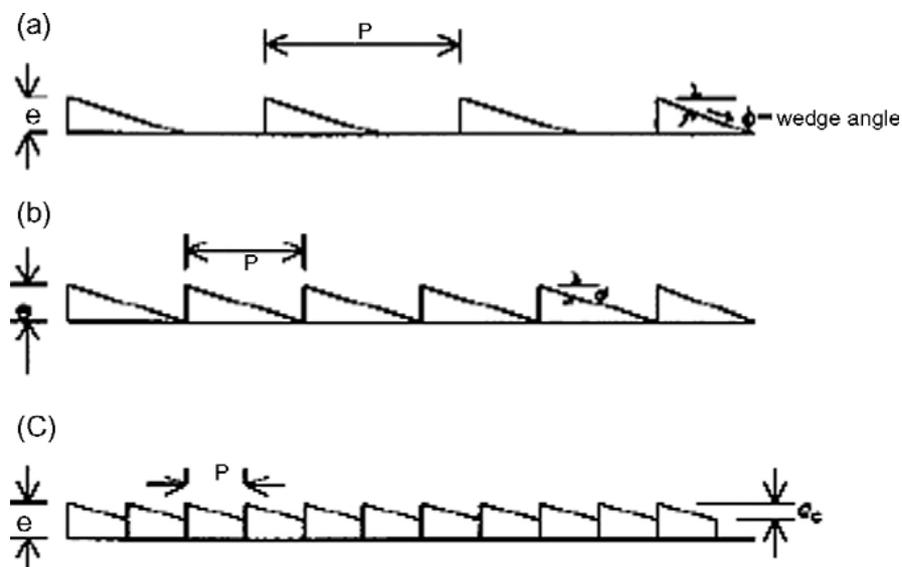


Fig. 1.27. Rugosité en forme de coin [37].

1.8.8. Rugosités en arc de cercle

Saini et Saini [38] ont étudié l'effet des rugosités en forme d'arc de cercle sur le coefficient de transfert thermique et le coefficient de frottement des conduits rectangulaires avec un nombre de Reynolds (Re), une hauteur relative de la rugosité (e/D) et un rapport d'angle de l'arc (α) variant de 2000 à 17000, de 0.0213 à 0.0422 et de 0.3333 à 0.6666, respectivement. Il a été enregistré que le rapport d'angle de l'arc (α) a un effet inverse sur le renforcement du transfert de chaleur et le coefficient de frottement. Avec une diminution de la valeur du rapport d'angle de l'arc (α), le nombre de Nusselt augmente, tandis que la valeur du coefficient de frottement diminue. L'amélioration du nombre de Nusselt et le coefficient de frottement enregistrée était de l'ordre de 3.6 et 1.75 fois plus grande respectivement par rapport à un conduit lisse pour un rapport d'angle de l'arc (α) égale à 0.3333 et une hauteur relative de la rugosité (e/D) égale à 0.0422. Sur la base des résultats expérimentaux, des corrélations pour le nombre de Nusselt et le coefficient de frottement ont été développés. La géométrie étudiée est montrée sur la figure 1.28.

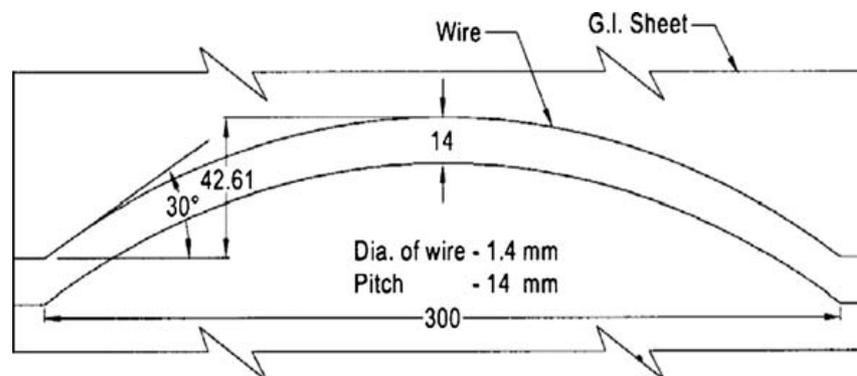


Fig. 1.28. Rugosités en arc de cercle [38].

1.8.9. Rugosité de surface alvéolée

Saini et Verma [39] ont étudié l'effet de rugosité et l'exploitation des paramètres du transfert de la chaleur et du frottement dans une conduite rugueuse garnie avec des rugosités de géométrie de surface alvéolée pour une gamme du nombre de Reynolds (Re) comprise entre 2000 et 12000, une hauteur relative de rugosité (e/D) comprise entre 0.018 et 0.037 et un pas relatif de rugosité (p/e) de 8 à 12. Pour la gamme des paramètres étudiés, le nombre de Nusselt maximum enregistré correspondait pour la valeur de la hauteur relative de la rugosité (e/D) égale à 0.0379 et un pas relatif de rugosité (p/e) égale à 10. Pour une valeur de pas relatif fixe

de rugosité (p/e) égale à 10, le coefficient de frottement atteint les valeurs maximales et minimales pour les valeurs de la hauteur relative de rugosité (e/D) égales 0.0289 et 0.0189, respectivement. Des corrélations pour le nombre de Nusselt et le coefficient de frottement ont été développées. La géométrie étudiée est montrée sur la figure 1.29.

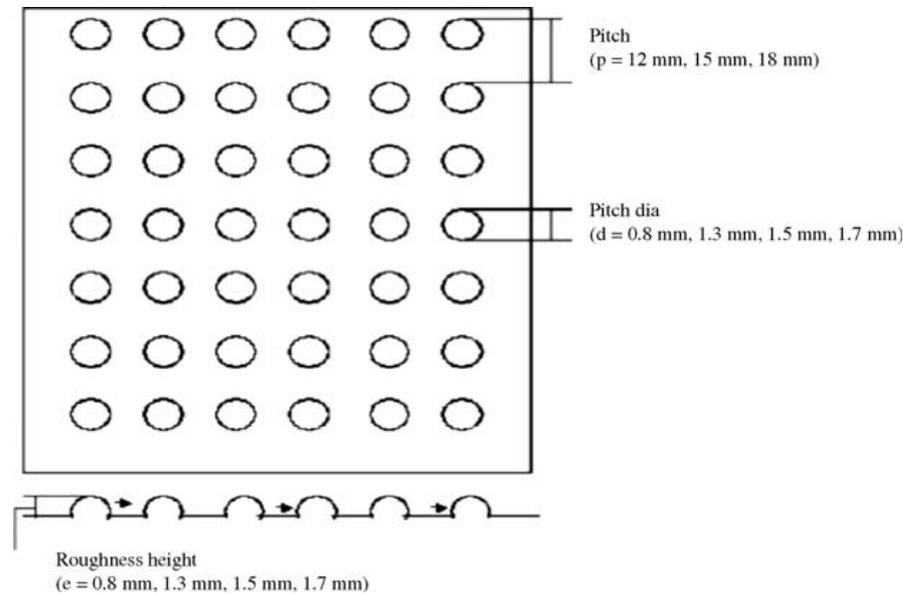


Fig. 1.29. Rugosité de surface alvéolée [39].

1.8.10. Rugosité en grille Métallique

Karmare et Tikekar [40] ont étudié expérimentalement le transfert de chaleur et les caractéristiques de frottement d'une plaque absorbante ayant des rugosités en grille métallique de section circulaire dans un conduit rectangulaire (figure 1.30). L'étude faite pour une hauteur relative de rugosité (e/D) comprise entre 0.035 et 0.044, une gamme de pas relatif de rugosité (p/e) comprise entre 12.5 et 36, une gamme de longueur relative de la maille de la grille (l/s) comprise entre 1 et 1.72 et une gamme du nombre de Reynolds (Re) comprise entre 4000 et 17000. L'amélioration du nombre de Nusselt enregistré est égale à 187 % et le coefficient de frottement augmente de 213% et une performance optimale observée pour une valeur de longueur relative de la maille de la grille (l/s) égale à 1.72, une valeur de la hauteur relative de la rugosité (e/D) égale à 0.044 et un pas relatif de rugosité (p/e) égal à 17.5 pour la gamme des paramètres étudiés. Sur la base des résultats expérimentaux, des corrélations pour le nombre de Nusselt et le coefficient de frottement ont été développés.

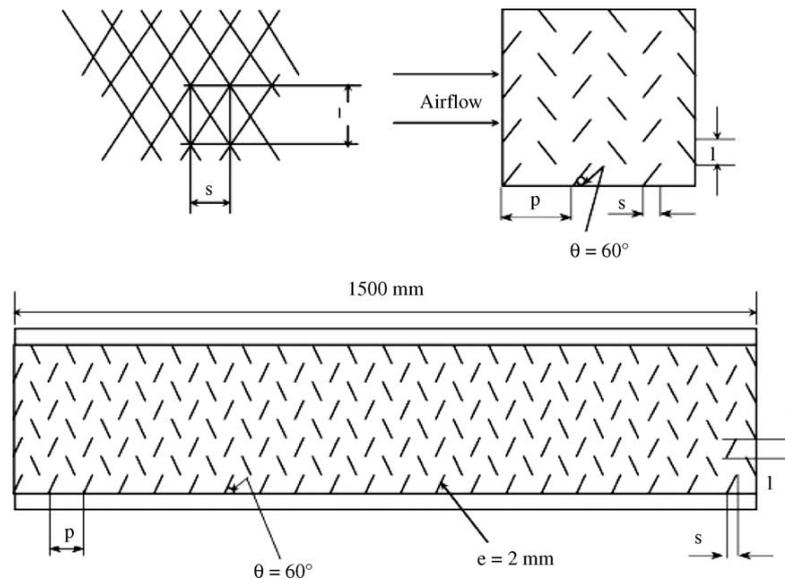


Fig. 1.30. Rugosité en grille métallique [40].

1.8.11. Rugosités discontinues en forme W

Kumar et al. [41] ont mené une étude expérimentale pour déterminer les distributions de transfert de chaleur d'un capteur solaire à air ayant sa plaque absorbante garnie de rugosités discontinues en forme W. L'expérience menée pour un nombre de Reynolds (Re) qui varie de 3000 à 15000, pour une hauteur de la rugosité (e) de 0,75 mm et 1 mm, une hauteur relative de rugosité (e/D) de 0.0168 à 0.0225 et d'un pas relatif de rugosité (p/e) égale à 10 et un angle d'attaque (α) égal à 45° . Le rendement thermique utilisant les rugosités artificielles a été comparé à celui d'un capteur lisse sous les conditions d'écoulement semblables et il a été enregistré que le rendement thermique d'un canal rugueux est 1.2 à 1.8 fois meilleur que celui d'un canal lisse pour la gamme des paramètres étudiés. La discontinuité s'est avérée avoir des effets significatifs sur l'amélioration du transfert de chaleur. La géométrie étudiée est montrée sur la figure 1.31.

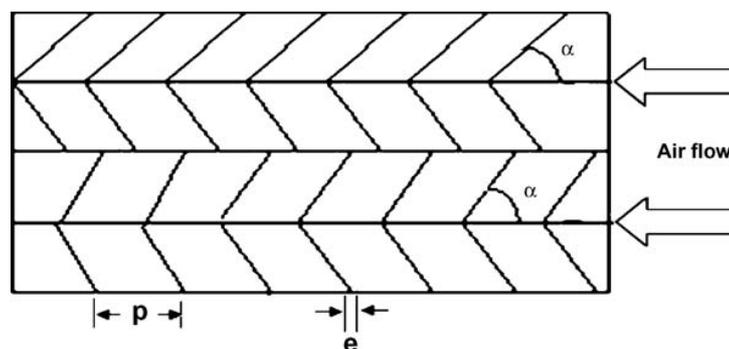


Fig. 1.31. Rugosités discontinues en forme W [41].

1.8.12. Combinaison des éléments de rugosités différentes

a. Rugosités en rainures et transversales

Jaurker et al. [42] ont étudiée expérimentalement le transfert de chaleur et les caractéristiques de frottement de la rugosité en rainure et transversale dans un conduit rectangulaire, comme indiqué dans la Figure 1.32. L'effet du pas relatif entre les rugosités transversales (p/e), la hauteur relative de la rugosité (e/D) et la position relative de la rainure (g/P) sur le coefficient de transfert thermique et le coefficient de frottement ont été étudiées. La présence de rugosités artificielles en rainures et transversales a donnée des valeurs du nombre de Nusselt et du coefficient de frottement jusqu'à 2.7 et 3.6 fois plus grands, respectivement, en comparaison avec un absorbeur lisse. Le transfert de chaleur maximum obtenu pour un canal garni de rugosité de pas relatif de rugosité (p/e) égale environ 6 et un pas relatif de rainure (g/P) égale à 0.4. Des corrélations pour le nombre de Nusselt et le coefficient de frottement ont été développées.

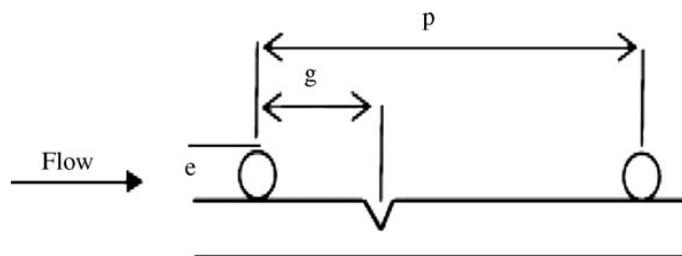


Fig. 1.32. Combinaison de la rugosité en rainure et transversale [42].

b. Rugosité en rainure et chanfreinée

Layek et al. [43] ont mené une étude expérimentale pour déterminer le transfert de chaleur et les frottements des rangées de rugosités composés de rugosités en rainures et rugosités chanfreinées disposées transversalement sur la plaque de l'absorbeur d'un capteur solaire à air. Quatre positions relatives des rugosités en rainures et chanfreinées (g/P) égale, respectivement, à 0.3, 0.4, 0.5 et 0.6 ont été étudiés par rapport à une hauteur relative de rugosité fixe (e/D) et un pas relatif de rugosité (p/e) de valeurs de 0,03 et 10 respectivement. Ils ont constaté que les valeurs du nombre de Nusselt et du coefficient de frottement correspondant au pas relatif de rugosité (p/e) égale à 10 et la position relative de la rainure (g/P) égale à 0.4 sont environ 2.42 et 2.6 fois plus grands. Des corrélations pour le nombre de Nusselt et le coefficient de frottement ont été développées. La géométrie étudiée est montrée sur la figure 1.33.

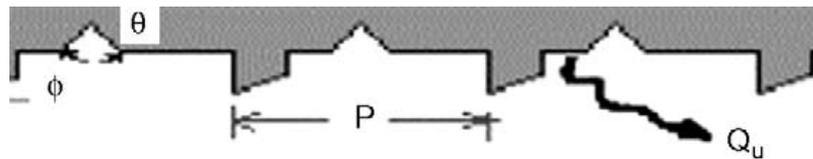


Fig. 1.33. Combinaison de la rugosité en rainures et chanfreinées [43].

c. Combinaison de rugosités inclinée et transversale

Varun et al. [44] ont réalisé une étude expérimentale sur le transfert de chaleur et les caractéristiques de frottement en utilisant une combinaison de rugosités inclinées et transversales sur la plaque absorbante d'un capteur solaire à air avec un nombre de Reynolds (Re) allant de 2000 à 14000, pour une gamme du pas relatif de rugosités (p/e) compris entre 3 et 8, une hauteur relative de la rugosité (e/D) égale à 0.030, un rapport de largeur (W/H) égal à 10 et la hauteur de la rugosité (e) de 1.6 mm. Pour un pas relatif de rugosités (p/e) égal à 8, la meilleure performance thermique a été enregistrée. Des corrélations pour le nombre de Nusselt et le coefficient de frottement ont été développées. La forme de la géométrie de rugosité étudiée est montré sur la figure 1.34.

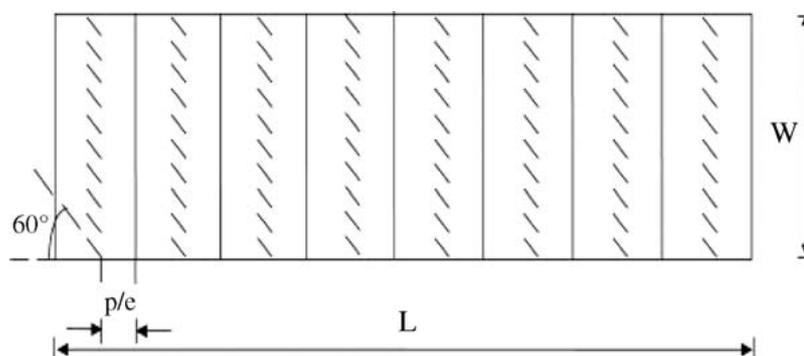


Fig. 1.34. Combinaison de la rugosité inclinée et transversale [44].

1.9. Comparaison des performances thermo-hydrauliques des capteurs solaires rugueux

Le rendement thermique des capteurs solaires s'améliore avec l'introduction des rugosités dont la géométrie est répétée sur les plaques de l'absorbeur. Ceci conduit également à des coefficients plus élevés du coefficient de frottement et augmentent par conséquent les besoins en puissance de pompage. Afin de déterminer la géométrie des éléments de rugosité artificielle qui maximise le coefficient de transfert de chaleur par convection avec un minimum de besoins en énergie de pompage, les performances thermo-hydrauliques sont comparées en utilisant les corrélations relatives au transfert de chaleur et au coefficient de frottement pour différentes géométries de rugosités qui sont données dans le tableau 1.2. Wright et al. [23] a défini un paramètre appelé facteur d'accroissement (ε') en termes de rapport du nombre de Nusselt et le rapport de coefficient de frottement des canaux rugueux et lisse qui est exprimé comme suit :

$$\varepsilon' = \frac{(Nu/Nu_s)}{(f/f_s)^{0.33}} \quad (1.5)$$

Les résultats de la comparaison sont regroupés dans le tableau suivant :

Tableau 1.2.

Corrélations développées pour le transfert de chaleur et le coefficient de frottement pour des géométries de rugosité différentes utilisées dans les capteurs solaires à air.

Auteurs	Géométries des rugosités	Paramètres	Corrélations	
			Transfer de chaleur	Facteur de frottement
Prasad et Saini [15]	Petit diameter Tube transversal	(e/d): 0.020–0.033	$St = \frac{f/2}{1 + \sqrt{f/2[4.5(\epsilon^+)^{0.22} Pr^{0.57} - 0.95(P/\epsilon)^{0.55}]}}$	$f = \frac{(W + 2B)f_s + Wf_r}{2(W + B)}$ $f_r = \frac{2}{[0.95(P/\epsilon)^{0.22} + 2.5 \ln(D/2\epsilon) - 3.75]^2}$
Aharwal et al. [18]	Rugosités brisées inclinées	(p/e) : 10-20 Re : 5000-50000 (e/d) : 0.0377	$Nu = 0.002 Re^{1.09(P/\epsilon)^{1.87}} \exp[-0.45(\ln(P/\epsilon))^2] (\alpha/60)^{0.008}$ $X \exp[-0.65(\ln \alpha/60)^2] (d/W)^{-0.22} \exp[-0.12(\ln d/W)^2] (g/\epsilon)^{-0.6}$ $X \exp[-0.18(\ln \alpha g/\epsilon)^2] (\epsilon/D)^{0.9}$	$f = 0.071 Re^{-0.149(P/\epsilon)^{1.49}} \exp[-0.44(\ln(P/\epsilon))^2] x (d/W)^{-0.49}$ $X \exp[-0.14(\ln d/W)^2] (g/\epsilon)^{-0.092} x (\alpha/60)^{0.67}$ $(\exp[0.12(\ln g/\epsilon)^2] (\epsilon/D)^{0.60})$
Muluwork [19]	Rugosité en forme de V	g/e : 0.5-2 d/W : 0.1667-0.667 W/H : 5.84 α : 60° Re : 3000-18000 (e/d) : 0.01-0.05	$Nu = 0.00534 Re^{1.259} (B/S)^{1.846} (S'/S)^{1.112} (\epsilon/D)^{0.270} (P'/P)^{0.762}$ $\exp[-2.25(\ln(P'/P))^2] \exp[-0.376(\ln(1 - \alpha/60))^2]$	$f = 0.7117 Re^{-0.299} (B/S)^{0.696} (S'/S)^{0.712} (\epsilon/D)^{0.119} (P'/P)^{-0.0096}$ $\exp[-1.26(\ln(1 - \alpha/70))^2]$
Verma et Prasad [29]	Rugosité Circulaire transversale	P'/P : 0.2-0.8 S'/S : 1.1-2.3 B/S : 3-9 α : 30°-90° Re : 3032-17652 (e/d) : 0.02-0.034	$Nu = 0.08596(P/\epsilon)^{-0.024} (\epsilon/D)^{0.072} Re^{0.722} \text{ for } \epsilon^+ \leq 24$ $Nu = 0.02954(P/\epsilon)^{-0.016} (\epsilon/D)^{0.011} Re^{0.802} \text{ for } \epsilon^+ > 24$	$f = 0.245((P/\epsilon)^{-0.206} (\epsilon/D)^{0.249} Re^{-1.24}$

Gupta et al. [32]	Rugosité circulaire inclinée	(p/e) : 7.5 et 10 (p/e) :10-40 Re : 5000-20000 (e/d) : 0.020-0.05	$Nu = 0.0024(e/D)^{0.001} (W/H)^{-0.06} Re^{1.094} \times \exp[-0.004(1 - \alpha/60)^2]$ $Nu = 0.0071(e/D)^{-0.24} (W/H)^{-0.0002} Re^{0.81} \times \exp[-0.475(1 - \alpha/60)^2]$ <p>for $e^* < 55$</p>	$f = 0.1911(e/D)^{0.198} (W/H)^{0.009} Re^{1.054} \times \exp[-0.993(1 - \alpha/70)^2]$
Saini and Saini [33]	Rugosité en forme de maillage	α : 30°-90° Re : 3000-18000 (e/d) : 0.012-0.039	$Nu = 4.0 \times 10^{-4} \times Re^{1.22} (e/D)^{0.623} (S/e)^{2.22} \times \exp[1.25 \ln(S/10e)]$	$f = 0.815 Re^{0.661} (L/e)^{0.268} (S/10e)^{-0.19} (10(e/d))^{0.291}$
Momin et al. [34]	Rugosité en forme de V	S/e : 15.62-46.87 L/e : 25-71.87 Re : 1900-13000 (e/d) : 0.01-0.03	$Nu = 0.067 Re^{0.888} (e/D)^{0.424} (\alpha/60)^{-0.077} \exp[-0.782(\ln \alpha/60)^2]$	$f = 6.266 Re^{-0.429} (e/D)^{0.969} (\alpha/60)^{-0.059} \exp[-0.719 \times (\ln \alpha/60)^2]$
Karwa et al. [35]	Rugosités chanfreinées	(p/e) : 10-40 Re : 2500-18000 W/H : 4.8, 6.1, 7.8, 9.66 et 12 (e/d) : 0.0141-0.0328	$y = 103.77 e^{-0.0066(W/H)^{0.5} (p/e)^{-2.56} \times \exp[0.7343 \ln(p/e)^2]} (e^*)^5$ $y = 32.26 (W/H)^{0.5} (p/e)^{-2.56} \times \exp[0.7343 \ln(p/e)^2] (e^*)^{-0.08}$ <p>for $5 \leq e^* < 20$ for $20 \leq e^* < 60$</p>	$R = 1.66 e^{-0.00780(W/H)^{-0.4} (p/e)^{2.693} \times \exp[-0.762 \ln(p/e)^2]} (e^*)^5$ $R = 1.325 e^{-0.00780(W/H)^{-0.4} (p/e)^{2.693} \times \exp[-0.762 \ln(p/e)^2]}$ <p>for $20 \leq e^* < 60$</p>
Bhagoria et al. [37]	Rugosités en forme de coin	(p/e) : 4.5, 5.8, 7 et 8.5 Φ : -15, 0, 5, 10, 15 et 18 Re : 3000-20000 (e/d) : 0.015-0.033	$Nu = 1.89 \times 10^{-4} Re^{1.21} ((e/d)^{0.426} (p/e)^{2.84} \times \exp[-0.71 \ln(p/e)] (0/10)^{-0.018} \times \exp[-1.5 \ln(0/10)^2])$	$f = 12.44 Re^{-0.46} ((e/d)^{0.69} ((p/e)^{-0.62} (0/10)^{0.46})$

Saini and Saini [38]	Rugosités en arc de cercle	(p/e) : 60.17 $\Phi^{-1.0284} < (p/e) < 12.15$ Re : 3000-18000 (p/e) : 10 (e/d) : 0.021-0.042	$Nu = 0.001047 Re^{1.0166} (e/D)^{0.9772} (\alpha/90)^{-0.1191}$	$f = 0.14408 Re^{-0.17107} (e/D)^{0.1765} (\alpha/90)^{0.1187}$
Saini et verma [39]	Rugosité de surface alvéolée	Re : 2000-17000 $\alpha/90 : 0.33-0.66$ (e/d) : 0.018-0.037	$Nu = 5.2 \times 10^{-4} Re^{1.27} \{ (P/e)^{0.19} x [\exp(-2.12)(\log((P/e)))^2] (e/D)^{0.099} x [\exp(-1.3)(\log((e/D)))^2] \}$	$f = 0.642 Re^{-0.429} (P/e)^{-0.463} [\exp(0.054)(\log((P/e)))^2] x (e/D)^{-0.0214} [\exp(0.84)(\log((e/d)))^2]$
Karmare et Tikekar [40]	Rugosité en grille Métallique	(p/e) : 8-12 Re : 2000-12000 (e/d) : 0.035-0.044	$Nu = 2.4 \times 10^{-9} x Re^{1.9} x (e/D)^{0.42} (I/s)^{-0.146} x (P/e)^{-0.21}$	$f = 15.55 x Re^{0.269} x (e/D)^{0.91} (I/s)^{-0.17} x (P/e)^{-0.61}$
Jauker et al. [42]	Rugosités en rainures	(p/e) : 12.5-36 l/s : 1.72-1 Re : 4000-17000 (e/d) : 0.022-0.040	$Nu = 0.002062 Re^{0.096} ((e/d)^{0.949} (P/e)^{0.918} x \exp[-0.368 \{ \ln(P/e) (g/P)^{1.108} x \exp[2.486 \{ \ln(g/P) \}^2 + 1.406 \{ \ln(g/P) \}^2] \})$	$f = 0.001227 x Re^{-0.199} ((e/d)^{0.989} (P/e)^{1.19} (g/P)^{0.649} x \exp[-1.654 ((P/e)) \}^2] x \exp[1.513 \{ \ln(g/P) \}^2]$
Layak et al. [43]	Rugosité en rainure et chanfreinée	(p/e) : 4.5-10 g/p : 0.3-0.7 Re : 3000-21000 (e/d) : 0.018-0.036	$Nu = 0.00225 Re^{0.92} ((e/d)^{0.92} (P/e)^{1.72} x \exp[-0.22 \{ \ln(P/e) \}^2] x \exp[-\{ \ln(P/e) \}^2] (g/P)^{-1.21} x \exp[-0.74 \{ \ln(g/P) \}^2]$	$f = 0.00245 x Re^{-0.124} ((e/d)^{0.969} (P/e)^{1.92} (g/P)^{-1.124} x \exp[-1.09 ((P/e)) \}^2] x \exp[-0.66 \{ \ln(g/P) \}^2] x \exp[0.0050]$
Varum et al. [44]	Rugosités inclinée et transversale	(e/d) : 0.030 (p/e) : 3-8 Re : 2000-14000	$Nu = 0.0006 Re^{1.212} (P/e)^{0.0104}$	$f = 1.0858 Re^{-0.9669} (P/e)^{0.0114}$

La figure 1.35 présente une comparaison thermo-hydraulique des différentes géométries de rugosité. Les géométries des éléments de rugosité et les paramètres considérés pour la comparaison sont donnés dans le Tableau 1.3. Cette figure montre la variation du facteur d'accroissement du nombre de Reynolds (Re) pour des géométries différentes de rugosité utilisées dans les capteurs solaires à air. Parmi toutes les géométries de rugosité considérées, la géométrie de rugosité inclinée et brisée donne la meilleure performance thermo-hydraulique ; pour une gamme du nombre de Reynolds compris entre 3000 et 14000. Pour une gamme du nombre de Reynolds au-delà de 14000, les géométries de rugosités sous forme d'arc et de treillis sont meilleures. Les performances thermo-hydrauliques des géométries combinées telle que la rugosité sous forme de rainure 1 et 2 est presque identique avec la rugosité sous forme de rainure 2 qui est un arrangement plus performant que la rugosité sous forme de rainure 1 pour des valeurs du nombre de Reynolds inférieures à 6000 et pour des valeurs supérieures, l'arrangement de la rugosité sous forme de rainure 1 a donné de meilleurs résultats pour la gamme des paramètres considérés.

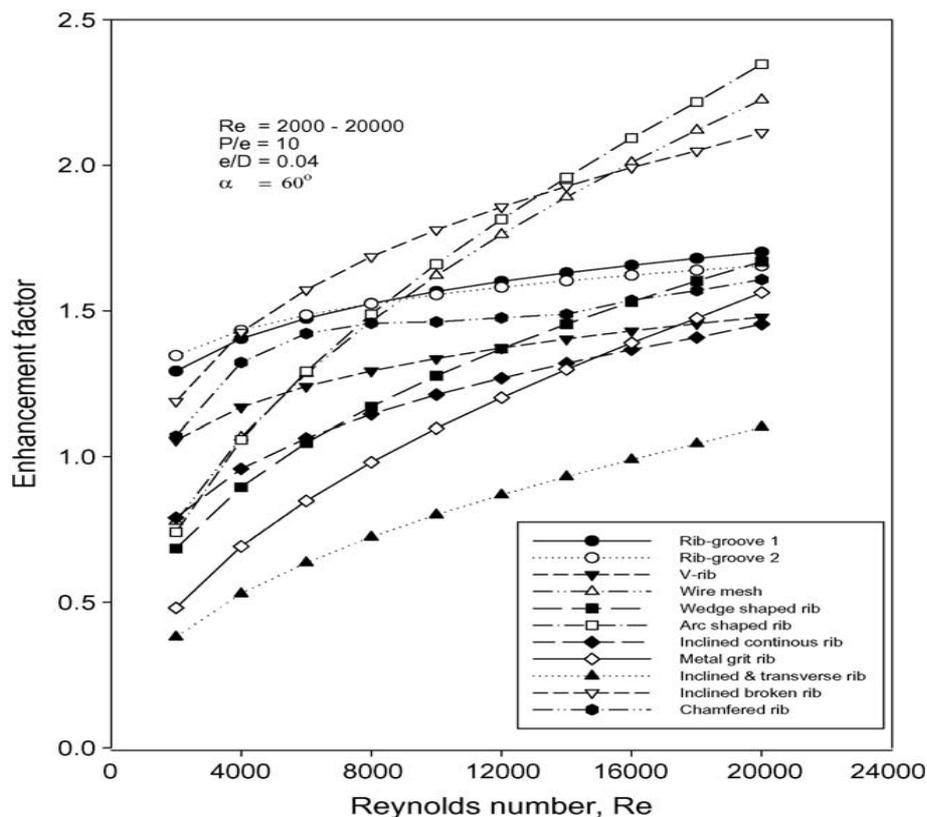


Fig. 1.35. Comparaison du facteur de l'amélioration des différentes géométries.

Le tableau suivant regroupe les différentes configurations comparées.

<i>n°</i>	<i>Géométries des rugosités</i>	<i>Paramètres</i>
1	Rugosité inclinée brisée [18]	$(p/e)=10, (e/d)=0.04, Re=2000-20000, W/H=11.5, \alpha=60^\circ, g/e=1, d/W=0.25$
2	Rugosité inclinée continue [32]	$(p/e)=10, (e/d)=0.04, Re=2000-20000, W/H=11.5, \alpha=60^\circ, g/e=1, d/W=0.25$
3	Rugosité en forme de maillage [33]	$(p/e)=10, (e/d)=0.04, Re=2000-20000, S/e=25, L/e=46.87$
4	Rugosité en forme de V [34]	$(p/e)=10, (e/d)=0.04, Re=2000-20000, \alpha=60^\circ$
5	Rugosités chanfreinées [36]	$(p/e)=10, (e/d)=0.04, Re=2000-20000, \theta=15^\circ$
6	Rugosité en forme de coin [37]	$(p/e)=10, (e/d)=0.04, Re=2000-20000, \theta=10^\circ$
7	Rugosités en arc de cercle [38]	$(p/e)=10, (e/d)=0.04, Re=2000-20000, \alpha=30^\circ$
8	Rugosité en grille Métallique [40]	$(p/e)=10, (e/d)=0.04, Re=2000-20000, l/s=1.72$
9	Rugosité en rainure et transversale [42]	$(p/e)=10, (e/d)=0.04, Re=2000-20000, g/P=0.4$
10	Rugosité en rainures et chanfreinées [43]	$(p/e)=10, (e/d)=0.04, Re=2000-20000, \theta=18^\circ, g/P=0.4$
11	Rugosité inclinée et transversale [44]	$(p/e)=10, (e/d)=0.04, Re=2000-20000$

Tableau 1.3. Les Géométries des rugosités.

1.1. Synthèse des travaux effectués

D'après l'étude menée relative à la synthèse des travaux effectués par les différents auteurs concernant l'amélioration des performances thermo-hydrauliques d'un capteur solaire plan à air, il a été constaté que l'exploitation des résultats apportés par l'utilisation de la rugosité artificielle dans la réduction de la taille des capteurs solaires si le taux d'échange thermique est maintenue constant ou si la taille est maintenue constante, il aide à augmenter l'extraction de la chaleur par la surface de la plaque absorbante, ce qui maximise le transfert de chaleur.

Pour une meilleure compréhension des processus de valorisation du transfert de chaleur due aux écoulements turbulents générés par la présence de la rugosité sur la plaque de l'absorbeur d'un capteur solaire à air, des études théoriques et expérimentales ou numériques doivent être effectuées. Quelques études, basées sur la mécanique de fluide numérique (computational fluid dynamics, CFD), ont été réalisées par Chaube et al. [45] et Sharad [46] en utilisant le logiciel Fluent 6.1. Cependant, des efforts sont nécessaires pour développer des modèles qui décrivent les turbulences et les écoulements secondaires qui jouent un rôle important dans l'amélioration du transfert de chaleur rugueux des capteurs solaires à air. En

l'absence de modèle précis et fiable, les techniques de visualisation des écoulements devraient être utilisées pour surmonter les difficultés rencontrées pour décrire le transfert thermique et les caractéristiques des écoulements mathématiquement. Ahrwal et al. [18] a utilisé la méthode Particle Image Velocimetry (PIV) pour visualiser l'écoulement, il a été constaté que peu d'études sont faites utilisant cette méthode.

La plupart des études expérimentales réalisées pour l'amélioration des performances des capteurs solaire à air impliquent des techniques simple d'amélioration de la surface d'échange tels que l'emplacement de rugosités transversales, inclinées, en forme de V, en forme de W sur les côtés, ...etc. Bien que l'utilisation simultanée de deux ou plusieurs techniques d'amélioration produit de meilleurs résultats en comparaison à la technique individuelle [47], peu d'études [42-44] impliquant l'utilisation de techniques d'amélioration composé dans les capteurs solaires à air ont été rapportés dans la littérature. Composer des techniques d'amélioration de transfert de chaleur offrent un moyen de plus pour améliorer encore les performances thermiques d'un tel système.

Invariablement, l'utilisation de la géométrie de rugosité dans un capteur solaire à air améliore sensiblement sa performance thermique, mais au prix d'une baisse considérable des pressions du fluide, ce qui affecte négativement les performances thermo-hydrauliques. Par conséquent, la géométrie et l'orientation des éléments de rugosité doivent être choisis de telle manière que la chute de débit ou de pression soit minimum comme dans le cas des rugosités inclinées avec un écart par rapport à la paroi supérieure du conduit [17] et la forme des rugosités en arc [38] respectivement.

1.2. Conclusions

Dans cette étude de recherche bibliographique, une synthèse sur les différentes géométries de rugosité a été effectuée. Une comparaison des performances thermo-hydrauliques des capteurs solaire à air garni de géométries différentes de rugosité a été établie afin de déterminer la meilleure. De cette étude, les conclusions suivantes sont tirées:

1. L'utilisation de la rugosité artificielle entraîne une amélioration substantielle du rendement du capteur solaire à air résultant de la réduction de sa taille ou la maximisation du taux de transfert de chaleur.
2. Des études expérimentales employant des techniques d'amélioration composée entraînent une amélioration des performances thermiques des capteurs solaires à air.
3. Les techniques de visualisation sont indispensables pour ce genre de géométrie. En effet les phénomènes sont complexes et difficiles à modéliser vue l'interaction due aux rugosités.
4. Les performances thermo-hydrauliques de la rugosité de géométrie inclinée et brisées donnent les meilleurs résultats en comparaison à d'autres éléments de géométries de rugosité pour une gamme de nombre de Reynolds entre 3000 et 14000.

Partie 2

Etude théorique

Chapitre 2

Equations caractéristiques et optimisation d'un capteur solaire plan à air

Chapitre 2 – Equations caractéristiques et optimisation d'un capteur solaire plan à air

2.1. Introduction

Dans ce chapitre, nous présentons les équations et les formules générales qui caractérisent le fonctionnement des capteurs solaires plan à air et qui nous permettent de déterminer les performances de ces systèmes, d'une part. D'autre part, nous présentons les différentes techniques d'optimisation du transfert de chaleur et de réduction des pertes thermiques.

2.2. Les paramètres structurels

Le comportement d'un capteur solaire en régime établi dépend d'un certain nombre de paramètres. Nous distinguerons des paramètres intrinsèques et des paramètres extrinsèques.

Les premiers paramètres sont propres au système et comprennent les caractéristiques physiques du capteur : son orientation, la nature du fluide caloporteur et les paramètres d'utilisation. Les seconds sont extérieurs au système et comprennent l'ensemble des conditions climatiques.

Notre objectif étant la caractérisation d'un capteur solaire plan à air à des fins comparatives théoriques et expérimentales. Nous retiendrons donc les paramètres suivants:

Paramètres intrinsèques :

- Orientation du capteur,
- Nature du fluide caloporteur,
- Débit massique du fluide caloporteur \dot{m} ,
- Température d'entrée du fluide caloporteur T_{fe} ,
- Géométrie de passage (rugosités).

Paramètres extrinsèques:

- Rayonnement solaire global incident I_G ,
 - Température ambiante T_a ,
 - Température du ciel T_{ciel} ,
-

- Température à l'arrière du capteur T_{ar} ,
- Vitesse du vent V_v .

2.3. Bilan thermique global du capteur solaire

Le fonctionnement thermique d'un capteur solaire se traduit comme suit :

La surface absorbante reçoit l'énergie solaire incidente qu'elle transmet à un fluide caloporteur. Cette transformation s'effectue plus ou moins efficacement selon, d'une part les caractéristiques des éléments constituant le capteur solaire et d'autre part selon les propriétés thermo-physiques du fluide caloporteur. Le capteur est le siège de déperditions thermiques, les surfaces chaudes échangent de la chaleur avec l'environnement par rayonnement, par convection et par conduction.

Le bilan énergétique par unité de surface du capteur s'écrit :

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

Q_a : Désigne la puissance incidente du rayonnement absorbé par unité de surface,

Q_u : La puissance utile récupérée par le fluide caloporteur,

Q_p : La puissance perdue par convection, conduction et rayonnement,

Q_s : La puissance stockée sous forme de chaleur dans les différents éléments du capteur.

Lorsque le capteur atteint l'équilibre thermique (régime permanent), la quantité Q_s s'annule. Par conséquent :

$$Q_a = Q_u + Q_p \quad (2.2)$$

2.4. Equation simplifiée du fonctionnement

La puissance thermique disponible utile à l'échauffement du fluide caloporteur est équivalente à la puissance incidente du rayonnement diminuée des pertes :

$$Q_u = Q_a - Q_p \quad (2.3)$$

Les pertes peuvent être décomposées en deux catégories :

- Les pertes optiques Q_{po} qui sont dues à la réflexion et la réémission du rayonnement incident ;
- Les pertes thermiques Q_{pt} qui sont des pertes par convection, conduction et rayonnement.

$$Q_p = Q_{po} + Q_{pt} \quad (2.4)$$

2.4.1. Les pertes optiques

Ces pertes interviennent sur le flux du rayonnement incident avant sa conversion dans l'absorbeur. Elles dépendent essentiellement de la transmission (τ) des parois protectrices, et de l'absorption (α) de l'absorbeur. Ces deux paramètres sont liés par la relation:

$$B = \tau \cdot \alpha$$

Où, B représente le rendement optique du capteur qui peut être exprimé comme suit

$$B = \frac{Q_a}{I_G}$$

I_G : représente le rayonnement solaire incident (exprimé en W/m²).

Le coefficient B présente une caractéristique principale du capteur. En effet si $B < 1$ le capteur solaire est considéré bon pour lequel les pertes optiques sont faibles.

La quantité Q_a représente l'énergie effectivement absorbée par l'absorbeur est s'écrit :

$$Q_a = B \cdot I_G \quad (2.5)$$

2.4.2. Les pertes thermiques

Ces pertes peuvent être divisées en deux parties selon qu'elles soient produites au niveau de la face avant du capteur solaire Q_{av} ou au niveau de ces faces arrière et latérales Q_{ar} .

$$Q_{pt} = Q_{av} + Q_{ar} \quad (2.6)$$

Etant donné la complexité des différentes formes d'équations qui traduisent ces pertes (convection, conduction ou rayonnement), toutes ces quantités sont exprimées par une seule équation.

Connaissant la température moyenne de l'absorbeur T_{abs} , on peut en première approximation écrire :

$$Q_{av} + Q_{ar} = U_L (T_{abs} - T_a) \quad (2.7)$$

U_L : Coefficient qui regroupe la conductance des pertes thermiques dans l'ensemble du capteur.

A partir des équations (2.3) ; (2.5) et (2.7) on obtient après transformation l'équation dite simplifiée du fonctionnement capteur, donnée par l'expression suivante :

$$Q_u = B \cdot I_G - U_L (T_{abs} - T_a) \quad (2.8)$$

2.5. Rendement du capteur :

Les performances des capteurs solaires se traduisent par le rendement instantané. Ce rendement se définit comme étant le rapport de l'énergie thermique recueillie par le fluide caloporteur par unité de surface à l'énergie thermique globale reçue du soleil.

$$\eta = \frac{\text{Energie utile recueillie par unité de surface}}{\text{Energie solaire incidente sur le capteur}} = \frac{Q_u}{I_G}$$

D'après les équations (2.3) et (2.5) on peut écrire le rendement du capteur solaire comme suit :

$$\eta = \frac{Q_u}{I_G} = \frac{Q_a - Q_p}{I_G} = B - \frac{Q_p}{I_G} \quad (2.9)$$

Cette expression montre que dans la conception d'un capteur on a toujours intérêt à :

- Augmenter la puissance absorbée Q_a ,
- Diminuer la puissance perdue Q_p ,
- Augmenter le coefficient B (rendement optique).

2.6. Optimisation du rendement du capteur solaire

Le rendement du capteur solaire dépend de plusieurs paramètres :

- Le coefficient d'efficacité F' :

D'après le modèle de Bliss, Hottel et Whiller [48], comme nous le verrons en détails plus loin, qui est le plus utilisé, l'expression du rendement peut être exprimée en fonction du paramètre F' qui traduit l'efficacité de l'absorbeur à communiquer la chaleur au fluide caloporteur :

$$\eta = \frac{Q_u}{I_G} = F' \left[B - \frac{U_L (T_{fm} - T_a)}{I_G} \right] \quad (2.10)$$

Le coefficient F' est donné par :

$$F' = \frac{h_{abs-f}}{h_{abs-f} + U_L}$$

L'augmentation de F' implique donc :

- L'augmentation du coefficient d'échange convectif h_{abs-f} ,
- Diminution de la conductance globale des pertes thermiques U_L .

2.6.1. Optimisation du rendement optique :

Le rendement optique dépend essentiellement du coefficient d'absorption (α) de l'absorbeur pour le rayonnement solaire, du facteur de transmission (τ) du vitrage. L'amélioration optique B qui est donné par $B = \tau \cdot \alpha$ implique donc :

- L'augmentation de α , qui peut être obtenue en utilisant des peintures noires mates. On arrive ainsi à des valeurs proches de 0.95
- L'augmentation de (τ) ne peut s'obtenir que par l'utilisation de couverture transparente adéquate. Il est toujours préférable d'utiliser du verre transparent à faible pourcentage d'oxyde de fer (% $Fe_2O_3 < 0.01$).

Une autre solution proposée par Francia [49] consiste à couvrir l'absorbeur d'une structure de tubes ou prismes qui améliorent l'absorption du rayonnement incident par multiples réflexions et surtout limitent le rayonnement.

L'augmentation de α ne peut s'obtenir que par l'utilisation de couverture transparente adéquate. Il est toujours préférable d'utiliser du verre clair à faible pourcentage d'oxyde de fer ($< 0.01 Fe_2O_3$), ce qui améliore considérablement τ .

2.6.2. Diminution des coefficients de pertes :

Ils dépendent surtout des phénomènes de convection, rayonnement et conduction vers l'avant et l'arrière de l'absorbeur, ces pertes sont soit sur la face avant du capteur ou à l'arrière.

a. Diminution des coefficients de pertes à l'arrière de l'absorbeur :

Les pertes arrière sont exprimées par le coefficient U_{ar} qui représente la conductance globale des pertes arrière :

$$U_{ar} = \frac{1}{\frac{1}{h_{r,abs-is}} + \frac{e_1}{\lambda_1} + \frac{e_2 \cdot S}{\lambda_2 \cdot S_1} + \frac{1}{h_{b-ar}}} \quad (2.12)$$

e_1 et e_2 représentent respectivement l'épaisseur de l'isolant sur la face arrière d'aire S et sur les faces latérales d'aire S_1 du capteur.

λ_1 et λ_2 représentent respectivement la conductivité de ces isolants.

On déduit que la diminution de U_{ar} implique donc :

Une augmentation du terme $\frac{e_1}{\lambda_1} + \frac{e_2 \cdot S}{\lambda_2 \cdot S_1}$, ce qui implique donc une diminution de λ_1 et λ_2 ,

et une augmentation de e_1 et e_2 . Cela signifie qu'il faut choisir une isolation d'une très faible conduction. Le choix de l'épaisseur est lié au choix de la matière de l'isolant (les principales familles d'isolants sont données en annexe 1).

Une diminution du coefficient d'échange radiatif $h_{r,abs-is}$ entre l'absorbeur et l'isolant. En utilisant la relation qui exprime le coefficient d'échange relatif entre deux surfaces i et j , on déduit alors l'expression du coefficient d'échange radiatif entre l'absorbeur et l'isolant [50],

$$h_{r,abs-is} = \frac{(T_{abs}^2 + T_{is}^2) \cdot (T_{abs} - T_{is})}{\frac{1}{\varepsilon_{abs-ar}} + \frac{1}{\varepsilon_{is}} - 1} \quad (2.13)$$

On déduit que la diminution de $h_{r,abs-is}$ nous impose de diminuer ε_{abs-ar} et ε_{is} .

Il existe des peintures ou traitements de surface qui donnent aux absorbeurs un coefficient d'absorption (α) très élevé dans le spectre solaire, et un coefficient ε_{abs-ar} très faible dans

l'infrarouge. Il s'agit des surfaces sélectives (pour des exemples de revêtements d'absorbeur ; voir annexe 1).

Le coefficient d'émissivité ε_{is} de l'isolant est souvent très faible.

Afin de diminuer les pertes par rayonnement, on peut déposer une plaque sur la face intérieure de l'isolant, face à l'absorbeur pour diminuer ses pertes par rayonnement infrarouges.

Une diminution du coefficient d'échange convectif h_{b-ar} entre le boîtier et le milieu ambiant à l'arrière du capteur. Pour cela, on peut mettre des coupe-vents pour rendre la convection extérieure le plus près possible de la convection naturelle.

b. Diminution des coefficients de pertes à l'avant de l'absorbeur :

Il est utile d'exposer ici l'expression empirique [51] du coefficient de pertes à l'avant de l'absorbeur développé par Klein [Duffie and backman] basé sur le procédé de base de hottel et Woertz (1942) et Klein [52] :

$$U_{av} = \left[\frac{N}{\frac{C}{T_{abs}} \left[\frac{(T_{abs} - T_a)}{(N + f)} \right]^e} + \frac{1}{h_w} \right]^{-1} + \left[\frac{\sigma \cdot (T_{abs} + T_a) \cdot (T_{abs}^2 + T_a^2)}{(\varepsilon_{abs} + 0,00591 \cdot N h_w)^{-1} + \frac{2N + f - 1 + 0.133\varepsilon_{abs}}{\varepsilon_v} - N} \right] \quad (2.14)$$

$$\text{Où : } f = (1 + 0.089h_w - 0.1166h_w\varepsilon_{abs}) \cdot (1 + 0.07866N)$$

$$C = 520(1 - 0.000051\beta^2)$$

$$e = 0.430 \left(\frac{1 - 100}{T_{abs}} \right)$$

D'après cette équation, on peut déduire qu'une augmentation du nombre de vitrage N ; aura pour conséquence une diminution des pertes vers l'avant du capteur, ce qui implique une diminution du coefficient U_L . En pratique, il est rare d'utiliser plus de deux vitrages ; en effet l'augmentation du nombre de vitrages impose une augmentation du coefficient de réflexion et une diminution du coefficient d'absorption [53].

L'expression du coefficient de pertes à l'avant de l'absorbeur établi à partir du bilan énergétique nous donne :

$$U_{av} = \frac{1}{\frac{1}{h_{abs-v} + h_{r,abs-v}} + \frac{1}{h_{r,v-a} + h_{v-a}}} \quad (2.15)$$

Une diminution du coefficient U_{av} représentant la conductance globale des pertes vers l'avant de l'absorbeur implique donc :

- Une diminution du coefficient des pertes par convection naturelle entre l'absorbeur et la vitre (h_{abs-v}), sachant que $h_{abs-v} = \frac{Nu \cdot \lambda_f}{d}$; on déduit que h_{abs-v} diminue lorsqu'on augmente la distance d séparant la vitre et l'absorbeur. Pour les températures usuelles de fonctionnement, les valeurs optimales sont d'après [54], $d = 2.5cm$.

Une autre solution proposée, consiste à placer dans l'espace vitre-absorbeur une structure en nids d'abeille qui empêche les mouvements fluides convectifs [55].

- Une diminution du coefficient d'échange radiatif $h_{r,abs-v}$ entre l'absorbeur et le vitrage, implique d'après l'équation (4.16) une diminution de (ε_{abs-av}) et (ε_v) .

$$h_{r,abs-v} = \frac{(T_{abs}^2 + T_v^2) \cdot (T_{abs} - T_v)}{\frac{1}{\varepsilon_{abs-av}} + \frac{1}{\varepsilon_v} - 1} \quad (2.16)$$

On peut diminuer l'émissivité ε_{abs-av} de la face avant de l'absorbeur en recouvrant cette face d'une surface sélective.

Les cellules en nids d'abeilles ont aussi un effet important sur les pertes par rayonnement.

- Une diminution du coefficient d'échange radiatif $h_{r,v-a}$ entre le vitrage et le milieu ambiant extérieur. Les performances des vitrages peuvent être augmentées par :

- Un effet anti-réflexion par micro-attaque chimique sur la face extrême du vitrage,
- Simples revêtements sélectifs,
- Superposition de plusieurs vitrages séparés par des lames d'air, pour limiter les pertes dues à la réémission (double effet de serre), ainsi que les pertes par conduction et convection.

2.7. Amélioration de l'échange convectif entre le fluide caloporteur et l'absorbeur :

Le fluide caloporteur emporte un flux de chaleur Q_u exprimé par l'équation :

$$Q_u = h_{abs-f}(T_{abs} - T_f) + h_{is-f}(T_{is} - T_f) \quad (2.17)$$

Les deux termes du deuxième membre présentent respectivement, l'échange convectif entre le fluide et l'absorbeur et l'échange convectif entre le fluide et l'isolant. L'amélioration de Q_u implique :

- Une augmentation du coefficient d'échange convectif h_{abs-f} entre l'absorbeur et le fluide caloporteur,
- Une diminution du coefficient d'échange convectif h_{is-f} entre le fluide et l'isolant.

Le coefficient d'échange convectif h_{abs-f} entre l'absorbeur et le fluide caloporteur peut être calculer à partir des expressions suivantes [11]:

$$\begin{aligned} h_{abs-f} &= \frac{\lambda_f}{D_h} \left(5.385 + 0.148 \cdot \text{Re} \frac{d}{L_c} \right) && \text{Re} < 2550 \\ h_{abs-f} &= \frac{\lambda_f}{D_h} \left(4.4 \cdot 10^{-4} \text{Re}^{1.2} + 9.37 \cdot \text{Re}^{0.471} \frac{d}{L_c} \right) && 2550 < \text{Re} < 10^4 \\ h_{abs-f} &= \frac{\lambda_f}{D_h} \left(0.03 \text{Re}^{0.74} + 0.788 \cdot \text{Re}^{0.74} \frac{d}{L_c} \right) && 10^4 < \text{Re} < 10^5 \end{aligned} \quad (2.18)$$

D'après l'expression de h_{abs-f} , on peut déduire que l'augmentation de ce coefficient implique :

- Une diminution du diamètre hydraulique D_h ,
- Une augmentation de la longueur L_c du capteur.

Etant donné un capteur de longueur L_c , de largeur l_c et d'une hauteur H séparant l'absorbeur et l'isolant.

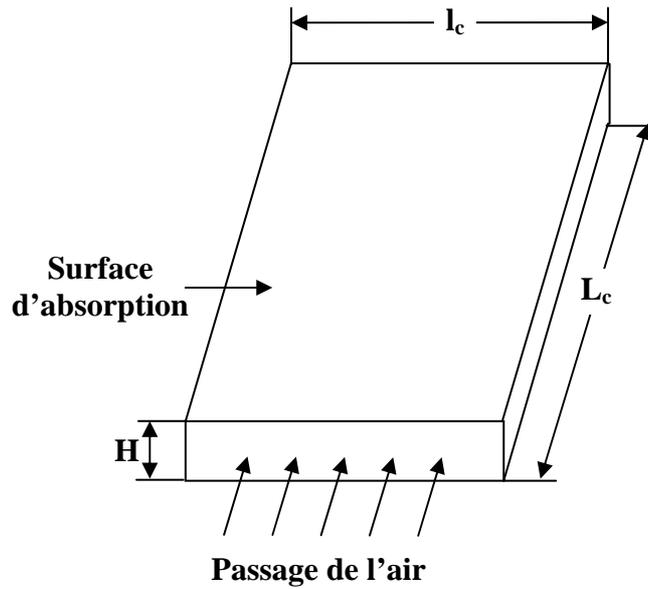


Fig.2.1. Passage du fluide caloporteur.

Pour augmenter le coefficient d'échange convectif entre le fluide caloporteur et l'absorbeur, nous proposons les deux solutions suivantes, qui peuvent d'ailleurs se combiner :

1. Réduction partielle de la section de passage de l'air,
2. Rallongement de la trajectoire du fluide caloporteur dans le capteur.

2.7.1. Réduction partielle de la section de passage du fluide caloporteur :

Comme nous l'avant constaté précédemment, L'amélioration de h_{abs-f} implique une diminution du diamètre hydraulique D_h .

Rappelons que :

$$D_h = \frac{2 \cdot l_c \cdot H}{l_c + H} \quad (2.19)$$

La diminution de D_h impose la diminution de la section de passage. Cette section de passage sera diminuée, lorsque la largeur l_c du capteur, ou la distance H séparant l'absorbeur et l'isolant seront diminuées.

La diminution de D_h implique diminution de la section de passage de l'air qui implique à son tour la diminution de l_c ou en supposant que la largeur l_c du capteur est fixe, il reste donc à diminuer H pour diminuer D_h . D'après l'expression de h_{abs-f} ce coefficient augmente lorsque H diminue ; ce qui signifie qu'il faut diminuer la hauteur de la veine d'air mobile pour avoir un meilleur échange convectif entre l'absorbeur et le fluide caloporteur.

Dans le cas d'un capteur déjà conçu, nous suggérons de réduire partiellement la hauteur H de la veine d'air mobile par l'introduction des rugosités d'une hauteur e inférieure à H .

Le cas le plus simple, c'est d'utiliser des rugosités rectangulaires transversales, d'une longueur a_{ch} occupant donc toute la largeur du capteur.

Dans le but de créer des turbulences aux voisinages de l'absorbeur, et défavoriser la création de celles-ci près de l'isolant ; nous suggérons de fixer les rugosités sur l'isolant. On aura ainsi un meilleur échange convectif entre le fluide et l'absorbeur et une diminution des pertes thermiques dues aux échanges convectifs entre le fluide et l'isolant.

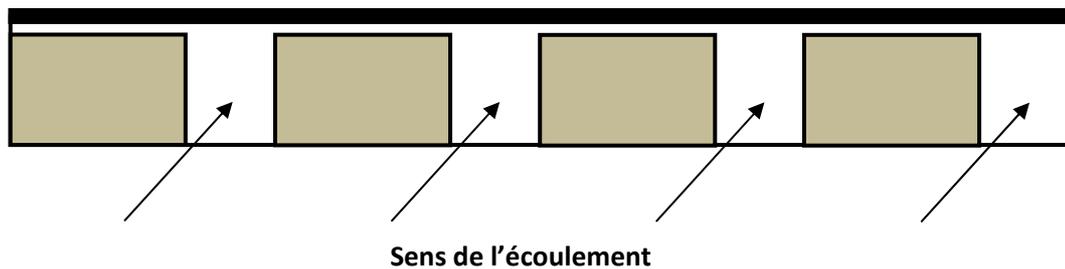


Fig.2.2. Réduction partielle de la section de passage.

Dans ce cas de configuration, l'espace libre situé au-dessus du sommet des rugosités apparaît comme une zone de suritesse.

