

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
République Algérienne Démocratique et Populaire
وزارة التعليم العالي و البحث العلمي
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique



Université Mohamed Khider Biskra
Faculté des Sciences et de la Technologie
Département de Génie Mécanique
Filière: Génie Mécanique
Option: Génie Energétique

Réf:.....

Mémoire de Fin d'Etudes
En vue de l'obtention du diplôme de:

MASTER

Thème

**Etude thermique d'un capteur solaire à air
muni des chicanes**

Présenté par:

Abderrahmane Chettir

Soutenu publiquement le:08 Juillet 2019

Devant le jury composé de:

Mr. Semch-Eddine DERFOUF	Professeur	Président
Mr.Nacer CHOUCANE	M.C.A	Encadreur
Mr. Miloud ZELOUF	M.A.A.	Examineur

Année universitaire: 2018 /2019

Dédicace

*Je dédie cet humble ouvrage à mes chers parents en leur
espérant santé et longévité,
à ma femme et à mon très cher fils: Abdelmoumène,
à mes chers frères et sœurs,
à mes chers amis,
à mes collègues à la direction déléguée du commerce
d'El-Meghaier.*

A tous ceux qui me sont chers

Abderrahmane Chettir

Remerciements

Je tiens à exprimer ma grande gratitude envers mon encadreur, Dr.Nacer Chouchane qui m'a apporté son aide et ses conseils précieux et de m'avoir inspiré ce sujet et suivi de très près, je dis merci pour votre esprit d'ouverture, de votre collaboration et du brassage d'idées, qui entretiennent ambiance de travail dynamique et motivation.

Je remercie sincèrement Mr.Youcef Mérabti, chargé du laboratoire des énergies renouvelables pour sa collaboration et pour son aide qu'il nous a fournies pour mener à terme ce modeste travail.

NOMENCLATURE

Symbole	Désignation	Unité
λ	conductivité thermique	(w/mK)
Q_u	puissance utile	(w)
\dot{m}	débit massique	(kg/s)
c_p	capacité calorifique	(j/kgK)
$T_{fs} = T_s$	température du fluide à la sortie	(°c)
$T_{fi} = T_e$	température du fluide à l'entrée	(°c)
η	rendement thermique	-----
$I_g = I$	rayonnement solaire global	(w/m ²)
$A_p = A_c$	surface utile du capteur solaire	(m ²)
p	pas entre nervures	(m)
$p/e = g/p$	pas de rugosité relative	-----
$D = D_H = D_h$	diamètre hydraulique	(m)
$e/D = \varepsilon/D$	hauteur relative de rugosité	-----
$f = \lambda$	coefficient de frottement	-----
$e = \varepsilon$	hauteur de la rugosité artificielle	(m)
e^+	rugosité du nombre de Reynolds	-----
$P = P_{er} = P_{e-r}$	pas entre rangées des chicanes	(m)
W/H	facteur de forme du conduit du capteur	-----
W	largeur de la plaque absorbante	(m)
H	profondeur du collecteur	(m)
$\alpha/90$	angle relatif d'attaque	-----
$\alpha = A = \theta = \phi$	inclinaison des chicanes ou/et des nervures	degré
$P_{e-s.ch}/D_H = P_{e-s}/D_h$	pas relatif entre sommets des chicanes	-----
$P_{e-s.ch} = P_{e-s}$	pas entre sommets des chicanes	(m)
$w = L_{ch}$	longueur d'une chicane	(m)
W/w	étendue de rugosité relative	(m)
g/e	écart de la largeur relative d'espace libre	(m)
$g = r$	espace libre d'une côte d'une chicane en V cassée	(m)

Nomenclature

d/x	écart de distance relative d'espace	-----
$P'/P = P/p$	pas relatif entre côtes en quinconce d'une chicanes en V	-----
S'/S	position relative de l'écart d'une chicane en V	-----
r/e	taille relative des côtes d'une chicane en V	-----
L_v	longueur de la côte d'une chicane en V	(m)
G_d	écart de distance discontinue	(m)
$G_d/L_v = d/w$	écart relatif de position	-----
N_g	nombre de trous de chaque côté d'une chicane en V	-----
n	nombre d'écarts de chaque côté de la nervure	-----
W_c/W_d	largeur relative des chicanes en creux	-----
e_d/d_d	diamètre d'impression	-----
P_{e-ch}	pas entre chicanes	(m)
P_{e-t}	pas entre trous	(m)
D_t	diamètre des trous	(m)
h_c	coefficient d'échange thermique par convection	(w/m ² k)
ρ	masse volumique de l'air	(kg/m ³)
$V=V_{int}$	vitesse intérieure de l'air	(m/s)
μ	viscosité dynamique de l'air	(kg/ms)
l_c	largeur de l'absorbeur	(m)
L_c	longueur de l'absorbeur	(m)
ΔT	écart de température	(°c)
Re	nombre de <i>Reynolds</i>	-----
Br	nombre de <i>Brink man</i>	-----
Ec	nombre d' <i>Eckert</i>	-----
Cl	nombre de <i>Clausius</i>	-----
Nu	nombre de <i>Nusselt</i>	-----
t	temps de prélèvements de mesure	(heure)
$Q=Q_v$	débit volumique	(m ³ /s)
V_{ext}	vitesse extérieure de l'air	(m/s)

LISTE DES FIGURES

Figure	page
<u>CHAPITRE.I:</u>	
Fig. (I.1): Différentes formes de captation des rayonnements solaires	1
Fig.(I.2): Capteur solaire plan à air	2
Fig.(I.3): Capteur solaire plan à air	2
Fig.(I.4): Schéma simplifié d'un capteur solaire plan à air	3
Fig.(I.5): Plaque de polycarbonate alvéolaire à double, à triple et à multiple parois transparentes	5
Fig. (I.6): Isolation thermique du boîtier	5
Fig.(I.7): Capteur solaire plan à air muni de chicanes	7
Fig.(I.8): Impact de l'air en présence des chicanes	7
Fig.(I.9): Capteur solaire à air montée en série pour assurer le chauffage d'une serre horticole en verre	8
Fig.(I.10): Principe de fonctionnement d'un mur Trombe	9
Fig.(I.11): Maison équipée de mur trombe installée sur la façade orientée vers le sud	9
Fig.(I.12): Principe d'un séchoir solaire indirect	9
Fig.(I.13): Schéma d'un capteur plan à eau	10
Fig.(I.14): Chauffe-eau solaire	10
Fig.(I.15): Capteurs à concentration type dishes	11
Fig.(I.16): Capteurs à concentration type cylindro -paraboliques	11
Fig.(I.17): Capteurs à concentration type centrale solaire à tour	11
Fig.(I.18): Capteur solaire photovoltaïque	12
Fig.(I.19): Schéma des composants d'un capteur solaire photovoltaïque	13
<u>CHAPITRE.II:</u>	
Fig. (II.1): rugosité avec fils métalliques continus transversaux	15
Fig.(II.2): rugosité avec fils métalliques discontinus transversaux	16
Fig.(II.3): rugosité avec fils métalliques continus inclinés	17
Fig.(II.4): rugosité avec fils métalliques continus en forme de V	18
Fig.(II.5): disposition d'une surface de rugosité avec petits fils métalliques	20

Fig.(II.6): rugosité par combinaison entre fils métalliques transversaux et inclinés	21
Fig.(II.7): rugosité avec fils métalliques en forme d'arc	22
Fig.(II.8): différentes configurations des chicanes étudiées	22
Fig.(II.9): disposition en rangée et en quinconce des chicanes	23
Fig.(II.10): schéma de rugosité avec nervures chanfreinés	25
Fig.(II.11): distribution de la rugosité sur la plaque absorbante en fonction du pas et de la hauteur de la rugosité	26
Fig.(II.12): rugosité en nervures et rainures	27
Fig.(II.13): plaque absorbante rugueuse avec différentes valeurs de W/w	28
Fig.(II.14): plaque absorbante rugueuse avec (a):vue en 2-D et (b):vue en 3-D	29
Fig.(II.15): vue de dessus des orientations des nervures étudiées	30
Fig.(II.16): schéma de principe de la rugosité avec nervures en forme de W à 60°	32
Fig.(II.17): plaque d'absorption avec rugosité en forme d'arc multiple	33
Fig.(II.18): vue imagée de la géométrie rugueuse en forme d'arc multiple	33
Fig.(II.19): (a) et (b) géométrie de la rugosité cassée de nervures en forme de V	35
Fig.(II.20): (a) schéma de la plaque absorbante	36
Fig.(II.21): (b) vue imagée de la plaque absorbante	36
Fig.(II.22): (a) géométrie rugueuse saillante en forme d'arc	38
Fig.(II.23): (b) vue imagée de la géométrie rugueuse	38
Fig.(II.24): rugosité avec multi nervures en forme de V avec écart	40
Fig.(II.25): écoulement de l'air dans le conduit muni de rugosité en forme de nervures en V avec des écarts symétriques	41
Fig.(II.26): rugosité avec des nervures en forme de V à cavités multiples combinées à des nervures en quinconce	42
Fig.(II.27): rugosité avec nervures en forme de L inversé	43
Fig.(II.28): rugosité avec nervures en forme d'arcs multiples avec écarts	45

Fig.(II.29): (a) arrangement général absorbante en forme d'arc cassé	(b) Photographie d'une plaque	46
Fig.(II.30): rugosité avec nervures en forme d'arc agencées en forme de «S»		47
Fig.(II.31): vue imagée de la plaque absorbante		48
Fig.(II.32):(A) obstacles alvéolés multiples en forme de V (B) vue photographique de plusieurs obstacles alvéolés en forme de V		49
 <u>CHAPITRE.III:</u>		
Fig.(III.1): capteur solaire plan à air exposé au soleil en direction du Sud		51
Fig.(III.2): partie interne de l'isolateur couvert d'une feuille mince en aluminium		52
Fig.(III.3): plaque absorbante en acier galvanisé peinte en noir mat		52
Fig.(III.4): chicanes rectangulo-triangulaires en aluminium perforées au milieu du rectangle disposées en rangées		53
Fig.(III.5): chicanes rectangulo-triangulaires en aluminium perforées au milieu du rectangle disposées en quinconces		54
Fig.(III.6): Pyranomètre manuel avec écran d'affichage à cristaux liquides pour mesurer le rayonnement solaire (Plage de mesure:0-1999W/m ² .Résolution:0,1w/m ²)		55
Fig.(III.7): Aspirateur pour le pompage d'air(Type MPF.803, 1000W)		55
Fig.(III.8): Potentiomètre de variation du débit d'écoulement de l'air		56
Fig.(III.9): Thermocouples pour mesurer la température d'entrée et la température de sortie du panneau solaire		56
Fig.(III.10): Anémomètre à coupelles pour mesurer la vitesse à la sortie du panneau (Plages de mesure: vitesse de 0-35m/s, Résolution 0,1m/s)		57

CHAPITRE.IV:

Fig.(IV.1): Evolution de la température de sortie en fonction du temps (variable= P_{e-r})	83
Fig.(IV.2): Evolution de la température de sortie en fonction du temps (variable= D_t)	83
Fig.(IV.3): Evolution de la température de sortie en fonction du temps (variable =disposition des chicanes)	84
Fig.(IV.4): Evolution de la température de sortie en fonction du temps (variable= A)	84
Fig.(IV.5): Evolution de la température de sortie en fonction du temps (variables= P_{e-ch})	85
Fig.(IV.6): Evolution du rendement thermique en fonction du débit volumique(variable = P_{e-r})	85
Fig.(IV.7): Evolution du rendement thermique en fonction du débit volumique (variable = D_t)	86
Fig.(IV.8): Evolution du rendement thermique en fonction du débit volumique (variable =disposition des chicanes)	86
Fig.(IV.9): Evolution du rendement thermique en fonction du débit volumique (variable = A)	87
Fig.(IV.10): Evolution du rendement thermique en fonction du débit volumique (variables = P_{e-ch})	87
Fig.(IV.11): Evolution de Nusselt en fonction de Reynolds définie par: Régime laminaire , disposition: rangée $\varepsilon =22,99$ mm ; $D_t = 8$ mm ; $L_{ch}=50$ mm; $P_{e-s}=141,66$ mm ; $P_{e-r}= 100$ mm ; $P_{e-t}=133,66$ mm; $P_{e-ch}=91,66$ mm ; $\theta=60^\circ$	89
Fig.(IV.12): Evolution de <i>Nusselt</i> en fonction de <i>Reynolds</i> définie par: Régime laminaire , disposition: rangée $\varepsilon =22,99$ mm ; $D_t = 8$ mm ; $L_{ch}=50$ mm; $P_{e-s}=141,66$ mm ; $P_{e-r}= 100$ mm ; $P_{e-t}=133,66$ mm; $P_{e-ch}=91,66$ mm ; $\theta=60^\circ$	89

LISTE DES TABLEAUX

Tableau	page
<u>CHAPITRE.I:</u>	
Tabl.(I.1): Coefficient d'absorption α et d'émission ε pour les supports les plus utilisées comme absorbeur	4
Tabl.(I.2): conductivité thermique des matériaux les plus courants	4
<u>CHAPITRE.III:</u>	
Tabl.(III.1): caractéristiques géométriques des chicanes (1 ^{ère} période de prises de mesure)	57
Tabl.(III.2): caractéristiques géométriques des chicanes (2 ^{ème} période de prises de mesure)	58
Tabl.(III.3): caractéristiques géométriques des chicanes (3 ^{ème} période de prises de mesure)	58
<u>CHAPITRE.IV:</u>	
Tabl.(IV.1): Evolution de la température de sortie et du rendement thermique en fonction du débit volumique définie par: capteur lisse (sans chicanes)	64
Tabl.(IV.2): Evolution de la température de sortie et du rendement thermique en fonction du débit volumique définie par: Disposition: rangée $\varepsilon = 17,5$ mm ; $D_t = 8$ mm ; $L_{ch} = 100$ mm ; $P_{e-s} = 125$ mm ; $P_{e-r} = 100$ mm ; $P_{e-t} = 117$ mm ; $P_{e-ch} = 25$ mm ; $\theta = 30^\circ$	64
Tabl.(IV.3): Evolution de la température de sortie et du rendement thermique en fonction du débit volumique définie par: Disposition: rangée $\varepsilon = 17,5$ mm ; $D_t = 4$ mm ; $L_{ch} = 100$ mm ; $P_{e-s} = 125$ mm ; $P_{e-r} = 100$ mm ; $P_{e-t} = 121$ mm ; $P_{e-ch} = 25$ mm ; $\theta = 30^\circ$	64
Tabl.(IV.4): Evolution de la température de sortie et du rendement thermique en fonction du débit volumique définie par: Disposition: rangée $\varepsilon = 17,5$ mm ; $D_t = 8$ mm ; $L_{ch} = 100$ mm ; $P_{e-s} = 125$ mm ; $P_{e-r} = 70$ mm ; $P_{e-t} = 117$ mm ; $P_{e-ch} = 25$ mm ; $\theta = 30^\circ$	65

Tabl.(IV.5): Evolution de la température de sortie et du rendement thermique en fonction du débit volumique définie par: Disposition: rangée $\varepsilon = 17,5 \text{ mm}$; $D_t = 4 \text{ mm}$; $L_{ch} = 100 \text{ mm}$; $P_{e-s} = 125 \text{ mm}$; $P_{e-r} = 70 \text{ mm}$; $P_{e-t} = 121 \text{ mm}$; $P_{e-ch} = 25 \text{ mm}$; $\theta = 30^\circ$	65
Tabl.(IV.6): Evolution de la température de sortie et du rendement thermique en fonction du débit volumique définie par: Disposition: rangée $\varepsilon = 17,5 \text{ mm}$; $D_t = 8 \text{ mm}$; $L_{ch} = 100 \text{ mm}$; $P_{e-s} = 125 \text{ mm}$; $P_{e-r} = 50 \text{ mm}$; $P_{e-t} = 117 \text{ mm}$; $P_{e-ch} = 25 \text{ mm}$; $\theta = 30^\circ$	66
Tabl.(IV.7): Evolution de la température de sortie et du rendement thermique en fonction du débit volumique définie par: Disposition: rangée $\varepsilon = 17,5 \text{ mm}$; $D_t = 8 \text{ mm}$; $L_{ch} = 100 \text{ mm}$; $P_{e-s} = 125 \text{ mm}$; $P_{e-r} = 50 \text{ mm}$; $P_{e-t} = 121 \text{ mm}$; $P_{e-ch} = 25 \text{ mm}$; $\theta = 30^\circ$	66
Tabl.(IV.8): Evolution de la température de sortie et du rendement thermique en fonction du débit volumique définie par: Disposition: quinconce $\varepsilon = 17,5 \text{ mm}$; $D_t = 8 \text{ mm}$; $L_{ch} = 100 \text{ mm}$; $P_{e-s} = 125 \text{ mm}$; $P_{e-r} = 100 \text{ mm}$; $P_{e-t} = 117 \text{ mm}$; $P_{e-ch} = 25 \text{ mm}$; $\theta = 30^\circ$	67
Tabl.(IV.9): Evolution de la température de sortie et du rendement thermique en fonction du débit volumique définie par: Disposition: quinconce $\varepsilon = 17,5 \text{ mm}$; $D_t = 4 \text{ mm}$; $L_{ch} = 100 \text{ mm}$; $P_{e-s} = 125 \text{ mm}$; $P_{e-r} = 100 \text{ mm}$; $P_{e-t} = 121 \text{ mm}$; $P_{e-ch} = 25 \text{ mm}$; $\theta = 30^\circ$	67
Tabl.(IV.10): Evolution de la température de sortie et du rendement thermique en fonction du débit volumique définie par: Disposition: quinconce $\varepsilon = 17,5 \text{ mm}$; $D_t = 8 \text{ mm}$; $L_{ch} = 100 \text{ mm}$; $P_{e-s} = 125 \text{ mm}$; $P_{e-r} = 70 \text{ mm}$; $P_{e-t} = 117 \text{ mm}$; $P_{e-ch} = 25 \text{ mm}$; $\theta = 30^\circ$	68
Tabl.(IV.11): Evolution de la température de sortie et du rendement thermique en fonction du débit volumique définie par: Disposition: quinconce $\varepsilon = 17,5 \text{ mm}$; $D_t = 8 \text{ mm}$; $L_{ch} = 100 \text{ mm}$; $P_{e-s} = 125 \text{ mm}$; $P_{e-r} = 50 \text{ mm}$; $P_{e-t} = 117 \text{ mm}$; $P_{e-ch} = 25 \text{ mm}$; $\theta = 30^\circ$	68
Tabl.(IV.12): Evolution de la température de sortie et du rendement thermique en fonction du débit volumique définie par: Disposition: rangée $\varepsilon = 22,99 \text{ mm}$; $D_t = 8 \text{ mm}$; $L_{ch} = 50 \text{ mm}$; $P_{e-s} = 141,66 \text{ mm}$; $P_{e-r} = 100 \text{ mm}$; $P_{e-t} = 133,66 \text{ mm}$; $P_{e-ch} = 91,66 \text{ mm}$; $\theta = 60^\circ$	69

Tabl.(IV.13): Evolution de la température de sortie et du rendement thermique en fonction du débit volumique définie par: Disposition: rangée $\varepsilon = 22,99$ mm ; $D_t = 8$ mm ; $L_{ch} = 50$ mm ; $P_{e-s} = 141,66$ mm ; $P_{e-r} = 70$ mm ; $P_{e-t} = 133,66$ mm ; $P_{e-ch} = 91,66$ mm ; $\theta = 60^\circ$	69
Tabl.(IV.14): Evolution de la température de sortie et du rendement thermique en fonction du débit volumique définie par: Disposition: rangée $\varepsilon = 22,99$ mm ; $D_t = 8$ mm ; $L_{ch} = 50$ mm ; $P_{e-s} = 141,66$ mm ; $P_{e-r} = 50$ mm ; $P_{e-t} = 133,66$ mm ; $P_{e-ch} = 91,66$ mm ; $\theta = 60^\circ$	70
Tabl.(IV.15): Evolution de la température de sortie et du rendement thermique en fonction du débit volumique définie par: Disposition: rangée $\varepsilon = 22,99$ mm ; $D_t = 8$ mm ; $L_{ch} = 100$ mm ; $P_{e-s} = 125$ mm ; $P_{e-r} = 100$ mm ; $P_{e-t} = 117$ mm ; $P_{e-ch} = 25$ mm ; $\theta = 60^\circ$	70
Tabl.(IV.16): Evolution de la température de sortie et du rendement thermique en fonction du débit définie par: Disposition: rangée $\varepsilon = 22,99$ mm ; $D_t = 4$ mm ; $L_{ch} = 100$ mm ; $P_{e-s} = 125$ mm ; $P_{e-r} = 100$ mm ; $P_{e-t} = 121$ mm ; $P_{e-ch} = 25$ mm ; $\theta = 60^\circ$	71
Tabl.(IV.17): Evolution de la température de sortie et du rendement thermique en fonction du débit volumique définie par: Disposition: rangée $\varepsilon = 22,99$ mm ; $D_t = 8$ mm ; $L_{ch} = 100$ mm ; $P_{e-s} = 125$ mm ; $P_{e-r} = 70$ mm ; $P_{e-t} = 117$ mm ; $P_{e-ch} = 25$ mm ; $\theta = 60^\circ$	71
Tabl.(IV.18): Evolution de la température de sortie et du rendement thermique en fonction du débit volumique définie par: Disposition: rangée $\varepsilon = 22,99$ mm ; $D_t = 4$ mm ; $L_{ch} = 100$ mm ; $P_{e-s} = 125$ mm ; $P_{e-r} = 70$ mm ; $P_{e-t} = 121$ mm ; $P_{e-ch} = 25$ mm ; $\theta = 60^\circ$	72
Tabl.(IV.19): Evolution de la température de sortie et du rendement thermique en fonction du débit définie par: Disposition: rangée $\varepsilon = 22,99$ mm ; $D_t = 8$ mm ; $L_{ch} = 100$ mm ; $P_{e-s} = 125$ mm ; $P_{e-r} = 50$ mm ; $P_{e-t} = 117$ mm ; $P_{e-ch} = 25$ mm ; $\theta = 60^\circ$	72
Tabl.(IV.20): Evolution de la température de sortie et du rendement thermique en fonction du débit définie par: Disposition: rangée $\varepsilon = 22,99$ mm ; $D_t = 4$ mm ; $L_{ch} = 100$ mm ; $P_{e-s} = 125$ mm ; $P_{e-r} = 50$ mm ; $P_{e-t} = 121$ mm ; $P_{e-ch} = 25$ mm ; $\theta = 60^\circ$	73

Tabl.(IV.21): Evolution de la température de sortie et du rendement thermique en fonction du débit définie par: Disposition: quinconce $\varepsilon = 17,5 \text{ mm}$; $D_t = 4 \text{ mm}$; $L_{ch} = 100 \text{ mm}$; $P_{e-s} = 125 \text{ mm}$; $P_{e-r} = 70 \text{ mm}$; $P_{e-t} = 121 \text{ mm}$; $P_{e-ch} = 25 \text{ mm}$; $\theta = 60^\circ$	73
Tabl.(IV.22): Evolution de la température de sortie et du rendement thermique en fonction du débit définie par: Disposition: quinconce $\varepsilon = 29,99 \text{ mm}$; $D_t = 8 \text{ mm}$; $L_{ch} = 50 \text{ mm}$; $P_{e-s} = 141,66 \text{ mm}$; $P_{e-r} = 100 \text{ mm}$; $P_{e-t} = 133,66 \text{ mm}$; $P_{e-ch} = 91,66 \text{ mm}$; $\theta = 60^\circ$	74
Tabl.(IV.23): Evolution de la température de sortie et du rendement thermique en fonction du débit définie par: Disposition: quinconce $\varepsilon = 29,99 \text{ mm}$; $D_t = 8 \text{ mm}$; $L_{ch} = 50 \text{ mm}$; $P_{e-s} = 141,66 \text{ mm}$; $P_{e-r} = 70 \text{ mm}$; $P_{e-t} = 133,66 \text{ mm}$; $P_{e-ch} = 91,66 \text{ mm}$; $\theta = 60^\circ$	74
Tabl.(IV.24): Evolution de la température de sortie et du rendement thermique en fonction du débit définie par: Disposition: quinconce $\varepsilon = 29,99 \text{ mm}$; $D_t = 8 \text{ mm}$; $L_{ch} = 50 \text{ mm}$; $P_{e-s} = 141,66 \text{ mm}$; $P_{e-r} = 50 \text{ mm}$; $P_{e-t} = 133,66 \text{ mm}$; $P_{e-ch} = 91,66 \text{ mm}$; $\theta = 60^\circ$	75
Tabl.(IV.25): Evolution de la température de sortie et du rendement thermique en fonction du débit définie par: Disposition: quinconce $\varepsilon = 29,99 \text{ mm}$; $D_t = 8 \text{ mm}$; $L_{ch} = 100 \text{ mm}$; $P_{e-s} = 125 \text{ mm}$; $P_{e-r} = 100 \text{ mm}$; $P_{e-t} = 117 \text{ mm}$; $P_{e-ch} = 25 \text{ mm}$; $\theta = 60^\circ$	75
Tabl.(IV.26): Evolution de la température de sortie et du rendement thermique en fonction du débit définie par: Disposition: quinconce $\varepsilon = 29,99 \text{ mm}$; $D_t = 4 \text{ mm}$; $L_{ch} = 100 \text{ mm}$; $P_{e-s} = 125 \text{ mm}$; $P_{e-r} = 100 \text{ mm}$; $P_{e-t} = 121 \text{ mm}$; $P_{e-ch} = 25 \text{ mm}$; $\theta = 60^\circ$	76
Tabl.(IV.27): Evolution de la température de sortie et du rendement thermique en fonction du débit définie par: Disposition: quinconce $\varepsilon = 29,99 \text{ mm}$; $D_t = 8 \text{ mm}$; $L_{ch} = 100 \text{ mm}$; $P_{e-s} = 125 \text{ mm}$; $P_{e-r} = 70 \text{ mm}$; $P_{e-t} = 117 \text{ mm}$; $P_{e-ch} = 25 \text{ mm}$; $\theta = 60^\circ$	76
Tabl.(IV.28): Evolution de la température de sortie et du rendement thermique en fonction du débit définie par: Disposition: quinconce $\varepsilon = 29,99 \text{ mm}$; $D_t = 4 \text{ mm}$; $L_{ch} = 100 \text{ mm}$; $P_{e-s} = 125 \text{ mm}$; $P_{e-r} = 70 \text{ mm}$; $P_{e-t} = 121 \text{ mm}$; $P_{e-ch} = 25 \text{ mm}$; $\theta = 60^\circ$	77

Tabl.(IV.29): Evolution de la température de sortie et du rendement thermique en fonction du débit définie par: Disposition: quinconce $\varepsilon = 29,99$ mm ; $D_t = 8$ mm ; $L_{ch} = 100$ mm; $P_{e-s} = 125$ mm ; $P_{e-t} = 50$ mm ; $P_{e-t} = 117$ mm; $P_{e-ch} = 25$ mm ; $\theta = 60^\circ$	77
Tabl.(IV.30): Evolution de la température de sortie et du rendement thermique en fonction du débit définie par: Disposition: quinconce $\varepsilon = 29,99$ mm ; $D_t = 4$ mm ; $L_{ch} = 100$ mm; $P_{e-s} = 125$ mm ; $P_{e-t} = 50$ mm ; $P_{e-t} = 121$ mm; $P_{e-ch} = 25$ mm ; $\theta = 60^\circ$	78
Tabl.(IV.31): Evolution de la température de sortie et du rendement thermique en fonction du débit volumique définie par: Disposition: quinconce $\varepsilon = 17,5$ mm ; $D_t = 4$ mm ; $L_{ch} = 100$ mm; $P_{e-s} = 125$ mm ; $P_{e-r} = 50$ mm ; $P_{e-t} = 121$ mm; $P_{e-ch} = 25$ mm ; $\theta = 60^\circ$	78

SOMMAIRE

Dédicace

Remerciements

Nomenclature

Liste des figures

Liste des tableaux

Introduction générale

CHAPITRE.I: Généralité sur les capteurs solaires

Introduction	1
I.Les capteurs solaires	1
I.1.Capteurs solaires à conversion thermique	2
I.1.1.Capteurs solaires plans	2
I.1.1.1.Capteurs solaires plans à air	2
I.1.1.1.1.Les principaux composants d'un capteur solaire plan à air	3
I.1.1.1.2.Fluide caloporteur	5
I.1.1.1.3.Classification des capteurs solaires plans à air	6
I.1.1.1.4.Optimisation des échanges thermiques	6
I.1.1.1.5.Pertes thermiques des insolateurs	7
I.1.1.1.6.Domaine d'application des capteurs solaires plans à air	8
I.1.1.2.Capteur plan à eau	10
I.1.2.Capteurs solaires à concentration	11
I.2.Les capteurs solaires photovoltaïques	12
I.3.Rendement thermique et énergie utile	13
Conclusion	13

CHAPITRE.II: Synthèse bibliographique sur les capteurs solaires

Introduction	14
II. Travaux de recherche d'amélioration des performances d'un capteur solaire plan en fonction de rugosités artificielles	14
Conclusion	50

CHAPITRE.III: Etude expérimentale

Introduction	51
III.1.Description du dispositif expérimental	51
III.2.Instruments de mesure utilisés	55
III.3.Caractéristiques géométriques des chicane	57
Conclusion	59

CHAPITRE.IV: Discussion et interprétation des résultats

Introduction	60
IV.1.Modélisation mathématique du coefficient d'échange thermique par convection: h_c	61
IV.2.Discussion et interprétation des résultats	63
IV.2.1.Evolution de la température de sortie et du rendement thermique en fonction du débit volumique du capteur solaire plan à air muni de chicane rectangulo-triangulaires	63
IV.2.2.Détermination du nombre de <i>Nusselt</i> : N_u	78
IV.2.2.1.Résolution du système matriciel (Régime laminaire): $Re \leq 2300$	80
IV.2.2.2.Résolution du système matriciel (Régime turbulent): $Re \geq 3000$	81
IV.2.3.Représentations graphiques	83
IV.2.3.1.Représentation graphique de l'évolution de la température de sortie en fonction du temps	83
IV.2.3.2.Représentation graphique du rendement thermique en fonction du débit volumique	85
IV.2.3.3.Représentations graphiques du nombre de <i>Nusselt</i> en fonction du nombre de <i>Reynolds</i>	89
IV.2.3.3.1. <i>Nusselt</i> en fonction de <i>Reynolds</i> pour un régime laminaire	89
IV.2.3.3.2. <i>Nusselt</i> en fonction de <i>Reynolds</i> pour un régime turbulent	89
Conclusion	90

Conclusion générale**Références bibliographiques**

INTRODUCTION GENERALE:

En vue de perfectionner, améliorer et optimiser les performances thermiques des capteurs solaires à air par accroissement, notamment, des échanges thermiques convectifs, on met en place dans le conduit utile de l'insolateur des rugosités artificielles sous formes diverses dites chicanes. Elles sont introduites dans la veine d'écoulement de l'air permettant de créer des perturbations de l'écoulement dans un capteur solaire sans chicanes. Cette manière de faire offre la possibilité au fluide caloporteur d'emprunter des parcours plus longs. Cela assure, par conséquent, un séjour plus important du fluide caloporteur en contact avec la surface chaude pour extraire davantage de calories.

De nombreuses recherches expérimentales de tous les coins du Monde montre que l'introduction d'un certain nombre de chicanes selon plusieurs configurations et dispositions variées dans l'espace utile des capteurs solaires à air, permet d'obtenir de considérables améliorations des rendements thermiques. Ce procédé représente un profit très important en matière d'énergie gratuite et également en matière d'énergie propre.

Toutefois, l'introduction de cette rugosité artificielle engendre l'intensification des pertes de charge. Cela fait appel à une puissance mécanique supplémentaire pour le pompage du fluide caloporteur depuis l'entrée du capteur jusqu'à la sortie, donc, l'usage de plus d'énergie électrique.

Dans la présente étude expérimentale, on met la lumière sur l'influence thermique de la géométrie d'une seule configuration de chicane disposée à l'intérieur d'un canal rectangulaire, avec deux dispositions: en rangée et en quinconce, où on travaille avec un fluide compressible (l'air dans notre cas), en utilisant un capteur solaire plan à air disponible au niveau du Hall de technologie du département de génie mécanique de l'université de Biskra.

L'objectif primordial de cette étude expérimentale est de mettre en relief par des approches semi-empiriques des corrélations, par la méthode de l'analyse dimensionnelle, permettant d'évaluer les échanges thermiques tels que le coefficient d'échange thermique par convection et, ainsi, le nombre adimensionnel de *Nusselt*, occasionnées par la présence d'un modèle de rugosité artificielle fait de plaques minces en aluminium, en fonction des paramètres géométriques de ces chicanes, de leur configuration, de leur dispositions et du régime d'écoulement.

La présente recherche se répartit sur quatre chapitres.

Le premier chapitre est consacré aux caractéristiques techniques des capteurs solaires où l'on cite l'importance de l'énergie solaire, les différents types de capteurs solaires, leurs principaux composants, les définitions de ceux-ci et quelques illustrations.

Le deuxième chapitre représente une synthèse bibliographique sur les capteurs solaires plan à air muni de chicanes. Ce chapitre porte sur presque une trentaine de travaux de recherche réalisés auparavant sur la même thématique, où figurent les configurations de chicanes adoptées, leurs dispositions à l'intérieur des conduits utiles des différents capteurs solaires et les corrélations semi-empiriques formulées.

Le troisième chapitre consiste à une étude expérimentale, en particulier, la description du banc d'essai destiné à la réalisation de notre étude. On décrit, ainsi, le dispositif expérimental et les différents instruments de mesure utilisés pour le prélèvement des températures d'entrée, des températures de sortie, des vitesses expérimentales de l'air ainsi que le rayonnement solaire. On présente, en outre, la forme des chicanes en aluminium (choisi pour sa bonne conductivité thermique) destinées à cette étude.

Le quatrième chapitre est réservé à la discussion et à l'interprétation des résultats. A cet effet, on expose les deux différentes dispositions (rangée et quinconce) de la configuration des chicanes utilisée (rectangulo-triangulaire), les différentes valeurs des paramètres géométriques, la méthode d'analyse dimensionnelle utilisée (vaschy-Bukingham) pour les deux modélisations mathématiques du coefficient d'échange thermique par convection (régime laminaire et régime turbulent), on dresse les tableaux de résultats obtenus. Enfin, on trace les graphes indispensables à la discussion et à l'interprétation des résultats expérimentaux obtenus.

CHAPITRE:I

Introduction:

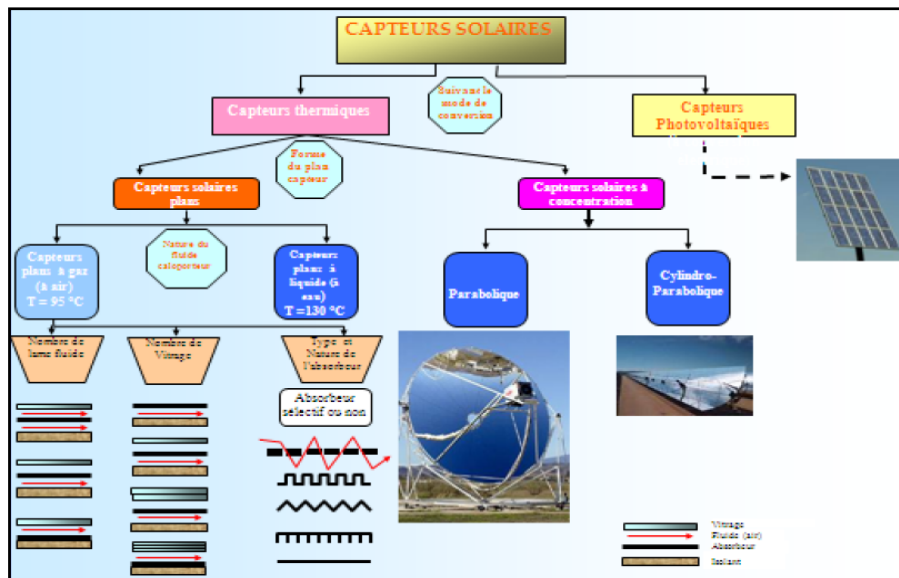
Plusieurs procédés industriels et divers usages domestiques peuvent être réalisés à partir de l'énergie solaire qui sont, à titre indicatif, production de l'énergie électrique, séchage des produits agro-alimentaires et du bois, réfrigération solaire, distillation de l'eau de mer, voitures et bateaux solaires, mini-générateurs photovoltaïques, climatisation des locaux, production de l'eau chaude,...etc.

