TABLE DES MATIÈRES

Page

INTRODUCTION 1

CHAPITRE 1 REVUE DE LITTÉRATURE.....9
1.1 Capteurs solaires plans et capteurs solaires à tubes sous vide 9
1.1.1 Collecteurs solaires plans vitrés..... 9
1.1.2 Collecteurs solaires à tubes sous vide..... 11
1.2 Études faites sur les capteurs solaires à tubes sous vide.....12
1.2.1 Tubes en U 13
1.2.2 Tubes sous vide à caloduc ("heat pipe") 15
1.2.3 Tubes sous vide à circulation directe (ouverts d'un seul côté) 17
1.2.4 Tubes sous vide ouverts des deux côtés..... 21
1.2.5 Résumé des types des tubes sous vide 23
1.3 Modèles CFD utilisés sur les collecteurs solaires à tubes sous vide.....24

CHAPITRE 2 ÉQUATIONS GOUVERNANT LA CFD.....29
2.1 Introduction à la CFD 29
2.2 Équations gouvernant la CFD.....30
2.2.1 Équation de continuité 30
2.2.2 Équation de conservation de la quantité de mouvement..... 30
2.2.3 Équation de conservation de l'énergie..... 31
2.3 Techniques de discrétisation.....31
2.4 Modélisation de la turbulence.....32
2.5 Utilisation de la CFD 35
2.5.1 Pré-processeur..... 35
2.5.2 Solveur 36
2.5.3 Post-processeur 37

CHAPITRE 3 VALIDATION.....39
3.1 Description du système.....39
3.2 Modèle hydrodynamique 41
3.3 Modélisation Fluent 44
3.3.1 Conception géométrique 44
3.3.2 Maillage 45
3.3.3 Conditions aux frontières..... 46
3.4 Comparaison des résultats.....47
3.4.1 Configuration en Z..... 47
3.4.2 Configuration en U 54
3.5 Conclusion du chapitre 56

CHAPITRE 4 SIMULATIONS NUMÉRIQUES DE L'ÉCOULEMENT D'EAU DANS UN COLLECTEUR SOLAIRE À TUBES SOUS VIDE OUVERTS DES DEUX COTÉS 57
4.1 Présentation de la géométrie 57
4.2 Réalisation du maillage 59
4.3 Configuration Fluent 63
4.4 Résultats et discussion 66
4.4.1 Configuration en Z 66
4.4.1.1 Variation du débit massique 69
4.4.1.2 Variation de la longueur des tubes 75
4.4.1.3 Variation de l'espacement entre les tubes 77
4.4.1.4 Variation du rapport des diamètres 78
4.4.1.5 Variation de la température d'entrée de l'eau 79
4.4.2 Configuration en U 81
4.5 Conclusion du chapitre 83

CHAPITRE 5 OPTIMISATION DE LA GÉOMÉTRIE DU COLLECTEUR 85
5.1 Rétrécissement linéaire des plénums 85
5.1.1 Rétrécissement linéaire du plénum bas seulement 85
5.1.2 Variation du débit massique à l'entrée 89
5.1.3 Autre manière pour le rétrécissement linéaire du plénum froid 91
5.2 Rétrécissement linéaire des deux plénums 94
5.3 Conclusion du chapitre 97

CONCLUSION 99

ANNEXE I DIAGRAMME DE MOODY 103

ANNEXE II VALIDATION DE L'ÉCOULEMENT DANS UN TUBE 105

ANNEXE III LISTE DES PUBLICATIONS ET COMMUNICATIONS 111

ANNEXE IV NUMERICAL STUDY OF FLUID FLOW IN A SOLAR COLLECTOR INVOLVING VACUUM TUBES OPEN ON BOTH SIDES 113

LISTE DE RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES 145

LISTE DES TABLEAUX

Page

Tableau 1.1 : Résumé des différents types de tubes sous vide 23

Tableau 3.1 : Paramètres géométriques du modèle de Jones et Lior (1994) 40

Tableau 4.1 : Désignation des paramètres géométriques du collecteur 59

Tableau 4.2 : Calcul des pertes de pression au niveau de chaque tube pour un débit massique à l'entrée égal à 0,100 kg/s.....74