Exprimons le nombre de Reynolds au-dessus d'une rugosité : le nombre de Reynolds dans cette section est calculé à partir de la vitesse maximum u_{\max} correspondant au minimum de la section de passage S_{\min} , il s'exprime par :

$$\text{Re} = \frac{(\rho \cdot u)_{\max}}{\mu_m} D_h = \frac{\dot{m}}{\mu_m S_{\min}} D_h \quad (2.20)$$

Avec :

$$D_h = \frac{2 \cdot l_c \cdot H}{l_c + H} \quad (2.21)$$

Or si $H \ll 1 \Rightarrow l_c + H \approx l_c$

D'où $D_h \approx 2 \cdot H$ (2.22)

En posant : $b = l_c - \frac{S_{\min}}{H \cdot l_c}$ (2.23)

b : représente le coefficient de blocage,

$b = 0$: pour la géométrie de surface lisse (sans rugosités),

L'équation s'écrit alors :

$$\text{Re} = \frac{\dot{m}}{\mu_m \cdot l_c} \cdot \frac{2}{l_c - b} \quad (2.24)$$

On déduit alors d'après cette équation, que lorsque le coefficient de blocage b augmente ; le nombre de Reynolds augmente et par conséquent le coefficient d'échange convectif h_{abs-f} entre l'absorbeur et le fluide augmente.

2.7.2. Rallongement de la trajectoire du fluide caloporteur

On suppose que la distance H qui sépare l'absorbeur et l'isolant est fixe, il reste donc à agir sur la largeur l_c du capteur pour diminuer le diamètre hydraulique D_h dont le but est d'augmenter le coefficient h_{abs-f} d'échange convectif entre l'absorbeur et le fluide.

D'après les expressions (2.18) et (2.19) pour H fixe. On déduit que le coefficient h_{abs-f} augmente lorsque la largeur du capteur l_c diminue.

On a vu aussi que l'augmentation de la longueur L_c du capteur permet un meilleur échange convectif entre l'absorbeur et le fluide. Ce qui signifie qu'il faut concevoir un capteur très long et très étroit pour avoir un meilleur échange thermique ; mais cette conception n'est pas toujours pratique ; sans oublier que dans ce cas les pertes thermiques latérales ne seront plus négligeables.

Pour un capteur déjà conçu, d'une longueur L_c et d'une largeur l_c ; nous suggérons d'installer dans la veine d'écoulement des rugosités de hauteur e et de longueur a_{ch} perpendiculairement à l'écoulement, laissant ainsi une section de passage S_{min} .

Telle que :

$$S_{min} = (l_c - a_{ch}) \cdot H \quad \text{Si} \quad P > l_c - a_{ch}$$

P : représente la distance qui sépare deux rugosités successives (voir figure 2.3).

L'espace situé au niveau de la section minimum S_{min} apparaît comme une zone de survitesse.

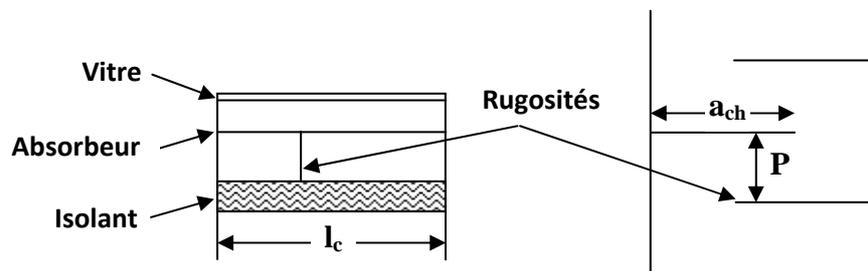


Fig. 2.3. Rugosités partiellement transversales.

Dans la section de passage de l'air, où la vitesse est maximum, exprimons le nombre de Reynolds.

$$Re = \frac{(\rho \cdot u)_{max}}{\mu_m} D_h = \frac{\dot{m}}{\mu_m \cdot l_c} \cdot \frac{2}{l_c - b}$$

Avec :

$$b = l_c - \frac{S_{min}}{P \cdot l_c} = l_c - \frac{l_c - a_{ch}}{l_c} \quad (2.25)$$

b : représente le coefficient de blocage.

Nous pouvons déduire que le nombre de Reynolds augmente lorsque le coefficient de blocage b augmente. Or le coefficient de blocage augmente lorsque a_{ch} augmente ce qui signifie qu'il faut adjoindre des rugosités très longues dans la veine d'écoulement pour avoir un meilleur échange convectif.

Exprimons maintenant le nombre de Reynolds correspondant à la section séparant deux rugosités successives où la vitesse est égale à U .

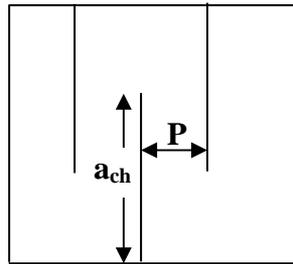


Fig.2.4. Rugosités.

$$\text{Re} = \frac{\rho \cdot U}{\mu_m} D_h = \frac{\dot{m}}{\mu_m} \cdot \frac{2}{(a_{ch} + P)} \quad (2.26)$$

D'après cette expression on déduit que le nombre de Reynolds augmente lorsque P diminue. Ce qui signifie qu'il faut rapprocher les rugosités et par conséquent augmenter le nombre de ces rugosités pour améliorer l'échange convectif.

Dans ce cas de configuration, l'air parcourt une plus longue trajectoire. En effet les rugosités bloquent le passage de l'air et obligent celui-ci à le contourner en réalisant un labyrinthe ; ce qui est intéressant pour l'échange thermique convectif car l'air séjourne plus longtemps dans le capteur pour arracher donc plus de calories à l'absorbeur.

2.7.3. Combinaison des deux propositions :

En combinant les deux propositions précédentes, on peut concevoir des rugosités de hauteur e inférieure à la hauteur H de la veine d'air dynamique pour favoriser la création de la turbulence aux voisinages de l'absorbeur et on place ces rugosités de façons à créer un labyrinthe pour le passage de l'air, obligeant ainsi l'air à demeurer plus longtemps dans le capteur pour arracher le maximum de calories possibles à l'absorbeur.

L'amélioration du transfert thermique convectif par adjonction des rugosités dans la veine d'air mobile se fait au détriment de la consommation électrique du ventilateur puisque l'adjonction des rugosités induit une augmentation des pertes de charge qui se traduit par une

augmentation de la puissance consommée. Le choix de la configuration de rugosités améliorant l'échange convectif doit être fait de façon que cette augmentation apportée, soit inférieure à l'augmentation apportée par l'échange convectif entre l'air et l'absorbeur. La recherche des formes et des positions de rugosités répondant à ces conditions fera l'objet de notre étude expérimentale.

2.7.4. Optimisation géométrique de l'entrée et la sortie du capteur :

Une bonne irrigation de l'absorbeur induit un bon rendement du capteur. Il s'avère que les conceptions des entrées et des sorties des capteurs ont un rôle très important dans ce domaine.

a) Optimisation géométrique de l'entrée du capteur :

L'entrée du capteur doit être conçue de façon à pouvoir irriguer toute la surface de l'absorbeur et à empêcher la création des zones mortes dans la veine d'écoulement.

Une première solution consiste à concevoir une entrée s'étalant tout au long de la face avant latérale du capteur. Dans cette configuration, l'écoulement de l'air sera parallèle à la surface de l'absorbeur. La turbulence au voisinage de l'absorbeur ne devient effective qu'à la rencontre des premières rugosités. Pour limiter les pertes thermiques latérales, on peut concevoir par exemple une entrée constituée d'une série de trous. La section des trous doit être faible sur les côtés de la face avant latérale du capteur et de plus en plus grande vers le milieu de celle-ci. On favorise ainsi l'écoulement de l'air au milieu du capteur, et on le défavorise sur les côtés où les pertes thermiques peuvent être importantes.

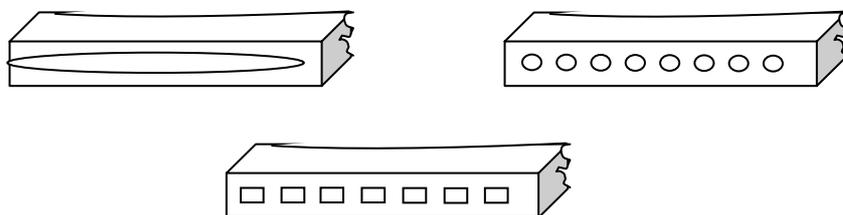


Fig. 2.5. Exemples de forme d'entrée du capteur favorisant un écoulement parallèle à l'absorbeur.

Une deuxième solution consiste à concevoir une entrée placée en face de l'absorbeur. Dans ce cas l'air entre en s'éjectant sur l'absorbeur, créant ainsi des fortes turbulences. Ce contact

entre l'air et l'absorbeur permet d'arracher plus de calories à l'absorbeur dès son entrée dans le capteur. L'échange thermique convectif se trouve ainsi favorisé dès le premier instant.

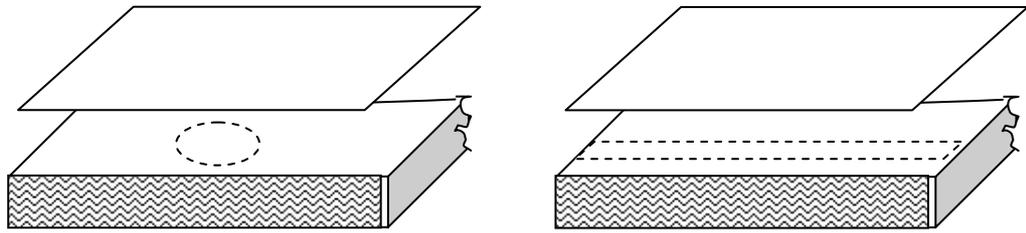


Fig.2.6. Exemples de formes d'entrée d'air dans le capteur favorisant un écoulement perpendiculaire à l'absorbeur.

b) Optimisation géométrique de la sortie du capteur :

Pour remédier à la création des zones mortes aux coins du sommet du capteur ; nous proposons les trois solutions suivantes :

1. Concevoir une sortie sous forme d'une fente placée au sommet du capteur et suivie d'un convergent,
2. Placer une rugosité juste avant la sortie du capteur perpendiculairement à l'écoulement de façon à obliger l'air à brasser toute la surface de l'absorbeur placée au sommet du capteur,
3. Placer un boîtier de récupération de l'air chaud au sommet du capteur pour que la section du capteur soit la même que la section de la veine d'air mobile.

Remarque : Ces trois configurations de sorties ont été sélectionnées après des visualisations de l'écoulement de l'air dans des capteurs en présence de différente forme de sortie [56].

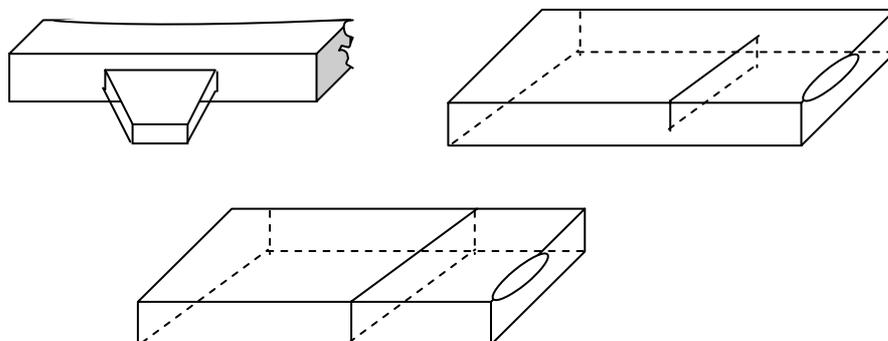


Fig.2.7. Exemples de forme de sortie de capteur.

CHAPITRE 3

Modélisation et étude du capteur solaire proposée

3.1. Introduction

Les capteurs solaires plans à air seuls, qui feront l'objet de notre étude dans ce chapitre, transforment l'énergie radiante du soleil en énergie thermique extraite par l'air en écoulement dans le capteur. Cette énergie est ensuite utilisée dans diverses applications, à savoir ; le chauffage, la réfrigération, le séchage, etc.

L'étude du comportement thermique du capteur solaire conçu selon la configuration exposée n'est qu'une étude parmi tant d'autres déjà élaborées. L'objectif principal de toute recherche est la détermination, en particulier des performances thermiques. Plusieurs modèles décrivent la variation du rendement thermique, en fonction des paramètres, tels que le nombre de Reynolds, le débit de l'air caloporteur ou autres.

Plusieurs types de capteurs à air ont été conçus et testés. Ils se différencient par leurs configurations structurelles, par la nature de l'écoulement de l'air caloporteur, le type de vitrage utilisé, et par l'introduction d'absorbeurs rugueux ou de chicanes dans la veine d'air mobile entre l'isolant et l'absorbeur ainsi que par l'adjonction de tôles minces placées en quinconce entre l'absorbeur et le vitrage. La couverture transparente externe des capteurs est généralement en verre qui est opaque au rayonnement infrarouge émet par l'absorbeur, elle réalise l'effet de serre nécessaire pour échauffer l'absorbeur. Afin de la protéger contre d'éventuels jets de pierre, on y ajoute une couverture protectrice en Plexiglas. Plusieurs capteurs peuvent être reliés de manières différentes pour répondre aux besoins demandés, on a été observé que leur combinaison en série est plus performante que celle en parallèle et en séries-parallèle.

3.2. Description du capteur solaire plan étudié

Le support technologique de notre étude expérimentale est un capteur solaire plan à une seule passe, en dessous de l'absorbeur (figure 3.1). L'air est utilisé comme fluide caloporteur. Notre capteur se compose respectivement de l'avant des éléments suivants :

1. Une seule couverture transparente en verre de 5 mm d'épaisseur avec un coefficient de transmittivité (τ_v) et de l'émissivité (ε_v), respectivement, 84 % et 90%.
-

2. Une enceinte fermée (canal passif) d'une hauteur égale à 25 mm comprise entre la couverture transparente et l'absorbeur.
3. Une plaque en acier galvanisé mince d'épaisseur 0.4 mm. Sa face supérieure peinte en noir mât. C'est l'absorbeur caractérisé par un coefficient d'absorption $\alpha_{abs} = 0.95$.
4. La veine d'air dynamique en dessous de l'absorbeur avec une hauteur de 25 mm.
5. Une plaque inférieure en acier galvanisé d'épaisseur 0.4 mm placée sur l'isolant arrière.
6. Une couche isolante, placée en dessous de la plaque inférieure, se compose d'une couche en polystyrène d'épaisseur 4 mm et une couche en bois d'épaisseur 0.5 mm.

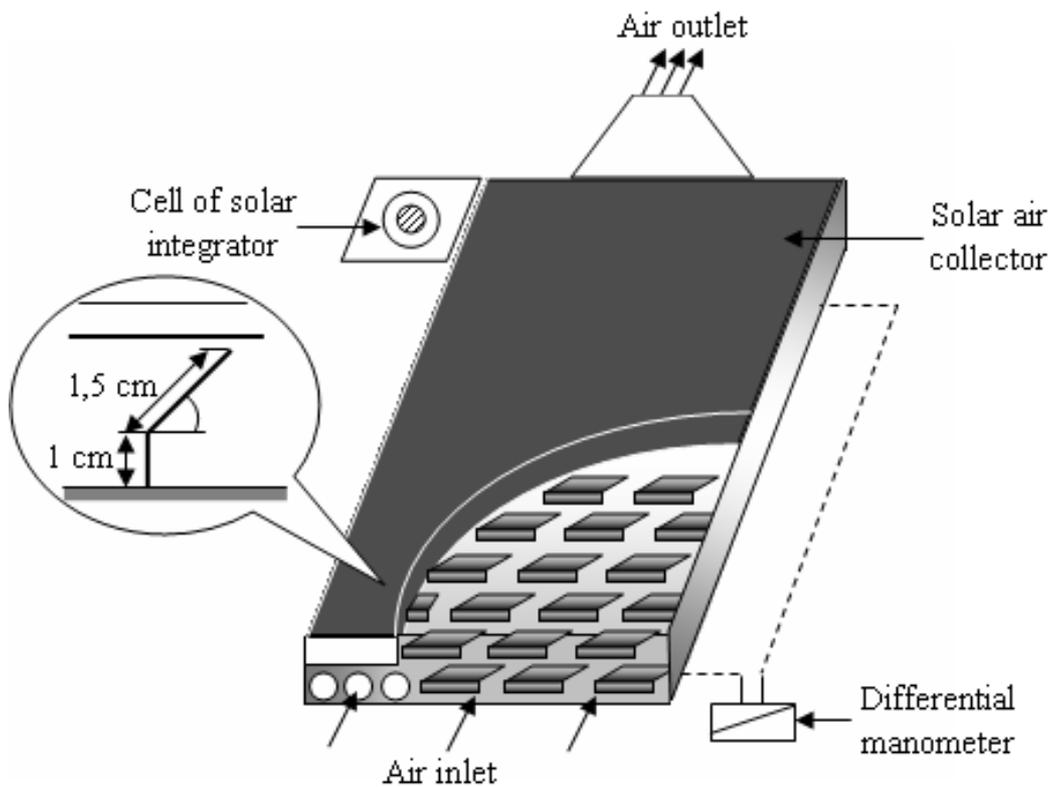


Fig. 3.1. Schéma su capteur solaire à air proposé.

3.3. Modélisation du capteur solaire plan

Plusieurs recherches théoriques ont été menées afin d'établir un modèle numérique qui peut simuler le comportement des capteurs solaires plans utilisant plusieurs méthodes. Chaube et al [45] ont réalisé une analyse numérique utilisant le logiciel Fluent 6.1 pour des recherches sur les écoulements et les caractéristiques de transfert de chaleur à deux dimensions pour un canal rectangulaire garni de rugosités avec une paroi soumise à des flux de chaleur uniforme de 1100 W/m^2 . Ils ont comparé les prédictions des différents modèles de turbulence avec des résultats expérimentaux disponibles dans la littérature. Ils ont utilisé le modèle SST de turbulence K- ω pour analyser la performance des neuf éléments de rugosités différentes et comparé les prédictions sur la base des caractéristiques de transfert de chaleur l'amélioration du frottement, et le coefficient de performance. Les résultats obtenus à partir de deux dimensions du modèle ont été signalés à être proches des résultats expérimentaux et ces modèles nécessitent moins de difficultés de calcul par rapport aux modèles en trois dimensions. Le taux de transfert de chaleur le plus élevé a été enregistré dans le cas de la rugosité chanfreinée, cependant, le meilleur indice de performance a été obtenu avec la rugosité rectangulaire de la taille de $3 \times 5 \text{ mm}$ dans la gamme des paramètres étudiés.

Sharad [46] a analysé les effets de la géométrie de rugosité en arc de cercle sur le transfert de la chaleur et le frottement en mécanique de fluide numérique (Computational Fluid Dynamics, CFD). Les résultats obtenus à partir de différents modèles d'analyse numérique ont été comparés avec la relation empirique de Dittus-Boelter [2] pour un canal lisse et on a constaté que la normalisation (RNG) du modèle k- ϵ avait moins de variation par rapport aux autres modèles CFD.

Dans ce qui suit, nous avons adopté la méthode suivie par Hottel, Whiller et Bliss. Elle suppose que le régime est permanent et que les éléments de l'insolateur se trouvent chacun à une température moyenne constante ; elle néglige donc les effets de l'inertie thermique.

Nôtre choix s'est porté sur cette méthode pour la modélisation et l'étude des performances de l'insolateur, car la variation de la température à l'entrée du capteur est faible est les performances que nous déterminons sont instantanées.

L'équation de la chaleur dans le fluide caloporteur s'écrit :

$$\rho \cdot Cp \cdot \left(\frac{\delta T_f}{\delta t} + \vec{V} \cdot \vec{grad} T_f \right) = \text{div}(\vec{q}) + \sigma_T \quad (3.1)$$

Où q est le flux par conduction dans le fluide, σ_T l'amplitude volumique de la source de chaleur d'origine solaire par unité de volume du fluide caloporteur de masse volumique ρ .

En régime permanent, on néglige la conduction dans le fluide, il vient :

$$\rho \cdot Cp \cdot \vec{V} \cdot \vec{grad} T_f = \sigma_T \quad (3.2)$$

Si l'écoulement s'effectue suivant la coordonnée (x), cette équation s'écrit :

$$\rho \cdot Cp \cdot v_f \cdot \frac{\delta T_f}{\delta x} = \sigma_T \quad (3.3)$$

Où :

$$\sigma_T = \frac{Qu}{e} \quad (3.4)$$

En introduisant le coefficient global des pertes thermiques entre l'absorbeur et l'air extérieur désigné par U_L , la puissance utile s'écrit par conséquent :

$$P_u = S_{abs} \cdot Qu = S_{abs} \cdot [(\tau_v \cdot \alpha_{abs}) \cdot I_g - U_L (T_{abs} - T_a)] \quad (3.5)$$

Où S_{abs} est la surface de captation.

Si le transfert était idéal, on aurait $T_f = T_{abs}$, et on pourrait alors écrire :

$$P_u' = S_{abs} \cdot [(\tau_v \cdot \alpha_{abs}) \cdot I_g - U_L (T_f - T_a)] \quad (3.6)$$

En fait, la condition $T_f = T_{abs}$ n'est jamais satisfaite, on est donc amené à définir un coefficient d'efficacité local de transfert air-absorbeur noté « F' », qui représente le rapport de la puissance utile à la puissance récupérée par l'insolateur lorsque la température de l'absorbeur est précisément celle du fluide.

$$F' = \frac{[(\tau_v \cdot \alpha_{abs}) \cdot I_g - U_L (T_{abs} - T_a)]}{[(\tau_v \cdot \alpha_{abs}) \cdot I_g - U_L (T_f - T_a)]} \quad (3.7)$$

Soit :

$$P_u' = S_{abs} \cdot F' \cdot [(\tau_v \cdot \alpha_{abs}) \cdot I_g - U_L (T_f - T_a)] \quad (3.8)$$

En introduisant le débit massique \dot{m} , l'équation de la chaleur s'écrit :

$$\dot{m} \cdot Cp \cdot v_f \frac{\delta T_f}{\delta x} = l_c \cdot F' \cdot [(\tau_v \cdot \alpha_{abs}) \cdot I_g - U_L (T_f - T_a)] \quad (3.9)$$

Si l'on suppose que F' et U_L ne dépendent pas de (x) , la solution est de la forme :

$$\frac{T_f - T_a - \frac{(\tau_v \alpha_{abs}) \cdot I_G}{U_L}}{T_{fe} - T_a - \frac{(\tau_v \alpha_{abs}) \cdot I_G}{U_L}} = \exp\left(-\frac{U_L \cdot l_c \cdot F' \cdot x}{\dot{m} \cdot Cp}\right) \quad (3.10)$$

Où : T_{fe} est la température du fluide à l'entrée du capteur.

La température T_{fs} du fluide à la sortie de l'insolateur de longueur L_c est donc telle que :

$$\frac{T_{fs} - T_a - \frac{(\tau_v \alpha_{abs}) \cdot I_G}{U_L}}{T_{fe} - T_a - \frac{(\tau_v \alpha_{abs}) \cdot I_G}{U_L}} = \exp\left(-\frac{U_L \cdot l_c \cdot F' \cdot L_c}{\dot{m} \cdot Cp}\right) \quad (3.11)$$

En fait, l'équation (3.11) qui est fonction de F' qui est aussi fonction de T_f et T_{abs} , dépend donc de ces deux températures. La première est une donnée du problème, alors que la seconde est une inconnue.

Il est pratique d'exprimer la puissance utile en termes de conditions d'entrée en définissant un autre coefficient global de transfert air-absorbeur par :

$$F_R = \frac{[(\tau_v \cdot \alpha_{abs}) \cdot I_g - U_L (T_{abs} - T_a)]}{[(\tau_v \cdot \alpha_{abs}) \cdot I_g - U_L (T_{fe} - T_a)]} \quad (3.12)$$

En introduisant le débit massique par m^2 de capteur $G_c = \frac{\dot{m}}{L_c \cdot l_c}$, la puissance Qu récupérée par le fluide par m^2 de captation est :

$$\begin{aligned} Qu &= G_c \cdot Cp (T_{fs} - T_{fe}) = G_c \cdot Cp \left[\left(T_{fs} - T_a - \frac{(\tau_v \alpha_{abs}) I_G}{U_L} \right) - \left(T_{fe} - T_a - \frac{(\tau_v \alpha_{abs}) I_G}{U_L} \right) \right] \\ &= G_c \cdot Cp \left[\left(T_{fe} - T_a - \frac{(\tau_v \alpha_{abs}) I_G}{U_L} \right) \exp\left(\frac{F' U_L}{G_c \cdot Cp}\right) - \left(T_{fe} - T_a - \frac{(\tau_v \alpha_{abs}) I_G}{U_L} \right) \right] \\ &= \frac{G_c \cdot Cp}{U_L} \left[1 - \exp\left(\frac{F' U_L}{G_c \cdot Cp}\right) \right] \left[\frac{(\tau_v \alpha_{abs}) I_G}{U_L} - U_L (T_{fe} - T_a) \right] \end{aligned}$$

$$Qu = F_R [(\tau_v \alpha_{abs}) I_G - U_L (T_{fe} - T_a)] \quad (3.13)$$

Avec :

$$F_R = \frac{G_c Cp}{U_L} \left[1 - \exp\left(-\frac{F' U_L}{G_c Cp}\right) \right] \quad (3.14)$$

En introduisant la surface S_{abs} du capteur, le coefficient F_R s'écrit :

$$F_R = \frac{\dot{m} \cdot Cp}{S_{abs} \cdot U_L} \left[1 - \exp\left(-\frac{F' U_L S_{abs}}{\dot{m} \cdot Cp}\right) \right] \quad (3.15)$$

3.4. Modélisation des coefficients d'échanges thermiques

En plus des hypothèses générales mentionnées pour la modélisation des capteurs utilisant la méthode globale, on pose les hypothèses particulières suivantes :

- La conduction thermique dans le sens de l'écoulement est négligeable,
- Le vent extérieur est supposé de direction toujours parallèle aux faces du capteur,
- Les gradients transversaux de température dans l'absorbeur sont négligés (la conductivité thermique de l'absorbeur est supposée très grande).

Pour déterminer les divers coefficients d'échange thermique « h », les relations suivantes sont utilisées, selon qu'il s'agit d'un transfert par conduction, rayonnement ou convection.

3.4.1. Transfert conductif

Le coefficient d'échange par conduction à travers l'isolant et le bois vers l'arrière de l'insolateur est donné par [52]:

$$h_{cond} = \frac{\lambda_{is}}{e_{is}} + \frac{\lambda_b}{e_b} \quad (3.16)$$

Où :

λ_{is} et λ_b sont respectivement les conductivités thermiques de l'isolant et du bois,

e_{is} et e_b sont respectivement les épaisseurs de l'isolant et du bois.

3.4.2. Transfert radiatif

On considère un transfert radiatif entre deux plaques parallèles de températures T_1 et T_2 (exprimées en Kelvin) qui sont pour notre cas la face inférieure de l'absorbeur et celle disposée sur l'isolant. Pour déterminer le coefficient de transfert radiatif entre les deux plaques, on utilise la formule [52] :

$$h_r = \frac{\sigma(T_1 + T_2)(T_1^2 + T_2^2)}{\frac{1 - \varepsilon_1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{F_{12}} - \frac{1 - \varepsilon_2}{\varepsilon_2} \frac{S_1}{S_2}} \quad (3.17)$$

Où :

T_1 et T_2 sont les températures absolues des deux faces, supposées uniformes,

ε_i est l'émissivité du milieu i (de surface S_i),

F_{12} est le facteur de forme géométrique entre les surfaces S_1 et S_2 , pris généralement pour les diverses parties de l'insolateur égale à 1.

σ est la constante de stephan-Boltzmann ($\sigma = 5.67 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$).

3.4.2.1. Echange entre la vitre et la voûte céleste

Le coefficient d'échange radiatif entre la face avant du capteur (la couverture) et le ciel s'écrit sous la forme [52] :

$$h_{r,v-c} = \frac{1}{2} \sigma \cdot \varepsilon_v (1 - \cos \beta) (T_v + T_c) (T_v^2 + T_c^2) \quad (3.18)$$

Où :

β est l'inclinaison du capteur par rapport à l'horizontale,

T_c est la température équivalente de la voûte céleste donnée par la relation de Swinbank [52] :

$$T_c = 0.0552 \cdot T_a^{1.5} \quad (3.19)$$

3.4.2.2. Echange entre la vitre et l'absorbeur

Cet échange est caractérisé par un coefficient donné par l'expression suivante [50]:

$$h_{r,v-abs} = \frac{\sigma(T_v + T_{abs})(T_v^2 + T_{abs}^2)}{\frac{1}{\varepsilon_v} + \frac{1}{\varepsilon_{absmat}} - 1} \quad (3.20)$$

3.4.2.3. Echange entre l'absorbeur et la plaque placée sur l'isolant

Cet échange est donné par l'expression

$$h_{r,abs-pl} = \frac{\sigma(T_{abs} + T_{pl})(T_{abs}^2 + T_{pl}^2)}{\frac{1}{\varepsilon_{abs-pl}} + \frac{1}{\varepsilon_{pl}} - 1} \quad (3.21)$$

3.4.3. Transfert convectif

Les échanges convectifs qui existent dans le capteur solaire sont :

- Ceux dus au vent,
- Ceux intervenant dans l'insolateur.

3.4.3.1. Transfert convectif dû au vent

La relation de Hottel et Woertz est généralement admise [52] pour le calcul de ce coefficient, elle est exprimée comme suit :

$$h_{vv} = 5.67 + 3.86 \cdot V_v \quad (3.22)$$

Où :

V_v est la vitesse du vent en (m/s).

3.4.3.2. Transfert convectif dans le capteur

a. Echange entre l'absorbeur et la vitre

Le coefficient d'échange par conduction-convection naturelle, entre l'absorbeur et la vitre, rapporté dans [56] s'écrit :

$$h_{nat} = 1.42 \left[\frac{(T_{abs} + T_a) \sin \beta}{L_c} \right]^{1/4} \quad (3.23)$$

b. Dans la veine d'air mobile

En ce qui concerne la convection forcée et dans le cas des conduits rectangulaires, l'échange entre l'absorbeur et le fluide caloporteur est donné en fonction du nombre de Nusselt :

$$h_{abs-f} = \frac{Nu \cdot \lambda_f}{D_h} \quad (3.24)$$

- Pour les capteurs munis de rugosités artificielles, $h_{abs,f}$ est considéré comme le coefficient d'échange moyen [57], il est aussi calculé par l'expression (3.24).

Les figures 3.2 et 3.3 montrent deux formes de rugosités artificielles étudiées :

a) Rugosité de forme cylindrique

Ces rugosités sont de forme cylindrique placées perpendiculairement à l'écoulement et fixée sur la plaque inférieure, comme le montre la figure 3.2. Cette étude est décrite dans [l'annexe 2](#) (article publié en 2008, dans la revue des énergies renouvelables du centre de développement des énergies renouvelables, Algérie).

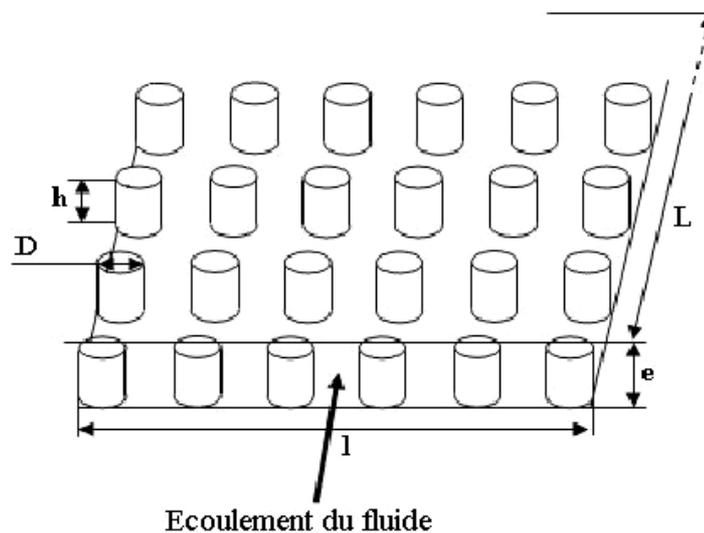


Fig. 3.2. Rugosité de forme cylindrique.

b) Rugosité rectangulaire avec une partie inclinée

Ces rugosités sont de forme rectangulaire avec une partie supérieure inclinée placée normalement à l'écoulement, disposées en rangées et en quinconce. Cette forme de rugosité a fait l'objet d'une étude expérimentale décrite dans [l'annexe 3](#) (article publié en 2009, dans la

revue des énergies renouvelables du centre de développement des énergies renouvelables, Algérie).

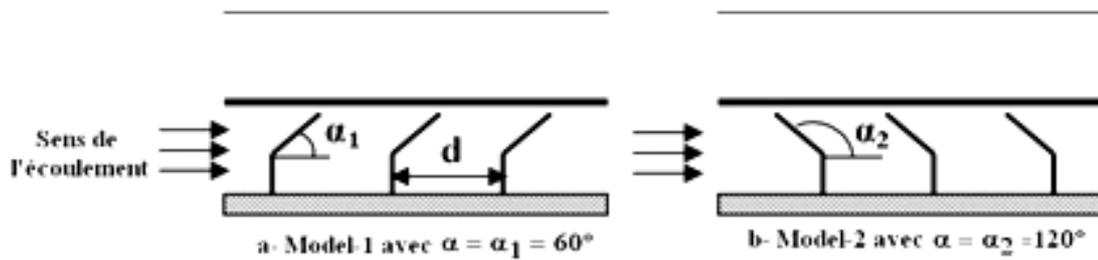


Fig. 3.3. Rugosité de forme rectangulaire avec une partie supérieure inclinée.

Le nombre de Nusselt se calcule à partir de la corrélation de Kays [52] :

$$Nu = 0.0158 \cdot Re^{0.8} \quad \text{pour} \quad \frac{L_c}{D_h} > 10 \quad (3.25)$$

Où le nombre de Reynolds est donné par :

$$Re = \frac{V_f \cdot D_h}{\nu_f} \quad (3.26)$$

- Le coefficient d'échange entre la plaque arrière placée sur l'isolant et le fluide caloporteur est donné par :

$$h_{pl-f} = h_{abs-f} \quad (3.27)$$

- La vitesse de l'air dans le conduit V_f , dépend des paramètres géométriques de la veine d'air utile est de la forme des chicanes (Fig. 3.4), elle s'exprime par :

$$V_f = \frac{\dot{m}}{\rho_f \cdot S_p} \quad (3.28)$$

La section de passage de l'air S_p dans la veine d'air mobile, est calculée comme suit :

- Pour un capteur sans chicanes

$$S_p = l_c \cdot e \quad (3.29)$$

- Pour un capteur muni de chicanes

$$S_p = l_c \cdot e - n_1 \cdot (a_{ch} \cdot b_{ch}) \quad (3.30)$$

Où n_1 est le nombre de chicanes par rangée.

- Le diamètre hydraulique qui est défini comme le rapport de quatre fois la section de passage du fluide au périmètre mouillé (dans l'annexe 4, on présente quelques définitions données par différents ouvrages). Selon qu'il s'agit d'un capteur sans ou avec chicanes, on le calcule par :

- Pour un capteur solaire sans chicanes

$$D_h = \frac{4 \cdot l_c \cdot e}{2(l_c + e)} \quad (3.31)$$

- Pour un capteur solaire muni de chicanes, le diamètre hydraulique est calculé à partir du schéma équivalent suivant, où on tient compte de la section obturée transversale par une rangée constituée de n_1 chicanes disposées devant le passage du fluide.

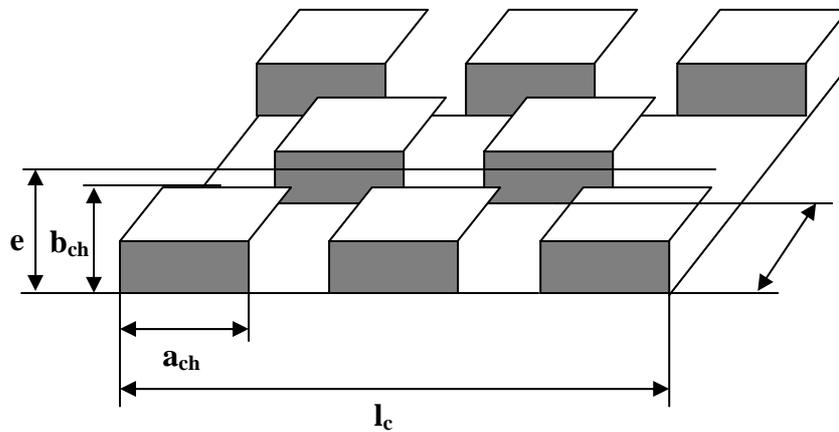


Fig. 3.4. Représentation de la section de passage.

Par conséquent le diamètre hydraulique équivalent peut être exprimé comme suit :

$$D_h = \frac{4 \cdot [(l_c \cdot e) - n_1 \cdot (a_{ch} \cdot b_{ch})]}{2 \cdot (l_c + e) + (n_1 - 1) \cdot a_{ch}} \quad (3.32)$$

3.5. Calcul des pertes thermiques « Qp »

On Supposait que :

- le régime est permanent,
- La puissance Qv absorbée par la vitre est négligeable.

Ces hypothèses nous permettent d'exprimer les pertes globales de l'absorbeur Q_p par m^2 de surface de captation de l'insolateur à l'aide du coefficient de pertes U_L et l'inverse est la résistance au transfert thermique entre les potentiels T_{abs} et T_a :

$$Q_p = U_L (T_{abs} - T_a) = Q_{p1} + Q_{p2} \quad (3.33)$$

Si les pertes latérales sont négligeables, Q_{p1} désignera les pertes à l'avant et Q_{p2} , les pertes à l'arrière.

3.5.1. Pertes à l'avant « U_{av} »

Afin de déterminer le coefficient de pertes à l'avant U_{av} qui dépend de plusieurs paramètres, parmi eux le nombre et l'épaisseur de la couverture transparente [58], Klein a proposé une relation empirique qui exprime les pertes à l'avant Q_{p1} en fonction de la température de l'absorbeur, indépendamment de celle de la vitre.

Pour une ou plusieurs couvertures, l'équation donnée ci-dessous est employée pour le calcul de U_{av} .

$$U_{av} = \left[\frac{N}{\frac{C}{T_{abs}} \left[\frac{(T_{abs} - T_a)^e}{(N+f)} \right]} + \frac{1}{h_w} \right]^{-1} + \left[\frac{\sigma(T_{abs} + T_a)(T_{abs}^2 + T_a^2)}{(\varepsilon_{abs} + 0,00591 \cdot N h_w)^{-1} + \frac{2N + f - 1 + 0.133\varepsilon_{abs}}{\varepsilon_v} - N} \right] \quad (3.34)$$

Où :

N est le nombre de vitrage,

ε_{abs} est l'émissivité de l'absorbeur pour une inclinaison β de celui-ci,

ε_v est l'émissivité de la vitre pour une inclinaison β du capteur,

f est le facteur correctif tenant compte de l'effet du vent, il s'exprime par :

$$f = (1 + 0.089 h_w - 0.1166 h_w \varepsilon_{abs}) (1 + 0.07866 N) \quad (3.35)$$

C est le facteur tenant compte de l'influence de l'inclinaison du capteur sur les coefficients de convection dans des conduits non utiles, il s'exprime par :

$$C = 520(1 - 0.000051 \beta^2) \quad (3.36)$$

Pour $0^\circ < \beta < 70^\circ$

$$e = 0.430 \left(\frac{1-100}{T_{abs}} \right) \quad (3.37)$$

3.5.2. Pertes à l'arrière « U_{ar} »

L'expression des pertes de la face arrière de l'insolateur est :

$$U_{ar} = \frac{1}{\frac{e_{is}}{\lambda_{is}} + \frac{e_b}{\lambda_b} + \frac{1}{h_{vv}}} \quad (3.38)$$

Où :

h_{vv} est le coefficient d'échange convectif dû au vent entre la face inférieure du capteur et l'air extérieur.

3.6. Algorithme de calcul

Les différentes étapes de l'algorithme de calcul des performances thermiques du capteur sont représentées sur la figure (3.6). En utilisant la méthode globale de Hottel, Whiller et Bliss, ces étapes de calcul sont les suivantes :

1. Introduction des données

- Dimensions du capteur (longueur, largeur, ect.),
- Caractéristiques des chicanes,
- Données météorologiques, rayonnement global, température ambiante, vitesse du vent,
- Débit massique du fluide caloporteur \dot{m} ,
- Température d'entrée du fluide.

2. Initialisation des températures moyennes

- T_f du fluide dans le capteur,
- T_{abs} de l'absorbeur,
- T_{pl} de la plaque arrière placée sur l'isolant,
- T_v de la vitre.

3. Calcul du coefficient de transfert convectif h_{vv} : dû au vent, d'après l'équation (3.22)

4. Calcul du coefficient de transfert convectif h_{abs-f} dans le conduit utile entre le fluide et l'absorbeur, d'après équation (3.24)

5. Calcul du coefficient des pertes par conduction-convection naturelle h_{nat} ,

Entre l'absorbeur et la vitre, d'après équation (3.23).

6. Calcul des coefficients de transfert radiatifs $h_{r,v-c}$, $h_{r,v-abs}$, $h_{r,abs-pl}$ par les formule, respectivement, (3.18), (3.20) et (3.21).

7. **Calcul des pertes U_{av}** de la face avant du capteur en utilisant la corrélation de Klein (3.34).

8. **Calcul des pertes U_{ar}** de la face inférieure du capteur en utilisant la relation (3.38).

9. **Calcul du coefficient U_L** des pertes totales du capteur en tenant compte des échanges radiatifs [59], qui s'écrit sous la forme :

$$U_L = \frac{(U_{av} + U_{ar})(h_{abs-f} h_{pl-f} + h_{abs-f} h_{r,abs-pl} + h_{pl-f} h_{r,abs-pl}) + U_{av} U_{ar} (h_{abs-f} + h_{abs-f})}{h_{abs-f} h_{r,abs-pl} + h_{pl-f} U_{av} + h_{pl-f} h_{r,abs-pl} + h_{abs-f} h_{pl-f}}$$

Sachant que : $h_{pl-f} = h_{abs-f}$, il vient alors :

$$U_L = \frac{(U_{av} + U_{ar})(h_{abs-f} + 2h_{r,abs-pl}) + 2U_{av} U_{ar}}{U_{av} + 2h_{r,abs-pl} + h_{abs-f}} \quad (3.39)$$

- Si le capteur est sans ailettes, démuné de la plaque d'aluminium placée sur l'isolant dans la veine d'air mobile, on ne tient pas compte des échanges radiatifs et on peut écrire :

$$U_L = U_{av} + U_{ar} \quad (3.40)$$

10-Calcul du coefficient d'efficacité F' tenant compte des échanges radiatifs [60] :

$$F' = \frac{h_{r,abs-pl} h_{abs-f} + h_{pl-f} U_{av} + h_{pl-f} h_{r,abs-pl} + h_{abs-f} h_{pl-f}}{(U_{av} + h_{r,abs-pl} + h_{abs-f})(U_{ar} + h_{pl-f} + h_{r,abs-pl}) - h_{r,abs-pl}^2}$$

Pour : $h_{pl-f} = h_{abs-f}$, on aboutit à :

$$F' = \frac{h_{abs-f} (U_{av} + 2h_{r,abs-pl} + h_{abs-f})}{(U_{av} + h_{r,abs-pl} + h_{abs-f})(U_{ar} + h_{abs-f} + h_{r,abs-pl}) - h_{r,abs-pl}^2} \quad (3.41)$$

- Pour un capteur sans ailettes ne dispose pas de la plaque d'aluminium sur l'isolant, les échanges radiatifs étant négligés, le coefficient F' peut être calculé par l'expression suivante :

$$F' = \frac{1}{1 + \frac{U_L}{h_{abs-pl}}} \quad (3.42)$$

11-Calcul du coefficient de correction F_R , à l'aide de l'équation (3.15)

12-Calcul de la puissance utile Q_u fournie par le capteur solaire à partir de la relation :

$$Q_u = F_R \left((\tau_v \alpha_{abs}) \Phi_g - U_L (T_{fe} - T_a) \right) \quad (3.43)$$

13-Recalcul de la température moyenne du fluide T_f avec la relation due à Klein :

$$T_f = T_{fe} + \frac{Q_u}{U_L F_R} \left(1 - \frac{F_R}{F'} \right) \quad (3.44)$$

14-Calcul de la température moyenne de la plaque inférieure T_{pl} , déduite des équations (3.45) à (3.47) du bilan, selon qu'il s'agit d'un capteur sans ou avec ailettes :

L'adjonction d'ailettes (en acier galvanisé) dans la veine d'air mobile du capteur solaire (Fig. 3.5), permet l'augmentation de la surface d'échange convectif. Cependant, en plus de la surface d'échange avec le fluide caloporteur, de l'absorbeur, on dispose d'une autre surface d'échange composée de plusieurs petites surfaces placées verticalement en quinconce dans le sens de l'écoulement de l'air. Par conséquent, le coefficient d'échange convectif h_{abs-f} entre l'absorbeur et le fluide caloporteur est précédé d'un facteur noté « S_{sup} » qui tient compte de cette surface d'échange supplémentaire des ailettes. On peut donc déduire le coefficient des pertes totales du capteur solaire qui découle des équations du bilan :

$$(\tau_v \alpha_{abs}) \Phi_g + U_{av} (T_a - T_{abs}) + h_{r,abs-pl} (T_{pl} - T_{abs}) + S_{sup} h_{abs-f} (T_f - T_{abs}) = 0 \quad (3.45)$$

$$S_{sup} h_{abs-f} (T_{abs} - T_f) + h_{pl-f} (T_{pl} - T_f) = Q_u \quad (3.46)$$

$$U_{ar} (T_a - T_{pl}) + h_{pl-f} (T_f - T_{pl}) + h_{r,abs-pl} (T_{abs} - T_{pl}) = 0 \quad (3.47)$$

$$\text{En effet :} \quad S_{sup} = 1 + \frac{S_{ch}}{S_{abs}} \quad (3.48)$$

Où :

S_{ch} est la surface d'échange des ailettes placées dans le sens perpendiculaire à l'écoulement et supposées à la température de la plaque inférieure (le contact entre la plaque inférieure et les ailettes supposé parfait), elle est donnée par :

$$S_{ch} = n_1 \cdot (a_{ch} \cdot b_{ch}) \quad (3.49)$$

- Capteur sans ailettes

$$T_{pl} = T_f + \frac{h_{r,abs-pl}(\tau_v \alpha_{abs})\Phi_g - (T_f - T_a)(U_{av}U_{ar} + U_{ar}h_{abs-f} + h_{r,abs-pl}(U_{av} + U_{ar}))}{(U_{av} + h_{r,abs-pl} + h_{abs-f})(U_{ar} + h_{pl-f} + h_{r,abs-pl}^2) - h_{r,abs-pl}^2} + \frac{(T_f + 273)(h_{pl-f} - h_{abs-f})(U_{av} + h_{r,abs-pl} + h_{abs-f})}{(U_{av} + h_{r,abs-pl} + h_{abs-f})(U_{ar} + h_{pl-f} + h_{r,abs-pl}) - h_{r,abs-pl}^2}$$

Pour : $h_{pl-f} = h_{abs-f}$, on aboutit à :

$$T_{pl} = T_f + \frac{h_{r,abs-pl}(\tau_v \alpha_{abs})\Phi_g - (T_f - T_a)(U_{av}U_{ar} + U_{ar}h_{abs-f} + h_{r,abs-pl}(U_{av} + U_{ar}))}{(U_{av} + h_{r,abs-pl} + h_{abs-f})(U_{ar} + h_{abs-f} + h_{r,abs-pl}^2) - h_{r,abs-pl}^2} \quad (3.50)$$

- Capteur muni d'ailettes

$$T_{pl} = T_f + \frac{h_{r,abs-pl}(\tau_v \alpha_{abs})\Phi_g - (T_f - T_a)(U_{av}U_{ar} + U_{av}S_{sup}h_{abs-f} + h_{r,abs-pl}(U_{av} + U_{ar}))}{(U_{av} + h_{r,abs-pl} + S_{sup}h_{abs-f})(U_{ar} + h_{pl-f} + h_{r,abs-pl}^2) - h_{r,abs-pl}^2} + \frac{(T_f + 273)(h_{pl-f} - S_{sup}h_{abs-f})(U_{av} + h_{r,abs-pl} + S_{sup}h_{abs-f})}{(U_{av} + h_{r,abs-pl} + h_{abs-f})(U_{ar} + h_{pl-f} + h_{r,abs-pl}) - h_{r,abs-pl}^2}$$

Pour : $h_{pl-f} = h_{abs-f}$, on aboutit à :

$$T_{pl} = T_f + \frac{h_{r,abs-pl}(\tau_v \alpha_{abs})\Phi_g - (T_f - T_a)(U_{av}U_{ar} + U_{av}S_{sup}h_{abs-f} + h_{r,abs-pl}(U_{av} + U_{ar}))}{(U_{av} + h_{r,abs-pl} + S_{sup}h_{abs-f})(U_{ar} + h_{abs-f} + h_{r,abs-pl}) - h_{r,abs-pl}^2} + \frac{(T_f + 273)h_{abs-f}(1 - S_{sup})(U_{av} + h_{r,abs-pl} + S_{sup}h_{abs-f})}{(U_{av} + h_{r,abs-pl} + S_{sup}h_{abs-f})(U_{ar} + h_{abs-f} + h_{r,abs-pl}) - h_{r,abs-pl}^2} \quad (3.51)$$

15-Recalcul de la température moyenne de l'absorbeur T_{abs} , d'après le bilan énergétique,

- Capteur muni de plaque d'aluminium et sans ailettes :

$$T_{abs} = 2T_f + \frac{Qu}{h_{abs-f}} - T_{pl} \quad (3.52)$$

- Capteur sans plaque d'aluminium et sans ailettes :

$$T_{abs} = T_f + \frac{Qu}{h_{abs-f}} \quad (3.53)$$

- Capteur muni de plaque d'aluminium et d'ailettes :

$$T_{\text{abs}} + 273 = \left((1 + S_{\text{sup}})(T_f + 273) + \frac{Qu}{h_{\text{abs-f}}} - (T_{\text{pl}} + 273) \right) / S_{\text{sup}} \quad (3.54)$$

16-Comparer, la valeur initiale de T_{abs} et celle calculée. Si l'écart est trop important, réitérer à partir de (3), sinon continuer.

17-Calculs :

4. Température du fluide à la sortie du capteur :

$$T_{\text{fs}} = T_{\text{fe}} + \frac{S_{\text{abs}} Qu}{\dot{m} C_p} \quad (3.55)$$

5. Rendement thermique du capteur solaire η :

$$\eta = \frac{Qu}{\phi_g} = \frac{P_u}{S_{\text{abs}} \phi_g} \quad (3.56)$$

Qui peut aussi être calculé en fonction de la différence de température ($T_{\text{fe}} - T_a$) au flux global incident ϕ_g :

$$\eta = \frac{P_u}{S_{\text{abs}} \phi_g} = F_R (\tau_v \alpha_{\text{abs}}) - F_R U_L \frac{T_{\text{fe}} - T_a}{\phi_g} \quad (3.57)$$

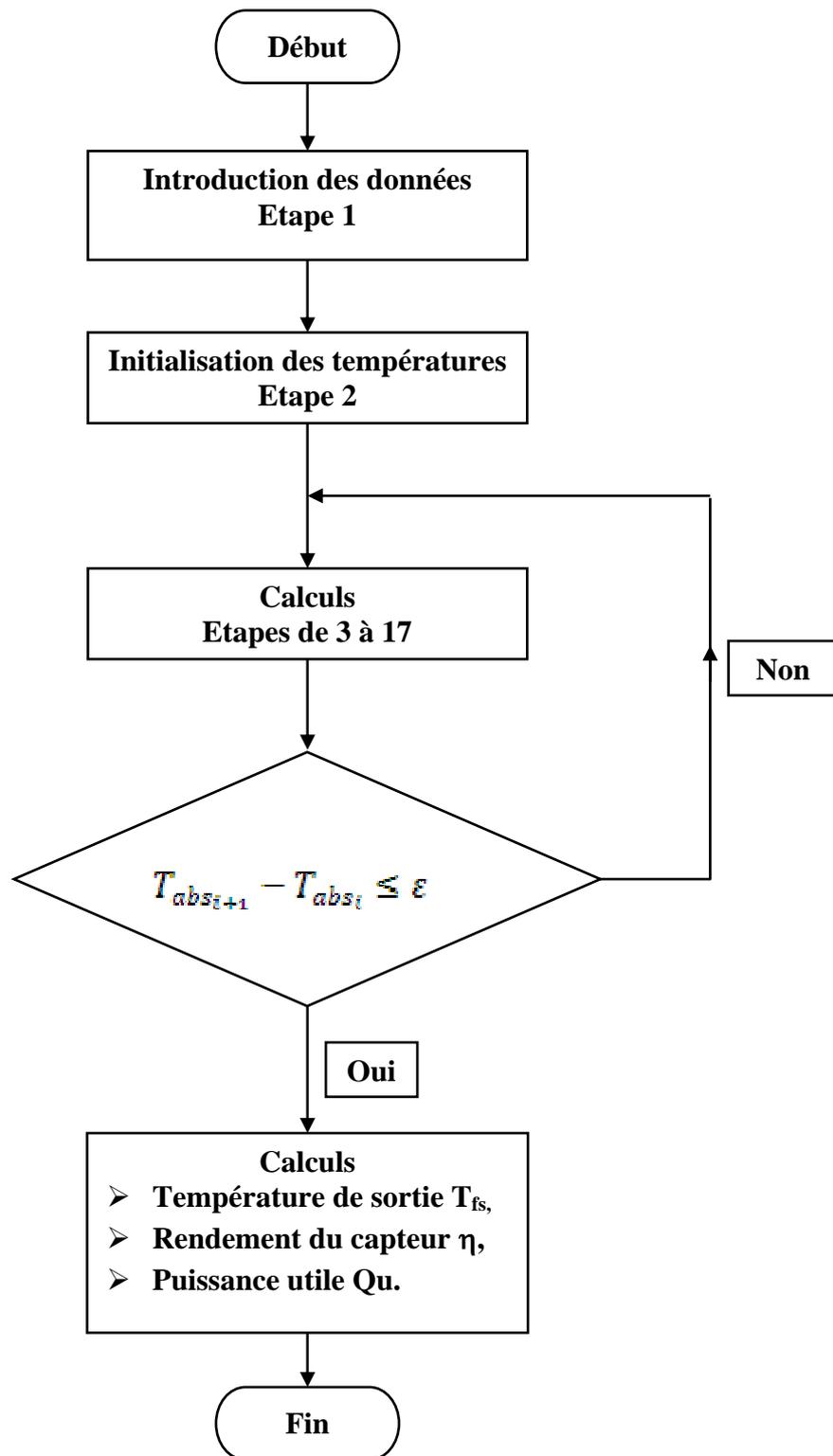


Fig. 3.6. Organigramme de calcul.

3.7. Conclusion

A partir de cette étude théorique, nous avons décrit les étapes de calculs des paramètres qui nous permettent de déterminer les échanges convectifs ainsi que les performances thermiques instantanées du capteur solaire plan à air. Ce dernier étant caractérisé par un seul passage de l'air qui passe en dessous de l'absorbeur. Nous avons placé une plaque en acier galvanisé sur l'isolant dans la veine d'air mobile. Il est muni d'ailettes introduites dans la veine d'écoulement de l'air, afin d'améliorer les performances thermiques par l'augmentation des échanges thermiques. Nous avons étudié deux formes de rugosité, connaissant les paramètres d'entrée, on peut donc calculer à travers cette étude théorique, les paramètres de l'air à la sortie de ce capteur.

Partie 3

Résultats expérimentaux et théoriques

CHAPITRE 4

Description du capteur étudié

Chapitre 4 : Description du capteur solaire proposé

4.1. Introduction

Dans ce chapitre, nous présentons une description détaillée du banc d'essai expérimentale et ces principaux constituants aussi des instruments des mesures utilisées lors de l'expérimentation.

4.2. Données du lieu :

Les essais expérimentaux ont été menés au niveau du hall technologique du département de Génie Mécanique, université Mohamed Khider, Biskra. Dans les caractéristiques suivantes:

- Latitude : $34^{\circ} 51' 0''$ N
- Longitude : $5^{\circ} 43' 59''$ E

4.3. Description du capteur solaire

Le capteur solaire plan à air a été construit et expérimentée au laboratoire de génie mécanique de la Faculté des Sciences et de la technologie, université Mohamed khider, Biskra, depuis l'an 2007. Le choix des matériaux et le dimensionnement du capteur reposent sur les travaux antérieurs.

4.3.1. Caractéristiques des différents éléments constituant le capteur

Le capteur étudié est un capteur solaire plan à air à simple passe d'une surface de captation égale à $1,73 \text{ m}^2$, d'une longueur $L_c=1.95 \text{ m}$ et d'une largeur $l_c=0.89 \text{ m}$, (Fig. 4.1). Nous résumons les principaux composants du capteur comme suit :

- Une seule couverture transparente de verre d'épaisseur 5 mm .
 - Une plaque absorbante mince en acier galvanisé peinte en noir mat avec une épaisseur de 0.4 mm .
 - La hauteur entre la couverture transparente et la plaque absorbante est égale à 25 mm .
 - La veine d'air dynamique est d'une hauteur de 25 mm , comprise entre la plaque absorbante (corps noir) et une plaque inférieure en acier galvanisé placée sur l'isolant.
 - L'isolation arrière est assurée grâce à une feuille de polystyrène de 40 mm d'épaisseur et puis elle est assurée également par le boîtier en bois de 5 mm d'épaisseur.
-

En outre, la veine d'air dynamique est équipée de rangées d'obstacles métalliques minces soudées perpendiculairement à l'écoulement sur la plaque inférieure placée au-dessus de l'isolant (fig. 4.1). Ces obstacles ont deux formes différentes (R60 et R120) où la différence entre les deux réside dans la partie inclinée d'angle α respectivement égale à 60° et 120° (fig. 4.2). Ainsi, ces obstacles ont été mis en place et espacés d'une distance (P) suivant deux configurations, A et B, respectivement à $P=100$ et $P=50$ mm (fig. 4.2). Les deux configurations, A et B, se différencient donc par le nombre de rangées (19 et 37 rangées) qui correspondent, respectivement, à un nombre de rugosités (152 et 256 rugosités).