L'exploitation de cette forme d'énergie renouvelable, pour ces différentes applications, nécessite la conception d'outils qui permettent la conversion de celle-ci en énergie thermique et électrique. Ces outils peuvent être, selon l'usage, des capteurs solaires thermiques ou des panneaux photovoltaïques.

Dans le présent chapitre, on présente un aperçu théorique sur les capteurs solaires, leurs composants et leurs applications.

I. Les capteurs solaires:

On distingue deux catégories de systèmes de conversion de l'énergie solaire (Figure.I.1), à conversion thermique, où l'énergie solaire reçue par le plan du collecteur est entièrement transformée en énergie calorifique et à conversion électrique, dit aussi système photovoltaïque, où l'énergie solaire collectée sur le plan du récepteur est transformée sous forme d'électricité. [1]



Figure(I.1): Différentes formes de captation des rayonnements solaires[1]

I.1. Capteurs solaires à conversion thermique:

Les systèmes à conversion thermique sont diversifiés, on distingue principalement:

I.1.1. Capteurs solaires plans:

Le capteur solaire plan est tout système exposé au rayonnement solaire afin de le capter et de le transformer en énergie thermique (Figure .I.2).[2]

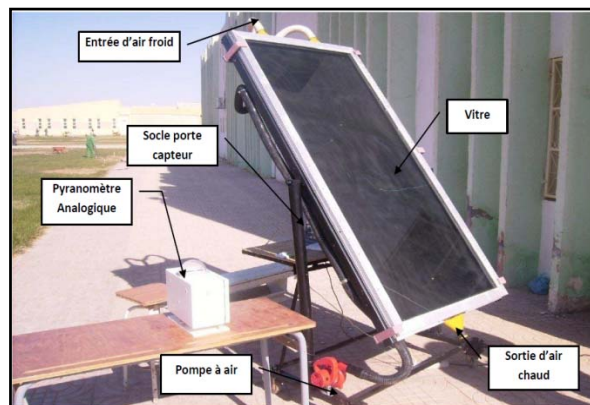
Parmi les capteurs solaires plans, et suivant la nature du fluide caloporteur en circulation utilisé pour véhiculer l'énergie calorifique récupérée, on cite les capteurs solaires plans à gaz (à air) et à liquide (à eau).[1]



Figure(I.2): Capteur solaire plan à air[1]

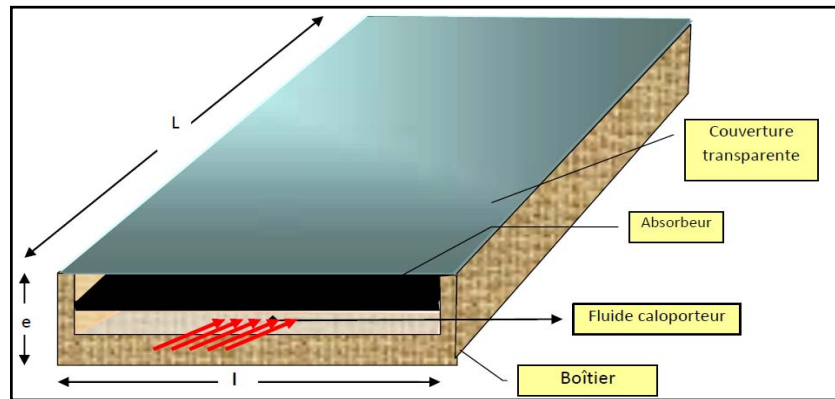
I.1.1.1. Capteurs solaires plans à air (capteur aérothermique).

Les capteurs solaires plans à air, ont presque tous le même principe de fonctionnement, mais leurs différences résident dans le choix des éléments qui les constituent (Figure I.3).[1]



Figure(I.3): Capteur solaire plan à air[1]

I.1.1.1.1. Les principaux composants d'un capteur solaire plan à air:



Figure(I.4): Schéma simplifié d'un capteur solaire plan à air[1]

L'Absorbeur:

L'absorbeur est une surface d'une couleur sombre, souvent noire, c'est le siège de la conversion thermique et sert au transfert de la chaleur au fluide à chauffer, par conduction et convection quand le liquide circule à l'arrière de la surface absorbante (cas des insolateurs à lame d'eau et de certains insolateurs à tubes d'eau) ou juste un transfert par convection si le fluide à chauffer se trouve du côté où arrive le rayonnement (cas des insolateurs japonais du type "bassin", très répandu au Japon pour produire de l'eau chaude).

Il transforme le rayonnement solaire reçu en chaleur et échange celle-ci avec le fluide caloporteur. L'absorbeur est l'élément principal dans le fonctionnement d'un capteur plan. Le choix d'un absorbeur revient à l'analyse de son facteur d'absorption α_λ , qui devrait être proche de l'unité. En général, les absorbeurs sont fabriqués de plaques planes (pour les gaz, air) ou de tubes (pour les liquide) en Plastique, de Cuivre, d'Acier ou d'Aluminium, on utilise aussi des surfaces avec du Zinc sur Aluminium, ainsi que des traitements chimiques réalisés sur la surface en vue d'améliorer les propriétés optiques. L'absorbeur est en général distant de 25 à 30 mm de l'isolant (côté bas).

Un bon absorbeur doit satisfaire les conditions suivantes:

- un facteur d'absorption aussi voisin que possible de l'unité,
- un facteur d'émission d'ondes thermiques faible,
- une bonne conductivité et diffusivité thermique,
- une bonne résistance chimique vis-à-vis du fluide qui le traverse,
- une faible inertie thermique.[3]

Support matériel et traitement	α_λ	ε_λ
Acier et nickel noir sur Nickel	0,95	0,07
Acier et Chrome noir sur Nickel	0,95	0,09
Acier et Chrome noir	0,90	0,07
Cuivre et Chrome noir	0,95	0,14
Acier galvanisé et Chrome noir	0,95	0,16
Cuivre et Cuivre noir	0,85	0,15
Acier et oxyde de fer	0,85	0,08
Aluminium et oxyde de Manganèse	0,70	0,08
Acier et couche organique sur Chrome noir	0,94	0,20
Peinture noire époxy	0,95	0,18
Peinture blanche époxy	0,25	0,91

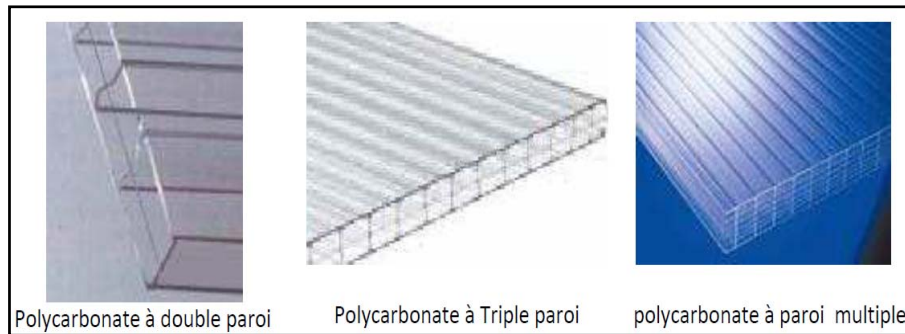
Tableau(I.1): Coefficient d'absorption α et d'émission ε pour les supports les plus utilisées comme absorbeur[1]

Matériaux	$\lambda(\text{w.m}^{-1}.\text{°C}^{-1})$	Matériaux	$\lambda(\text{w.m}^{-1}.\text{°C}^{-1})$
Argent	419	plâtre	0,48
Cuivre	386	Amiante	0,16
Aluminium	204	Coton	0,059
Acier doux	45	Liège	0,044-0,041
Acier inox	14,9	Laine de roche	0,038-0,041
Glace	1,88	Laine de verre	0,035-0,051
béton	1,4	Polystyrène expansé	0,036-0,047
Bois (feuillu-résineux)	0,12-0,23	Polyuréthane(mousse)	0,030-0,045
Brique terre cuite	1,1	Polystyrène extrudé	0,027
verre	0,78	air	0,026

Tableau(I.2): conductivité thermique des matériaux les plus courants[1]

Les couvertures:

Le rôle des couvertures transparentes est limiter les pertes thermiques par convection et par rayonnement vers l'extérieur, qui doivent d'une part être transparentes au rayonnement solaire (dans le domaine du visible) et laisser passer toute ou une partie du rayonnement solaire, d'autre part, de piéger la partie émise par l'absorbeur en particulier les échanges thermiques dans le domaine de l'infrarouge (transparence devant le rayonnement solaire visible $\lambda \leq 3\mu\text{m}$ et opaque aux rayonnements de longueurs d'ondes supérieures $\lambda > 3\mu\text{m}$, qui correspondent au domaine de l'infrarouge) cela forme un véritable piège aux différents échanges dans l'espace compris entre l'absorbeur et les couvertures, ce phénomène est appelé: effet de serre. Comme couvertures transparentes utilisées dans la conception des capteurs solaires plans, on distingue: le verre et les polycarbonates(Fig.I.5).[1]



Figure(I.5): Plaque de polycarbonate alvéolaire à double, à triple et à multiple parois transparentes[1]

Les isolants:

L'isolation joue un rôle très important dans les applications thermiques de l'énergie solaire, pour limiter les pertes par conduction et convection vers le milieu environnant, sur les côtés latéraux et en bas du capteur (Fig.I.6). On distingue trois types d'isolants: isolants minéraux, isolants d'origine végétale et isolants organiques.

Un bon isolant doit avoir les qualités suivantes:

- une faible conductivité thermique
- une chaleur massique qui doit être basse
- une résistance thermique dans l'intervalle des températures de service.[3]

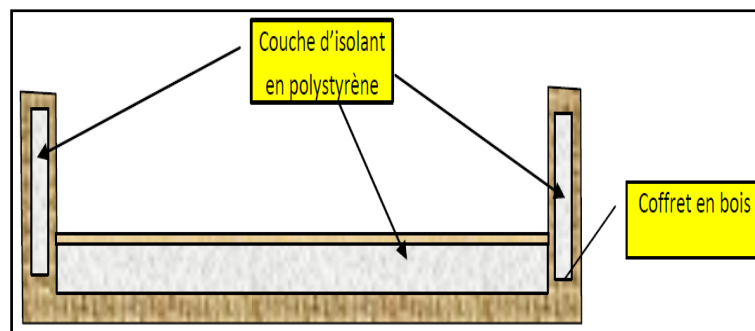


Figure (I.6): Isolation thermique du boîtier[1]

I.1.1.1.2. Fluide caloporteur:

Le fluide caloporteur a pour rôle de véhiculer la chaleur cédée par l'absorbeur, pour l'utiliser directement ou pour la stocker. On utilise trois principaux fluides caloporteurs: l'air, l'eau, les gylthermes.

Le choix du fluide caloporteur doit satisfaire certaines conditions essentielles:

- une faible viscosité,
- un haut point d'ébullition et un bas point de congélation,
- un coefficient de transfert thermique élevé,[3]

- une stabilité physique et chimique dans les conditions d'emploi et de stockage,
- une grande capacité calorifique (C_p),
- une agressivité faible devant les matériaux constituants (le capteur) avec lesquelles il est en contact.

I.1.1.1.3. Classification des capteurs solaires plans à air:

La classification des capteurs solaires plans à air repose sur plusieurs critères, on cite à titre d'exemple:

- selon la forme de l'absorbeur
- le nombre de couvertures transparentes
- le nombre de veine d'air en écoulement et sa disposition vis-à-vis de l'absorbeur

En fonction de la forme de l'absorbeur, on distingue trois grandes catégories de capteurs à air:

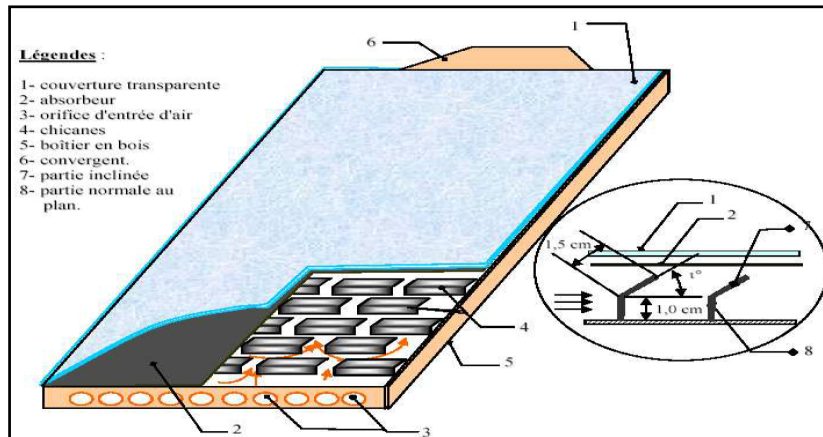
- capteurs à absorbeur perméable
- capteurs à absorbeur à géométrie variable
- capteurs à absorbeur plan.

I.1.1.1.4. Optimisation des échanges thermiques:

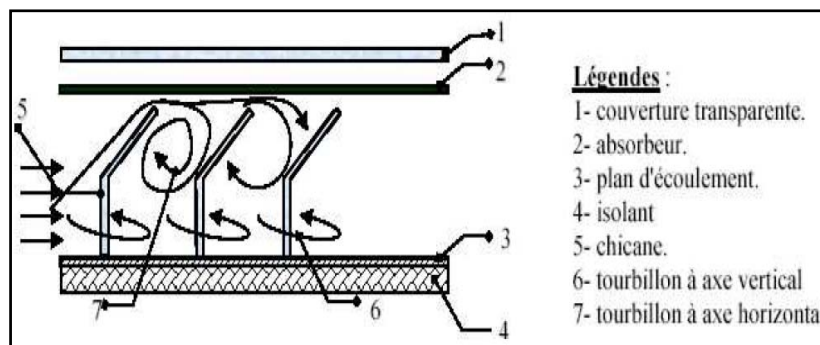
Les capteurs solaires plans à air, présentent de faibles performances thermiques comparativement aux capteurs à liquides. Cet inconvénient est dû aux faibles propriétés thermo-physiques de l'air (capacité calorifique, coefficient de conductivité thermique...etc.).

En vue de réduire les zones mortes, notamment, au niveau des coins de la veine d'air mobile, et pour accroître les performances thermiques des capteurs solaires à air, on devrait créer des écoulements turbulents très développés, qui permettent d'intensifier les échanges thermiques et par conséquent les performances thermiques de ces capteurs. Ces écoulements turbulents sont obtenus en garnissant le conduit de l'insolateur par des obstacles en métal dits chicanes de formes diverses et variées, qui sont réalisées de tôles métalliques d'acier galvanisé ou d'aluminium d'épaisseur 0,4 à 0,5 mm(Fig.I.7).

Les chicanes permettent également à l'air de parcourir de longues trajectoires et par conséquent un temps de séjour important près de l'absorbeur(Fig.I.18). Les paramètres qui influent sur le développement de la turbulence sont: la forme, la disposition, le nombre de rangées et l'inclinaison de ces obstacles (Fig.I.8).[3]



Figure(I.7): Capteur solaire plan à air muni de chicanes[1]



Figure(I.8): Impact de l'air en présence des chicanes[4]

I.1.1.1.5. Pertes thermiques des insolateurs:

Malgré les précautions prises pour assurer une bonne isolation thermique, des pertes sont inévitables, et qui dépendent de la nature des matériaux utilisés, de l'orientation de l'insolateur, de son inclinaison par rapport au plan horizontal, des conditions météorologiques (température ambiante), de l'état hygrométrique de l'air, de la limpidité plus au moins grande de l'atmosphère, de la vitesse du vent au sol.

Les pertes dépendent également de la température de la surface absorbante, variable d'un point à un autre et allant en augmentant dans le sens de circulation du fluide.

Augmenter la performance des insolateurs, consiste principalement en une limitation aussi grande que possible des pertes thermiques par conduction et par réémission de la face absorbante. [3]

On cite comme exemple les insolateurs brevetés "SUN-A-RIO", dits "à corps noir invisible" qui ont vu un progrès au niveau des surfaces sélectives, où on est arrivé à porter la température à 130° et même à 140°C l'Eté, et 70° à 80°C et même d'avantage l'Hiver selon les régions. Dans ce type d'insolateur, les surfaces noires sont masquées par un dispositif spécial afin de limiter les pertes par réémission, et les éliminer de la vue des observateurs, ce qui permet de trouver des solutions d'esthétique en équipant des bâtiments, ou d'installer des ensembles d'insolateurs dans des sites dont il est important de protéger l'harmonie avec le paysage environnant.[3]

I.1.1.1.6. Domaine d'application des capteurs solaires plans à air: Les capteurs solaires plans à air peuvent être utilisés dans différents domaines d'application:

- **l'agriculture:**

pour satisfaire les conditions requises pour le développement et l'accroissement des plantes sous serres en plastique ou en verre durant les périodes d'Hiver où la température extérieure est très basse. L'utilisation des capteurs solaires plans à air permis de produire de l'air chaud à une température convenable en fonction des conditions environnantes (Fig.I.9). Durant la journée, le chauffage de la serre horticole est assuré par un débit d'air provenant directement des capteurs solaires. Par contre, durant la nuit, l'air chaud provient de la chaleur sensible stockée durant la journée, à proximité des serres dans une batterie parfaitement calorifugé, constituée de sable comme galets de pierre, qui emmagasine la chaleur durant la journée ou le soleil est disponible.[1]



Figure(I.9): Capteur solaire à air montée en série pour assurer le chauffage d'une serre horticole en verre[1]

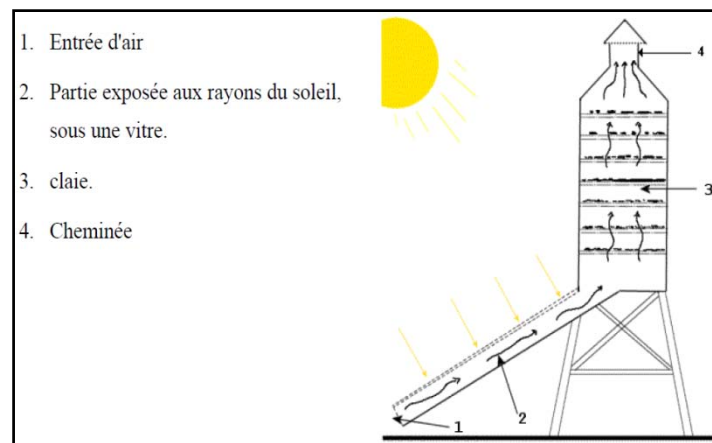
- **le bâtiment:**

par utilisation d'un mur trombe qui fonctionne suivant le principe d'un capteur solaire plan à air (Figure I.10 et I.11).[1]

<p>Figure(I.10): Principe de fonctionnement d'un mur Trombe[1]</p>	<p>Figure(I.11): Maison équipée de mur trombe installée sur la façade orientée vers le sud[1]</p>

- **le séchage des produits agro-alimentaires:**

Il est assuré par un séchoir solaire de type indirect qui se compose d'un collecteur qui convertit le rayonnement solaire en chaleur, une chambre de séchage qui contient le produit et une cheminée(Fig.I.12). L'air véhiculé dans le collecteur solaire est chauffé, sa température augmente en fonction du débit et de l'ensoleillement. L'air chaud est introduit dans l'enceinte de séchage soit par convection naturelle soit actionnée par une pompe à air (convection forcé) pour réaliser un séchage rapide en fonction du débit d'air entrant. La durée de séchage est très variable selon les conditions climatiques environnantes.[1]



Figure(I.12): Principe d'un séchoir solaire indirect[5]

I.1.1.2. Capteur plan à eau

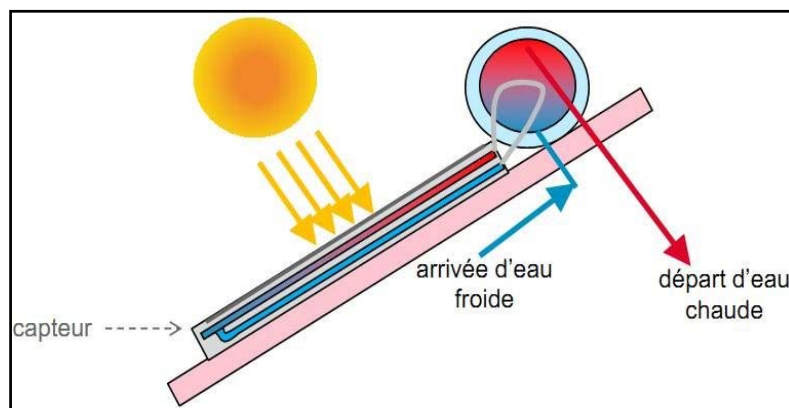
Dans les capteurs thermiques à eau, l'eau où plus souvent un liquide caloporteur, circule dans des tubes en circuit fermé.

Pour obtenir un meilleur rendement, les tubes peuvent être "sous -vide" c'est-à-dire que la surface des tubes est double et qu'entre ces deux couches est fait le vide. Ceci permet d'obtenir un effet de serre.

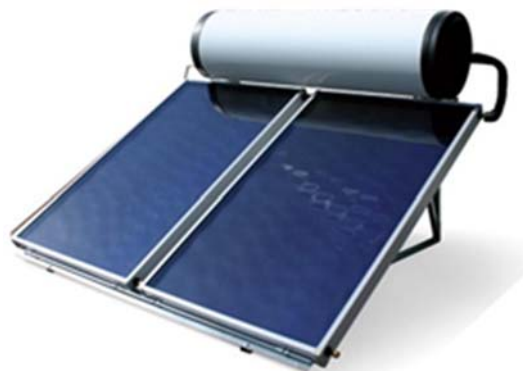
Les capteurs solaires thermiques peuvent également se résumer à une simple surface vitrée sous laquelle circule le liquide caloporteur dans un circuit fermé(Fig.I.13).

Ce système représente la première technologie de capteurs, la moins performante actuellement. L'absorbeur est alors placé à l'intérieur du tube ou sous la plaque vitrée, il est chauffé par le rayonnement solaire et transmet la chaleur au liquide caloporteur qui circule dans les tubes.

Les capteurs solaires à eau sont utilisés pour produire de l'eau chaude sanitaire (ECS) dans un chauffe-eau solaire individuel (CESI), (Fig.I.13).[6]



Figure(I.13): Schéma d'un capteur plan à eau[7]



Figure(I.14): Chauffe-eau solaire[8]

I.1.2. Capteurs solaires à concentration:

Les capteurs à haute température, dit concentrateurs solaires (Fig.I.15, I.16, I.17), dont la surface réceptrice du rayonnement solaire est sous forme parabolique ou cylindro-parabolique, la température du fluide peut dépasser dans certains dispositifs à effet de concentration la valeur de 2000°C.[1]



Figure(I.15): Capteurs à concentration type dishes.[9]



Figure(I.16): Capteurs à concentration type cylindro -paraboliques[9]

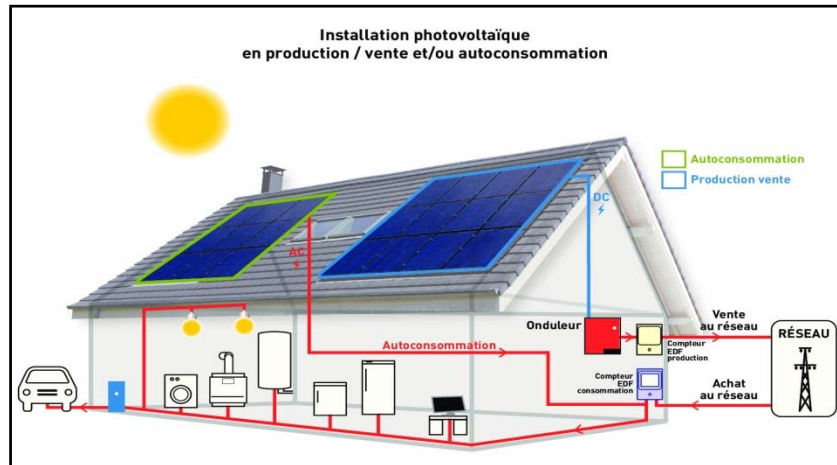


Figure(I.17): Capteurs à concentration type centrale solaire à tour[9]

I.2. Les capteurs solaires photovoltaïques:

Un panneau solaire photovoltaïque est un assemblage de cellules photovoltaïques, la plupart du temps en silicium, destinées à produire de l'électricité à partir de l'énergie solaire; il est également appelé module photovoltaïque(Fig.I.18).

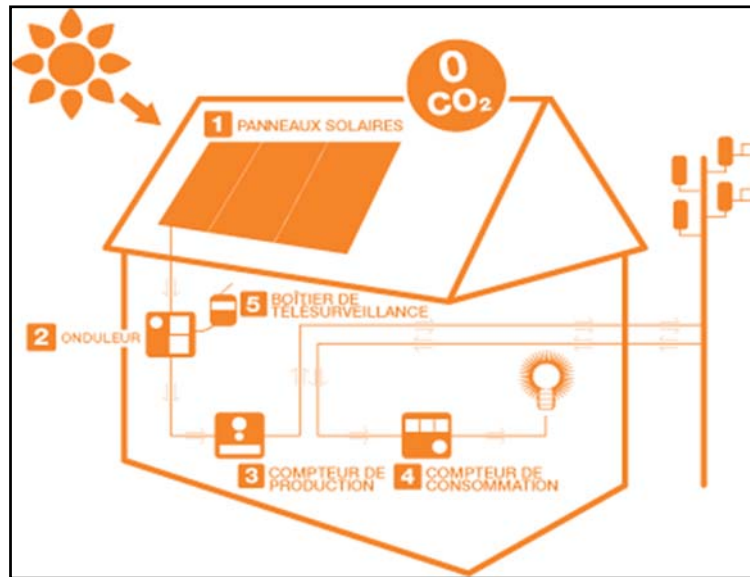
Le capteur solaire photovoltaïque produit en premier lieu d'un courant continu qui est ensuite converti en courant alternatif, de tension 220 V pour une utilisation commune de l'énergie électrique.[10]



Figure(I.18): Capteur solaire photovoltaïque[11]

Composants des capteurs solaires photovoltaïques:

1. Des panneaux solaires, composés de cellules photovoltaïques connectées entre elles et recouvertes, en face avant, par un verre traité pour accroître sa résistance et, en face arrière par un film plastique en Tedlar pour assurer son étanchéité. Les panneaux connectés entre eux sur la toiture, produisent une énergie propre exprimée en Wh (Watts heures), sans bruit ni émission de CO₂.
2. Un onduleur, qui transforme le courant continu produit par les panneaux solaires en courant alternatif pouvant ensuite être injecté sur le réseau de distribution électrique.
3. Un compteur de production qui permet de mesurer la quantité d'électricité injectée sur le réseau.
4. Le compteur de consommation reste inchangé pour mesurer la consommation électrique de la maison.
5. Les données de production enregistrées par l'onduleur sont transmises quotidiennement à Solaire direct par un boîtier de télésurveillance pour suivi et analyse(Fig.I.19).[12]



Figure(I.19): Schéma des composants d'un capteur solaire photovoltaïque[13]

I.3. Rendement thermique et énergie utile (récupérée par le fluide caloporteur)

A condition que, les températures d'entrée et de sortie d'air sont connues, l'équation suivante peut être utilisée pour représenter l'énergie utile:

$$Q_u = \dot{m} C_p (T_{fs} - T_{fi})$$

Ainsi, le rendement thermique(η) du collecteur peut être calculée par:

$$\eta = \frac{Q_u}{I_g A_p} = \frac{\dot{m} C_p (T_{fs} - T_{fi})}{I_g A_p} \quad [14]$$

Conclusion:

Suite à l'aperçu théorique général, ci-dessus, sur les capteurs solaires, ses composants et ses applications, on a pu s'apercevoir que malgré le faible rendement de cette source d'énergie, le solaire gagne du terrain et la majorité des pays du Monde s'orientent vers l'exploitation de celui-ci dans plusieurs domaines vu ses nombreux avantages en comparaison avec les énergies fossiles.

CHAPITRE:II

Introduction:

La quasi-totalité des pays du monde s'orientent, aujourd'hui, vers les énergies renouvelables: solaire, éolienne, biomasse, géothermie et hydraulique. En effet, elles se caractérisent par le fait d'être propres, gratuites, inépuisables et disponibles, contrairement aux énergies fossiles: pétrole, gaz, et charbon dont l'impact sur l'environnement devient inquiétant, voire, alarmant pour la planète terre et pour l'humanité toute entière. Parmi ces énergies renouvelables, le solaire occupe le premier rang. Il peut être converti en énergie thermique pour le chauffage domestique et pour des locaux, la production d'eau chaude sanitaire ainsi que le séchage des produits agricoles. Cette technique qui prend de l'ampleur, jour après jour, nécessite l'usage de différents dispositifs de conversion thermique tels que les capteurs solaires plans à air, en particulier à canal rectangulaire.

En vue de l'amélioration des performances thermiques et dynamiques de ce type de capteurs, on fait recours à l'introduction dans le conduit utile de ceux-ci des rugosités artificielles appelées "chicanes". Dans ce sens et depuis des décennies, plusieurs travaux de recherche portant sur ce thématique ont été menés par de nombreux chercheurs de tous les coins du monde. Ainsi, dans ce chapitre, essaye-t-on de présenter une recherche bibliographique concernant ce sujet.

II. Travaux de recherche d'amélioration des performances d'un capteur solaire plan en fonction de rugosités artificielles:

Prasad et Saini (1988), ont tenté d'améliorer le coefficient de transfert de chaleur par convection entre la plaque absorbante et l'air dans un panneau solaire à plaque plane en dotant la plaque absorbante d'une rugosité artificielle. Ils ont réalisé une étude d'un flux complètement turbulent dans un conduit de panneau solaire à air avec des fils de métal saillants de petit diamètre sur la plaque absorbante. Ils ont développé, ainsi, des expressions pour prédire le nombre *Nusselt* et le coefficient de frottement. Ils ont comparé, en outre, les résultats de ces expressions aux résultats disponibles. Ils se sont avérés comparables avec un écart moyen de 6.3% pour le facteur de frottement et 10.7% pour le nombre de *Nusselt*. Enfin, ils ont également étudié l'effet de la hauteur et du pas des éléments de rugosité sur le taux de transfert de chaleur et le frottement pour une gamme de paramètre décrite comme suit:[15]

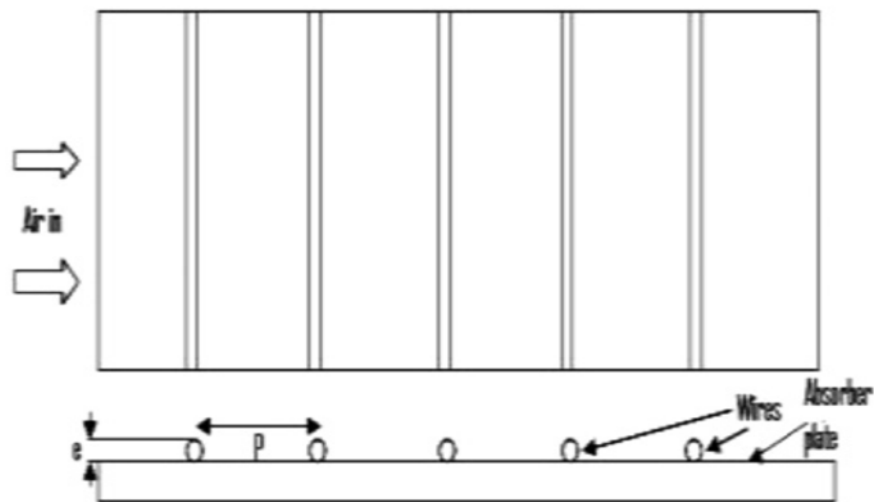
$$\left\{ \begin{array}{l} \text{pas de rugosité relative } \left(\frac{P}{e}\right) \text{ de } 10.15 \text{ et } 20 \\ \text{hauteur de rugosité relative } \left(\frac{e}{D}\right) \text{ de } 0.020 ; 0,027 \text{ à } 0.033 \\ \text{nombre de Reynolds: } 5000 - 50000 \end{array} \right.$$

Le coefficient de frottement et le nombre de *Nusselt* sont exprimés par:

$$f = \frac{2}{\left[0.95 \left(\frac{P}{e}\right)^{0.53} + 2.5 \ln \left(\frac{D}{2e}\right) - 3.75\right]^2}$$

$$N_u = 0.014 \times (P_r)^{0.5} (f)^{0.5} R_e$$

Une amélioration du nombre de *Nusselt* et du coefficient de frottement dans le conduit rendu rugueux est d'environ 2.38; 2.14; 2.01 et 4.25; 3.39; 2.93 fois par rapport à ceux du conduit lisse pour un pas de rugosité relatif de 10, 15 et 20 respectivement.[15]

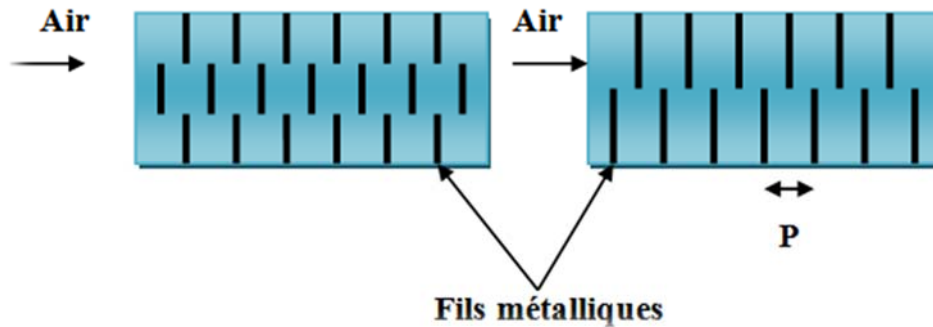


Figure(II.1): rugosité avec fils métalliques continus transversaux [15]

Sahu et Bhagoria (2005), ont étudié la performance thermique d'un capteur solaire à air, en introduisant dans le canal utile 90 fils transversaux discontinus.