Tableau 4.3 : Calcul des pertes de pression au niveau de chaque tube pour un débit massique à l'entrée égal à 2,00 kg/s.....75

Tableau 4.4 : Densité et viscosité dynamique de l'eau pour différentes températures...80

Tableau 4.5 : Pertes de pressions au niveau des tubes pour les deux configurations (type U et type Z).....82

Tableau 5.1 : Valeurs de la côte H_{in_d} choisies permettant le rétrécissement linéaire du plénum froid.....87

Tableau 5.2 : Valeurs du facteur d'uniformité pour les différentes configurations du plénum froid.....89

Tableau 5.3 : Valeurs de Ω évaluées pour différents débits massiques à l'entrée (ψ = 14,0) 91

Tableau 5.4 : Pertes de pressions dans le collecteur solaire dont les deux plénums sont modifiés (ψ = 14,0) 97

LISTE DES FIGURES

Page

Figure 0.1 : Production mondiale totale d'énergie primaire en Mtep entre 1973 et 2012 (IEA, 2014) 1

Figure 0.2 : L'importance de l'énergie solaire vis à vis les autres sources non renouvelables d'une part et la consommation énergétique mondiale d'autre part (Paradis, 2014a). 3

Figure 0.3 : Ensoleillement annuel moyen en MJ/m²/an : à gauche pour le Canada; à droite pour l'Allemagne (Future, 2014).....4

Figure 0.4 : Collecteur solaire à tubes sous vide ouverts des deux côtés proposé par la compagnie Airwasol (Airwasol, 2013) 6

Figure 1.1 : Un capteur solaire plan vitré (Gogreen heat solutions) 10

Figure 1.2 : Courbes de rendement des capteurs solaires thermiques (T_m : Température moyenne, T_a : Température ambiante, G : Rayonnement solaire) (Fortuin Stephan et Gerhard Stryi-Hipp, 2012).....11

Figure 1.3 : Un tube sous vide.....12

Figure 1.4 : Collecteur solaire à tube sous vide avec un tube en U (Ma et al., 2010)..13

Figure 1.5 : Coupe transversale d'un tube sous vide à tube en U rempli de graphite compressé (Liang et al., 2011).....14

Figure 1.6 : Tube sous vide avec deux tubes en U (Liang et al., 2013) 15

Figure 1.7 : Nouveau modèle de collecteur solaire à tubes sous vide (avec caloducs) (Nkwetta et al., 2013).....16

Figure 1.8 : Circulation naturelle de l'eau dans un tube sous vide ouvert d'un seul côté (Morrison, Budihardjo et Behnia, 2005).....17

Figure 1.9 : Collecteur solaire à tubes sous vide horizontaux (Shah et Furbo, 2007)..19

Figure 1.10 : (a) Schéma du collecteur solaire, (b) Schéma d'un seul tube sous vide (Xu et al., 2012) 19

Figure 1.11 : Tube sous vide avec une conduite coaxiale (Kim et al., 2007).....20

Figure 1.12 : Les tubes sous vide placés horizontalement (Shah et Furbo, 2004) 22

Figure 1.13 : Modèle géométrique d'Ayala et al. (Alfaro-Ayala et al., 2015) 26

Figure 1.14 : Tube sous vide relié au plénum (Badar et al., 2012) 27

Figure 3.1 : Schéma d'un collecteur solaire du modèle de Jones et Lior (Jones et Lior, 1994) pour *n*=4.....40

Figure 3.2 : Bilan de quantité de mouvement dans une branche du plénum d'entrée ..41

Figure 3.3 : Exemple de géométrie créée à l'aide de Design Modeler 45

Figure 3.4 : Maillage structuré effectué par la méthode « Cutcell » 46

Figure 3.5 : Comparaison des résultats de la distribution massique obtenus à partir d'ANSYS Fluent avec les résultats de Jones et Lior (1994), *n*=8, *r*=0,25, *Re*=3210 (configuration en Z).....48

Figure 3.6 : Comparaison des résultats de la distribution massique obtenus à partir d'ANSYS Fluent avec les résultats de Jones et Lior (1994), *n*=8, *r*=0,25, *Re*=9640 (configuration en Z).....49