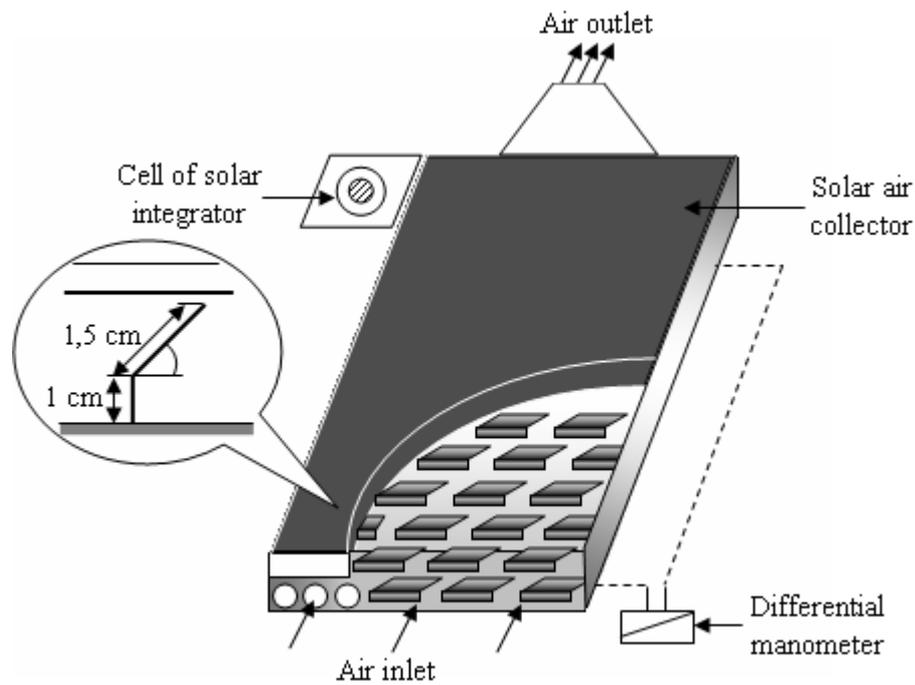


Fig. 4.1. Schéma du capteur solaire plan étudié.

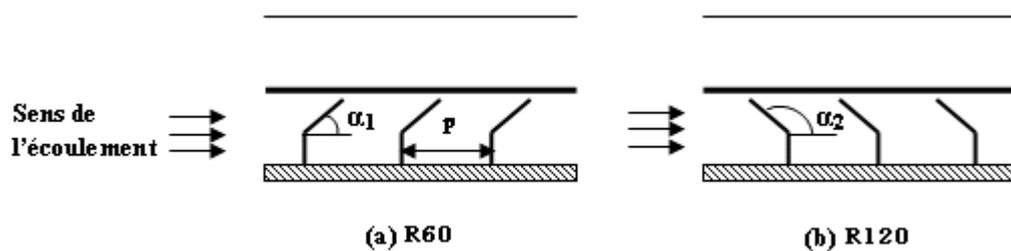


Fig. 4.2. Schémas descriptif des rugosités.

Les relevés des températures sont basés sur une distribution simple et régulière (trois thermocouples sont placés sur l'absorbeur et de même sur le passage de l'air) pour lesquels les valeurs des températures sont mesurées.

4.4. Description du banc d'essai

4.4.1. Instrumentations

La détermination précise du rendement d'un capteur nécessite des conditions d'équilibre stable, Donc un régime stationnaire.

Les mesures que nous avons effectuées en particulier grâce aux instruments suivent :

- Un solarimètre (Fig. 4.3) : permet de mesurer le flux solaire incident instantané sur le capteur.
- Un intégrateur de type Kipp et zonen (Fig. 4.3) : qui permet de totaliser l'énergie solaire incident reçue sur le capteur pendant une période choisie.
- Un anémomètre à hélice : permet de mesurer la vitesse moyenne à la sortie du capteur et permet aussi de mesurer la vitesse du vent (Fig. 4.4).
- Un anémomètre à fil chaud (Fig. 4.5): permet aussi de mesurer les vitesses ; on l'utilise aussi pour mesurer les températures au niveau de l'anémomètre.
- Des thermocouples en fer constantan qui sont reliés à un enregistreur à 12 voies (Fig. 4.6): permettent de mesurer les températures de l'entrée et de la sortie du capteur ainsi que la température ambiante.
- Un manomètre différentiel (Fig. 4.7): pour mesurer les pertes de charge dans les capteurs.
- Un thermomètre (Fig. 4.8).

Les mesures des températures dans la veine d'écoulement sont effectuées à l'aide des sondes de types 'K'et 'J'. Les températures de la surface de l'absorbeur ont été mesurées par des sondes de surfaces "Komark" de type : K(NiCr/NiAl) et de référence : BS4932K. Les résultats ont été acquises à l'aide des enregistreurs de températures à 12 voies et de type "Philips".



Fig. 4.3. Un solarimètre et un intégrateur de type Kipp et zonen.



Fig. 4.5. Un anémomètre à fil chaud.



Fig. 4.6. Enregistreur de températures 12 voies.



Fig.4.7. Manomètre différentiel digital.

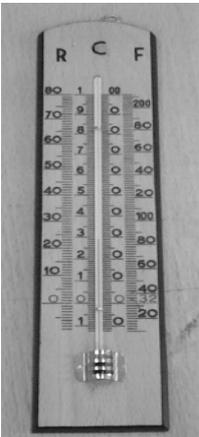


Fig. 4.8. Thermomètre.

4.5. Visualisation du banc d'essai



Fig. 4.9. Banc d'essai expérimental.

CHAPITRE 5

Résultats expérimentaux et validation du modèle théorique

Chapitre 5 - Résultats expérimentaux et théoriques

5.1. Introduction

L'objectif principal de notre étude est de contribuer à l'optimisation des échanges convectifs dans les canaux d'écoulement de l'air tout en favorisant la création de régime d'écoulement turbulent par introduction d'obstacles de formes adéquates. A partir d'une étude théorique puis expérimentale, nous avons décomposé ce chapitre en quatre grandes parties :

1. Comparaison et validation des résultats théoriques des températures de l'absorbeur et de l'air à la sortie du capteur avec ceux issus de l'expérimentation durant une journée type,
2. Exposition des résultats expérimentaux de cinq configurations de capteurs solaires plans à air,
3. En fin, exposition de la meilleure configuration en fonction des conditions de fonctionnement et d'utilisation à partir de la comparaison établie dans la deuxième partie de ce chapitre.

5.2. Comparaison et validation des résultats théoriques

Dans le chapitre 3, nous avons modélisé les différents modes de transfert intervenant dans les différents éléments constituant le capteur solaire plan à air. A partir du bilan énergétique établi pour chaque élément, tout en tenant compte de l'adjonction des rugosités artificielles et les hypothèses de calcul imposées, nous avons simulé les performances thermiques globales des configurations étudiées.

Un code de calcul a été élaboré baser sur l'approche globale tenant compte de la variation instantanée de la distribution de la température dans les éléments du capteur.

Pour valider les résultats théoriques, nous les avons comparés à ceux expérimentaux pour une journée type. Les performances calculées sont la température de l'absorbeur et celle de l'air à la sortie du capteur.

La figure 5.1 représente la variation du rayonnement solaire global incident qui caractérise la journée du 08/06/2008. Ces résultats expérimentaux ont été pris pour un capteur solaire

plan avec une valeur de l'angle d'inclinaison égale 34.48° qui correspond à la latitude du lieu. Nous avons réalisé cette expérience pour un débit fixe, égale à 0.0247 kg/s durant toute la journée. L'expérience a été menée de 7h00 du matin jusqu'à 18h00. Un autre paramètre important des conditions environnementales qui influence les performances des convertisseurs solaire de chaleur qui est la température ambiante. Les valeurs de la température ambiante sont illustrées dans la figure 5.1.

La figure 5.1 montre que la valeur maximale obtenue est de 1014 W/m^2 enregistrée à 12h50 (heure du midi solaire). La température ambiante moyenne enregistrée est de 28.03°C .

La vitesse moyenne du vent enregistrée durant la journée du test est égale à 2.24 m/s .

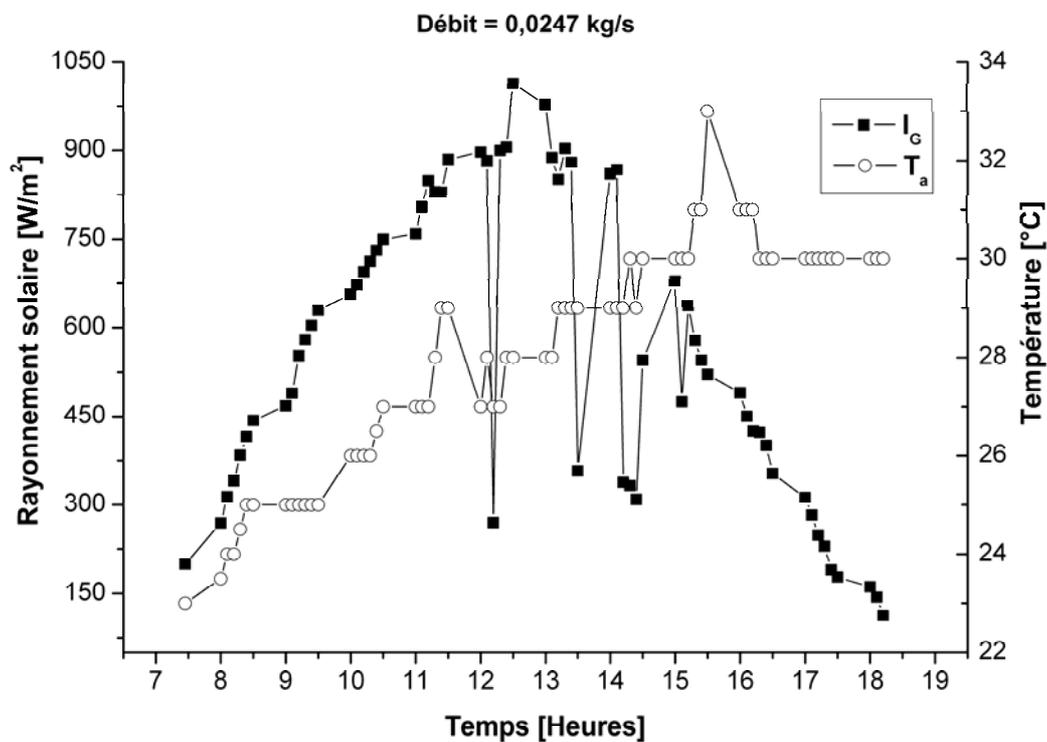


Fig. 5.1. Evolution du rayonnement solaire incident et de la température ambiante durant la journée du 08/06/2008.

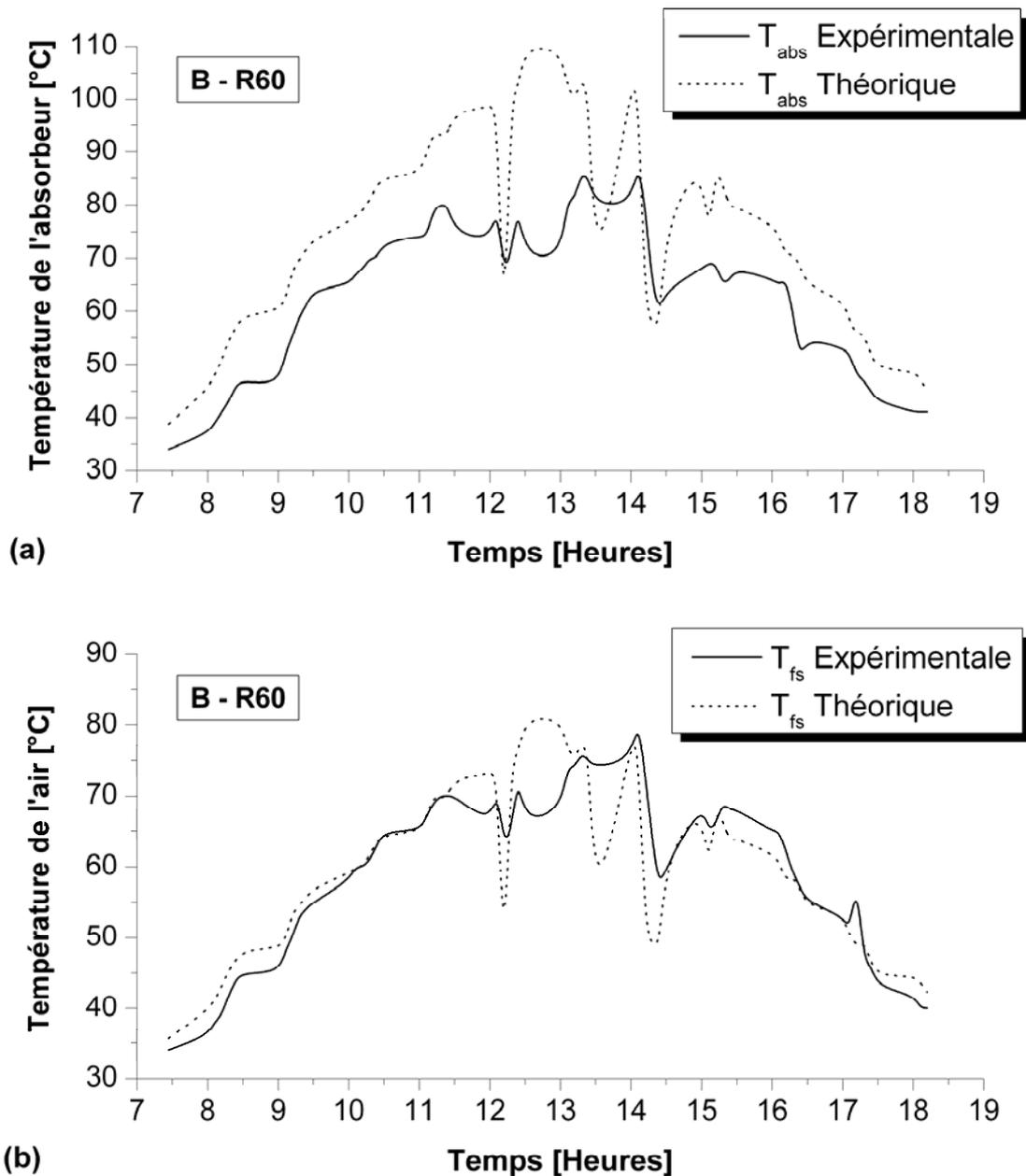


Fig. 5.2. Comparaison des résultats théoriques et expérimentaux des températures de l'absorbeur et de l'air à la sortie du capteur solaire en fonction du temps.

Nous représentons dans la figure 5.2, les résultats théoriques des performances du capteur solaire plan à air étudié confrontés et comparés avec ceux expérimentaux. Ces résultats sont issus de la méthode développée sur la base des approches de Hottel, Whiller et Bliss [52]. Les résultats expérimentaux représentés accordent un régime quasi-stationnaire pour chaque période d'essai (la période d'essai est la durée dans laquelle 10 points de mesures sont moyennés et pris comme un seul point). Ceci est confirmé par le fait que dans la période d'essai (10 min), les variations maximales pour la température ambiante, la température de l'air

à l'entrée et à la sortie du capteur sont de ± 1 °C, ± 2 °C et 3 °C, respectivement, tandis que pour le rayonnement global, la variation est de ± 30 W/m².

La figure 5.2 (a) représente les courbes des variations théoriques et expérimentales de la température de l'absorbeur, durant la journée du 08/06/2008. Nous remarquons que les deux courbes ont pratiquement le même profil. Ce profil est similaire à celui du rayonnement solaire incident enregistré durant cette journée. Nous constatons aussi que les variations de la température de l'absorbeur sont très sensibles à l'égard des perturbations du rayonnement solaire incident qui dépendent des conditions climatiques et environnementales du site et le jour du test expérimental. A titre d'exemple, lorsque le rayonnement solaire incident diminue jusqu'à 270 W/m² aux environs du midi solaire, les deux courbes théoriques et expérimentales ont presque la même allure avec une diminution de la valeur théorique de la température de l'absorbeur.

En outre, en examinant les deux courbes tout le long de la journée, nous pouvons remarquer la différence qui existe entre les résultats théoriques et expérimentaux. Au début de l'expérience, cette différence est d'environ 4 °C, en suite commence à augmenter, en fonction de l'intensité du rayonnement solaire incident, jusqu'à atteindre son maximum, égale à 30 °C aux environs du midi solaire correspondant à l'irradiation solaire la plus élevée enregistrée, égale à 1014 W/m², pour diminuer ensuite graduellement jusqu'à son minimum égale à 4 °C. Nous pouvons noter que les deux courbes sont presque symétriques et dépendent du profil de l'intensité du rayonnement solaire incident (Fig. 5.1).

La figure 5.2 (b) montre la variation de la température de l'air à la sortie du capteur solaire en fonction du temps pour un débit fixe égale à 0.0247 kg/s. Les résultats théoriques sont issus du code de calcul développé. Nous pouvons noter que les deux courbes sont presque confondues tout au long de la journée. Pendant les perturbations, nous remarquons une chute de la température théorique de l'air à la sortie du collecteur solaire due à ces perturbations plus importante que celle expérimentale.

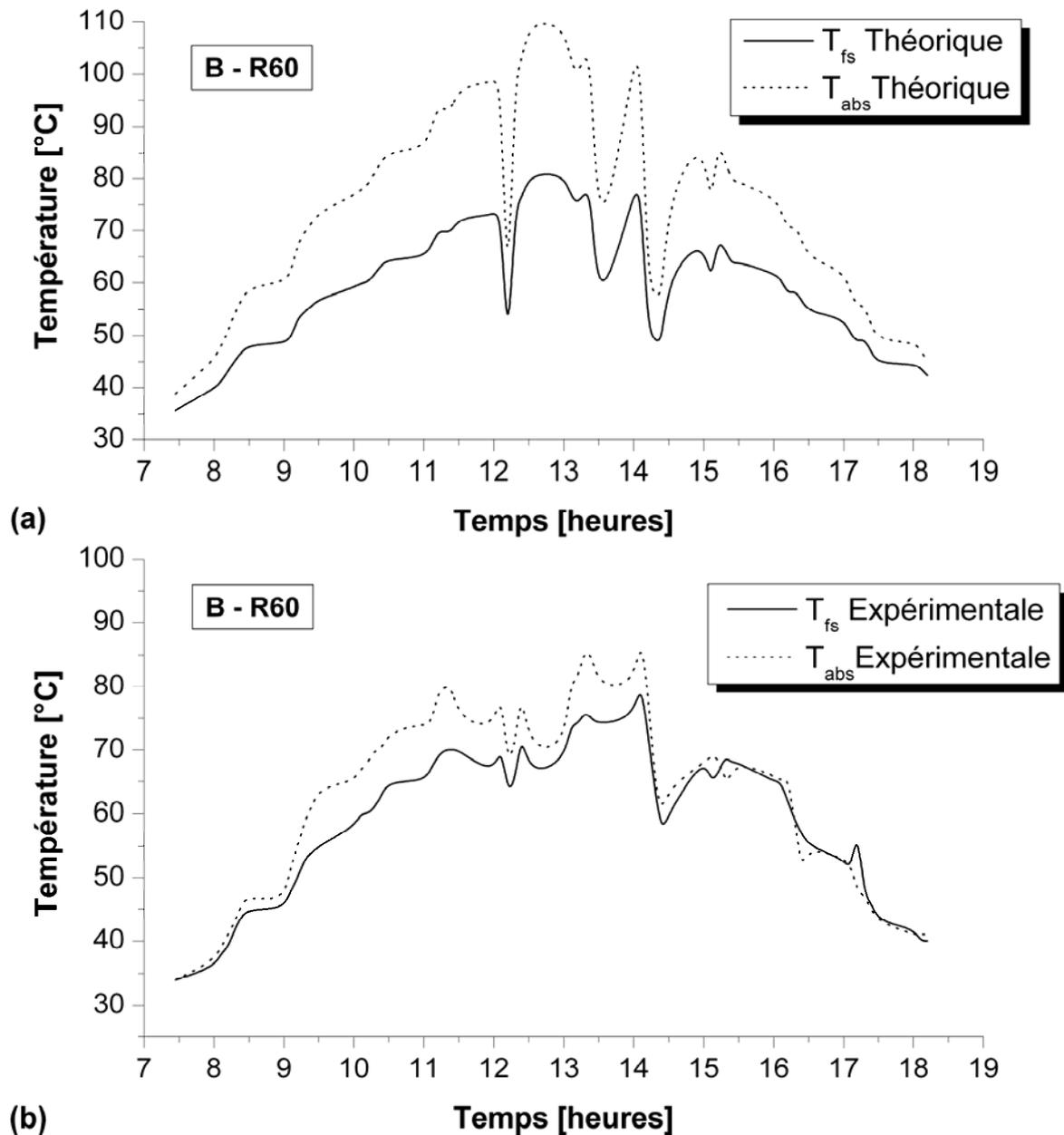


Fig. 5.3. Variation théorique et expérimentale des températures de l'absorbeur et de l'air à la sortie du capteur solaire en fonction du temps.

La figure 5.3 (a) montre les variations théoriques de la température de l'absorbeur et celle de l'air à la sortie de l'échangeur de chaleur durant la journée du 08/06/2008 pour un débit égale à 0.0247 kg/s. Ces résultats sont obtenus à partir du code de calcul basé sur l'approche théorique développée par Hottel, Whiller et Bliss [52]. Nous constatons un écart entre la température de l'absorbeur et celle de l'air préservé durant la matinée jusqu'au midi solaire. Ensuite, nous remarquons que les deux courbes se coïncident jusqu'à la fin de la journée. Cet écart est dû à la variation de l'intensité du rayonnement solaire.

La figure 5.3 (b) représente les résultats relatifs à l'évolution expérimentale en fonction du temps de la température de l'absorbeur et celle de l'air à la sortie du capteur solaire. L'écart enregistré est moins important au début et à la fin de la journée à cause de l'intensité du rayonnement solaire incident faible.

La différence observée entre les résultats théoriques et expérimentaux (figures 5.2 et 5.3) est certainement due au fait que dans l'approche théorique; on ne tient pas compte de l'énergie stockée dans les différentes composantes du capteur solaire (équation 2.2, chapitre 2). Ceci est également valable pour l'air qui a des propriétés thermo-physiques faibles et la quantité de chaleur stockée est négligeable, ce qui est visible dans la Fig. 5.3 (b). Ce pendant dans la Fig. 5.3 (a) relative à l'absorbeur caractérisé par une capacité de stockage importante et qui a un impact sur les résultats obtenus. Cette quantité de chaleur stockée qui représente l'inertie thermique du système compense la chute du rayonnement solaire à la fin de la journée. Ceci est bien visible sur les courbes de la figure 5.3 (b) ainsi que durant les perturbations enregistrées dans les figures. 5.2 (a et b) et 5.3 (a et b).

Ces résultats fournissent quelques informations sur la qualité du transfert thermique dans les capteurs solaires. Ceci nous permet d'évaluer les coefficients de transfert convectif, de calculer les quantités de chaleur utile et perdue par le système. Ceci est très important car c'est à partir de ces données que l'on est capable d'agir sur tel ou tel paramètre pour optimiser les performances d'un tel convertisseur d'énergie.

5.3. Résultats obtenus et discussion

5.3.1. Configuration sans rugosités

a. Description du canal d'écoulement

Il s'agit d'un capteur solaire plan muni d'une seule couverture transparente, d'un absorbeur en dessous duquel circule le fluide caloporteur. Le canal d'écoulement est lisse sans rugosités artificielles (fig. 5.4).

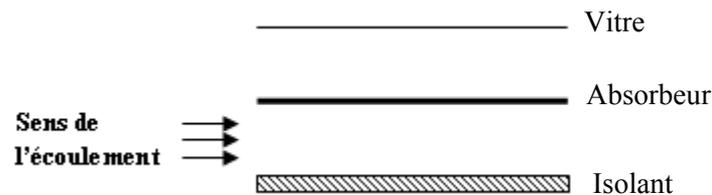


Fig. 5.4. Schéma du canal d'écoulement d'un capteur solaire plan.

b. Données météorologiques

Les expériences sont faites durant la journée du 18/03/2008. Un jour type du mois caractérisé par un ciel clair, un vent faible. La figure 5.5 représente la variation du rayonnement solaire global incident. Les expériences sont menées sur un capteur solaire plan incliné à la latitude du lieu égale 34.48° (latitude de Biskra). Les expériences sont faites pour un débit fixe, égale à 0.0297 kg/s durant toute la journée. Les expériences ont durée de 9h00 du matin jusqu'à 15h00. En parallèles, les mesures de la température ambiante sont faites. Ceci est important, car ce paramètre a un effet considérable sur le fonctionnement de tels systèmes.

La figure 5.5 montre que la valeur maximale du rayonnement solaire globale incident enregistrée aux environ de 12h50 est égale à 926 W/m^2 . La valeur moyenne de la température ambiante enregistrée est égale à 21.47°C .

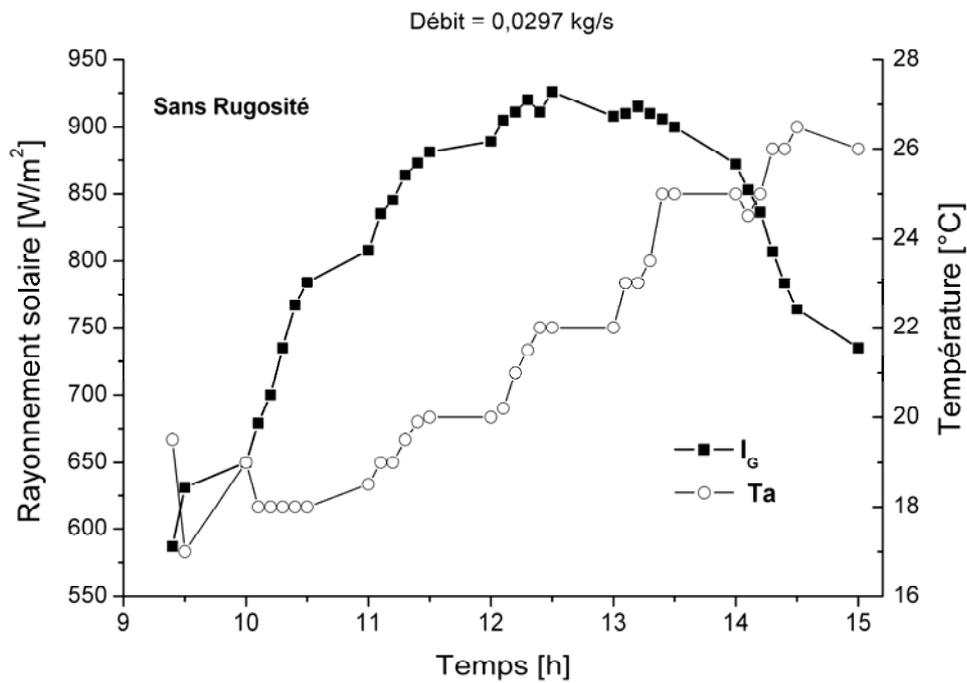


Fig. 5.5. Evolution du rayonnement solaire et de la température ambiante durant la journée du 18/03/2008.

c. Evolution des températures T_a , T_{fe} et T_{fs}

La figure 5.6 montre l'évolution des différentes températures enregistrées durant l'expérience du 18/03/2008 pour un capteur solaire plan à air sans rugosités. Ces températures sont la température ambiante T_a , la température de l'air à l'entrée T_{fe} du capteur solaire et celle à la sortie de ce dernier T_{fs} . Ces courbes traduisent la quantité de transfert thermique entre l'absorbeur et le fluide caloporteur. En effet, l'écart observé entre les courbes des températures de l'air et de l'absorbeur est considérable. Ceci justifie l'introduction de rugosités artificielles dans le canal d'écoulement pour favoriser l'échange de chaleur.

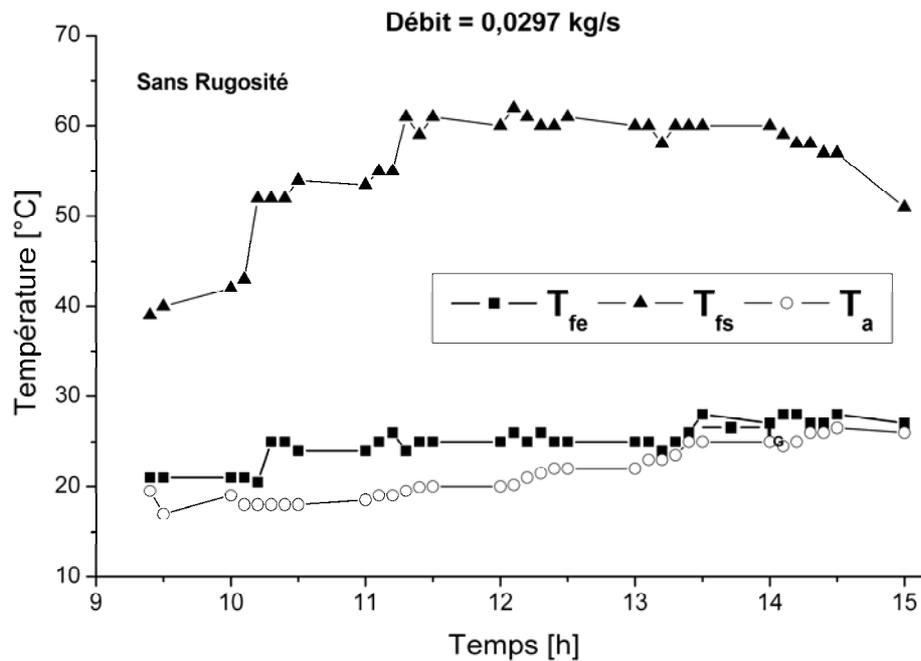


Fig. 5.6. Evolution expérimentale des températures T_a , T_{fe} et T_{fs} durant la journées du test.

d. Evolution du rendement en fonction du paramètre réduit $X = (T_{fe} - T_a) / I_G$

La figure 5.7 représente la variation du rendement en fonction des paramètres réduits $(T_{fe} - T_a) / I_G$. L'éparpillement des résultats autour de la droite est attribué à la variation de l'angle d'incidence, la vitesse du vent et la dépendance de U_L de la température de l'absorbeur.

En régime stationnaire, on caractérise les conditions de fonctionnement du capteur par la valeur du paramètre réduit $X = (T_{fe} - T_a) / I_G$ et on écrit alors le rendement du capteur en fonction de (x) . En négligeant les termes non linéaires le rendement s'écrit sous la forme :

$$\eta = a + b \cdot x$$

(5.1)

D'autre part, l'analyse théorique nous permet d'écrire :

$$\eta = F_R (\tau_v \alpha_{abs}) - F_R U_L (T_{fe} - T_a / I_G)$$

(5.2)

Les résultats sont représentés par l'équation d'une droite qui traduit les performances du capteur et nous permet d'établir une comparaison avec d'autres configurations avec ou sans rugosités dans des conditions environnementales plus ou moins différentes.

La courbe de la figure 5.7 s'écrit sous la forme d'une droite donné par :

$$\eta = 0.427 - 2.368(T_{fe} - T_a / I_G)$$

(5.3)

Tels que :

$$\begin{cases} F_R(\tau_v \alpha_{abs}) = 0.427 \\ F_R U_L = 0.238 \end{cases}$$

(5.4)

Nous remarquons que pour un capteur solaire sans rugosité, un taux du gain en chaleur $F_R(\tau_v \alpha_{abs}) = 0.427$ et un taux de perte $F_R U_L = 0.238$, permettant un rendement de 42.47 %.

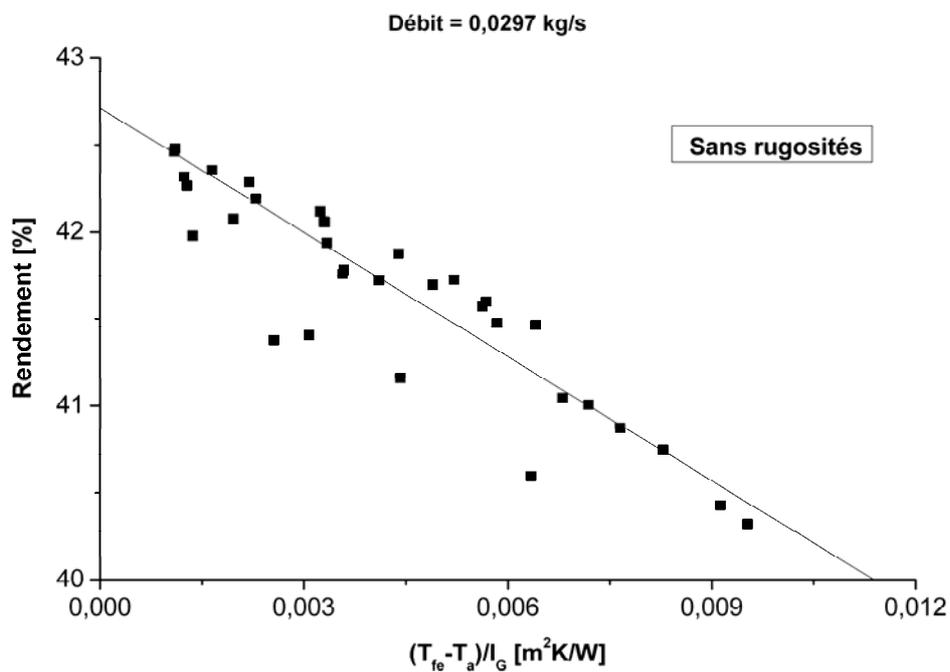


Fig. 5.7. Evolution du rendement en fonction du paramètre réduit pour un capteur sans rugosités.

5.3.2. Rugosités rectangulaires avec une partie inclinée d'un angle $\alpha=60^\circ$

a. Description et disposition des rugosités

Le schéma de la figure 5.8, montre le canal d'écoulement dans lequel nous avons testé des rugosités dont la partie inclinée a un angle égale à 60° avec deux pas entre rangées différents P_1 et P_2 respectivement égales à 100 et 50 mm. Ceci correspond à un nombre de rangées différents A et B (A correspond à 19 rangées et B correspond à 37 rangées). Les configurations testées sont mentionnées sur les figures par **A-R60** (Configuration avec 19 rangées et des rugosités avec un angle d'inclinaison égal à 60°) **B-R60** (Configuration avec 37 rangées et des rugosités avec un angle d'inclinaison égal à 60°).

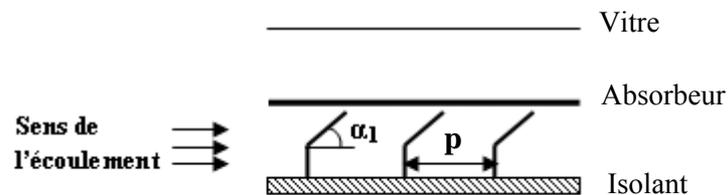


Fig. 5.8. Schéma du canal d'écoulement garni de rugosités avec $\alpha = 60^\circ$.

b. Données météorologiques

Les figures 5.9, 5.10 et 5.11 représentent la variation du rayonnement solaire global incident qui caractérise les journées des expériences. Durant ces journées de mesures, nous avons utilisé trois débits différents 0.0186, 0.0297 et 0.043 kg/s qui correspondent respectivement aux journées du 16/04 et 02/06/2008, du 19/04 et 03/06/2008 et du 22/04 et 04/06/2008. Ces résultats expérimentaux ont été pris sur un capteur solaire plan incliné à la latitude du lieu. Les expériences ont été réalisées pour des débits fixes durant toutes les journées des mesures. Les expériences ont duré de 10h00 du matin jusqu'à 14h30. Les valeurs de la température ambiante sont illustrées dans les figures 5.9, 5.10 et 5.11.

Nous constatons que les valeurs maximales du rayonnement solaire global incident enregistré respectivement aux environs de 11h40 et 13h00, de 13h00 et 12h50 et de 12h00 et 11h50 sont égales respectivement à 765 (A-R60) et 675 (B-R60) W/m^2 , à 790 (A-R60) et 737 (B-R60) W/m^2 et 837 (A-R60) et 739 (B-R60) W/m^2 , ainsi qu'une moyenne de la température

ambiante enregistrée respectivement égale à 25.12 (A-R60) et 32.67 (B-R60) °C, à 30.36 (A-R60) et 30.25 (B-R60) °C et à 23.07 (A-R60) et 29.25 (B-R60) °C.

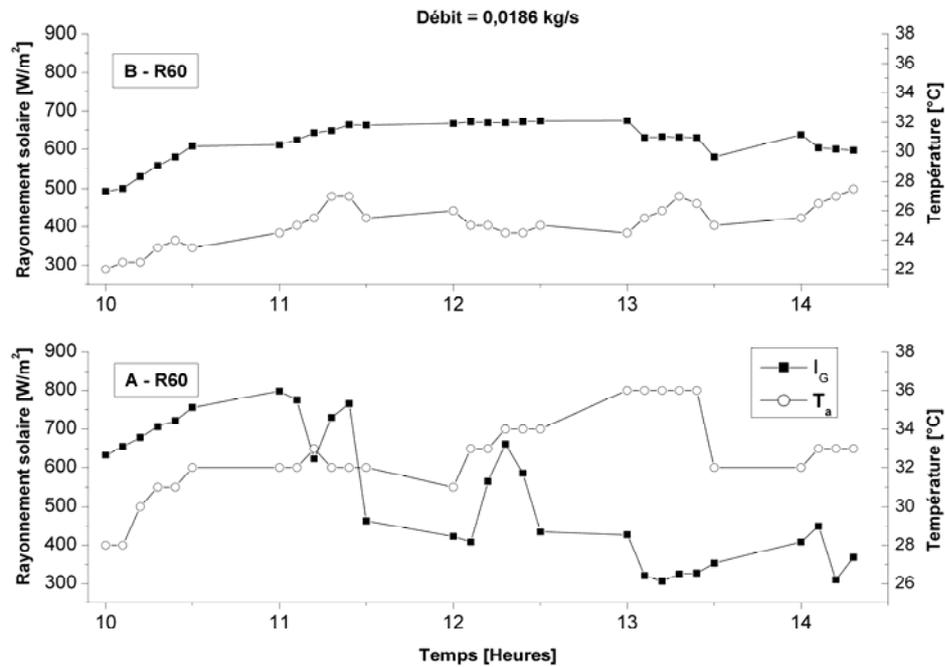


Fig. 5.9. Evolution du rayonnement solaire et de la température ambiante durant les journées du 16/04/2008 et 02/06/2008.

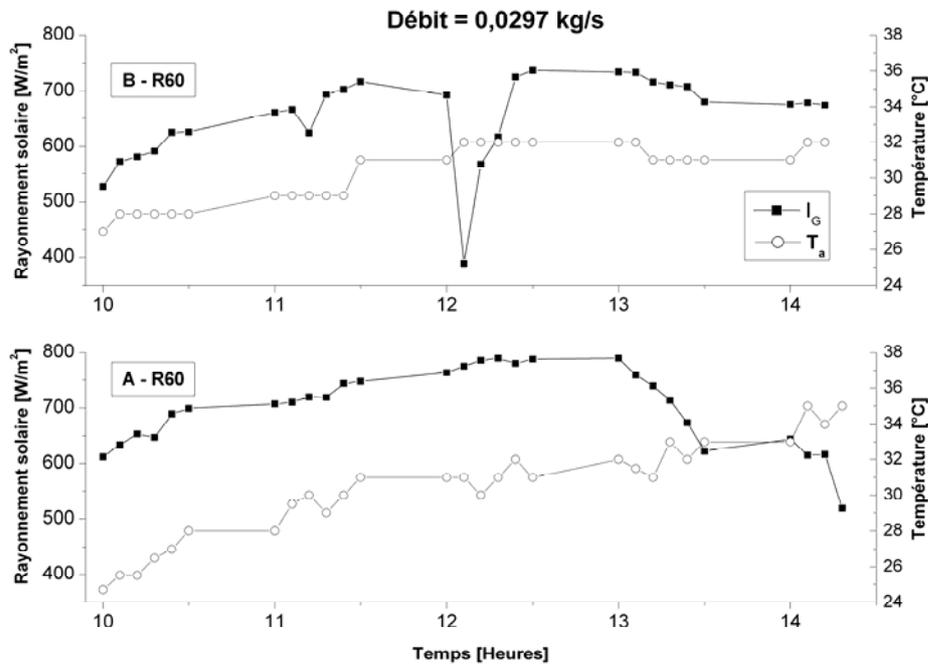


Fig. 5.10. Evolution du rayonnement solaire et de la température ambiante durant les journées du 19/04/2008 et 03/06/2008.

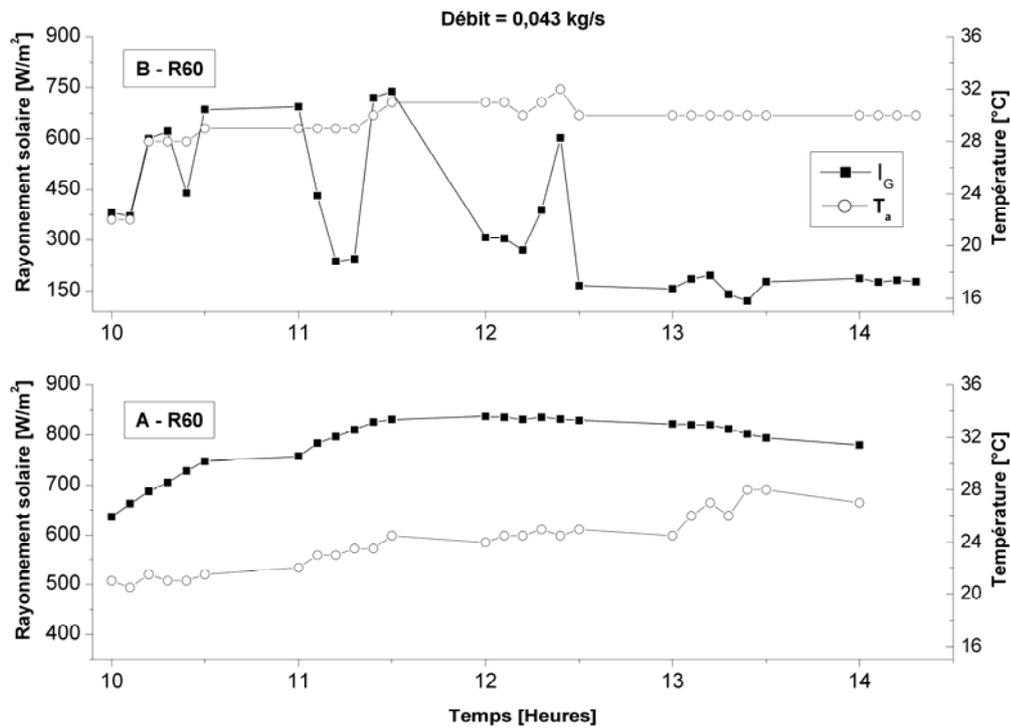


Fig. 5.11. Evolution du rayonnement solaire et de la température ambiante durant les journées du 22/04/2008 et 04/06/2008.

Nous avons enregistré une moyenne de la variation de la vitesse du vent respectivement pour les journées des expériences du 16/04 et 02/06/2008, du 19/04 et 03/06/2008 et du 22/04 et 04/06/2008 égales respectivement à 5.82 et 1.28 m/s, 3.74 et 1.49 m/s et 4 et 1.42 m/s.

c. Evolution des températures T_a , T_{fe} et T_{fs}

Les figures 5.12, 5.13 et 5.14 représentent les variations de la température ambiante T_a , la température de l'air à l'entrée T_{fe} et à la sortie T_{fs} de l'échangeur. Ces résultats expérimentaux sont enregistrés pour trois débits différents qui sont 0.0186, 0.0297 et 0.043 kg/s avec les deux combinaisons (A-R60 et B-R60) proposées.

Nous remarquons que la température de l'air à la sortie du capteur solaire est très sensible aux variations instantanées de l'intensité solaire incidente. Nous constatons que la température de l'air à la sortie du capteur T_{fs} diminue en augmentant le débit d'air. La configuration B-R60 donne des résultats très important par rapport à la configuration A-R60. Ceci se justifie par la surface additionnelle des rugosités artificielles (de 19 rangées à 37 rangées) disposées en

quinconce tout le long du canal d'écoulement de l'air et qui par conséquent intensifie l'échange thermique. En plus le rallongement du parcours de l'air à travers les rugosités augmente considérablement le temps de maintien de l'air à l'intérieures du collecteur. La forme des rugosités proposées favorise la création d'un régime turbulent même à faible débits et qui augmente le transfert de chaleur à l'intérieur de l'échangeur.

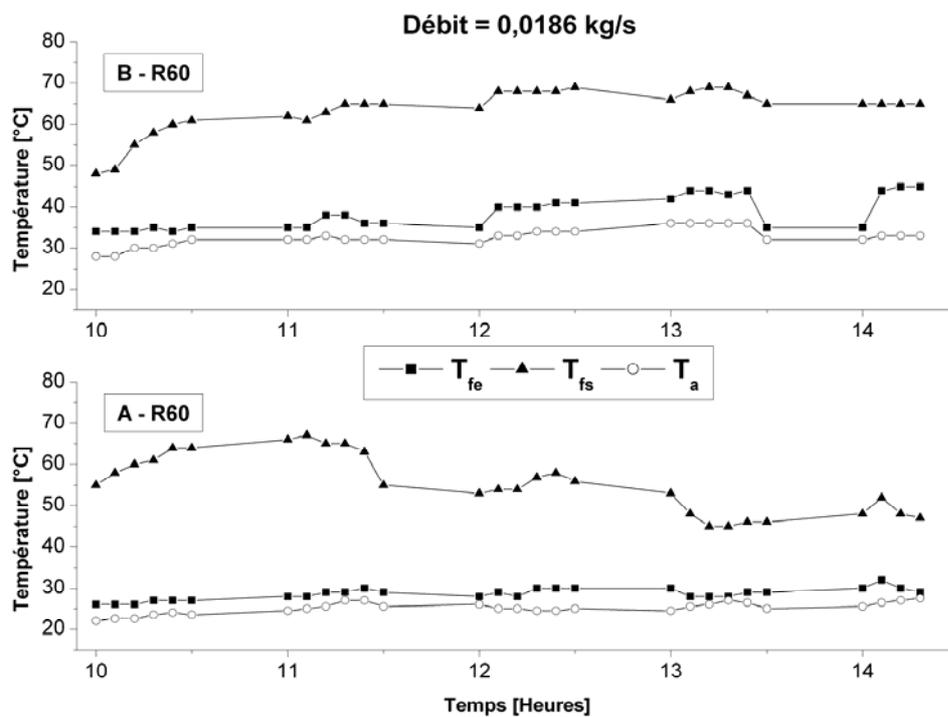


Fig. 5.12. Evolution expérimentale des températures T_a , T_{fe} et T_{fs} durant les journées du 16/04/2008 et 02/06/2008.

L'examen des courbes des figures 5.12, 5.13 et 5.14, permet de conclure que la configuration **B-R60** est meilleur. En effet, la forme des rugosités avec la partie inclinée de 60° permet une meilleure irrigation de l'absorbeur. Ce qui favorise l'échange thermique et augment l'efficacité de l'absorbeur.

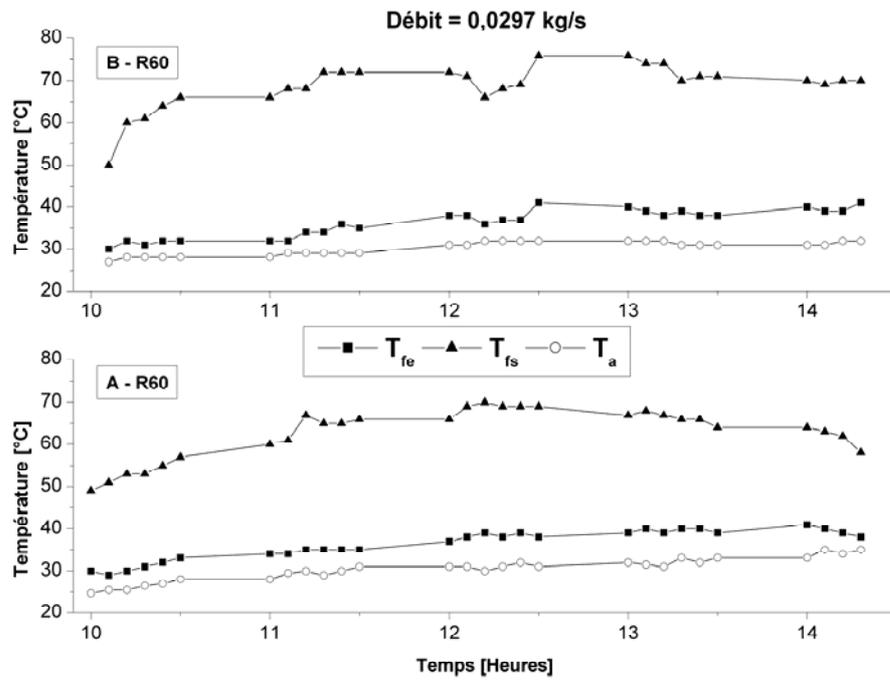


Fig. 5.13. Evolution expérimentale des températures T_a , T_{fe} et T_{fs} durant les journées du 19/04/2008 et 03/06/2008.

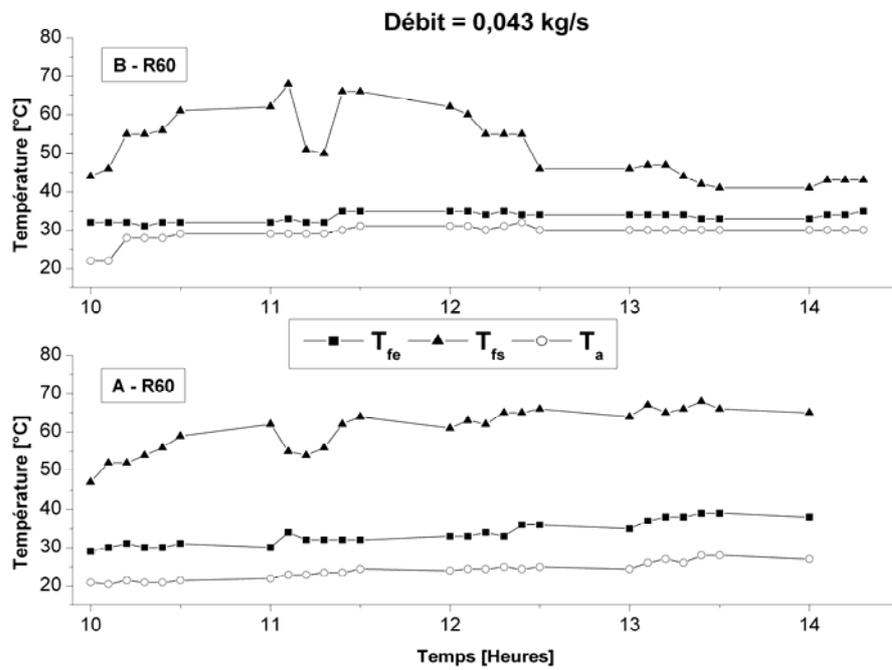


Fig. 5.14. Evolution expérimentale des températures T_a , T_{fe} et T_{fs} durant les journées du 22/04/2008 et 04/06/2008.

Le tableau 5.1 illustrent quelques exemples de comparaison avec une intensité solaire incidente plus ou moins proche l'une de l'autre d'où on constate que la configuration B-R60 est la meilleur configuration.

Configurations	Débits	Temps	I_G	T_a	T_{fe}	T_{fs}
A – R60	0.0186	11h10	775	25	28	67
	0.0297	11h10	710	29.5	34	61
	0.043	11h00	757	22	30	62
B – R60	0.0186	12h10	672	33	40	68
	0.0297	11h50	717	31	35	72
	0.043	11h50	739	31	35	66

Tableau 5.1. Evolution des températures T_a , T_{fe} et T_{fs} pour les configurations A-R60 et B-R60.

d. Evolution de la température de l'absorbeur et de l'air le long du capteur

Nous présentons dans les courbes qui suivent les profils des températures de l'air et de l'absorbeur le long du capteur pour des débits d'air différents.

Les profils relevés à partir de l'entrée du capteur ont permis la détermination de l'évolution réelle des températures de l'air et de l'absorbeur.

On constate qu'un écart entre la température de l'air et celle de l'absorbeur, qui est assez grand à l'entrée, diminue graduellement jusqu'à la sortie du capteur. En outre il est d'autant plus petit que le débit diminue, car l'air séjourne plus dans le capteur et sa température augmente de plus en plus.

L'examen des courbes (figures 5.15 – 5.17) représentatives de l'évolution de l'écart entre la température de l'air et celle de l'absorbeur permet de constater l'apparition d'un régime asymptotique pour lequel, le profil de cet écart commence à s'incliner pour s'aplatir au fur et à mesure qu'on se rapproche de la sortie du capteur. La distance à l'entrée, pour laquelle ce régime est remarqué, dépend en fait de la valeur du débit d'air.

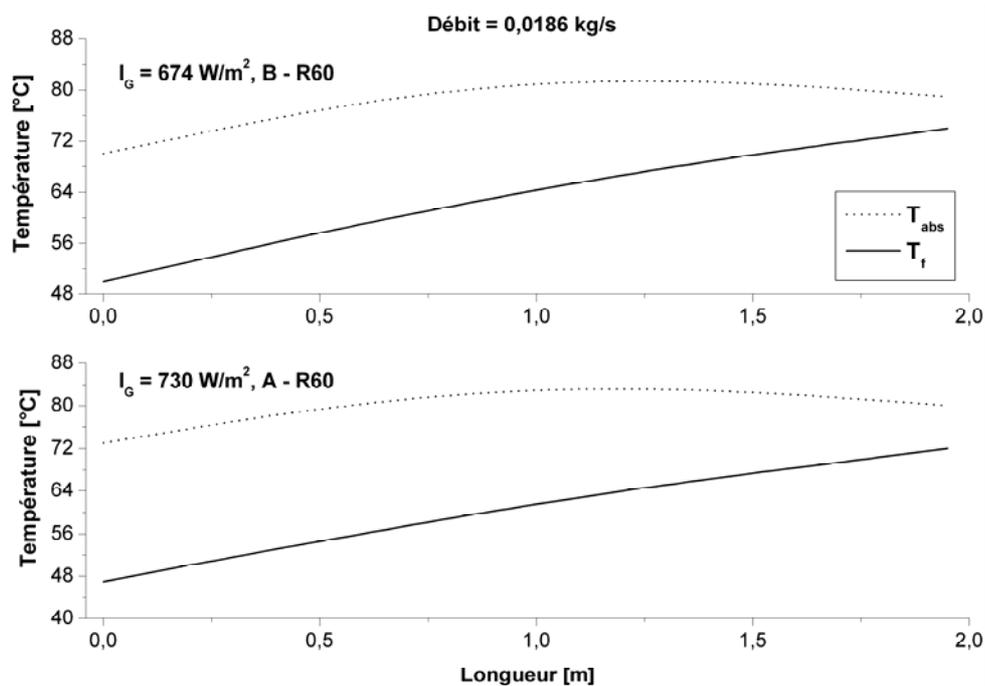


Fig. 5.15. Evolution des températures de l'absorbeur et de l'air le long du capteur pour un débit de 0.0186 kg/s.

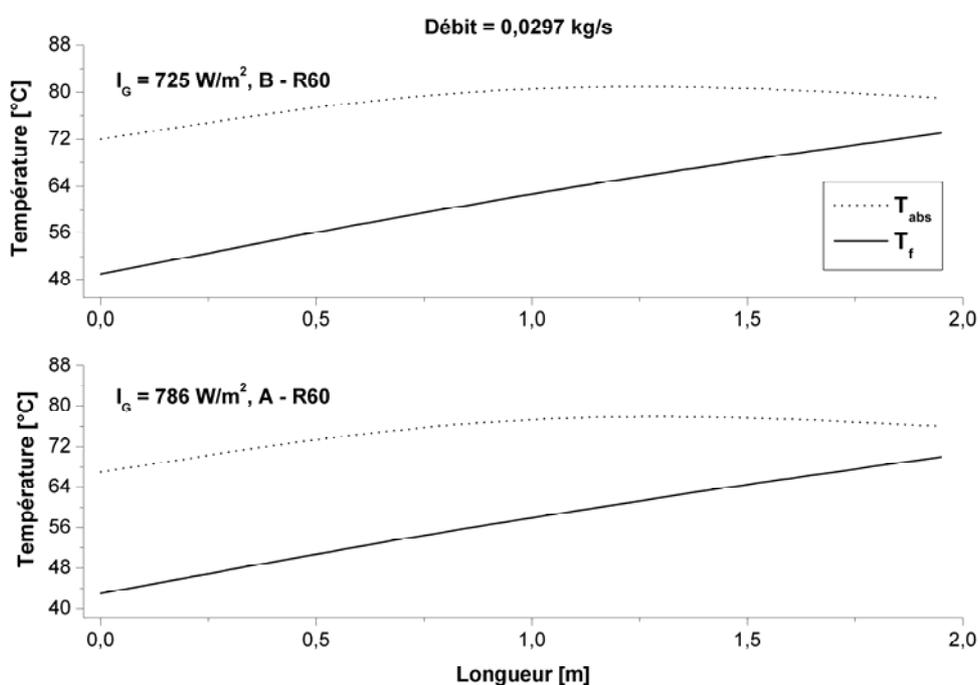


Fig. 5.16. Evolution des températures de l'absorbeur et de l'air le long du capteur pour un débit de 0.0297 kg/s.

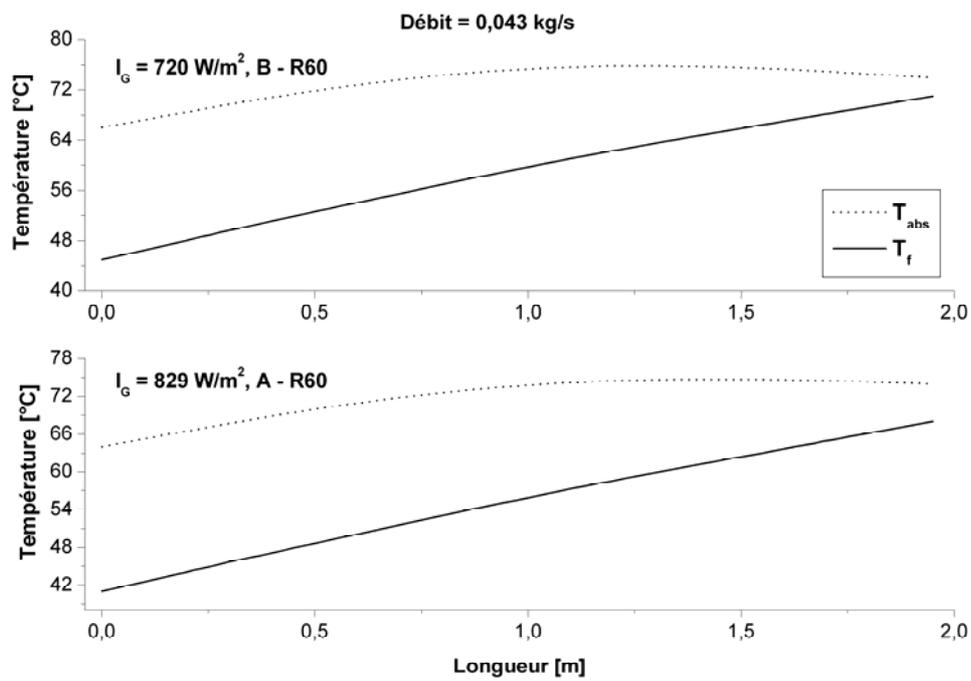


Fig. 5.17. Evolution des températures de l'absorbeur et de l'air le long du capteur pour un débit de 0.043 kg/s.