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{hauteur } (e) \text{ égal à } 1.5 \text{ mm} \\ \text{rapport de forme } \left(\frac{W}{H}\right) \text{ égal à } 8 \\ \text{pas entre rangées } (P): 10 - 30 \text{ mm} \\ \text{nombre de Reynolds: } 3000 - 12000 \end{array} \right.$$

Les résultats expérimentaux ont montré que le coefficient de transfert thermique est passé de 1.25 à 1.4 fois par rapport à un capteur solaire lisse. L'efficacité thermique peut atteindre 83.5% pour une plaque ayant un pas de rugosité de 20mm.[2]



Figure(II.2): rugosité avec fils métalliques discontinus transversaux[16]

Gupta et al.(1997), ont étudié l'effet de la hauteur relative de la rugosité (e/D), l'inclinaison de la nervure par rapport à la direction d'écoulement (α) et le nombre de *Reynolds* (Re) sur les performances thermo-hydrauliques d'un capteur solaire à air renforcé dans la région d'écoulement transitoire ($5 < e < 70$) selon la gamme des paramètres de rugosité et de fonctionnement suivante:

$$\left\{ \begin{array}{l} e/D = 0.023 - 0.050 \\ P/e = 7.5 \text{ et } 10 \\ \alpha = 30^\circ - 90^\circ \\ Re = 5000 - 30000 \end{array} \right. [17]$$

Le coefficient de frottement et le coefficient de transfert de chaleur sont respectivement donnés par les expressions:

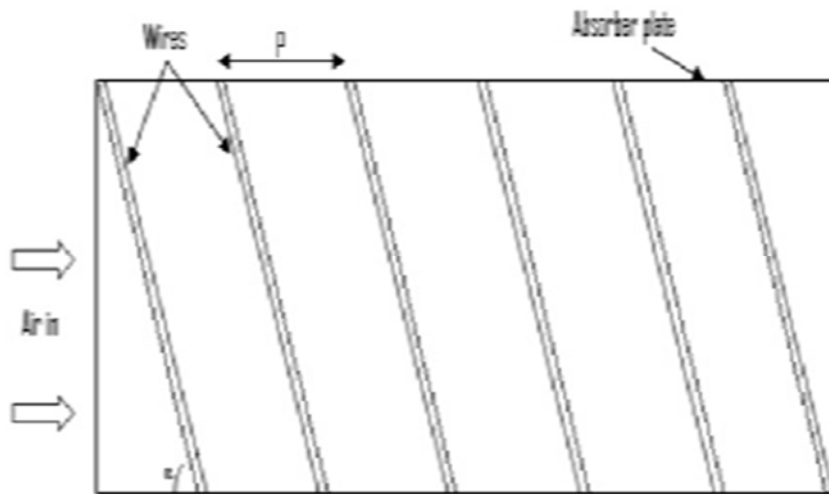
$$f = 0.1911 \left(\frac{e}{D}\right)^{0.196} \left(\frac{W}{H}\right)^{-0.093} Re^{-0.165} \exp\left[-0.993(1 - (\alpha/70))^2\right]$$

- pour $e^+ < 35$:

$$h = 0.0024 \left(\frac{e}{D}\right)^{0.001} (W/H)^{-0.06} (Re)^{1.084} \exp[-0.04(1 - (\alpha/60))^2] (k/D)$$

- pour $e^+ \geq 35$:

$$h = 0.0071 \left(\frac{e}{D}\right)^{-0.24} (W/H)^{-0.028} (Re)^{0.88} \exp\left[-0.475(1 - (\alpha/60))^2\right] \left(\frac{k}{D}\right)$$



Figure(II.3): rugosité avec fils métalliques continus inclinés[17]

Les résultats expérimentaux ont montré que pour un capteur solaire à air durci, le maximum d'amélioration du nombre de *Nusselt* et du coefficient de frottement sont rapportés à l'ordre de 1.8 et 2.7 fois correspondant à des valeurs d'angle d'inclinaison de 60° et 70° respectivement. Les performances thermo-hydrauliques (thermiques et hydrauliques) ont été rapportées pour une hauteur de rugosité relative (e/D) de 0.023 et pour un Nombre de *Reynolds*, Re , de 14000.[17]

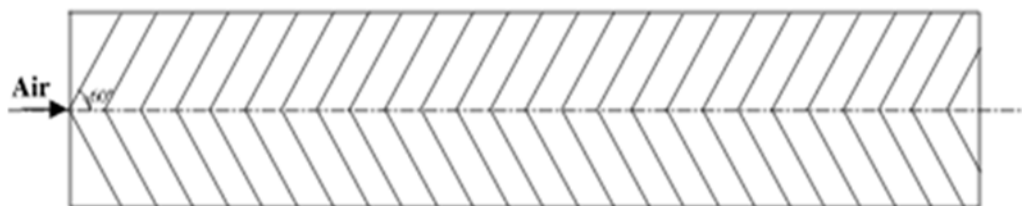
Momin et al.(2002), ils ont rapporté les résultats d'une étude expérimentale de l'effet des paramètres géométriques des nervures en forme de V sur le transfert de chaleur et les caractéristiques d'écoulement de fluide du conduit rectangulaire du capteur solaire avec plaque absorbante comportant des nervures en forme de V sur sa face inférieure. Ils ont choisi pour cette étude une gamme de paramètres sur la base de considérations pratiques du système et des conditions de fonctionnement. L'étude a porté sur un nombre de *Reynolds* (Re) compris entre 2500 et 18000, une hauteur de rugosité relative (e/D_h) de 0.02 à 0.034 et un angle d'attaque de l'écoulement de 30° à 90° pour un pas relatif fixe de 10. Les résultats ont également été comparés à ceux de conduits lisses dans des conditions d'écoulement similaires afin de déterminer l'amélioration du coefficient de transfert de chaleur et du coefficient de frottement.

Les corrélations ont été développées pour l'efficacité du transfert de chaleur et le coefficient de frottement pour le conduit rendu rugueux.

Les expressions du coefficient de frottement et le nombre de *Nusselt* sont respectivement données par:

$$f = 6.266Re^{0.425} \left(\frac{e}{D_h}\right)^{0.565} \left(\frac{\alpha}{60}\right)^{0.093} \exp \left[0.719 \left(\ln \left(\frac{\alpha}{60} \right) \right)^2 \right]$$

$$Nu = 0.067Re^{0.888} (e/D_h)^{0.424} \left(\frac{\alpha}{60}\right)^{0.077} \exp[0.782(\ln \alpha/60)^2] \quad [18]$$

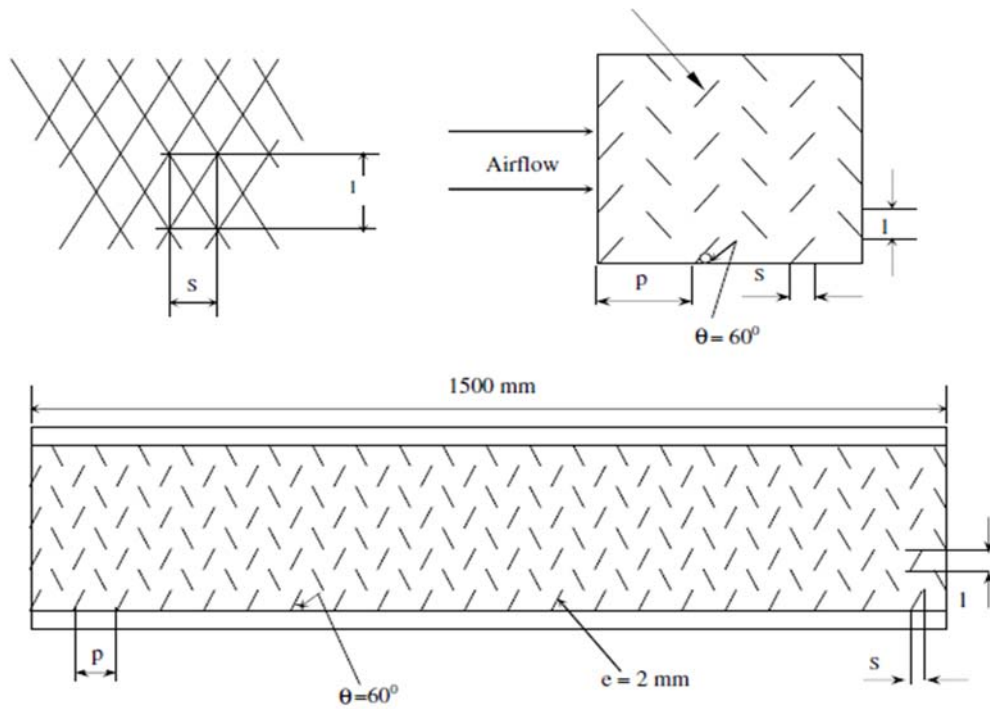


Figure(II.4): rugosité avec fils métalliques continus en forme de V[18]

Karmare et Tikekar(2009), ont constaté que la rugosité artificielle améliore le transfert de chaleur de la plaque collectrice à l'air dans un capteur solaire. Cependant, cela entraînerait une augmentation des pertes par frottement et donc de la puissance requise par le ventilateur ou la soufflante. Cet article présente les résultats d'une étude expérimentale sur les performances thermo-hydrauliques de capteurs solaires à air durcis avec des grains de métal. La plage de variation du système de paramètres et de fonctionnement est étudiée dans les limites de: (e/D_h) de 0.035 à 0.044, (p/e) de 15-17.5 et (l/s) de 1.72, pour une variation de *Reynolds* (Re) de 3600 à 17000. L'étude montre une amélioration substantielle de l'efficacité thermique (10 à 35%) par rapport à un capteur solaire à air avec plaque collectrice lisse. L'amélioration de l'efficacité thermique s'accompagne également d'une augmentation considérable de la puissance de pompage requise en raison de l'augmentation du coefficient de frottement (80-250%). Les conditions optimales de conception et de fonctionnement ont été déterminées sur la base de considérations thermo-hydrauliques. Il a été constaté que les systèmes fonctionnant dans une plage spécifiée du nombre de Reynolds présentent de meilleures performances thermo-hydrauliques en fonction de l'insolation. Une relation entre le système et les paramètres de fonctionnement qui combinent des performances optimales de rendement optimal a été développée.

Le coefficient de frottement et celui du transfert de chaleur pour cette configuration sont respectivement données par:

$$f = 15.55(Re)^{-0.26}(e/D_h)^{0.91}(l/s)^{-0.27}(p/e)^{-0.51}$$
$$Nu = 2.4 \times 10^{-3}(Re)^{1.3}(e/D_h)^{0.42}(l/s)^{-0.146}(p/e)^{-0.27} \quad [19]$$



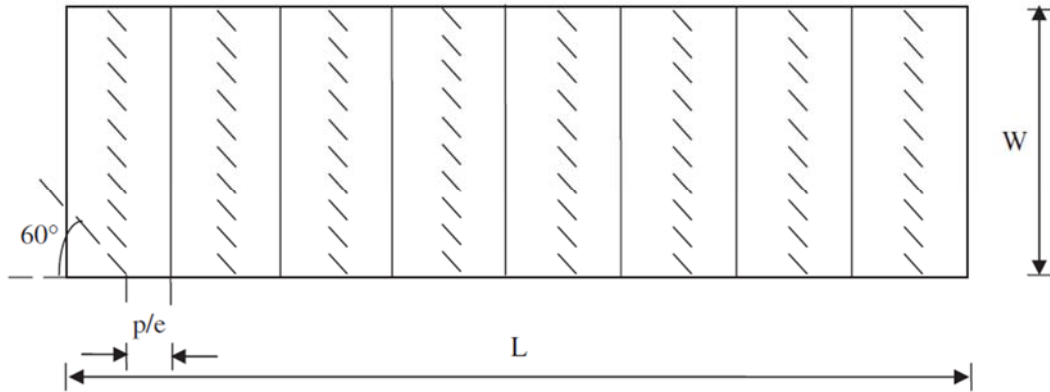
Figure(II.5): disposition d'une surface de rugosité avec petits fils métalliques[19]

Varun et al.(2008), ont réalisée une expérience pour étudier les caractéristiques de transfert de chaleur et de frottement en utilisant une combinaison de nervures inclinées et transversales sur la plaque absorbante d'un capteur solaire à air. L'étude expérimentale a porté sur un nombre de *Reynolds* (Re) compris entre 2000 et 14000, un pas relatif de rugosité (p/e) de 3 à 8 et une hauteur relative de rugosité (e/D) de 0.030. La discussion de l'effet de ces paramètres sur le coefficient de transfert de chaleur et le coefficient de frottement a permis de conclure que les meilleures performances sont obtenues avec un pas de rugosité relative égal à 8.

L'expression du coefficient de frottement et celle du nombre de *Nusselt* sont données par:

$$f = 1.0858 \times Re^{-0.3685} (p/e)^{0.0114}$$

$$Nu = 0.0006 \times Re^{1.213} (p/e)^{0.0114} \quad [20]$$



Figure(II.6): rugosité par combinaison entre fils métalliques transversaux et inclinés[20]

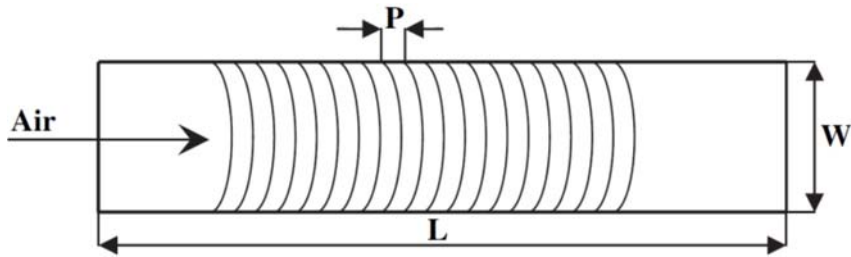
Saini SK et Saini RP(2008), ont étudié expérimentalement l'amélioration du coefficient de transfert de chaleur d'un capteur solaire ayant un conduit d'air doté d'une rugosité artificielle sous la forme de fils parallèles en forme d'arcs servant d'éléments de rugosité. L'effet des paramètres du système tels que la hauteur de rugosité relative (e/d) de 0.0213 à 0.0422; l'angle d'arc ($\alpha/90$) de 0.3333 à 0.6666; pas de rugosité relative(p/e) égal à 10 et le facteur de forme(W/H) de 12, sur le nombre de *Nusselt* (Nu) et le coefficient de frottement (f) à été étudié avec un nombre de Reynolds (Re) de 2000 à 17000. Une amélioration considérable du coefficient de transfert de chaleur a été obtenue avec un tel élément de rugosité.

Le maximum de Nu obtenu a été de 3.80 fois celui du conduit lisse pour un angle d'attaque relatif ($\alpha/90$) de 0.333 et une hauteur de rugosité relative (e/D) de 0.0422. Cependant, l'augmentation du coefficient de frottement correspondant à ces paramètres n'a été que de 1.75 fois seulement.

Pour cette configuration l'expression du coefficient de frottement et celle du nombre de *Nusselt* sont données respectivement par les corrélations suivantes:

$$f = 0.14408 \times Re^{-0.17103} \left(\frac{e}{D}\right)^{0.1765} \left(\frac{\alpha}{90}\right)^{0.1185}$$

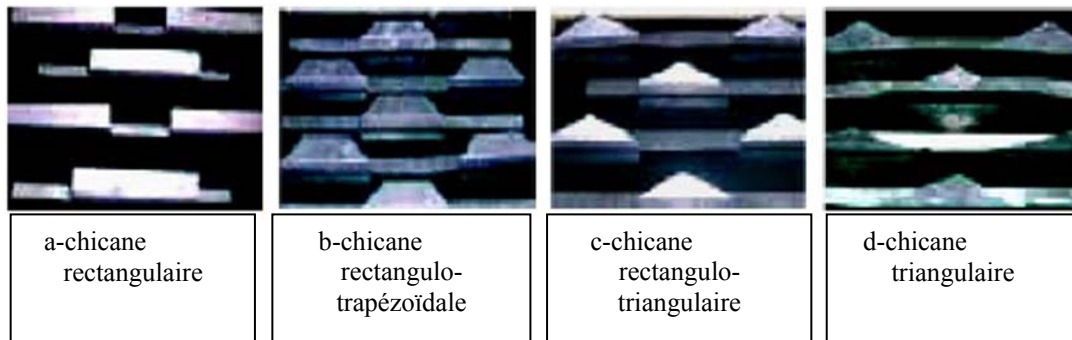
$$Nu = 0.001047 \times Re^{1.3186} \left(\frac{e}{d}\right)^{0.3772} (\alpha/90)^{-0.1198} \quad [21]$$



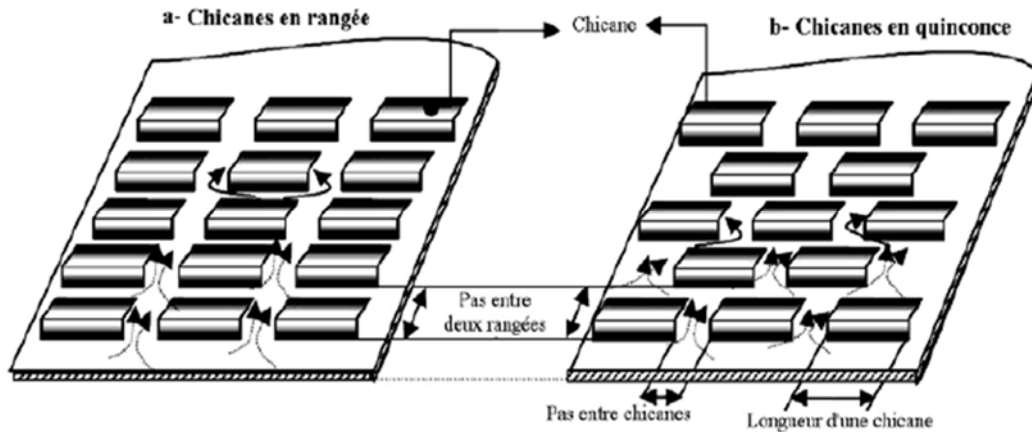
Figure(II.7): rugosité avec fils métalliques en forme d'arc[21]

N.Chouchane et al.(2009). En vue d'optimiser les échanges convectifs et les performances thermiques des échangeurs de chaleur et des capteurs solaires à eau et à air, ils ont introduit dans le conduit utile des ailettes de formes diverses dites chicanes. Cependant, leur présence induit une augmentation considérable des pertes de charge qui nécessite une puissance mécanique importante pour le pompage du fluide.

Dans ce travail expérimental, ils se sont intéressés à quatre configurations de chicanes. Plusieurs rangées sont introduites à l'intérieur du canal rectangulaire. Les chicanes sont munies d'une partie supérieure inclinée, qui ont pour rôle, la création des écoulements désordonnés et à structure tourbillonnaire développée, à axe vertical et horizontal due aux rétrécissements et aux élargissements brusques, notamment en présence de la disposition en quinconce. [22]



Figure(II.8): différentes configurations des chicanes étudiées[22]



Figure(II.9): disposition en rangée et en quinconce des chicanes[22]

Cas de chicanes rectangulo-triangulaires disposées en rangées:

- régime turbulent:

$$\lambda = Re^{-1.2060} \left(\frac{\varepsilon}{D_H}\right)^{-0.0043} \left(\frac{P_{e-ch}}{D_H}\right)^{-7.1129} \left(\frac{P_{e-r}}{D_H}\right)^{-0.0949} \times \left(\frac{L_{ch}}{D_H}\right)^{-7.2345} \left(\frac{P_{e-s.ch}}{D_H}\right)^{12.3519}$$

- régime laminaire:

$$\lambda = Re^{-1.2060} \left(\frac{\varepsilon}{D_H}\right)^{0.7207} \left(\frac{P_{e-ch}}{D_H}\right)^{-6.7089} \left(\frac{P_{e-r}}{D_H}\right)^{-0.3428} \times \left(\frac{L_{ch}}{D_H}\right)^{-6.3749} \left(\frac{P_{e-s.ch}}{D_H}\right)^{11.2249}$$

Cas des chicanes rectangulo-triangulaire disposées en quinconce

- Régime turbulent:

$$\lambda = Re^{-1.1312} \left(\frac{\varepsilon}{D_H}\right)^{0.0244} \left(\frac{P_{e-ch}}{D_H}\right)^{-8.7666} \left(\frac{P_{e-r}}{D_H}\right)^{-0.0805} \times \left(\frac{L_{ch}}{D_H}\right)^{-8.81849} \left(\frac{P_{e-s.ch}}{D_H}\right)^{15.0836}$$

[22]

- Régime laminaire:

$$\lambda = Re^{-1.16915} \left(\varepsilon/D_H\right)^{0.6319} \left(P_{e-ch}/D_H\right)^{-9.6765} \left(P_{e-r}/D_H\right) \\ \times \left(L_{ch}/D_H\right)^{-9.2643} \left(P_{e-s.ch}/D_H\right)^{16.4783-0.1881}$$

Les résultats obtenus montrent que les pertes de charge enregistrées sont de plus en plus accentuées avec le nombre de rangées des chicanes, notamment pour les incidences de 60° et de 120° de la partie supérieure inclinée, lorsque le pas relatif entre les chicanes et les rangées se trouve réduit, particulièrement, elles sont plus importantes en présence de la disposition en quiconque, que lorsque celles-ci sont alignées en rangées.[22]

Karwa et al.(1999) ont étudié l'effet des nervures chanfreinées comme rugosité artificielle. l'étude a couvert les paramètres suivants :

$$\begin{cases} e/D = 0.014 - 0.0328 \\ P/e = 4.5 - 8.5 \\ W/H = 4.8 - 12 \\ \emptyset = -15^\circ \text{ à } 18^\circ \\ Re = 3000 - 20000 \end{cases}$$

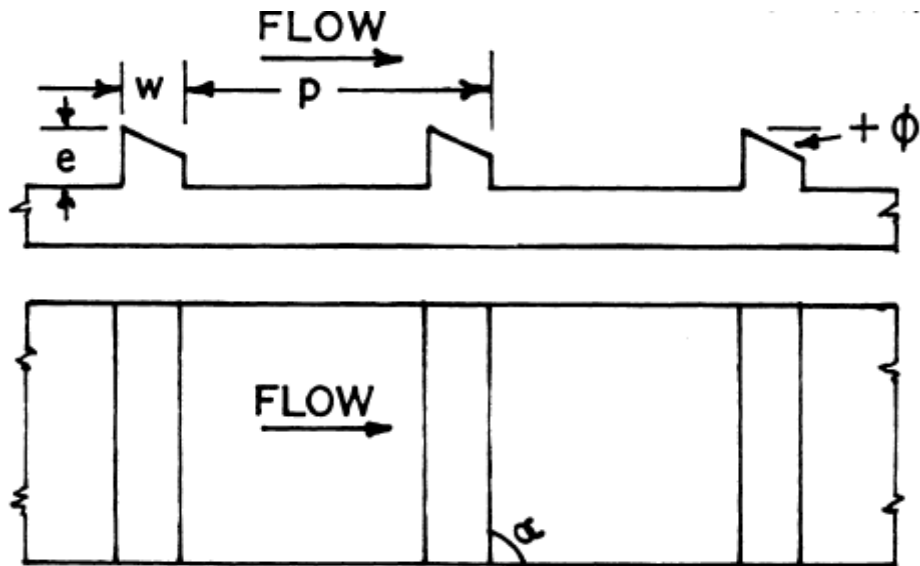
Le facteur de frottement et le nombre de Stanton ont augmenté respectivement jusqu'à 3 et 2 fois. Valeur maximale obtenue à la fois pour le nombre de Stanton et le facteur de frottement à un angle de 15°. Les expressions du coefficient de frottement sont:

$$f = 1.66e^{-0.0078\emptyset} \left(\frac{W}{H}\right)^{-0.4} \left(\frac{P}{e}\right)^{2.695} \times \exp \left[-0.762 \left\{ \ln \left(\frac{P}{e} \right) \right\}^2 \right] (e^+)^{-0.075}$$

$$\text{Pour } 7 \leq e^+ \leq 2$$

$$f = 1.325e^{-0.0078\emptyset} \left(\frac{W}{H}\right)^{-0.4} \left(\frac{P}{e}\right)^{2.695} \exp \left[-0.762 \left\{ \ln \left(\frac{P}{e} \right) \right\}^2 \right] (e^+)^{-0.075}$$

$$\text{Pour } 20 \leq e^+ \leq 60 \quad [23]$$



Figure(II.10): schéma de rugosité avec nervures chanfreinés[23]

Verma et Prasad(2000). Les capteur solaires munis de rugosité artificielles fonctionnent mieux que les capteurs lisses dans les mêmes conditions de fonctionnement. Cependant, la rugosité artificielle entraîne une pression de fluide encore plus grande, ce qui augmente la puissance de pompage. Les paramètres de rugosité, à savoir, le pas relatif de rugosité(p/e), la hauteur relative de rugosité(e/D), le débit massique(de 0.01 à 0.06 Kg/s) et le nombre de Reynolds ont un effet combiné sur le transfert de chaleur ainsi que sur la pression du fluide (coefficient de frottement). L'étude a été menée dans la gamme de paramètres suivants:

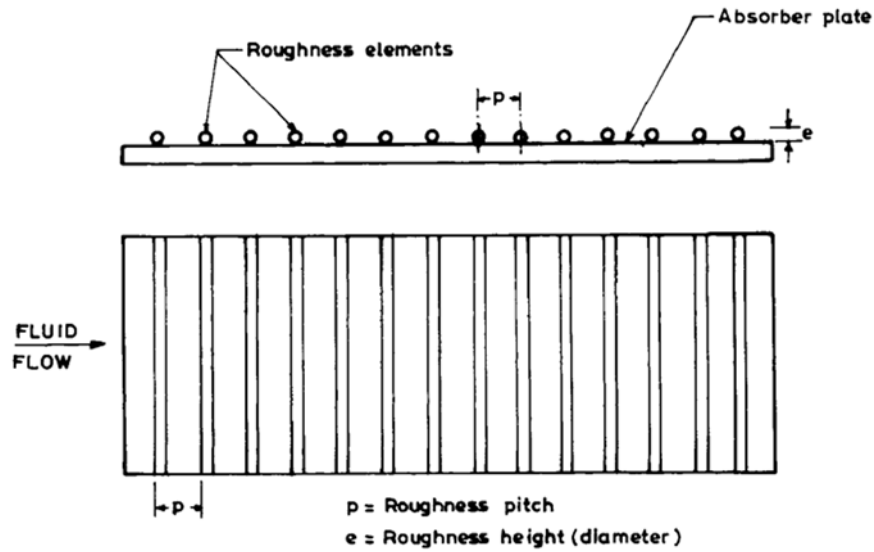
$$\left\{ \begin{array}{l} Re = 5000 - 20000 \\ P/e = 10 - 40 \\ e/D = 0.01 - 0.03 \\ e^+ = 8 - 42 \end{array} \right.$$

Les expressions de *Nusselt* et du coefficient de frottement sont données par:

$$Nu = 0.08596 \times (p/e)^{-0.054} (e/D)^{0.072} Re^{0.723} \quad \text{pour } e^+ \leq 24$$

$$Nu = 0.02954 \times (p/e)^{-0.016} (e/D)^{0.021} Re^{0.802} \quad \text{pour } e^+ > 24$$

$$f = 0.245 \times (p/e)^{-0.206} (e/D)^{0.243} Re^{-1.25} \quad [24]$$



Figure(II.11): distribution de la rugosité sur la plaque absorbante en fonction du pas et de la hauteur de la rugosité[24]

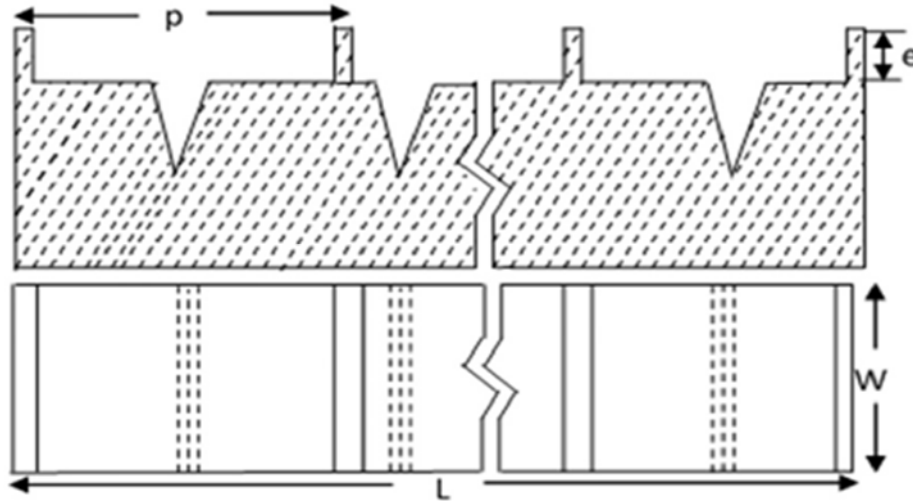
Les résultats expérimentaux ont montré que les performances thermiques de tels capteurs se sont avérées supérieures aux capteurs plans pour les mêmes paramètres de fonctionnement.[24]

Jaurker et al.(2006) ont créé une rugosité à rainure de nervure par usinage de la plaque absorbante et ont exploré son effet sur la performance thermique d'un capteur solaire. Les données expérimentales ont été collectées pour la hauteur de rugosité relative (e/D); le pas de rugosité relative (p/e) et la position relative de la gorge (g/p), en variant le nombre de *Reynolds*. Le transfert de chaleur maximal a été observé pour un pas de rugosité relative (p/e) d'environ 6 et une position de gorge relative (g/p) de 0.4. L'étude a révélé que la combinaison des nervures et des rainures peut entraîner une augmentation considérable du nombre de *Nusselt* et du coefficient de frottement.

$$\begin{cases} e/D = 0.0181 - 0.0363 \\ p/e = 4.5 - 10 \\ g/p = 0.3 - 0.7 \\ Re = 3000 - 21000 \end{cases}$$

$$Nu = 0.002062 \times Re^{0.936} (e/D)^{0.349} (p/e)^{3.318} \exp \left[-0.868 \{ \ln(p/e) \}^2 \right] (g/p)^{1.108} \\ \times \exp \left[2.486 \{ \ln(g/p) \}^2 + 1.406 \{ \ln(g/p) \}^3 \right] \quad [25]$$

$$f = 0.001227 \times Re^{-0.199} (e/D)^{0.585} (p/e)^{7.19} (g/p)^{0.645} \exp(-1.854\{\ln(p/e)\}^2) \times \exp(1.513\{\ln(g/p)\}^2 + 0.8662\{\ln(g/p)\}^3) \quad [25]$$

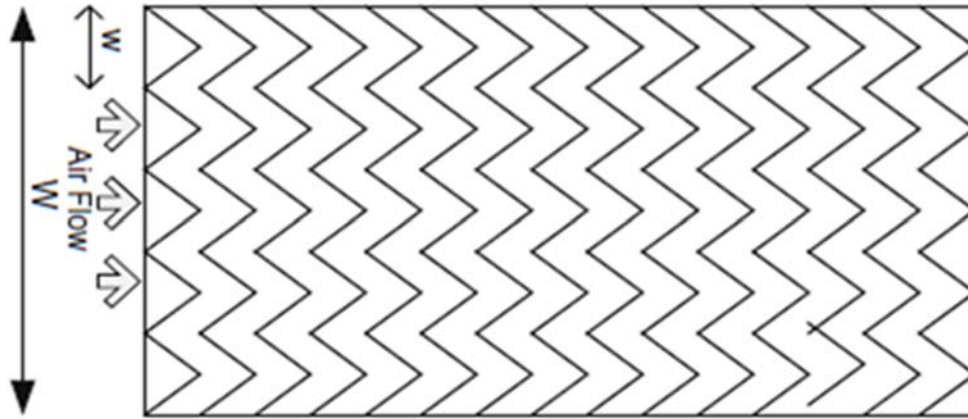


Figure(II.12): rugosité en nervures et rainures[25]

Hans et al.(2010). L'utilisation d'une rugosité artificielle sur la face inférieure de la plaque absorbante est un moyen efficace et économique pour améliorer les performances thermiques d'un capteur solaire. Plusieurs études expérimentales, impliquant différents types d'éléments de rugosité, ont été menées pour améliorer le transfert de chaleur de la plaque absorbante à l'air circulant dans les capteur solaires. Cette recherche expérimentale a été réalisée pour étudier l'effet de la rugosité multiple de nervures en V sur le coefficient de transfert de chaleur et le coefficient de frottement dans un conduit de capteur solaire à air. L'expérience comprenait un nombre de *Reynolds*(*Re*), des valeurs relatives de hauteur de rugosité (*e/D*), pas de rugosité relative (*p/e*), angle d'attaque (α) et étendue de rugosité relative (*W/w*). Des corrélations du nombre de *Nusselt* et du coefficient de frottement en termes de géométrie de rugosité et de paramètres d'écoulement ont été développées avec la gamme de paramètres suivante:

$$\left\{ \begin{array}{l} Re = 2000 - 20000(10 \text{ valeurs}) \\ e/D = 0.019 - 0.043(4 \text{ valeurs}) \\ W/w = 1 - 10(8 \text{ valeurs}) \\ \alpha = 30^\circ - 75^\circ \\ p/e = 6 - 12(4 \text{ valeurs}) \end{array} \right. \quad [26]$$

$$\begin{aligned}
 Nu &= 3.35 \times 10^{-5} \times Re^{0.92} (e/D)^{0.77} (W/w)^{0.43} (\alpha/90)^{-0.49} \exp\left[-0.1177(\ln(W/w))^2\right] \\
 &\quad \times \exp\left[-0.61(\ln(\alpha/90))^2\right] (p/e)^{8.54} \exp\left[-2.0407(\ln(p/e))^2\right] \\
 f &= 4.47 \times 10^{-4} \times Re^{-0.3188} (e/D)^{0.73} (W/w)^{0.22} (\alpha/90)^{-0.39} \\
 &\quad \times \exp\left[-0.52(\ln(\alpha/90))^2\right] (p/e)^{8.9} \exp\left[-2.133(\ln(p/e))^2\right] \quad [26]
 \end{aligned}$$



Figure(II.13): plaque absorbante rugueuse avec différentes valeurs de W/w [26]

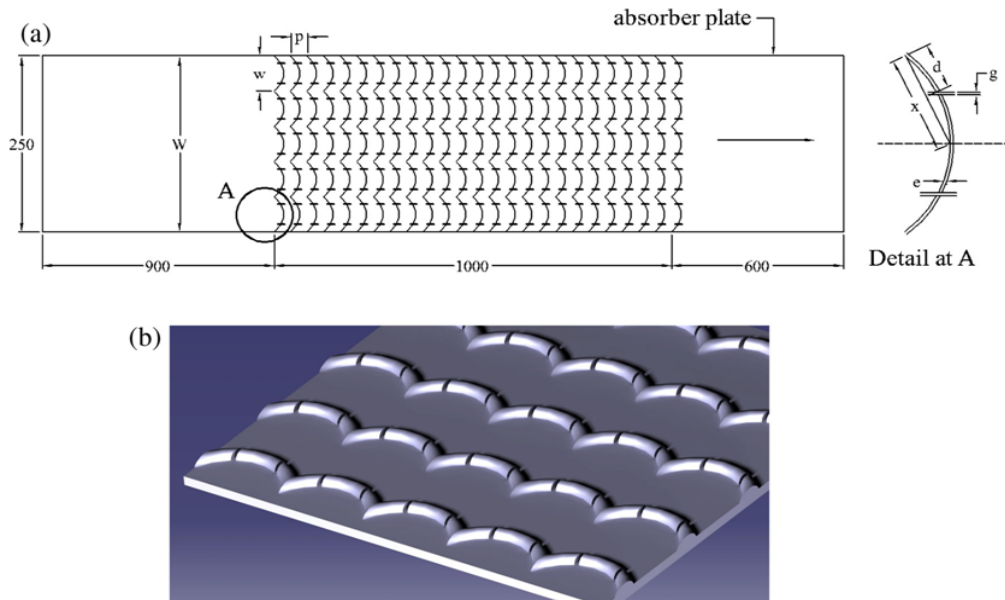
Pandey et al.(2016), ont réalisé, expérimentalement, une étude sur un conduit rectangulaire d'un capteur solaire à air d'une rugosité artificielle ayant la forme d' arcs multiples avec des espaces vides. Les paramètres inclus dans cette étude, à savoir, le nombre de *Reynolds* (Re), la hauteur de rugosité relative (e/D), le pas de rugosité relative (p/e), l'angle de l'arc (α), la largeur de rugosité relative (W/w), les valeurs de distance relative d'espace (d/x) et la largeur d'espace libre (g/e) sont résumés dans la gamme suivante:

$$\left\{ \begin{array}{l}
 R_e = 2100 - 21000 \\
 P/e = 4 - 16 \\
 e/D = 0.016 - 0.044 \\
 \alpha = 30^\circ - 75^\circ \\
 g/e = 0.5 - 2 \\
 d/x = 0.25 - 0.85 \\
 W/H = 10 \\
 W/w = 1 - 7
 \end{array} \right. \quad [27]$$