Figure 3.7 : Comparaison des résultats de la distribution massique obtenus à partir d'ANSYS Fluent avec les résultats de Jones et Lior (1994), *n*=8, *r*=0,25, *Re*=16100 (configuration en Z).....49

Figure 3.8 : Comparaison des résultats de la distribution massique obtenus à partir d'ANSYS Fluent avec les résultats de Jones et Lior (1994), *n*=8, *r*=0,50, *Re*=3210 (configuration en Z).....50

Figure 3.9 : Comparaison des résultats de la distribution massique obtenus à partir d'ANSYS Fluent avec les résultats de Jones et Lior (1994), *n*=8, *r*=0,50, *Re*=9640 (configuration en Z).....50

Figure 3.10 : Vortex au niveau du premier tube, r = 0,50 51

Figure 3.11 : Vecteurs de vitesse dans le dernier tube, r = 0,50.....52

Figure 3.12 : Courbes de la distribution massique pour deux nombre de Reynolds tirées à partir des simulations d'ANSYS Fluent, *n* = 8, *r* = 0,50 (configuration en Z). 52

Figure 3.13 : Comparaison des résultats de la distribution massique obtenus à partir d'ANSYS Fluent avec les résultats de Jones et Lior (1994), *n*=8, *r*=0,75, *Re*=9640 (configuration en Z).....53

Figure 3.14 : Courbes de la distribution massique en variant le nombre de tubes, *Re* = 9640, *r* = 0,75 (configuration en Z). 54

Figure 3.15 : Comparaison des résultats de la distribution massique obtenus à partir d'ANSYS Fluent avec les résultats de Jones et Lior (1994), n=8, r=0,50, Re=3210 (configuration en U) 55

Figure 3.16 : Comparaison des résultats de la distribution massique obtenus à partir d'ANSYS Fluent avec les résultats de Jones et Lior (1994), n=8, r=0,50, Re=9640 (configuration en U) 55

Figure 3.17 : Comparaison des résultats de la distribution massique obtenus à partir d'ANSYS Fluent avec les résultats de Jones et Lior (1994), n=8, r=0,50, Re=16100 (configuration en U) 56

Figure 4.1 : Modèle géométrique du collecteur solaire à étudier 58

Figure 4.2 : Maillage structuré du collecteur solaire 60

Figure 4.3 : Visualisation du maillage avec la génération de l'inflation 61

Figure 4.4 : Vecteurs utilisés pour calculer la qualité orthogonale 62

Figure 4.5 : Qualité de maillage basée sur la qualité orthogonale 62

Figure 4.6 : Qualité du maillage créé 63

Figure 4.7 : Variation de y^+ en fonction de la distance le long de la paroi du tube, Re = 14 285 65

Figure 4.8 : Distribution de l'eau dans les tubes du collecteur solaire, r = 0,320, $\dot{m}$ = 0,100 kg/s, e = 90 mm, L = 1800 mm 66

Figure 4.9 : Variation de la pression statique en fonction de la position dans le plénum bas, r = 0,320, $\dot{m}$ = 0,100 kg/s, e = 90 mm, L = 1800 mm 67

Figure 4.10 : Variation de la pression statique en fonction de la position dans le plénum haut, r = 0,320, $\dot{m}$ = 0,100 kg/s, e = 90 mm, L = 1800 mm 67

Figure 4.11 : Représentation des contours de vitesses dans le collecteur r = 0,320, $\dot{m}$ = 0,100 kg/s, e = 90 mm, L = 1800 mm 69

Figure 4.12 : Représentation de la distribution pour différents débits massiques, $\dot{m}$, r = 0,320,e = 90 mm, L = 1800 mm 70

Figure 4.13 : Variation du facteur d'uniformité Ω en fonction du débit massique, $\dot{m}$, r = 0,320, e = 90 mm, L = 1800 mm 71

Figure 4.14 : Tableau pour le calcul des pertes de charge mineures dans une jonction en T (Frank M White, 2009) 73

Rapport-Gratuit.com

Figure 4.15 : Collecteur solaire à tubes sous vide ouverts des deux côtés avec connexion au milieu (Airwasol, 2013).....76