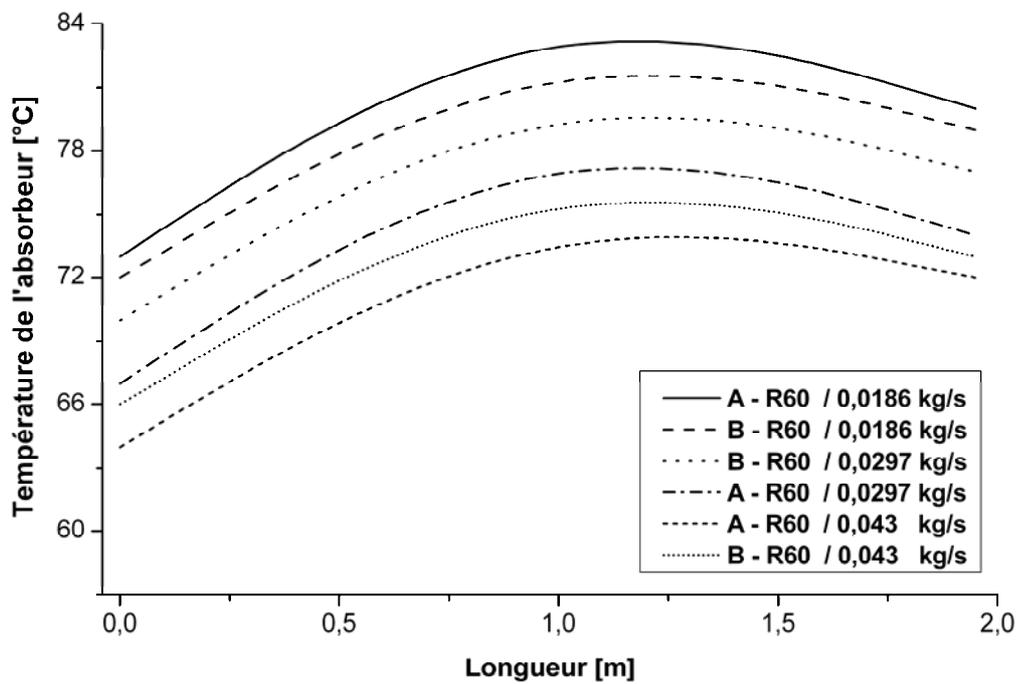


Fig. 5.18. Evolution des températures de l'absorbeur le long du capteur pour les configurations A-R60 et B-R60 et pour différents débits.

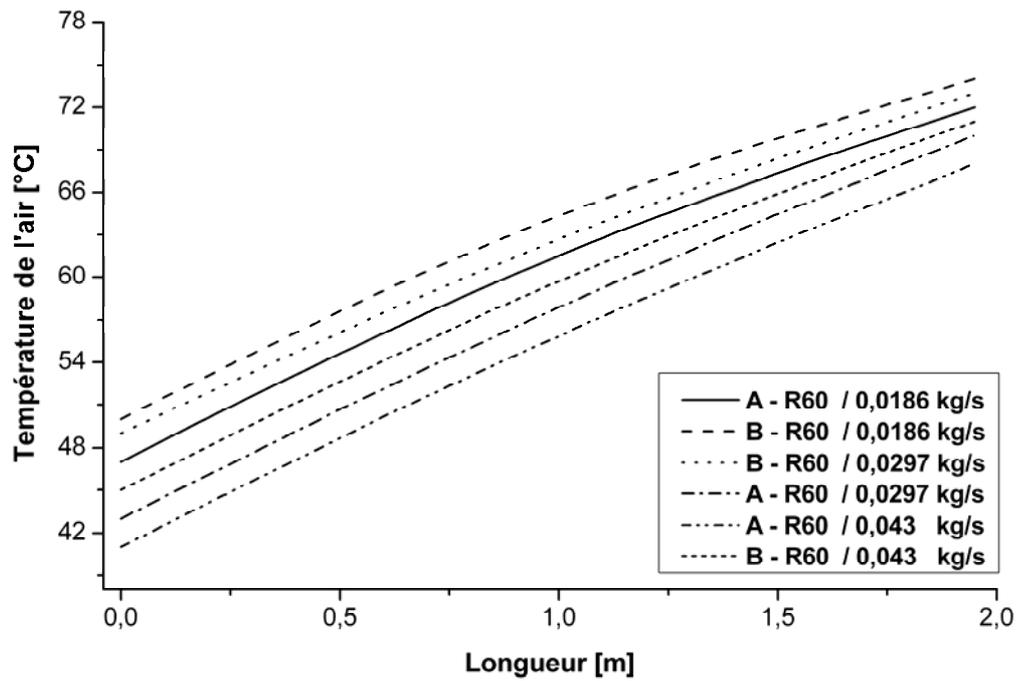


Fig. 5.19. Evolution des températures de l'air le long du capteur pour les configurations A-R60 et B-R60 et pour différents débits.

e. Evolution du coefficient d'échange convectif pour les configurations A-R60 et B-R60

Le calcul du coefficient d'échange convectif (h_{abs-f}) se fait à partir des équations du bilan et s'écrit sous la forme :

$$h_{\text{exp}} = \frac{\dot{m}.cp(T_{fs} - T_{fe})}{A_c(T_{abs} - T_f)} \quad (5.5)$$

Les résultats des calculs sont donnés sur les figures suivantes :

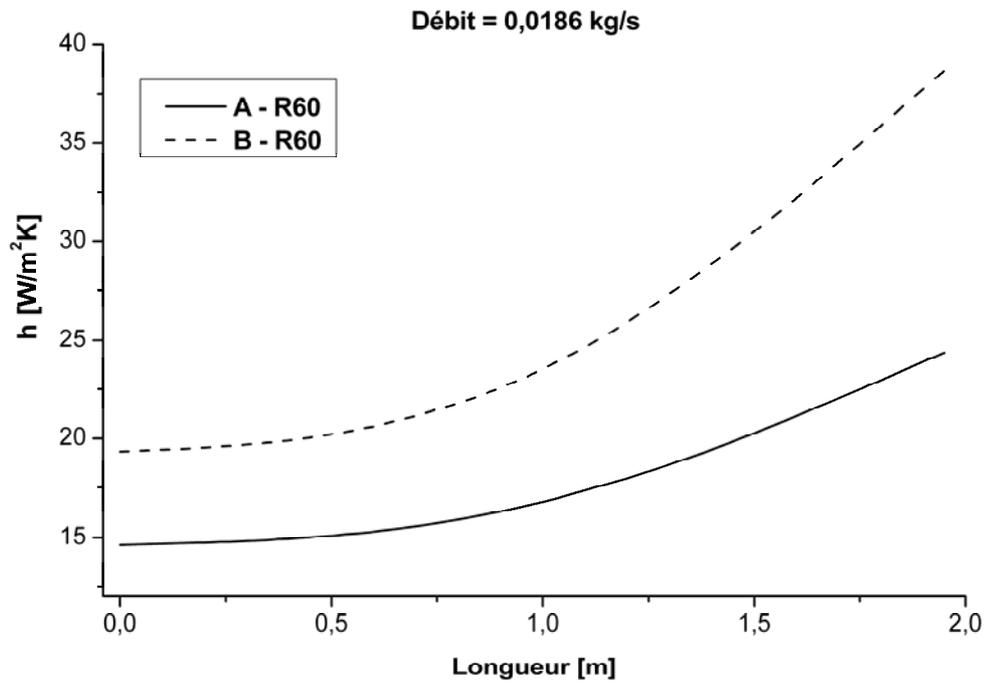


Fig. 5.20. Evolution du coefficient d'échange convectif le long du capteur pour les configurations A-R60 et B-R60 et pour un débit égale à 0.0186 kg/s.

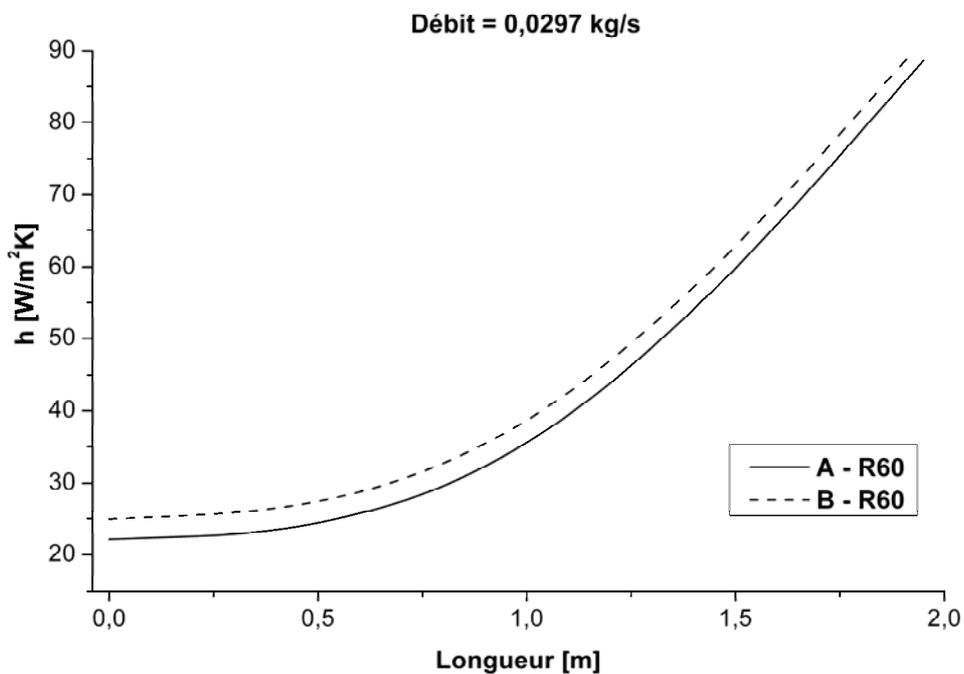


Fig. 5.21. Evolution du coefficient d'échange convectif le long du capteur pour les configurations A-R60 et B-R60 et pour un débit égale à 0.0297 kg/s.

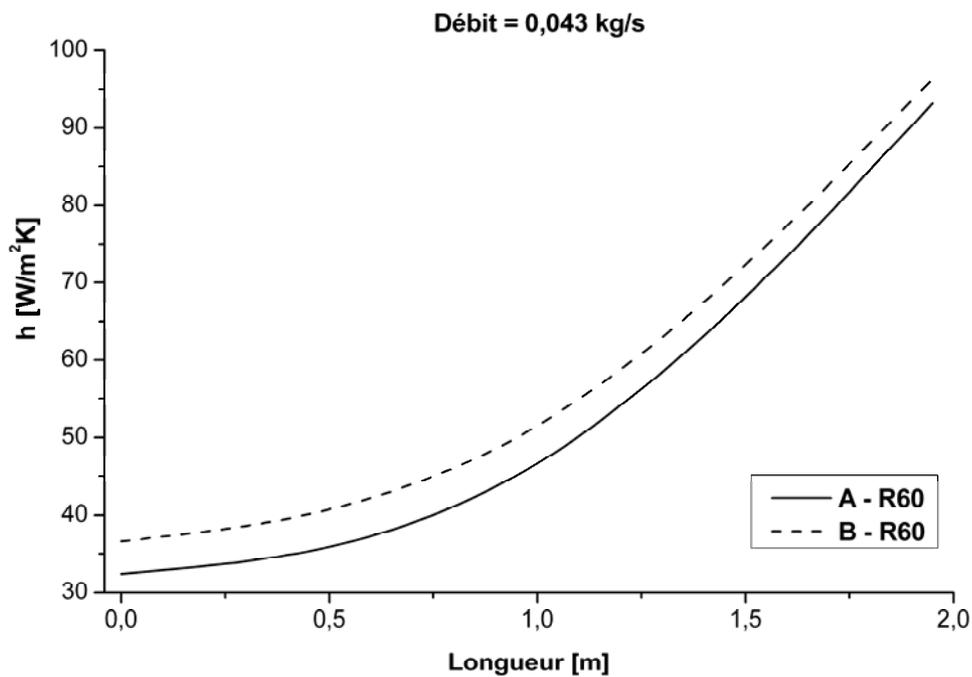


Fig. 5.22. Evolution du coefficient d'échange convectif le long du capteur pour les configurations A-R60 et B-R60 et pour un débit égale à 0.043 kg/s.

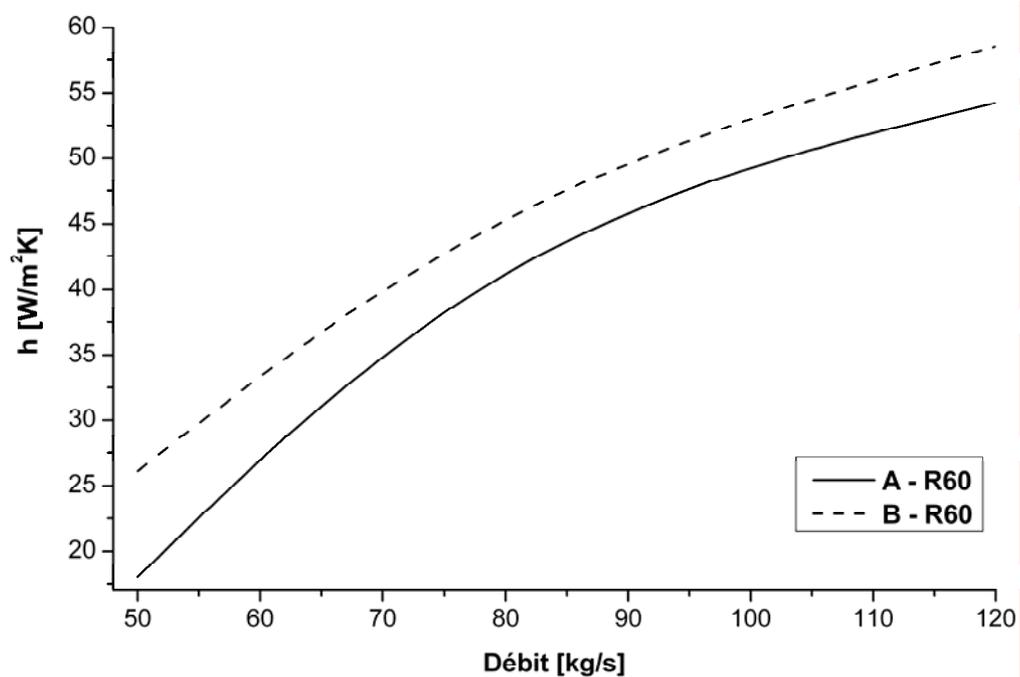


Fig. 5.23. Evolution du coefficient d'échange convectif en fonction du débit pour les configurations A-R60 et B-R60.

L'examen de ces courbes montre que le coefficient de transfert convectif augmente avec le débit. L'échange est meilleur pour un capteur de type **B-R60** par comparaison à celui **A-R60**.

f. Calcul du nombre du Nusselt

A l'issue de cette étude, des corrélations empiriques qui régissent le transfert thermique pour chaque configuration, sont établies :

- Le nombre de Nusselt (Nu) se calcule de la relation :

$$Nu = \frac{h_{\text{exp}} D_H}{\lambda_{\text{air}}} \quad (5.6)$$

- Tel que D_H est le diamètre hydraulique décrit au chapitre 3 et un pour capteur muni de rugosités artificielles. Il se calcule d'après l'équation 3.32:

$$D_h = \frac{4 \cdot [(l_c \cdot e) - n_1 \cdot (a_{ch} \cdot b_{ch})]}{2 \cdot (l_c + e) + (n_1 - 1_c) \cdot a_{ch}} \quad (5.7)$$

- Le nombre de Reynolds est donné par :

$$Re = V_f \frac{D_H}{\nu_f} \quad (5.8)$$

- En considérant que :

$$V_f = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot S_p} \quad (5.9)$$

S_p est la section de passage de l'air pour un capteur muni de rugosité artificielle, définit au chapitre 3. Il se calcule à partir de l'équation 3.30 :

$$S_p = l_c \cdot e - n_1 \cdot (a_{ch} \cdot b_{ch}) \quad (5.10)$$

Les résultats des calculs sont donnés sur les figures 5.24-5.28. L'examen de ces courbes montre que le nombre de Nusselt comme fonction de la distance axiale est faible à l'entrée du capteur jusqu'à une longueur égale à 0.75 m qui correspond environ à 38.5 % de la longueur totale du capteur, ensuite il commence à augmenter graduellement jusqu'à la sortie.

D'autre part, les résultats obtenus à partir des mesures des températures de l'air le long du capteur et les calculs concernant le coefficient de transfert (h), montrent que le produit ($h \times \Delta T$) en un point de longueur (x) tend à augmenter au fur et à mesure que l'abscisse (x) augmente (de l'entrée vers la sortie du capteur). Ceci conduit à la conclusion suivante : Le transfert de chaleur entre l'air et l'absorbeur est plus important sur une longueur (x) supérieure à 0,75m correspondant à 38.5 % de la longueur totale à partir de laquelle le produit ($h \times \Delta T$) croît.

On constate une augmentation du nombre de Nusselt en fonction de l'augmentation de la longueur du capteur. L'examen des courbes qui suivent montre que dans tous les cas la

configuration **B-R60** est meilleure et que ses performances sont meilleures pour les débits inférieurs à 0.0297 kg/s.

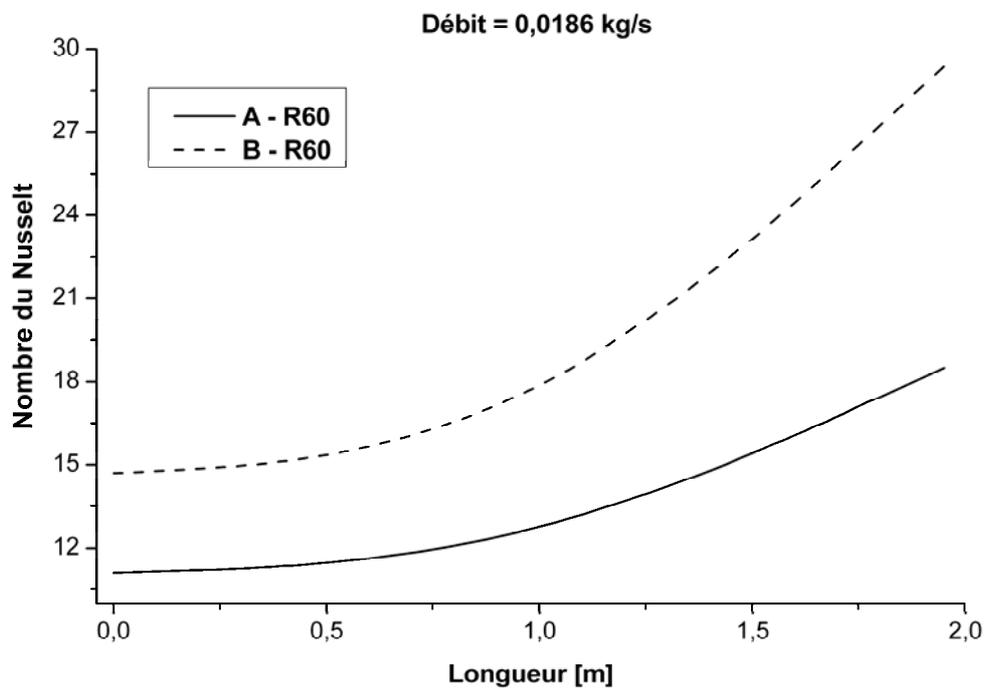


Fig. 5.24. Variation du nombre de Nusselt le long du capteur pour les configurations A-R60 et B-R60 et un débit égale à 0.0186 kg/s.

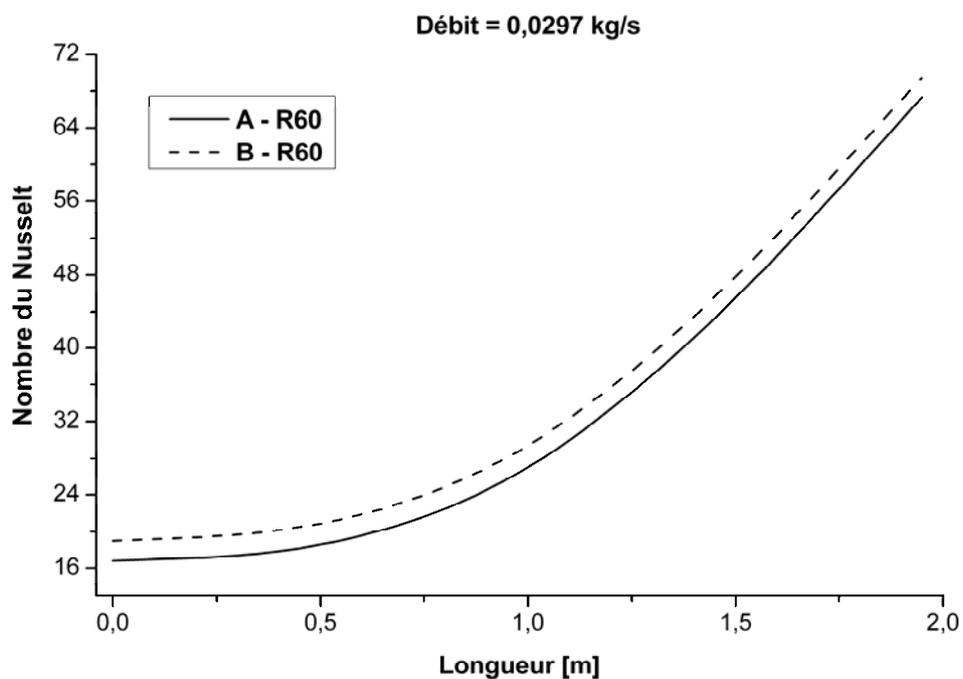


Fig. 5.25. Variation du nombre de Nusselt le long du capteur pour les configurations A-R60 et B-R60 et un débit égale à 0.0297 kg/s.

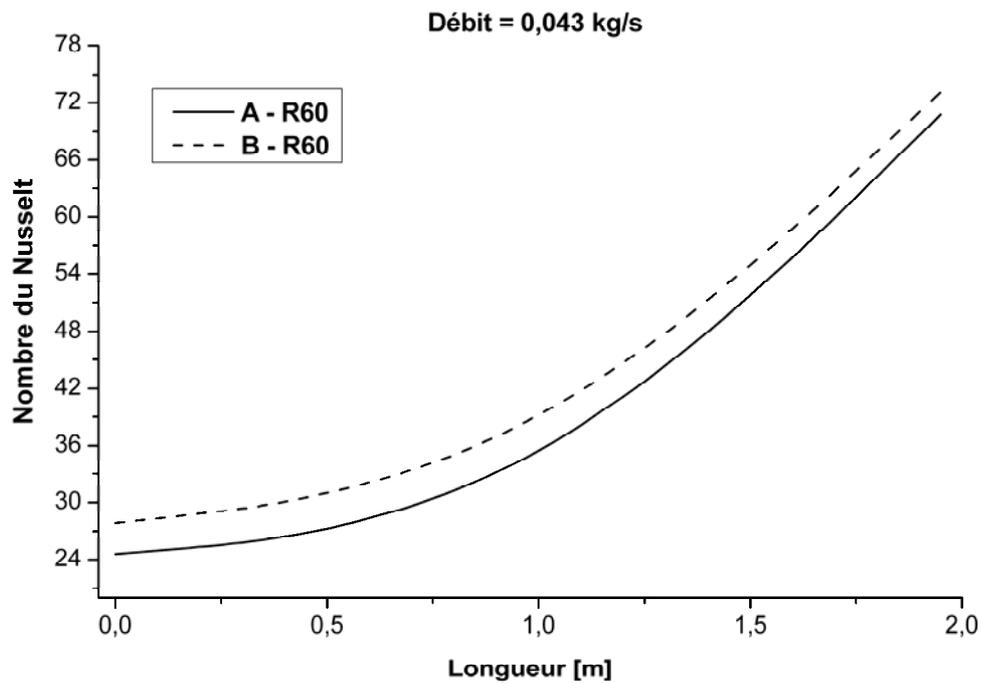


Fig. 5.26. Variation du nombre de Nusselt le long du capteur pour les configurations A-R60 et B-R60 et un débit égale à 0.043 kg/s.

Les mesures effectuées nous ont permis de calculer le nombre de Nusselt pour différentes valeurs du débit.

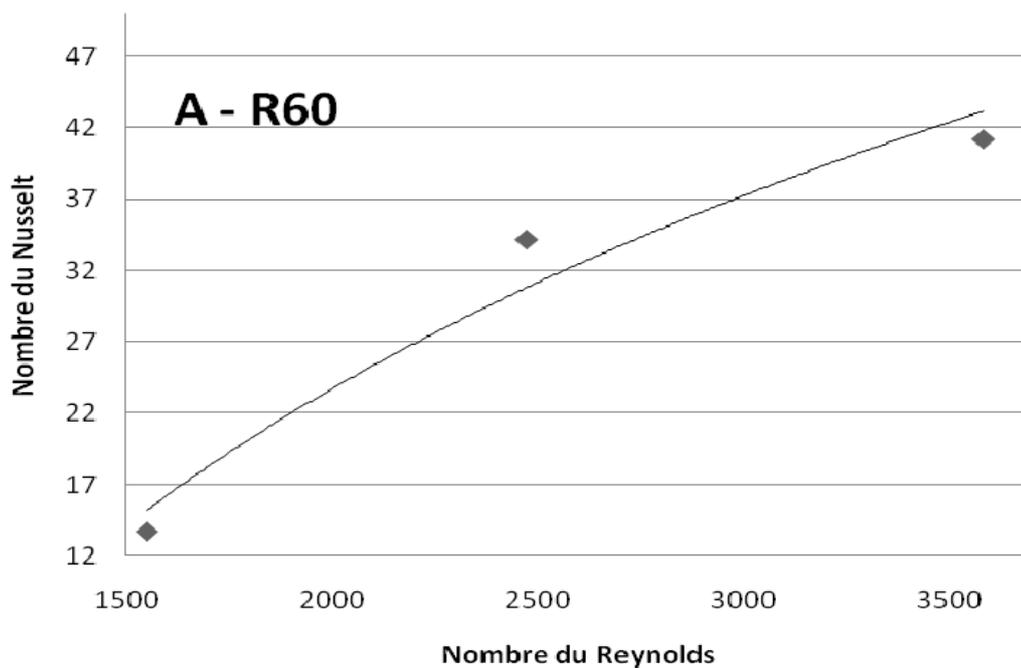


Fig. 5.27. Variation du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds pour la configuration A-R60.

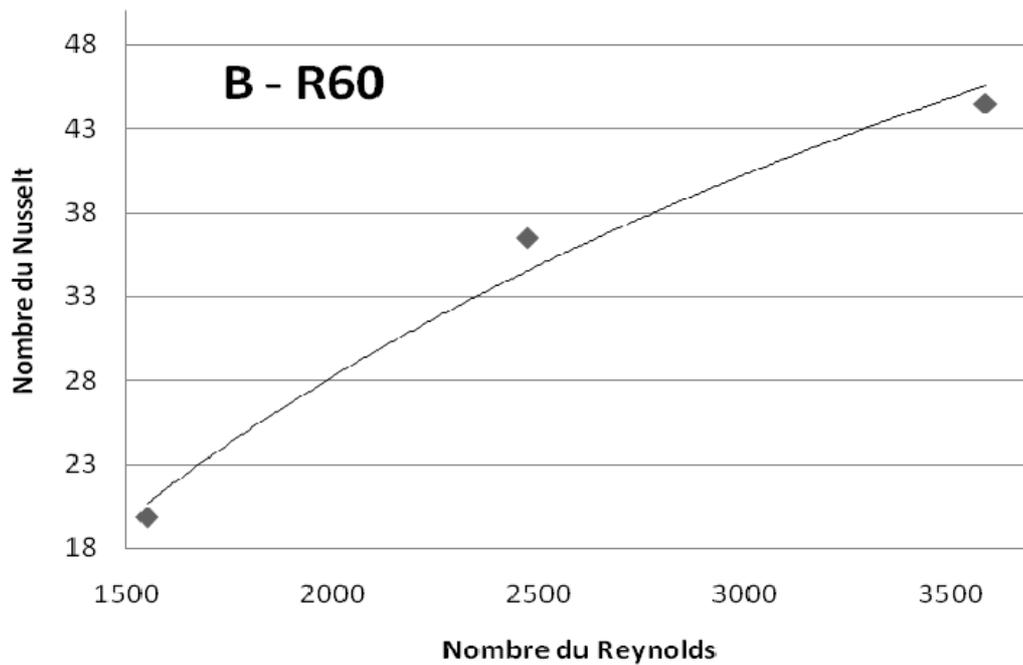


Fig. 5.28. Variation du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds pour la configuration B-R60.

Les courbes des figures précédentes, représentent les variations du nombre de Nusselt pour les deux configurations A-R60 et B-R60 proposées en fonction du nombre de Reynolds. Celles-ci nous ont permis d'établir les corrélations regroupées dans le tableau 5.2 suivant :

Configurations Etudiées	Nombre de Nusselt
Configuration A-R60	$Nu = 33.30 \ln(Re) - 229.4$
Configuration B-R60	$Nu = 29.69 \ln(Re) - 197.4$
Corrélation théorique (Kays)	$Nu = 0.0158 Re^{0.8}$

Tableau 5.2. Corrélations empiriques obtenues par la présente étude pour les configurations A-R60 et B-R60.

Il est à noter que ces corrélations sont valables pour les configurations étudiées et peuvent être généralisées pour d'autres géométries. La comparaison est faite par rapport à un capteur sans chicanes pour lequel la corrélation de Kays a été établie.

g. Evolution du rendement en fonction du paramètre réduit $(T_{fe}-T_a)/I_G$

Nous représentons dans les figures (5.29), (5.30) et (5.31) les rendements calculés pour les deux configurations (A-R60) et (B-R60) en fonction des paramètres réduits $(T_{fe}-T_a)/I_G$ et cela pour trois débits différents 0.0186, 0.0297 et 0.043 kg/s. L'éparpillement des résultats autour de la droite est attribué à la variation de l'angle d'incidence, la vitesse du vent et la dépendance de U_L de la température de l'absorbeur.

Les résultats sont représentés par l'équation d'une droite qui traduit les performances des capteurs solaires et nous permet d'établir une comparaison lors des tests pour des conditions environnementales différentes. Les résultats obtenus sont regroupés dans le tableau 5.3.

Nous remarquons que pour le capteur solaire de configuration (A-R60), les rendements sont de l'ordre de 48.21, 53.73 et 57.42 %, respectivement pour les trois débits 0.0186, 0.0297 et 0.043 kg/s. Pour le capteur solaire de configuration (B-R60), nous avons obtenus des rendements de l'ordre de 47.83, 54 et 59 %, respectivement pour les mêmes débits.

Configuration	Débits [kg/s]	$F_R(\tau_v \alpha_{abs})$	$F_R U_L$	η [%]
A-R60	0.0186	0.489	2.933	48.21
	0.0297	0.551	2.733	53.73
	0.043	0.604	3.375	57.42
B-R60	0.0186	0.483	2.522	47.83
	0.0297	0.557	2.867	54
	0.043	0.605	3.676	59

Tableau 5.3. Evolution du rendement en fonction des paramètres réduits pour les configurations A-R60 et B-R60.

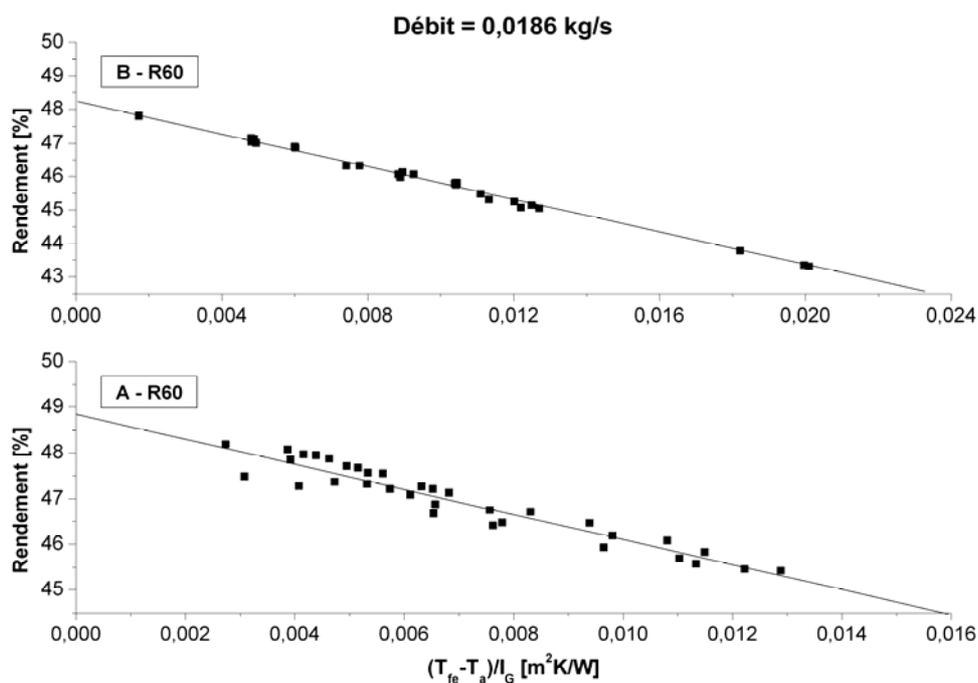


Fig. 5.29. Evolution du rendement en fonction du paramètre réduit pour un débit de 0.0186 kg/s pour les configurations A-R60 et B-R60.

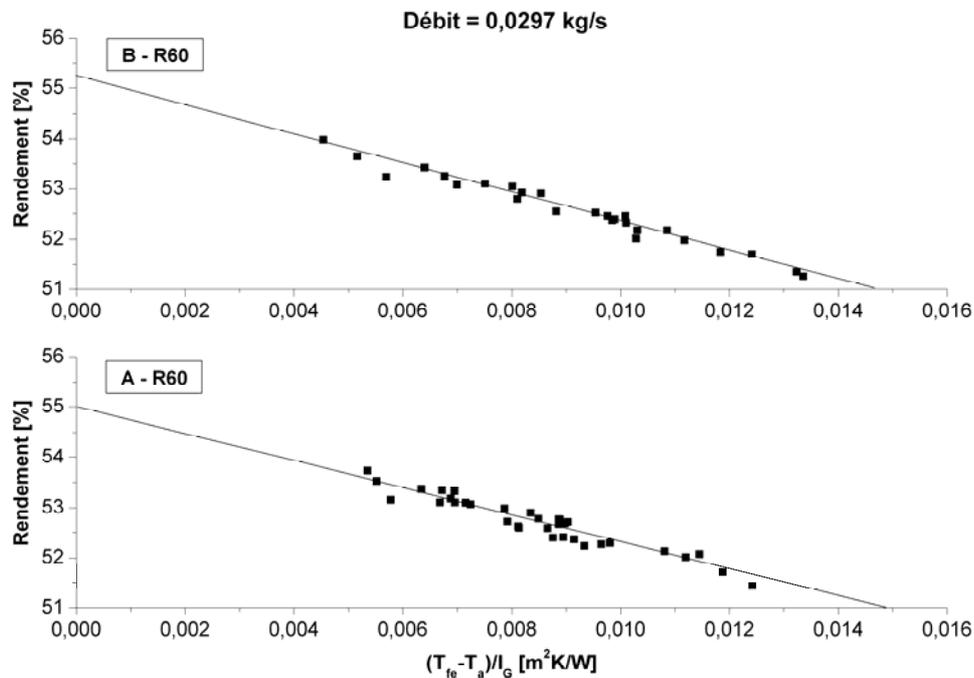


Fig. 5.30. Evolution du rendement en fonction du paramètre réduit pour un débit de 0.0297 kg/s pour les configurations A-R60 et B-R60.

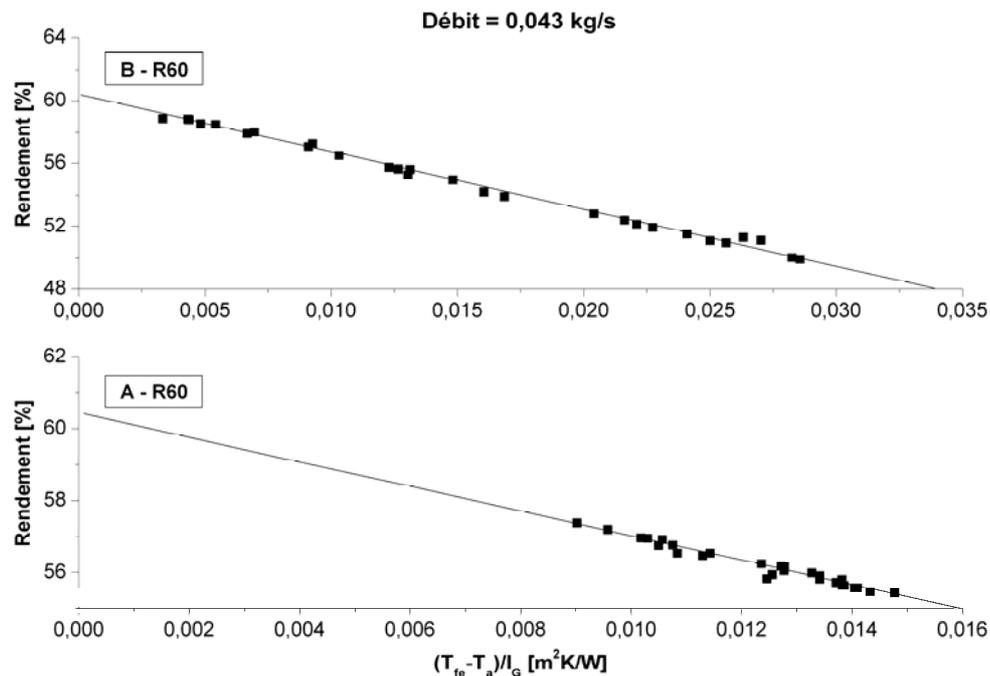


Fig. 5.31. Evolution du rendement en fonction du paramètre réduit pour un débit de 0.043 kg/s pour les configurations A-R60 et B-R60.

h. Mesures des pertes de charge

L'étude des performances thermiques des capteurs solaires, plans à air, munis de rugosités artificielles, a donné lieu à de nombreux travaux souvent aboutissant à la considération que le transfert de chaleur entre le fluide caloporteur (air) et la plaque chauffante (absorbeur) est très important avec l'adjonction d'obstacles (rugosités) dans la veine d'écoulement, plus le nombre de ces rugosités est grand, plus le rendement croît. Cependant les pertes de charge, engendrées par l'emplacement de ces rugosités augmentent elles aussi. Il semble donc important de montrer les pertes de charges et les puissances équivalentes relatives aux des configurations proposées (tableau 5.4).

La figure 5.32 montre l'évolution des pertes de charges en fonction du débit. On constate que plus le débit augmente les pertes de charges augmentent aussi, mais les valeurs sont acceptables.

Nous pouvons déduire à partir des pertes de charges la puissance électrique nécessaire pour le pompage.

La figure 5.33 montre la variation de la puissance de pompage en fonction du débit pour les configurations A-R60 et B-R60. On constate que plus le débit augmente la puissance de pompage augmente.

	Débits (Kg/s)	0,0111	0.0186	0.297	0.043
A-R60	ΔP (Pa)	4	9	19	35
	P (Watts)	6.27	23.64	73.69	212.47
B-R60	ΔP (Pa)	5	11	23	38
	P (Watts)	7.84	28.89	89.21	230.68

Tableau 5.4. Pertes de charges et puissances électriques équivalentes.

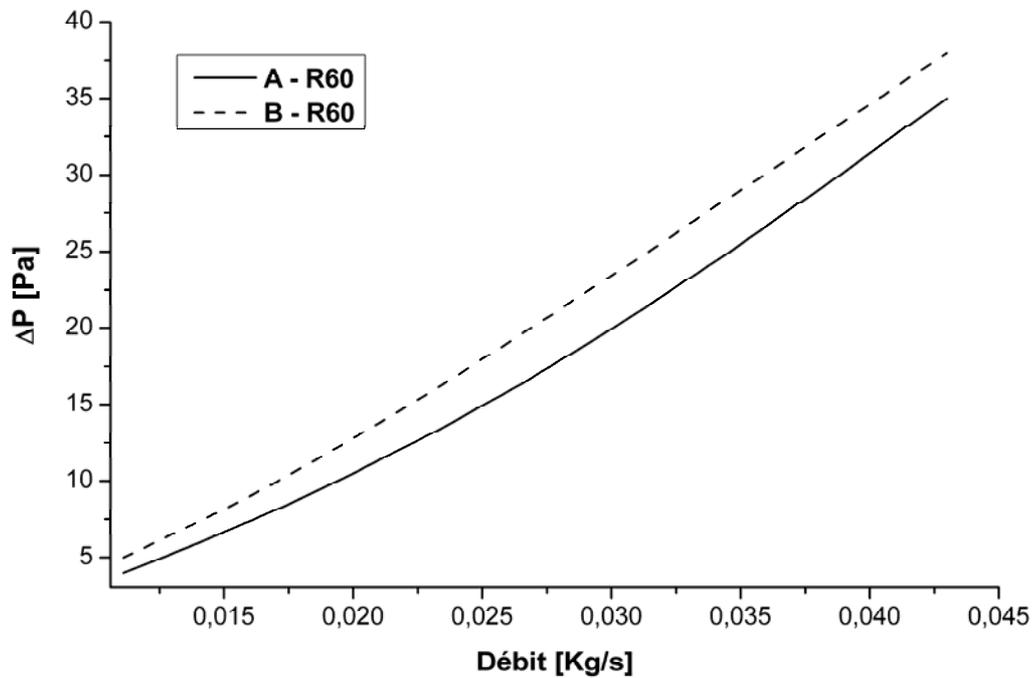


Fig. 5.32. Variation des pertes de charges en fonction du débit pour les configurations A-R60 et B-R60.

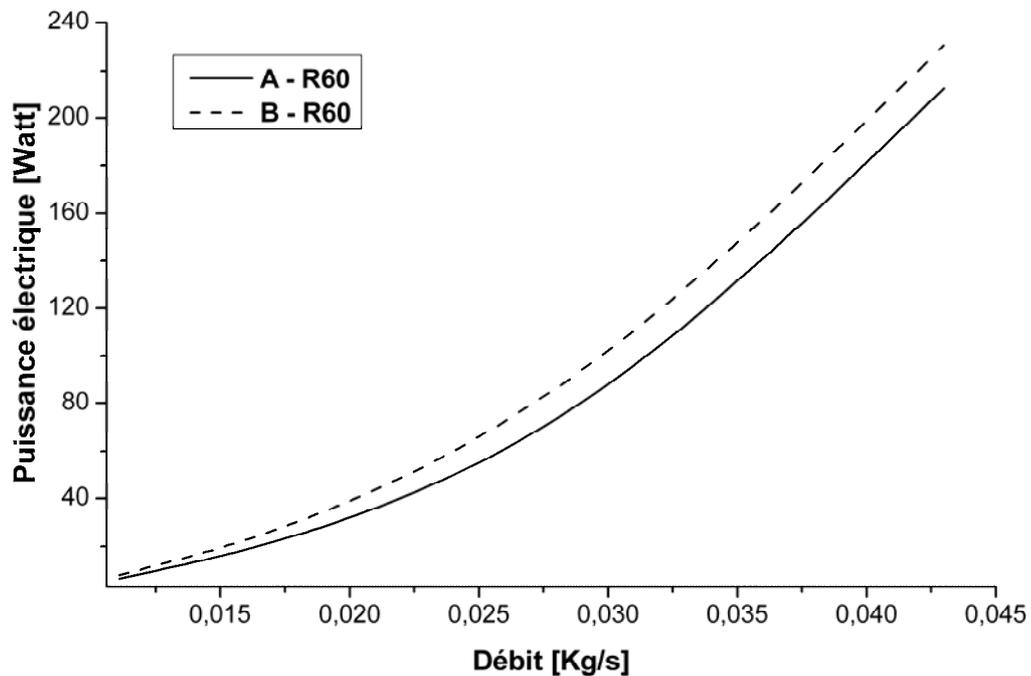


Fig. 5.33. La puissance électrique de pompage en fonction du débit pour les configurations A-R60 et B-R60.

5.3.3. Rugosités rectangulaires avec une partie inclinée d'un angle $\alpha = 120^\circ$

a. Description et disposition des rugosités

Le schéma de la figure 5.34 représente un capteur solaire plan à simple passe en-dessous de l'absorbeur. Le passage de l'air est garni de rugosités artificielles rectangulaires dont la partie supérieure est inclinée avec de 120° .

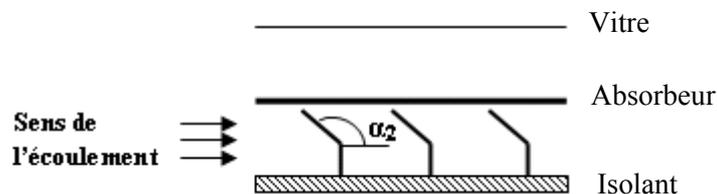


Fig. 5.34. Schéma du canal d'écoulement garni de rugosités avec $\alpha = 120^\circ$.

b. Données météorologiques

Les figures 5.35, 5.36 et 5.37 représentent la variation du rayonnement solaire global incident qui caractérise les journées des expériences. Durant ces journées de mesures, nous

avons utilisé trois débits différents 0.0186, 0.0297 et 0.043 kg/s qui correspondent respectivement aux journées du 28/04 et 18/05/2008, du 27/04 et 17/05/2008 et du 26/04 et 13/05/2008. Nous avons testé des rugosités dont la partie inclinée a un angle égal à 120° avec deux pas entre rangées différents P1 et P2 respectivement égales à 100 et 50 mm dont ils correspondent à un nombre de rangées différents A et B (A correspond à 19 rangées et B correspond à 37 rangées). Les configurations testées sont mentionnées sur les figures par A-R120 (Configuration avec 19 rangées et des rugosités avec un angle d'inclinaison égal à 120°) et B-R120 (Configuration avec 37 rangées et des rugosités avec un angle d'inclinaison égal à 120°). Ces résultats expérimentaux ont été pris pour un capteur solaire plan avec une valeur de l'angle d'inclinaison égale 34.48° qui correspond à la latitude du lieu. Les expériences ont été réalisées pour débits fixes durant toute la longueur des journées des mesures. Les expériences ont duré de 10h00 du matin jusqu'à 14h30. Les valeurs de la température ambiante sont illustrées dans les figures 5.35, 5.36 et 5.37.

Nous constatons dans les figures 5.35, 5.36 et 5.37 que les valeurs maximales du rayonnement solaire global incident enregistré respectivement aux environs de 12h50 et 12h00, de 12h40 et 12h10 et de 12h10 et 12h20 sont égales respectivement à 828 (A-R120) et 684 (B-R120) W/m^2 , à 843 (A-R120) et 705 (B-R120) W/m^2 et 850 (A-R120) et 767 (B-R120) W/m^2 , ainsi qu'une moyenne de la température ambiante enregistrée respectivement égale à 23.78 (A-R120) et 31.03 (B-R120) $^\circ C$, à 30.36 (A-R120) et 25.89 (B-R120) $^\circ C$ et à 26.63 (A-R120) et 24.24 (B-R120) $^\circ C$.

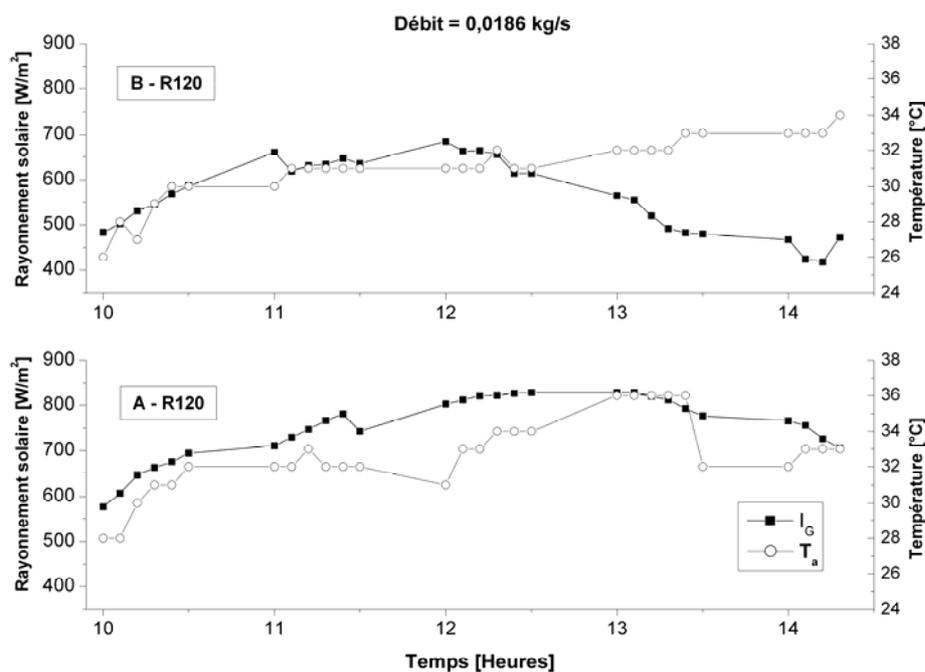


Fig. 5.35. Evolution du rayonnement solaire et de la température ambiante durant les journées du 28/04/2008 et 18/05/2008.

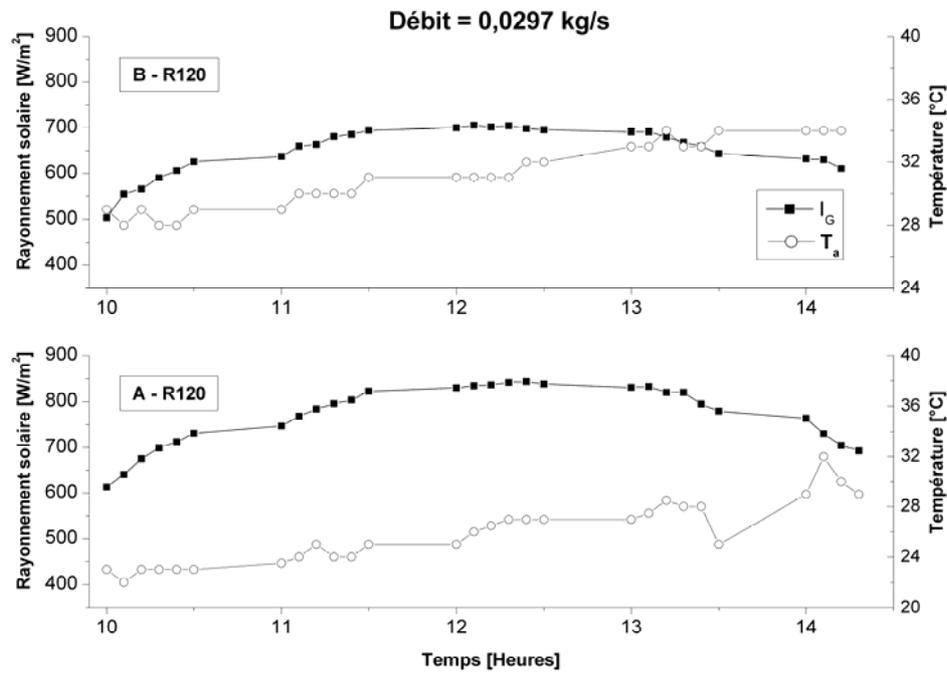


Fig. 5.36. Evolution du rayonnement solaire et de la température ambiante durant les journées du 27/04/2008 et 17/05/2008.

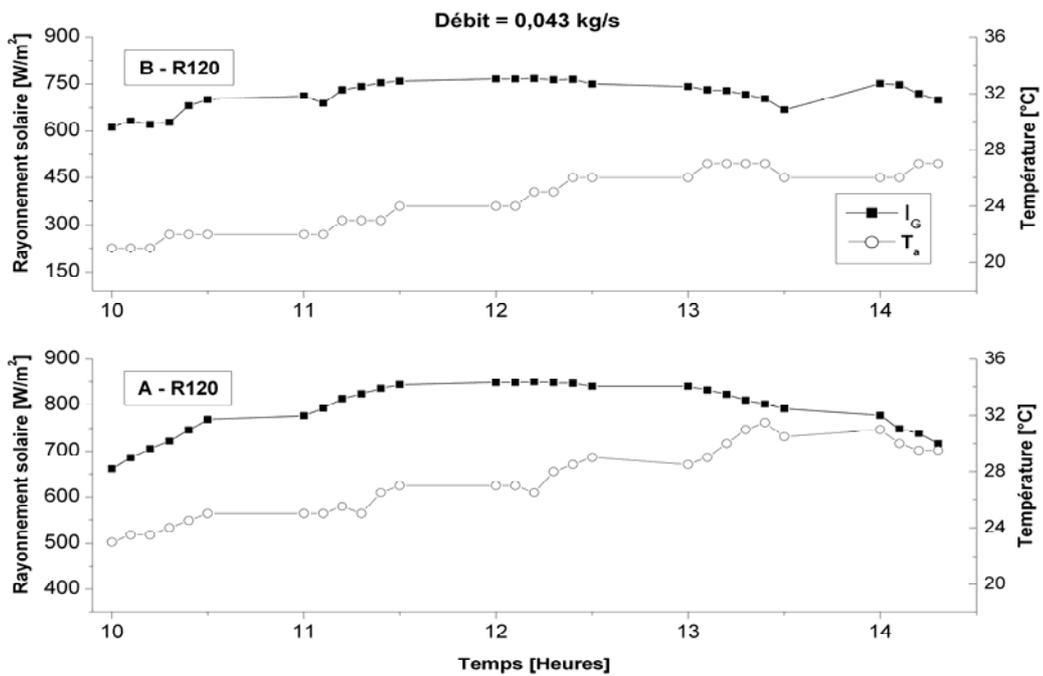


Fig. 5.37. Evolution du rayonnement solaire et de la température ambiante durant les journées du 26/04/2008 et 13/05/2008.

Nous avons enregistré une moyenne de la variation de la vitesse du vent respectivement pour les journées des expériences du 28/04 et 18/05/2008, le 27/04 et 17/05/2008 et le 26/04 et 13/05/2008 égales respectivement à 4.5 et 5.5 m/s, 3.74 et 5.21 m/s et 2.71 et 4.08 m/s.

c. Evolution des températures T_a , T_{fe} et T_{fs}

Les figures 5.38, 5.39 et 5.40 représentent les mesures expérimentales de la température ambiante T_a , la température de l'air à l'entrée T_{fe} et à la sortie T_{fs} de la veine d'écoulement de l'air du capteur solaire plan. Ces résultats expérimentaux sont enregistrés pour trois débits différents qui sont 0.0186, 0.0297 et 0.043 kg/s avec les deux combinaisons (A-R120 et B-R120) proposées. Nous avons obtenu ces résultats durant les journées du 28/04 et 18/05/2008, du 27/04 et 17/05/2008 et du 26/04 et 13/05/2008, respectivement avec les débits 0.0186, 0.0297 et 0.043 kg/s.

Nous remarquons que la température de l'air à la sortie du capteur solaire est fonction et très sensible aux variations instantanées de l'intensité solaire incidentes. D'une part, nous constatons que T_{fs} diminue en augmentant le débit de l'écoulement de l'air. La configuration B-R120 donne des résultats très important par rapport à la configuration A-R120 ceci pour des débits faibles inférieurs à 0.0297 kg/s, qui se justifient par la surface additionnelle des rugosités artificielles (de 19 rangées à 37 rangées) disposées en quinconce tout le long du canal d'écoulement de l'air ; et qui par conséquent intensifie l'échange thermique. En plus le rallongement du parcours de l'air à travers les rugosités augmente considérablement le temps de maintiens de l'air à l'intérieures de l'échangeur de chaleur. La forme adéquate des rugosités qui favorise la création des tourbillons à axes verticaux et à axes horizontaux d'où l'établissement du régime turbulent même à faible débit et qui augmente le transfert de chaleur à l'intérieur de l'échangeur.

D'autre part, nous remarquons que pour des débits supérieurs à 0.043 kg/s, la configuration (A-R120) donne de meilleurs résultats que la configuration (B-R120) et cela malgré la surface additionnelle des rugosités (de 19 rangées (A-R120) à 37 rangées (B-R120)) qui peut se justifier par l'orientation de l'écoulement du fluide caloporteur vers la plaque inférieur (au lieu de l'absorbeur qui est de température supérieure) par l'angle d'attaque de la partie supérieure des rugosités qui est égale à 120° (figure 5.34).

Le tableau 5.5 illustrent quelques exemples de comparaison avec une intensité solaire incidente plus ou moins proche l'une de l'autre d'où on constate que la configuration B-R120 est la meilleur configuration pour les débits inférieurs à 0.0297 kg/s. Pour les débits supérieurs à 0.043 kg/s, la configuration A-R120 donne de meilleurs résultats.

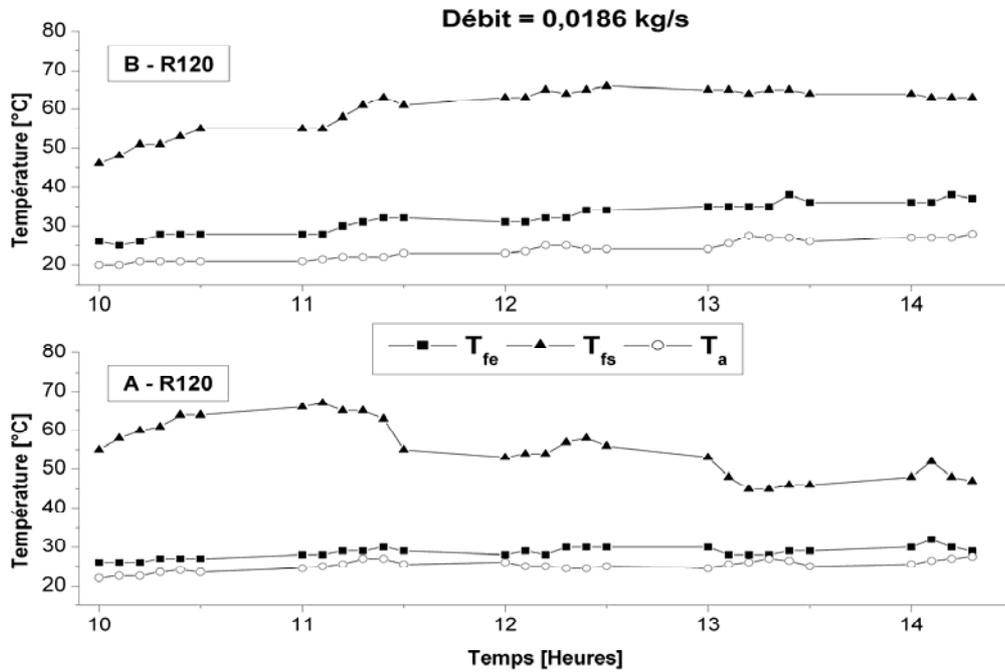


Fig. 5.38. Evolution expérimentale des températures T_a , T_{fe} et T_{fs} durant les journées du 28/04/2008 et 18/05/2008.