Cette étude a permis de développer deux corrélations correspondant respectivement au nombre de *Nusselt* et au coefficient de frottement comme indiqué ci-dessous:[27]

$$\begin{aligned}
 N_u = & 1.39 \times 10^{-4} \times R_e^{1.3701} \left(\frac{d}{x}\right)^{-0.4997} \left(\frac{g}{e}\right)^{-0.0292} \left(\frac{W}{w}\right)^{0.4017} \left(\frac{P}{e}\right)^{0.5854} \left(\frac{\alpha}{60}\right)^{-0.2235} \\
 & \times \left(\frac{e}{D}\right)^{0.0931} \exp\left\{-0.3989\left(\ln\left(\frac{d}{x}\right)\right)^2\right\} \exp\left\{-0.2013\left(\ln\left(\frac{g}{e}\right)\right)^2\right\} \\
 & \times \exp\left\{-0.129\left(\ln\left(\frac{W}{w}\right)\right)^2\right\} \exp\left\{-0.142\left(\ln\left(\frac{P}{e}\right)\right)^2\right\} \\
 & \times \exp\left\{-0.5614\left(\ln\left(\frac{\alpha}{60}\right)\right)^2\right\}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 f = & 2.11 \times 10^{-1} \times R_e^{-0.25} \left(\frac{d}{x}\right)^{-0.888} \left(\frac{g}{e}\right)^{-0.079} \left(\frac{W}{w}\right)^{0.032} \left(\frac{P}{e}\right)^{0.643} \left(\frac{\alpha}{60}\right)^{-2.546} \left(\frac{e}{D}\right)^{0.145} \\
 & \times \exp\left\{-0.662\left(\ln\left(\frac{d}{x}\right)\right)^2\right\} \exp\left\{-0.496\left(\ln\left(\frac{g}{e}\right)\right)^2\right\} \\
 & \times \exp\left\{-0.160\left(\ln\left(\frac{P}{e}\right)\right)^2\right\} \exp\left\{-3.96\left(\ln\left(\frac{\alpha}{60}\right)\right)^2\right\}
 \end{aligned}$$

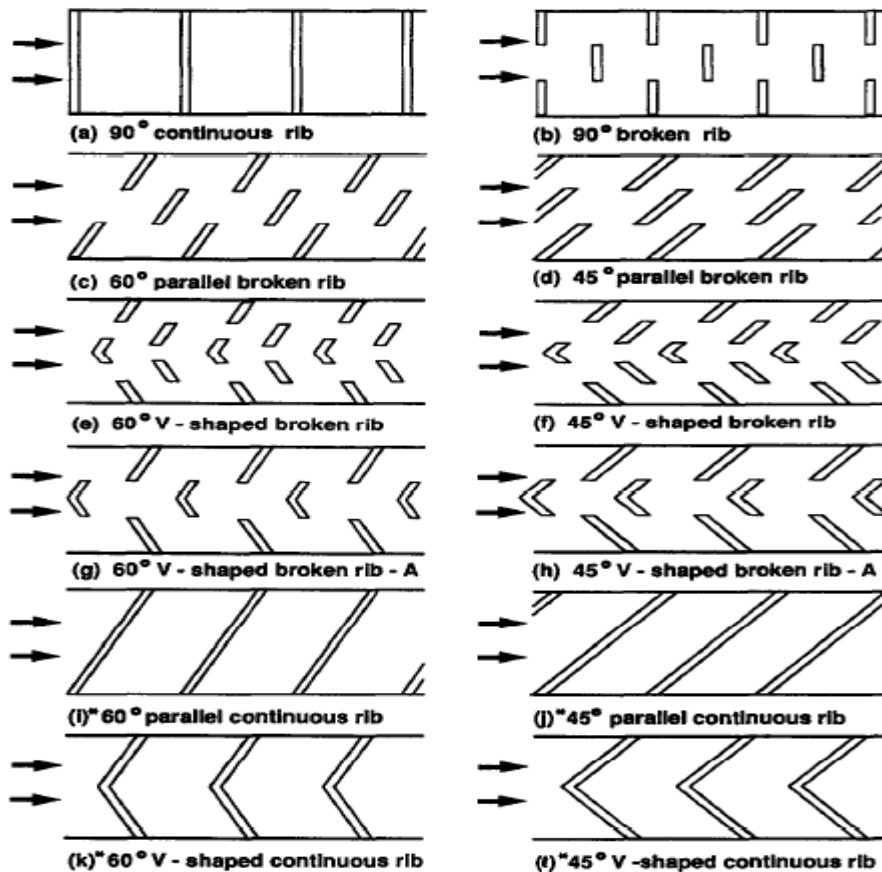


Figure(II.14): plaque absorbante rugueuse avec
(a):vue en 2-D et (b):vue en 3-D[27]

Les résultats obtenus ont révélé que l'augmentation maximale du nombre de *Nusselt* (Nu) et du coefficient de frottement (f) est de 5.85 et 4.96 fois respectivement par rapport au conduit lisse.[27]

Han et Zhang(1992), ont étudié l'effet de l'orientation des nervures brisées sur les distributions de transfert de chaleur locales et la pression dans un canal carré à deux parois striées en ligne opposées pour des nombres de *Reynolds* compris entre 15000 et 90000. Le canal carré est composé de dix sections de cuivre isolées et a une longueur - rapport de diamètre hydraulique de 20. Le rapport hauteur/diamètre de la côte au diamètre hydraulique est de 0.0625 et le pas de la côte est égal à 10.

$$\left\{ \begin{array}{l} W/H = 1 \\ P/e = 10 \\ e/D = 0.625 \\ \alpha = 90^\circ, 60^\circ \text{ et } 45^\circ \\ Re = 15000 - 90000 \end{array} \right.$$



Figure(II.15): vue de dessus des orientations des nervures étudiées[28]

Les résultats montrent que la nervure brisée parallèle de 60° ou la nervure brisée en forme de V de 60° offre une augmentation supérieure du transfert de chaleur que les 45° côtes parallèles brisées ou 45° en forme de V brisées et, par la suite, plus hautes que les 90° côtes brisées. La «côte brisée» parallèle ou la «côte brisée» en forme de V offre une augmentation de transfert de chaleur de 2.5 à 4 fois supérieure à celle de la «côte continue» ou d'une «côte continue» en V parallèle précédente avec une augmentation de transfert de chaleur de 2 à 3 fois pour la même quantité. 7-8 fois la pénalité sous pression.[28]

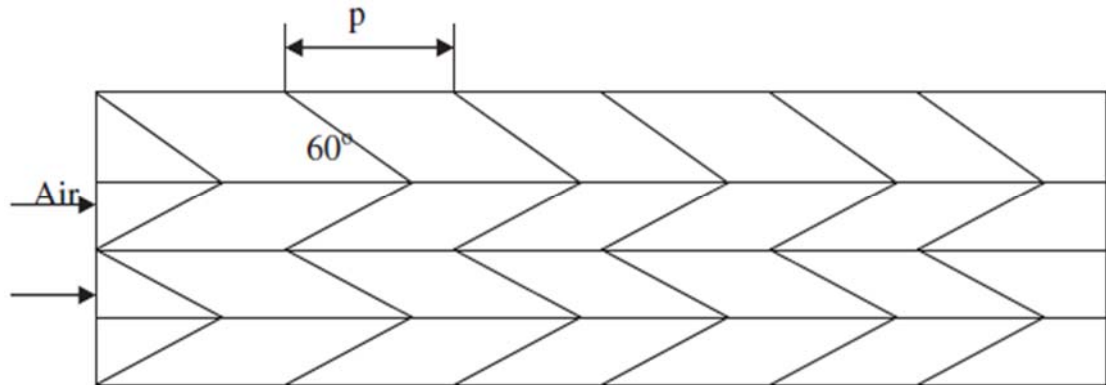
Lanjewar et al.(2011). La rugosité artificielle sous forme de nervures est une méthode pratique pour améliorer le coefficient de transfert de chaleur dans un capteur solaire. Leur recherche présente une étude expérimentale du transfert de chaleur et du coefficient de frottement caractéristiques du conduit rectangulaire dépoli avec des nervures en forme de W sur la face inférieure d'une paroi large disposée à une inclinaison par rapport à la direction de l'écoulement. La gamme de paramètres pour cette étude a été décidée sur la base de considérations pratiques relatives au système et aux conditions de fonctionnement. Le conduit a un rapport de largeur à la hauteur (W/H), un pas de rugosité relative (p/e) , une hauteur de rugosité relative (e/D_h) et un angle d'attaque de l'écoulement (α). Le débit d'air correspond à un nombre de *Reynolds* variable.

Les corrélations ont été développées pour le coefficient de transfert de chaleur et le coefficient de frottement vis-à-vis des conduits rugueux, avec la gamme de paramètres suivante:

$$\begin{cases} e/D_h = 0.018 - 0.03375 \\ \frac{p}{e} = 10 \\ \alpha = 30^\circ - 75^\circ \\ Re = 2300 - 140000 \\ W/H = 8 \end{cases}$$

$$Nu = 0.0631 \times (Re)^{0.9079} \left(\frac{e}{D_h}\right)^{0.4487} \left(\frac{\alpha}{60}\right)^{-0.1331} \exp\left\{-0.5307 \left(\ln \frac{\alpha}{60}\right)^2\right\}$$

$$f = 0.6182(Re)^{-0.2254} \left(\frac{e}{D_h}\right)^{0.4622} \left(\frac{\alpha}{60}\right)^{0.0817} \exp\left\{-0.28 \left(\ln \frac{\alpha}{60}\right)^2\right\} \quad [29]$$



Figure(II.16): schéma de principe de la rugosité avec nervures en forme de W à 60°[29]

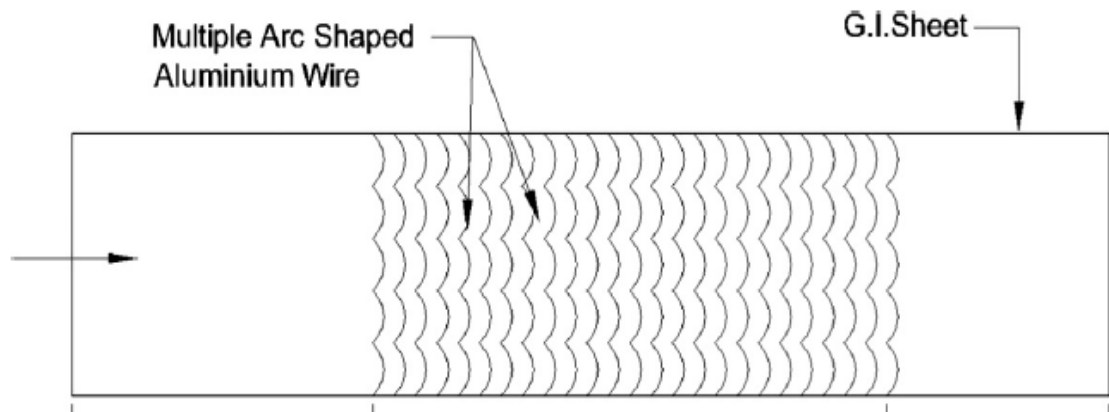
Les résultats de transfert de chaleur et du coefficient de frottement ont été comparés à ceux obtenus pour un conduit lisse sous conditions de débit et de paramètres thermiques similaires pour déterminer les performances thermo-hydrauliques.[29]

Singh et al.(2014). L'incorporation d'une rugosité artificielle sur la face inférieure de la plaque absorbante est une méthode efficace et économique pour améliorer les performances thermiques d'un capteur solaire. Leur présente étude expérimentale a pour but d'analyser l'effet de divers paramètres géométriques pour plusieurs formes d'arc sur les caractéristiques de transfert de chaleur et de frottement. Les expériences effectuées englobent un nombre de *Reynolds*(*Re*) variable, une hauteur de rugosité relative (*e/D*), un angle d'arc (α), une largeur de rugosité relative (*W/w*) et un pas de rugosité relative (*p/e*). Ils ont mené des expériences approfondies pour accumuler des données sur les caractéristiques de transfert de chaleur et de frottement d'un capteur solaire à gaine rectangulaire. À l'aide de ces données expérimentales, des corrélations du nombre de *Nusselt* et du coefficient de frottement sont également développées avec la gamme de paramètres suivante:

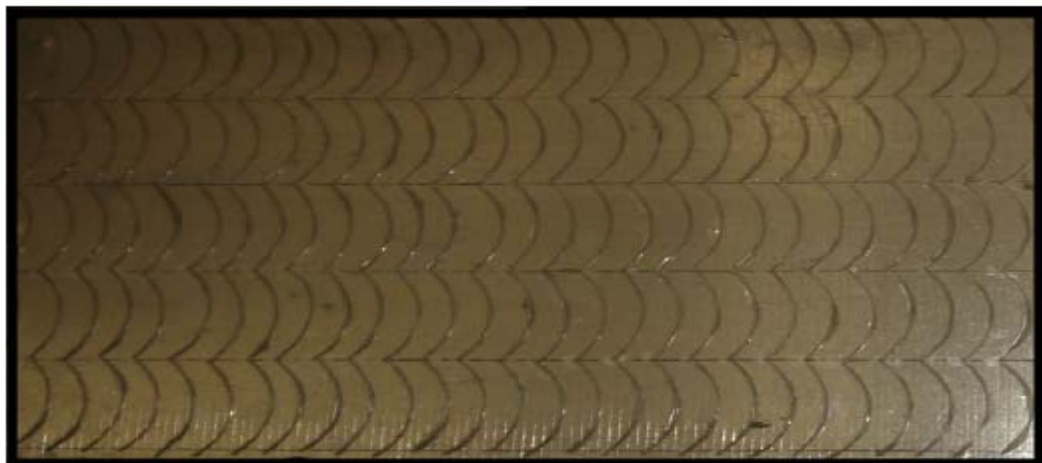
$$\left\{ \begin{array}{l} Re = 2200 - 22000 \\ p/e = 4 - 16 \\ e/D = 0.018 - 0.045 \\ \alpha = 30^\circ - 75^\circ \\ W/H = 11 \\ W/w = 1 - 7 \end{array} \right. \quad [30]$$

$$Nu = 1.564 \times 10^{-4} \times (e/D)^{0.048} Re^{1.343} (W/w)^{0.407} \exp(-0,099(\ln(W/w))^2) \\ \times (p/e)^{0.572} \times \exp(-0.148(\ln(p/e))^2) \times (\alpha/90)^{-0.355} \\ \times \exp(-0,272(\ln(\alpha/90))^2)$$

$$f = 0.063 \times (e/D)^{0.102} Re^{-0.16} (W/w)^{0.277} (p/e)^{0.562} (\alpha/90)^{0.023} \\ \times \exp(-0.140(\ln(p/e))^2) \exp(-0.013(\ln(\alpha/90))^2)$$



Figure(II.17): plaque d'absorption avec rugosité en forme d'arc multiple[30]



Figure(II.18): vue imagée de la géométrie rugueuse en forme d'arc multiple[30]

Sur la base de l'étude expérimentale, les flux de chaleur et de fluide dans un conduit rectangulaire ayant plusieurs géométries de rugosité en forme d'arc sur la plaque absorbante, Ils ont conclu qu'une amélioration considérable du transfert de chaleur a eu lieu lors de l'utilisation de ce type de configuration. Le maximum obtenu en nombre de *Nusselt* et en coefficient de frottement est 5.07 et 3.71[16]

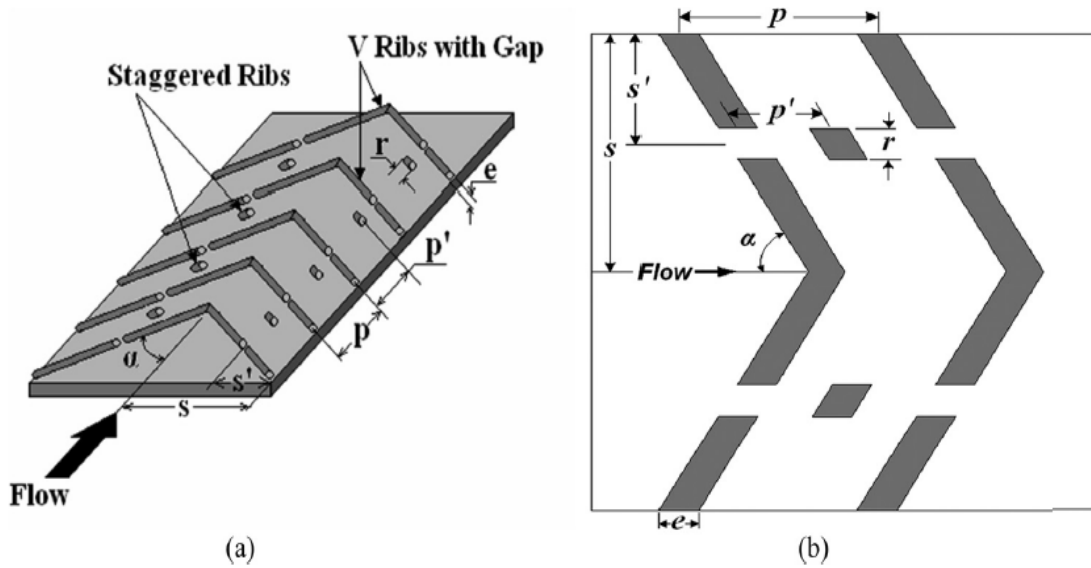
respectivement pour plusieurs géométries de rugosité en forme d'arc par rapport à un capteur solaire lisse.[30]

Patil et al.(2012). La performance thermique du capteur solaire à air s'est avérée sensiblement améliorée par la mise en place de la rugosité artificielle sur la face inférieure de la surface de l'absorbeur. Ils ont entrepris une étude sur l'effet d'une rugosité cassée de nervures en V, combinée à des nervures décalées, sur le transfert de chaleur et de frottement dans un écoulement à travers une gaine de chauffage d'air solaire rendue rugueuse artificiellement. Ce travail a couvert un ensemble varié de paramètres tels que le nombre de *Reynolds* (Re), le pas relatif des côtes décalées (p'/p), la taille relative des côtes décalées (r/e), position relative de l'écart (s'/s), le pas de rugosité relative (p/e), la hauteur de rugosité relative (e/D_h), la distance relative (g/e) et l'angle d'attaque (α) de 60° . Des données expérimentales relatives au transfert de chaleur et au frottement ont été générées et les performances thermo-hydrauliques ont été déterminées pour différents ensembles de paramètres de rugosité et d'écoulement.

$$\left\{ \begin{array}{l} p/e = 10 \\ e/D_h = 0.043 \\ A_r = 12 \\ \alpha = 60^\circ \\ s'/s = 0.2 - 0.8 \\ p'/p = 0.2 - 0.8 \\ r/e = 1 - 2.5 \\ Re = 3000 - 17000 \end{array} \right.$$

$$Nu = 0.0089 \times Re^{0.97} \exp \left[\frac{0.12}{1 + \{20.42 \ln(p'/p) + 1.19\}^2} + \frac{0.11}{1 + \{20.5 \ln(p'/p) + 1.41\}^2} + 0.14 (\ln(r/e))^{0.71} \right]$$

$$f = 0.09 \times Re^{-0.18} \exp \left[\frac{0.10}{1 + \{30.18 \ln(s'/s) + 1.56\}^2} + \frac{0.11}{1 + \{20.6 \ln(p'/p) + 1.40\}^2} + 0.17 (\ln(r/e))^{2.5} \right] \quad [31]$$



Figure(II.19): (a) et (b) géométrie de la rugosité cassée de nervures en forme de V[31]

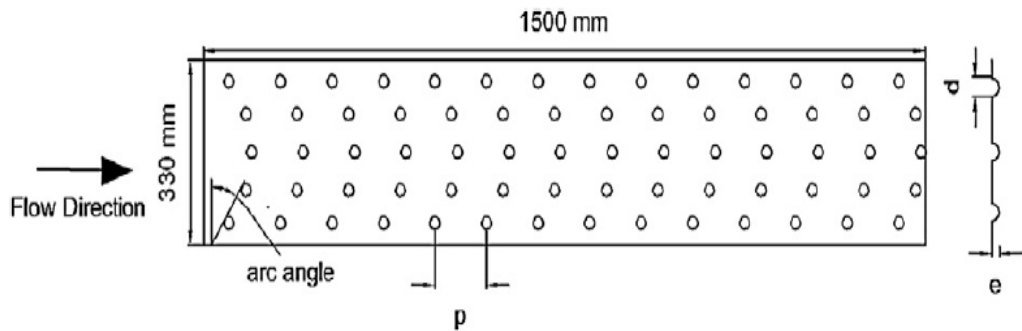
Les résultats obtenus ont révélé que les valeurs maximales du nombre de *Nusselt* et du coefficient de frottement ont été observées pour la position de l'écart relatif de 0.6, la position relative des côtes décalées de 0.6 et pour la taille relative des côtes décalées de 2.5.[31]

Sethi et al.(2012), ont réalisé une étude expérimentale pour une gamme de paramètres du système et du fonctionnement afin d'analyser l'effet de la rugosité artificielle sur les caractéristiques de transfert de chaleur et de frottement dans un conduit de capteur solaire à air comportant des éléments en forme de fossettes disposés angulairement (arc) en tant qu'éléments de rugosité sur la plaque absorbante. La gaine a été étudiée en tenant compte des paramètres: un facteur de forme (W/H), un pas de rugosité relative (p/e), une hauteur de rugosité relative (e/D_h), un angle d'arc (α) et un nombre de *Reynolds* (Re), dont les plages de variation sont résumées ci-dessous. Une augmentation considérable du transfert de chaleur et des pertes par frottement a été observée. Des corrélations du nombre de *Nusselt* et du coefficient de frottement en fonction des paramètres de rugosité et des paramètres de fonctionnement ont été développées. [32]

$$\begin{cases} W/H = 11 \\ e/D_h = 0.021 - 0.036 \\ p/e = 10 - 20 \\ \alpha = 45^\circ - 75^\circ \\ e/d = 0.5 \\ Re = 3600 - 18000 \end{cases}$$

$$Nu = 7.5 \times 10^{-3} \times Re^{1.1386} (e/D_h)^{0.3629} (p/e)^{-0.047} (\alpha/60)^{-0.0048} \times \exp \left[-0.7792 (\ln(\alpha/60))^2 \right]$$

$$f = 4.869 \times 10^{-1} \times Re^{-0.223} (e/D_h)^{0.2663} (p/e)^{-0.059} (\alpha/60)^{0.0042} \times \exp \left[-0.4801 (\ln(\alpha/60))^2 \right]$$



Figure(II.20): (a) schéma de la plaque absorbante[32]



Figure(II.21): (b) vue imagée de la plaque absorbante[32]

Les résultats expérimentaux ont montré que:

- ✓ Le nombre de *Nusselt* augmente alors que le coefficient de frottement diminue avec l'augmentation du nombre de *Reynolds*.
- ✓ La valeur maximale du nombre *Nusselt* trouvée correspond à une hauteur de rugosité relative de 0.036, un pas de rugosité relative de 10 et un angle d'arc de 60°.
- ✓ les valeurs du coefficient de frottement et du nombre de *Nusselt* sont plus élevés que celles d'un capteur solaire lisse.[32]

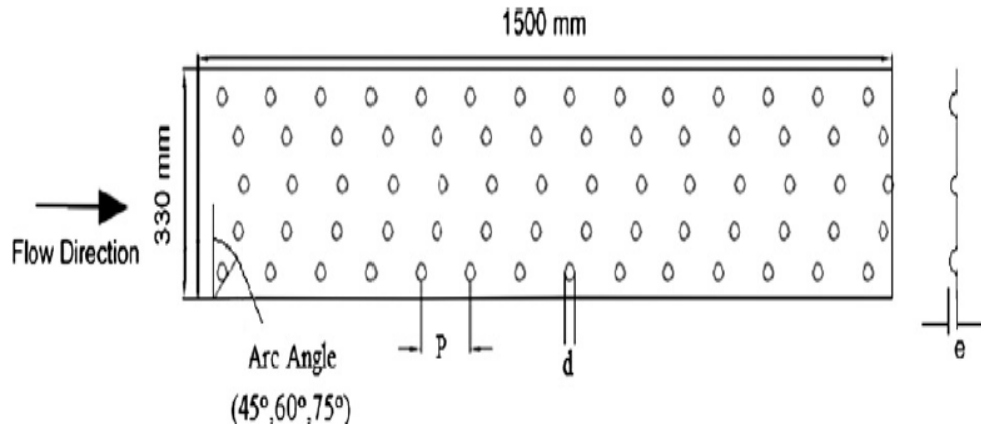
Yadav et al.(2013), ont effectué une étude expérimentale pour examiner l'effet des caractéristiques de transfert de chaleur et de frottement d'un flux d'air turbulent traversant des conduits rectangulaires rendus rugueux par des saillies circulaires disposées en arc angulaire. La paroi rugueuse est chauffée uniformément tandis que les trois autres sont isolées. Les caractéristiques thermiques et de frottement sont déterminées par le rapport de forme du conduit (W/H), le diamètre hydraulique (D), le pas relatif de rugosité (p/e), la hauteur relative de rugosité (e/D), l'angle de l'arc (α) et le nombre de *Reynolds*(Re). Les expériences ont été menées en variant ces caractéristiques comme indiqué ci-dessous.

$$\left\{ \begin{array}{l} Re = 366 - 18100 \\ p/e = 12 - 24 \\ e/D = 0.015 - 0.03 \\ \alpha = 45^\circ - 75^\circ \\ W/H = 11 \\ e/d = 0.3 \end{array} \right.$$

Les résultats expérimentaux ont été utilisés pour développer des corrélations pour le nombre de *Nusselt* et pour le coefficient de frottement.

$$Nu = 0.154 \times Re^{1.017} (e/D)^{0.521} (p/e)^{-0.38} \times (\alpha/60)^{-0.213} \\ \times \exp \left[-2.023 (\ln(\alpha/60))^2 \right]$$

$$f = 7.207 \times Re^{-0.56} (e/D)^{0.176} (p/e)^{-0.18} (\alpha/60)^{0.38} \\ \times \exp \left[-1.412 (\ln(\alpha/60))^2 \right] \quad [33]$$



Figure(II.22): (a) géométrie rugueuse saillante en forme d'arc[33]



Figure(II.23): (b) vue imagée de la géométrie rugueuse[33]

Les résultats expérimentaux ont montré que l'amélioration maximale du transfert de chaleur et du coefficient de frottement est respectivement de 2.89 et 2.93 fois par rapport au conduit lisse.[33]

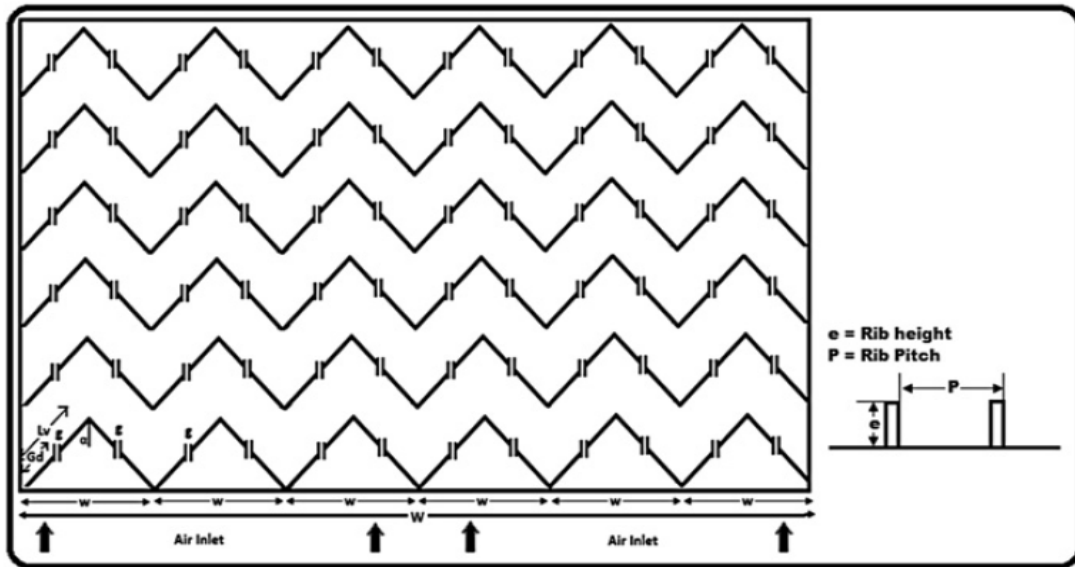
Kumar et al.(2013), ont réalisé une étude expérimentale sur le transfert de chaleur et le frottement dans l'écoulement de l'air dans des conduits rectangulaires à nervures multiples en forme de V avec intervalle de rugosité sur une paroi large. Ce travail de recherche a été effectué pour une gamme de paramètres de système et de fonctionnement tels que: le nombre de *Reynolds* (Re), l'écart relatif (G_d/L_v), la largeur d'écartement (g/e), la hauteur relative de rugosité (e/D), le pas relatif de rugosité (P/e), le rapport largeur/rugosité relative (W/w) et l'angle d'attaque (α).

$$\left\{ \begin{array}{l} Re = 2000 - 20000 \\ G_d/L_v = 0.24 - 0.80 \\ g/e = 0.5 - 1.5 \\ e/D = 0.022 - 0.043 \\ p/e = 6 - 12 \\ W/w = 1 - 10 \\ \alpha = 30^\circ - 75^\circ \end{array} \right.$$

Sur la base des données expérimentales, des corrélations pour Nu et f ont été développées en fonction des paramètres de rugosité de plusieurs formes en V avec un nombre de *Reynolds* en échancrure et écoulement.

$$\begin{aligned} Nu = & 8.532 \times 10^{-3} Re^{0.932} (e/D)^{0.175} (W/w)^{0.506} \exp\left(-0.0753(\ln(W/w))^2\right) \\ & \times (G_d/L_v)^{-0.0348} \exp\left(0.0653(\ln(G_d/L_v))^2\right) (g/e)^{-0.0708} \\ & \times \exp\left(-0.223(\ln(g/e))^2\right) (\alpha/60)^{-0.0239} \exp\left(0.1153(\ln(\alpha/60))^2\right) \\ & \times (p/e)^{1.196} \exp\left(-0.2805(\ln(p/e))^2\right) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} f = & 3.1934 \times Re^{-0.3151} (e/D)^{0.268} (W/w)^{0.1132} \exp\left(0.0974(\ln(W/w))^2\right) \times \\ & (G_d/L_v)^{0.0610} \times \exp\left(-0.1065(\ln(G_d/L_v))^2\right) (g/e)^{-0.1769} \times \\ & \exp\left(-0.6349(\ln(g/e))^2\right) \times (\alpha/60)^{0.1553} \times \exp\left(-0.1527(\ln(\alpha/60))^2\right) \times \\ & (p/e)^{-0.7941} \times \exp\left(0.1486(\ln(p/e))^2\right) \quad [34] \end{aligned}$$



Figure(II.24): rugosité avec multi nervures en forme de V avec écart[34]

Les résultats expérimentaux ont révélé que pour le nombre de *Nusselt* (Nu), l'augmentation maximale de l'ordre de 6.74 fois de la valeur correspondant au canal lisse a été obtenue, mais le facteur de frottement (f) a également été vu augmenter de 6,37 fois par rapport à celui du canal lisse. Les paramètres des côtes correspondant à l'augmentation maximale de Nu et de f étaient $(G_d/L_v) = 0.69$, $(g/e) = 1.0$, $(e/D) = 0.043$, $(p/e) = 8$, $(W/w) = 6$ et $\alpha = 60^\circ$. [34]

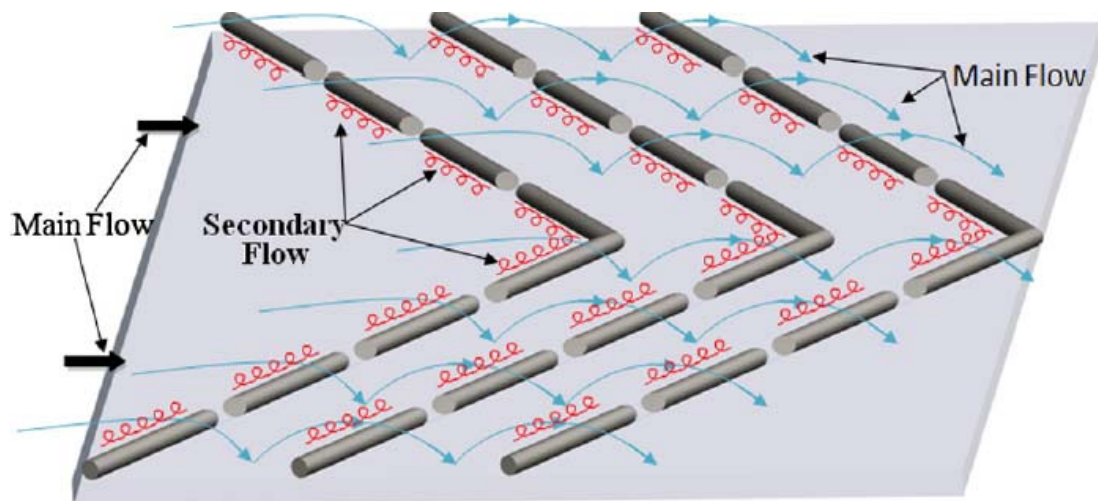
Maithani et Saini(2015), ont réalisé une étude expérimentale pour améliorer le coefficient de transfert de chaleur et le coefficient de frottement d'un capteur solaire à air ayant un conduit muni de rugosité artificielle sous la forme de nervures en V avec des écarts symétriques comme promoteur de turbulence. L'expérience a porté sur des paramètres de système et de fonctionnement comme indiqué ci-dessous.

$$\left\{ \begin{array}{l} N_g = 1 - 5 \\ g/e = 1 - 5 \\ p/e = 6 - 12 \\ \alpha = 30^\circ - 75^\circ \\ e/D = 0.043 \\ Re = 4000 - 18000 \end{array} \right. [35]$$

Des corrélations pour Nu et f ont été développées en fonction des paramètres de rugosité des nervures en V à intervalles symétriques et du nombre de *Reynolds* d'écoulement.

$$Nu = 1.8 \times 10^{-6} Re^{0.9635} N_g^{0.126} (g/e)^{0.111} (p/e)^{5.7419} (\alpha/60)^{0.1307} \\ \times \exp \left[-0.055 \left(\ln(N_g) \right)^2 \right] \exp \left[-0.0401 \left(\ln(g/e) \right)^2 \right] \\ \times \exp \left[-1.299 \left(\ln(p/e) \right)^2 \right] \exp \left[-0.895 \left(\ln(\alpha/60) \right)^2 \right]$$

$$f = 3.6 \times 10^{-7} Re^{-0.1512} N_g^{0.1484} (g/e)^{0.072} (p/e)^{9.24} (\alpha/60)^{0.07} \\ \times \exp \left[-0.0763 \left(\ln(N_g) \right)^2 \right] \exp \left[-0.0249 \left(\ln(g/e) \right)^2 \right] \\ \times \exp \left[-2.08 \left(\ln(p/e) \right)^2 \right] \exp \left[-0.3364 \left(\ln(\alpha/60) \right)^2 \right]$$



Figure(II.25): écoulement de l'air dans le conduit muni de rugosité en forme de nervures en V avec des écarts symétriques[35]

Les résultats expérimentaux ont montré que pour le nombre de *Nusselt* (Nu), une amélioration maximale de l'ordre de 3.6 fois celle du canal lisse a été obtenue, de même le coefficient de frottement (f) a également augmenté de 3.67 fois celui du canal lisse. Les paramètres des côtes correspondant à l'augmentation maximale de Nu et f étaient $N_g=3$, $g/e=4$, $p/e=10$ et $\alpha=60^\circ$. [35]

Deo et al.(2016), ont mené une étude expérimentale pour examiner les caractéristiques de transfert de chaleur, de frottement et thermo-hydrauliques d'un écoulement dans un conduit rectangulaire rendu rugueux artificiellement d'un côté avec des nervures en V à cavités multiples combinées à des nervures en quinconce.