Figure 4.16 : Distribution d'eau pour différentes longueurs de tubes, L, r = 0,320, $\dot{m}$ = 0,500 kg/s, e = 90mm.....77

Figure 4.17 : Distribution de l'eau pour différents espacements entre les tubes, e, r = 0,320, $\dot{m}$ = 0,500 kg/s, L = 1800 mm.....78

Figure 4.18 : Distribution de l'eau pour différents rapports de diamètre, r, e = 90 mm, $\dot{m}$ = 0,500 kg/s, L = 1800 mm 79

Figure 4.19 : Distribution de l'eau en variant la température d'entrée, T, e = 150 mm, r=0,320, $\dot{m}$ = 0,500 kg/s, L = 1800 mm 80

Figure 4.20 : Distribution d'eau dans le collecteur solaire avec les deux configurations (en Z et en U), e = 150 mm, r=0,320, $\dot{m}$ = 0,500 kg/s, L = 1800 mm.....81

Figure 4.21 : Résultats de la distribution massique pour différents débits (configuration en U), e = 150 mm, r=0,320, L = 1800 mm.....83

Figure 5.1 : Schéma du collecteur solaire avec rétrécissement linéaire du plénum froid.....86

Figure 5.2 : Représentation d'une partie du maillage effectué au niveau du plénum froid après rétrécissement 87

Figure 5.3 : Résultats de la distribution pour différentes configurations du plénum froid, $\dot{m}$ = 0,100 kg/s, e = 90 mm, r=0,320, L = 1800 mm.....88

Figure 5.4 : Résultats de la distribution pour un débit massique à l'entrée égal à 0,300 kg/s et pour ψ = 14,0. 89

Figure 5.5 : Résultats de la distribution pour un débit massique à l'entrée égal à 0,500 kg/s et pour ψ = 14,0. 90

Figure 5.6 : Résultats de la distribution pour un débit massique à l'entrée égal à 1,00 kg/s et pour ψ = 14,0. 90

Figure 5.7 : Rétrécissement du plénum froid à partir d'une distance Dt.....92

Figure 5.8 : Résultats de la distribution pour différentes valeurs de Dt 92

Figure 5.9 : Variation de la pression statique dans le plénum bas pour ψ = 14,0 (débit massique à l'entrée égal à 0,100 kg/s).....93

Figure 5.10 : Variation de la pression statique dans le plénum froid pour *Dt* = 300 mm (ψ = 14,0 et le débit massique à l'entrée égal à 0,100 kg/s.) 94

Figure 5.11 : Schéma du collecteur solaire avec rétrécissement linéaire des deux plénums 95

Figure 5.12 : Résultats de la distribution dans le collecteur solaire : (a) en modifiant les deux plénums, (b) collecteur standard, (c) en modifiant le plénum bas 96

Rapport-gratuit.com
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

LISTE DES ABRÉVIATIONS, SIGLES ET ACRONYMES

Abréviations

CFD	Computational Fluid Dynamics
COP	Coefficient of Performance
ÉTS	École de Technologie Supérieure
IEA	International Energy Agency
RANS	Reynolds Averaged Navier-Stokes
REN	Renewable Energy Network
RNG	Re-Normalisation Group
SIMPLE	Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equation
TRNSYS	Transient System Simulation

Définitions

Fluent	Code CFD du package ANSYS

LISTE DES SYMBOLES ET UNITÉS DE MESURE

Symboles

c_p	Chaleur spécifique	J/kg.K
d_h	Diamètre hydraulique	mm
d_{in}	Diamètre du plénum d'entrée	mm
d_r	Diamètre des tubes	mm
Dt	Distance à partir de laquelle est effectué le rétrécissement linéaire du plénum froid	mm
e	Espacement entre les tubes	mm
F	Force extérieure unitaire	N/kg
f	Coefficient de frottement	-
G_b	Génération de l'énergie cinétique turbulente due aux forces de flottabilité	
G_k	Génération de l'énergie cinétique turbulente due aux gradients de vitesse	
g	Accélération de pesanteur	m/s²
H_{in_d}	Hauteur de l'extrémité droite du plénum d'entrée	mm
H_{in_g}	Hauteur de l'extrémité gauche du plénum d'entrée	mm
H_{pl}	Hauteur des plénums dans la géométrie de base	mm
h_f	Pertes de charge majeures	m
h_m	Pertes de charge mineures	m
I	Intensité de la turbulence	-
k	Énergie cinétique de turbulence	m^2/s^2
L	Longueur des tubes	mm
$Larg_{pl}$	Largeur des plénums	mm
l	Échelle de longueur de la turbulence	mm
$\dot{m}$	Débit massique de l'eau	Kg/s
n	Nombre des tubes	-
P	Pression	Pa