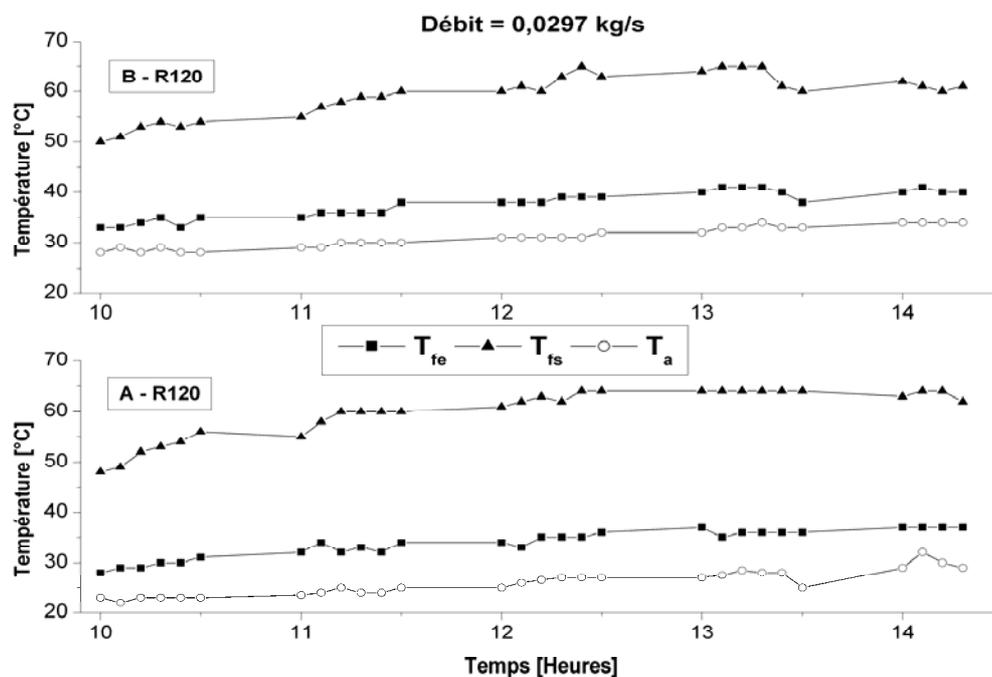


Fig. 5.39. Evolution expérimentale des températures T_a , T_{fe} et T_{fs} durant les journées du 27/04/2008 et 17/05/2008.

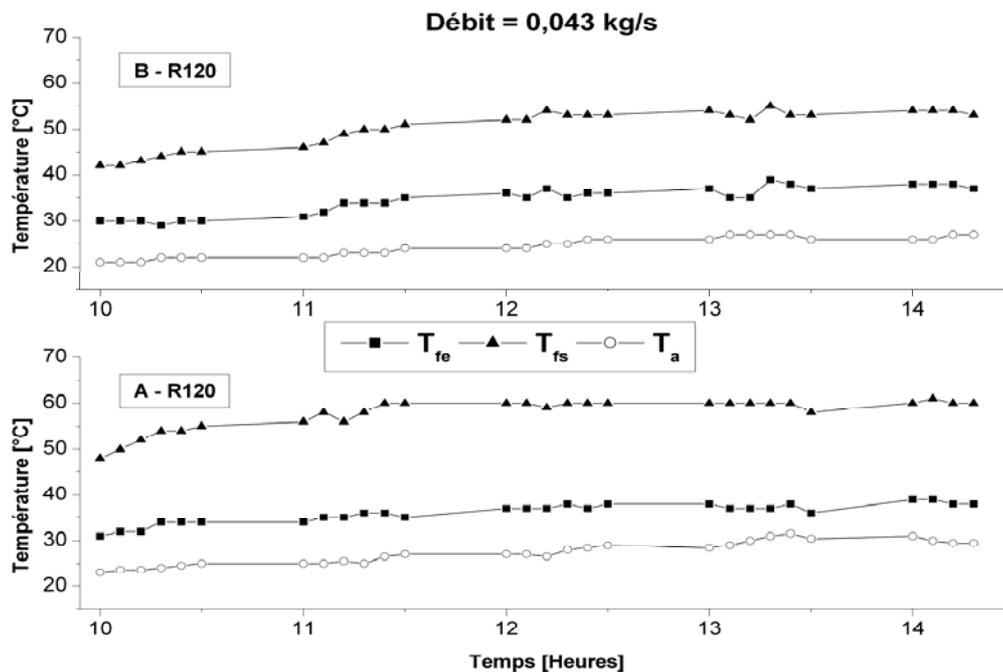


Fig. 5.40. Evolution expérimentale des températures T_a , T_{fe} et T_{fs} durant les journées du 26/04/2008 et 13/05/2008.

Configurations	Débits	Temps	l_G	T_a	T_{fe}	T_{fs}
A - R120	0.0186	11h20	781	22	30	58
	0.0297	11h00	747	23.5	32	55
	0.043	11h00	777	25	34	56
B - R120	0.0186	12h00	684	31	37	59
	0.0297	12h10	705	31	38	61
	0.043	11h50	760	24	35	51

Tableau 5.5. Evolution des températures T_a , T_{fe} et T_{fs} pour les configurations A-R120 et B-R120.

d. Evolution de la température de l'absorbeur et de l'air le long du capteur

Nous présentons dans les courbes qui suivent les profils des températures de l'air et de l'absorbeur le long du capteur pour des débits d'air différents.

Les relevés des températures sont basés sur une distribution simple et régulière (trois thermocouples sont placés sur l'absorbeur et de même sur le passage de l'air) pour lesquels les valeurs des températures sont mesurées.

Les profils relevés à partir de l'entrée du capteur ont permis la détermination de l'évolution réelle des températures de l'air et de l'absorbeur. Les relevés ont permis également de représenter les profils présentés sur les figures 5.41 à 5.45.

On constate qu'un écart des profils des températures de l'air et de l'absorbeur, qui est assez grand à l'entrée, diminue graduellement jusqu'à la sortie du capteur. En outre il est d'autant plus petit que le débit diminue, car l'air séjourne plus dans le capteur et sa température augmente de plus en plus.

L'examen des courbes représentatives de l'évolution de l'écart de la température de l'air à celle de l'entrée permet de constater l'apparition d'un régime asymptotique pour lequel, le profil de cet écart commence à s'incliner pour s'aplatir au fur et à mesure qu'on se rapproche de la sortie du capteur. La distance à l'entrée, pour laquelle ce régime est remarqué, dépend en fait de la valeur du débit d'air.

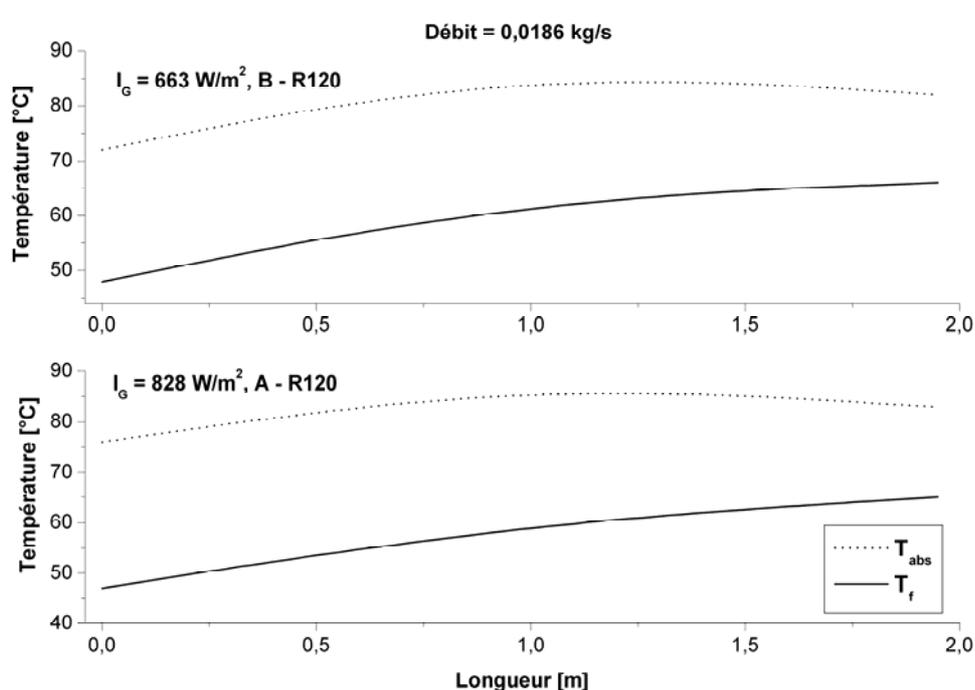


Fig. 5.41. Evolution des températures de l'absorbeur et de l'air le long du capteur pour un débit de 0.0186 kg/s.

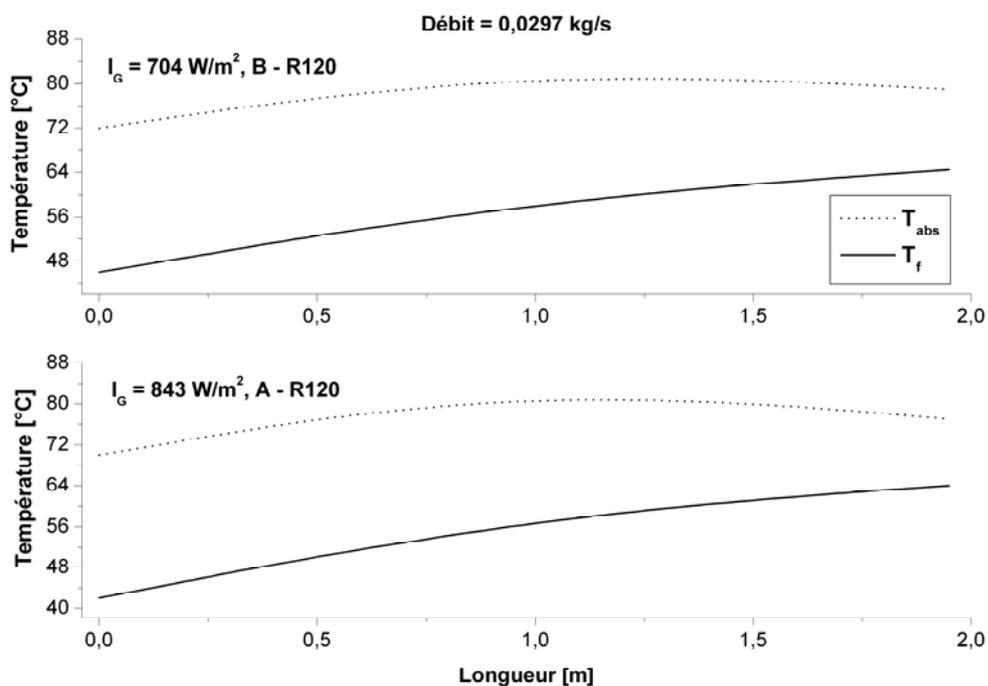


Fig. 5.42. Evolution des températures de l'absorbeur et de l'air le long du capteur pour un débit de 0.0297 kg/s.

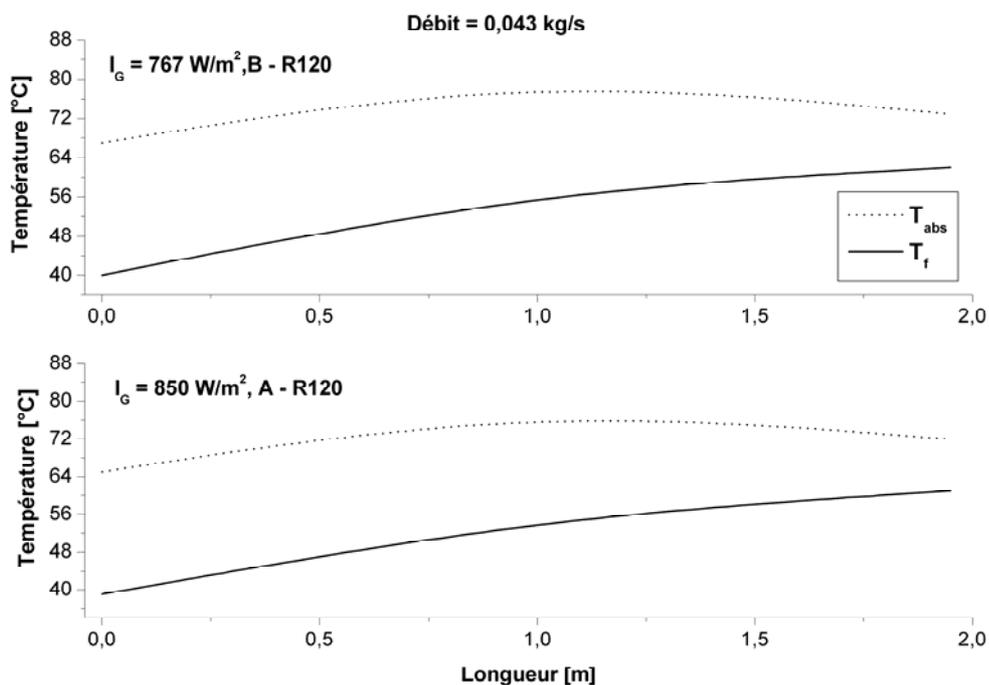


Fig. 5.43. Evolution des températures de l'absorbeur et de l'air le long du capteur pour un débit de 0.0297 kg/s.

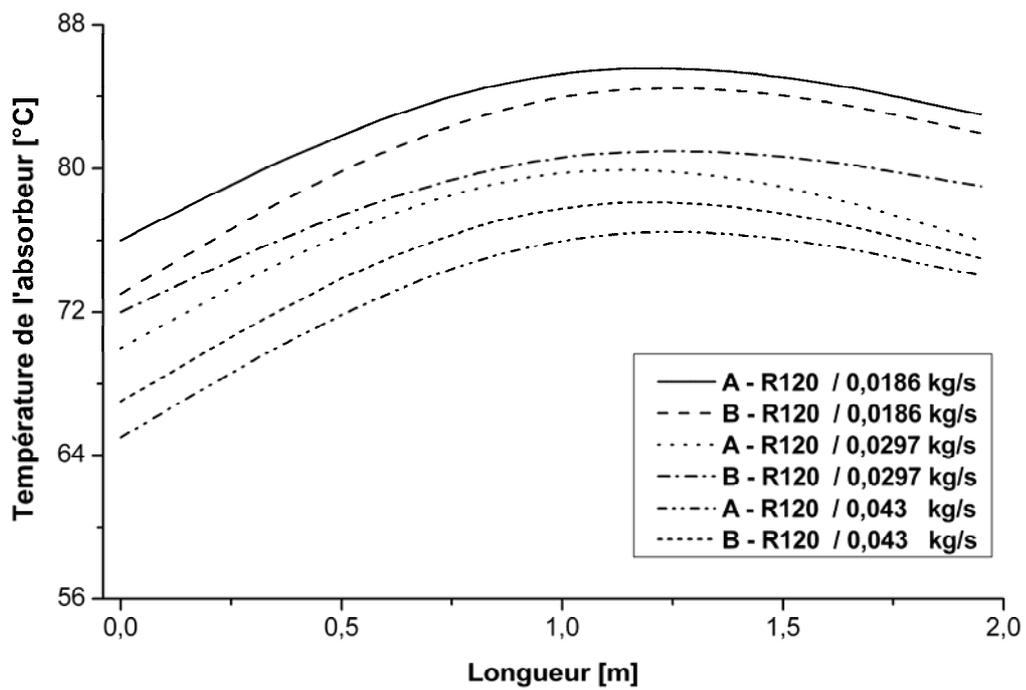


Fig. 5.44. Evolution des températures de l'absorbeur le long du capteur pour les configurations A-R120 et B-R120 et pour différents débits.

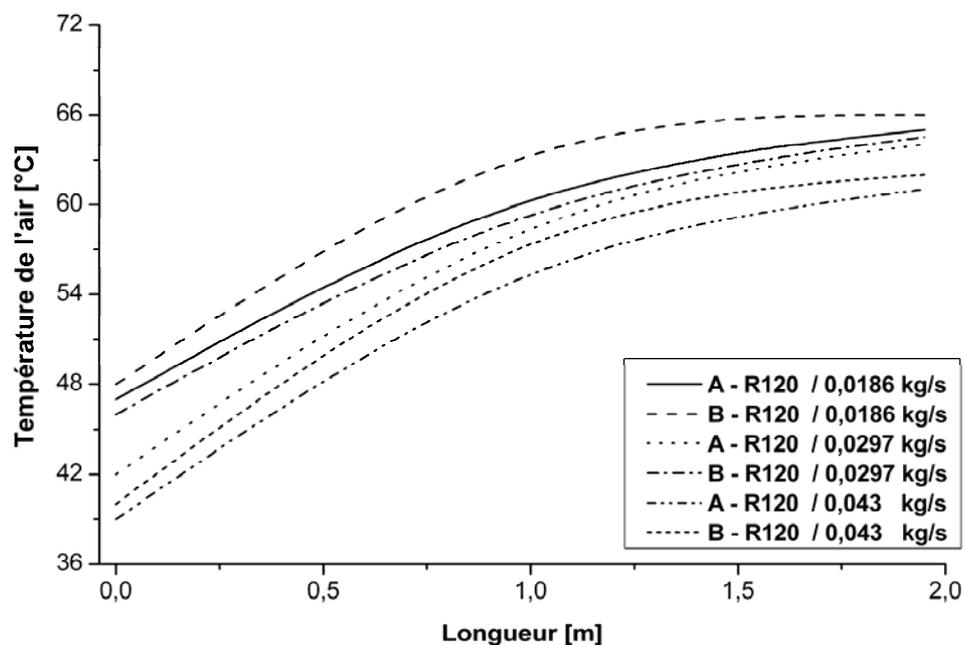


Fig. 5.45. Evolution des températures de l'air le long du capteur pour les configurations A-R120 et B-R120 et pour différents débits.

e. Evolution du coefficient d'échange convectif pour les configurations A-R120 et B-R120

On peut tracer les courbes de l'évolution de coefficient d'échange convectif pour les configurations A-R120 et B-R120, en utilisant l'équation (5.4) qui donne :

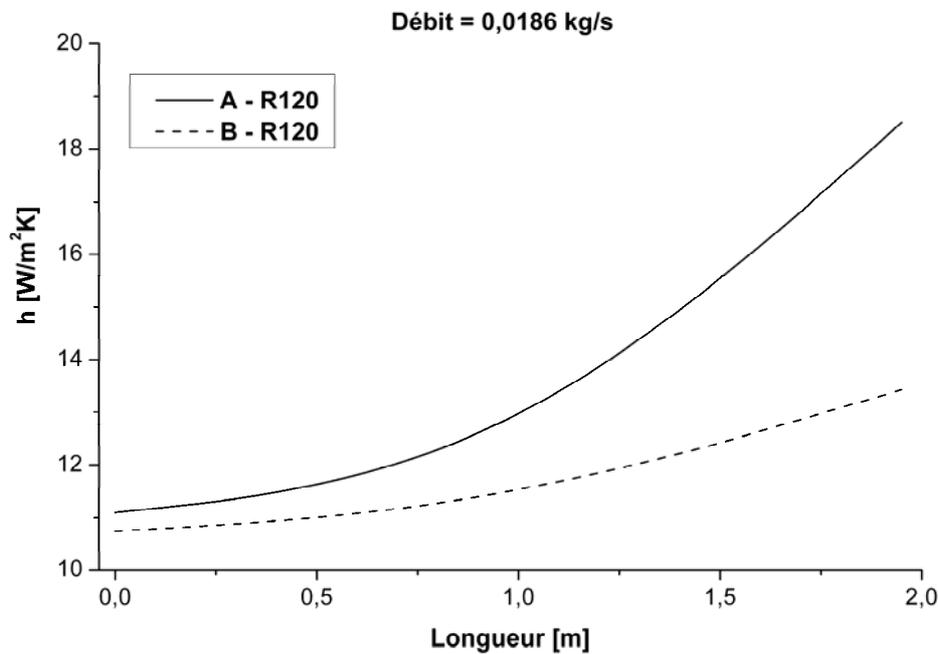


Fig. 5.46. Evolution du coefficient d'échange convectif le long du capteur pour les configurations A-R120 et B-R120 et pour un débit égale à 0.0186 kg/s .

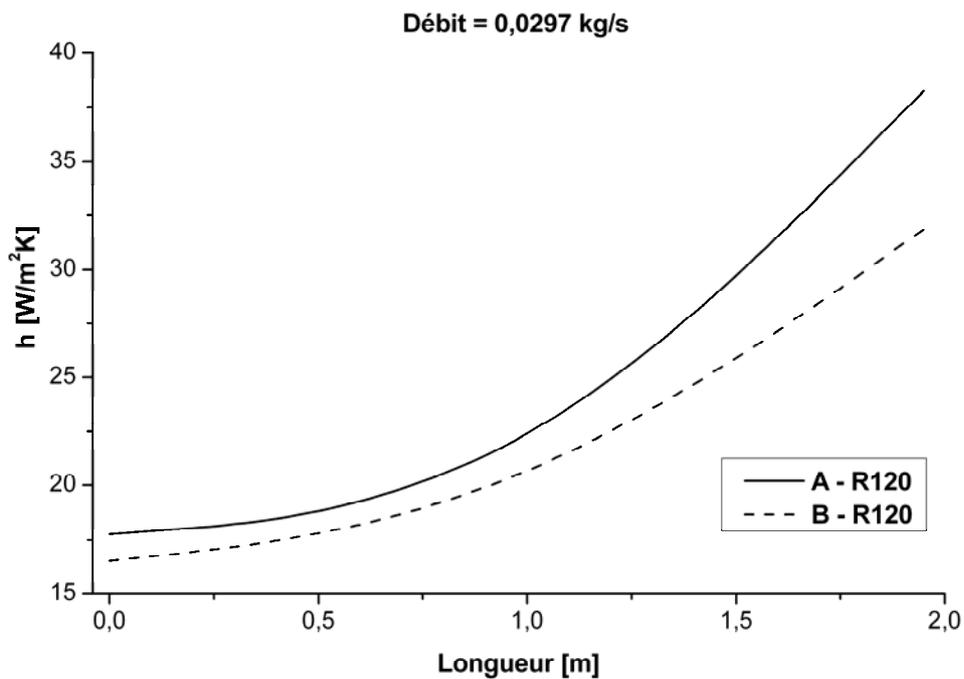


Fig. 5.47. Evolution du coefficient d'échange convectif le long du capteur pour les configurations A-R120 et B-R120 et pour un débit égale à 0.0297 kg/s .

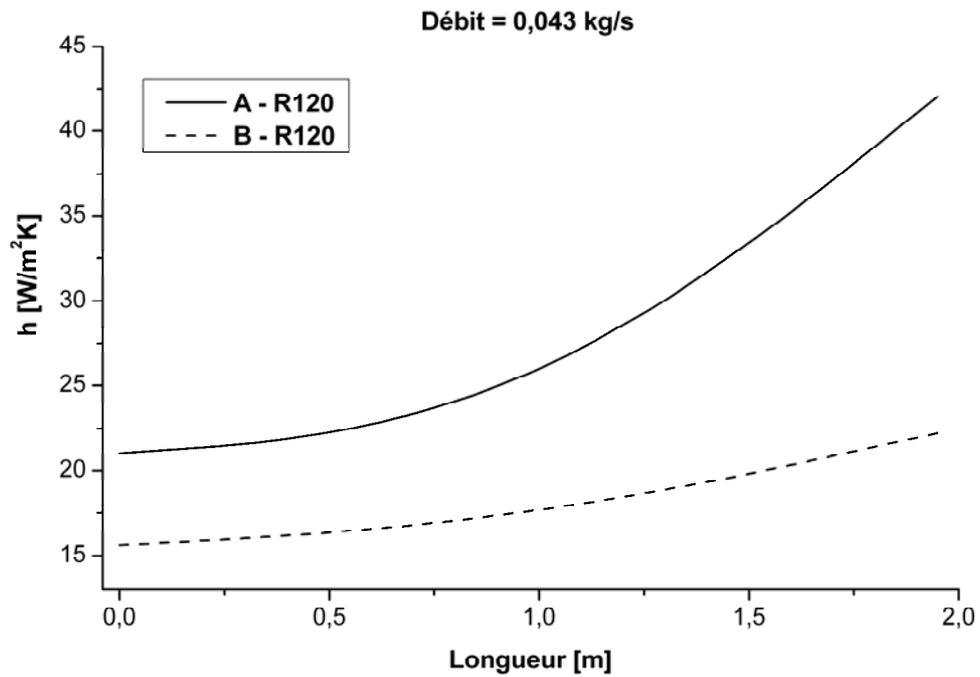


Fig. 5.48. Evolution du coefficient d'échange convectif le long du capteur pour les configurations A-R120 et B-R120 et pour un débit égale à 0.043 kg/s.

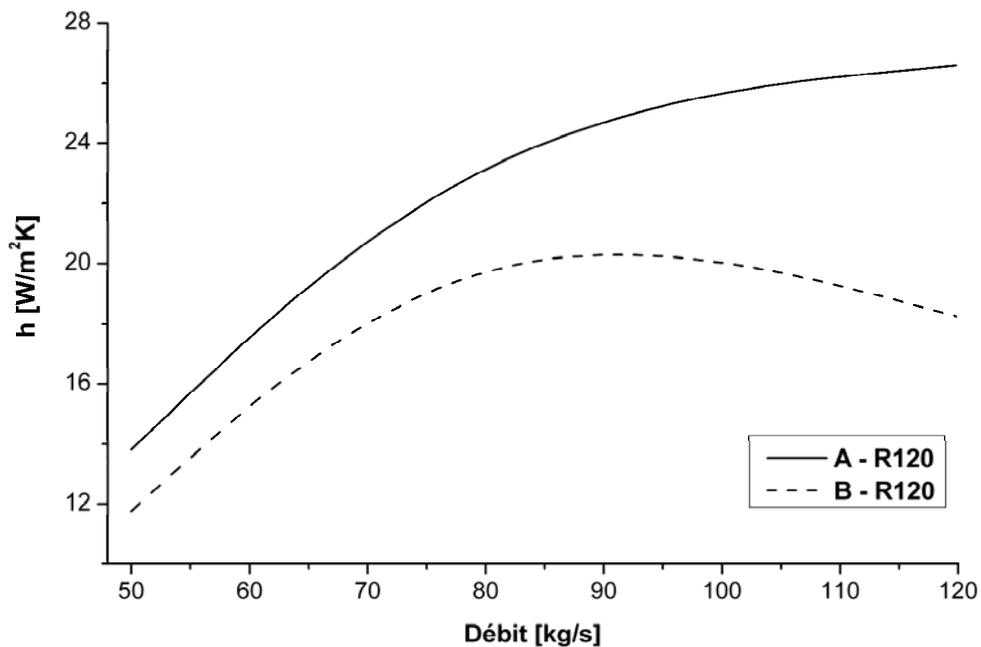


Fig. 5.49. Evolution du coefficient d'échange convectif en fonction du débit pour les configurations A-R120 et B-R120.

f. Calcul du nombre du Nusselt

Les mesures effectuées nous ont permis de calculer le nombre de Nusselt pour différentes valeurs du débit. Ceci nous permettra d'établir les relations qui lient les deux nombres sans dimensions pour les différentes configurations étudiées. Ci-dessous la variation du nombre de Nusselt en fonction de la longueur du capteur :

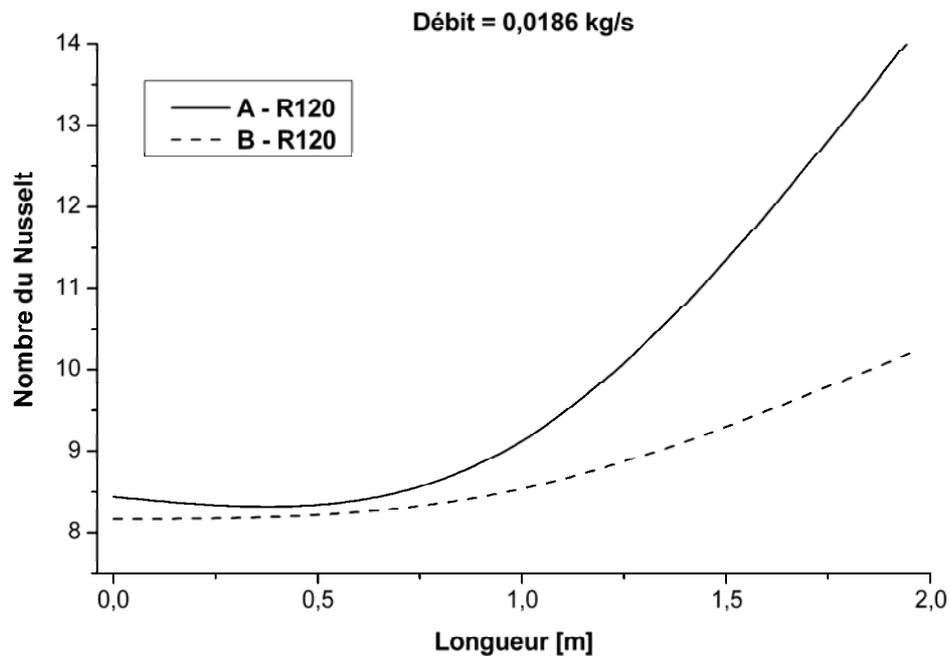


Fig. 5.50. Variation du nombre de Nusselt le long du capteur pour les configurations A-R120 et B-R120 et un débit égale à 0.0186 kg/s.

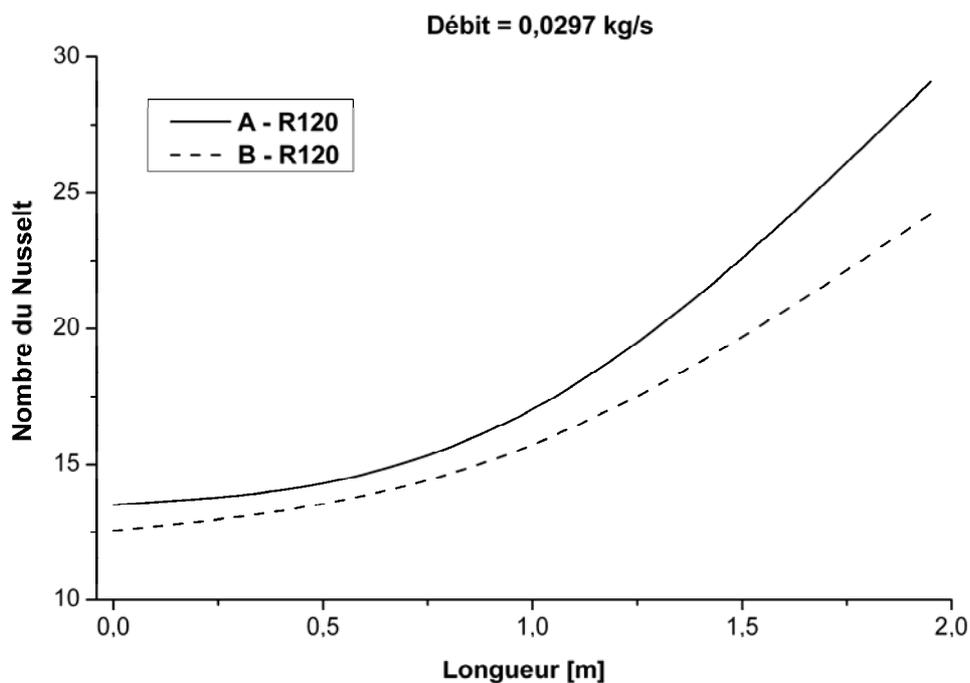


Fig. 5.51. Variation du nombre de Nusselt le long du capteur pour les configurations A-R60 et B-R60 et un débit égale à 0.0297 kg/s.

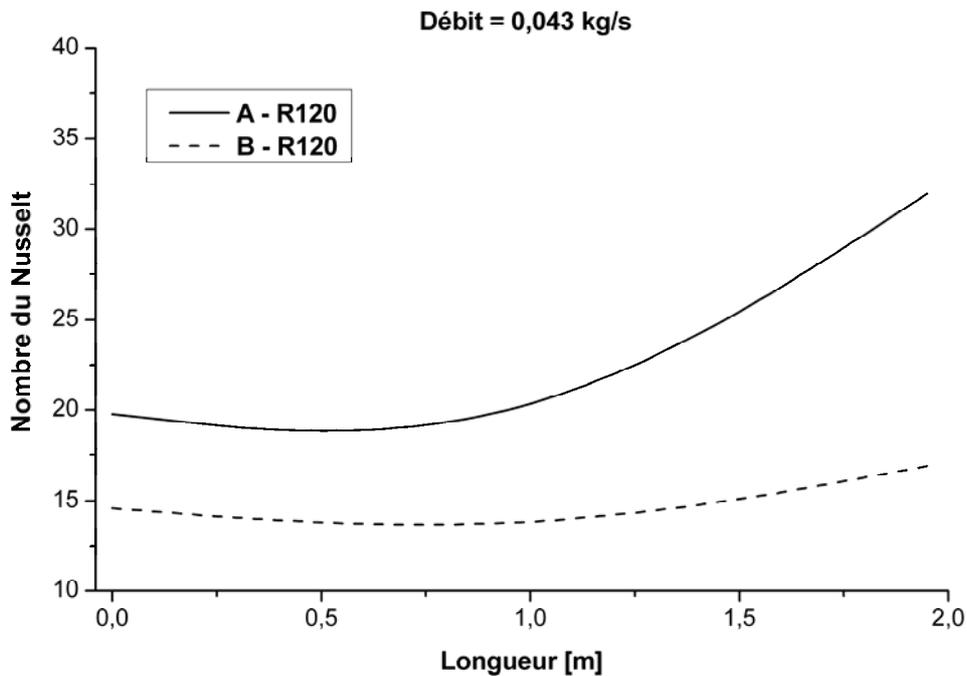


Fig. 5.52. Variation du nombre du Nusselt le long du capteur pour les configurations A-R120 et B-R120 et un débit égale à 0.043 kg/s.

L'examen des courbes 5.50 à 5.52 montre que le nombre de Nusselt comme fonction de la distance axiale a une faible augmentation à partir de l'entrée du capteur jusqu'à une longueur égale à 1 m qui correspond environ à 50 % de la longueur totale du capteur, ensuite il commence à augmenté graduellement jusqu'à la sortie du capteur.

D'autre part, les résultats obtenus à partir des mesures des températures de l'air le long du capteur et les calculs concernant le coefficient de transfert (h), montrent que le produit ($h \times \Delta T$) en un point de longueur (x) tend à augmenter au fur et à mesure que l'abscisse (x) augmente (de l'entrée vers la sortie du capteur). Ceci conduit à la conclusion suivante : Le transfert de chaleur entre l'air et l'absorbeur est plus important sur une longueur (x) supérieure à 1 m correspondant à 50% de la longueur totale à partir de laquelle le produit ($h \times \Delta T$) croît.

On constate une augmentation du nombre de Nusselt en fonction de l'augmentation de la longueur du capteur. En remarque d'après la figure 5.50 et pour un débit de 0.0186 kg/s que la différence entre les résultats des deux configurations (A-R120 et B-R120) est moins importantes que pour les débits supérieurs à 0.043 kg/s (figure 5.52). On constate que le taux d'échange de chaleur est toujours supérieur pour la configuration A-R120.

Les mesures effectuées nous ont permis de calculer le nombre de Nusselt pour différentes valeurs du débit. Ceci nous permettra d'établir les relations qui lient les deux nombres sans dimensions pour les différentes configurations étudiées.

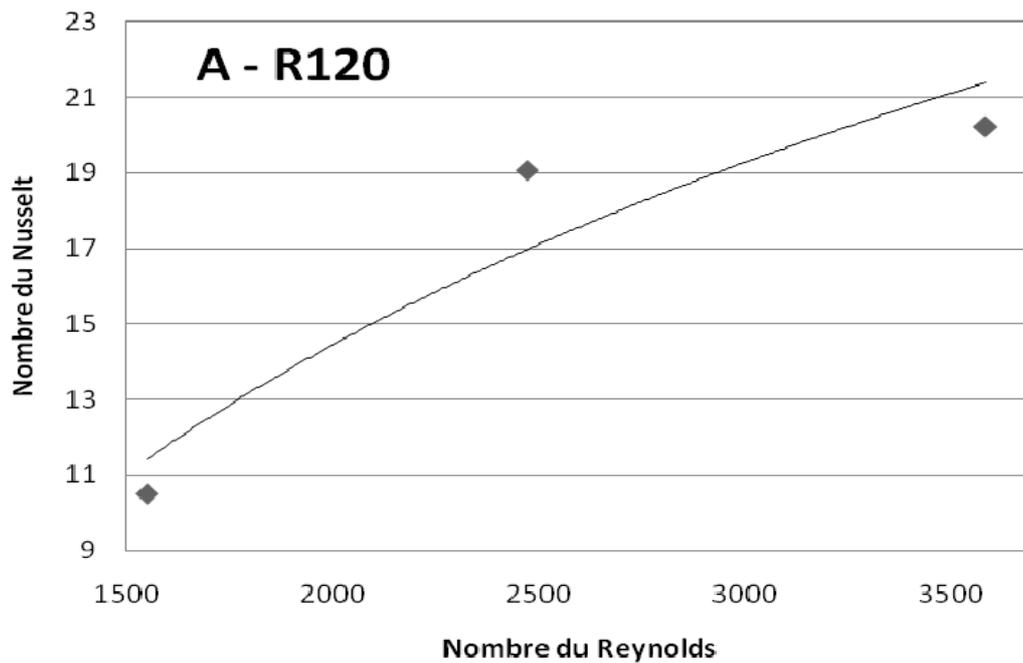


Fig. 5.53. Variation du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds pour la configuration A-R120.

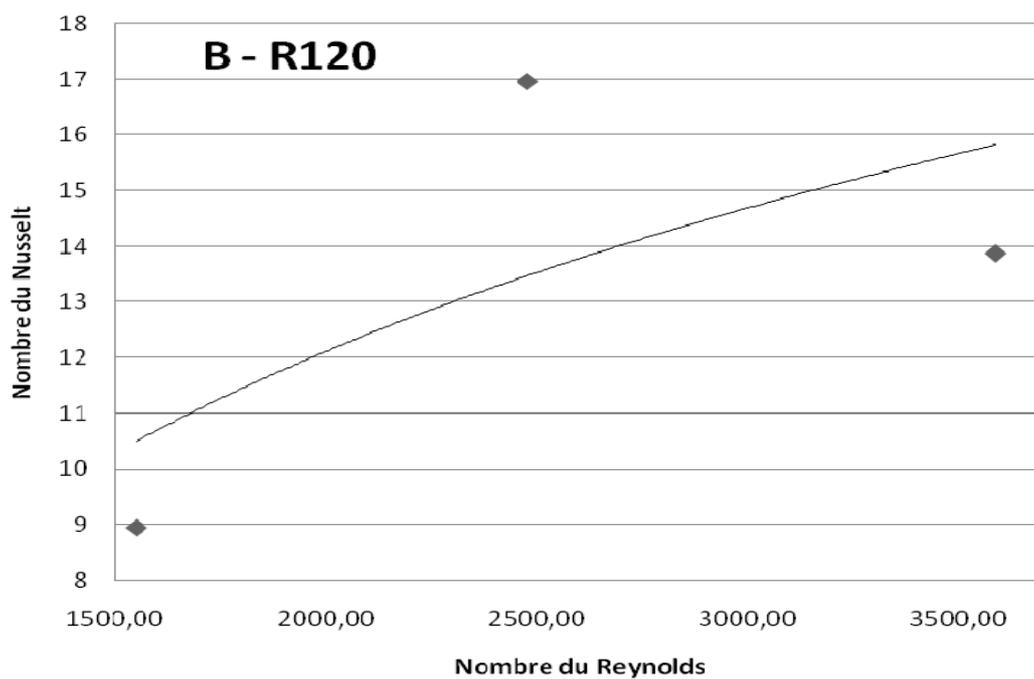


Fig. 5.54. Variation du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds pour la configuration B-R120.

Les courbes des figures précédentes (5.53 et 5.54) représentent les variations du nombre de Nusselt pour les deux configurations A-R120 et B-R120 proposées en fonction du nombre de

Reynolds. Celles-ci nous ont permis d'établir les corrélations regroupées dans le tableau 5.6 suivant :

Configurations Etudiées	Nombre de Nusselt
Configuration A-R120	$Nu = 11.88 \ln(\text{Re}) - 75.92$
Configuration B-R120	$Nu = 6.357 \ln(\text{Re}) - 36.21$
Corrélation théorique (Kays)	$Nu = 0.0158 \text{Re}^{0.8}$

Tableau 5.6. Corrélations empiriques obtenues par la présente étude pour les configurations A-R120 et B-R120.

g. Evolution du rendement en fonction du paramètre réduit $X=(T_{fe}-T_a)/I_G$

Nous représentons dans les figures 5.55, 5.56 et 5.57 les rendements des capteurs solaires des deux configurations (A-R120) et (B-R120) en fonction des paramètres réduits $(T_{fe}-T_a)/I_G$ et cela pour trois débits différents 0.0186, 0.0297 et 0.043 kg/s. L'éparpillement des résultats autour de la droite est attribué à la variation de l'angle d'incidence, la vitesse du vent et la dépendance de U_L de la température de l'absorbeur.

Les résultats sont représentés par l'équation d'une droite qui nous donne les caractéristiques des capteurs solaire et nous permet d'établir une comparaison lors des testes pour des conditions environnementales différentes. Les résultats obtenus sont regroupés dans le tableau 5.7.

Nous remarquons que pour le capteur solaire de configuration (A-R120), nous avons obtenu des rendements de l'ordre de 46.83, 53.31 et 57.72 %, respectivement pour les trois débits 0.0186, 0.0297 et 0.043 kg/s. Pour le capteur solaire de configuration (B-R120), nous avons obtenus des rendements de l'ordre de 46.23, 52.86 et 56.54 %, respectivement pour les trois débits 0.0186, 0.0297 et 0.043 kg/s.

Nous constatons que la configuration (A-R120) donne de meilleurs résultats que la configuration (B-R120) qui a un nombre de rangées de rugosité est supérieur (37 rangées) d'où des pertes de charge plus importantes.

Configuration	Débits [kg/s]	$F_R(\tau_v \alpha_{abs})$	$F_R U_L$	η [%]
A-R120	0.0186	0.490	2.750	46.83
	0.0297	0.556	3.040	53.31
	0.043	0.603	3.400	57.72
B-R120	0.0186	0.484	2.454	46.23
	0.0297	0.552	2.968	52.86
	0.043	0.600	3.250	56.54

Tableau 5.7. Evolution du rendement en fonction du paramètre réduit pour les configurations A-R120 et B-R120.

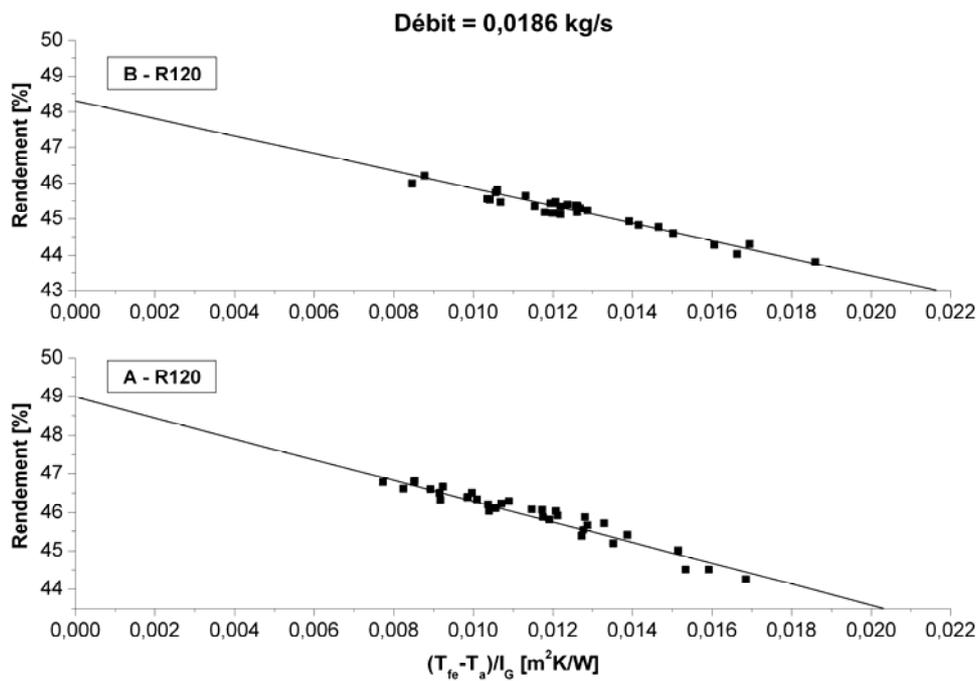


Fig. 5.55. Evolution du rendement thermique en fonction des paramètres réduits pour un débit de 0.0186 kg/s pour les configurations A-R120 et B-R120.

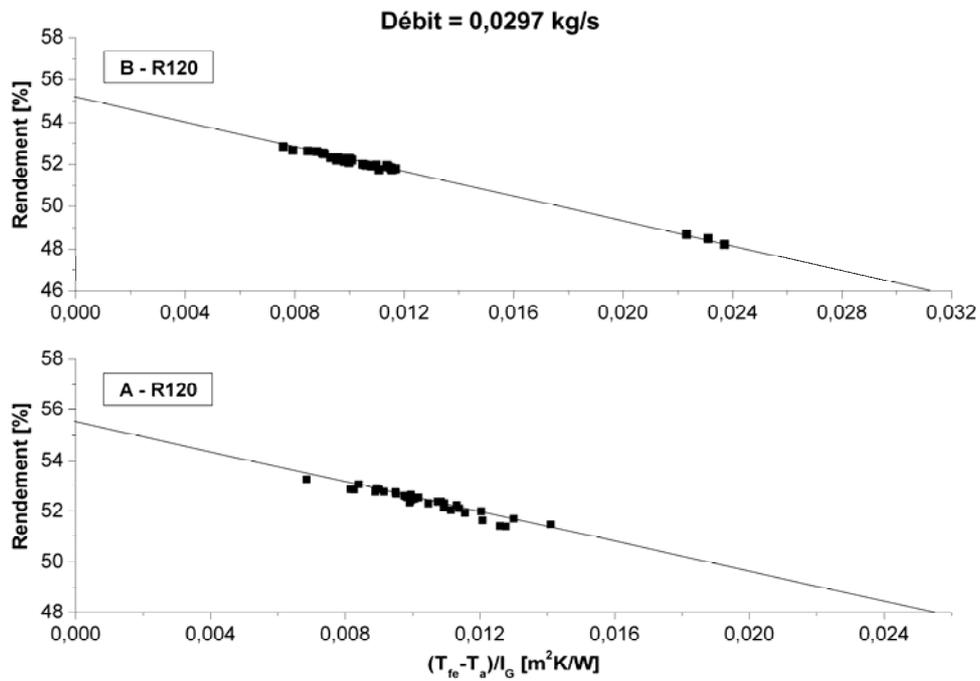


Fig. 5.56. Evolution du rendement thermique en fonction des paramètres réduits pour un débit de 0.0297 kg/s pour les configurations A-R120 et B-R120.

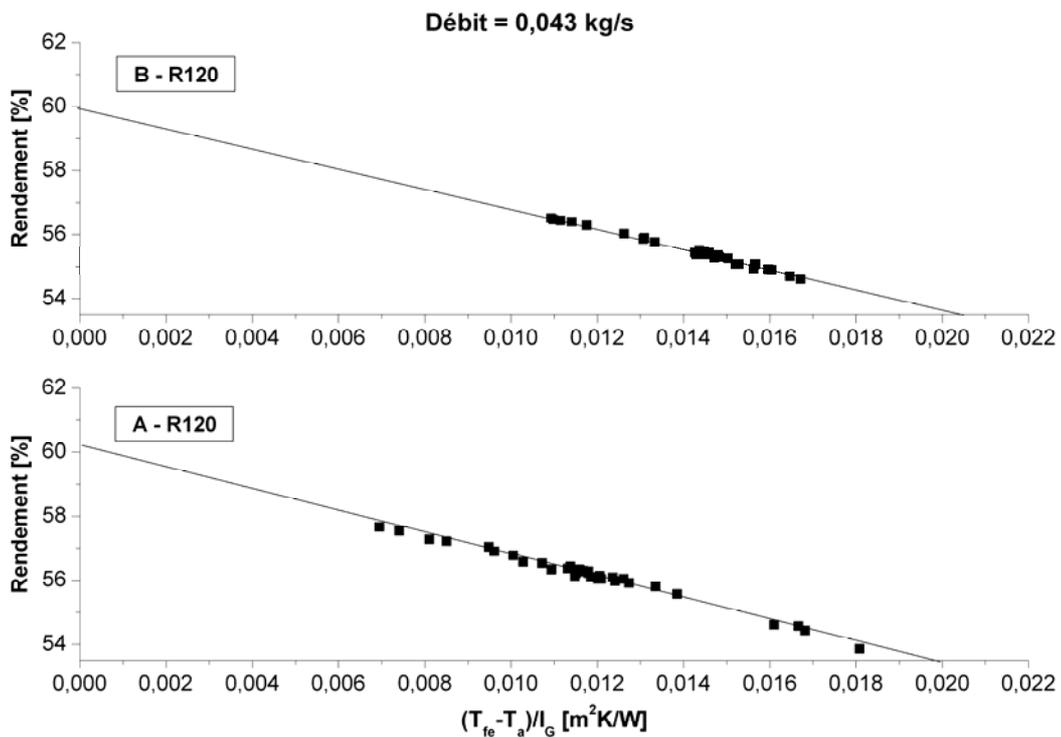


Fig. 5.57. Evolution du rendement thermique en fonction des paramètres réduits pour un débit de 0.043 kg/s pour les configurations A-R120 et B-R120.

h. Mesures des pertes de charge

Comme expliqué au paragraphe (5.3.2.h), l'adjonction des rugosités dans le passage de l'air engendre des pertes de charges et surtout pour le cas des configurations A-R120 et B-R120 qui ont la partie inclinée de la rugosité d'un angle de 120° qui d'un côté oriente le fluide caloporteur vers la plaque inférieure du canal d'écoulement d'où il y a une réduction partielle de la section de passage du canal et par conséquent une augmentation remarquable des pertes de charge comme le montre la figure 5.58. D'un autre côté, cette forme de rugosité (A-R120 et B-R120) défavorise le contact absorbeur/air et qui réduit par conséquent le transfert de chaleur par convection.

La figure 5.58 montre l'évolution des pertes de charges en fonction du débit. On constate que plus le débit augmente les pertes de charges augmentent aussi. Ainsi que la puissance électrique nécessaire pour le pompage comme le montre la figure 5.59.

	Débits (Kg/s)	0,0111	0.0186	0.297	0.043
A-R120	ΔP (Pa)	7	13	25	42
	P (Watts)	10.97	34.14	96.97	254.96
B-R120	ΔP (Pa)	8	15	28	45

	P (Watts)	12.54	39.39	108.6	273.18
--	-----------	-------	-------	-------	--------

Tableau 5.8. Pertes de charges et puissances électriques équivalentes pour les configurations A-R120 et B-R120.

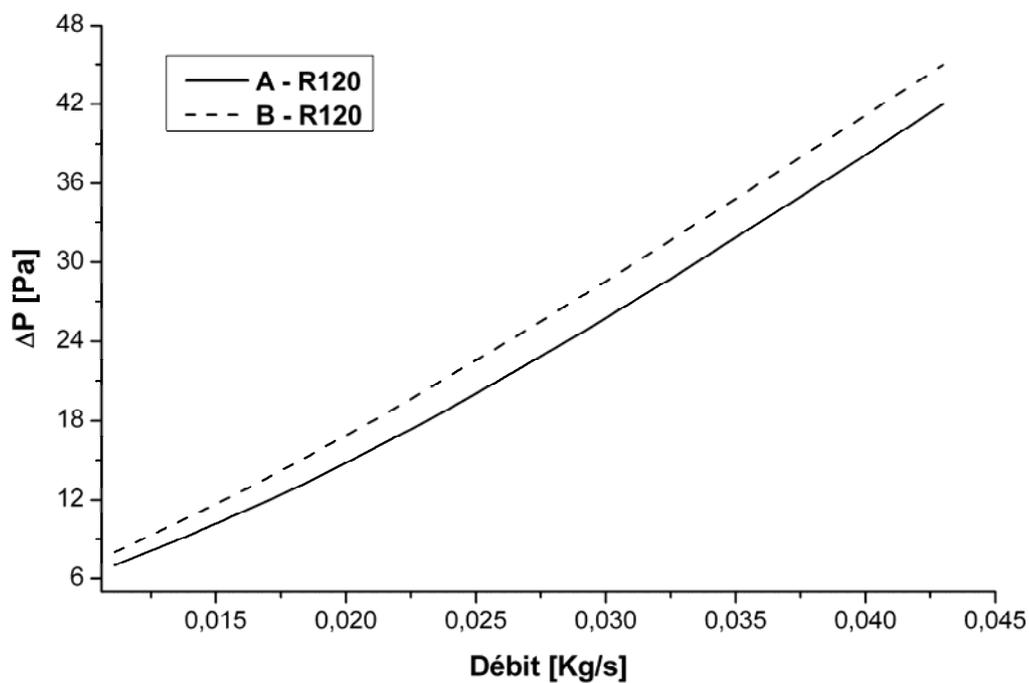


Fig. 5.58. Variation des pertes de charges en fonction du débit pour les configurations A-R120 et B-R120.

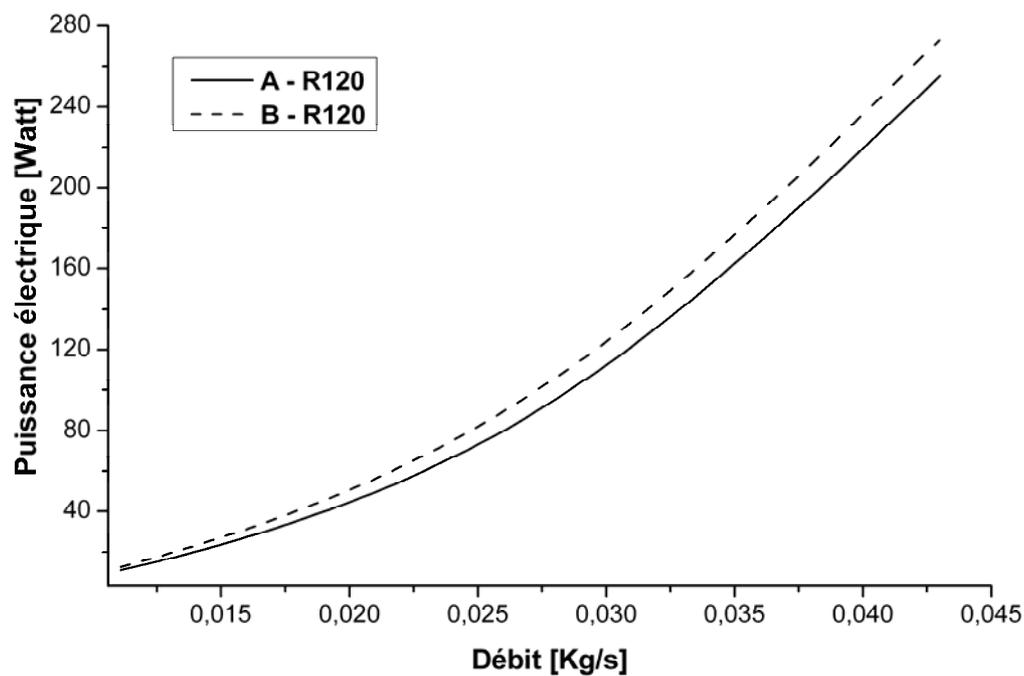


Fig. 5.59. La puissance électrique de pompage en fonction du débit pour les configurations A-R120 et B-R120.

5.3.4. Rugosités cylindriques

Il est clair que la configuration étudiée présente des améliorations des performances des échangeurs par comparaison aux autres configurations rencontrées dans la littérature. Mais, on s'est aperçu que les pertes de charge engendrées sont non négligeables. Il apparaît d'après la théorie des écoulements que la formes cylindriques perpendiculaires à l'écoulement, créent des écoulements turbulents favorisant l'échange thermique et que les pertes de charges engendrées sont moindre par rapport à d'autres formes [61]. D'autres part et à travers les recherches bibliographiques faites, aucun articles n'a traité cette formes et dispositions.

Tout ceci nous a incités à évaluer les performances des capteurs solaires garnis de ces types de formes géométriques.

a. Description et disposition des rugosités

Le schéma de la figure 5.60, nous montre la disposition des rugosités cylindriques dans le canal d'écoulement d'un capteur solaire. Ce dernier est caractérisé par une simple passe au-dessous de l'absorbeur. Les rangées des rugosités cylindriques sont soit alignées soit en quinconce.

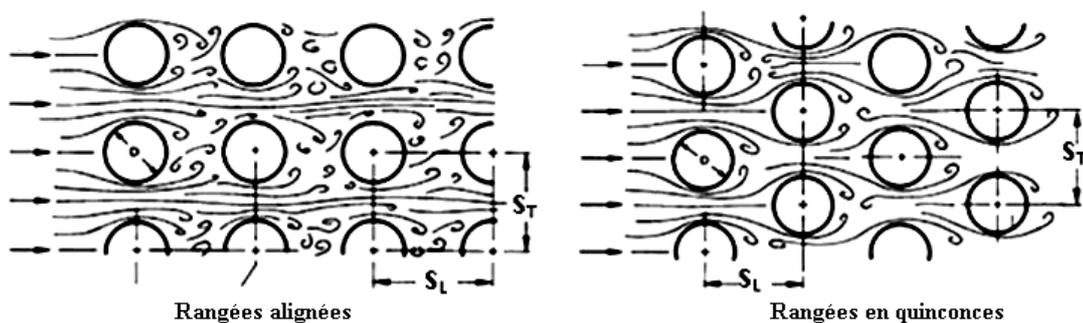


Fig. 5.60. Schéma du canal d'écoulement garni de rugosités cylindriques [PPPP].

b. Evolution des températures de l'absorbeur et de l'air

Les modèles théoriques obtenus décrit au chapitre 3, ont permis de suivre l'évolution de la température de l'absorbeur et du fluide caloporteur en fonction du débit et de la longueur du

canal ainsi que le rendement. Les résultats des calculs sont données dans les figures 5.61 et 5.62. Ceci est donné pour les deux dispositions alignées et en quinconce. Ces résultats ont été calculés pour un flux solaire incident égal à 800 W/m^2 .