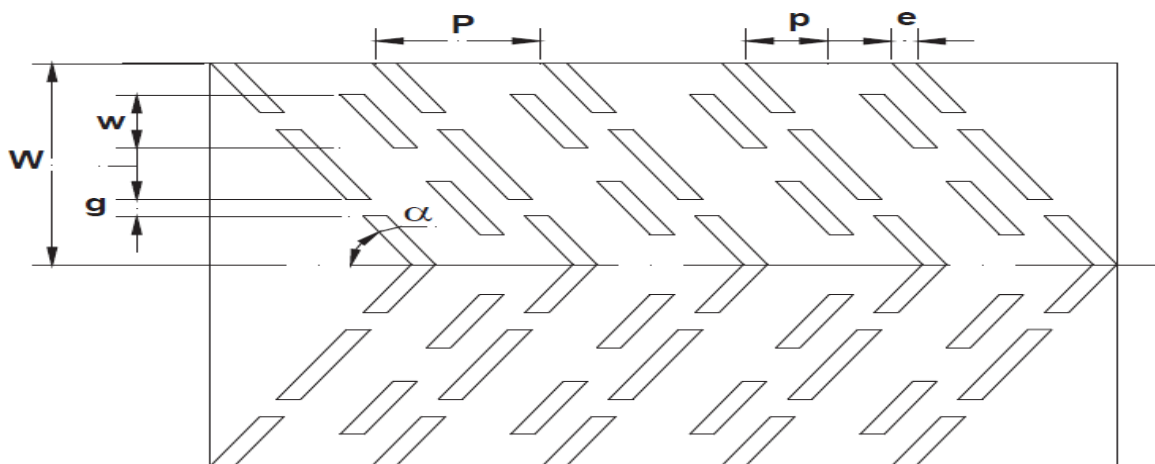
Les paramètres du système, du fonctionnement et de l'expérimentation considérés ont été: le rapport de forme du conduit rectangulaire de 12, le nombre de Reynolds basé sur le débit massique d'air à l'entrée du conduit, le pas relatif de rugosité(p/e), la hauteur relative de rugosité (e/D_h), l'angle d'attaque (α), la largeur relative de l'écart (g/e), le rapport longueur/largeur des côtes décalés (w/e), le pas relatif des côtes décalée (P/p), deux nombres d'écart (n) de chaque côté de la jambe en V.

$$\left\{ \begin{array}{l} p/e = 4 - 14 \\ e/D_h = 0.026 - 0.057 \\ \alpha = 40^\circ - 80^\circ \\ \text{nombre d'écarts de chaque côté de la nervure V, } n = 2 \\ g/e = 1 \\ w/e = 4.5 \\ P/p = 0.65 \\ Re = 4000 - 12000 \end{array} \right. \quad [36]$$

Sur la base des résultats expérimentaux des corrélations pour le nombre de Nusselt et pour le coefficient de frottement ont respectivement été développées:

$$Nu = 0.02253 \times Re^{0.98} (P/e)^{-0.06} (e/D_h)^{0.18} (\alpha/60)^{0.04}$$

$$f = 0.37156 \times Re^{-0.15} (P/e)^{0.21} (e/D_h)^{0.65} (\alpha/60)^{0.57}$$



Figure(II.26): rugosité avec des nervures en forme de V à cavités multiples combinées à des nervures en quinconce[36]

Les résultats montrent deux pics pour le nombre de *Nusselt* correspondant aux valeurs de (P/e) de 6 et de 12 et une diminution du nombre de *Nusselt* a été observée pour une augmentation de la valeur de (e/D_h) au-delà de 0.044. L'amélioration maximale obtenue en nombre de *Nusselt* et de paramètre de performance thermo-hydraulique était de 3.34 et 2.45 fois, respectivement.[36]

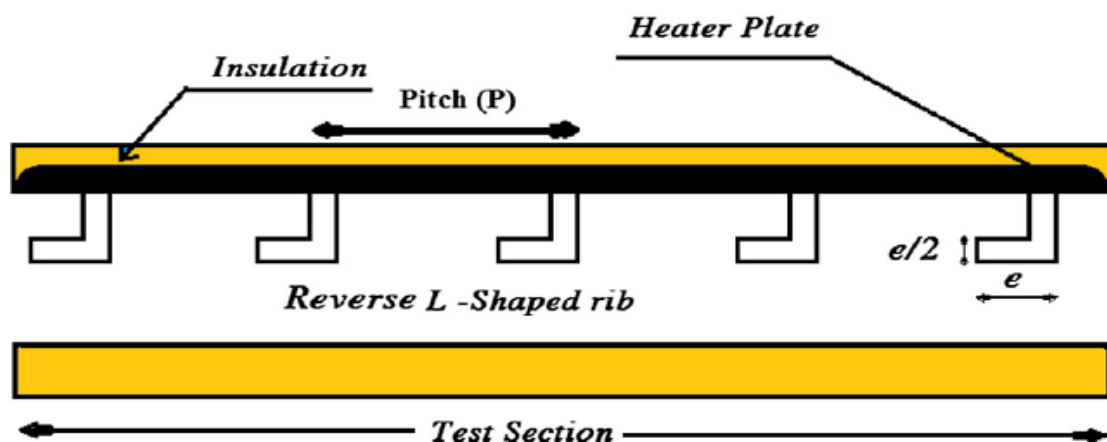
Gawande et al.(2016), ont mené une étude sur un capteur solaire qui utilise une rugosité artificielle sous la forme de nervures répétées sur la plaque absorbante pour améliorer le taux de transfert de chaleur. Le transfert de chaleur par convection forcée de l'air dans un capteur solaire avec des nervures inversées en forme de L a été effectué de manière expérimentale et numérique. Les performances thermiques du capteur solaire à air sont étudiées avec des variables de conception tels que le pas relatif de rugosité (P/e) , le nombre de *Reynolds* (Re), le flux de chaleur (1000 W/m^2) et la hauteur de rugosité relative (e/D) . Une simulation CFD bidimensionnelle utilisant un code CFD, ANSYS FLUENT et le modèle de turbulence RNG $k-\epsilon$, permet de résoudre les termes de turbulence dans les équations de gouvernance.

$$\begin{cases} e/D = 0.042 \\ p/e = 7.14 - 17,86 \\ Re = 3800 - 18000 \end{cases}$$

Des corrélations du nombre de *Nusselt* et du coefficient de frottement ont été développées en fonction des paramètres de rugosité et de débit.

$$Nu = 0.032 \times Re^{0.8332} (P/e)^{0.3479} \exp(-0,1004 \ln(P/e)^2)$$

$$f = 0.2805 \times Re^{-0.2617} (P/e)^{0.0815} \exp(-0.0319 \ln(P/e)^2) \quad [37]$$



Figure(II.27): rugosité avec nervures en forme de L inversé[37]

Cette étude a révélé que la présence d'une nervure en forme de L inversée présente un effet significatif sur les caractéristiques de transfert de chaleur et du coefficient de frottement, par rapport à la modification du pas relatif de rugosité (P/e) et du nombre de *Reynolds* (Re). Le paramètre de performance thermo-hydraulique de 1.90 tenant compte de l'augmentation du transfert de chaleur avec la même puissance de pompage a été évalué pour la configuration optimale de l'élément de rugosité (nervure en forme de L inversée) pour le capteur solaire à air durci artificiellement. Il a été constaté que les résultats numériques concordaient bien avec les résultats expérimentaux pour la gamme de paramètres étudiés.[37]

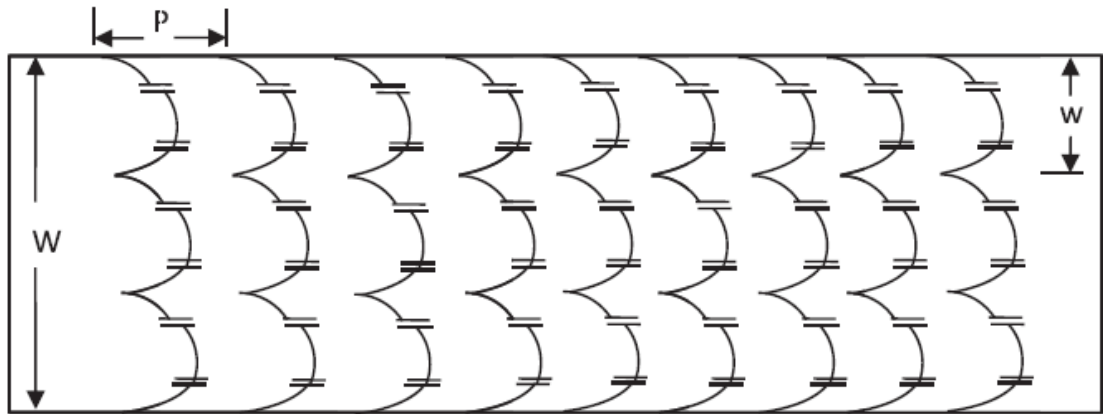
Pandey et al.(2016) Dans cette recherche, ils ont réalisé une étude expérimentale sur le coefficient de frottement et de transfert de chaleur dans un canal rectangulaire qui présente une forme en arcs multiples avec des écarts entant qu'élément de rugosité. L'expérience a porté sur les paramètres suivants: le nombre de *Reynolds* (Re), la hauteur de rugosité relative (e/D), le pas de rugosité relative (P/e), l'angle d'attaque de l'arc (α), la largeur de rugosité relative (W/w), les écarts de distances relatives (d/x) sont égales et l'écart de la largeur relative (g/e).

$$\left\{ \begin{array}{l} Re = 2100 - 21000 \\ P/e = 4 - 16 \\ e/D = 0.016 - 0.044 \\ \alpha = 30^\circ - 75^\circ \\ g/e = 0.5 - 2 \\ d/x = 0.25 - 0.85 \\ W/H = 10 \\ W/w = 1 - 7 \end{array} \right.$$

En utilisant ces données, des corrélations ont été développées pour Nu et f .

$$Nu = 1.39 \times 10^{-4} Re^{1.3701} (d/x)^{-0.4997} (g/e)^{-0.0292} (W/w)^{0.4017} (P/e)^{0.5854} \\ \times (\alpha/60)^{-0.2235} (e/D)^{0.0931} \exp\left(-0.3989(\ln(d/x))^2\right) \\ \times \exp\left(-0.2013(\ln(g/e))^2\right) \exp\left(-0.129(\ln(W/w))^2\right) \\ \times \exp\left(-0.142(\ln(P/e))^2\right) \exp\left(-0.5614(\ln(\alpha/60))^2\right)$$

$$f = 2.11 \times 10^{-1} \times Re^{-0.25} (d/x)^{-0.888} (g/e)^{-0.079} (W/w)^{0.032} (P/e)^{0.643} (\alpha/60)^{-2.546} \\ \times (e/D)^{0.145} \exp\left(-0.662(\ln(d/x))^2\right) \exp\left(-0.496(\ln(g/e))^2\right) \\ \times \exp\left(-0.160(\ln(P/e))^2\right) \exp\left(-3.96(\ln(\alpha/60))^2\right) [38]$$



Figure(II.28): rugosité avec nervures en forme d'arcs multiples avec écarts[38]

L'augmentation maximale du nombre de *Nusselt* (Nu) et du coefficient de frottement (f) est de 5.85 et 4.96 fois par rapport au conduit lisse.[38]

Hans et al.(2017), ont effectué une recherche expérimentales sur un conduit de capteur solaire à air, avec un facteur de forme de 12, rendu rugueux avec une nervure en arc cassé. Il a été formé en créant un espace symétrique en arc continu. Pour étudier l'influence des paramètres de rugosité de la nervure d'arc cassée sur le nombre de *Nusselt* ainsi que sur le coefficient de frottement, trente-sept plaques rendues rugueuses par des nervures d'arc cassés ayant un pas de rugosité relative (P/e), une largeur d'écart relative (g/e) et un écart de position relative (d/w), une hauteur de rugosité relative (e/D_h) et un angle d'arc (α) pour un nombre de *Reynolds* (Re) ont été mise en place.

$$\left\{ \begin{array}{l} Re = 2000 - 16000 \\ d/w = 0.20 - 0.80 \\ \alpha = 15^\circ - 75^\circ \\ g/e = 0.5 - 2.5 \\ P/e = 4 - 12 \\ e/D_h = 0.022 - 0.043 \end{array} \right. \quad [39]$$

Les résultats expérimentaux de transfert de chaleur et de frottement dans l'écoulement ont été corrélés en termes de paramètres d'écoulement et de géométrie de la rugosité.

$$Nu = 1.014 \times 10^{-3} \times Re^{1.036} (P/e)^{2.522} (\alpha/90)^{-0.293} (d/w)^{-0.078} (g/e)^{-0.016}$$

$$\times (e/D_h)^{0.412} \exp \left[-0.567 (\ln(P/e))^2 \right] \exp \left[-0.114 (\ln(\alpha/90))^2 \right]$$

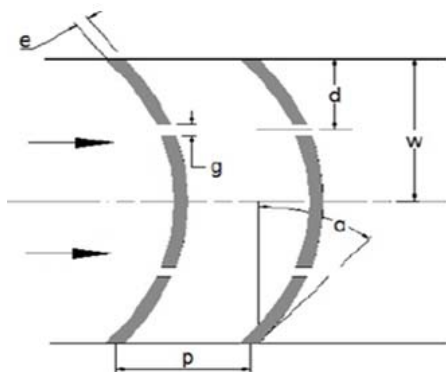
$$\times \exp \left[-0.077 (\ln(d/w))^2 \right] \exp \left[-0.133 (\ln(g/e))^2 \right]$$

$$0.696 \leq Pr \leq 0.705$$

$$f = 8.1921 \times 10^{-2} \times Re^{-0.147} (P/e)^{1.191} (\alpha/90)^{-0.292} (d/w)^{-0.067} (g/e)^{-0.006}$$

$$\times (e/D_h)^{0.528} \exp \left[-0.255 (\ln(P/e))^2 \right] \exp \left[-0.110 (\ln(\alpha/90))^2 \right]$$

$$\times \exp \left[-0.063 (\ln(d/w))^2 \right] \exp \left[-0.158 (\ln(g/e))^2 \right]$$



(a)



(b)

Figure(II.29): (a) arrangement général

(b) Photographie d'une plaque absorbante en forme d'arc cassé[39]

En conservant des conditions d'écoulement similaires, les résultats d'un conduit rugueux à nervures d'arc cassé ont été comparés à des conduits rugueux à nervures d'arc lisses et continues. Les augmentations maximales du nombre de *Nusselt* et du coefficient de frottement par rapport à celles du conduit rendu rugueux par des arcs en arc continu étaient respectivement de 1.19 et 1.14. Les valeurs correspondantes à celles du conduit lisse étaient respectivement de 2.63 et 2.44.[39]

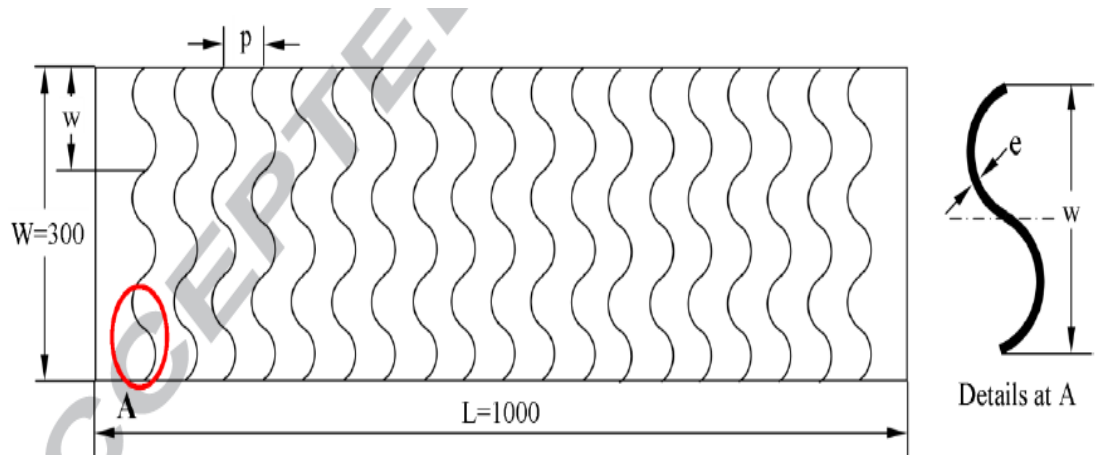
Kumar et al.(2017). Leur travail présente une recherche expérimentale sur le transfert de chaleur et le coefficient de frottement pour un conduit de capteur solaire à air rendu rugueux artificiellement avec un facteur de forme de 12. Des nervures en forme d'arc agencées en forme de «S» ayant des paramètres de rugosité correspondant au pas de rugosité relative (P/e), à la hauteur de rugosité relative (e/D_h), à l'angle d'arc (α), à la largeur de rugosité relative (W/w) et au nombre de *Reynolds* (Re).

$$\begin{cases} Re = 2400 - 20000 \\ W/H = 12 \\ e/D_h = 0.022 - 0.054 \\ \alpha = 30^\circ - 75^\circ \\ P/e = 4 - 16 \\ W/w = 1 - 4 \end{cases}$$

Sur la base des données collectées lors des essais pour des conduits rugueux pour diverses combinaisons de paramètres de rugosité, des corrélations ont également été développées pour le transfert de chaleur et le coefficient de frottement en termes des paramètres de rugosité et des paramètres de fonctionnement (nombre de *Reynolds*).

$$Nu = 1.4332 \times 10^{-4} \times Re^{1.2764} (W/w)^{0.2748} \exp \left[-0.1084 (\ln(W/w))^2 \right] (P/e)^{0.4876} \\ \times \exp \left[-0.1107 (\ln(P/e))^2 \right] (\alpha/90)^{-0.0468} \exp \left[-0.0642 (\ln(P/e))^2 \right] \\ \times (e/D_h)^{-0.7653} \exp \left[-0.1257 (\ln(e/D_h))^2 \right]$$

$$f = 1.430 \times 10^{-1} \times Re^{-0.224} (W/w)^{0.1424} (P/e)^{0.7657} (\alpha/90)^{0.2129} (e/D_h)^{0.2159} \times \\ \exp \left[-0.187 (\ln(P/e))^2 \right] \quad [40]$$



Figure(II.30): rugosité avec nervures en forme d'arc agencées en forme de «S»[40]



Figure(II.31): vue imagée de la plaque absorbante[40]

Il a été constaté que la performance du conduit du capteur solaire à air durci était meilleure que la performance du conduit lisse pour la gamme de paramètres de rugosité étudiés. Les résultats expérimentaux montrent que l'amélioration maximale du nombre de *Nusselt* (Nu) et du facteur de frottement (f) correspond à la largeur relative de la rugosité (W/w) de 3, au pas de la rugosité relative (P/e) de 8, à l'angle de l'arc (α) de 60° et à la hauteur de la rugosité relative (e/D_h) de 0.043.[40]

Kumar et al.(2017). Leur travail présente les résultats d'une étude expérimentale sur le nombre de *Nusselt* (Nu) et les coefficients de frottement (f) d'un passage d'air solaire avec de multiples obstacles alvéolés de type V. Ils ont réalisé une étude pour examiner les données thermiques et hydrauliques d'un passage d'air solaire avec de multiples obstacles alvéolés de type V sur la paroi chauffée. Le nombre de *Reynolds* (Re) basé sur le diamètre hydraulique du passage d'air solaire, la largeur relative des obstacles en creux (W_c/W_d), le rapport entre la profondeur en creux et le diamètre d'impression (e_d/d_d), le pas relatif entre alvéoles (P_b/e_d), la hauteur relative d'alvéoles (e_d/D_h) et l'angle d'attaque (α_a).

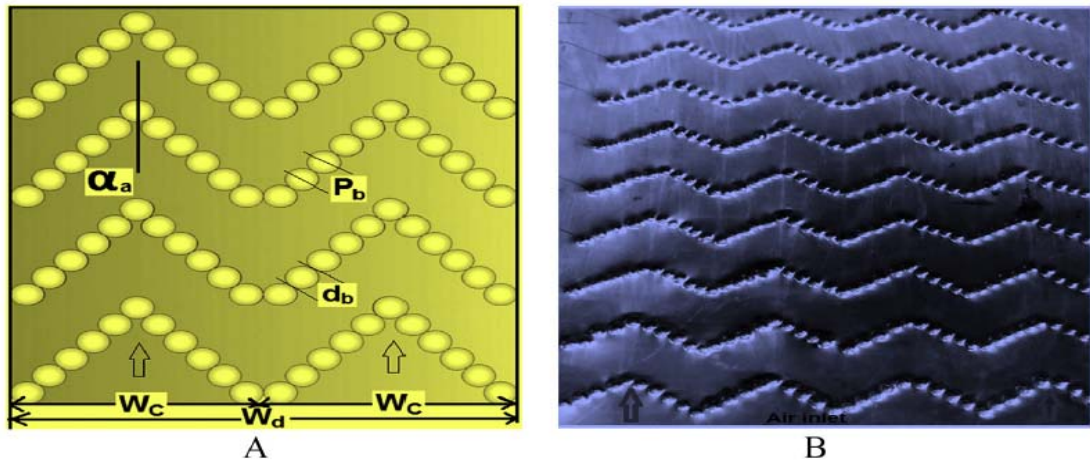
$$\begin{cases} Re = 5000 - 17000 \\ W_c/W_d = 1 - 6 \\ e_d/d_d = 0.5 - 2 \\ P_b/e_d = 8 - 11 \\ e_d/D_h = 0.037 \\ \alpha_a = 35^\circ - 75^\circ \end{cases}$$

Les corrélations de Nu et de f sont établies en termes de Re et des paramètres géométriques de multiples obstacles en forme de V avec passage alvéolaire de[41]

l'air solaire peuvent être utilisés pour prédire les valeurs de Nu et de f avec une précision considérablement meilleure.

$$Nu = 9.35 \times 10^{-14} \times Re^{1.0655} (W_c/W_d)^{2.9832} \exp\left(-0.91(\ln(W_c/W_d))^2\right) \\ \times (P_b/e_d)^{2.99} \exp(\ln(P_b/e_d)^2) (e_d/d_d)^{-0.248} \\ \times \exp\left(-0.1906(\ln(e_d/d_d))^2\right) (\alpha_a/55)^{-1.096} \\ \times \exp\left(-2.563(\ln(\alpha_a/55))^2\right)$$

$$f = 2.05 \times 10^{-5} \times Re^{-0.6307} (W_c/W_d)^{0.0853} \exp\left(0.0676(\ln(W_c/W_d))^2\right) \\ \times (P_b/e_d)^{19.13} \exp(\ln(P_b/e_d)^2) (e_d/d_d)^{-0.162} \\ \times \exp\left(-0.341(\ln(e_d/d_d))^2\right) (\alpha_a/55)^{-0.2254} \\ \times \exp\left(-2.303(\ln(\alpha_a/55))^2\right)$$



Figure(II.32):(A)obstacles alvéolés multiples en forme de V
(B) vue photographique de plusieurs obstacles alvéolés en forme de V[41]

Les résultats expérimentaux ont montré que les données optimales des performances thermiques et hydrauliques sont obtenues à $W_c/W_d=5$, $e_d/d_d=1$, $P_b/e_d=9$, $e_d/D_h=0.037$ et $\alpha_a=55^\circ$. Leur étude montre également que les performances thermo-hydrauliques des structures en forme d'obstacles à motifs en forme de V multiple sont environ 7% plus élevées que celles des autres obstacles, qui déterminent le passage de l'air solaire.[41]

Conclusion:

La recherche bibliographique ci-dessus montre clairement que l'introduction de la rugosité artificielle dans les conduits utiles des capteurs solaires plans à air améliore énormément les performances thermiques et dynamiques de ceux-ci tout en jouant sur différentes configurations de chicanes, différents paramètres géométriques de rugosité et de fonctionnement ainsi que différentes données expérimentales.

CHAPITRE:III

Introduction:

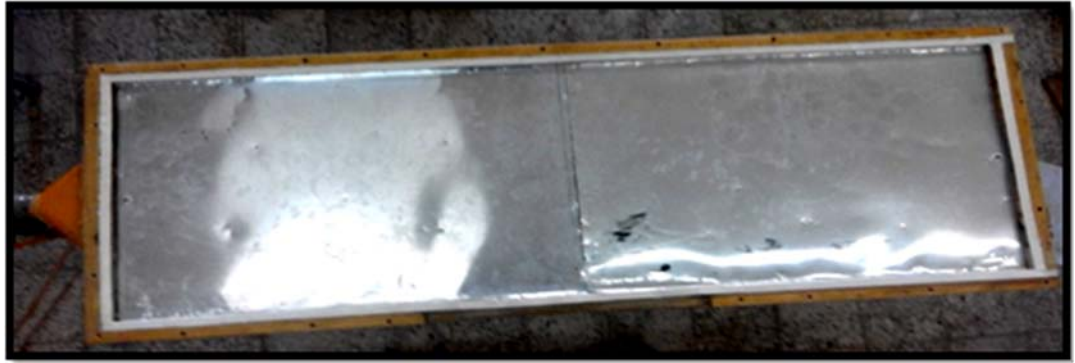
Ce troisième chapitre a été réservé à l'étude expérimentale où on décrit le dispositif expérimental et les différents instruments de mesure utilisés pour le prélèvement des températures d'entrée, des températures de sortie, des vitesses expérimentales de l'air ainsi que le rayonnement solaire. On présente, en outre, la forme des chicane en aluminium adoptées pour cette étude vu leur bonne conductivité thermique.

III.1. Description du dispositif expérimental:

Le dispositif expérimental avec lequel on a mené cette étude consiste à un capteur solaire plan à air à simple passe entre l'absorbeur et la plaque absorbante en acier galvanisé, réalisé au hall de technologie du département de génie mécanique de l'université Mohamed Khider – Biskra. Ce capteur est composé d'un boîtier de forme rectangulaire en bois rouge ayant 1.5 m de longueur, 0.50 m de largeur et d'une hauteur de 0.025 m. Pour réduire les déperditions thermiques du côté arrière(vers le bas), on utilise deux plaques de polystyrène de 02 cm chacune. Cependant, la couverture transparente est en verre d'une épaisseur égale à 5mm.



Figure(III.1): capteur solaire plan à air exposé au soleil en direction du Sud

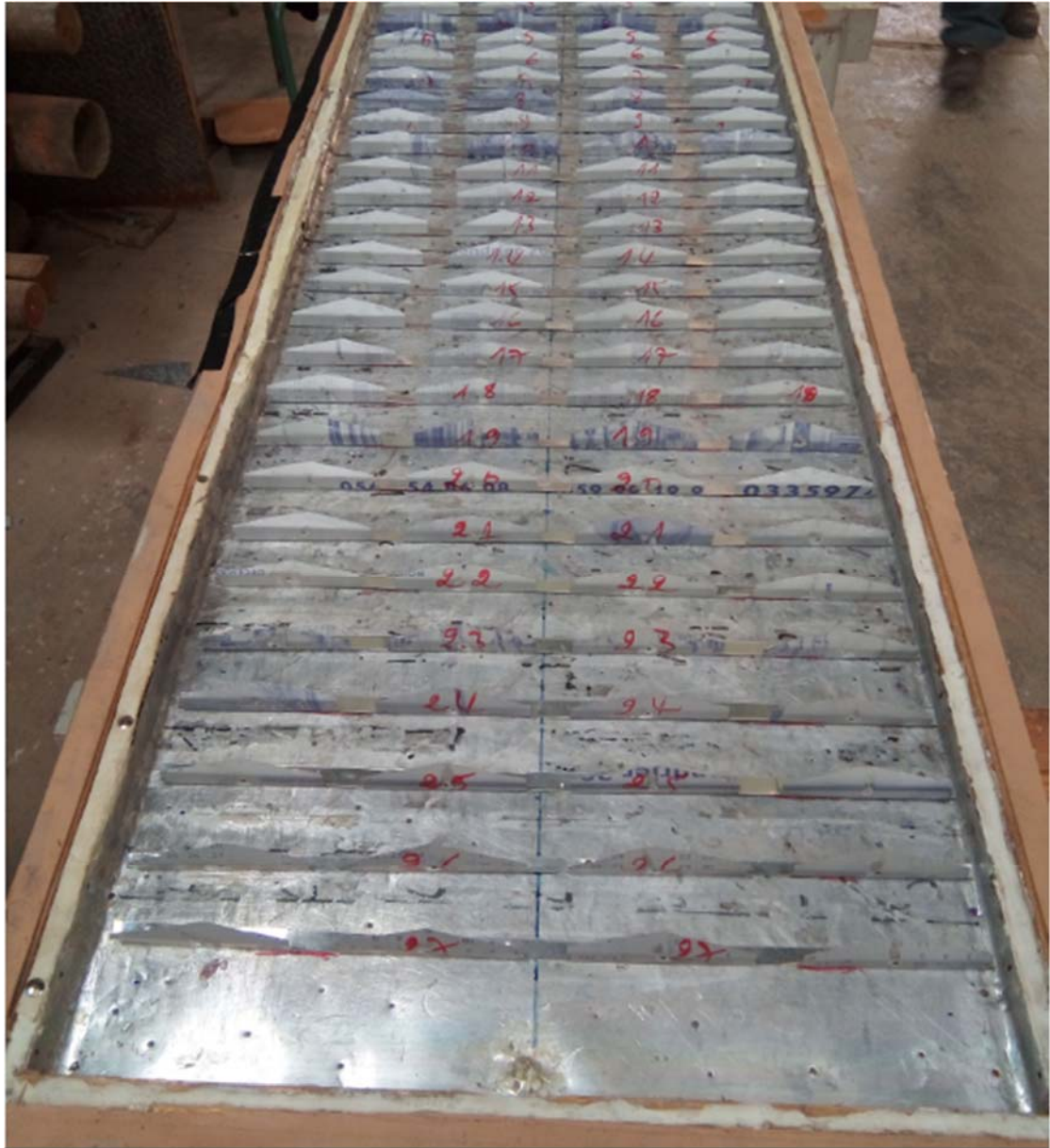


Figure(III.2): partie interne de l'isolateur couvert d'une feuille mince en aluminium



Figure(III.3): plaque absorbante en acier galvanisé peinte en noir mat

Dans cette étude expérimentale on s'intéresse à la modélisation des températures du capteur solaire. A cet effet on introduit des obstacles très minces en aluminium (vue sa bonne conductivité thermique) assimilés à des rugosités artificielles dites chicanes dans la veine d'air utile.



Figure(III.4): chicanes rectangulo-triangulaires en aluminium perforées au milieu du rectangle disposées en rangées



Figure(III.5): chicanes rectangulo-triangulaires en aluminium perforées au milieu du rectangle disposées en quinconces

Le principe de cette étude expérimentale consiste à effectuer des prises de mesure des températures enregistrées entre l'amant et l'aval du canal pour différentes valeurs du débit volumique, et ceci pour deux modes de dispositions (rangées et quinconces) et pour les configurations de chicanes considérées.

L'écoulement de l'air est assuré par un aspirateur et les échanges thermiques sont mesurés à l'aide de deux thermocouples placés à l'entrée et à la sortie du capteur.

III.2. Instruments de mesure utilisés:



Figure(III.6): Pyranomètre manuel avec écran d'affichage à cristaux liquides pour mesurer le rayonnement solaire (Plage de mesure:0-1999W/m².Résolution:0,1w/m²)



Figure(III.7): Aspirateur pour le pompage d'air(Type MPF.803, 1000W)



Figure(III.8): Potentiomètre de variation du débit d'écoulement de l'air



Figure(III.9): Thermocouples pour mesurer la température d'entrée et la température de sortie du panneau solaire



Figure(III.10): Anémomètre à coupelles pour mesurer la vitesse à la sortie du panneau (Plages de mesure: vitesse de 0-35m/s, Résolution 0,1m/s)

III.3. Tableaux des caractéristiques géométriques des chicanes:

Dans cette étude expérimentale, une seule configuration de chicanes introduite dans le conduit utile est utilisée, pour trois périodes de prises de mesure respectivement:

1^{ère} période de prises de mesure (de 08H-30min à 10H-45min):

configuration	disposition	ϵ (mm)	D_t (mm)	L_{ch} (mm)	P_{e-s} (mm)	P_{e-r} (mm)	P_{e-t} (mm)	P_{e-ch} (mm)	θ (degré)
Lisse	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----
Rectangulo-triangular	rangée	17,5	8	100	125	100	117	25	30
		17,5	4	100	125	100	121	25	30
		17,5	8	100	125	70	117	25	30
		17,5	4	100	125	70	121	25	30
		17,5	8	100	125	50	117	25	30
		17,5	8	100	125	50	121	25	30
	quinconce	17,5	8	100	125	100	117	25	30
		17,5	4	100	125	100	121	25	30
		17,5	8	100	125	70	117	25	30
		17,5	8	100	125	50	117	25	30

Tableau(III.1): caractéristiques géométriques des chicanes (1^{ère} période de prises de mesure)

2^{ème} période de prises de mesure (de 11H:15min à 13H-15min):

configuration	disposition	ϵ (mm)	D_t (mm)	L_{ch} (mm)	P_{e-s} (mm)	P_{e-r} (mm)	P_{e-t} (mm)	P_{e-ch} (mm)	θ (degré)
Rectangulo-triangulaire	rangée	22,99	8	50	141,66	100	133,66	91,66	60
		22,99	8	50	141,66	70	133,66	91,66	60
		22,99	8	50	141,66	50	133,66	91,66	60
		22,99	8	100	125	100	117	25	60
		29,99	4	100	125	100	121	25	60
		29,99	8	100	125	70	117	25	60
		29,99	4	100	125	70	121	25	60
		29,99	8	100	125	50	117	25	60
		22,99	4	100	125	50	121	25	60
	quinconce	17,5	4	100	125	70	121	25	30

Tableau(III.2): caractéristiques géométriques des chicanes
(2^{ème} période de prises de mesure)

3^{ème} période de prises de mesure (de 14H:00min à 16H-15min):

configuration	disposition	ϵ (mm)	D_t (mm)	L_{ch} (mm)	P_{e-s} (mm)	P_{e-r} (mm)	P_{e-t} (mm)	P_{e-ch} (mm)	θ (degré)
Rectangulo-triangulaire	quinconce	29,99	8	50	141,66	100	133,66	91,66	60
		29,99	8	50	141,66	70	133,66	91,66	60
		29,99	8	50	141,66	50	133,66	91,66	60
		29,99	8	100	125	100	117	25	60
		29,99	4	100	125	100	121	25	60
		29,99	8	100	125	70	117	25	60
		29,99	4	100	125	70	121	25	60
		29,99	8	100	125	50	117	25	60
		29,99	4	100	125	50	121	25	60
	17,5	4	100	125	50	121	25	30	

Tableau(III.3): caractéristiques géométriques des chicanes
(3^{ème} période de prises de mesure)

Les expériences sont effectuées en plein air, à proximité du laboratoire des énergies renouvelables du département de génie électrotechnique. Pour le bon déroulement des manipulations, les relevés sont faites pendant des journées bien ensoleillées avec parfois des passages nuageux.