Per	Périmètre	mm
Re	Nombre de Reynolds	-
r	Rapport du diamètre des tubes par le diamètre du plénum d'entrée	-
S	Section transversale des tubes ou des plénums selon le contexte	m^2
T	Température	°C
t	Temps	s
u	Composante selon x de la vitesse V	m/s
V	Vitesse moyenne de l'eau	m/s
V_{in}	Vitesse de l'eau dans à l'entrée du plénum froid	m/s
v	Composante selon y de la vitesse V	m/s
W	Longueur des plénums	mm
w	Composante selon z de la vitesse V	m/s
x	Première coordonnée du repère cartésien	-
y	Deuxième coordonnée du repère cartésien	-
y^+	Distance adimensionnelle à la paroi	-
z	Troisième coordonnée du repère cartésien	-

Lettres grecques :

α_k	Nombre de Prandtl effectif inverse pour k	-
α_ε	Nombre de Prandtl effectif inverse pour ε	-
γ_{in}	Facteur de correction de la pression dans le plénum d'entrée	-
γ_{out}	Facteur de correction de la pression dans le plénum de sortie	-
Δh_{tot}	Pertes de charge totales	m
Δx	Longueur du volume de contrôle	mm

δ_{ij}	Symbole de Kronecker	-
ε	Le taux de dissipation de la turbulence	m^2/s^3
θ	Paramètre adimensionnel pour le calcul du degré d'uniformité du débit dans les tubes	-
κ	Coefficient pour le calcul des pertes de charge mineures	-
λ	Conductivité thermique	W/m.K
μ	Viscosité dynamique de l'eau	kg/m.s
μ_{eff}	Viscosité effective	kg/m.s
μ_t	Viscosité dynamique turbulente	kg/m.s
ν	Viscosité cinématique de l'eau	m^2/s
ρ	masse volumique de l'eau	kg/m^3
τ_w	contrainte de cisaillement proche de la paroi	N/m^2
ϕ	Fonction de dissipation visqueuse	-
ψ	Rapport des hauteurs du plénum d'entrée	-
ω	Fréquence de turbulence	s^{-1}
Ω	Facteur d'uniformité de la distribution	%

Unités de mesure

Mtep	Unité d'énergie en million de tonnes équivalent pétrole
GW	Unité de puissance en giga Watt
W_{th}	Unité de puissance en watts thermique
MJ/m²/an	Unité d'énergie en mégajoule par mètre carré par an
GJ	Unité d'énergie en giga Joule
°C	Unité de température en degrés Celsius
W/m²	Unité de puissance par unité de surface en watts par mètre carré
W/m.K	Unité de puissance par mètre par degrés Kelvin
m²	Unitéde surface en mètre carré
kg/min	Unité de débit massique en kilogrammes par minute
m^3/h	Unité de débit volumique en mètre cube par heure
km/h	Unité de vitesse en kilomètre par heure
K	Unité de température en Kelvin
kg/s	Unité de débit massique en kilogrammes par seconde
mm	Unité de longueur en millimètre
Pa	Unité de pression en Pascal
atm	Unité de pression en atmosphère

INTRODUCTION

Le monde connait un développement économique très important, ce qui a provoqué une croissance remarquable de la demande énergétique. Selon l'Agence Internationale de l'Énergie IEA (IEA, 2014), la production totale mondiale d'énergie primaire est passée de 6 109 Mtep en 1971 à 13 371 Mtep en 2012. Cette croissance est illustrée à la Figure 0.1.