L'examen de ces courbes montre que pour les faibles débits, l'écart entre la température de l'absorbeur T_{abs} et de l'air T_f pour la configuration utilisant des rangées alignées est beaucoup plus important. Par contre la configuration utilisant des rangées en quinconce, donne les meilleurs résultats.

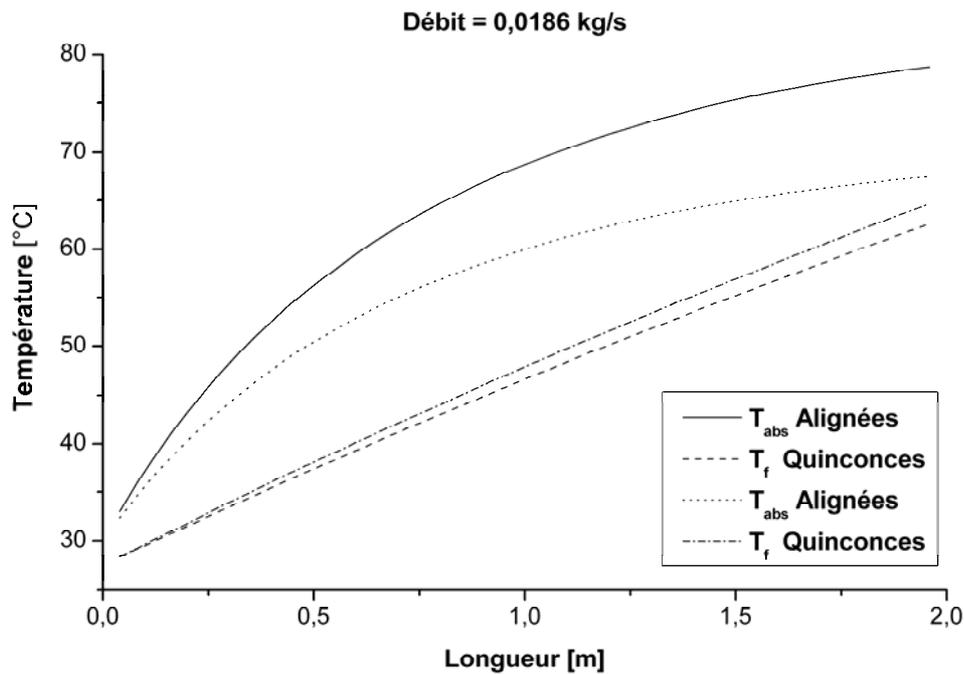


Fig. 5.61. Evolution théorique des températures T_{abs} , T_f pour un débit égal à $0,0186 \text{ kg/s}$.

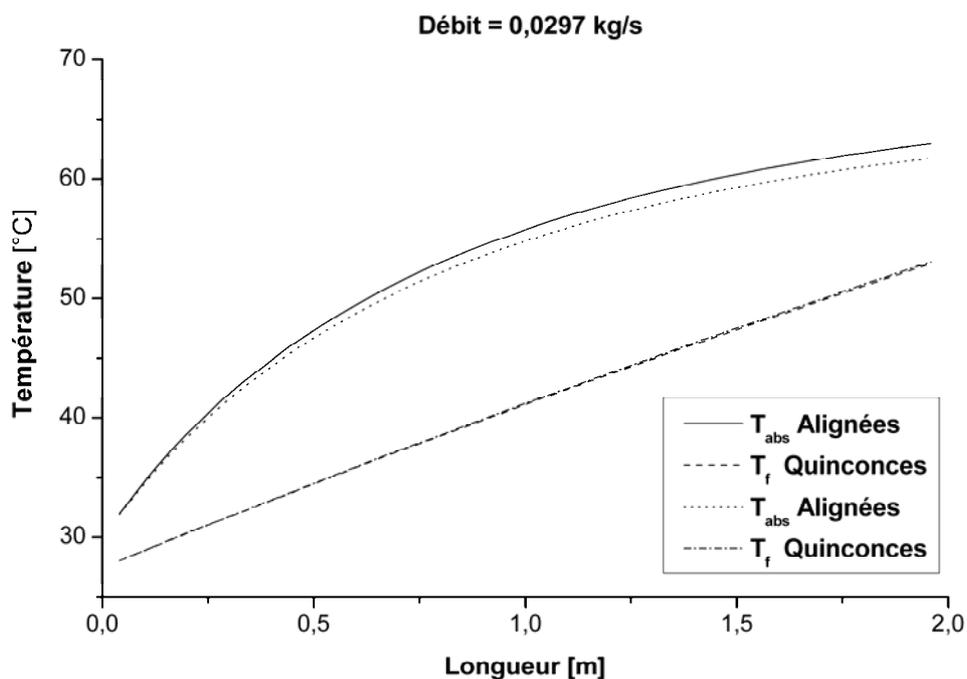
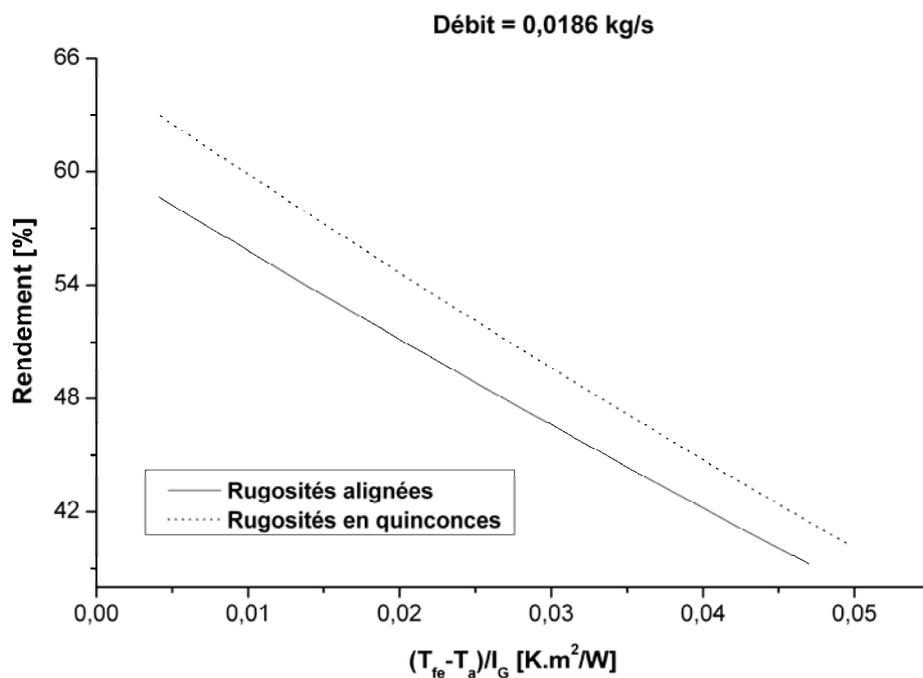


Fig. 5.62. Evolution théorique des températures T_{abs} , T_f pour un débit égal à 0.0297 kg/s.**c. Evolution du rendement en fonction du paramètre réduit $(T_{fe}-T_a)/I_G$**

Les figures 5.63 et 5.64 montrent les rendements issus des calculs à partir du code calcul. Nous remarquons que la configuration utilisant les rugosités cylindriques disposées en quinconce les meilleurs résultats. L'écart entre les deux dispositions est très important pour les faibles débits.

**Fig. 5.63.** Evolution du rendement en fonction du paramètre réduit pour un débit de 0.0186 kg/s.

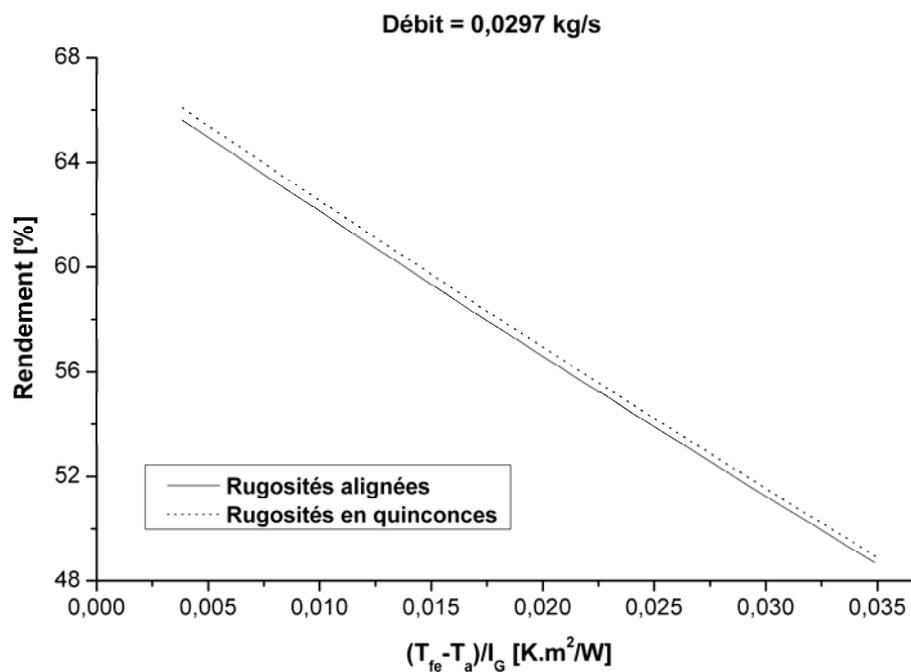


Fig. 5.64. Evolution du rendement en fonction du paramètre réduit pour un débit de 0.0297 kg/s.

5.4. Performances obtenues, comparaison entre les configurations étudiées :

Nous avons à travers cette étude, évaluer les performances des capteurs solaires munis de trois cas de géométries de rugosités artificielles différentes.

L'examen des courbes 5.65 et 5.66, relatives à la variation du coefficient d'échange convectif en fonction de la longueur du canal pour trois configurations étudiées, montre que le capteur solaire garni des rugosités artificielles cylindriques présente les meilleures performances. Ceci est dû au meilleur échange de la chaleur qui se traduit par les courbes 5.65 et 5.66.

D'autre part, la variation du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds (fig. 5.67) montre également que la configuration cylindrique est favorable aux échanges thermiques quelque soit le débit.

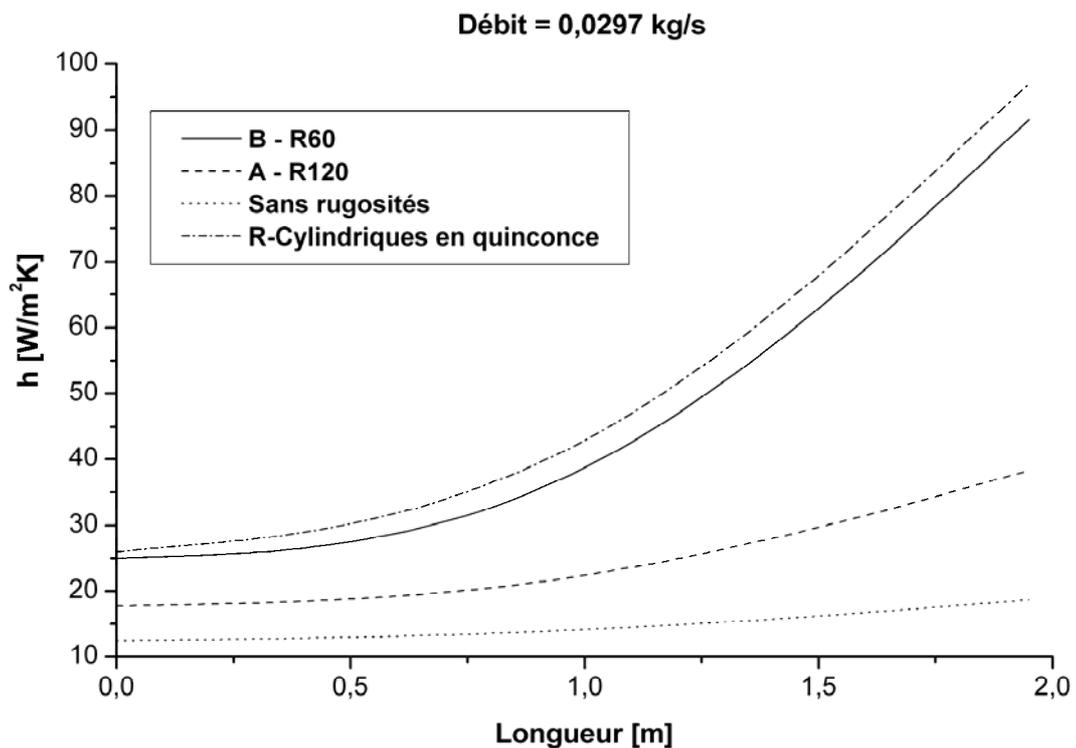


Fig. 5.65. Comparaison du coefficient d'échange convectif en fonction de la longueur pour les configurations A-R120, B-R60 et rugosités cylindriques avec celle sans rugosités.

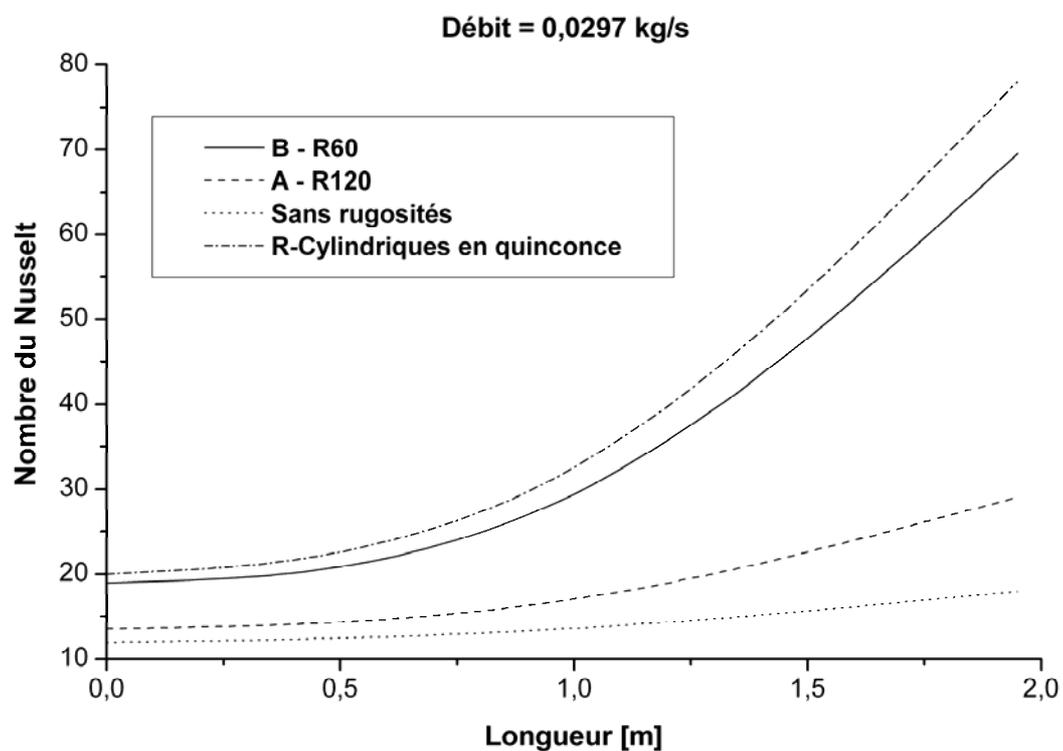


Fig. 5.66. Comparaison du nombre du Nusselt en fonction de la longueur pour les configurations A-R120, B-R60 et rugosités cylindriques avec celle sans rugosités.

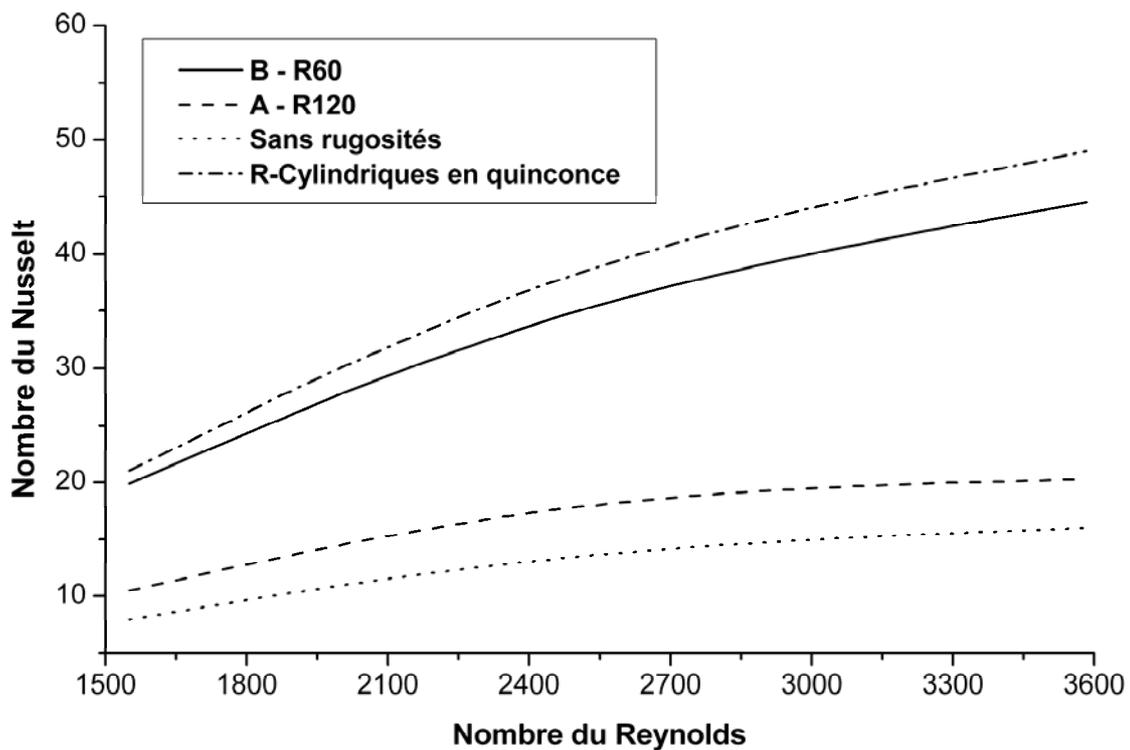


Fig. 5.67. Comparaison du nombre du Nusselt en fonction du nombre de Reynolds pour les configurations A-R120, B-R60 et rugosités cylindriques avec celle sans rugosités.

La variation du rendement en fonction du paramètre réduit ($\Delta T/l_G$), montre que pour un débit de comparaison égale à 0.0297 kg/s, l'écart entre les différentes configurations est notable. En effet cet écart est, par rapport à un capteur lisse, égale à 10, 15 et 26 % respectivement pour les configurations A-R120, B-R60 et cylindriques et que par conséquent, le capteur solaire muni de rugosités cylindriques présentes les meilleurs performances (voir tableau 5.9).

Configuration	η [%]	$\Delta\eta$ [%]
Rugosités cylindriques	68.47	26
B-R60	57.5	15
A-R120	52.5	10
Sans rugosités	42.47	

Tableau 5.9. Comparaison des rendements des configurations étudiées.

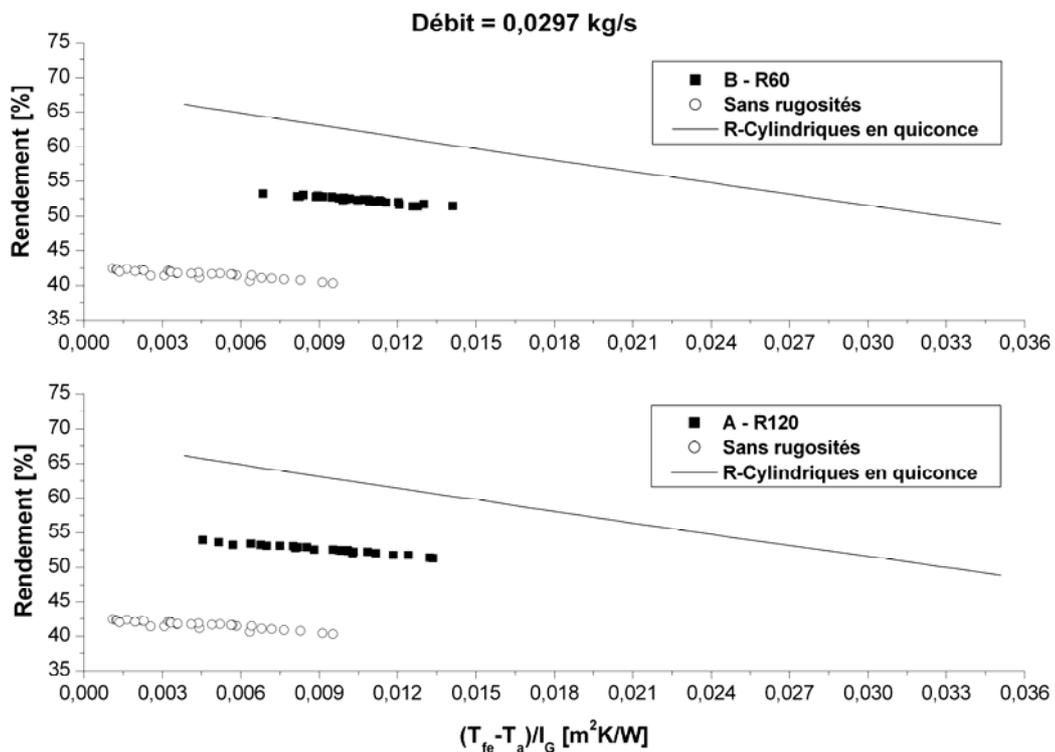


Fig. 5.68. Comparaison rendement en fonction des paramètres réduits pour les configurations A-R120, B-R60 et rugosités cylindriques avec celle sans rugosités.

Pour établir une comparaison du rendement thermique avec la configuration **B-R60**, cinq configurations sélectionnées de capteurs solaires plans ont été rapporté de la littérature qui utilise différentes formes d'obstacles métalliques. La figure 5.69 illustre les rendements thermiques des travaux des auteurs sélectionnés : Parker et al. [62] a optimisé le rendement d'un capteur solaire avec un et double passage de l'air pour un débit égale à 0.0238 kg/s; Sodha and Chandra [63] ont utilisé deux collecteurs à simple et double passage de l'air pour un intervalle de débit égale à 0.02 to 0.08 kg/s; ASHRAE [64] a déterminé le rendement thermique d'un capteur solaire plan utilisant un absorbeur sélective cuivre noir chromé avec une seule couverture en verre pour débit d'air de 0,01 à 0,03 m³/(sm²). Ozgen et al. [65] ont calculé le rendement thermique d'un capteur solaire plan à air utilisant double rangées de canettes en aluminium pour deux taux massique d'air de 0,03 et 0,05 kg / s. Akpinar [66] a conçu un nouveau capteur solaire plan à simple passe à plusieurs obstacles. En fin, la plus grande efficacité représenté sur la figure 5.69 correspond aux modèles proposés par la présente étude d'un capteur solaire à simple passe d'air (case 5), où on a utilisé un nouveau design d'obstacles, pour un débit d'air massique de 0,043 kg / s.

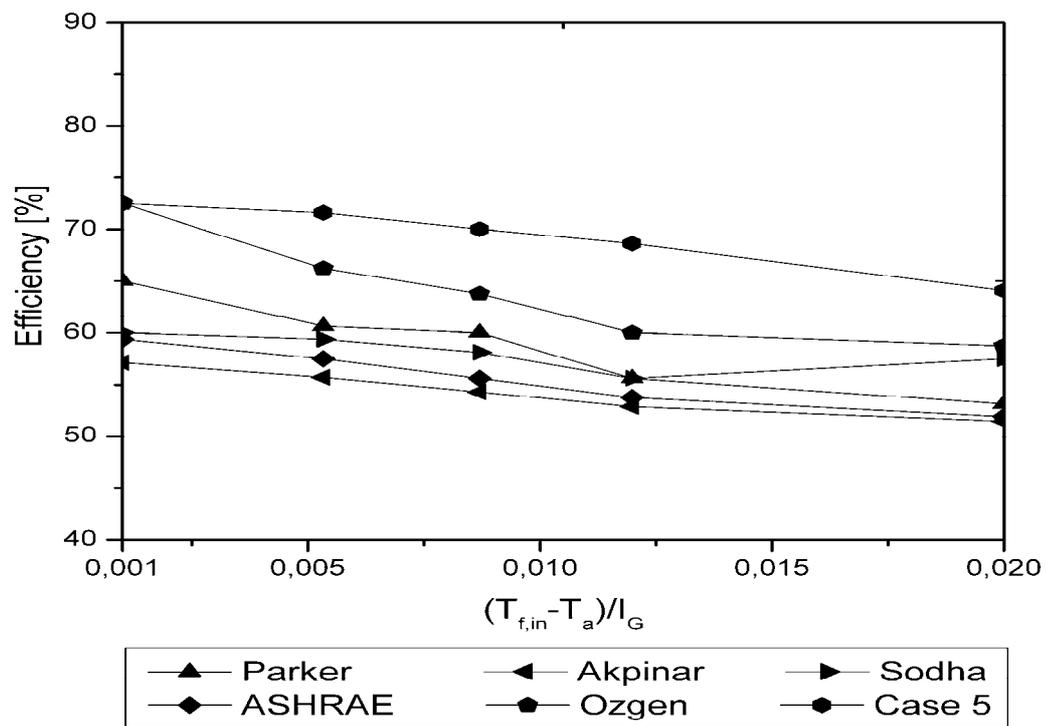


Fig. 5.69. Comparaison entre la configuration B-R60 et d'autres configurations reportées de la littérature.

5.5. Conclusion

Au terme de notre étude concernant les calculs des performances des capteurs solaires, nous avons à travers les expériences menées, déterminé le champ de température de l'air et de l'absorbeur en présence de deux types de rugosités pour différents intervalles de débit. Il ressort des valeurs enregistrées que l'adjonction de rugosités, de forme rectangulaire avec une incidence normale à l'écoulement avec une partie supérieures inclinées d'un angle de 60° , paraît la plus avantageuse par rapport à celle de forme rectangulaire avec une incidence normale à l'écoulement avec une partie supérieures inclinées d'un angle de 120° et que dans les deux cas le rendement du capteur est nettement supérieur à celui d'un capteur sans rugosités. Le rendement atteint est de 53.73 % pour un débit de 0.0297 kg/s est remarquée pour le cas d'un capteur garni de rugosités avec un angle de 60° , et que pour le même débit le rendement atteint n'est que de 42 % avec un capteur sans rugosités. Autrement dit, la puissance dépensée est multipliée par 15, car le rapport des puissances est proportionnel au cube du rapport des débits volumiques.

L'influence de l'angle d'inclinaison de la partie supérieure est nettement remarquée à travers les résultats obtenus. Les rugosités avec un angle de 60° permettent une meilleure irrigation de l'air vers l'absorbeur.

Quant au pas entre les rangées, les résultats expérimentaux ont permis de conclure que le capteur garni de rugosités avec un pas égale à 50 mm correspondant à 37 rangées, le rendement est nettement meilleur surtout pour les grands débits dépassant 0.043 kg/s.

Le relevé des températures de l'air et de l'absorbeur nous a permis également de vérifier que la température moyenne de l'air dont dépendent plusieurs paramètres, est différente de la température calculée comme étant la moyenne entre la température à l'entrée et la sortie d'un capteur, ceci est très important éventuellement pour le calcul des pertes thermiques qui d'après les calculs effectués sont des quantités à considérer dans toute étude des performances des capteurs. Ces pertes qui augmentent quand le débit diminue, sont légèrement inférieures pour un capteur garni de rugosités avec un nombre de rangées égale à 37 pour lequel ce sont les pertes par convection.

Les profils des températures de l'air et de l'absorbeur relevés à partir de l'entrée du capteur ont permis la détermination de leurs évolutions réelles pour mieux comprendre et étudier les causes et les conséquences d'une bonne ou mauvaise distribution afin d'agir comme nous avons pu le constater après avoir étudié l'influence du nombre de rangées de rugosités sur le rendement et sur les pertes de charge engendrées .

La démarche faites pour établir des corrélations empiriques permettent d'évaluer les performances thermiques des échangeurs corrugués pourra être adoptée. La difficulté réside dans le calcul de la section de passage pour le calcul du nombre de Reynolds. Cependant le calcul du périmètre mouillé pour n'importe quelle configuration géométrique de la veine d'air dynamique est indispensable. Ces corrélations pourront être confrontées aux mêmes corrélations issues d'une autre démarche telle que l'analyse dimensionnelle.

Les corrélations proposées sont en concordance avec celles proposé par kays.

Conclusion générale

CONCLUSION GÉNÉRALE

Dans ce travail, nous avons mené une étude théorique et expérimentale de l'écoulement de l'air entre deux plans parallèles occupés de rugosités artificielles avec une surface chauffée, cas d'un insolateur plan à air à convection forcée et à simple passe en-dessous de l'absorbeur.

L'objectif principal de notre étude est de contribuer à l'optimisation des échanges convectifs dans les canaux d'écoulement de l'air tout en favorisant la création de régime d'écoulement turbulent par adoption de la solution géométrique qui se résume dans l'introduction d'obstacles de formes adéquates.

La performance d'un capteur solaire à air est compromise en raison du faible pouvoir calorifique et du coefficient de transfert par convection de l'air. Pour cette fin les techniques d'optimisation de la surface d'échange thermique, qui impliquent directement la surface de l'échangeur de chaleur, sont utilisées.

Dans la synthèse bibliographique, nous avons conclu que Les performances thermo-hydrauliques de la rugosité de géométrie inclinée et brisées donnent les meilleurs résultats en comparaison aux autres éléments de géométries de rugosité.

Sur le plan théorique, notre apport principal est la mise au point d'un code de calcul numérique du fonctionnement dynamique du capteur solaire plan. Ce code a été fondé sur un ensemble d'équations issues d'un modèle physique détaillé, dans lequel interviennent certaines caractéristiques thermo-physiques propres au fluide caloporteur étudié. Le modèle physique tient compte en particulier :

- Des différents phénomènes de transfert intervenants dans le fonctionnement de l'insolateur,
- La présence des rugosités artificielles dans le plan de l'écoulement de l'air et leurs surfaces additionnelles qui augmentent le transfert convectif,
- Le changement instantané de la source énergétique et les facteurs extrinsèques et intrinsèques au système.

Au terme de notre étude concernant les calculs des performances des capteurs solaires, nous avons à travers les expériences menées, déterminé le champ de température de l'air et de l'absorbeur en présence de trois types de rugosités et pour deux ensembles de rangées pour différents intervalles de débit. Il ressort des valeurs enregistrées que l'adjonction de rugosités,

de forme rectangulaire avec une incidence normale à l'écoulement avec une partie supérieure inclinée d'un angle de 60° et pour le cas de la configuration et la disposition choisies, paraît la plus avantageuse par rapport à celle de forme rectangulaire avec une incidence normale à l'écoulement avec une partie supérieure inclinée d'un angle de 120° et que dans les deux cas le rendement du capteur est nettement supérieur à celui d'un capteur sans rugosités. Ce rendement atteint 53.73 % pour un débit de 0.0297 kg/s pour le cas d'un capteur garni de rugosités avec un angle de 60° et de 19 rangées, et que pour le même débit on n'atteint qu'un rendement de 42 % avec un capteur sans rugosités. Autrement dit, la puissance dépensée est multipliée par 15, car le rapport des puissances est proportionnel au cube du rapport des débits volumiques.

L'influence de l'angle d'inclinaison de la partie supérieure est nettement remarquée à travers les résultats expérimentaux. Les rugosités avec un angle de 60° permettent une meilleure irrigation de l'air vers l'absorbeur que celle avec un angle de 120° .

Quant au pas entre les rangées des rugosités, les résultats expérimentaux ont permis de conclure que dans le cas d'un capteur garni de rugosités avec un pas égale à 50 mm correspondant au nombre de rangée B égale à 37 rangées, le rendement est nettement meilleur surtout pour les grands débits dépassant 0.043 kg/s.

Le relevé des températures de l'air et de l'absorbeur nous a permis également de vérifier que la température moyenne de l'air dont dépendent plusieurs paramètres, est différente de la température calculée comme étant la moyenne entre la température à l'entrée et la sortie d'un capteur. Ceci est très important éventuellement pour le calcul des pertes thermiques qui d'après les calculs effectués sont des quantités à considérer dans toute étude des performances des capteurs. Ces pertes qui augmentent quand le débit diminue, sont légèrement inférieures pour un capteur garni de rugosités avec un nombre de rangées égale à 37.

Les profils des températures de l'air et de l'absorbeur relevés à partir de l'entrée du capteur ont permis la détermination de leurs évolutions réelles pour mieux comprendre et étudier les causes et les conséquences d'une bonne ou mauvaise distribution afin d'agir comme nous avons pu le constater après avoir étudié l'influence du nombre de rangées de rugosités sur le rendement et sur les pertes de charge engendrées .

Par comparaison aux configurations B-R60 et A-R120, les calculs ont montrés que la géométrie cylindrique présente les meilleurs performances.

Nous avons également donné une approche approximative sur le calcul du coefficient de transfert convectif dans la veine d'air mobile, le modèle adopté tient compte de la géométrie de l'écoulement, de la nature de l'absorbeur et de la variation des propriétés thermo-physiques de l'air en fonction de la température locale (température du mélange dans la section droite perpendiculaire à l'écoulement) à chaque point de mesure.

L'ensemble des travaux menés ont fait l'objet de divers, communication et publication nationales et internationales.

Références bibliographiques

Références bibliographiques

- [1] Constantinos AB. A review of augmentation techniques for heat transfers surfaces in single-phase heat exchangers. *Energy* 1990;15:899–906.
- [2] Vishavjeet Singh Hans, R.P. Saini, J.S. Saini. Performance of artificially roughened solar air heaters—A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2009;13:1854–1869
- [3] Varun, Saini RP, Singal SK. A review on roughness geometry used in solar air heaters. *Solar Energy* 2007;81:1340–50.
- [4] Mittal MK, Varun, Saini RP, Singal SK. Effective efficiency of solar air heaters having different types of roughness elements on absorber plate. *Energy* 2007;32:739–45.
- [5] Busquet S., Mayer D., Metkemeijer R., “Development of a clean stand-alone power system integrating PV, fuel cell and electrolyser” *Proceedings of the Photovoltaic Hybrid Power Systems conference, Aix en Provence, 7-9 September, Session I, Oral n°5, 2000.*
- [6] Soteris A. Kalogirou. Solar thermal collectors and applications. *Progress in Energy and Combustion Science* 30 (2004) 231–295.
- [7] Kalogirou S. The potential of solar industrial process heat applications. *Appl Energy* 2003;76:337–61.
- [8] Tripanagnostopoulos Y, Souliotis M, Nousia Th. Solar collectors with colored absorbers. *Solar Energy* 2000;68: 343–56.
- [9] Wazwaz J, Salmi H, Hallak R. Solar thermal performance of a nickel-pigmented aluminium oxide selective absorber. *Renewable Energy* 2002;27:277–92.
- [10] Orel ZC, Gunde MK, Hutchins MG. Spectrally selective solar absorbers in different non-black colours. *Proceedings of WREC VII, Cologne on CD-ROM; 2002.*
- [11] Ouard S. Optimisation des formes et dispositions d’obstacles dans la veine d’air mobile des capteurs solaires à air à deux couches d’air en vue de la maximisation du couple rendement-élévation de température. Thèse de doctorat. Université de Valenciennes et du Hainaut-Cambresis. France. 1989.
- [12] Soteris A. Kalogirou. Solar thermal collectors and applications. *Progress in Energy and Combustion Science* 30 (2004) 231–295.
- [13] Wackelgard E, Niklasson GA, Granqvist CG. Selective solar-absorbing coatings. In: Gordon J, editor. *Solar energy: the state of the art*. Germany: ISES; 2001. p. 109–44.
- [14] Bhatti MS, Shah RK. Turbulent and transition flow convective heat transfer in ducts. In: Kakac S, Shah RK, Aung W, editors. *Hand book of single-phase convective heat transfer*. New York: John Willey & Sons; 1987 [chapter 4].

- [15] Prasad BN, Saini JS. Optimal thermohydraulic performance of artificially roughened solar air heaters. *Solar Energy* 1991;47:91–6.
- [16] Prasad BN, Saini JS. Effect of artificial roughness on heat transfer and friction factor in a solar air heater. *Solar Energy* 1988;41:555–60.
- [17] Taslim ME, Li T, Kretcher DM. Experimental heat transfer and friction in channels roughened with angled, v-shaped and discrete ribs on two opposite walls. *Trans ASME J Turbomachinery* 1996;118:20–8.
- [18] Aharwal KR, Gandhi BK, Saini JS. Experimental investigation on heat-transfer enhancement due to a gap in an inclined continuous rib arrangement in a rectangular duct of solar air heater. *Renew Energy* 2008;33:585–96.
- [19] Muluwork KB. Investigations on fluid flow and heat transfer in roughened absorber solar heaters. Ph.D. Dissertation 2000; IIT, Roorkee-247667, India.
- [20] Sparrow EM, Hossfeld LM. Effect of rounding of protruding edges on heat transfer and pressure drop in a duct. *Int J Heat Mass Transfer* 1984;27: 1715–23.
- [21] Altfeld K, Leiner W, Fiebig M. Second Law optimization of flat plate solar air heaters. *Solar Energy* 1988;41:309–17.
- [22] Cortes A, Piacentini R. Improvement of efficiency of a bare solar collector by means of turbulence promoters. *Appl Energy* 1990;36:253–61.
- [23] Wright LM, Fu WL, Han JC. Thermal performance of angled, V-shaped and W-shaped rib turbulators in rotating rectangular cooling channels ($AR = 4:1$). *Trans ASME* 2004;126:604–14.
- [24] Han JC, Zhang YM, Lee CP. Augmented heat transfer in square channels with parallel, crossed and v-shaped angled ribs. *Trans ASME J Heat Transfer* 1991;113:590–6.
- [25] Han JC, Zhang YM. High performance heat transfer ducts with parallel, broken and v-shaped broken ribs. *Int J Heat Mass Transfer* 1992;35:513–23.
- [26] Kays WM, London AL. *Compact heat exchangers*. New York: McGraw Hill; 1966.
- [27] Prasad K, Mullick SC. Heat transfer characteristics of a solar air heater used for drying purposes. *Appl Energy* 1983;13:83–93.
- [28] Gupta D, Solanki SC, Saini JS. Heat and fluid flow in rectangular solar air heater ducts having transverse rib roughness on absorber plates. *Solar Energy* 1993;51:31–7.
- [29] Verma SK, Prasad BN. Investigation for the optimal thermohydraulic performance of artificially roughened solar air heaters. *Renew Energy* 2000;20:19–36.
- [30] Karwa RK. Experimental studies of augmented heat transfer and friction in asymmetrically heated rectangular ducts with ribs on heated wall in transverse, inclined, v-continuous and v-discrete pattern. *Int Commun Heat Mass Transfer* 2003;30:241–50.

- [31] Sahu MM, Bhagoria JL. Augmentation of heat transfer coefficient by using 908 broken transverse ribs on absorber plate of solar air heater. *Renew Energy* 2005;30:2057–63.
- [32] Gupta D, Solanki SC, Saini JS. Thermohydraulic performance of solar air heaters with roughened absorber plates. *Solar Energy* 1997;61:33–42.
- [33] Saini RP, Saini JS. Heat transfer and friction factor correlations for artificially roughened ducts with expanded metal mesh as roughened element. *Int J Heat Mass Transfer* 1997;40:973–86.
- [34] Momin AME, Saini JS, Solanki SC. Heat transfer and friction in solar air heater duct with v-shaped rib roughness on absorber plate. *Int J Heat Mass Transfer* 2002;45:3383–96.
- [35] Karwa R, Bairwa RD, Jain BP, Karwa N. Experimental study of the effects of rib angle and discretization on heat transfer and friction in an asymmetrically heated rectangular duct. *J Enhanced Heat Transfer* 2005;12:343–55.
- [36] Karwa R, Solanki SC, Saini JS. Heat transfer coefficient and friction factor correlations for the transitional flow regime in rib-roughened rectangular ducts. *Int J Heat Mass Transfer* 1999;42:1597–615.
- [37] Bhagoria JL, Saini JS, Solanki SC. Heat transfer coefficient and friction factor correlations for rectangular solar air heater duct having transverse wedge shaped rib roughness on the absorber plate. *Renew Energy* 2002;25:341–69.
- [38] Saini SK, Saini RP. Development of correlations for Nusselt number and friction factor for solar air heater with roughened duct having arc-shaped wire as artificial roughness. *Solar Energy* 2008;82:1118–30.
- [39] Saini RP, Verma J. Heat transfer and friction factor correlations for a duct having dimple-shaped artificial roughness for solar air heaters. *Energy* 2008;133:1277–87.
- [40] Karmare SV, Tikekar AN. Heat transfer and friction factor correlation for artificially roughened duct with metal grit ribs. *Int J Heat Mass Transfer* 2007;50:4342–51.
- [41] Kumar A, Bhagoria JL, Sarviya RM. In: 19th National & 8th ISHMT-ASME Heat and Mass Transfer Conference; Heat transfer enhancement in channel of solar air collector by using discrete w-shaped artificial roughened absorber 2008.
- [42] Jaurker AR, Saini JS, Gandhi BK. Heat transfer and friction characteristics of rectangular solar air heater duct using rib-grooved artificial roughness. *Solar Energy* 2006;80:895–7.
- [43] Layek A, Saini JS, Solanki SC. Second law optimization of a solar air heater having chamfered rib-groove roughness on absorber plate. *Renew Energy* 2007;32:1967–80.
- [44] Varun, Saini RP, Singal SK. Investigation of thermal performance of solar air heater having roughness elements as a combination of inclined and transverse ribs on absorber plate. *Renew Energy* 2008;133:1398–405.
- [45] Chaube A, Sahoo PK, Solanki SC. Analysis of heat transfer augmentation and flow characteristics of a solar air heater. *Renew Energy* 2006;31:317–31.

- [46] Kumar S. CFD based heat transfer analysis of artificially roughened solar air heater. M. Tech Dissertation 2008, Departmental Library AHEC, IIT Roorkee-247667.
- [47] Lin YL, Shih TIP, Stephen MA, Chyu MK. A numerical study of flow and heat transfer in a smooth and ribbed u-duct with and without rotation. ASME J Heat Transfer 2001;123:219–32.
- [48] Sacadura, J. F. O. Equations caractéristiques des capteurs solaires plans sans concentration. Revue générale de thermique 1976 ; 171 : 217-233.
- [49] Francia G. Conférences New Energy sources, Rome 1961.
- [50] Sacadura, J. Initiation aux transferts thermiques .Cast. INSA of Lyon.Paris : Technique et Documentation, 1980.
- [51] Youcef-Ali, S. and J. Y. Desmons (2006). "Numerical and experimental study of a solar equipped with offset rectangular plate fin absorber plate ".Renewable Energy.2075-2063 :31 .
- [52] Duffie, J. and W. Beckman ,Solar engineering of thermal processes, 2nd ed .New York : Wiley, 1991.
- [53] Gallet,P. Ropke, A. Propriétés radiatives d'un capteur à moyenne et haute température utilisant un effet de serre. Revue générale de thermique 1977 ;185.
- [54]Chapman, A. J. Heat transfert. Macmillan, New York ; 1967 ; pp 528.
- [55] Sfeir, A. A. Guarracino, G. Ingénierie des systèmes solaires, applications à l'habitat. Technique et Documentation, paris 1981.
- [56] McADAMS W. H., Transmission de la chaleur, 2ème éd, Dunod, Paris, 1961,
- [57] JOSHI H. M. et WEBB R. L., Heat Transfer and friction in the offset strip-fin heat exchanger, Int. J. Heat Mass Transfer 30, pp. 69-84, 1987,
- [58] WIJEYSUNDERA N. E. et IQBAL M., Effect of plastic cover thickness on top loss coefficient of flat-plate collectors, Solar Energy 46, pp. 83-87, 1991,
- [59] DAGUENET M., Les Séchoirs Solaires : théorie et pratique, Unesco, 1985,
- [60] HACHEMI A., Contribution à l'optimisation des performances thermiques des insolateurs plans à air, à lit garni de rangées d'obstacles aux pas serrés. Amélioration du rendement par interaction entre le rayonnement et la convection. Applications, thèse doctorat, Université de Valenciennes et du Hainaut-Cambrésis, 1992,
- [61] J.H. Lienhard IV and J.H. Lienhard V, 'A Heat Transfer Textbook', 3rd Ed. Phlogiston Press, Cambridge, Massachusetts, USA, 2003.
- [62] Parker BF, Lindley MR, Colliver DG, MurphyWE. Thermal performance of three solar air heaters. Solar Energy 1993; 51(6):467–79.
- [63] MS. Sodha and R. Chandra, "Solar drying systems and their testing procedure: a review," Energy Convers Manag, vol. 35, pp. 219–67, 1994.

- [64] ASHRAE STANDARD, "Methods of testing to determine the thermal performance of solar collectors," in Atlanta EU, 1991.
- [65] F. Ozgen, M. Esen, and H. Esen, "Experimental investigation of thermal performance of a double-flow solar air heater having aluminium cans," *Renewable Energy*, vol. 34, pp. 2391–2398, 2009.
- [66] E. K. Akpınar and F. Koçyigit, "Experimental investigation of thermal performance of solar air heater having different obstacles on absorber plates," *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 37, pp. 416–421, 2010.

Sommaires des annexes

Annexe 1 : Propriétés des différents composants d'un capteur solaire plan.

Travaux publiés et communications

Annexe 2 : Etude de l'influence des rugosités artificielles sur les performances thermiques des capteurs solaires plans à air.

Annexe 3 : Amélioration des performances thermiques d'un capteur solaire plan à air: Etude expérimentale dans la région de Biskra.

Annexe 1 :

Propriétés des différents composants d'un capteur solaire plan.

Propriétés des différents composants d'un capteur solaire plan

Élément	Fonction	Conditions de service		Essais de caractérisation	Processus de vieillissement	
Couverture transparente	Réaliser l'isolation thermique de la face avant de l'absorbeur, Permettre à la plus grande partie du rayonnement solaire d'atteindre l'absorbeur, Protéger l'absorbeur contre les agents agressifs externes (face avant).	Verre	(conditions 'bâtiment')	(Traditionnel)		
		Plastique ou verre traité en surface	Températures élevées en face interne, Agents agressifs de l'environnement en face externe	Caractéristique optique : facteur de transmission solaire	Vieillessement spécifique naturel et artificiel (mini-capteur)	
Absorbeur	Capter le rayonnement solaire, Transmettre l'énergie au fluide, Présenter des pertes thermiques limitées.	Métal	Corrosion interne	Information données par le "Guide de sélection des matériaux vis-à-vis de la corrosion interne"		
		Plastique	Températures élevées, Cyclage thermique de grande amplitude.	Caractéristiques mécaniques en relation avec la tenue à la pression	Vieillessement artificiel, Température et cyclage thermique UV (Capteurs sans vitrage).	
Revêtement d'absorbeur	Absorber le rayonnement solaire, Transmettre l'énergie à l'absorbeur.	Températures élevées en stagnation, Cyclage de grande amplitude, Corrosion externe.		Caractéristiques optiques : facteur d'absorption solaire, facteur d'émission thermique annexe 4	Cyclage, UV, (capteur sans vitrage), Vieillessement naturel.	
Isolant	Limiter les pertes thermiques de la face arrière de l'absorbeur.	Pas de contact avec l'absorbeur	(Conditions "Bâtiment")			
		Contact avec l'absorbeur	Températures élevées, Cyclage thermique,	Mesure du facteur de transmission d'un vitrage (dégazage).	(mesure conductivité thermique)	Vieillessement à haute température
		Isolation des tuyaux	Agents agressifs De l'environnement			Exposition à l'extérieur, ou vieillissement naturel

Joint	Assurer le lien entre coffre et couverture transparente, Permettre la dilatation différentielle des éléments, Assurer l'étanchéité aux précipitations.	Températures élevées		Caractéristiques en traction, compression, dureté.	Vieillessement à haute température Ozone.
Coffre	Assurer la rigidité mécanique du capteur, Protéger les autres éléments contre les agents agressifs.	(Conditions "Bâtiments")			
Fluide	Transférer l'énergie de l'absorbeur au stockage, Fluide de transfert ou eau notable.	Températures élevées en stagnation, Températures négatives.		Information données par le "Guide de sélection des matériaux vis-à-vis de la corrosion interne"	
Raccordements de tuyaux	Transporter le fluide vers le stockage, ou la distribution.	Métal	Corrosion interne	Information données par le "Guide de sélection des matériaux vis-à-vis de la corrosion interne"	
		Plastique	Températures élevées (sortie du capteur).	(caractéristiques en traction, dureté.	Haute température, ozone,

Annexe 2 :

Etude de l'influence des rugosités artificielles sur les performances thermiques
des capteurs solaires plans à air.

Etude de l'influence des rugosités artificielles sur les performances thermiques des capteurs solaires plans à air

K. Aoues^{1*}, N. Moummi², A. Moummi, M. Zellouf, A. Labeled et E. Achouri

¹ Département de Génie Mécanique, Faculté des Sciences et d'Ingénierie

² Laboratoire de Génie Mécanique,
Université M^{ed} Khider, Biskra, Algérie

(reçu le 10 Mars 2008 – accepté le 30 Juin 2008)

Abstract - A mathematical model that allows the determination of the thermal performances of the single pass solar air collector is developed. The model can predict the temperature profile of all the components of the collector and the air stream in the channel duct. Into the latter are introduced the cylindrical roughness, which increase the thermal heat transfer between the absorber plate and the fluid. The cylindrical roughness, mounted in two configuration (Aligned and staggered rows), are oriented perpendicular to the fluid flow and they are placed underside of the absorber plate. They characterized by high heat transfer area per unit volume and generate the lows pressure losses.

Résumé - Cet article décrit l'optimisation du coefficient de transfert par convection dans un collecteur solaire plan entre le fluide caloporteur et la plaque absorbante du rayonnement solaire. Cette optimisation peut être obtenue par augmentation de la surface d'échange par introduction des obstacles de formes géométriques différentes. Pour cela, nous avons garni la veine d'écoulement d'air par plusieurs rangées d'obstacles de formes cylindriques placées perpendiculairement à l'écoulement. Ces obstacles sont assimilés à des rugosités artificielles dites chicanes. Le travail consiste à déterminer les performances thermiques et dynamiques de la configuration proposée par la méthode pas à pas tout en utilisant les corrélations de Zukauskas concernant le nombre de Nusselt et le régime d'écoulement.

Mots clés: Capteur solaire - Transfert thermique - Convection forcée - Rugosités cylindriques - Corrélations.

1. INTRODUCTION

Les capteurs solaires plans convertissent l'énergie solaire reçue par rayonnement en énergie thermique exploitable à l'aide d'un fluide en écoulement qui emporte cette énergie par convection à travers la surface d'échange thermique, grâce à ses propriétés thermo physiques. En introduisant des rugosités artificielles dites 'chicanes' dans le canal d'écoulement du fluide caloporteur [1-7] ou des lamelles en métal (metal slats) [8], les performances des capteurs solaires augmentent davantage. Dans plusieurs études [9-15], la forme rectangulaire des rugosités artificielles minces a été testée vis-à-vis de l'amélioration du transfert de chaleur.

Dans ce travail, nous avons étudié les performances thermiques du capteur solaire plan à air présenté dans la figure 1. Ce dernier est muni de rugosités artificielles de forme cylindrique placées perpendiculairement à l'écoulement dans la veine d'air mobile. Deux arrangements de chicanes cylindriques sont étudiés. La première en rangés alignées et la deuxième en quinconces.

2. ANALYSE THEORIQUE

Le capteur solaire plan à air étudié est celui à veine d'air mobile simple entre l'absorbeur et l'isolant sur lequel est placée une plaque en aluminium. L'adjonction de chicanes dans la veine d'air d'écoulement augmente la surface d'échange et par conséquent la quantité de la chaleur

* aoues_kamel@yahoo.fr _ nmoummi@hotmail.com

absorbée par le fluide caloporteur. Ceci permet une augmentation de la température de l'air à la sortie du capteur.

La méthode choisie pour étudier et modéliser les performances thermiques de ce collecteur est la méthode pas à pas, dont la particularité est la détermination de la température des différents composants du capteur tout le long de ce dernier.

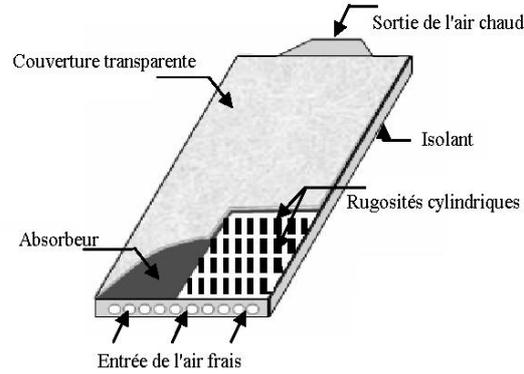


Fig. 1: Schéma du capteur plan à air muni de rugosités

Tout en présentant le coefficient de perte totale U_L du collecteur entre l'absorbeur et l'air ambiant, le gain d'énergie utile fourni par le collecteur est donné par:

$$Q_u = A \times F_R \times [S - U_L (T_{fe} - T_a)] \quad (1)$$

où S représente l'énergie solaire rayonnante absorbée. Elle est donnée par:

$$S = (\tau_v \alpha_n) \cdot I_0$$

Le facteur de correction permettant de calculer la puissance utile, en évaluant les pertes thermiques à partir d'une température uniforme de l'absorbeur, s'écrit:

$$F_R = \frac{\dot{m} C_p}{A U_L} \left[1 - \exp\left(-\frac{F' U_L A}{\dot{m} C_p}\right) \right] \quad (2)$$

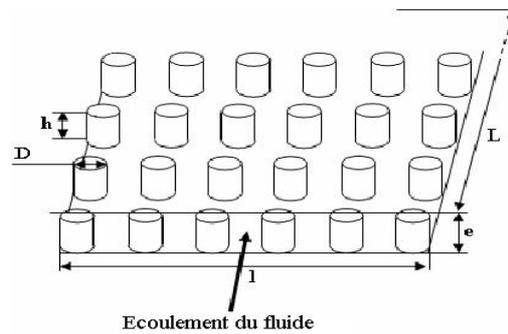


Fig. 2: Rugosités artificielles de forme cylindrique

Le coefficient d'efficacité local de transfert air-absorbeur F' et le coefficient des pertes totales U_L sont obtenus à partir des bilans énergétiques de l'absorbeur, du fluide caloporteur et de la plaque arrière (Fig. 3), où le facteur '**fact**' représente la surface d'échange thermique des rugosités artificielles qui sont supposées à la température de la plaque d'aluminium.

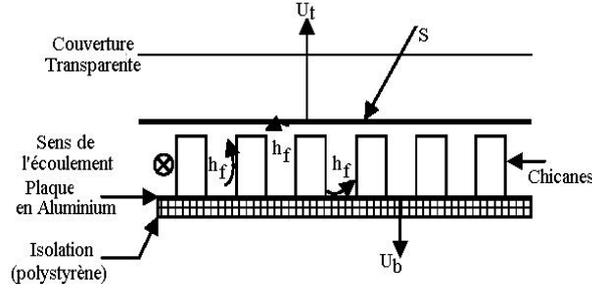


Fig. 3: Schéma des échanges thermiques dans le capteur

$$F' = \frac{h_{vnf} \cdot (U_t + 2h_{mAl} + h_{vnf})}{(U_t + 2h_{mAl} + h_{vnf}) \cdot (U_b + h_{vAlf} + h_{mAl}) - h_{mAl}^2} \quad (3)$$

$$U_L = \frac{(U_t + U_b) \cdot (h_{vnf} h_{vAlf} + h_{vnf} h_{mAl} + h_{vAlf} h_{mAl}) + U_b U_t \cdot (h_{vnf} h_{vAlf})}{h_{vnf} h_{mAl} + h_{vAlf} U_t + h_{vAlf} h_{mAl} + h_{vnf} h_{vAlf}} \quad (4)$$

Les pertes sont données par la formule proposée par Klein [16]:

$$Q_{pl} = \frac{T_n - T_a}{N \left(\frac{C}{T_n} \right) \left(\frac{T_n - T_a}{N + f} \right)^{0.33} + \frac{1}{h_{vv}}} + \frac{\sigma (T_n^4 - T_a^4)}{\frac{1}{\varepsilon_{n\beta} + 0.05N(1 - \varepsilon_{n\beta})} + \frac{2N + f - 1}{\varepsilon_{v\beta}} - N} \quad (5)$$

Cette équation est valable pour:

$$47^\circ\text{C} < T_n < 147^\circ\text{C}; \quad -13^\circ\text{C} < \varepsilon_{v\beta} < 37^\circ\text{C}; \quad 0.1 < \varepsilon_{vb} < 0.95;$$

$$V_v < 10 \text{ m/s}; \quad 1 < N < 3 \quad \text{et} \quad 0 < \beta < 90^\circ$$

où, N est le nombre de couvertures en verre, et f est le facteur correctif tenant compte de l'effet du vent, ce dernier s'exprime par:

$$f = (1 - 0.04 \cdot h_{vv} + 0.0005 \cdot h_{vv}^2) (1 + 0.091 \cdot N)$$

$$C = 365.9 \times (1 - 0.0088 \beta + 0.00012 \beta^2)$$

En conclusion, les pertes U_t sont données par:

$$U_t = \frac{Q_{pl}}{T_n - T_a} \quad (6)$$

Pour $0 < \beta < 90^\circ$, le coefficient de pertes à l'arrière du collecteur est:

$$U_b = \frac{1}{\frac{e_{is}}{\lambda_{is}} + \frac{e_b}{\lambda_b} + \frac{1}{h_{vv}}} \quad (7)$$

La température de l'air à la sortie du capteur solaire peut être obtenue à partir du bilan énergétique des différents échanges thermiques [16]:

$$\frac{T_{fs} - T_a - S/U_L}{T_{fe} - T_a - S/U_L} = \exp\left(-\frac{U_L \cdot l \cdot F' \cdot L}{\dot{m} \cdot C_p}\right) \quad (8)$$

Les températures moyennes de l'absorbeur et de la plaque arrière sont obtenues en résolvant les équations du bilan énergétique de ces plaques, on obtient ainsi:

$$T_n = \frac{(1 + \text{fact}) \times T_f + \frac{Q_u}{h_{\text{vnf}}} - T_{A1}}{\text{fact}} \quad (9)$$

$$T_{A1} = T_f + \frac{h_{\text{mA1}} (\tau_v \alpha_n) I_0 - (T_f - T_a) (U_t U_b + U_b h_{\text{vAlf}} + h_{\text{mA1}} (U_t + U_b))}{(U_t + h_{\text{mA1}} + h_{\text{vAlf}}) \cdot (U_b + \text{fact} \cdot h_{\text{vAlf}} + h_{\text{mA1}}) - h_{\text{mA1}}^2} \quad (10)$$

Où $\text{fact} = 1 + \frac{A_{\text{ch}}}{A}$

Et la surface totale des chicanes est calculée comme suit:

$$A_{\text{ch}} = n b_t \times \pi (2 h R + R^2)$$

La température moyenne de l'air est donnée par Klein [16]:

$$T_f = T_{fe} + \frac{Q_u / A}{U_L F_R} \cdot \left(1 - \frac{F_R}{F'} \right) \quad (11)$$

Le coefficient de transfert thermique par rayonnement entre la face inférieure de l'absorbeur et la plaque en aluminium, où les températures T_n et T_{A1} sont exprimées en Kelvin, donné par [17] s'écrit:

$$h_r = \sigma (T_n - T_{A1}) \left(T_n^2 - T_{A1}^2 \right) / \left(\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1 \right) \quad (12)$$

ε_1 , ε_2 représentent l'émissivité du milieu 1 et le milieu 2.