Pour suivre l'évolution des paramètres mesurables nécessaires pour notre étude expérimentales, tels que les températures de l'air à l'entrée, les températures de l'air à la sortie du capteur et le rayonnement solaire sur le plan capteur incliné($i=34,8^\circ$). On dresse des tableaux de mesures, où les relevés sont effectués chaque 15 min, depuis 08H30min à 16H15min.

Pour varier le débit d'air dans le conduit utile, l'installation est dotée d'un potentiomètre variateur de tension qui permet d'ajuster le moteur électrique de l'aspirateur d'air relié au capteur solaire.

Les températures à l'entrée et à la sortie du capteur sont mesurées à l'aide de sondes de prises de température reliée à deux thermocouples distincts où on lit directement la valeur de la température affichée sur un petit écran.

Conclusion:

Dans cette étude, le capteur solaire plan à air préalablement réalisé par les étudiants de Master des promotions passées est testé au hall de technologie du département de génie mécanique de l'université de Biskra, trente et une configurations ont été étudiées, dans chacune d'elles, on mesure la température d'entrée, la température de sortie du capteur solaire, la vitesse extérieure ainsi que le rayonnement solaire avec un débit d'écoulement d'air variable. La variation du débit est assurée par un potentiomètre électrique qui permet d'ajuster le nombre de tour de la pompe à air utilisée pour aspirer le fluide caloporteur(l'air). Le rôle des rugosités artificielles est résumé dans un double aspect favorisant le transfert thermique au fluide caloporteur, et permettant de rendre l'écoulement turbulent à proximité de la plaque chaude et prolongeant le parcours du fluide caloporteur.

CHAPITRE:IV

Introduction:

Ce chapitre est consacré à la modélisation mathématique du coefficient d'échange par convection en passant par des corrélations empiriques reliant les coefficients d'échange thermique aux caractéristiques géométriques des obstacles(chicanes) introduits dans le conduit utile du panneau solaire et aux caractéristiques physiques de l'air par la méthode de l'analyse dimensionnelle (méthode de vaschy-Bukingham). Le système d'équations qui en découle est transformé en système matriciel qui est par la suite résout à l'aide de Matlab-R2014a. La discussion et l'interprétation des résultats expérimentaux obtenus, relatifs aux 31 configurations considérées dans cette étude, se font principalement sur la base du rendement thermique et le coefficient d'échange convectif. Le rendement thermique est évalué en variant le débit volumique, estimé par un anémomètre à hélice placé au niveau d'un conduit de récupération, de forme cylindrique de diamètre égal à 110 mm relié à l'aspirateur. Le coefficient d'échange convectif local est évalué à partir de relevées expérimentales de températures mesurées en amont et en aval du capteur solaire chaque 15 min pour un débit variable ce qui permet de suivre l'évolution de ce paramètre à plusieurs points de mesure durant les trois périodes de l'expérience.

Pour pouvoir comparer entre les performances du capteur, en introduisant des chicanes de géométries et de dispositions différentes dans la veine de conduite, on dresse des tableaux de valeurs des paramètres relatifs à cette étude, en opérant avec Excel 2007 et on trace des graphes de la température de sortie en fonction du temps, du rendement thermique en fonction du débit volumique et du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds par le moyen de l'Origine.6. L'étude est faite, en considérant les deux régimes d'écoulement de l'air, soient respectivement, laminaire et turbulent.

IV.1. Modélisation mathématique du coefficient d'échange thermique par

convection: h_c

Pour la détermination de h_c , on adopte la méthode d'analyse dimensionnelle de vaschy-Buckingham reliant le coefficient d'échange thermique aux caractéristiques géométriques des obstacles(chicanes) et aux caractéristiques physiques de l'air.

$$h_c = h_c(\rho, V, D_h, \mu, \varepsilon, P_{e-r}, P_{e-s}, L_{ch}, L_c, l_c, D_t, \lambda, I, C_p, \Delta T, P_{e-t}, P_{e-ch}) \quad (IV.1)$$

D'après le théorème de Vashy-Buckingham, on peut voir 11 regroupements adimensionnelles indépendants. En adoptant l'écriture suivante avec $L_c \cdot l_c = A_c = c_{ste}$, on peut alors écrire:

$$\frac{h_c}{L_c \cdot c} = \rho^a \times V^b \times D_h^c \times \mu^d \times \varepsilon^e \times P_{e-r}^f \times P_{e-s}^g \times L_{ch}^h \times D_t^i \times I^j \times \lambda^k \times c_p^m \times \Delta T^n \times P_{e-t}^w \times P_{e-ch}^t \quad (IV.2)$$

On peut déduire, donc, une relation basée sur les dimensions fondamentales, tel que:

$$M \times L^{-2} \times T^{-3} \times \theta^{-1} = (M \times L^{-3})^a \times (L \times T^{-1})^b \times (L)^c \times (M \times L^{-1} \times T^{-1})^d \times (L)^e \times (L)^f \times (L)^g \times (L)^h \times (L)^i \times (M \times T^{-3} \times L \times \theta^{-1})^k \times (L^2 \times T^{-2} \times \theta^{-1})^m \times (\theta)^n \times (L)^w \times (L)^t \quad (IV.3)$$

Après développement, on obtient:

$$M \times T^{-3} \times \theta^{-1} \times L^{-2} = (M)^{(a+d+j+k)} \times (L)^{(-3a+b+c-d+e+f+g+h+i+k+2m+w+t)} \times (T)^{(-b-d-3j-3k-2m)} \times (\theta)^{(-k-m+n)} \quad (IV.4)$$

$$\begin{cases} a + d + j + k = 1 \\ -3a + b + c - d + e + f + g + h + i + k + 2m + w + t = -2 \\ -b - d - 3j - 3k - 2m = -3 \\ -k - m + n = -1 \end{cases}$$

(IV.5)

L'équation (IV.2), compte tenu des dimensions fondamentales, après développement de (IV.3) à (IV.4) et identification, donne un système d'équation (IV.5) de quatre équations dont la résolution aboutit à une expression générale sous la forme :

$$\frac{h_c}{l_c \cdot L_c} = \rho^{(1-d-j-k)} \times V^{(3-d-3j-3k-2m)} \times D_h^{(-2-d-e-f-g-i-h-k-w-t)} \times \mu^d \times \varepsilon^e \times P_{e-r}^f \times P_{e-s}^g \times L_{ch}^h \times D_t^i \times I^j \times \lambda^k \times c_p^m \times \Delta T^{(-1+k+m)} \times P_{e-t}^w \times P_{e-ch}^t \quad (IV.6)$$

Après simplification, on considère que l'équation précédente redevient :

$$\frac{h_c}{l_c \times L_c} = \rho \times V^3 \times D_h^{-2} \times \Delta T^{-1} \times \left(\frac{\mu}{D_h \times \rho \times V}\right)^d \times \left(\frac{I}{\rho \times V^3}\right)^j \times \left(\frac{\lambda \times \Delta T}{\rho \times V^3 \times D_h}\right)^k \times \left(\frac{c_p \times \Delta T}{V^2}\right)^m \times \left(\frac{\varepsilon}{D_h}\right)^e \times \left(\frac{D_t}{D_h}\right)^i \times \left(\frac{L_{ch}}{D_h}\right)^h \times \left(\frac{P_{e-s}}{D_h}\right)^g \times \left(\frac{P_{e-r}}{D_h}\right)^f \times \left(\frac{P_{e-ch}}{D_h}\right)^t \times \left(\frac{P_{e-t}}{D_h}\right)^w \quad (IV.7)$$

Sachant que :

$$R_e = \left(\frac{\rho \times D_h \times V}{\mu}\right), \text{ étant le nombre de } \mathbf{Reynolds}.$$

$$C_l = \left(\frac{\rho \times D_h \times V^3}{\lambda \times \Delta T}\right), \text{ étant le nombre de } \mathbf{Clausius}.$$

$$E_c = \left(\frac{V^2}{\Delta T \times c_p}\right), \text{ étant le nombre d' } \mathbf{Eckert}.$$

$$B_r = \left(\frac{\mu \times V^2}{\lambda \times \Delta T}\right), \text{ étant le nombre de } \mathbf{Brink man}.$$

Par conséquent l'expression du coefficient d'échange par convection prend la forme suivante :

$$h_c = \left(\frac{\lambda \times A_c \times B_r}{D_h^3}\right) \times R_e^{(1-d)} \times C_l^{-k} \times E_c^{-m} \times \left(\frac{I}{\rho \times V^3}\right)^j \times \left(\frac{\varepsilon}{D_h}\right)^e \times \left(\frac{D_t}{D_h}\right)^i \times \left(\frac{L_{ch}}{D_h}\right)^h \times \left(\frac{P_{e-s}}{D_h}\right)^g \times \left(\frac{P_{e-r}}{D_h}\right)^f \times \left(\frac{P_{e-t}}{D_h}\right)^w \times \left(\frac{P_{e-ch}}{D_h}\right)^t \quad (IV.8)$$

$$\frac{h_c \times D_h}{\lambda} = \left(\frac{A_c}{D_h^2}\right) \times B_r \times R_e^{(1-d)} \times C_l^{-k} \times E_c^{-m} \times \left(\frac{I}{\rho \times V^3}\right)^j \times \left(\frac{\varepsilon}{D_h}\right)^e \times \left(\frac{D_t}{D_h}\right)^i \times \left(\frac{L_{ch}}{D_h}\right)^h \times \left(\frac{P_{e-s}}{D_h}\right)^g \times \left(\frac{P_{e-r}}{D_h}\right)^f \times \left(\frac{P_{e-t}}{D_h}\right)^w \times \left(\frac{P_{e-ch}}{D_h}\right)^t \quad (IV.9)$$

Soit, le nombre de *Nusselt* donné par l'expression :

$$N_u = \frac{h_c \times D_h}{\lambda} \quad (IV.10)$$

alors:

$$N_u = \left(\frac{A_c}{D_h^2} \right) \times B_r \times R_e^{(1-d)} \times C_l^{-k} \times E_c^{-m} \times \left(\frac{I}{\rho \times V^3} \right)^j \times \left(\frac{\varepsilon}{D_h} \right)^e \times \left(\frac{D_t}{D_h} \right)^i \\ \times \left(\frac{L_{ch}}{D_h} \right)^h \times \left(\frac{P_{e-s}}{D_h} \right)^g \times \left(\frac{P_{e-r}}{D_h} \right)^f \times \left(\frac{P_{e-t}}{D_h} \right)^w \times \left(\frac{P_{e-ch}}{D_h} \right)^t \quad (IV.11)$$

IV.2. Discussion et interprétation des résultats:

IV.2.1. Evolution de la température de sortie et du rendement thermique

**en fonction du débit volumique du capteur solaire plan à air muni de
chicanes rectangulo-triangulaires:**

t(h)	Te(°C)	Ts(°C)	ΔT(°C)	Q(m3/s)	I(w/m2)	η(%)	Vint(m/s)	Vext(m/s)
08:30	24,5	32,7	8,2	0,006	539	14,96873	0,48	0,63
08:45	25,2	33,3	8,1	0,01	560	23,7195	0,8	1,05
09:00	25,3	33,6	8,3	0,011	577	25,94798	0,88	1,15
09:15	25,6	34,1	8,5	0,012	594	28,15933	0,96	1,26
09:30	26	34,9	8,9	0,013	615	30,85082	1,04	1,36
09:45	26,4	35	8,6	0,014	636	31,04402	1,12	1,47
10:00	26,8	35,3	8,5	0,015	663	31,5359	1,2	1,57
10:15	27	35,9	8,9	0,016	719	32,47803	1,28	1,68
10:30	27,3	36,1	8,8	0,017	756	32,45027	1,36	1,78
10:45	27,8	36,1	8,3	0,018	781	31,36954	1,44	1,89
11:00	28	36,9	8,9	0,006	822	10,6531	0,48	0,63
11:15	28,2	39,8	11,6	0,01	840	22,6458	0,8	1,05
11:30	28,4	40,4	12	0,011	868	24,9381	0,88	1,15
11:45	28,7	41,3	12,6	0,012	896	27,6728	0,96	1,26
12:00	29,1	41,7	12,6	0,013	921	29,1651	1,04	1,36
12:15	29,5	42,5	13	0,014	952	31,3504	1,12	1,47
12:30	29,9	42,9	13	0,015	959	33,3445	1,2	1,57
12:45	30,4	43,4	13	0,016	953	35,7914	1,28	1,68
13:00	30,7	43,7	13	0,017	922	39,307	1,36	1,78
13:15	30,9	44	13,1	0,018	892	43,3498	1,44	1,89
13:30	30,6	41,8	11,2	0,006	844	13,0568	0,48	0,63
13:45	30,1	41	10,9	0,01	801	22,3153	0,8	1,05
14:00	29,4	39,7	10,3	0,011	791	23,4889	0,88	1,15
14:15	29	38,5	9,5	0,012	726	25,75	0,96	1,26
14:30	28,5	37,7	9,2	0,013	704	27,8591	1,04	1,36

Discussion et interprétation des résultats

14:45	28,1	36,9	8,8	0,014	678	29,7982	1,12	1,47
15:00	27,6	36,3	8,7	0,015	658	32,5232	1,2	1,57
15:15	27,2	35,4	8,2	0,016	641	33,5648	1,28	1,68
15:30	26,6	34,7	8,1	0,017	614	36,7768	1,36	1,78
15:45	26,3	34	7,7	0,018	602	37,7551	1,44	1,89
16:00	26,1	34,1	8	0,018	589	40,0918	1,44	1,89

Tableau(IV.1): Evolution de la température de sortie et du rendement thermique en fonction du débit volumique définie par: capteur lisse (sans chicanes)

t(h)	Te(°C)	Ts(°C)	$\Delta T(^{\circ}C)$	Q(m ³ /s)	I(w/m ²)	$\eta(\%)$	Vint(m/s)	Vext(m/s)
08:30	25,2	33,2	8	0,006	514	15,31393	0,833211	0,63
08:45	25,9	34,2	8,3	0,01	558	24,39228	1,388684	1,05
09:00	26,1	34,9	8,8	0,011	574	27,65489	1,527553	1,15
09:15	26,4	35,4	9	0,012	601	29,46849	1,666421	1,26
09:30	26,9	35,8	8,9	0,013	614	30,90107	1,80529	1,36
09:45	27,2	36,2	9	0,014	650	31,78818	1,944158	1,47
10:00	27,5	36,6	9,1	0,015	677	33,06378	2,083027	1,57
10:15	27,8	37,1	9,3	0,016	722	33,7967	2,221895	1,68
10:30	28,1	37,5	9,4	0,017	750	34,94009	2,360764	1,78
10:45	28,5	37,9	9,4	0,018	785	35,34592	2,499632	1,89

Tableau(IV.2): Evolution de la température de sortie et du rendement thermique en fonction du débit volumique définie par:

Disposition: rangée

$\varepsilon = 17,5$ mm ; $D_t = 8$ mm ; $L_{ch} = 100$ mm ; $P_{e-s} = 125$ mm ;

$P_{e-r} = 100$ mm ; $P_{e-t} = 117$ mm ; $P_{e-ch} = 25$ mm ; $\theta = 30^{\circ}$

t(h)	Te(°C)	Ts(°C)	$\Delta T(^{\circ}C)$	Q(m ³ /s)	I(w/m ²)	$\eta(\%)$	Vint(m/s)	Vext(m/s)
08:30	25,4	33,7	8,3	0,006	523	15,61479	0,85104	0,63
08:45	26	34,8	8,8	0,01	565	25,54129	1,418399	1,05
09:00	26,2	35,4	9,2	0,011	586	28,31988	1,560239	1,15
09:15	26,6	35,9	9,3	0,012	604	30,29952	1,702079	1,26
09:30	27,1	36,4	9,3	0,013	630	31,46982	1,843919	1,36
09:45	27,5	36,8	9,3	0,014	646	33,05118	1,985759	1,47
10:00	27,8	37,4	9,6	0,015	675	34,98382	2,127599	1,57
10:15	28	37,8	9,8	0,016	730	35,22344	2,269439	1,68
10:30	28,3	38,3	10	0,017	769	36,25193	2,411279	1,78
10:45	28,5	38,7	10,2	0,018	793	37,96715	2,553119	1,89

Tableau(IV.3): Evolution de la température de sortie et du rendement thermique en fonction du débit volumique définie par:

Disposition: rangée

$\varepsilon = 17,5$ mm ; $D_t = 4$ mm ; $L_{ch} = 100$ mm ; $P_{e-s} = 125$ mm ;

$P_{e-r} = 100$ mm ; $P_{e-t} = 121$ mm ; $P_{e-ch} = 25$ mm ; $\theta = 30^{\circ}$

t(h)	Te(°C)	Ts(°C)	$\Delta T(^{\circ}C)$	Q(m ³ /s)	I(w/m ²)	$\eta(\%)$	Vint(m/s)	Vext(m/s)
08:30	25,6	34,2	8,6	0,006	529	15,99567	0,833211	0,63
08:45	26,3	35,3	9	0,01	554	26,64043	1,388684	1,05
09:00	26,5	36	9,5	0,011	586	29,24336	1,527553	1,15
09:15	26,8	36,4	9,6	0,012	609	31,02014	1,666421	1,26
09:30	27,4	36,9	9,5	0,013	624	32,45569	1,80529	1,36
09:45	27,7	37,4	9,7	0,014	654	34,05105	1,944158	1,47
10:00	27,9	37,8	9,9	0,015	685	35,55039	2,083027	1,57
10:15	28,3	38,4	10,1	0,016	724	36,60255	2,221895	1,68
10:30	28,6	38,9	10,3	0,017	757	37,93139	2,360764	1,78
10:45	28,8	39,4	10,6	0,018	786	39,80745	2,499632	1,89

Tableau(IV.4): Evolution de la température de sortie et du rendement thermique en fonction du débit volumique définie par:

Disposition: rangée

$\varepsilon = 17,5$ mm ; $D_t = 8$ mm ; $L_{ch} = 100$ mm ; $P_{e-s} = 125$ mm ;

$P_{e-r} = 70$ mm ; $P_{e-t} = 117$ mm ; $P_{e-ch} = 25$ mm ; $\theta = 30^{\circ}$

t(h)	Te(°C)	Ts(°C)	$\Delta T(^{\circ}C)$	Q(m ³ /s)	I(w/m ²)	$\eta(\%)$	Vint(m/s)	Vext(m/s)
08:30	25,8	34,5	8,7	0,006	531	16,12072	0,85104	0,63
08:45	26,5	35,7	9,2	0,01	541	27,88683	1,418399	1,05
09:00	26,8	36,5	9,7	0,011	570	30,69715	1,560239	1,15
09:15	27,2	37,1	9,9	0,012	592	32,90814	1,702079	1,26
09:30	27,7	37,6	9,9	0,013	613	34,42917	1,843919	1,36
09:45	27,9	38	10,1	0,014	646	35,8943	1,985759	1,47
10:00	28,2	38,5	10,3	0,015	667	37,98492	2,127599	1,57
10:15	28,5	39,1	10,6	0,016	721	38,57439	2,269439	1,68
10:30	28,8	39,8	11	0,017	766	40,0333	2,411279	1,78
10:45	29,1	40,4	11,3	0,018	803	41,53784	2,553119	1,89

Tableau(IV.5): Evolution de la température de sortie et du rendement thermique en fonction du débit volumique définie par:

Disposition: rangée

$\varepsilon = 17,5$ mm ; $D_t = 4$ mm ; $L_{ch} = 100$ mm ; $P_{e-s} = 125$ mm ;

$P_{e-r} = 70$ mm ; $P_{e-t} = 121$ mm ; $P_{e-ch} = 25$ mm ; $\theta = 30^{\circ}$

t(h)	Te(°C)	Ts(°C)	ΔT (°C)	Q(m ³ /s)	I(w/m ²)	η (%)	Vint(m/s)	Vext(m/s)
08:30	26,2	35,2	9	0,006	535	16,55193	0,833211	0,63
08:45	26,8	36,3	9,5	0,01	553	28,17131	1,388684	1,05
09:00	27,1	37,1	10	0,011	566	31,8702	1,527553	1,15
09:15	27,6	37,6	10	0,012	587	33,52368	1,666421	1,26
09:30	28	38,1	10,1	0,013	603	35,70721	1,80529	1,36
09:45	28,2	38,6	10,4	0,014	636	37,5416	1,944158	1,47
10:00	28,5	39,2	10,7	0,015	660	39,87858	2,083027	1,57
10:15	28,8	39,8	11	0,016	700	41,23093	2,221895	1,68
10:30	29,1	40,5	11,4	0,017	756	42,03785	2,360764	1,78
10:45	29,4	41,3	11,9	0,018	793	44,29501	2,499632	1,89

Tableau(IV.6): Evolution de la température de sortie et du rendement thermique en fonction du débit volumique définie par:

Disposition: rangée

$\varepsilon = 17,5$ mm ; $D_t = 8$ mm ; $L_{ch} = 100$ mm; $P_{e-s} = 125$ mm ;

$P_{e-t} = 50$ mm ; $P_{e-t} = 117$ mm; $P_{e-ch} = 25$ mm ; $\theta = 30^\circ$

t(h)	Te(°C)	Ts(°C)	ΔT (°C)	Q(m ³ /s)	I(w/m ²)	η (%)	Vint(m/s)	Vext(m/s)
08:30	26,3	35,3	9	0,006	526	16,83513	0,85104	0,63
08:45	26,9	36,7	9,8	0,01	542	29,65073	1,418399	1,05
09:00	27,2	37,7	10,5	0,011	559	33,88275	1,560239	1,15
09:15	27,7	38,2	10,5	0,012	572	36,12294	1,702079	1,26
09:30	28,3	38,8	10,5	0,013	597	37,49444	1,843919	1,36
09:45	28,5	39,3	10,8	0,014	623	39,79901	1,985759	1,47
10:00	28,8	39,8	11	0,015	657	41,18387	2,127599	1,57
10:15	29,1	40,4	11,3	0,016	694	42,7216	2,269439	1,68
10:30	29,4	41,1	11,7	0,017	729	44,74204	2,411279	1,78
10:45	29,7	41,8	12,1	0,018	760	46,99513	2,553119	1,89

Tableau(IV.7): Evolution de la température de sortie et du rendement thermique en fonction du débit volumique définie par:

Disposition: rangée

$\varepsilon = 17,5$ mm ; $D_t = 8$ mm ; $L_{ch} = 100$ mm; $P_{e-s} = 125$ mm ;

$P_{e-t} = 50$ mm ; $P_{e-t} = 121$ mm; $P_{e-ch} = 25$ mm ; $\theta = 30^\circ$

t(h)	Te(°C)	Ts(°C)	$\Delta T(^{\circ}C)$	Q(m ³ /s)	I(w/m ²)	$\eta(\%)$	Vint(m/s)	Vext(m/s)
08:30	26,2	35,6	9,4	0,006	535	17,28757	0,833211	0,63
08:45	27,2	37,3	10,1	0,01	552	30,00481	1,388684	1,05
09:00	27,5	38,2	10,7	0,011	568	33,98104	1,527553	1,15
09:15	27,9	38,8	10,9	0,012	589	36,41673	1,666421	1,26
09:30	28,3	39,5	11,2	0,013	629	37,95939	1,80529	1,36
09:45	28,7	40	11,3	0,014	647	40,09689	1,944158	1,47
10:00	29,4	40,8	11,4	0,015	678	41,35947	2,083027	1,57
10:15	29,7	41,3	11,6	0,016	692	43,98255	2,221895	1,68
10:30	30	42	12	0,017	720	46,46289	2,360764	1,78
10:45	30,2	42,7	12,5	0,018	750	49,196	2,499632	1,89

Tableau(IV.8): Evolution de la température de sortie et du rendement thermique en fonction du débit volumique définie par:

Disposition: quinconce

$\varepsilon = 17,5$ mm ; $D_t = 8$ mm ; $L_{ch} = 100$ mm; $P_{e-s} = 125$ mm ;

$P_{e-r} = 100$ mm ; $P_{e-t} = 117$ mm; $P_{e-ch} = 25$ mm ; $\theta = 30^{\circ}$

t(h)	Te(°C)	Ts(°C)	$\Delta T(^{\circ}C)$	Q(m ³ /s)	I(w/m ²)	$\eta(\%)$	Vint(m/s)	Vext(m/s)
08:30	26	35,6	9,6	0,006	531	0,177884	0,85104	0,63
08:45	27,6	37,9	10,3	0,01	547	30,87866	1,418399	1,05
09:00	28	38,9	10,9	0,011	563	34,92363	1,560239	1,15
09:15	28,3	39,6	11,3	0,012	585	38,01127	1,702079	1,26
09:30	28,9	40,3	11,4	0,013	601	40,43731	1,843919	1,36
09:45	29,1	41	11,9	0,014	625	43,71229	1,985759	1,47
10:00	29,4	41,6	12,2	0,015	663	45,26329	2,127599	1,57
10:15	29,7	42,2	12,5	0,016	694	47,25841	2,269439	1,68
10:30	30	42,8	12,8	0,017	719	49,62934	2,411279	1,78
10:45	30,3	43,2	12,9	0,018	746	51,0425	2,553119	1,89

Tableau(IV.9): Evolution de la température de sortie et du rendement thermique en fonction du débit volumique définie par:

Disposition: quinconce

$\varepsilon = 17,5$ mm ; $D_t = 4$ mm ; $L_{ch} = 100$ mm; $P_{e-s} = 125$ mm ;

$P_{e-r} = 100$ mm ; $P_{e-t} = 121$ mm; $P_{e-ch} = 25$ mm ; $\theta = 30^{\circ}$

t(h)	Te(°C)	Ts(°C)	$\Delta T(^{\circ}C)$	Q(m ³ /s)	I(w/m ²)	$\eta(\%)$	Vint(m/s)	Vext(m/s)
08:30	26,3	36	9,7	0,006	525	18,17909	0,833211	0,63
08:45	28	38,7	10,7	0,01	549	31,96097	1,388684	1,05
09:00	28,3	39,8	11,5	0,011	562	36,91159	1,527553	1,15
09:15	28,6	40,5	11,9	0,012	591	39,62317	1,666421	1,26
09:30	29,2	41,2	12	0,013	618	41,39469	1,80529	1,36
09:45	29,4	41,8	12,4	0,014	646	44,06824	1,944158	1,47
10:00	29,7	42,5	12,8	0,015	678	46,4387	2,083027	1,57
10:15	30	43	13	0,016	708	48,17687	2,221895	1,68
10:30	30,3	43,6	13,3	0,017	733	50,58306	2,360764	1,78
10:45	30,6	44,1	13,5	0,018	764	52,15806	2,499632	1,89

Tableau(IV.10): Evolution de la température de sortie et du rendement thermique en fonction du débit volumique définie par:

Disposition: quinconce

$\varepsilon = 17,5$ mm ; $D_t = 8$ mm ; $L_{ch} = 100$ mm; $P_{e-s} = 125$ mm ;

$P_{e-r} = 70$ mm ; $P_{e-t} = 117$ mm; $P_{e-ch} = 25$ mm ; $\theta = 30^{\circ}$

t(h)	Te(°C)	Ts(°C)	$\Delta T(^{\circ}C)$	Q(m ³ /s)	I(w/m ²)	$\eta(\%)$	Vint(m/s)	Vext(m/s)
08:30	26,5	36,1	9,6	0,006	517	18,27008	0,833211	0,63
08:45	28,3	39	10,7	0,01	533	32,9204	1,388684	1,05
09:00	28,6	40,2	11,6	0,011	554	37,77021	1,527553	1,15
09:15	28,9	41	12,1	0,012	573	41,55474	1,666421	1,26
09:30	29,5	41,7	12,2	0,013	596	43,63806	1,80529	1,36
09:45	29,7	42,3	12,6	0,014	615	47,03618	1,944158	1,47
10:00	30	43	13	0,015	637	50,2	2,083027	1,57
10:15	30,3	43,6	13,3	0,016	665	52,47573	2,221895	1,68
10:30	30,6	44,1	13,5	0,017	699	53,84112	2,360764	1,78
10:45	30,9	44,6	13,7	0,018	727	55,62464	2,499632	1,89

Tableau(IV.11): Evolution de la température de sortie et du rendement thermique en fonction du débit volumique définie par:

Disposition: quinconce

$\varepsilon = 17,5$ mm ; $D_t = 8$ mm ; $L_{ch} = 100$ mm; $P_{e-s} = 125$ mm ;

$P_{e-r} = 50$ mm ; $P_{e-t} = 117$ mm; $P_{e-ch} = 25$ mm ; $\theta = 30^{\circ}$

t(h)	Te(°C)	Ts(°C)	ΔT (°C)	Q(m ³ /s)	I(w/m ²)	η (%)	Vint(m/s)	Vext(m/s)
11:15	29,2	42,1	12,9	0,006	820	15,47874	0,638298	0,63
11:30	29,7	44,5	14,8	0,01	859	28,25381	1,06383	1,05
11:45	30	44,8	14,8	0,011	881	30,3031	1,170213	1,15
12:00	30,4	45,5	15,1	0,012	908	32,72509	1,276596	1,26
12:15	30,7	46	15,3	0,013	926	35,22349	1,382979	1,36
12:30	31	46,3	15,3	0,014	952	36,897	1,489362	1,47
12:45	31,4	46,5	15,1	0,015	956	38,85249	1,595745	1,57
13:00	31,3	46,4	15,1	0,016	951	41,66055	1,702128	1,68
13:15	31,3	46,5	15,2	0,017	947	44,74568	1,808511	1,78

Tableau(IV.12): Evolution de la température de sortie et du rendement thermique en fonction du débit volumique définie par:

Disposition: rangée

$\varepsilon = 22,99$ mm ; $D_t = 8$ mm ; $L_{ch} = 50$ mm; $P_{e-s} = 141,66$ mm ;

$P_{e-r} = 100$ mm ; $P_{e-t} = 133,66$ mm; $P_{e-ch} = 91,66$ mm ; $\theta = 60^\circ$

t(h)	Te(°C)	Ts(°C)	ΔT (°C)	Q(m ³ /s)	I(w/m ²)	η (%)	Vint(m/s)	Vext(m/s)
11:15	29,3	43,2	13,9	0,006	821	16,65833	0,638298	0,63
11:30	29,9	44	14,1	0,01	832	27,79101	1,06383	1,05
11:45	30,2	45,4	15,2	0,011	868	31,58822	1,170213	1,15
12:00	30,6	46,4	15,8	0,012	886	35,09241	1,276596	1,26
12:15	30,9	46,6	15,7	0,013	900	37,18853	1,382979	1,36
12:30	31,4	47,4	16	0,014	910	40,36595	1,489362	1,47
12:45	32	47,6	15,6	0,015	906	42,35417	1,595745	1,57
13:00	32,8	48,1	15,3	0,016	890	45,10555	1,702128	1,68
13:15	33,7	48,2	14,5	0,017	876	46,14465	1,808511	1,78

Tableau(IV.13): Evolution de la température de sortie et du rendement thermique en fonction du débit volumique définie par:

Disposition: rangée

$\varepsilon = 22,99$ mm ; $D_t = 8$ mm ; $L_{ch} = 50$ mm; $P_{e-s} = 141,66$ mm ;

$P_{e-r} = 70$ mm ; $P_{e-t} = 133,66$ mm; $P_{e-ch} = 91,66$ mm ; $\theta = 60^\circ$

t(h)	Te(°C)	Ts(°C)	$\Delta T(^{\circ}C)$	Q(m ³ /s)	I(w/m ²)	$\eta(\%)$	Vint(m/s)	Vext(m/s)
11:15	29,7	43,1	13,4	0,006	800	16,48066	0,638298	0,63
11:30	30,1	45,8	15,7	0,01	848	30,36074	1,06383	1,05
11:45	30,4	46,3	15,9	0,011	872	32,89136	1,170213	1,15
12:00	30,7	47	16,3	0,012	903	35,52136	1,276596	1,26
12:15	31,2	47,3	16,1	0,013	896	38,30626	1,382979	1,36
12:30	31,5	47,6	16,1	0,014	895	41,29899	1,489362	1,47
12:45	32,1	47,9	15,8	0,015	875	44,41696	1,595745	1,57
13:00	33	48,1	15,1	0,016	861	46,01531	1,702128	1,68
13:15	33,9	48,7	14,8	0,017	844	48,88512	1,808511	1,78

Tableau(IV.14): Evolution de la température de sortie et du rendement thermique en fonction du débit volumique définie par:

Disposition: rangée

$\varepsilon = 22,99$ mm ; $D_t = 8$ mm ; $L_{ch} = 50$ mm ; $P_{e-s} = 141,66$ mm ;

$P_{e-r} = 50$ mm ; $P_{e-t} = 133,66$ mm ; $P_{e-ch} = 91,66$ mm ; $\theta = 60^{\circ}$

t(h)	Te(°C)	Ts(°C)	$\Delta T(^{\circ}C)$	Q(m ³ /s)	I(w/m ²)	$\eta(\%)$	Vint(m/s)	Vext(m/s)
11:15	30	43,7	13,7	0,006	786	17,14975	0,98264	0,63
11:30	30,3	46,4	16,1	0,01	823	32,08002	1,637733	1,05
11:45	30,7	46,9	16,2	0,011	847	34,50109	1,801507	1,15
12:00	31	47,6	16,6	0,012	867	37,67721	1,96528	1,26
12:15	31,5	48,4	16,9	0,013	886	40,66351	2,129053	1,36
12:30	31,7	48,6	16,9	0,014	885	43,84096	2,292827	1,47
12:45	32,3	49,1	16,8	0,015	880	46,95982	2,4566	1,57
13:00	33,3	49,5	16,2	0,016	845	50,30218	2,620373	1,68
13:15	34,2	49,6	15,4	0,017	829	51,78735	2,784147	1,78

Tableau(IV.15): Evolution de la température de sortie et du rendement thermique en fonction du débit volumique définie par:

Disposition: rangée

$\varepsilon = 22,99$ mm ; $D_t = 8$ mm ; $L_{ch} = 100$ mm ; $P_{e-s} = 125$ mm ;

$P_{e-r} = 100$ mm ; $P_{e-t} = 117$ mm ; $P_{e-ch} = 25$ mm ; $\theta = 60^{\circ}$

t(h)	Te(°C)	Ts(°C)	$\Delta T(^{\circ}C)$	Q(m ³ /s)	I(w/m ²)	$\eta(\%)$	Vint(m/s)	Vext(m/s)
11:15	29,9	44,2	14,3	0,006	780	18,03853	1,008065	0,63
11:30	30,6	47	16,4	0,01	806	33,36701	1,680108	1,05
11:45	31	47,8	16,8	0,011	832	36,42396	1,848118	1,15
12:00	31,3	48,5	17,2	0,012	854	39,63331	2,016129	1,26
12:15	31,8	49,2	17,4	0,013	871	42,58758	2,18414	1,36
12:30	32,2	49,8	17,6	0,014	867	46,60475	2,352151	1,47
12:45	32,9	50	17,1	0,015	851	49,42724	2,520161	1,57
13:00	33,7	50,4	16,7	0,016	833	52,60173	2,688172	1,68
13:15	34,7	50,8	16,1	0,017	804	55,82481	2,856183	1,78

Tableau(IV.16): Evolution de la température de sortie et du rendement thermique en fonction du débit définie par:

Disposition: rangée

$\varepsilon = 22,99$ mm ; $D_t = 4$ mm ; $L_{ch} = 100$ mm ; $P_{e-s} = 125$ mm ;

$P_{e-r} = 100$ mm ; $P_{e-t} = 121$ mm ; $P_{e-ch} = 25$ mm ; $\theta = 60^{\circ}$

t(h)	Te(°C)	Ts(°C)	$\Delta T(^{\circ}C)$	Q(m ³ /s)	I(w/m ²)	$\eta(\%)$	Vint(m/s)	Vext(m/s)
11:15	30,2	44,8	14,6	0,006	766	18,75357	0,983284	0,63
11:30	30,8	47,6	16,8	0,01	792	34,78505	1,638807	1,05
11:45	31,3	48,5	17,2	0,011	818	37,92943	1,802688	1,15
12:00	31,5	49,3	17,8	0,012	844	41,50184	1,966568	1,26
12:15	32	49,7	17,7	0,013	859	43,92705	2,130449	1,36
12:30	32,4	50,5	18,1	0,014	850	48,88732	2,29433	1,47
12:45	33,1	51	17,9	0,015	843	52,23063	2,45821	1,57
13:00	34	51,5	17,5	0,016	823	55,79133	2,622091	1,68
13:15	35,2	51,6	16,4	0,017	797	57,36447	2,785972	1,78

Tableau(IV.17): Evolution de la température de sortie et du rendement thermique en fonction du débit volumique définie par:

Disposition: rangée

$\varepsilon = 22,99$ mm ; $D_t = 8$ mm ; $L_{ch} = 100$ mm ; $P_{e-s} = 125$ mm ;

$P_{e-r} = 70$ mm ; $P_{e-t} = 117$ mm ; $P_{e-ch} = 25$ mm ; $\theta = 60^{\circ}$

t(h)	Te(°C)	Ts(°C)	$\Delta T(^{\circ}C)$	Q(m ³ /s)	I(w/m ²)	$\eta(\%)$	Vint(m/s)	Vext(m/s)
11:15	30,3	45,5	15,2	0,006	781	19,14928	1,008065	0,63
11:30	31	48,4	17,4	0,01	807	35,35772	1,680108	1,05
11:45	31,5	49,2	17,7	0,011	829	38,51412	1,848118	1,15
12:00	31,7	49,9	18,2	0,012	851	42,08541	2,016129	1,26
12:15	32,2	50,6	18,4	0,013	885	44,32272	2,18414	1,36
12:30	32,2	51,2	19	0,014	880	49,5687	2,352151	1,47
12:45	33	51,8	18,8	0,015	871	53,09327	2,520161	1,57
13:00	34	52,3	18,3	0,016	846	56,75567	2,688172	1,68
13:15	35,5	52,6	17,1	0,017	816	58,42025	2,856183	1,78

Tableau(IV.18): Evolution de la température de sortie et du rendement thermique en fonction du débit volumique définie par:

Disposition: rangée

$\varepsilon = 22,99$ mm ; $D_t = 4$ mm ; $L_{ch} = 100$ mm; $P_{e-s} = 125$ mm ;

$P_{e-r} = 70$ mm ; $P_{e-t} = 121$ mm; $P_{e-ch} = 25$ mm ; $\theta = 60^{\circ}$

t(h)	Te(°C)	Ts(°C)	$\Delta T(^{\circ}C)$	Q(m ³ /s)	I(w/m ²)	$\eta(\%)$	Vint(m/s)	Vexp(m/s)
11:15	30,2	46	15,8	0,006	790	19,6784	0,983284	0,63
11:30	31,2	49,6	18,4	0,01	817	36,93213	1,638807	1,05
11:45	31,8	50,1	18,3	0,011	843	39,15838	1,802688	1,15
12:00	32	51,2	19,2	0,012	875	43,18003	1,966568	1,26
12:15	32,5	52,1	19,6	0,013	904	46,22102	2,130449	1,36
12:30	32,9	52,6	19,7	0,014	902	50,14138	2,29433	1,47
12:45	33,6	53,4	19,8	0,015	893	54,5398	2,45821	1,57
13:00	34,6	53,8	19,2	0,016	876	57,50765	2,622091	1,68
13:15	36,2	54,2	18	0,017	841	59,66697	2,785972	1,78

Tableau(IV.19): Evolution de la température de sortie et du rendement thermique en fonction du débit définie par:

Disposition: rangée

$\varepsilon = 22,99$ mm ; $D_t = 8$ mm ; $L_{ch} = 100$ mm; $P_{e-s} = 125$ mm ;

$P_{e-r} = 50$ mm ; $P_{e-t} = 117$ mm; $P_{e-ch} = 25$ mm ; $\theta = 60^{\circ}$

t(h)	Te(°C)	Ts(°C)	ΔT (°C)	Q(m ³ /s)	I(w/m ²)	η (%)	Vint(m/s)	Vext(m/s)
11:15	30,2	46,8	16,6	0,006	808	20,2142	1,008065	0,63
11:30	31,5	50,9	19,4	0,01	828	38,422	1,680108	1,052
11:45	32,1	51,8	19,7	0,011	851	41,75783	1,848118	1,15
12:00	32,3	52,5	20,2	0,012	874	45,48097	2,016129	1,26
12:15	32,7	53,3	20,6	0,013	902	48,68695	2,18414	1,36
12:30	33,2	53,8	20,6	0,014	910	51,97116	2,352151	1,47
12:45	33,9	54,4	20,5	0,015	897	56,21616	2,520161	1,57
13:00	35,2	54,8	19,6	0,016	865	59,45228	2,688172	1,68
13:15	36,7	54,9	18,2	0,017	823	61,64942	2,856183	1,78

Tableau(IV.20): Evolution de la température de sortie et du rendement thermique en fonction du débit définie par:

Disposition: rangée

$\varepsilon = 22,99$ mm ; $D_t = 4$ mm ; $L_{ch} = 100$ mm ; $P_{e-s} = 125$ mm ;

$P_{e-r} = 50$ mm ; $P_{e-t} = 121$ mm ; $P_{e-ch} = 25$ mm ; $\theta = 60^\circ$

t(h)	Te(°C)	Ts(°C)	ΔT (°C)	Q(m ³ /s)	I(w/m ²)	η (%)	Vint(m/s)	Vext(m/s)
11:15	30,6	46,9	16,3	0,006	813	19,72681	0,85104	0,63
11:30	31,7	52	20,3	0,01	834	39,91522	1,418399	1,05
11:45	32,3	53,2	20,9	0,011	858	43,94002	1,560239	1,15
12:00	32,5	53,9	21,4	0,012	888	47,42317	1,702079	1,26
12:15	32,9	54,6	21,7	0,013	915	50,55808	1,843919	1,36
12:30	33,6	54,9	21,3	0,014	912	53,61932	1,985759	1,47
12:45	34,2	55,2	21	0,015	906	57,01523	2,127599	1,57
13:00	35,5	55,5	20	0,016	868	60,45591	2,269439	1,68
13:15	37,1	55,9	18,8	0,017	835	62,76663	2,411279	1,78

Tableau(IV.21): Evolution de la température de sortie et du rendement thermique en fonction du débit définie par:

Disposition: quinconce

$\varepsilon = 17,5$ mm ; $D_t = 4$ mm ; $L_{ch} = 100$ mm ; $P_{e-s} = 125$ mm ;

$P_{e-r} = 70$ mm ; $P_{e-t} = 121$ mm ; $P_{e-ch} = 25$ mm ; $\theta = 60^\circ$

t(h)	Te(°C)	Ts(°C)	$\Delta T(^{\circ}C)$	Q(m ³ /s)	I(w/m ²)	$\eta(\%)$	Vint(m/s)	Vext(m/s)
14:00	32,9	48,7	15,8	0,006	892	17,42818	0,638298	0,63
14:15	32,2	46,2	14	0,01	845	27,16939	1,06383	1,05
14:30	32	45,2	13,2	0,011	805	29,57871	1,170213	1,15
14:45	32	43,9	11,9	0,012	781	29,98373	1,276596	1,26
15:00	31,8	42,6	10,8	0,013	725	31,75687	1,382979	1,36
15:15	31,7	42	10,3	0,014	706	33,49416	1,489362	1,47
15:30	31,6	41	9,4	0,015	685	33,75492	1,595745	1,57
15:45	31,6	40,8	9,2	0,016	665	36,299	1,702128	1,68
16:00	31,5	40,1	8,6	0,017	645	37,17031	1,808511	1,78
16:15	31,3	39,6	8,3	0,018	621	39,45186	1,914894	1,89

Tableau(IV.22): Evolution de la température de sortie et du rendement thermique en fonction du débit définie par:

Disposition: quinconce

$\varepsilon = 29,99$ mm ; $D_t = 8$ mm ; $L_{ch} = 50$ mm; $P_{e-s} = 141,66$ mm ;

$P_{e-r} = 100$ mm ; $P_{e-t} = 133,66$ mm; $P_{e-ch} = 91,66$ mm ; $\theta = 60^{\circ}$

t(h)	Te(°C)	Ts(°C)	$\Delta T(^{\circ}C)$	Q(m ³ /s)	I(w/m ²)	$\eta(\%)$	Vint(m/s)	Vexp(m/s)
14:00	33,2	49	15,8	0,006	887	17,52642	0,638298	0,63
14:15	32,7	47,3	14,6	0,01	868	27,58301	1,06383	1,05
14:30	32,5	46	13,5	0,011	813	29,95328	1,170213	1,15
14:45	32,7	45,1	12,4	0,012	788	30,96601	1,276596	1,26
15:00	32,4	43,5	11,1	0,013	725	32,639	1,382979	1,36
15:15	32,3	42,7	10,4	0,014	708	33,72381	1,489362	1,47
15:30	32,2	41,9	9,7	0,015	671	35,55896	1,595745	1,57
15:45	32	41,5	9,5	0,016	656	37,99691	1,702128	1,68
16:00	31,9	40,6	8,7	0,017	636	38,13464	1,808511	1,78
16:15	32	40,3	8,3	0,018	612	40,03204	1,914894	1,89

Tableau(IV.23): Evolution de la température de sortie et du rendement thermique en fonction du débit définie par:

Disposition: quinconce

$\varepsilon = 29,99$ mm ; $D_t = 8$ mm ; $L_{ch} = 50$ mm; $P_{e-s} = 141,66$ mm ;

$P_{e-r} = 70$ mm ; $P_{e-t} = 133,66$ mm; $P_{e-ch} = 91,66$ mm ; $\theta = 60^{\circ}$

t(h)	Te(°C)	Ts(°C)	$\Delta T(^{\circ}C)$	Q(m ³ /s)	I(w/m ²)	$\eta(\%)$	Vint(m/s)	Vext(m/s)
14:00	33,1	50,1	17	0,006	892	18,75184	0,638298	0,63
14:15	33	47,9	14,9	0,01	871	28,05283	1,06383	1,05
14:30	32,8	46,8	14	0,011	835	30,24425	1,170213	1,15
14:45	32,7	45,7	13	0,012	780	32,79733	1,276596	1,26
15:00	32,7	44,2	11,5	0,013	730	33,58357	1,382979	1,36
15:15	32,6	43,5	10,9	0,014	704	35,54597	1,489362	1,47
15:30	32,3	42,5	10,2	0,015	682	36,7888	1,595745	1,57
15:45	32	41,6	9,6	0,016	655	38,4555	1,702128	1,68
16:00	31,9	41,2	9,3	0,017	640	40,50983	1,808511	1,78
16:15	31,7	40,5	8,8	0,018	618	42,03153	1,914894	1,89

Tableau(IV.24): Evolution de la température de sortie et du rendement thermique en fonction du débit définie par:

Disposition: quinconce

$\varepsilon = 29,99$ mm ; $D_t = 8$ mm ; $L_{ch} = 50$ mm; $P_{e-s} = 141,66$ mm ;

$P_{e-r} = 50$ mm ; $P_{e-t} = 133,66$ mm; $P_{e-ch} = 91,66$ mm ; $\theta = 60^{\circ}$

t(h)	Te(°C)	Ts(°C)	$\Delta T(^{\circ}C)$	Q(m ³ /s)	I(w/m ²)	$\eta(\%)$	Vint(m/s)	Vext(m/s)
14:00	33	50,8	17,8	0,006	874	20,03865	0,983284	0,63
14:15	33,5	48,7	15,2	0,01	860	28,98369	1,638807	1,05
14:30	33	47,3	14,3	0,011	846	30,49067	1,802688	1,15
14:45	32,8	46,5	13,7	0,012	803	33,57336	1,966568	1,26
15:00	32,7	44,9	12,2	0,013	742	35,0516	2,130449	1,36
15:15	32,7	44	11,3	0,014	710	36,539	2,29433	1,47
15:30	32,4	43,2	10,8	0,015	690	38,50122	2,45821	1,57
15:45	32	42,3	10,3	0,016	665	40,6391	2,622091	1,68
16:00	31,8	41,6	9,8	0,017	643	42,48861	2,785972	1,78
16:15	31,8	40,9	9,1	0,018	619	43,39421	2,949853	1,89

Tableau(IV.25): Evolution de la température de sortie et du rendement thermique en fonction du débit définie par:

Disposition: quinconce

$\varepsilon = 29,99$ mm ; $D_t = 8$ mm ; $L_{ch} = 100$ mm; $P_{e-s} = 125$ mm ;

$P_{e-r} = 100$ mm ; $P_{e-t} = 117$ mm; $P_{e-ch} = 25$ mm ; $\theta = 60^{\circ}$

t(h)	Te(°C)	Ts(°C)	$\Delta T(^{\circ}C)$	Q(m ³ /s)	I(w/m ²)	$\eta(\%)$	Vint(m/s)	Vext(m/s)
14:00	33,5	51,5	18	0,006	901	19,65656	1,008065	0,63
14:15	33,4	49,3	15,9	0,01	886	29,42876	1,680108	1,05
14:30	33,2	48,1	14,9	0,011	845	31,80759	1,848118	1,15
14:45	33	47,1	14,1	0,012	796	34,85747	2,016129	1,26
15:00	32,9	45,7	12,8	0,013	745	36,62736	2,18414	1,36
15:15	32,7	44,4	11,7	0,014	711	37,77921	2,352151	1,47
15:30	32,5	43,7	11,2	0,015	691	39,86941	2,520161	1,57
15:45	32,3	43	10,7	0,016	658	42,66644	2,688172	1,68
16:00	32,1	42,1	10	0,017	642	43,42326	2,856183	1,78
16:15	32	41,5	9,5	0,018	635	44,16019	3,024194	1,89

Tableau(IV.26): Evolution de la température de sortie et du rendement thermique en fonction du débit définie par:

Disposition: quinconce

$\varepsilon = 29,99$ mm ; $D_t = 4$ mm ; $L_{ch} = 100$ mm ; $P_{e-s} = 125$ mm ;

$P_{e-r} = 100$ mm ; $P_{e-t} = 121$ mm ; $P_{e-ch} = 25$ mm ; $\theta = 60^{\circ}$

t(h)	Te(°C)	Ts(°C)	$\Delta T(^{\circ}C)$	Q(m ³ /s)	I(w/m ²)	$\eta(\%)$	Vint(m/s)	Vext(m/s)
14:00	33,6	52,1	18,5	0,006	894	20,36076	0,983284	0,63
14:15	33,5	49,7	16,2	0,01	875	30,36096	1,638807	1,05
14:30	33,3	48,7	15,4	0,011	850	32,68158	1,802688	1,15
14:45	33,2	47,6	14,4	0,012	806	35,15744	1,966568	1,26
15:00	33	46,1	13,1	0,013	744	37,5362	2,130449	1,36
15:15	32,9	45,3	12,4	0,014	713	39,92719	2,29433	1,47
15:30	32,7	44,3	11,6	0,015	693	41,17414	2,45821	1,57
15:45	32,7	43,6	10,9	0,016	671	42,62187	2,622091	1,68
16:00	32,6	42,9	10,3	0,017	652	44,03998	2,785972	1,78
16:15	32,5	42,2	9,7	0,018	635	45,08988	2,949853	1,89

Tableau(IV.27): Evolution de la température de sortie et du rendement thermique en fonction du débit définie par:

Disposition: quinconce

$\varepsilon = 29,99$ mm ; $D_t = 8$ mm ; $L_{ch} = 100$ mm ; $P_{e-s} = 125$ mm ;

$P_{e-r} = 70$ mm ; $P_{e-t} = 117$ mm ; $P_{e-ch} = 25$ mm ; $\theta = 60^{\circ}$

t(h)	Te(°C)	Ts(°C)	ΔT (°C)	Q(m ³ /s)	I(w/m ²)	η (%)	Vint(m/s)	Vext(m/s)
14:00	33,8	52,4	18,6	0,006	895	20,44795	1,008065	0,63
14:15	33,7	50,3	16,6	0,01	882	30,8637	1,680108	1,05
14:30	33,5	49,4	15,9	0,011	851	33,70302	1,848118	1,15
14:45	33,4	48,2	14,8	0,012	804	36,22392	2,016129	1,26
15:00	33,2	46,9	13,7	0,013	744	39,25541	2,18414	1,36
15:15	33,1	46	12,9	0,014	715	41,42097	2,352151	1,47
15:30	33	45	12	0,015	694	42,53256	2,520161	1,57
15:45	32,8	43,9	11,1	0,016	665	43,79554	2,688172	1,68
16:00	32,7	43,3	10,6	0,017	649	45,5322	2,856183	1,78
16:15	32,7	42,6	9,9	0,018	629	46,45854	3,024194	1,89

Tableau(IV.28): Evolution de la température de sortie et du rendement thermique en fonction du débit définie par:

Disposition: quinconce

$\varepsilon = 29,99$ mm ; $D_t = 4$ mm ; $L_{ch} = 100$ mm; $P_{e-s} = 125$ mm ;

$P_{e-t} = 70$ mm ; $P_{e-t} = 121$ mm; $P_{e-ch} = 25$ mm ; $\theta = 60^\circ$

t(h)	Te(°C)	Ts(°C)	ΔT (°C)	Q(m ³ /s)	I(w/m ²)	η (%)	Vint(m/s)	Vext(m/s)
14:00	34	52,6	18,6	0,006	886	20,65566	0,983284	0,63
14:15	33,8	50,9	17,1	0,01	871	32,19486	1,638807	1,05
14:30	33,7	50	16,3	0,011	847	34,71406	1,802688	1,15
14:45	33,6	48,5	14,9	0,012	802	36,55962	1,966568	1,26
15:00	33,5	47,4	13,9	0,013	749	39,5626	2,130449	1,36
15:15	33,4	46,5	13,1	0,014	708	42,47903	2,29433	1,47
15:30	33,3	45,4	12,1	0,015	685	43,45048	2,45821	1,57
15:45	33	44,5	11,5	0,016	662	45,57938	2,622091	1,68
16:00	32,9	43,6	10,7	0,017	643	46,39063	2,785972	1,78
16:15	32,7	43	10,3	0,018	629	48,33566	2,949853	1,89

Tableau(IV.29): Evolution de la température de sortie et du rendement thermique en fonction du débit définie par:

Disposition: quinconce

$\varepsilon = 29,99$ mm ; $D_t = 8$ mm ; $L_{ch} = 100$ mm; $P_{e-s} = 125$ mm ;

$P_{e-t} = 50$ mm ; $P_{e-t} = 117$ mm; $P_{e-ch} = 25$ mm ; $\theta = 60^\circ$

t(h)	Te(°C)	Ts(°C)	$\Delta T(°C)$	Q(m ³ /s)	I(w/m ²)	$\eta(\%)$	Vint(m/s)	Vext(m/s)
14:00	34	53	19	0,006	898	20,81791	1,008065	0,63
14:15	33,9	51,8	17,9	0,01	886	33,13049	1,680108	1,05
14:30	33,8	50,6	16,8	0,011	853	35,52724	1,848118	1,15
14:45	33,8	49,1	15,3	0,012	805	37,40118	2,016129	1,26
15:00	33,7	48,3	14,6	0,013	755	41,22473	2,18414	1,36
15:15	33,6	47,4	13,8	0,014	723	43,8205	2,352151	1,47
15:30	33,3	46	12,7	0,015	689	45,34029	2,520161	1,57
15:45	33,1	45,1	12	0,016	660	47,70521	2,688172	1,68
16:00	33,1	44,6	11,5	0,017	647	49,55084	2,856183	1,78
16:15	32,8	43,5	10,7	0,018	632	49,97442	3,024194	1,89

Tableau(IV.30): Evolution de la température de sortie et du rendement thermique en fonction du débit définie par:

Disposition: quinconce

$\varepsilon = 29,99$ mm ; $D_t = 4$ mm ; $L_{ch} = 100$ mm ; $Pe_s = 125$ mm ;

$Pe_r = 50$ mm ; $Pe_t = 121$ mm ; $Pe_{ch} = 25$ mm ; $\theta = 60^\circ$

t(h)	Te(°C)	Ts(°C)	$\Delta T(°C)$	Q(m ³ /s)	I(w/m ²)	$\eta(\%)$	Vint(m/s)	Vext(m/s)
14:00	33,8	53,5	19,7	0,006	902	21,489162	0,8510638	0,63
14:15	34	52,4	18,4	0,01	929	32,479598	1,4184397	1,052
14:30	34,1	51,2	17,1	0,011	866	35,618813	1,5602837	1,15
14:45	34	50,3	16,3	0,012	825	38,879748	1,7021277	1,26
15:00	33,9	49,1	15,2	0,013	762	42,524626	1,8439716	1,36
15:15	33,9	48,1	14,2	0,014	724	45,028383	1,9858156	1,47
15:30	33,7	47	13,3	0,015	702	46,603048	2,1276596	1,57
15:45	33,5	46,1	12,6	0,016	678	48,760637	2,2695035	1,68
16:00	33,3	45	11,7	0,017	661	49,344853	2,4113475	1,78
16:15	33	44,6	11,6	0,018	645	53,085916	2,5531915	1,89

Tableau(IV.31): Evolution de la température de sortie et du rendement thermique en fonction du débit volumique définie par:

Disposition: quinconce

$\varepsilon = 17,5$ mm ; $D_t = 4$ mm ; $L_{ch} = 100$ mm ; $Pe_s = 125$ mm ;

$Pe_r = 50$ mm ; $Pe_t = 121$ mm ; $Pe_{ch} = 25$ mm ; $\theta = 60^\circ$

IV.2.2. Détermination du nombre de *Nusselt*: N_u

La résolution du nombre de *Nusselt* consiste en la détermination des coefficients: $d, k, m, j, e, i, h, g, f, w$ et t par l'introduction de la fonction Logarithme, par l'usage des tableaux de résultats expérimentaux ci-dessous, par l'emploi de l'outil "Matlab" pour manipuler un système matriciel qui permet de résoudre un système de 15 équations que l'on choisit pour deux régimes d'écoulement(laminaire et turbulent) du fluide caloporteur(l'air dans notre cas).

On tient à signaler que pour ces deux régimes d'écoulement, la conductivité thermique(λ), la chaleur massique (C_p), la masse volumique (ρ), la viscosité dynamique (μ) de l'air sont considérées comme constantes.

L'introduction de la fonction Logarithme dans l'équation (IV.11) permet de donner:

$$\ln N_{u} = \ln \left(B_r \times \left(\frac{A_c}{D_h^2} \right) \times R_e^{(1-d)} \times C_l^{-k} \times E_c^{-m} \times \left(\frac{l}{\rho \times V^3} \right)^j \times \left(\frac{\varepsilon}{D_h} \right)^e \times \left(\frac{D_t}{D_h} \right)^i \times \left(\frac{L_{ch}}{D_h} \right)^h \times \left(\frac{P_{e-s}}{D_h} \right)^g \times \left(\frac{P_{e-r}}{D_h} \right)^f \times \left(\frac{P_{e-t}}{D_h} \right)^w \times \left(\frac{P_{e-ch}}{D_h} \right)^t \right) \quad (IV.12)$$

En développant cette dernière équation, on aboutit à:

$$\ln \left(\frac{N_u}{B_r \times \left(\frac{A_c}{D_h^2} \right) \times R_e} \right) = -k \times \ln C_l - m \times \ln E_c + j \times \ln \left(\frac{l}{\rho \times V^3} \right) + e \times \ln \left(\frac{\varepsilon}{D_h} \right) + i \times \left(\frac{D_t}{D_h} \right) + h \times \ln \left(\frac{L_{ch}}{D_h} \right) + g \times \ln \left(\frac{P_{e-s}}{D_h} \right) + f \times \ln \left(\frac{P_{e-r}}{D_h} \right) + w \times \ln \left(\frac{P_{e-t}}{D_h} \right) + t \times \ln \left(\frac{P_{e-ch}}{D_h} \right) \quad (IV.13)$$

En remplaçant les valeurs expérimentaux des tableaux ci-dessus dans l'équation (IV.13), on obtient un système de 15 équations qui se résout par l'outil Matlab, pour deux régimes d'écoulement(laminaire et turbulent) de l'air dans le conduit utile du capteur solaire.

IV.2.2.1. Résolution du système matriciel (Régime laminaire): $Re \leq 2300$

$$\begin{bmatrix}
 -7,1873 & 2,4933 & 9,3561 & 6,5866 & -0,2872 & -1,0700 & 1,4557 & 1,6788 & 1,4557 & 1,6127 & 0,0694 \\
 -7,6981 & 0,9976 & 8,3712 & 5,1363 & -0,2872 & -1,0700 & 1,4557 & 1,6788 & 1,4557 & 1,6127 & 0,0694 \\
 -7,2214 & 2,6589 & 9,5559 & 6,4322 & -1,8948 & -1,6068 & 1,6120 & 1,8351 & 1,6120 & 1,8026 & 0,2257 \\
 -7,7323 & 1,2635 & 8,6713 & 4,9325 & -1,8948 & -1,6068 & 1,6120 & 1,8351 & 1,6120 & 1,8026 & 0,2257 \\
 -7,0311 & 3,8630 & 10,5697 & 7,9373 & -2,1614 & -1,1802 & 0,6522 & 1,6937 & 1,3454 & 1,6356 & 1,2584 \\
 -7,5419 & 2,2096 & 9,4270 & 6,3507 & -2,1614 & -1,1802 & 0,6522 & 1,6937 & 1,3454 & 1,6356 & 1,2584 \\
 -7,1802 & 2,9689 & 9,8246 & 6,6207 & -1,8784 & -0,8973 & 1,6284 & 1,8515 & 1,6284 & 1,7854 & 0,2421 \\
 -7,6910 & 1,2785 & 8,6451 & 5,0720 & -1,8784 & -0,8973 & 1,6284 & 1,8515 & 1,6284 & 1,7854 & 0,2421 \\
 -7,2288 & 2,4462 & 9,3506 & 6,5405 & -0,3076 & -1,7835 & 1,4353 & 1,6584 & 1,4353 & 1,6259 & 0,0490 \\
 -7,7397 & 0,9722 & 8,3874 & 5,0852 & -0,3076 & -1,7835 & 1,4353 & 1,6584 & 1,4353 & 1,6259 & 0,0490 \\
 -7,2214 & 2,8890 & 9,7860 & 6,5764 & -1,8948 & -1,6068 & 1,6120 & 1,8351 & 1,6120 & 1,8026 & 0,2257 \\
 -7,7323 & 1,2325 & 8,6403 & 5,0272 & -1,8948 & -1,6068 & 1,6120 & 1,8351 & 1,6120 & 1,8026 & 0,2257 \\
 -7,6372 & 1,8873 & 9,2000 & 6,0262 & -2,1614 & -1,1802 & 0,6522 & 1,6937 & 0,9887 & 1,6356 & 1,2584 \\
 -7,7242 & 1,5001 & 8,8998 & 5,7250 & -2,1614 & -1,1802 & 0,6522 & 1,6937 & 1,3454 & 1,6356 & 1,2584 \\
 -7,7863 & 1,0576 & 8,5195 & 4,7728 & -2,1449 & -0,8979 & 1,6277 & 1,8509 & 1,6277 & 1,7847 & 0,2414
 \end{bmatrix}
 \times
 \begin{bmatrix}
 d \\
 k \\
 m \\
 j \\
 e \\
 i \\
 h \\
 g \\
 f \\
 w \\
 t
 \end{bmatrix}
 =
 \begin{bmatrix}
 -3,9263 \\
 -2,7775 \\
 -4,0254 \\
 -2,9134 \\
 -3,2310 \\
 -4,1885 \\
 -2,8879 \\
 -3,9749 \\
 -3,0076 \\
 -3,9944 \\
 -1,4226 \\
 -2,6674 \\
 -2,7634 \\
 -4,0451 \\
 -2,8610
 \end{bmatrix}$$

La résolution de ce système est obtenue par la méthode de pseudo inverse :

$$x = \text{pinv}(a) * (b)$$

La solution permet d'obtenir le système d'équation suivant :

$$\begin{cases}
 d = -0,7878 \\
 k = 0,9878 \\
 m = 0,0121 \\
 j = -2,0384 \\
 e = -8,013 \\
 i = -0,0123 \\
 h = 5,5216 \\
 g = -1,1581 \\
 f = -1,0884 \\
 w = -0,0301 \\
 t = 4,0614
 \end{cases}$$

En remplaçant dans les équations (IV.8) et (IV.11), on obtient:

$$\begin{aligned}
 h_c &= \left(\frac{0,01875}{D_h^3} \right) \times B_r \times R_e^{(1,7878)} \times C_l^{-0,9878} \times E_c^{-0,0121} \times \left(\frac{I}{1,225 \times V^3} \right)^{-2,0384} \times \\
 &\left(\frac{\varepsilon}{D_h} \right)^{-8,013} \times \left(\frac{D_t}{D_h} \right)^{-0,0123} \times \left(\frac{L_{ch}}{D_h} \right)^{5,5216} \times \left(\frac{P_{e-s}}{D_h} \right)^{-1,1581} \times \left(\frac{P_{e-r}}{D_h} \right)^{-1,0884} \times \\
 &\left(\frac{P_{e-t}}{D_h} \right)^{-0,0301} \times \left(\frac{P_{e-ch}}{D_h} \right)^{4,0614}
 \end{aligned} \tag{IV.14}$$

$$\begin{aligned}
 N_u = & \left(\frac{0,75}{D_h^2}\right) \times B_r \times R_e^{(1,7878)} \times C_l^{-0,9878} \times E_c^{-0,0121} \times \left(\frac{I}{1,225 \times V^3}\right)^{-2,0384} \times \\
 & \left(\frac{\varepsilon}{D_h}\right)^{-8,013} \times \left(\frac{Dt}{D_h}\right)^{-0,0123} \times \left(\frac{L_{ch}}{D_h}\right)^{5,5216} \times \left(\frac{Pe-s}{D_h}\right)^{-1,1581} \times \left(\frac{Pe-r}{D_h}\right)^{-1,0884} \times \\
 & \left(\frac{Pe-t}{D_h}\right)^{-0,0301} \times \left(\frac{Pe-ch}{D_h}\right)^{4,0614}
 \end{aligned}
 \tag{IV.15}$$

IV.2.2.2. Résolution du système matriciel (Régime turbulent): $Re \geq 3000$

-8,2859	-0,6412	7,3201	3,7143	-0,2872	-1,0700	1,4557	1,6788	1,4557	1,6127	0,0694	$\begin{bmatrix} \\ \\ d \\ k \\ m \\ j \\ e \\ i \\ h \\ g \\ f \\ w \\ t \\ \\ \end{bmatrix} =$	-5,1436
-8,2287	-0,4697	7,4344	3,8401	-0,2872	-1,0700	1,4557	1,6788	1,4557	1,6127	0,0694		-5,0179
-8,3275	-0,6434	7,3595	3,6609	-2,6102	-1,7835	1,4353	1,6584	1,4353	1,6259	0,0490		-5,0718
-8,0725	0,6999	8,4480	4,8728	-2,4272	-1,1802	0,6522	1,6937	1,3454	1,6356	1,2584		-3,7525
-8,2216	-0,2989	7,5982	3,4454	-2,1449	-0,8979	1,6277	1,8509	1,6277	1,7847	0,2414		-5,1968
-8,2629	-0,3468	7,5982	3,3382	-1,8948	-1,6068	1,6120	1,8351	1,6120	1,8026	0,2257		-5,1802
-8,2703	0,1394	8,0852	3,8840	-2,6102	-1,7835	1,4353	1,6584	1,0786	1,6259	0,0490		-4,3346
-8,2097	0,3832	8,2684	4,1046	-2,6102	-1,7835	1,4353	1,6584	1,0786	1,6259	0,0490		-4,1393
-8,0725	0,1304	7,8785	4,4887	-2,1614	-1,1802	0,6522	1,6937	1,3454	1,6356	1,2584		-4,3221
-8,2216	-0,7522	7,1449	3,1894	-1,8784	-0,8973	1,6284	1,8515	1,6284	1,7854	0,2421		-5,6514
-8,1610	-0,5205	7,3159	3,4049	-1,8784	-0,8973	1,6284	1,8515	1,6284	1,7854	0,2421		-5,4683
-8,2629	-0,8230	7,1153	3,1131	-1,8948	-1,6068	1,6120	1,8351	1,6120	1,8026	0,2257		-5,6565
-8,2023	-0,5735	7,3042	3,3196	-1,8948	-1,6068	1,6120	1,8351	1,6120	1,8026	0,2257		-5,4554
-8,2703	-0,3348	7,6109	3,6502	-2,6102	-1,7835	1,4353	1,6584	0,7421	1,6259	0,0490		-4,8089
-8,2097	-0,07888	7,8063	3,8575	-2,6102	-1,7835	1,4353	1,6584	0,7421	1,6259	0,0490		-4,6015

La résolution de ce système est obtenue par la méthode de pseudo inverse :

$$x = pinv(a) * (b)$$

La solution permet d'obtenir le système d'équation suivant :

$$\begin{cases} d = -0,4846 \\ k = 0,68456 \\ m = 0,31543 \\ j = 2,5496 \\ e = -2,3106 \\ i = 4,1929 \\ h = 5,4493 \\ g = -1,146 \\ f = -2,2503 \\ w = -0,0301 \\ t = 4,0111 \end{cases}$$

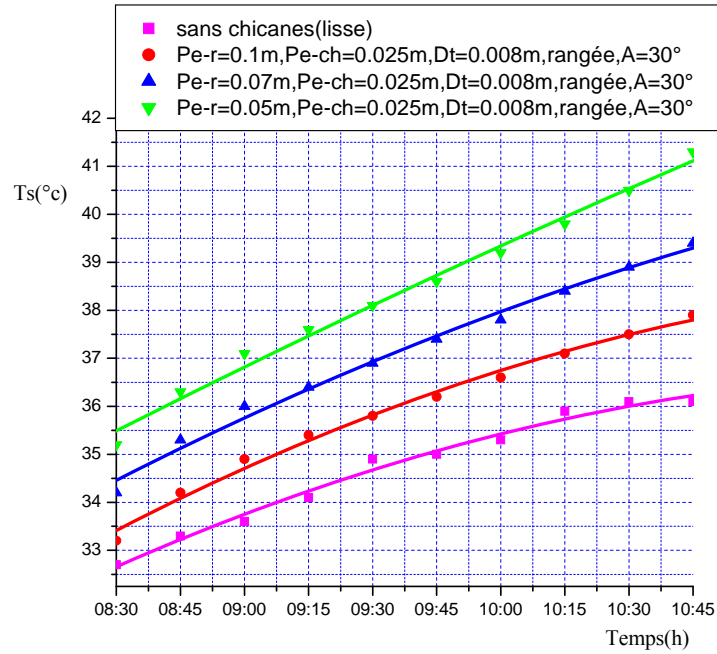
En remplaçant dans les équations (IV.8) et (IV.11) , on obtient:

$$\begin{aligned} h_c = & \left(\frac{0,01875}{D_h^3} \right) \times B_r \times R_e^{(1,4846)} \times C_l^{-68456} \times E_c^{-0,31543} \times \left(\frac{I}{1,225 \times V^3} \right)^{2,5496} \times \\ & \left(\frac{\varepsilon}{D_h} \right)^{-2,3106} \times \left(\frac{D_t}{D_h} \right)^{4,1929} \times \left(\frac{L_{ch}}{D_h} \right)^{5,4493} \times \left(\frac{P_{e-s}}{D_h} \right)^{-1,146} \times \left(\frac{P_{e-r}}{D_h} \right)^{-2,2503} \times \\ & \left(\frac{P_{e-t}}{D_h} \right)^{-0,0301} \times \left(\frac{P_{e-ch}}{D_h} \right)^{4,0111} \end{aligned} \quad (IV.16)$$