Ainsi, le nombre de Nusselt se calcule:

$$h_{\text{vnf}} = h_{\text{vAlf}} = \frac{\text{Nu} \lambda_f}{D_H}; \quad \text{Re} = \frac{V_f D_h}{\nu_f} \quad (13)$$

Pour calculer le coefficient de transfert convectif moyen, nous avons utilisé la corrélation de Parker [18], valable pour un capteur sans chicanes et dont le choix se justifie par le fait que cette corrélation s'étend sur tous les domaines du nombre de Reynolds. Elle s'exprime comme suit:

$$\text{Nu} = 0.344 \times \text{Re}^{0.35} \quad \text{pour} \quad 100 < \text{Re} < 2100$$

$$\text{Nu} = 1.68 \times 10^{-9} \times \text{Re}^{2.25} \quad \text{pour} \quad 2100 < \text{Re} < 2850$$

$$\text{Nu} = 2.55 \times 10^{-3} \times \text{Re}^{1.04} \quad \text{pour} \quad 2850 < \text{Re} < 5650$$

$$\text{Nu} = 19.8 \times 10^{-3} \times \text{Re}^{0.8} \quad \text{pour} \quad 5650 < \text{Re} < 100000$$

Pour un capteur muni de chicanes, le nombre de Nusselt est calculé par la corrélation de Zakauskas [19] qui est employée dans le cas du transfert thermique de faisceau de tubes et représente des gammes très étendues pour des chicanes disposées en rangées alignées ou en quinconces (Fig. 4). Son expression est de la forme:

$$\text{Nu}_D = \text{Pr}^{0.36} \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_w} \right)^n f_n (\text{Re}_D) \quad \text{avec} \quad n = \begin{cases} 0 & \text{pour les gaz} \\ 1/4 & \text{pour les liquides} \end{cases} \quad (14)$$

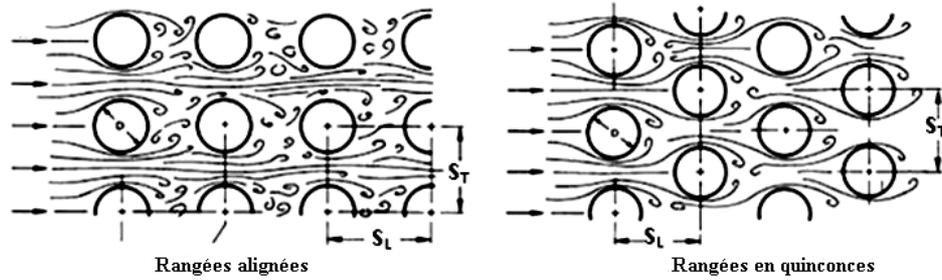


Fig. 4: Différentes dispositions des rugosités cylindriques [19]

La fonction $f_n(Re_D)$ prend, pour les diverses circonstances du régime d'écoulement et la configuration du tube, la forme suivante:

$$100 \leq Re_D \leq 10^3$$

$$\text{Rangées alignées: } f_n(Re_D) = 0.52 Re_D^{0.5} \quad (15)$$

$$\text{Rangées en quinconces: } f_n(Re_D) = 0.71 Re_D^{0.5} \quad (16)$$

$$10^3 \leq Re_D \leq 2 \times 10^5$$

$$\text{Rangées alignées: } f_n(Re_D) = 0.27 Re_D^{0.63}; S_T/S_L \geq 0.7 \quad (17)$$

Dans le cas où $S_T/S_L < 0.7$, l'échange thermique est beaucoup moins efficace. Par conséquent, des faisceaux de tubes alignés ne sont pas conçus dans cette gamme et aucune corrélation n'est donnée.

Rangées alignées:

$$f_n(Re_D) = 0.27 (S_T/S_L)^{0.2} Re_D^{0.6}; S_T/S_L \leq 0.2 \quad (18)$$

$$f_n(Re_D) = 0.40 Re_D^{0.6}; S_T/S_L > 2 \quad (19)$$

La vitesse moyenne est:

$$V_f = \frac{\dot{m}}{\rho_f A_{ca}}$$

La section du canal d'écoulement garni de chicanes est calculée comme suit:

$$A_{ca} = l \times e - N_{ch} \times H \times D \quad (20)$$

Le diamètre hydraulique est donné par:

$$D_h = \frac{2(l \times e) - N_{ch} \times H \times D}{l + e + N_{ch} \times h} \quad (21)$$

3. RESULTATS ET DISCUSSION

Les résultats issus du modèle étudié comme ils sont montrés sur les figures 5, 6, 7 et 8, traduisant l'évolution des températures de sortie pour les trois configurations étudiées (sans chicanes, avec chicanes en rangées alignées et avec chicanes disposées en quinconces) et pour différents débits. Ils montrent le gain apporté par adjonction de ces obstacles comme par exemple: pour un débit de 40 kg/h, on a 77 °C pour une plaque sans chicanes, 83 °C pour une plaque avec chicanes disposées en rangées alignées et 90 °C pour une plaque avec chicanes disposées en quinconces).

Le modèle utilisé pour le calcul du coefficient de transfert convectif h_{vnf} , entre l'air et l'absorbeur nous a permis le calcul de ce coefficient pour des configurations géométriques variables et puis l'utilisation de corrélations décrites par Zakauskas [19], valables pour une plaque garnie d'obstacles cylindriques placées perpendiculairement à l'écoulement pour différentes valeurs du nombre de Reynolds correspondant aux différents débits, et avec différentes dispositions des chicanes (rangées alignées et en quinconces).

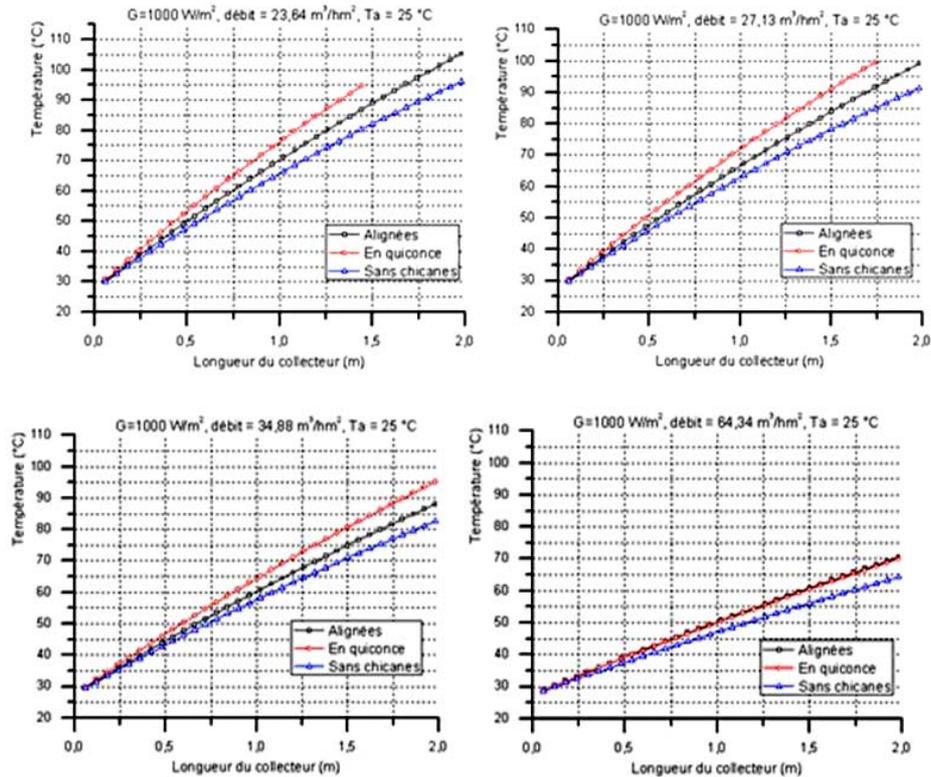


Fig. 5: Evolution de la température en fonction de la longueur du capteur

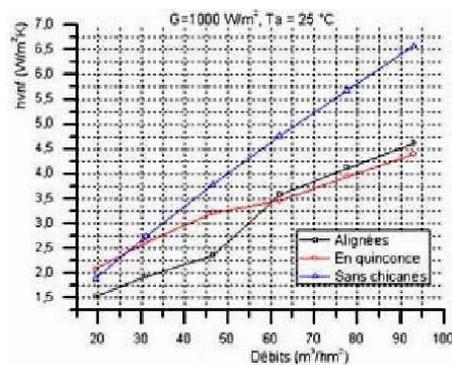


Fig. 6: Evolution du coefficient de convection air/absorbeur fonction du débit

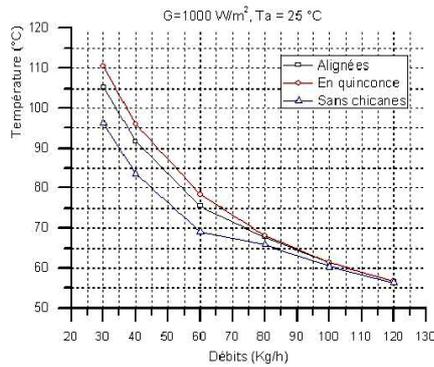


Fig. 7: Evolution de la température en fonction du débit

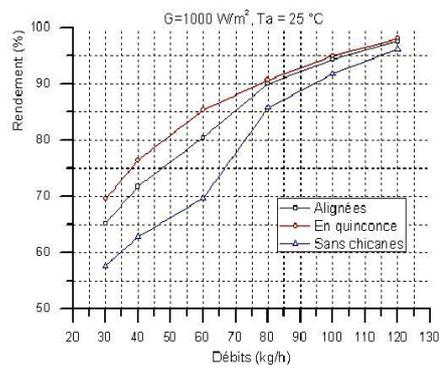


Fig. 8: Evolution du rendement en fonction du débit

4. CONCLUSION

La méthode pas à pas a été choisie pour évaluer les performances de tous les composants le long du capteur solaire, tout en étudiant trois configurations (sans chicanes, avec chicanes alignées et avec chicanes disposées en quinconces).

Les résultats obtenus traduisent clairement le gain apporté par l'adjonction des rugosités artificielles de forme cylindrique. Le rendement du capteur augmente avec le débit comme le montrent les courbes de la figure 6. On conclut que le rendement est beaucoup plus élevé pour un capteur garni de chicanes dans sa veine d'air mobile que dans le cas d'un capteur lisse.

Différents types de chicanes sont testées. L'amélioration apportée est à titre d'illustration de 15 % pour un débit de 35 m³/h.m².

NOMENCLATURE

A : Surface de captation du capteur plan à air (m²)

A_{ch} : Surface totale des chicanes (m²)

h : Hauteur de chicane (m)

D_H : Diamètre hydraulique (m)

e : Epaisseur de la veine d'air mobile (m)

L : Longueur du capteur (m)

l : Largeur du capteur (m)

N_{ch} : Nombre de chicanes par rangée

D : Diamètre de chicane (m)

e_{is} : Epaisseur de l'isolant arrière (m)

e_b : Epaisseur du bois (m)

h_{mv} : Coefficient de transfert radiatif entre l'absorbeur et la vitre (W/m²K)

h_{vv} : Coefficient de transfert convectif dû au vent (W/m²K)

A_{ca} : Section du canal d'écoulement garni de chicanes (m²)

F' : Coefficient d'efficacité local de transfert air - absorbeur

F_R : Coefficient global de transfert air - absorbeur

I_0 : Flux global reçu par le capteur plan à air (W/m²)

h_{mA1} : Coefficient de transfert radiatif entre l'absorbeur et la plaque aluminium (W/m²K)

\dot{m} : Débit d'air massique (kg/s)

h_{vAlf} : Coefficient de transfert convectif entre la plaque d'aluminium et l'air (W/m²K)

h_{vnat} : Coefficient de perte par conduction - convection naturelle entre l'absorbeur et la vitre (W/m²K)

h_{vnt} : Coefficient de transfert convectif entre l'absorbeur et l'air (W/m^2K)	Q_u : Quantité de chaleur utile récupérée (W/m^2)
N : Nombre de vitrages	Q_{pl} : Quantité de chaleur perdue à l'avant (W/m^2)
T_a : Température ambiante ($^{\circ}C$)	T_{fs} : Température de l'air à la sortie du capteur ($^{\circ}C$)
T_{Al} : Température, plaque d'aluminium placée dans la veine d'air mobile du capteur	T_f : Température moyenne de l'air dans la veine d'air mobile du capteur ($^{\circ}C$)
T_{fe} : Température de l'air à l'entrée du capteur ($^{\circ}C$)	T_n : Température moyenne de l'absorbeur
T_v : Température de la vitre ($^{\circ}C$)	U_t : Coefficient des pertes thermiques à l'avant de l'absorbeur (W/m^2K)
U_b : Coefficient des pertes thermiques à l'arrière de l'absorbeur (W/m^2K)	V_v : Vitesse du vent (m/s)
U_L : Coefficient global pertes thermiques entre l'absorbeur et l'air ambiant (W/m^2K)	
V_f : Vitesse de l'air dans la veine d'air mobile (m/s)	
Nombres adimensionnels	Re : Reynolds
Nu : Nusselt	Pr : Prandtl

Lettres grecques

α_n : Coefficient d'absorption de l'absorbeur	ε_{Al} : Emissivité de la plaque d'aluminium
α_v : Coefficient d'absorption de la vitre	ε_{nAl} : Emissivité de l'absorbeur vers la surface en aluminium
β : Angle d'inclinaison du capteur	ε_b : Emissivité du vitrage
ε_{nmAl} : Emissivité de l'absorbeur peint en noir mat	λ_f : Conductibilité de l'air (W/mK)
λ_i : Conductibilité de l'isolant (W/mK)	λ_b : Conductibilité du bois (W/mK)
ν_f : Viscosité cinématique de l'air (m^2/s)	ν_f : Viscosité dynamique de l'air (kg/ms)
ρ_b : Masse volumique du bois (kg/m^3)	ρ_f : Masse volumique de l'air (kg/m^3)
η : Rendement thermique du capteur plan à air (%)	σ : Constante de Stephan-Boltzmann, (W/m^2K^4)
τ_v : Coefficient de transmission du vitrage	

REFERENCES

- [1] H.M. Yeh, C.D. Ho and C.Y. Lin, 'The Influence of Collector Aspect Ratio on the Collector Efficiency of Baffled Solar Air Heaters', *Energy*, Vol. 23, N°1, pp. 11 – 16, 1998.
- [2] H.M. Yeh, C.D. Ho and C.Y. Lin, 'Effect of Collector Aspect Ratio on the Collector Efficiency of Upward Type Baffled Solar Air Heaters', *Energy Conversion and Management*, Vol. 41, N°9, pp. 971 – 781, 2000.
- [3] K. Aoues, M. Zellouf, A. Labeled, A. Moumami et N. Moumami, 'Etude Thermique d'un Capteur Solaire Plan à Air Muni de Rugosités Artificielles dans la Veine d'Air Mobile', Conférence Internationale sur les Energies Renouvelables, ICRE'07, Béjaïa, 25 - 27 Novembre 2007.
- [4] A. Moumami, N. Moumami, N. Chouchane et M.T. Bouziane, 'Optimisation des Performances Thermiques', Journées d'Etudes Nationales de Mécanique, JENM 05, Ouargla, 15 - 16 Mars, 2005.
- [5] N. Moumami, S. Youcef-Ali, A. Moumami and J.Y. Desmons, 'Energy Analysis of a Solar Air Collector with Rows of Fins', *Renewable Energy*, Vol. 29, pp. 2053 – 2064, 2004.

- [6] S. Youcef-Ali, N. Moumami, J.Y. Desmons, A. Abene, H. Messaoudi and M. Leray, 'Numerical and Experimental Study of Dryer in Forced Convection', International Journal of Energy Research, Vol. 25, pp. 537 – 553, 2001.
- [7] A. Hachemi, 'Optimisation des Performances Thermiques des Capteurs Plans à Air', Thèse de Doctorat, Université de Valenciennes, 1992.
- [8] H. Ammari, 'A Mathematical Model of Thermal Performance of a Solar Air Heater with Slats', Renewable Energy, Vol. 28, N°10, pp. 1597 – 1615, 2003.
- [9] A.L. London and R.K. Shah, 'Offset Rectangular Plate-Fin Surfaces-Heat Transfer and Flow Friction Characteristics', Journal of Engineering Power, Vol. 90, pp. 218 – 228, 1968.
- [10] A.R. Wieting, 'Empirical Correlations for Heat Transfer and Flow Friction Characteristics of Rectangular Offset-Fin Plate-Fin Heat Exchangers', International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 97, pp. 488 – 490, 1975.
- [11] H.M. Joshi and R.L. Webb, 'Heat Transfer and Friction in the Offset Strip-Fin Heat Exchanger', International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 30, N°1, pp. 69 – 84, 1987.
- [12] S. Hu and K.E. Herold, 'Prandtl Number Effect on Offset Fin Heat Exchanger Performance: Predictive Model for Heat Transfer and Pressure Drop', International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 38, N°6, pp. 1043 – 1051, 1995.
- [13] S. Hu and K.E. Herold, 'Prandtl Number Effect on Offset Fin Heat Exchanger Performance: Experimental Results', International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 38, N°6, pp. 1053 – 1061, 1995.
- [14] N.C. Dejong, L.W. Zhang, A.M. Jacobi, S. Balachandar and D.K. Tafti, 'A Complementary Experimental and Numerical Study of the Flow and Heat Transfer in Offset Strip-Fin Heat Exchangers', Journal of Heat Transfer, ASME, Vol. 120, pp. 690 -698, 1998.
- [15] S. Youcef-Ali and J.Y. Desmons, 'Numerical and Experimental Study of Solar Equipped with Offset Rectangular Plate Fin Absorber Plate', Renewable Energy, Vol. 31, N°13, pp. 2063 – 2075, 2006.
- [16] J.A. Duffie and W.A. Beckman, 'Solar Engineering of Thermal Processes', 2nd Ed. New York, Wiley, 1991.
- [17] J.A. Saccadura, 'Initiation aux Transferts Thermiques', Cast. INSA of Lyon, Paris, Technique et Documentation, 1980.
- [18] N. Moumami, 'Prévisions Systématiques et Optimisation des Performances des Capteurs Solaires Plans à Air dans Divers Sites de Climats Sahariens et Méditerranéens', Thèse de Doctorat, Université de Valenciennes, France, 1994.
- [19] J.H. Lienhard IV and J.H. Lienhard V, 'A Heat Transfer Textbook', 3rd Ed. Phlogiston Press, Cambridge, Massachusetts, USA, 2003.

Annexe 3 :

Amélioration des performances thermiques d'un capteur solaire plan à air:
Etude expérimentale dans la région de Biskra.

Amélioration des performances thermiques d'un capteur solaire plan à air: Etude expérimentale dans la région de Biskra

K. Aoues*, N. Moummi, M. Zellouf,
A. Moummi, A. Labeled, E. Achouri et A. Benchabane

Laboratoire de Génie Mécanique, Université Mohamed Khider
B.P. 145, Biskra, Algérie

(reçu le 25 Mars 2009 - accepté le 21 Juin 2009)

Abstract - This paper presents the results of an experimental investigation of the performance of a flat plate air solar collector outfitted with artificial roughness of different forms and different arrangements. A complete collector test facility equipped with data acquisition system has been assembled and tested for this purpose. A flat plate solar collector, of 1.74 m² area has been designed and constructed. The adapted artificial roughness unit is structured from fin galvanized metal. Four configurations with two forms (model-1 and model-2) of artificial roughness and two arrangements (A and B) are combined (A1, A2, B1 and B2) and tested. The flat plate air solar collector was mounted on a stand facing south at an inclination angle, and they were tested in the environmental conditions. The experimental setup was instrumented for the measurement of solar radiation, ambient temperature, outlet and inlet air temperature, air flow rate and wind velocity.

Résumé - Nous présentons dans cet article, une série de tests expérimentaux menés sur un capteur solaire plan, d'une surface de captation de 1.74 m², conçu au laboratoire et expérimenté dans la région de Biskra. L'installation expérimentale complète comprend la mesure du rayonnement solaire global, la vitesse du vent, le débit d'air et les températures ambiante et de l'air à l'entrée et à la sortie. Afin d'optimiser les performances thermiques, le capteur a été garni dans sa veine d'air dynamique de rugosités artificielles de différentes formes (model-1 et model-2) et différents arrangements (A et B). Le capteur solaire a été orienté face au sud, incliné d'un angle égale à la latitude de Biskra et soumis aux conditions environnementales. Ainsi, cette étude comparative a abouti au choix d'une configuration, parmi les quatre étudiées, permettant d'obtenir le meilleur rendement du capteur.

Mots clés: Capteur solaire plan à air - Transfert thermique - Convection forcée - Rugosités artificielles.

1. INTRODUCTION

Les applications thermiques de l'énergie solaire, telles que le dessalement, le séchage des produits agro alimentaires et le chauffage des habitations ou de l'eau sanitaire, exigent de la part des collecteurs des rendements élevés.

Cette performance peut être atteinte en optimisant d'une part, les coefficients de transfert convectifs entre la plaque absorbante et le fluide caloporteur et d'autre part, en réduisant les pertes thermiques à travers les différents composants du capteur solaire.

* aoues_kamel@yahoo.fr

Dans le but de contribuer en majeure partie à l'optimisation des performances de ces systèmes, on introduit dans la veine d'air mobile des obstacles métalliques minces assimilés à des rugosités artificielles dites chicanes. L'emplacement de ces rugosités artificielles, sous différentes formes et géométries sur la surface d'échange entre l'air et l'absorbeur a été recommandé par plusieurs chercheurs [1-5].

Le rôle de ces rugosités artificielles est résumé dans un double aspect favorisant le transfert thermique au fluide caloporteur: i) elles permettent de rendre l'écoulement turbulent à proximité de la plaque chaude, ii) et prolongent le parcours du fluide caloporteur.

De nombreuses études ont été menées afin de valoriser l'effet des différentes géométries des rugosités artificielles sur le transfert thermique et le facteur de frottement dans la veine d'air mobile.

Nous citons ici quelques exemples types [6-11].

Prasad *et al.* [6] ont utilisé un fil de petit diamètre dans un capteur solaire à air pour augmenter le taux de transfert.

Ye-Di Liu *et al.* [7] ont pu perfectionner l'échange thermique dans un capteur solaire à air en fixant les surfaces d'obstacles sur la plaque absorbante.

Ouard [8] a dédié son travail de thèse de doctorat à l'optimisation des formes et des dispositions des obstacles dans la veine dynamique d'air.

De même, Moummi *et al.* [9] et Youcef-Ali *et al.* [10] ont présenté une analyse assez explicite du bilan énergétique d'un capteur solaire plan à air muni de rangées des obstacles minces.

Par ailleurs, nous avons montré dans un travail antérieur [11], à travers une étude théorique, que les rugosités artificielles de forme cylindrique peuvent apporter une amélioration remarquable sur les performances thermiques d'un capteur solaire plan à air.

Ainsi, nous présentons dans le présent article, une analyse théorique et une étude expérimentale sur un capteur solaire plan à air. Le canal d'écoulement d'air est garni d'un ensemble de rangées d'obstacles minces soudées sur la plaque arrière placée sur l'isolant. Le but est: i) de mettre en évidence l'influence de la géométrie de passage du fluide caloporteur sur les performances thermiques du capteur solaire et ii) d'aboutir aux meilleures formes et dispositions d'obstacles.

2. DESCRIPTION DU DISPOSITIF EXPERIMENTAL

Le capteur solaire étudié est conçu et réalisé au laboratoire. Il s'agit d'un capteur plan à air à simple passe d'une surface de captation égale à $1,74 \text{ m}^2$, d'une longueur $L_c = 1.95 \text{ m}$ et d'une largeur $l_c = 0.89 \text{ m}$, (Fig. 1).

Nous résumons les principaux composants du capteur comme suit:

- Une seule couverture transparente de verre d'épaisseur 5 mm.
- Une plaque absorbante mince en acier galvanisé peinte en noir mat avec une épaisseur de 0.4 mm.
- La hauteur entre la couverture transparente et la plaque absorbante est égale à 25 mm.

- La veine d'air dynamique d'une hauteur de 25 mm est comprise entre la plaque absorbante (corps noir) et une plaque inférieure en acier galvanisé placée sur l'isolant.
- L'isolation arrière est assurée grâce à une feuille de polystyrène de 40 mm d'épaisseur et puis elle est assurée également par le boîtier en bois de 5 mm d'épaisseur.

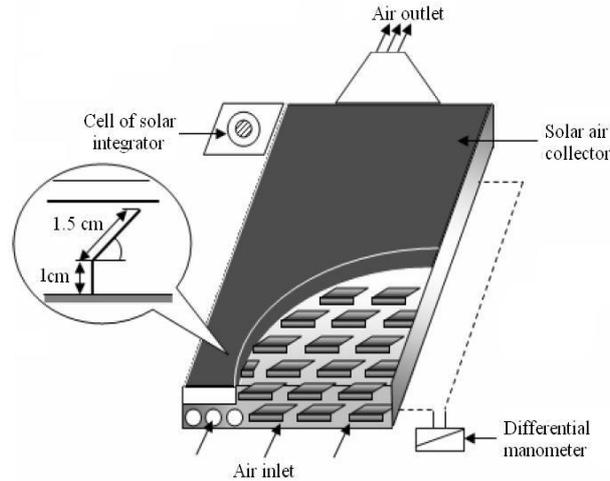


Fig. 1: Schéma du dispositif expérimental

En outre, la veine d'air dynamique est équipée de rangées d'obstacles métalliques minces soudées perpendiculairement à l'écoulement sur la plaque inférieure placée au-dessus de l'isolant (Fig. 1). Ces obstacles ont deux formes différentes (model-1 et model-2) où la différence entre les deux réside dans la partie inclinée d'angle α , respectivement égale à 60° et 120° (Fig. 2).

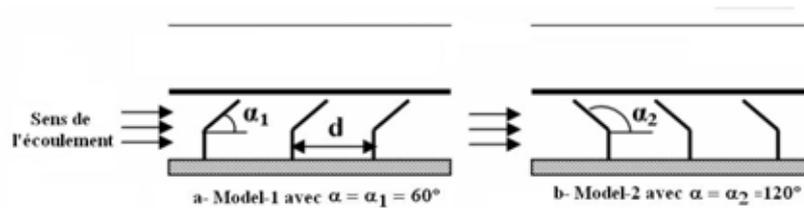


Fig. 2: Schéma descriptif des chicanes

Ainsi, ces obstacles ont été mis en place et espacés d'une distance (d) suivant deux configurations, A et B, respectivement à $d = 10$ et $d = 5$ cm (fig. 2). Les deux configurations, A et B, se différencient donc par le nombre de rangées (de chicanes), respectivement égale à 152 et 256 chicanes.

3. ANALYSE THEORIQUE

Les capteurs solaires fonctionnent dans les états équilibrés (régime thermique établi). Dans ces conditions, les performances d'un capteur solaire sont décrites par le bilan énergétique global suivant:

$$\varphi_{sa} = \varphi_u + \varphi_p + \varphi_{st} \quad (1)$$

En négligeant l'énergie thermique stockée dans les différents composants du capteur (inertie thermique), on obtient:

$$\varphi_{sa} = \varphi_u + \varphi_p \quad (2)$$

La quantité d'énergie utile à l'échauffement du fluide caloporteur extraite de la chaleur récupérée par un capteur solaire peut être exprimée par:

$$Q_u = \dot{m} \cdot C_p \cdot (T_{fs} - T_{fe}) \quad (3)$$

En introduisant le coefficient de pertes totales vers la face avant du collecteur U_L (pertes entre l'absorbeur et l'air ambiant), le gain d'énergie utile fourni par le collecteur peut être exprimé par [12].

$$Q_u = S_{abs} \cdot F_R \cdot (I_G (\tau_v \alpha_{abs}) - U_L (T_{fe} - T_a)) \quad (4)$$

Où, F_R est le facteur de conductance de l'absorbeur donné par:

$$F_R = \frac{\dot{m} \cdot C_p}{S_{abs} \cdot U_L} \left[1 - \exp\left(-\frac{F' \cdot U_L \cdot S_{abs}}{\dot{m} \cdot C_p}\right) \right] \quad (5)$$

Le coefficient d'efficacité local de transfert air-absorbeur F' et le coefficient de pertes totales U_L sont obtenus à partir des bilans énergétiques de l'absorbeur, du fluide caloporteur et de la plaque absorbante:

$$F' = \frac{h_{abs-f} (U_b + S_{sup} \cdot h_{rabs-pl} + h_{rabs-pl} + S_{sup} \cdot h_{abs-f})}{(U_t + h_{rabs-pl} + h_{abs-f}) \cdot (U_b + S_{sup} \cdot h_{abs-f} + h_{rabs-pl}) - h_{rabs-pl}^2} \quad (6)$$

$$U_L = \frac{(U_t + U_b) (S_{sup} \cdot h_{abs-f}^2 + h_{abs-f} \cdot h_{rabs-pl} + S_{sup} \cdot h_{rabs-pl} \cdot h_{rabs-pl}) + U_b U_t (S_{sup} + 1) \cdot h_{abs-f}}{h_{abs-f} h_{rabs-pl} + S_{sup} \cdot h_{abs-f} U_t + S_{sup} \cdot h_{abs-f} h_{rabs-pl} + S_{sup} h_{abs-f}^2} \quad (7)$$

Où, le facteur S_{sup} représente la surface d'échange thermique supplémentaire des rugosités artificielles, qui sont supposées à la température de la plaque arrière, tel que:

$$S_{sup} = 1 + \frac{S_{ch}}{S_{abs}} \quad (8)$$

Dont S_{ch} représente la surface totale des chicanes, calculée comme suit:

$$S_{ch} = n_l \cdot (a_{ch} \cdot b_{ch}) \quad (9)$$

Pour une ou plusieurs couvertures, l'équation donnée ci-dessous est employée pour le calcul de U_t [12].

$$U_t = \left[\frac{N}{\frac{C}{T_{abs}} \left[\frac{(T_{abs} - T_a)}{(N+f)} \right]^e + h_w} \right]^{-1} + \left[\frac{\sigma \cdot (T_{abs} + T_a) \cdot (T_{abs}^2 + T_a^2)}{(\varepsilon_{abs} + 0,00591 \cdot N h_w)^{-1} + \frac{2N+f-1+0.133\varepsilon_{abs}-N}{\varepsilon_v}} \right] \quad (10)$$

$$\text{où: } f = (1 + 0.089 h_w - 0.1166 h_w \varepsilon_{abs}) \cdot (1 + 0.07866 N)$$

$$C = 520 \left(1 - 0.000051 \beta^2 \right)$$

$$e = 0.430 \left(\frac{1-100}{T_{abs}} \right)$$

Pour $0 < \beta < 90^\circ$, le coefficient des pertes à l'arrière du collecteur est donné par:

$$U_b = \left(\frac{1}{\frac{e_{is}}{\lambda_{is}} + \frac{e_b}{\lambda_b} + \frac{1}{h_{vv}}} \right) \quad (11)$$

Le rendement du capteur solaire, définie comme étant le rapport entre la quantité d'énergie utile récupérée et le rayonnement global incident, est donné par:

$$\eta = \frac{Q_u}{I_G \cdot S_{abs}} \quad (12)$$

qui s'écrit:

$$\eta = \frac{\dot{m} \cdot C_P (T_{fs} - T_{fe})}{I_G \cdot S_{abs}} \quad (13)$$

A partir des équations (12) et (4), on obtient:

$$\eta = F_R (\tau_v \cdot \alpha_{abs}) - F_R U_L \frac{(T_{fe} - T_a)}{I_G} \quad (14)$$

Les termes $F_R (\tau_v \cdot \alpha_{abs})$ et $F_R U_L$ sont deux quantités très significatifs pour l'utilisation du modèle pratique simple du collecteur solaire. Elles représentent respectivement le taux d'énergie absorbée et le taux d'énergie perdue.

Le coefficient de transfert thermique par rayonnement entre la plaque absorbante et la plaque inférieure placée sur l'isolant arrière est donné par [14] :

$$h_r = \frac{\sigma (T_{abs} - T_{pl}) \cdot (T_{abs}^2 + T_{pl}^2)}{\left(\frac{1}{\varepsilon_{abs}} + \frac{1}{\varepsilon_{pl}} - 1 \right)} \quad (15)$$

En ce qui concerne la convection forcée, le coefficient moyen de transfert thermique est calculé comme suit:

$$h_{\text{abs-f}} = h_{\text{pl-f}} = \frac{\text{Nu} \lambda_f}{D_h} \quad (16)$$

Où le nombre de Reynolds est donné par:

$$\text{Re} = \frac{V_f \cdot D_h}{\nu_f} \quad (17)$$

La vitesse moyenne est:

$$V_f = \frac{\dot{m}}{\rho_f S_f} \quad (18)$$

La section du canal d'écoulement garni de chicanes est calculée comme suit:

$$S_f = l_c \cdot e - n_2 \cdot (a_{\text{ch}} \cdot b_{\text{ch}}) \quad (19)$$

Le diamètre hydraulique est donnée par:

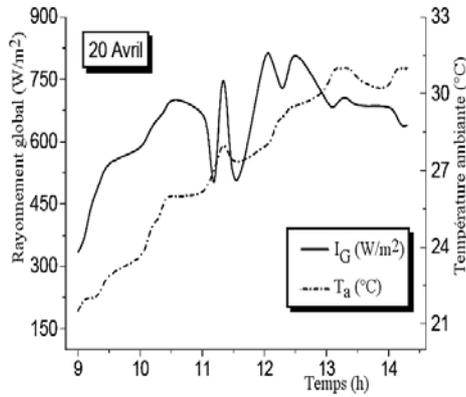
$$D_h = \frac{4 \cdot [(l_c \cdot e) - n_1 \cdot (a_{\text{ch}} \cdot b_{\text{ch}})]}{2 \cdot (l_c + e) + (n_2 - l_c) \cdot a_{\text{ch}}} \quad (20)$$

4. RESULTATS ET DISCUSSIONS

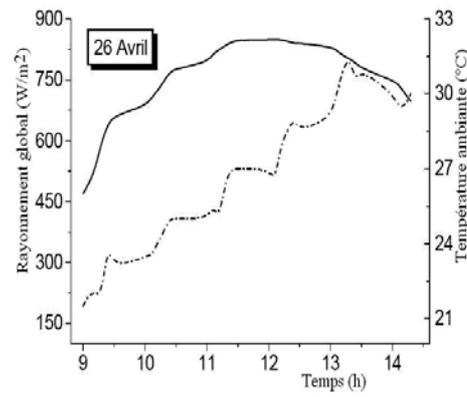
Dans une série d'expériences entreprises au laboratoire de génie mécanique à l'université de Biskra, des résultats expérimentaux ont été obtenus à partir des tests réalisés sur les quatre configurations proposées.

La figure 3 illustre l'évolution de l'ensoleillement global I_G et de la température ambiante T_a durant les quatre journées des mesures prises (20 Avril, 26 Avril, 13 Mars et 04 Juin 2008). Pour ces quatre journées, nous avons testé les 4 configurations proposées (configuration A1, A2, B1 et B2) avec un débit fixe $G = 149.74 \text{ kg/h}$.

Les résultats obtenus montrés sur la figure 3 sont données pour une inclinaison du capteur $\beta = 34.8^\circ$.



Configuration A1



Configuration A2

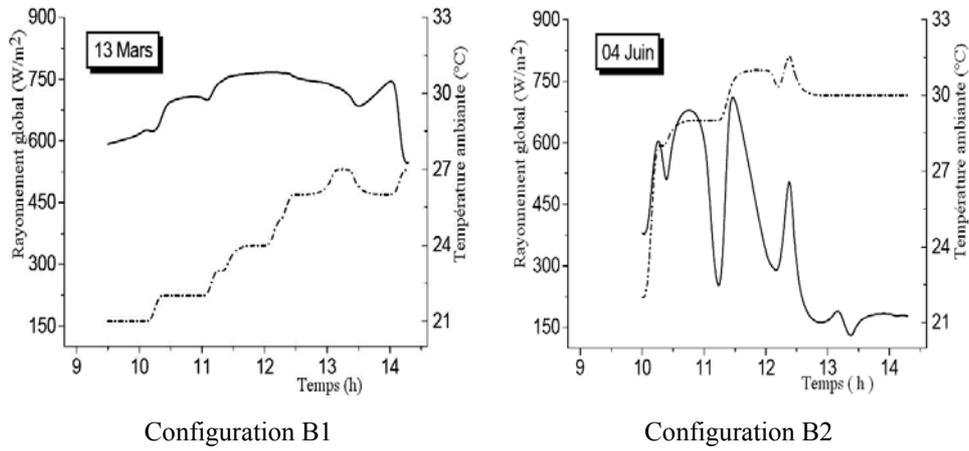
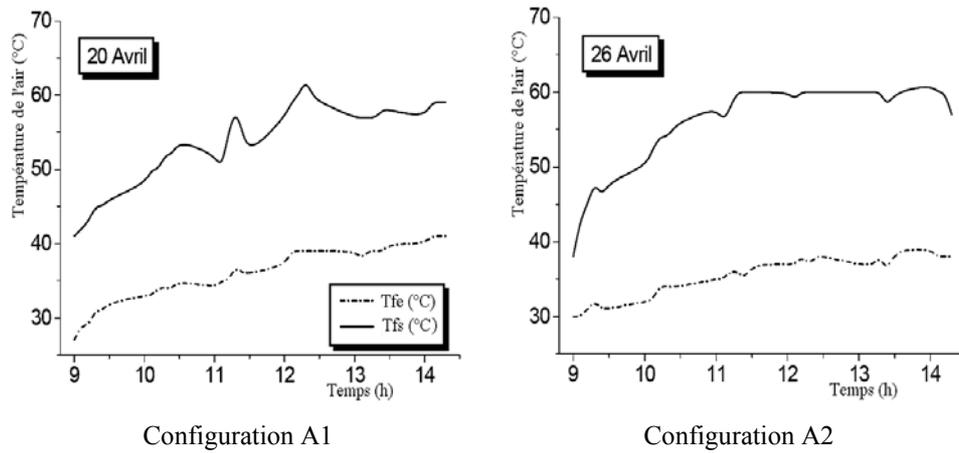


Fig. 3: Evolution du rayonnement global et de la température ambiante en fonction du temps

Dans la figure 4, sont données les courbes relatives à l'évolution de la température de l'air à l'entrée T_{fe} et à la sortie du capteur T_{fs} pour les quatre configurations étudiées durant les quatre journées des tests.

Nous remarquons que l'évolution de ces deux paramètres est très sensible à la variation de l'ensoleillement et que par conséquent l'inertie thermique du collecteur ne compense pas les chutes dues aux fluctuations du rayonnement solaire incident.



L'écart entre la température à l'entrée et celle à la sortie du collecteur traduit pour les configurations étudiées l'énergie extraite en fonction de l'intensité du rayonnement global incident. Cet écart est conservé tant que le rayonnement incident existe.

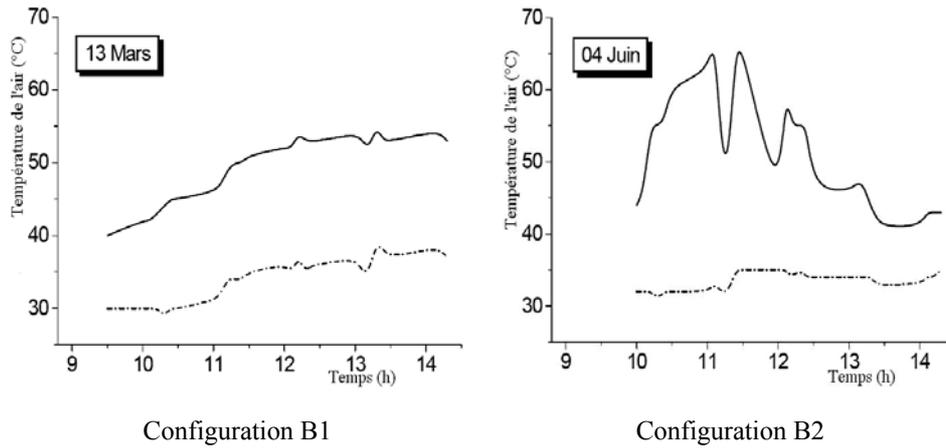


Fig. 4: Evolution de la température de l'air à l'entrée et à la sortie du capteur en fonction du temps

Le **Tableau 1**, regroupe quelques valeurs des mesures et résultats des calculs pour les quatre configurations étudiées.

Tableau 1: Données expérimentales et résultats des calculs

Conf.	Temps (h)	I_G (W/m ²)	T_a (°C)	T_{fe} (°C)	T_{fs} (°C)	$\frac{(T_{fe} - T_{fs})}{I_G}$	η (%)
A1	11h40	738	28	36	55	0.0108	56.06
A2	10h30	746	24.5	34	54	0.0127	55.67
B2	11h30	743	23	34e	50	0.0148	55.11
B1	11h50	739	31	35	66	0.0054	57.80

La figure 5, représente les variations du rendement du capteur solaire étudié pour les 4 configurations proposées (configuration A1, A2, B1, B2) en fonction du paramètre réduit $\frac{(T_{fe} - T_{fs})}{I_G}$.

Car dans les conditions de fonctionnement variables, telles que le rayonnement solaire incident, la température ambiante et la vitesse du vent, il est plus pratique d'exprimer le rendement des collecteurs solaires sous la forme donnée par l'équation (14), qui peut être représentée par la ligne d'interception $F_R (\tau_v \cdot \alpha_{abs})$ et la pente $-F_R U_L$.

La meilleure configuration est celle qui donne la valeur du rendement la plus grande qui est pour notre cas la configuration (B1).

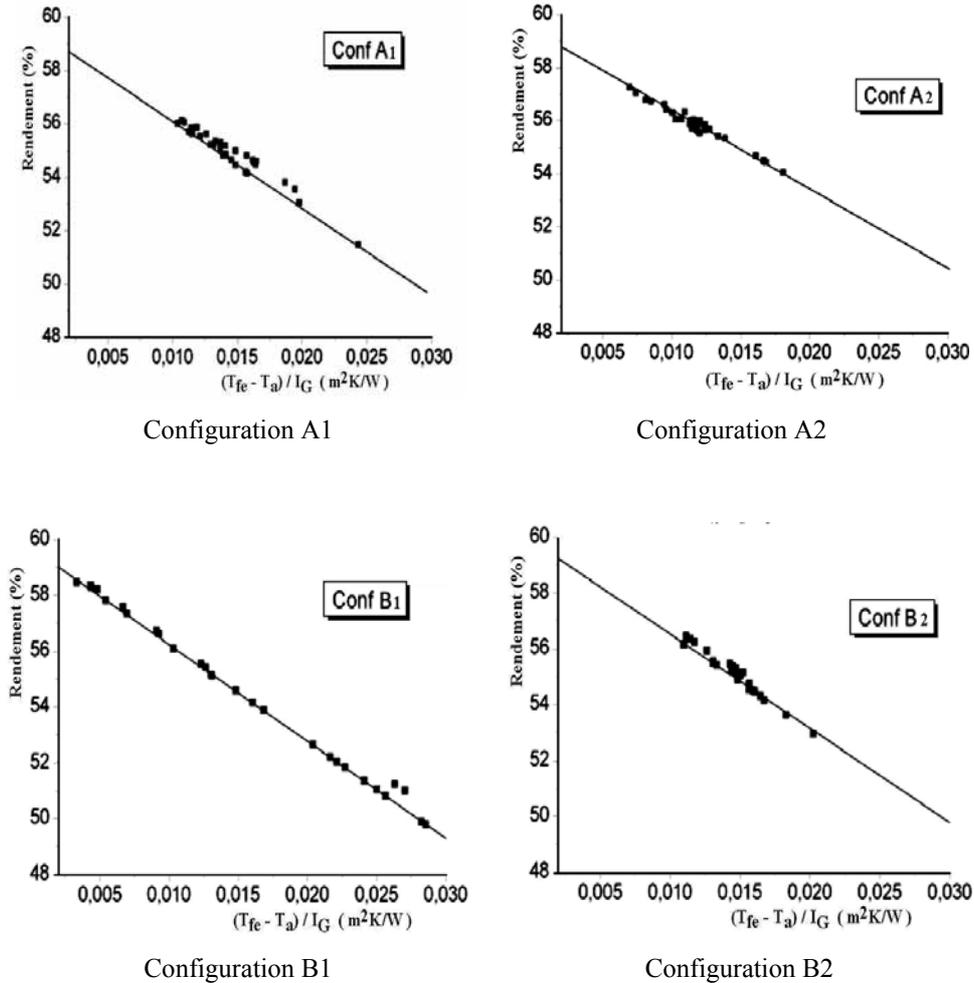


Fig. 5: Variation du rendement en fonction du paramètre réduit $(T_{fe}-T_a)/I_G$

Ces expressions montrent bien que la configuration B1 (37 rangées de chicane du modèle-1) présente les meilleurs résultats; $F_R (\tau_v \cdot \alpha_{abs}) = 0.576$ taux du gain en chaleur le plus élevé et $F_R U_L = 5.160$ taux de pertes le plus bas d'où un rendement de 58.47 %.

Il est important de signaler également que les chicanes du modèle-1 ($\alpha = 60^\circ$) placées dans les configurations (A1 et B1) ont les meilleurs résultats par comparaison à ceux des configurations (A2 et B2) qui sont des chicanes du modèle-2 ($\alpha = 120^\circ$).

Ceci peut s'expliquer par le fait que les chicanes du modèle-1 inclinées d'un angle aigu ($\alpha = 60^\circ$) permettent l'orientation du fluide caloporteur en écoulement vers la plaque absorbante, d'où l'augmentation de l'échange convectif. Par contre les chicanes du modèle-2 orientent le fluide caloporteur vers la plaque inférieure.

4. CONCLUSION

Dans cette étude, un capteur solaire plan à air a été réalisé et testé au laboratoire dans la région de Biskra. Quatre configurations ont été étudiées avec deux formes d'obstacles (modèle-1 et modèle-2) et deux arrangements de ces obstacles (A et B), placés dans la veine d'air d'écoulement de l'air.

Ce travail expérimental apporte une contribution à l'étude de l'optimisation des capteurs solaires plans à air qui constituent le deuxième volet des convertisseurs de l'énergie solaire à côté des capteurs solaires à eau.

L'adjonction de ces obstacles dans le parcours offert au fluide caloporteur permet l'augmentation de l'échange thermique avec l'absorbeur. Il a été établi que la géométrie de passage dans la section droite perpendiculaire à l'écoulement joue un rôle important.

Ainsi, la comparaison entre les performances des quatre configurations étudiées a abouti au choix de la configuration B1 (chicanes modèle-1) comme étant celle qui a permis d'obtenir le meilleur rendement.

NOMENCLATURE

D_h : Diamètre hydraulique (m)	e : Epaisseur de la veine d'air mobile (m)
e_{is} : Epaisseur de l'isolant arrière (m)	e_b : Epaisseur du bois (m)
F_R : Coefficient de conductance de l'absorbeur	F' : Coefficient d'efficacité local de transfert air-absorbeur
G : Débit d'air massique (kg/h)	\dot{m} : Débit d'air massique (kg/s)
$h_{rabs-pl}$: Coefficient de transfert radiatif entre l'absorbeur - la plaque arrière (W/m^2K)	h_{pl-f} : Coefficient de transfert convectif entre la plaque arrière et l'air (W/m^2K)
h_{vv} : Coefficient de transfert convectif dû au vent (W/m^2K)	h_{abs-f} : Coefficient de transfert convectif entre l'absorbeur et l'air (W/m^2K)
I_G : Flux global reçu par le capteur plan à air (W/m^2)	Q_u : Quantité de chaleur utile récupérée (W/m^2)
N : Nombre de vitrage	S_{ch} : Surface totale des chicanes (m^2)
S_{abs} : Surface du capteur solaire plan à air (m^2)	S_f : Section du canal d'écoulement garni de chicanes (m^2)
T_{pl} : Température de la plaque arrière placée sur l'isolation arrière du capteur ($^{\circ}C$)	T_{fe} : Température de l'air à l'entrée du capteur ($^{\circ}C$)
T_{abs} : Température moyenne de l'absorbeur ($^{\circ}C$)	T_{fs} : Température de l'air à la sortie du capteur ($^{\circ}C$)
T_a : Température ambiante ($^{\circ}C$)	V_v : Vitesse du vent (m/s)
U_b : Coefficient de pertes thermiques à l'arrière de l'absorbeur (W/m^2K)	U_L : Coefficient global de perte thermiques entre l'absorbeur et l'air ambiant (W/m^2K)
U_t : Coefficient de pertes thermiques à l'avant de l'absorbeur (W/m^2K)	V_f : Vitesse de l'air dans la veine d'air mobile (m/s)
Nombres adimensionnels	Re : Nombre de Reynolds
Pr : Nombre de Prandtl	Nu : Nombre de Nusselt

Lettres grecs

α_{abs} = 0.95, Coefficient d'absorptivité de l'absorbeur	α_{v} = 0.06, Coefficient d'absorptivité de la vitre
ε_{pl} = 0.25, Emissivité de la plaque d'aluminium	ε_{abs} = 0.95, Emissivité de l'absorbeur peint en noir mat
β : Angle d'inclinaison du capteur	ε_{b} = 0.93, Emissivité du vitrage
λ_{f} : Conductivité de l'air à t (W/mK)	λ_{is} : Conductivité de l'isolant (W/mK)
λ_{b} : Conductivité du bois (W/mK)	μ_{f} : Viscosité cinématique de l'air (m ² /s)
ν_{f} : Viscosité dynamique de l'air (kg/ms)	ρ_{b} = 400, masse volumique de bois (kg/m ³)
ρ_{f} : Masse volumique de l'air à l'instant t (kg/m ³)	η : Rendement thermique du capteur plan à air (%)
σ = 5.67×10^{-8} Constante de Stephan-Boltz. (W/m ² K ⁴)	

REFERENCES

- [1] R.L. Webb, E.R.G. Eckert and R.J. Goldstein, 'Heat Transfer and Friction in Tubes with Repeated Rip Roughness', International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 14, N°4, pp. 601 – 617, 1971.
- [2] K.A. Joudi and A.I. Mohamed, 'Experimental Performance of a Solar Air Heater with a 'V' Corrugated Absorber', Energy Conversion and Management, Vol. 26, N°2, pp. 193 – 200, 1986.
- [3] M.R. Zugari and J.J. Vullierne, 'Amélioration des Performances Thermiques d'un Capteur Solaire par l'Utilisation d'une Structure à Lamelles', Entropie, Vol. 29, N°176, pp. 25 – 30, 1993.
- [4] C. Choudhury and H.P. Garg, 'Performance of Air-Heating Collector with Packed Airflow Passage', Solar Energy, Vol. 50, N°3, pp. 205 – 221, 1993.
- [5] H-M. Yed, C-D. Ho and C-Y. Lin, 'The Influence of Collector Aspect Ratio on the Efficiency of Baffled Solar Air Heaters', Energy, Vol. 23, N°1, pp. 11 – 16, 1998.
- [6] K. Prasad and S.C. Mullick, 'Heat Transfer Characteristics of a Solar Air Heater used Drying Purposes', Applied Energy, Vol. 13, pp. 83 – 93, 1985.
- [7] Ye-Di Liu, L.A. Diaz and N.V. Suryanarayana, 'Heat Transfer Enhancement in Air Heating Flat-Plate Solar Collectors', Transaction on the ASME, Journal of Solar Energy Engineering, Vol. 106, pp. 385 – 363, 1984.
- [8] S. Ouard, 'Optimisation des Formes et Disposition d'Obstacles dans la Veine Mobile du Fluide des Capteurs Solaires Plans à Deux Couches d'Air en Vue de la Maximisation du Couple Rendement et Température', Thèse de Doctorat, Université de Valenciennes, France, 1989.
- [9] N. Moumami, S. Youcef-Ali, A. Moumami and J.Y. Desmons, 'Energy Analysis of a Solar Air Collector with Rows of Fins', Renewable Energy, Vol. 29, N°13, pp. 2053 – 2064, 2004.
- [10] S. Youcef-Ali and J.Y. Desmons, 'Numerical and Experimental Study of a Solar Equipped with Offset Rectangular Plate Fin Absorber Plate', Renewable Energy, Vol. 31, N°13, pp. 2063 – 2075, 2006.

- [11] K. Aouès, N. Moummi, A. Moummi, Z. Zellouf, A. Labeled and E. Achouri, '*Etude de l'Influence des Rugosités Artificielles sur les Performances Thermiques des Capteurs Solaires Plans à Air*', *Revue des Energies Renouvelables*, Vol. 11, N°2, pp. 219 – 227, 2008.
- [12] J.A. Duffie and W.A. Beckman, '*Solar Engineering of Thermal Processes*', 2nd Ed. J. Wiley, N.Y, 1991.
- [13] R.C Tiwari, A. Kumar, S.K. Gupta and G.D. Sootha, '*Thermal Performance of Flat-Plate Solar Collectors Manufactured in India*', *Energy Conversion and Management*, Vol. 31, N°4, pp. 309 – 313, 1991.
- [14] J. Saccadura, '*Initiation aux Transferts Thermiques*', Cast. INSA de Lyon, Paris, Techniques et Documentation, 1980.

Travaux publiés

This article was downloaded by: [Kamel Aoues]

On: 03 August 2011, At: 15:21

Publisher: Taylor & Francis

Informa Ltd Registered in England and Wales Registered Number: 1072954 Registered office: Mortimer House, 37-41 Mortimer Street, London W1T 3JH, UK



International Journal of Ambient Energy

Publication details, including instructions for authors and subscription information:
<http://www.tandfonline.com/loi/taen20>

Thermal performance improvement of solar air flat plate collector: a theoretical analysis and an experimental study in Biskra, Algeria

Kamel Aoues^a, Nouredine Moummi^a, Miloud Zellouf^a & Adel Benchabane^b

^a Laboratoire de Génie Mécanique, Université Mohamed Khider Biskra, B.P. 145 R.P. 07000, Biskra, Algeria

^b Département de Génie Mécanique, Université Mohamed Khider Biskra, B.P. 145 R.P. 07000, Biskra, Algeria

Available online: 02 Aug 2011

To cite this article: Kamel Aoues, Nouredine Moummi, Miloud Zellouf & Adel Benchabane (2011): Thermal performance improvement of solar air flat plate collector: a theoretical analysis and an experimental study in Biskra, Algeria, *International Journal of Ambient Energy*, 32:2, 95-102

To link to this article: <http://dx.doi.org/10.1080/01430750.2011.584469>

PLEASE SCROLL DOWN FOR ARTICLE

Full terms and conditions of use: <http://www.tandfonline.com/page/terms-and-conditions>

This article may be used for research, teaching and private study purposes. Any substantial or systematic reproduction, re-distribution, re-selling, loan, sub-licensing, systematic supply or distribution in any form to anyone is expressly forbidden.

The publisher does not give any warranty express or implied or make any representation that the contents will be complete or accurate or up to date. The accuracy of any instructions, formulae and drug doses should be independently verified with primary sources. The publisher shall not be liable for any loss, actions, claims, proceedings, demand or costs or damages whatsoever or howsoever caused arising directly or indirectly in connection with or arising out of the use of this material.

Thermal performance improvement of solar air flat plate collector: a theoretical analysis and an experimental study in Biskra, Algeria

Kamel Aoues^{a*}, Nouredine Moumami^a, Miloud Zellouf^a and Adel Benchabane^b

^aLaboratoire de Génie Mécanique, Université Mohamed Khider Biskra, B.P. 145 R.P. 07000, Biskra, Algeria;

^bDépartement de Génie Mécanique, Université Mohamed Khider Biskra, B.P. 145 R.P. 07000, Biskra, Algeria

This article presents the results of the first experimental investigation of the performance of solar air flat plate collector at Biskra (latitude 34°48'N and longitude 5°44'E), Algeria. The thermal efficiency between absorber plate and air in flat plate solar collector has been enhanced by introducing obstacle rows in the dynamic air vein of the collector. For this objective, a flat plate solar collector, of 1.73 m² area and 25 mm air gap, has been designed and constructed. These obstacles formed with two parts: first part is perpendicular to fluid flow and the second part is inclined, they are mounted in a staggered pattern, oriented perpendicular to the fluid flow and soldered to the back plate. The solar air heater was mounted on a stand facing south at inclination angle, and it was tested under the environmental conditions. Moreover, a theoretical approach is employed for determination of the thermal performances of this collector where the temperatures of all components of the collector and outlet air are predicted. Comparisons among the experimental and theoretical results considered are reported.

Keywords: solar energy; flat plate collector; obstacles; heat transfer; oriented flow

1. Introduction

Unlike other sources of energy, solar energy allows independent systems to be constructed. This solar energy possesses a thermal conversion mode which necessitates a simple technology which is adapted to the site and to the particular region for many applications. Solar energy collectors are devices employed to gain useful heat energy from incident solar radiation.