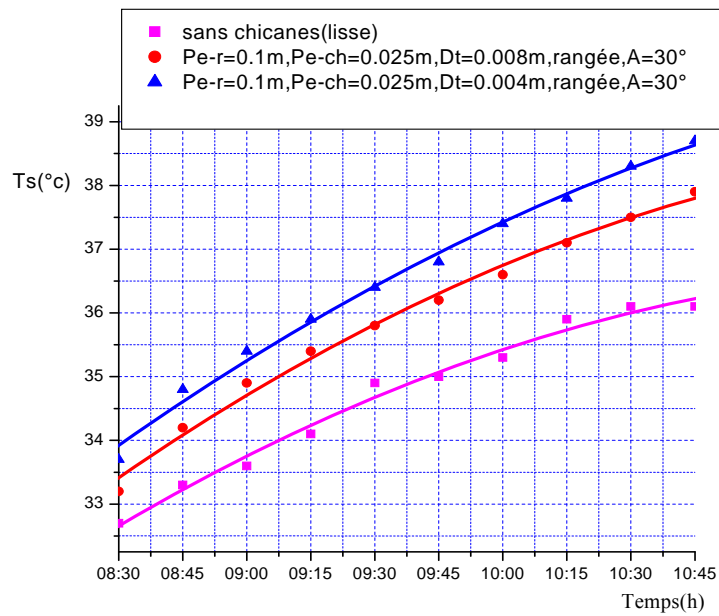
$$\begin{aligned} N_u = & \left(\frac{0,75}{D_h^2} \right) \times B_r \times R_e^{(1,4846)} \times C_l^{-68456} \times E_c^{-0,31543} \times \left(\frac{I}{1,225 \times V^3} \right)^{2,5496} \times \left(\frac{\varepsilon}{D_h} \right)^{-2,3106} \\ & \times \left(\frac{D_t}{D_h} \right)^{4,1929} \times \left(\frac{L_{ch}}{D_h} \right)^{5,4493} \times \left(\frac{P_{e-s}}{D_h} \right)^{-1,146} \times \left(\frac{P_{e-r}}{D_h} \right)^{-2,2503} \times \left(\frac{P_{e-t}}{D_h} \right)^{-0,0301} \\ & \times \left(\frac{P_{e-ch}}{D_h} \right)^{4,0111} \end{aligned} \quad (IV.17)$$

IV.2.3. Représentations graphiques:

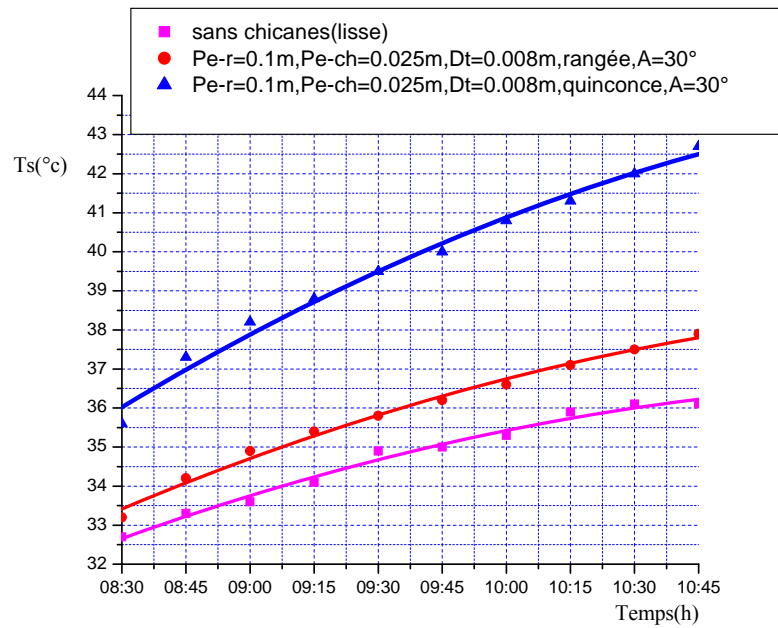
IV.2.3.1. Représentation graphique de l'évolution de la température de sortie en fonction du temps:



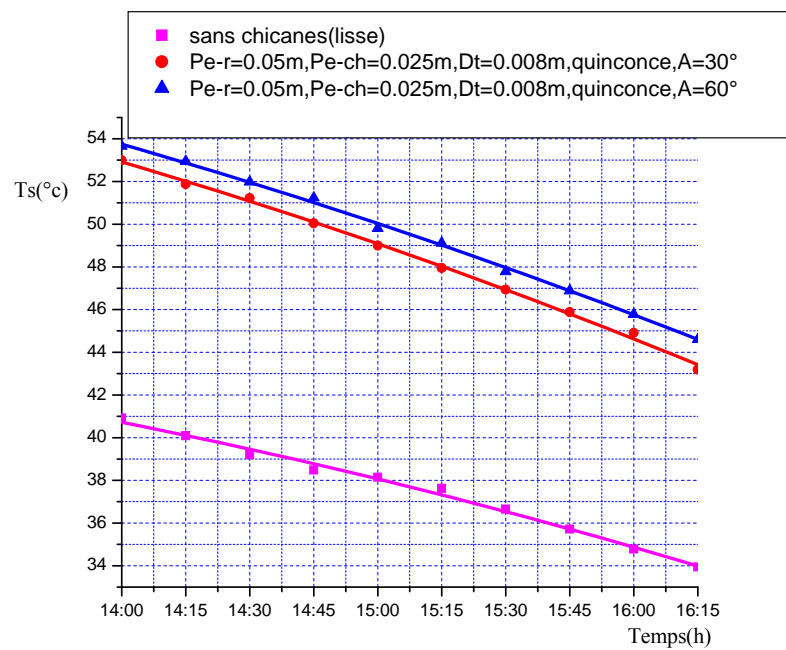
Figure(IV.1): Evolution de la température de sortie en fonction du temps (variable= P_{e-r})



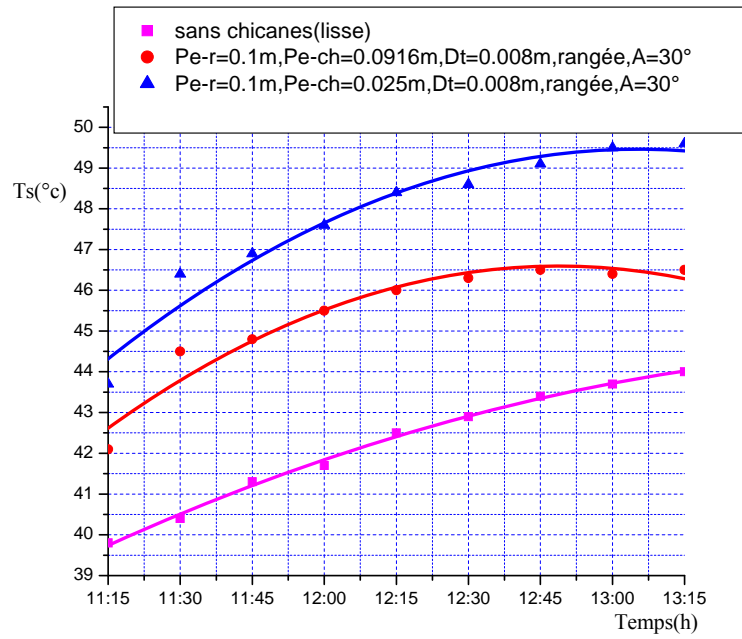
Figure(IV.2): Evolution de la température de sortie en fonction du temps (variable= D_t)



Figure(IV.3): Evolution de la température de sortie en fonction du temps (variable =disposition des chicanes)

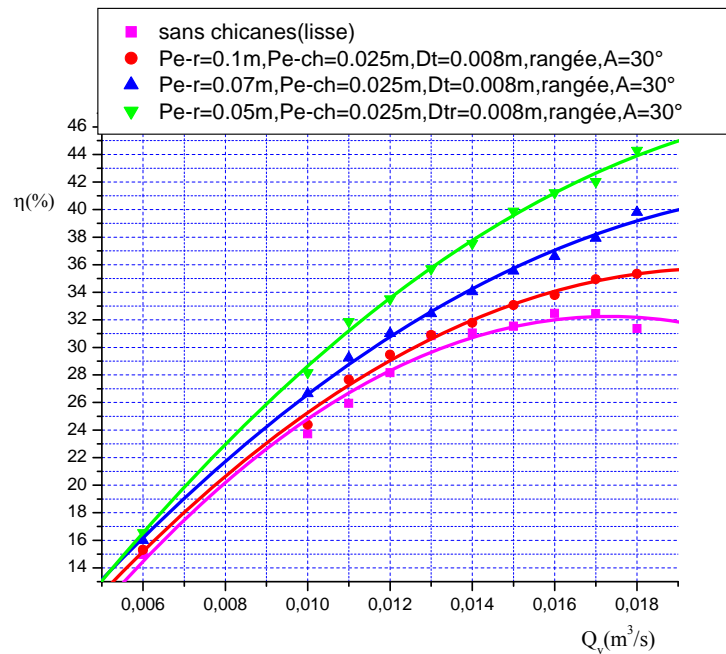


Figure(IV.4): Evolution de la température de sortie en fonction du temps (variable=A)

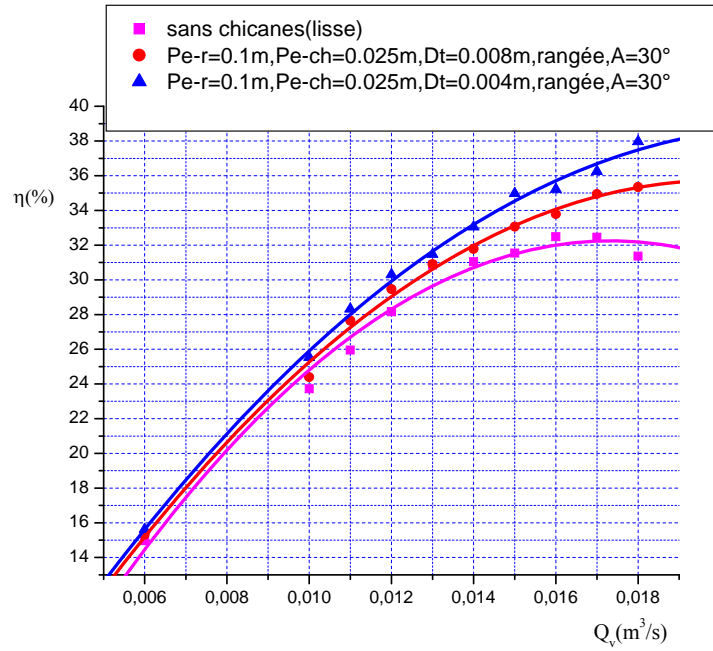


Figure(IV.5): Evolution de la température de sortie en fonction du temps (variables= P_{e-ch})

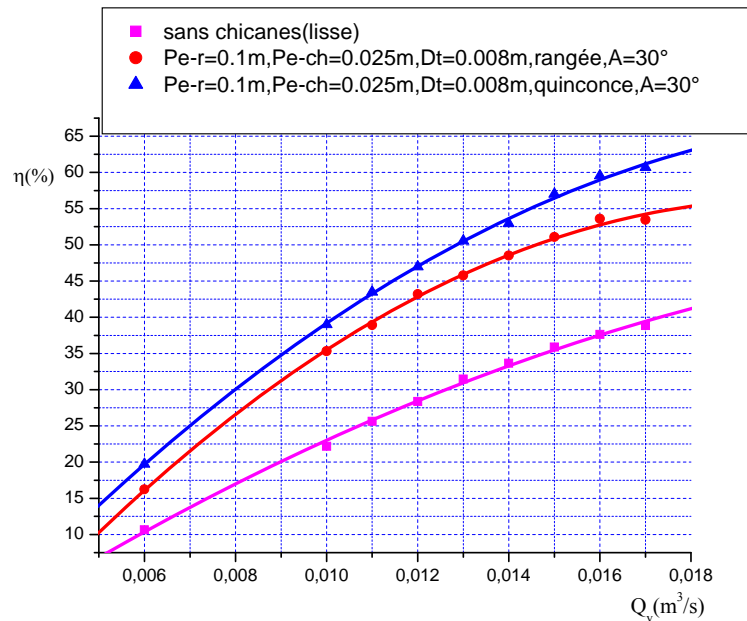
IV.2.3.2. Représentation graphique du rendement thermique en fonction du débit volumique:



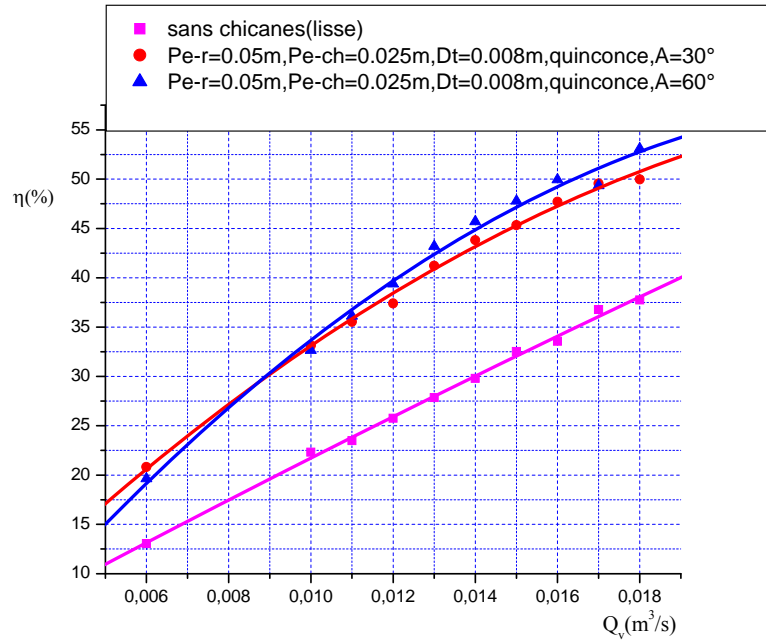
Figure(IV.6): Evolution du rendement thermique en fonction du débit volumique(variable = P_{e-r})



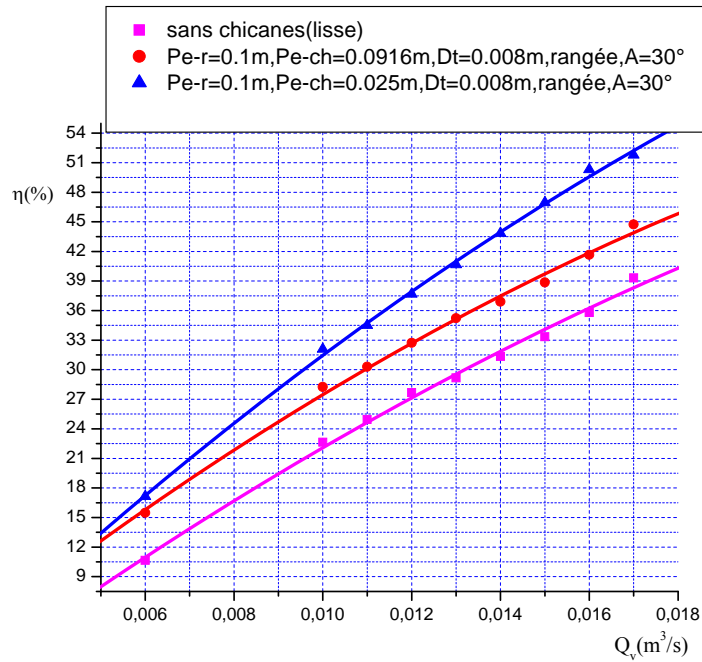
Figure(IV.7): Evolution du rendement thermique en fonction du débit volumique (variable =Dt)



Figure(IV.8): Evolution du rendement thermique en fonction du débit volumique (variable =disposition des chicanes)



Figure(IV.9): Evolution du rendement thermique en fonction du débit volumique (variable =A)

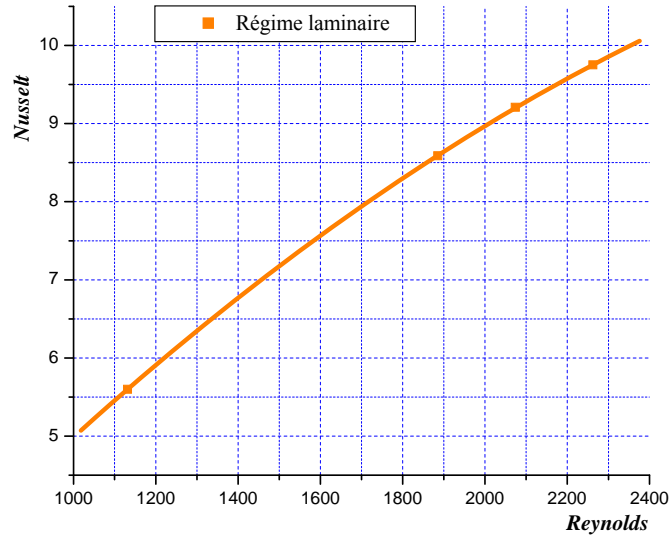


Figure(IV.10): Evolution du rendement thermique en fonction du débit volumique (variables = P_{e-ch})

D'après les représentations graphiques ci-dessus, on constate que, d'une part, la température de sortie (T_s) du panneau solaire plan à air muni de chicanes augmente en fonction du débit volumique de l'air en écoulement (prises de mesure chaque 15 minutes du temps de l'expérience), Fig.IV.1, Fig.IV.2, Fig.IV.3, Fig.IV.5. Toutefois, elle diminue durant la 3^{ème} période des prises de mesure (de 14h:00 min à 16h:15min), Fig.IV.4 (à cause de la décroissance du flux solaire). D'autre part, la diminution du pas entre rangées (P_{e-r}), Fig.IV.1, des pas entre chicanes (P_{e-ch}), Fig.IV.5, des diamètres des trous de perçage (D_t), Fig.IV.2 et la disposition en quinconce (Fig.IV.3) des chicanes favorisent énormément les échanges thermiques, au sein de la veine de conduite, entre l'air en écoulement, les chicanes et l'absorbeur. Ce qui engendre, ainsi, la croissance de la température de sortie (T_s). Néanmoins, l'augmentation de l'angle d'inclinaison de 30° à 60° (Fig.IV.2) de la partie supérieure inclinée des chicanes provoque la diminution de T_s , tout cela en comparaison avec un panneau solaire plan à air lisse (sans chicanes). Les mêmes constatations sont faites pour l'évolution du rendement thermique (η) en fonction du débit volumique (Q_v), Fig.IV.6, Fig.IV.7, Fig.IV.8, Fig.IV.10, sauf que durant la 3^{ème} période de prises de mesure (de 14h:00 min à 16h:15 min), Fig.IV.9, le rendement thermique ne diminue pas mais croît avec le débit volumique, contrairement à la température de sortie (Fig.IV.4.).

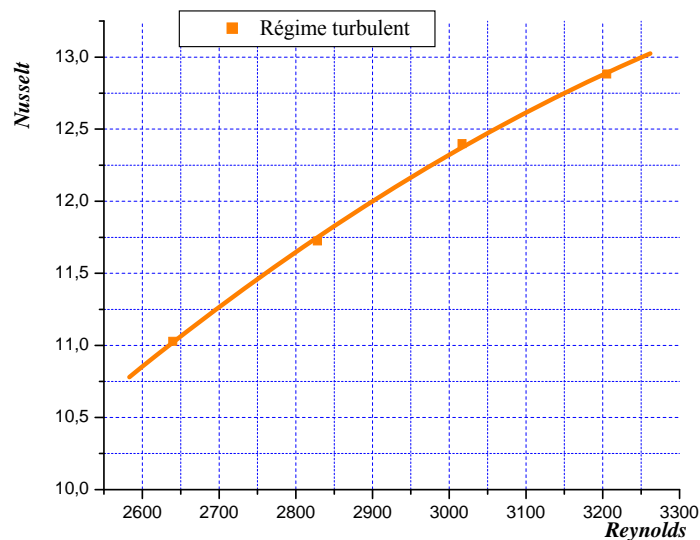
IV.2.3.3. Représentations graphiques du nombre de *Nusselt* en fonction du nombre de *Reynolds*:

IV.2.3.3.1. *Nusselt* en fonction de *Reynolds* pour un régime laminaire:



Figure(IV.11): Evolution de *Nusselt* en fonction de *Reynolds* définie par:
 Régime laminaire , disposition: rangée
 $\varepsilon = 22,99$ mm ; $D_t = 8$ mm ; $L_{ch} = 50$ mm ; $P_{e-s} = 141,66$ mm ;
 $P_{e-r} = 100$ mm ; $P_{e-t} = 133,66$ mm ; $P_{e-ch} = 91,66$ mm ; $\theta = 60^\circ$

IV.2.3.3.2. *Nusselt* en fonction de *Reynolds* pour un régime turbulent:



Figure(IV.12): Evolution de *Nusselt* en fonction de *Reynolds* définie par:
 Régime turbulent , disposition: rangée
 $\varepsilon = 22,99$ mm ; $D_t = 8$ mm ; $L_{ch} = 50$ mm ; $P_{e-s} = 141,66$ mm ;
 $P_{e-r} = 100$ mm ; $P_{e-t} = 133,66$ mm ; $P_{e-ch} = 91,66$ mm ; $\theta = 60^\circ$

D'après les graphes ci-dessus exprimant le nombre de *Nusselt* en fonction du nombre de *Reynolds*, on peut conclure qu'ils sont proportionnels. Ce qui signifie que le passage d'un régime laminaire à un régime turbulent favorise d'une manière considérable l'échange thermique (h_c) entre l'air en écoulement, d'une part, les chicanes et l'absorbeur, d'autre part.

Conclusion:

Grâce aux résultats expérimentaux obtenus, on a pu établir la modélisation mathématique de deux corrélations semi-empiriques relatives au coefficient d'échange par convection, pour deux régimes d'écoulement laminaire et turbulent. De plus, les graphes qu'on a tracés, permettent de conclure que l'introduction de la rugosité artificielle (chicanes) dans le conduit utile d'un panneau solaire plan à air favorise énormément l'échange thermique. Ce procédé s'avère, donc, rentable suite à l'augmentation du rendement thermique observée lors du passage d'un cas d'étude considéré à un autre. Cela consiste, en conséquence, à un profit économique très remarquable par diminution de la consommation de l'énergie électrique pour des besoins variés.

L'introduction des rugosités artificielles dans le conduit utile du capteur solaire à air a pour objectif l'amélioration des performances thermiques de celui-ci. Cela se manifeste par une augmentation remarquable du coefficient d'échange thermique par convection et également du rendement thermique. Cependant, ces avantages sont pénalisés par un accroissement des pertes de charge qui se répercute sur la puissance mécanique et électrique nécessaire pour assurer une alimentation continue du fluide caloporteur dans ces dispositifs.

L'objectif principal de cette recherche est l'étude de l'influence des rugosités artificielles sur les échanges thermiques ayant lieu suite à l'insertion de celles-ci dans la veine de conduite de l'insolateur. Pour cela, on a élaboré un modèle de chicanes de formes rectangulaires avec une partie supérieure triangulaire inclinée. Elles sont conçues de telle manière à répondre à certaines conditions d'utilisation et à améliorer la qualité de transfert de chaleur par conduction, par convection et par rayonnement.

Une série de manipulations expérimentales a été effectuée en présence de chicanes, ce qui a permis d'obtenir un nombre important de tableaux de mesure qui permettent d'exprimer l'augmentation du coefficient d'échange thermique par convection engendrée en fonction du débit volumique.

Pour mettre en corrélation les caractéristiques géométriques de la configuration de chicanes testée en fonction du régime d'écoulement et des paramètres physiques du fluide caloporteur, on a eu recours à la méthode de l'analyse dimensionnelle (Vashy Buckingham). Cette méthode est fréquemment utilisée en mécanique des fluides et donne la possibilité de mettre en liaison tous les paramètres physiques, thermo-physiques et géométriques sous forme d'une relation globale empirique.

Cette méthode permet d'obtenir des relations empiriques, qui expriment les échanges thermiques par convection et le coefficient correspondant, qui vérifient les résultats expérimentaux trouvés. Pour la configuration considérée on a établi deux modèles empiriques selon la nature et le régime d'écoulement.

La comparaison des graphiques qui expriment l'évolution du rendement thermique en fonction du débit volumique, montre que c'est le cas de la Figure (IV.8), $\eta = 63\%$, qui occasionne le plus d'échange thermique par convection.

Les résultats trouvés pourraient être considérés comme une nouvelle perspective qui apporterait, ultérieurement, le plus en matière de compréhension du

comportement aérodynamique du fluide caloporteur lors de son contact avec les obstacles.

Références bibliographiques

- [1] **A.Moumi**(2007-2008) Elément de cours de 1ère année Magister de Mécanique Energétique, Université de Biskra, Algérie
- [2] **H.Menacer**, Etude expérimentale des performances thermiques d'un capteur solaire plan à air, mémoire de master, université de Biskra,(2012)
- [3] **M.BENAMRA Mostefa Lamine**, Intégration des systèmes solaires photovoltaïques dans le bâtiment: Approche architecturale, Magister(2013)
- [4] **N.Chouchane**, 'Modélisation des Pertes de Charge dans un Conduit Rectangulaire Garni de Rugosités Artificielles avec une Partie Supérieure Inclinée', Mémoire de Magister, Université de Biskra, Algérie, 2003.
- [5] http://www.ekopedia.fr/wiki/S%C3%A9choir_solaire , consulté le: 26-06-2019
- [6] <https://www.ilephysique.net/sujet-capteurs-solaires-thermiques-254304.html>
- [7] http://www.mlm-asso.org/IMG/pdf/17w284_L_energie_solaire_en_Afrique_par_GBSN.pdf consulté le: 26-06-2019
- [8] <http://www.is-energy.eu/termossifao> , consulté le: 26-06-2019
- [9] Energétique du bâtiment, EPFL(2007-2008), LASEN, Suisse
- [10] <https://www.climamaison.com/lexique/capteur-solaire-photovoltaïque.htm>, consulté le: 26-06-2019
- [11] <http://www.helios-energies.ch/page/pv.php> , consulté le: 26-06-2019
- [12] <https://www.choisirmonconstructeur.com/capteur-solaire-maison-neuve.html> , consulté le: 26-06-2019
- [13] <https://www.choisirmonconstructeur.com/capteur-solaire-maison-neuve.html> , consulté le: 26-06-2019
- [14] **F.Aissaoui**(2016). Contribution à l'étude du transfert de chaleur d'un capteur solaire placé dans un climat aride, mémoire de Doctorat LMD en Génie Mécanique, Université de Biskra,Algérie.
- [15] **Prasad, B.N., et Saini, J.S.**(1988). Effect of artificial roughness on heat transfer and friction factor in a solar air heater. *Solar Energy*, 41(6), 555–560.
- [16] **Sahu, M.M., et Bhagoria, J.L.**(2005). Augmentation of heat transfer coefficient by using 90° broken transverse ribs on absorber plate of solar air heater. *Renewable Energy*, 30(13), 2057–2073.
-

- [17] **Gupta, D., Solanki, S.C., et Saini, J.S.**(1997). Thermohydraulic performance of solar air heaters with roughened absorber plates. *Solar Energy*, 61(1), 33–42.
- [18] **Ebrahim Momin, A.M., Saini, J. et Solanki, S.**(2002). Heat transfer and friction in solar air heater duct with V-shaped rib roughness on absorber plate. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 45(16), 3383–3396.
- [19] **Karmare, S.V. et Tikekar, A.N.**(2009). Experimental investigation of optimum thermo-hydraulic performance of solar air heaters with metal rib grits roughness. *Solar Energy*, 83(1), 6–13.
- [20] **Varun, Saini, R.P. et Singal, S. K.**(2008). Investigation of thermal performance of solar air heater having roughness elements as a combination of inclined and transverse ribs on the absorber plate. *Renewable Energy*, 33(6), 1398–1405.
- [21] **Saini, S.K. et Saini, R.P.**(2008). 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*, 82(12), 1118–1130.
- [22] **N.Chouchane et al.** Modèles empiriques de calcul des pertes de charge dans un conduit rectangulaire muni de rugosités artificielles – Cas des insolateurs à air. *Revue des Energies Renouvelables* Vol. 12 N°3 (2009) 385 – 394.
- [23] **R.Karwa et al.** Heat transfer coefficient and friction factor correlations for the transitional flow regime in rib-roughened rectangular ducts. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 42 (1999) 1597-1615]
- [24] **Verma, S., et Prasad, B.**(2000). Investigation for the optimal thermo-hydraulic performance of artificially roughened solar air heaters. *Renewable Energy*, 20(1), 19-36.
- [25] **Jaurker, A.R., Saini, J.S., et Gandhi, B.K.**(2006). Heat transfer and friction characteristics of rectangular solar air heater duct using rib-grooved artificial roughness. *Solar Energy*, 80(8), 895–907.
- [26] **Hans, V.S., Saini, R.P., et Saini, J.S.**(2010). Heat transfer and friction factor correlations for a solar air heater duct roughened artificially with multiple v-ribs. *Solar Energy*, 84(6), 898–911.
- [27] **Pandey, N.K., Bajpai, V.K., et Varun.**(2016). Experimental investigation of heat transfer augmentation using multiple arcs with gap on absorber plate of solar air heater. *Solar Energy*, 134, 314–326.
-

- [28] **Han, J.C., et Zhang, Y.M.**(1992). High performance heat transfer ducts with parallel broken and V-shaped broken ribs. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 35(2), 513–523.
- [29] **Lanjewar, A., Bhagoria, J.L., et Sarviya, R.M.** (2011). Heat transfer and friction in solar air heater duct with W-shaped rib roughness on absorber plate. *Energy*, 36(7), 4531–4541.
- [30] **Singh, A.P., Varun, et Siddhartha.**(2014). Heat transfer and friction factor correlations for multiple arc shape roughness elements on the absorber plate used in solar air heaters. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 54, 117–126.
- [31] **Patil, A.K., Saini, J.S., et Kumar, K.**(2012). Heat transfer and friction characteristics of solar air heater duct roughened by broken V-shape ribs combined with staggered rib piece. *Journal of Renewable and Sustainable Energy*, 4(1), 013115.
- [32] **Sethi M, Varun , Thakur NS.** Correlations for solar air heater duct with dimpled shape roughness elements on absorber plate. *Sol Energy* 2012;86:2852–61.
- [33] **Yadav S, Kaushal M, Varun , Siddhartha .** Nusselt number and friction factor correlations for solar air heater duct having protrusions as roughness elements on absorber plate. *Exp Therm Fluid Sci* 2013;44:34–41.
- [34] **Kumar A., Saini R.P. , Saini J.S.** Development of correlations for Nusselt number and friction factor for solar air heater with roughened duct having multi v-shaped with gap rib as artificial roughness. *Renew Energy* 2013;58:151–63.
- [35] **Maithani R., Saini J.S.** Heat transfer and friction correlations for a solar air heater duct roughened artificially with V-ribs with symmetrical gaps. *Exp Therm Fluid Sci* 2015;70:220–7.
- [36] **Deo N.S., Chander S., Saini J.S.** Performance analysis of solar air heater duct roughened with multigap V-down ribs combined with staggered ribs. *Renew Energy* 2016;91:484–500.
- [37] **Gawande V.B., Dhoble A.S., Zodpe D.B., Chamoli S.** Experimental and CFD investigation of convection heat transfer in solar air heater with reverse L shaped ribs. *Sol Energy* 2016;131:275–95.
-

- [38] **Pandey N.K., Bajpai V.K., Varun.** Experimental investigation of heat transfer augmentation using multiple arcs with gap on absorber plate of solar air heater. *Sol Energy* 2016;134:314–26.
- [39] **Hans V.S., Gill R.S., Singh S.** Heat transfer and friction factor correlations for a solar air heater duct roughened artificially with broken arc ribs. *Exp Therm Fluid Sci* 2017;80:77–89.
- [40] **Kumar, K., Prajapati, D.R., et Samir, S.**(2017). Heat transfer and friction factor correlations development for solar air heater duct artificially roughened with “S” shape ribs. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 82, 249–261.
- [41] **Kumar A., Kumar R., Maithani R., Chauhan R., Sethi M., Kumari A., Kumar S.** Correlation development for Nusselt number and friction factor of a multiple type V-pattern dimpled obstacles solar air passage. *Renew Energy* 2017;109:461–79.
-

Résumé

Le présent travail est le fruit d'une étude théorique et expérimentale qui porte sur un capteur solaire plan à air. La finalité principale de cette étude est l'évaluation de l'effet de l'introduction des rugosités artificielles dites chicanes, dans le conduit dynamique utile du capteur solaire, sur les performances thermiques de celui-ci, par création d'un écoulement turbulent dans la veine de conduite. Ces chicanes sont de formes géométriques variées. Pour une étude pertinente et pour l'obtention de résultats significatifs on a jugé utile jouer sur la disposition des chicanes et sur leurs caractéristiques géométriques. Les chicanes considérées sont faites d'aluminium, très mince, disposées en rangée et en quinconce, et collées sur le plan d'écoulement inférieur également en aluminium. Cette étude a été menée en adoptant une seule configuration avec un débit d'air variable. Deux corrélations empiriques exprimant le coefficient d'échange thermique par convection sont, enfin, formulées par la méthode d'analyse dimensionnelle, pour deux régimes d'écoulement: laminaire et turbulent.

Mots clé:

capteur solaire, chicanes, rugosité artificielle, coefficient d'échange thermique par convection , conduit dynamique, écoulement laminaire, écoulement turbulent, quinconce,

ملخص

العمل الحالي هو ثمرة دراسة نظرية وتجريبية للاقط شمسي. الغرض الرئيسي من هذه الدراسة هو تقييم تأثير إدخال خشونة الاصطناعية التي تسمى عوائق، داخل القناة الرئيسية للاقط الشمسي، على الأداء الحراري لهذا الأخير، من خلال خلق تدفق مضطرب داخل الممر الهوائي. هذه العوائق تتميز بأشكال هندسية متنوعة. من اجل دراسة جديده ذات صلة وللحصول على نتائج مهمة، ارتأينا اللعب على الوضعيات والخصائص الهندسية الخاصة بالعوائق والمصنوعة من الألمنيوم الرفيع، مرتبة في صفوف و صفوف متراكبة بالتداخل ملصقة على مستوي التدفق السفلي، أيضاً من الألومنيوم. وقد أجريت هذه الدراسة باستخدام تشكيلة واحدة للعوائق مع تدفق متغير للهواء. تم أخيرا البرهان على ترابطين تجريبيين يعبران عن معامل التبادل الحراري للحمل الحراري باستعمال طريقة التحليل البعدي ، للنسق السريان الصفيحي والمضطرب.

كلمات البحث:

لاقط شمسي، عوائق، خشونة اصطناعية، معامل التبادل الحراري للحمل الحراري، القناة الديناميكية، النسق الصفيحي، النسق المضطرب، صفوف متراكبة بالتداخل