Biskra is located in a geographical area commonly called the solar belt in the south-east of Algeria (34°48'N and 5°44'E). The town of Biskra is characterised by a cold climate in winter, and heat and dryness in summer. Moumami *et al.* (2010) studied the collector's performances in various sites of different climates of Algeria.

The value of the efficiency of these collectors can be increased by increasing thermal exchange between the absorber plate and air. The application of artificial roughness in the form of different geometries on the heat transfer surface has been recommended to enhance the heat exchange by several investigators (Webb *et al.* 1971, Joudi and Mohammed 1986, Choudhury and Gary 1993, Zugary and Vullierne 1993, Yeh *et al.* 1998). The purpose of the artificial

roughness is to make the flow turbulent adjacent to the wall.

A number of studies have investigated the effect of different geometries of artificial roughness on heat transfer and friction factor in duct flows (Liu *et al.* 1984, Prasad and Mullick 1985, Ouard 1989, Moumami *et al.* 2004, Youcef-Ali and Desmons 2006, Esen 2008). Prasad and Mullick (1985) utilised a small diameter wire in a solar air heater duct to increase the transfer rate. Liu *et al.* (1984) found an enhancement of heat exchange in a solar air heater by providing extended surfaces on plate absorber. Ouard (1989) studied the optimisation of the forms and dispositions of obstacles in dynamic air vein. Moumami *et al.* (2004) analysed the energy of a solar air collector with rows of fin obstacles. Ben Slama (2007) compared the results to introduction of baffles to favour the heat transfer in the air solar collectors. Esen (2008) developed experimental energy and exergy analyses of a double-flow solar air heater having different obstacles on absorber plates. Youcef-Ali and Desmons (2006) tested a solar collector equipped with offset rectangular plate fin absorber plate, and also those concerning the introduction of obstacles in the dynamic air vein of the collector in order to obtain a turbulent flow that favours the thermal

*Corresponding author. Email: aoues_kamel@yahoo.fr

exchange by convection, and hence the maximal extraction of the absorber energy, as shown in Ahmed-Zaid *et al.* (1999), Abdullah *et al.* (2003), Ben Slama (2007), Karsli (2007), Aoues *et al.* (2008, 2009), Hikmet *et al.* (2009a, b), Sopian *et al.* (2009) and Ozgen *et al.* (2009).

The choice of the geometrical shapes of the obstacles to be used has to satisfy some criterion as the form and the disposition of the obstacles affect the air flow during its trajectory. The obstacles ensure a good air flow over the absorber plate, create the turbulence and reduce the dead zones in the collector.

In this study, theoretical and experimental studies of solar collector are presented. For this objective, a flat plate solar collector, of 1.73 m^2 area and 25 mm air gap, has been designed and constructed. We introduced rows of fin obstacles in dynamic air vein, which are mounted in staggered pattern, oriented perpendicular to fluid flow and soldered to the back plate. The influence of obstacles on the thermal performance has been investigated.

In the theoretical study, a mathematical method, using the approach of Hottel, Whiller and Bliss, is developed to determine the thermal performances of flat plate collector. It determines the temperature profile of the absorber and the outlet air. These results are compared with those obtained by the experiments.

2. Solar collector and experimental setup

In this study, a flat plate solar collector is constructed with a length of $L_c = 1.95 \text{ m}$ and a width of $l_c = 0.89 \text{ m}$ (Figure 1). These collectors are made up of a number

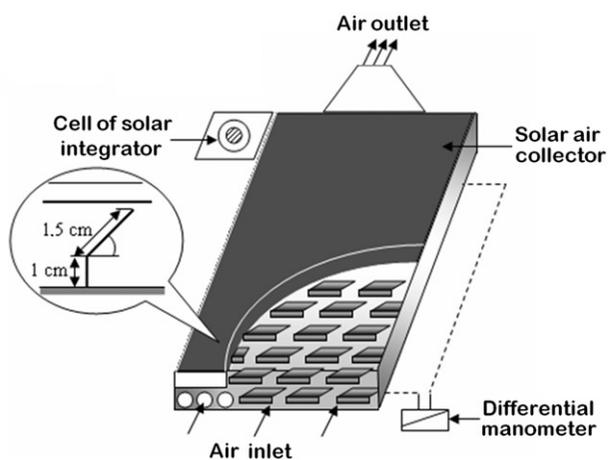


Figure 1. Experimental setup.

of components as listed below:

- (1) A transparent cover of one layer of glass material and with a thickness of 5 mm.
- (2) The absorber plate is a galvanised metal sheet painted black with a thickness of 0.4 mm.
- (3) A gap maintained between the absorber plate and the back insulator (back-pass) with a thickness of 25 mm.
- (4) A gap between the cover and the absorber plate is 25 mm.
- (5) The air stream canal formed by absorber and by a galvanised metal plate used as the back side of the collector is 25 mm.
- (6) The rear insulation is provided by 40-mm thick polystyrene sheet.
- (7) The solar air collector is provided with fin obstacles. The latter is shown in Figure 1. The obstacles are $a_{ch} = 70 \text{ mm}$ in length and are mounted perpendicular to the flow.

The experimental setup is schematised by a solar collector, as shown in Figure 1.

3. Theoretical analysis

The air solar flat plate collector used is with a simple pass between the absorber and the back in a galvanised metal plate placed on the insulator; the obstacles increase the thermal performances of the collector, consequently increasing its temperature at the exit.

The method selected for modelling and studying the performances of this collector is the total method which supposes that all the components of this section are at a constant average temperature, the average temperature between the inlet and the outlet of this collector.

The collectors operate under quasi steady-state conditions (Figure 2). In these conditions, the performance of a solar collector is described by an energy balance that indicates the distribution of incident solar

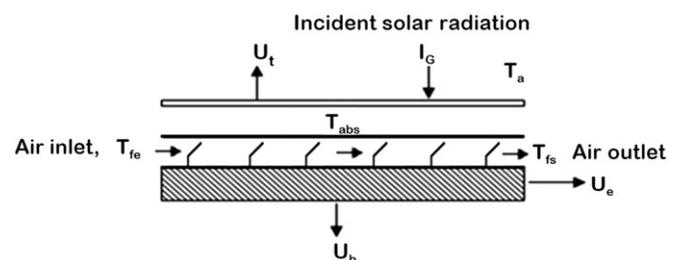


Figure 2. General heat transfer exchanges in the solar air heater collectors.

energy into useful energy gain, energy stored and energy losses.

$$\phi_g = \phi_u + \phi_l + \phi_{st} \quad (1)$$

By neglecting the thermal energy stored (thermal inertia) in the collector, we obtain

$$\phi_g = \phi_u + \phi_l \quad (2)$$

The useful heat gain by a collector can be expressed as

$$\phi_u = \dot{m}c_p(T_{fs} - T_{fe}) \quad (3)$$

While introducing the collector, the overall loss coefficient between the absorber and the ambient air U_L , the useful energy gain provided by the collector is given by Equation (4) (Duffie and Beckman 1991):

$$\phi_u = S_{abs} \cdot F_R(I_G(\tau_v\alpha_{abs}) - U_L(T_{fe} - T_a)) \quad (4)$$

The heat removal factor, F_R is defined by Equation (5).

$$F_R = \frac{\dot{m}c_p}{S_{abs}U_L} \left(1 - \exp\left(-\frac{F'U_LS_{abs}}{\dot{m}c_p}\right) \right) \quad (5)$$

The collector efficiency factor F' and collector overall loss coefficient U_L for this studied configuration, shown in Figure 1, are obtained from the energy balances on the absorber plate, the fluid and the back plate like in Duffie and Beckman (1991), as shown in (Figure 2), where ‘ S_{sup} ’ represents the additional area of artificial roughness

$$F' = \frac{h_{abs-f}(U_{ar} + S_{sup} \cdot h_{rabs-pl} + h_{rabs-pl} + S_{sup} \cdot h_{abs-f})}{\left\{ \begin{array}{l} (U_{av} + h_{rabs-pl} + h_{abs-f}) \\ \cdot (U_{ar} + S_{sup} \cdot h_{abs-f} + h_{rabs-pl}) - h_{rabs-pl}^2 \end{array} \right\}} \quad (6)$$

$$U_L = \frac{\left\{ \begin{array}{l} (U_{av} + U_{ar}) \\ \cdot (S_{sup} \cdot h_{abs-f}^2 + h_{abs-f} \cdot h_{rabs-pl}) \\ + S_{sup} \cdot h_{abs-f} h_{rabs-pl} \\ + U_{ar} U_{av} (S_{sup} + 1) \cdot h_{abs-f} \end{array} \right\}}{\left\{ \begin{array}{l} h_{abs-f} h_{rabs-pl} + S_{sup} \cdot h_{abs-f} U_{av} \\ + S_{sup} \cdot h_{abs-f} h_{rabs-pl} + S_{sup} h_{abs-f}^2 \end{array} \right\}} \quad (7)$$

where

$$S_{sup} = 1 + \frac{S_{ch}}{S_{abs}} \quad (8)$$

In the above equation, S_{ch} represents the total surface of obstacles, which is calculated as follows:

$$S_{ch} = n_1 \cdot (a_{ch} \cdot b_{ch}) \quad (9)$$

An empirical equation for the loss coefficient through the top of the collector U_t was developed by Klein following the basic procedure of Hottel and Woertz (1942) (Duffie and Beckman 1991):

$$U_t = \left[\frac{N}{\frac{C}{T_{abs}} \left[\frac{(T_{abs} - T_a)}{(N+f)} \right]^e + \frac{1}{h_w}} \right]^{-1} + \left[\frac{\sigma(T_{abs} + T_a)(T_{abs}^2 + T_a^2)}{\left\{ \begin{array}{l} (\epsilon_{abs} + 0,00591 \cdot N h_w)^{-1} \\ + \frac{2N+f-1+0,133\epsilon_{abs}}{\epsilon_v} - N \end{array} \right\}} \right] \quad (10)$$

$$f = (1 + 0.089h_w - 0.1166h_w\epsilon_{abs})(1 + 0.07866N)$$

$$C = 520(1 - 0.000051\beta^2)$$

$$e = 0.430 \left(\frac{1 - 100}{T_{abs}} \right)$$

In the above equation, T_a is the ambient temperature (K) and T_{abs} the mean absorber plate temperature (K).

For $70^\circ < \beta < 90^\circ$, use $\beta = 70^\circ$, then the loss coefficient through the bottom of the collector is

$$U_{ar} = \frac{1}{\frac{\epsilon_{is}}{\lambda_{is}} + \frac{\epsilon_b}{\lambda_b} + \frac{1}{h_{vv}}} \quad (11)$$

The outlet air temperature of the collector can be obtained from an energy balance as (Duffie and Beckman 1991):

$$\frac{I_G \cdot (\tau_v\alpha_{abs})_{eff} - U_L \cdot (T_{fs} - T_a)}{I_G \cdot (\tau_v\alpha_{abs})_{eff} - U_L \cdot (T_{fe} - T_a)} = \exp\left(-\frac{S_{abs} \cdot F' \cdot U_L}{\dot{m}c_p}\right) \quad (12)$$

The mean temperatures of the absorber plate are obtained by solving the energy balance equations on these plates, where the quantity ‘ S_{sup} ’ takes into account the fin area, which is supposed with the galvanised metal plate temperature.

$$T_{abs} = \frac{(1 + S_{sup}) \cdot T_f + \frac{\phi_u}{S_{abs} \cdot h_{(abs-f)}} - T_{pl}}{S_{sup}} \quad (13)$$

The instantaneous collector efficiency relates the useful energy to the total radiation incident on the collector surface by Equation (14).

$$\eta = F_R(\tau_v\alpha_{abs}) - F_R U_L \frac{(T_{fe} - T_a)}{I_G} \quad (14)$$

Here, $F_R(\tau_v\alpha_{abs})$ and $F_R U_L$ are two major parameters that constitute the simplest practical collector

model. $F_R(\tau, \alpha_{abs})$ is an indication of how energy is absorbed and $F_R U_L$ is an indication of how energy is lost. Besides, U_L is the collector overall heat loss coefficient.

The radiation heat transfer coefficient between the inner wall of the absorber plate and the aluminium plate, where the temperatures T_{abs} and T_{pl} are expressed in Kelvin, is written as (Sacadura 1980):

$$h_{r(abs-pl)} = \sigma(T_{abs} - T_{pl}) \left(T_{abs}^2 + T_{pl}^2 \right) / \left(\frac{1}{\varepsilon_{abs}} + \frac{1}{\varepsilon_{pl}} - 1 \right) \quad (15)$$

With regard to the forced convection, the average heat transfer coefficient is given as

$$h_{(abs-f)} = h_{(pl-f)} = \frac{Nu \lambda_f}{D_H} \quad (16)$$

where the Reynolds number is given by

$$Re = \frac{V_f D_h}{\nu_f}$$

The average velocity is

$$V_f = \frac{\dot{m}}{\rho_f S_f}$$

The cross-surface area A_f in the dynamic air vein of the collector is defined as follows:

$$S_f = l_c \cdot e - n_2 \cdot (a_{ch} \cdot b_{ch}) \quad (17)$$

The hydraulic diameter is given by the following definition:

$$D_h = \frac{4 \cdot [(l_c \cdot e) - n_1 \cdot (a_{ch} \cdot b_{ch})]}{2 \cdot (l_c + e) + (n_2 - 1) \cdot a_{ch}} \quad (18)$$

4. Results and discussion

The experiments took place at Mohamed Khider University of Biskra (Algeria).

The collector was mounted on a stand facing south at an inclination angle equal to the ideal collector slope. It was tested under the environmental conditions. Data regarding these conditions are shown in Figure 3.

In Figure 3, we have presented the global hourly insulation of the characteristic day, in June corresponding to the average of years 2008, which we have determined using the collector inclination angle value (34.48°). The air flow rate was kept constant, equal to 48.11 kg/hm^2 , during the experiment time. The results depending on the experiment time (7:00–18:30) are

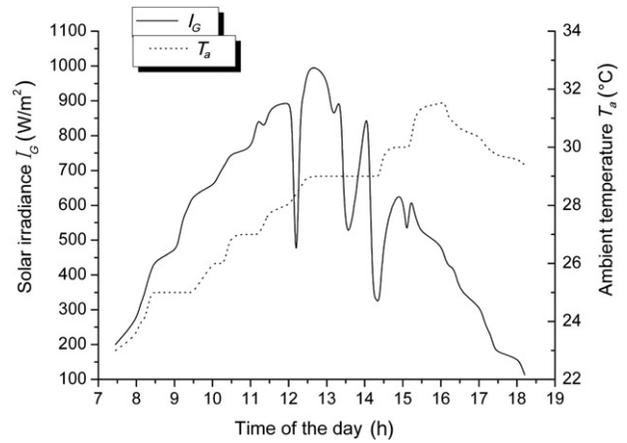


Figure 3. Variation of the ambient temperature and the insulation during the characteristic day of June, at Biskra.

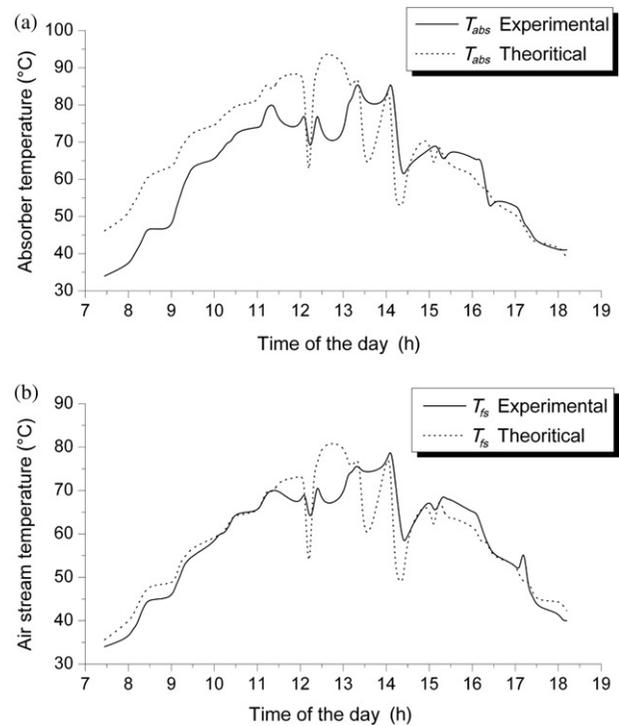


Figure 4. Variation of theoretical and experimental temperatures of (a) absorber plate and the (b) outlet air.

given. Another important parameter regarding the environmental conditions is the ambient air temperature. The recorded values of the ambient air temperature are shown in Figure 3.

In Figure 4, the theoretical results of the performance of solar collector issues of the developed method based on the approaches of Hottel, Whiller and Bliss are confronted and compared with those experimental ones. All the presented data grant

a quasi-steady state for each test period (the test period is the duration in which 10 data points are averaged and shown as a single point in the presented results). This is confirmed by the fact that within the test period (10 min), the maximum variations in ambient, inlet and outlet temperatures are $\pm 1^\circ\text{C}$, $\pm 2^\circ\text{C}$ and 3°C , respectively, while in global radiation, it is $\pm 30\text{ W m}^{-2}$.

In Figure 4(a), these curves represent the variations of theoretical and experimental results of the temperature of the absorber, according to the time for the day of the test. On the one hand, it is noticed that the two curves have practically the same profile. This profile is similar to that of solar irradiance and that the variations in temperatures are very sensitive with respect to its disturbances which depend on the climatic and environmental conditions of the site and the experimental day of the test, we take an example of these disturbances: when solar irradiance decreases up to 270 W m^{-2} in the neighbourhoods of solar midday, the evolution of the two curves theoretical and experimental is the same one with a reduction in the theoretical temperature of the absorbing plate more significant than that recorded in experiments.

In addition, by examining the two theoretical and experimental curves all along the day of the test, we can see the difference which exists between the theoretical and experimental results. At the beginning of the test, this difference is about 4°C which starts to increase, according to the intensity of the solar radiation, until reaching its maximum which is about 30°C in the neighbourhoods of solar midday and which corresponds to the highest recorded solar radiation on this day equal to 1014 W m^{-2} , then decreases gradually until with its minimum which is always about 4°C . We can note as there is almost symmetry between the two halves of each curve which depends on the symmetry, which exists in the results of the intensity of the solar radiation (Figure 3).

In Figure 4(b), the theoretical and experimental results of the outlet air temperature according to the time for a fixed flow are given. This figure exposes us the theoretical results by giving the developed approach which has the same profile as that recorded during the experimentation. We can note that the two curves are almost confused all along the day, as expected, during the disturbances due to the irradiance solar with always the fall of the theoretical temperature of the outlet air of the collector due to these disturbances more significant than those of the experimental results.

In Figure 5(a), we illustrate the theoretical results of the absorbing plate and the outlet air temperature according to the time. These predicted results are

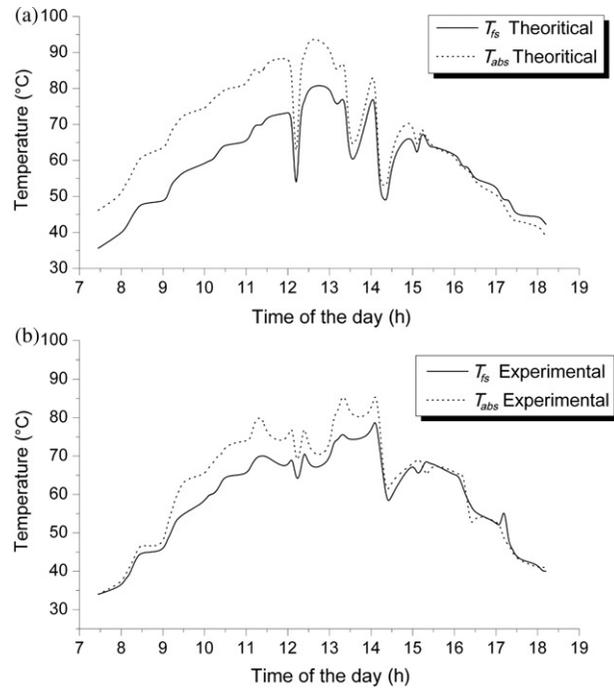


Figure 5. (a) Variation of theoretical temperature of the absorber plate and outlet air and (b) variation of experimental temperature of the absorber plate and outlet air.

obtained starting from the theoretical approach and represent profile of the temperature for a fixed flow.

We can see that a difference between the temperature of the absorber plate and that of the air is preserved long during the day. This variation first increases and then decreases according to the intensity of the solar radiation and which is completely logical considering the physical properties and thermals of the absorbing plate and of the air with the same remarks referred to above during the disturbances of the energy source.

On the other hand, in Figure 5(b), relating to the experimental evolution according to the time of the temperature of the absorber plate and that of the outlet air of the solar collector, the recorded variation is less significant at the beginning and at the end of the day because this variation depends on the intensity of the solar radiation.

The difference observed between the theoretical and experimental results concerning the variations in temperatures is certainly due to the fact that in the theoretical approach, one does not take account of the energy stored in the various components of the solar collector (Equation 2). This assumption is also true for the air which has poor physical properties and the quantity of stored heat is negligible, which is visible in Figure 4(b). On the other hand, in Figure 4(a),

this assumption does not reflect the reality recorded for the plate absorbing because of its capacity of significant storage and which has a considerable impact on the results obtained. This quantity of stored heat which represents the thermal inertia of the system compensates the fall of the solar radiation at the end of the day what is quite visible in the curves of Figure 5(b) as well during the disturbances in Figures 4(a), (b), 5(a) and (b).

These curves provide some information on the quality of the thermal transfer in the solar collector and allow us to evaluate the coefficients of convective transfer what makes it possible to calculate the quantities of useful heat and lost by the system. This is very significant because it is starting from these data that one will be able to act on such parameter to optimise the performances of such a converter of energy.

In Figure 6, we present the variations of the efficiency of the collector during the test day. The average points of the experimental data are shown in the figure. Scatter of the data around the line of average interpolation is mainly attributed to the disturbance of the radiation incident and the speed of the wind. Figure 6 shows that there are two transient regimes relating to the sunrise and the sunset. This is due to the transient behaviour of the solar flat plate collector as was already observed by other authors (Esen 2008). After the system stabilisation, the efficiency will be located around a mean value depending on environmental conditions. The efficiency calculated for the configuration of the tested collector is acceptable and reached 70%. Otherwise, the efficiency evolution is in agreement with other authors' result, some of them were mentioned above (Karsli 2007).

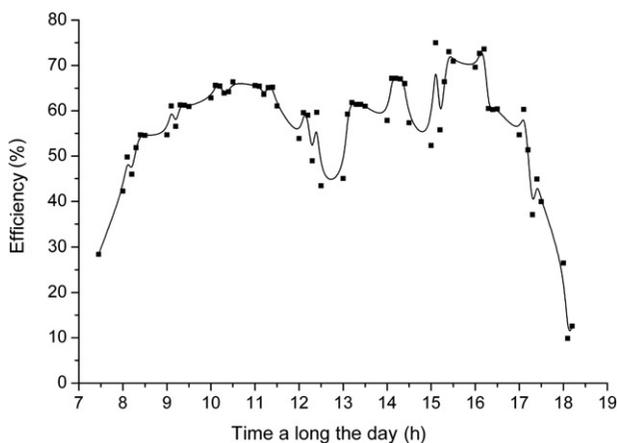


Figure 6. Efficiency of the collector during the time of day tested.

5. Conclusion

In this study, we made theoretical and experimental studies on a flat plate solar collector. For those, a flat plate air solar collector was constructed of a surface of collecting equal to 1.73 m^2 with the dynamic air vein furnished with thin metal obstacles and tested at the laboratory under the climatic conditions of the area of Biskra.

The comparison between the results obtained from the theoretical and those from the experimental one makes it possible to make the following conclusions:

- (1) The theoretical approach presented in this article translates in a satisfactory way the thermal performances of the flat plate air solar collector used obstacles in the dynamic vein.
- (2) The theoretical approach does not hold in account of the energy stored which is also true for the air with its physical properties poor but with regard to the components of the collector (mainly the absorber), this assumption has a significant and considerable impact on the results obtained.

Acknowledgements

The authors acknowledge the suggestions and the technical assistance of Belhi Guerira who was responsible for the technological hall at the Department of Mechanical Engineering in Mohamed Khider university of Biskra, Algeria.

Nomenclature

a_{ch}	length of obstacles (m)
b_{ch}	absolute height of the obstacles (m)
c_p	specific heat of air ($\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$)
D_h	hydraulic diameter (m)
e	height of air tunnel in solar collector (m)
e_b	thickness of the insulating (wood) (m)
e_{is}	thickness of the insulating (polystyrene) (m)
F_R	heat removal factor of solar collector
F'	efficiency factor of solar collector
G	air mass flow rate (kg h^{-1})
h_{abs-f}	convection heat transfer coefficient between the absorber plate and air ($\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$)
h_{pl-f}	convection heat transfer coefficient between the channel back and air ($\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$)
$h_{rabs-pl}$	radiation heat transfer coefficient between the absorber plate and the channel back ($\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$)

$h_{vy} = 5.67 + 3.86V_v$	convection heat transfer coefficient caused by wind ($\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$)
I_G	global irradiance incident on solar air heater collector (W m^{-2})
k_f	thermal conductivity of fin ($\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$)
L_c	length of the flat plate collector (m)
l_c	width of the flat plate collector (m)
\dot{m}	air mass flow rate (kg s^{-1})
N	number of cover
n_1	total number of the obstacles in the collector, equal to 296
n_2	number of the obstacles in one row, equal to 8
ϕ_g	global incidence solar energy (W)
ϕ_u	useful energy gain of solar air collector (W)
ϕ_l	loss energy of the collector (W)
ϕ_{st}	stocked energy in the collector (W)
S_{abs}	collector surface area (m^2)
S_{ch}	total surface area of fins (m^2)
S_f	cross surface area in the dynamic air vein of collector defined in Equation (14) (m^2)
$S_{sup} = 1 + \frac{S_{ch}}{S_{abs}}$	dimensionless quantity takes into account the fins area (-)
T_a	ambient temperature ($^{\circ}\text{C}$)
T_{abs}	mean absorber plate temperature ($^{\circ}\text{C}$)
T_{fe}	inlet air temperature of the collector ($^{\circ}\text{C}$)
T_{fs}	outlet fluid temperature of the collector ($^{\circ}\text{C}$)
U_{ar}	heat loss coefficient from the bottom of the back plate to ambient air ($\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$)
U_{av}	heat loss coefficient from the absorber plate to ambient air ($\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$)
U_L	global heat loss coefficient ($\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$)
V_f	average air velocity in the solar collector tunnel (m s^{-1})
V_v	wind velocity (m s^{-1})

Non-dimensional numbers

Nu	Nusselt number
Re	Reynolds number

Greek letters

α_{abs}	absorber plate absorption coefficient
β	collector tilt (degrees)
ε_b	wood emissivity (0.93)
ε_{abs}	emittance of absorber black plate (0.90)
ε_v	emittance of glass (0.88)
λ_{is}	thermal conductivity of insulating polystyrene ($\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$)
λ_f	thermal conductivity of air ($\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$)

μ_f	cinematic viscosity of air ($\text{kg m}^{-1} \text{s}^{-1}$)
σ	constant of Stefan–Boltzmann
τ_v	transparent cover transmittance (0.90)
ν_f	dynamic viscosity of air ($\text{m}^2 \text{s}^{-1}$)

References

- Abdullah, A.H., Abou-Ziyan, H.Z., and Ghoneim, A.A., 2003. Thermal performance of flat plate solar collector using various arrangements of compound honeycomb. *Energy Conversion and Management*, 44, 3093–3112.
- Ahmed-Zaid, A., *et al.*, 1999. Experimental study of thermal performance improvement of a solar air flat plate collector through the use of obstacles: application for the drying of ‘yellow onion’. *International Journal of Energy Research*, 23, 1083–1099.
- Aoues, K., *et al.*, 2008. Etude de l’influence des rugosités artificielles sur les performances thermiques des capteurs solaires plans à air. *Revue des Energies Renouvelables*, 11 (2), 219–227.
- Aoues, K., *et al.*, 2009. Amélioration des performances thermiques d’un capteur solaire plan à air: étude expérimentale dans la région de Biskra. *Revue des Energies Renouvelables*, 12 (2), 237–248.
- Ben Slama, R., 2007. The air solar collectors: comparative study, introduction of baffles to favour the heat transfer. *Solar Energy*, 81, 139–149.
- Choudhury, C. and Gary, H.P., 1993. Performance of air heating collectors with packed air flow passage. *Solar Energy*, 50 (3), 205–221.
- Duffie, J.A. and Beckman, W.A., 1991. *Solar engineering of thermal processes*. 2nd ed. New York: Wiley.
- Esen, H., 2008. Experimental energy and exergy analysis of a double-flow solar air heater having different obstacles on absorber plates. *Building and Environment*, 43, 1046–1054.
- Hikmet, E., *et al.*, 2009a. Artificial neural network and wavelet neural network approaches for modelling of a solar air heater. *Expert Systems with Applications*, 36 (8), 11240–11248.
- Hikmet, E., *et al.*, 2009b. Modelling of a new solar air heater through least-squares support vector machines. *Expert Systems with Applications*, 36 (7), 10673–10682.
- Hottel, H.C. and Woertz, B.B., 1942. Performance of flat-plate heat solar collectors. *Trans. ASME*, 64, 91.
- Joudi, K.A. and Mohammed, A.I., 1986. Experimental performance of a solar air heater with a ‘‘V’’ corrugated absorber. *Energy Conversion and Management*, 26 (2), 193–200.
- Karsli, S., 2007. Performance analysis of new-design solar air collectors for drying applications. *Renewable Energy*, 32, 1645–1660.
- Liu, Y.D., Diaz, L.A., and Suryanarayana, N.V., 1984. Heat transfer enhancement in air heating flat-plate solar collectors. *Transactions of ASME, Journal of Solar Energy Engineering*, 106, 385–363.

- Moumni, N., *et al.*, 2004. Energy analysis of a solar air collector with rows of fins. *Renewable Energy*, 29, 2053–2064.
- Moumni, N., *et al.*, 2010. Systematic forecasts of solar collector's performance in various sites of different climates in Algeria. *International Journal of Sustainable Energy*, 29 (3), 142–150.
- Ouard, S., 1989. *Optimisation des formes et disposition d'obstacles dans la veine mobile du fluide des capteurs solaires plans à deux couches d'air en vue de la maximisation du couple rendement et température*. PhD thesis, University of Valenciennes, France.
- Ozgen, F., Esen, M., and Esen, H., 2009. Experimental investigation of thermal performance of a double-flow solar air heater having aluminium cans. *Renewable Energy*, 34, 2391–2398.
- Prasad, B.N. and Mullick, S.C., 1985. Heat transfer characteristics of a solar air heater used drying purposes. *Applied Energy*, 13, 83–93.
- Sacadura, J.F., 1980. *Initiation aux transferts thermiques*. Cast. INSA of Lyon, Paris: Technique et Documentation.
- Sopian, K., *et al.*, 2009. Evaluation of thermal efficiency of double-pass solar collector with porous–nonporous media. *Renewable Energy*, 34, 640–645.
- Webb, R.L., Eckert, E.R.G., and Goldstein, R.J., 1971. Heat transfer and friction in tubes with repeated rib roughness. *International Journal Heat and Mass Transfer*, 14, 601–617.
- Yeh, H.M., Ho, C.D., and Lin, C.Y., 1998. The influence of collector aspect ratio on the collector efficiency of baffled solar air heaters. *Energy*, 23 (1), 11–16.
- Youcef-Ali, S. and Desmons, J.Y., 2006. Numerical and experimental study of a solar equipped with offset rectangular plate fin absorber plate. *Renewable Energy*, 31, 2063–2075.
- Zugary, M.R. and Vullierne, J.J., 1993. Amélioration des performances thermiques d'un capteur solaire par l'utilisation d'une structure à lamelles. *Entropie*, 176, 25–30.

Communications

Experimental study of solar air flat plate collector used obstacles

Kamel Aoues^{a*}, Adel Benchabane^a, Miloud Zellouf^a, Adnane Labeled^b, Nouredine Moumimi^b

^a Département de Génie Mécanique, Université Mohamed Khider Biskra
B.P. 145 R.P. 07000, Biskra, Algeria

^b Laboratoire de Génie Mécanique, Université Mohamed Khider Biskra
B.P. 145 R.P. 07000, Biskra, Algeria

Abstract

This paper presents the results of an experimental investigation for a new form of obstacles used in increasing the performance of air flat plate solar collector at Biskra (latitude 34°48'N and longitude 5°44'E), Algeria. The thermal efficiency between absorber plate and air in flat-plate solar collector has been enhanced by introducing obstacles rows in the dynamic air vein of the collector. For this objective, a flat plate solar collector, of 1.73 m² area and 2.5 cm air gap, has been designed and constructed. These obstacles formed with two parts; first part is perpendicular to fluid flow and second part is inclined, they are mounted in a staggered pattern, are oriented perpendicular to the fluid flow and are soldered to the back plate. First case solar air heater without obstacle (case 1) and Four cases of SAH with obstacles (case 2, case3, case 4 and case 5) were tested and compared. Experiments had been performed for air mass flow rates of 0.018 and 0.043 kg/s. The highest efficiency had been obtained for case 5 at 0.043 kg/s. Also, comparison between the thermal efficiency of the SAH tested in this study with the ones reported in the literature had been presented, and a good agreement had been found.

Keywords: Flat plate solar air heaters, experimental, a new obstacle, thermal efficiency.

Nomenclature

A_C	Surface area of the collector (m ²)
C_P	Specific heat of air at constant pressure (kJ/kg K)
F_R	Collector heat removal factor depending air inlet temperature (dimensionless)
F'	Collector efficiency factor (dimensionless)
	Mass flow rate (kg/s)
I_G	Solar radiation (W/m ²)
Q_u	Use full heat rate (kW)
T	Temperature (°C)
U_L	Collector overall heat loss coefficient (W/m ² °C)

Greek Symbols

α	Absorptivity (dimensionless)
η	Thermal efficiency (dimensionless)
τ_a	Effective transmission (dimensionless)

Subscripts

amb	Ambient
f	fluid
in	Inlet
out	Outlet

1. Introduction

Performance of a solar air heater is adversely affected on account of low thermal capacity of air and absorber to air convective heat transfer coefficient, which needs design considerations, and to the extent possible, compensation.

For this purpose surface techniques, which directly involve the heat-exchanger surface, are employed in solar air heaters that comes in contact with air. These

techniques improve the thermal performance either by increasing the heat-transfer area with the use of corrugated/finned absorber surfaces or by enhancing the absorber to air convective heat transfer coefficient with the use of roughened surfaces in mobile vein.

Varun et al. [1] carried out a review of roughness geometry in solar air heaters. Vishavjeet S. H. et al [2] review roughness element geometries used in solar air heaters for performance enhancement and 23 roughness geometries have been considered and technical information so obtained has been used to determine the best performing roughness element geometry from thermo-hydraulic point of view. Aoues et al. [3,4] conducted a theoretical and experimental study of a composed form of roughness. Labeled et al. [5,6] carried out on the enhancement of thermal performances of solar air FPCs designed for drying applications.

This paper presents an experimental analysis of efficiency evaluation of solar air heater supplied with obstacles and those of the collector without obstacles. The efficiencies, the heat gain factors and heat loss coefficients were determined for five types of solar air heaters and comparisons were made among them.

2. Experimental setup and measuring

The experimental system is composed of basically the air flat plate solar collector (SAH) and its schematic view is shown in Fig. 1. In this work, five solar air flat plate collectors were designed and constructed for comparison of their thermal performances. The main features of the five tested solar air collectors are described below. In this study, experiments were performed on the Mohamed khider University campus under the meteorological conditions in Biskra, Algeria

*Corresponding author. Tel.: +21361534613
Fax: +21333733989; E-mail: aoues_kamel@yahoo.fr

(34°48'N latitude; 5°44'E longitude). All the collectors were placed facing south and with a slope angle of 34.8° with respect to the horizontal line.

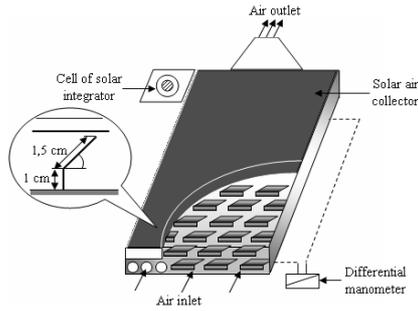


Fig. 1. Schematic view of experimental setup.

The system is comprised of flat plate solar collectors, an air circulation fan, air valves, a multimeter and a pyranometer, and some auxiliary and measurement devices. The fabrication materials for each of the collectors are the same. The each collector had 0.89 m wide, 1.95 m long, with a collection area of solar radiation of 1.73 m². All the collectors had a 25 mm flow duct height, leading to a flow passage area of 0.02225 m². The absorbing surface in all collectors was made of galvanized metal, 0.4mm thick, painted with dull black paint. A simple glass sheet of 5 mm thickness is used as a cover with an air gap of about 25 mm thickness left between the absorber plate and the glass cover, for all collectors. For reduce heat losses, the bottom and sides of the collector are lagged by thermal insulation of 40 mm thickness by polystyrene. The whole test facility was supported by frame, which rested on four wheels to provide the system rotational and angular alignment facility. The collector frame had also the facility of changing the angle of inclination of the collector.

To have a clear idea about the gain provided by this solution, the first SAH is built without obstacles to compare his performance with their other collectors. The four other collectors were constructed with the obstacles placed in the dynamic air vein. These obstacles have taken two different forms and two different distances between successive rows. Fig.2 shows the forms of obstacles utilized in this study. These obstacles formed with two parts; first part is perpendicular and second part is inclined, they are mounted in a staggered pattern, are oriented perpendicular to the fluid flow and are soldered to the back plate.

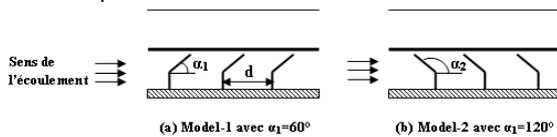


Fig. 2. Schematic view of obstacles.

Case of SAH with different obstacles was mentioned as the following:

Case 1: there are no obstacles under the absorber (Fig.3a).

Case 2: equipped with first form of obstacles and distance between successive rows, respectively, $\alpha=60^\circ$ and $d=100$ mm (Fig.3b).

Case 3: have the second form of obstacles and distance between successive rows, respectively, $\alpha=120^\circ$ and $d=100$ mm (Fig.3c).

Case 4: have taken the second form of obstacles and distance between successive rows, respectively, $\alpha=120^\circ$ and $d=50$ mm (Fig.3d).

Case 5: equipped with first form of obstacles and distance between successive rows, respectively, $\alpha=60^\circ$ and $d=50$ mm (Fig.3e).

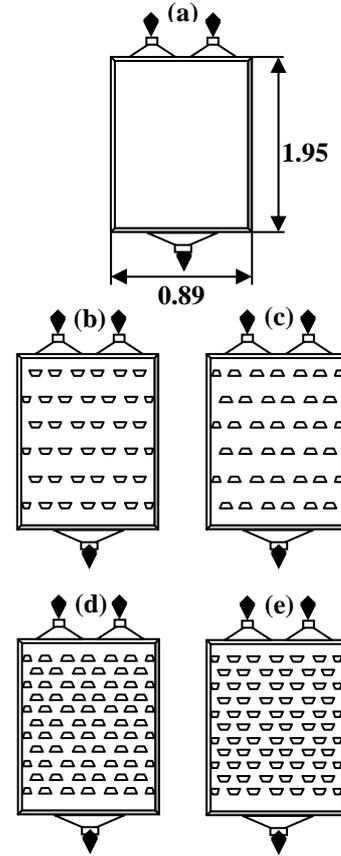


Fig. 3. Schematic views of air gap under absorber plate equipped with different obstacles: a) case 1, b) case 2, c) case 3, d) case 4, e) case 5 (without obstacles).

3. Experimental analysis

The data for each test period are averaged. Knowing the inlet and outlet fluid temperatures and the mass flow rate of air, the useful energy can be evaluated using Eq. (1). The useful energy may also be expressed in terms of the energy gained by the absorber and the energy lost from the absorber as given by Eq. (2).

$$Q_u = \dot{m} \cdot cp(T_{f,out} - T_{f,in}) \quad (1)$$

$$Q_u = (\tau_v \alpha_{abs}) A_c I_G - U_L A_c (T_{abs} - T_{amb}) \quad (2)$$

The instantaneous collector efficiency relates the useful energy to the total radiation incident on the collector surface by Eq. (3) or (4).

$$\eta = \frac{Q_u}{A_c I_G} = \frac{\dot{m} cp (T_{f,out} - T_{f,in})}{A_c I_G} \quad (3)$$

$$\eta = (\tau_v \alpha_{abs}) - \frac{U_L (T_{abs} - T_{amb})}{I_G} \quad (4)$$

The collector efficiency can also be related to the inlet fluid temperature using Eq. (5).

$$\eta = F_R \left[(\tau_v \alpha_{abs}) - \frac{U_L (T_{f,in} - T_{amb})}{I_G} \right] \quad (5)$$

The heat removal factor, F_R , and the collector efficiency factor, F' , are defined by Eqs. (6) and (7), respectively, according to Duffie and Beckman [7].

$$F_R = \frac{\dot{m} \cdot C_p}{A_c U_L} \left[1 - e \left(\frac{-F' A_c U_L}{\dot{m} \cdot C_p} \right) \right] \quad (6)$$

Another important parameter used to explain collector performance is collector efficiency factor (F') [7]

$$F' U_L = - \frac{\dot{m} \cdot C_p}{A_c} \ln \left(1 - \frac{F_R U_L A_c}{\dot{m} \cdot C_p} \right) \quad (7)$$

Since the measurements of inlet fluid temperature are more accurate than those of the plate temperature, it was decided to present the data using Eq. (5).

4. Results and discussions

Collector performance tests were conducted on days with clear sky condition. The experiments were carried out under climatic conditions of Biskra city in Algeria. The collector slope was adjusted to 34.8° , which is considered suitable for the geographical location of Biskra ($34^\circ 48' N$, $5^\circ 44' E$). The collector was instrumented with k-type thermocouples for measuring temperatures of flowing air at inlet and outlet of the collector, and the ambient temperature.

The experimental results include the performance of the solar collector without obstacles and the compound collectors with two different inclination (60° and 120°) and two different number of rows (19 and 37 rows) of obstacles units. They are five tested cases of the solar collector.

The collector efficiency improvements for simple pass type SAHs were calculated using Eq. (5). Various air mass flow rates between 0.018 and 0.043 kg/s are also investigated at the experiments. Experimental studies had been performed during the spring 2008 period.

Fig.4 (a-b) shows the hourly variations of temperatures of five cases of solar collector and two mass flow rates are 0.018 and 0.043 kg/s, during the experiments. The hourly measured solar radiation is also shown in Fig.4 (a-b). In Fig.4 (a) shown, the highest daily solar radiation is obtained as 905, 798, 828, 684 and 674 W/m^2 respectively for day tested the five cases. As expected, it increases in the morning to a peak value of 905, 798, 828, 684 and 674 W/m^2 for case 1, case 2, case 3, case 4 and case 5, respectively, at noon and starts to decrease in the afternoon. The hourly mean solar radiation is obtained as 812.35, 535.55, 705.2, 552.8 and 647.55 W/m^2 for case 1, case 2, case 3, case 4 and case 5, respectively.

During the experiments, the hourly variation of temperatures of five cases of solar collector at 0.043 kg/s mass flow rate is shown in Fig.4 (b). The hourly measured solar radiation is also shown in Fig.4 (b). In Fig.4 (a) shown, the highest daily solar radiation is obtained as 910, 837, 850, 767 and 739 W/m^2 for case 1, case 2, case 3, case 4 and case 5, respectively. The hourly mean solar radiation is obtained respectively, as 849.78, 772.85, 753.90, 712 and 366.55 W/m^2 for case 1, case 2, case 3, case 4 and case 5, respectively.

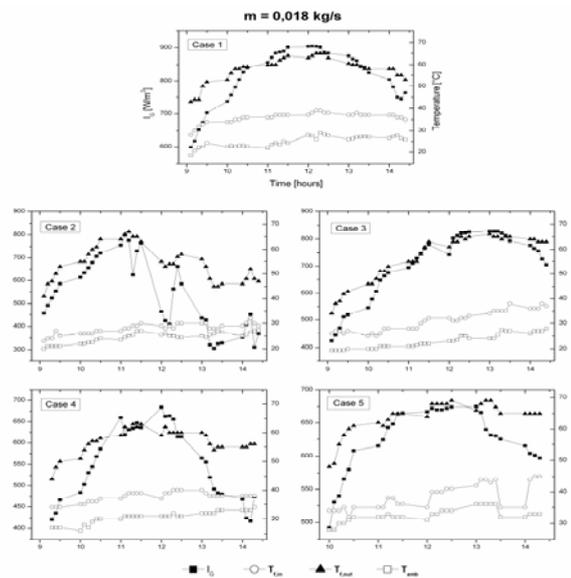


Fig. 4 (a). Temperature variation of five cases (1-5) collector, average values of hourly solar radiation and ambient temperatures with time at 0.018 kg/s.

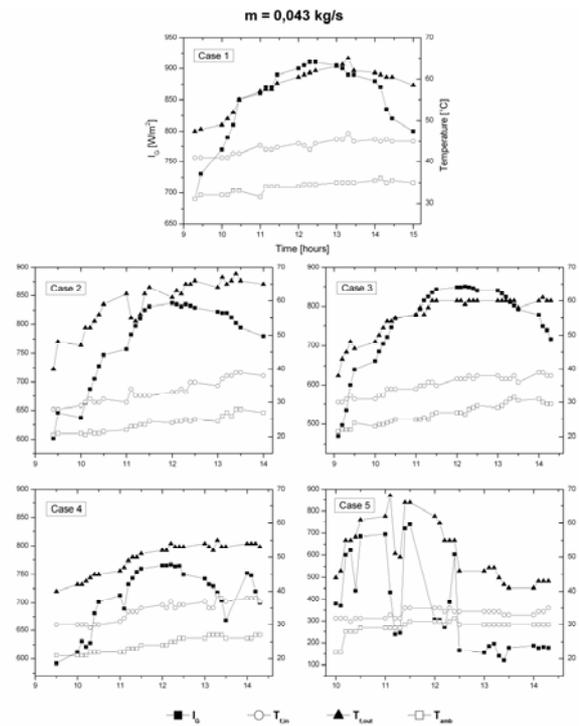


Fig. 4 (b). Temperature variation of five cases (1-5) collector, average values of hourly solar radiation and ambient temperatures with time at 0.043 kg/s.

The other parameters as air inlet and outlet temperatures exhibit parallel changes with the instantaneous radiation. They depend directly on the amount of direct solar radiation for two air flow rates. Information on the temperature rise of air with solar radiation is important when designing solar air heaters. The temperature varies almost with solar radiation. The variation of air inlet and outlet temperature with incident radiation for all cases of solar collectors, presented in Fig.5 (a-b), is in an agreement with this observation. These plots of temperature difference versus insolation may be helpful to estimate the fluid temperature for any time of the day with the help of available meteorological

data. The highest temperature increase occurred at period of 11:30–14:00. The maximum difference temperature increase through the five cases (1-5) solar air heaters compared with incident radiation was 27 °C and 901 W/m², 39 °C and 775 W/m², 33 °C and 821 W/m², 23 °C and 684 W/m² and 29 °C and 667 W/m² for 0.018 kg/s, 18.5 °C and 910 W/m², 32 °C and 831 W/m², 25 °C and 843 W/m², 18 °C and 764 W/m² and 31 °C and 739 W/m² for 0.043 kg/s respectively. The highest difference temperature increase occurred through case 5, while the lowest through case 1. Fig.5 (a–b) shows that the intention of having the main heating of the air to occur when passing the collectors has been fulfilled. Fig.4 (a–b) also presents almost the same pattern in the temperature increase across the five cases of collectors.

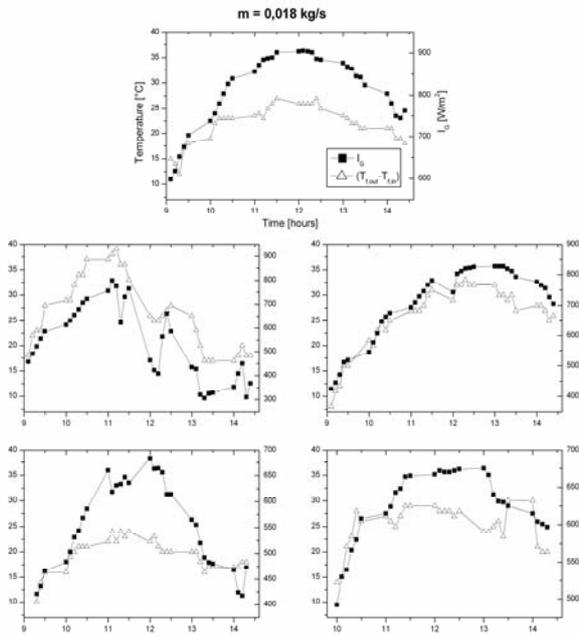


Fig. 5 (a). Variation of instantaneous solar radiation and temperature difference with time at 0.018 kg/s.

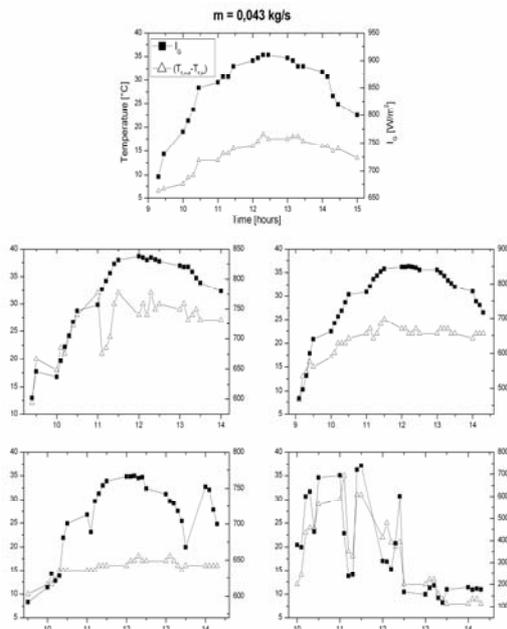


Fig. 5 (b). Variation of instantaneous solar radiation and temperature difference with time at 0.043 kg/s.

Fig.6 (a –b) presents the collector efficiency versus the temperature parameter $(T_{f,in}-T_{f,amb})/I_G$ for the four cases (2-5) SAH with obstacles compared with the case 1 SAH without obstacles at mass flow rate of 0.018 and 0.043 kg/s, respectively. The maximum efficiencies for case 1, case 2, case 3, case 4 and case 5 are determined as 65 %, 68.33 %, 66.6 %, 66.07 and 68.65 % at 0.018 kg/s, and 69.33 %, 70.16 %, 69.82 %, 69.32 % and 72.09 % at 0.043 kg/s. From the figure, it can be seen that, The efficiency of case 5 is higher than that of case 2, than that of case 3 and case 4 and also that of case 1 (without obstacles), respectively.

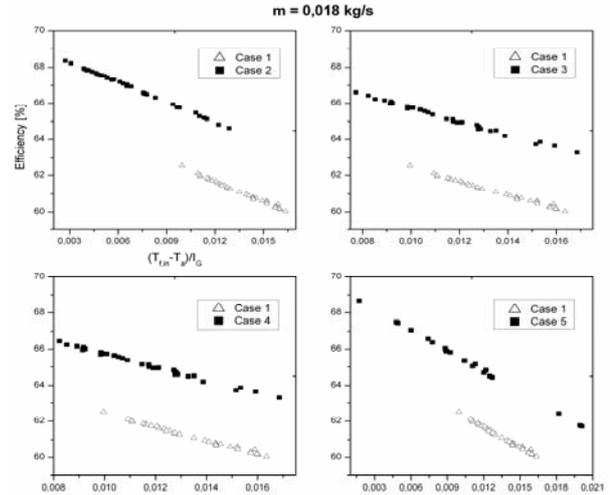


Fig. 6 (a). Comparison between the thermal efficiency of the four cases (2-5) and case 1 (without obstacles) at 0.018 kg/s.

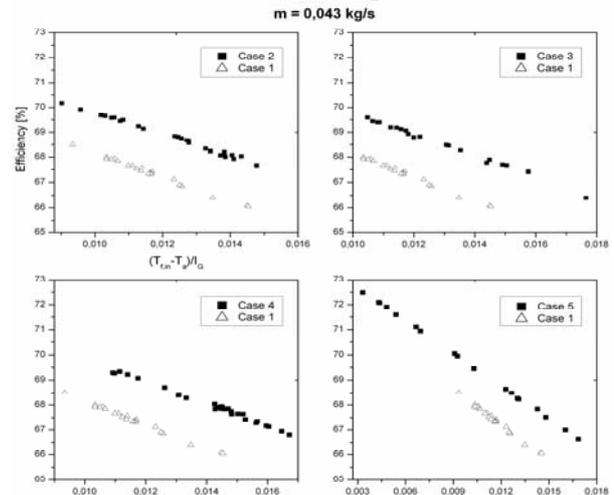


Fig. 6 (b). Comparison between the thermal efficiency of the four cases (2-5) and case 1 (without obstacles) at 0.043 kg/s.

To make a comparison of the thermal performance of the case 5, eight configurations of SAHs reported in the literature were selected. Fig.8 depicts the thermal efficiencies of the following authors: Parker et al. [9] performed the thermal efficiency of an SAH of single air flow, double air flow collector for air mass flow rate of 0.0238 kg/s; Sodha and Chandra [8] used the two collector designs of single air pass and double air pass, single glass cover with an optimal air mass flow rate from 0.02 to 0.08 kg/s; ASHRAE [9] depicts in its standard, the thermal efficiency of an SAH using selective black chrome copper absorber single glass cover for air flow rate from 0.01 up to 0.03 m³/(sm²). Ozgen et al. [10]

performed the thermal efficiency of an SAH of double air having aluminium cans for two air mass flow rate of 0.03 and 0.05 kg/s. Akpınar [11] designed a new single pass of flat plate solar air heater (SAH) with several obstacles. In the end, the higher efficiency shown in this figure corresponds to the designs proposed by this present study of single pass air flow case 5 SAH, used a new design of obstacles, for air mass flow rate of 0.043 kg/s.

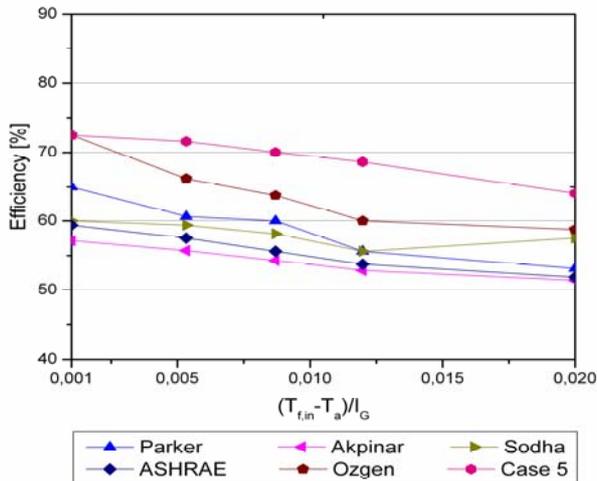


Fig. 8. Comparison between the thermal efficiency of the case 5 and the reported ones.

3. Conclusion

In the present study, five solar air collectors were tested and a comparison is made among them on the performance. The following conclusions can be derived:

The efficiency of the solar air collectors depends significantly on the solar radiation, surface geometry of the collectors and extension of the air flow line. The efficiency of the collector improves with increasing mass flow rates due to an enhanced heat-transfer to the air flow. The efficiency increases as the temperature parameter increases, meaning, at higher temperature parameter, the overall loss is lower.

The highest collector efficiency and air temperature rise were achieved by SAHs with new form of obstacle (case 5), where as the lowest values were obtained for the SAH without obstacles (case 1), Flat plate collector. In addition, this study has allowed us to show that the use of obstacles in the air flow duct of the collector is an efficient method of adapting in air exchanger according to user needs. Test results always yield higher efficiency values for case 5 than for case 1 (without obstacles) flat plate collector. The obstacles ensure a good air flow under the absorber plates, create the turbulence, and reduce the dead zones in the collector.

Acknowledgments

The authors would like to acknowledge the suggestions and the technical assistance of **Belhi Guerira** the responsible of technological hall at the department of mechanical engineering in Mohamed Khider university of biskra, Algeria.

References

- [1] Varun, RP. Saini, and S. Singal, "A review on roughness geometry used in solar air heaters," *SolarEnergy*, vol. 81, pp. 1340–50, 2007.
- [2] H. Vishavjeet, R.P.Saini, and J.S.Saini, "Performance of artificially roughened solar air heaters -A review," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 13, pp. 1854–1869, 2009.
- [3] Aoues K., Moumami N., Zellouf M., Moumami A., Labeled A., Achouri E., Benchabane A. Amélioration des performances thermiques d'un capteur solaire plan à air: Etude expérimentale dans la région de Biskra. *Revue des Energies Renouvelables* 2009: 12: 237 – 248.
- [4] Aoues K., Moumami N., Zellouf M., Benchabane A. Thermal performance improvement of solar air flat plate collector: a theoretical analysis and an experimental study in Biskra, Algeria. *International journal of ambient energy*. 2009:32: 95-102.
- [5] Labeled A., Moumami N., Aoues K., Zellouf M., Moumami A. Etude théorique et expérimentale des performances d'un capteur solaire plan à air muni d'une nouvelle forme de rugosité artificielle. *Revue des Energies Renouvelables* 2009:12: 551-561.
- [6] Labeled A. Moumami N., Benchabane A., Aoues K., Moumami A., Performance investigation of single and double solar air heaters through the use of various fin geometries. *International journal of sustainable energy*, DOI: 10.1080/14786451.2011.590899
- [7] J. Duffie and W. Beckman, "Solar engineering of thermal processes, 2nd ed," New York : Wiley, 1991.
- [8] MS. Sodha and R. Chandra, "Solar drying systems and their testing procedure: a review," *Energy Convers Manag*, vol. 35, pp. 219–67, 1994.
- [9] ASHRAE STANDARD, "Methods of testing to determine the thermal performance of solar collectors," in Atlanta EU, 1991.
- [10] F. Ozgen, M. Esen, and H. Esen, "Experimental investigation of thermal performance of a double-flow solar air heater having aluminium cans," *Renewable Energy*, vol. 34, pp. 2391–2398, 2009.
- [11] E. K. Akpınar and F. Koçyigit, "Experimental investigation of thermal performance of solar air heater having different obstacles on absorber plates," *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 37, pp. 416–421, 2010.