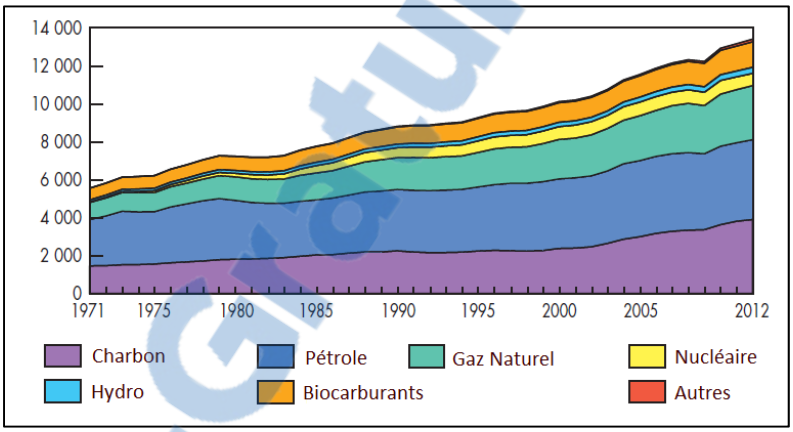

Figure 0.1 : Production mondiale totale d'énergie primaire
en Mtep entre 1973 et 2012
(IEA, 2014)

D'après la Figure 0.1, la production mondiale est assurée essentiellement par le pétrole (31.5 %), le charbon (28.8 %) et le gaz naturel (21.3 %). Ces formes d'énergie sont non renouvelables et, éventuellement, elles seront épuisées. En plus, les sources d'énergie fossiles sont très polluantes pour l'environnement et causent l'augmentation de la quantité de CO_2 (gaz à effet de serre, GES) dégagé dans l'atmosphère. Ceci implique l'aggravation du phénomène de réchauffement climatique qui peut être considéré comme une autre " arme de destruction massive ", comme l'a dit le secrétaire de l'État américain John Kerry dans une conférence à Jakarta (Indonésie) le 16 Février 2014 (Le nouvel observateur, 2014).

Pour remédier à ce problème, plusieurs options peuvent être envisagées pour réduire les émissions des GES tout en répondant à la demande mondiale pour les services énergétiques (Edenhofer et al., 2012). Certaines de ces options sont l'efficacité énergétique, le stockage de

Rapport-Gratuit.com

l'énergie, la sobriété énergétique (Rousse, 2013) et le remplacement des énergies fossiles par les sources d'énergies renouvelables. Ces options, si appliquées correctement, peuvent contribuer au développement social et économique, en réduisant les impacts négatifs sur l'environnement et la santé (Edenhofer et al., 2012). En effet, l'agence internationale de l'énergie a publié le 13 Mars 2015 des informations préliminaires montrant que les émissions des GES ont été réduites en 2014 sans avoir un impact sur la croissance économique (International Energy Agency, 2015). Dans les 40 ans précédents, il y avait seulement trois périodes durant lesquelles l'agence internationale de l'énergie a marqué une réduction de l'émission des GES, mais aussi un déclin économique. Par contre, en 2014, l'économie mondiale a progressé de 3% (International Energy Agency, 2015).

Le développement des énergies renouvelables s'est accéléré en Asie, en Amérique Latine, au Moyen Orient et en Afrique. Plusieurs investissements se sont mis en place entrainant une croissance de la part des énergies renouvelables dans la production d'énergie mondiale. Selon " Renewable Energy Policy Network ", le monde consomme environ 17 à 18 % de son énergie à partir des énergies renouvelables, dont 9% à partir de la biomasse traditionnelle et environ 8% à partir des énergies renouvelables modernes. La capacité totale en énergie renouvelable a dépassé les 1470 GW en 2012 en termes d'installations, enregistrant une augmentation de 8.5% de 2011 à 2012 (REN21, 2013).

Plusieurs sources d'énergie renouvelables sont actuellement disponibles comme l'énergie éolienne, la géothermie, la biomasse, l'hydroélectricité et l'énergie solaire. Cette dernière représente une source énergétique très importante pour l'avenir vu sa disponibilité en grande quantité. À titre indicatif, la consommation d'énergie mondiale représente 0.02% de l'énergie solaire absorbée par la terre. En effet, la Figure 0.2 montre le grand apport de l'énergie provenant du soleil par rapport à d'autres sources d'énergie (fossiles et nucléaire) (Paradis, 2014a).

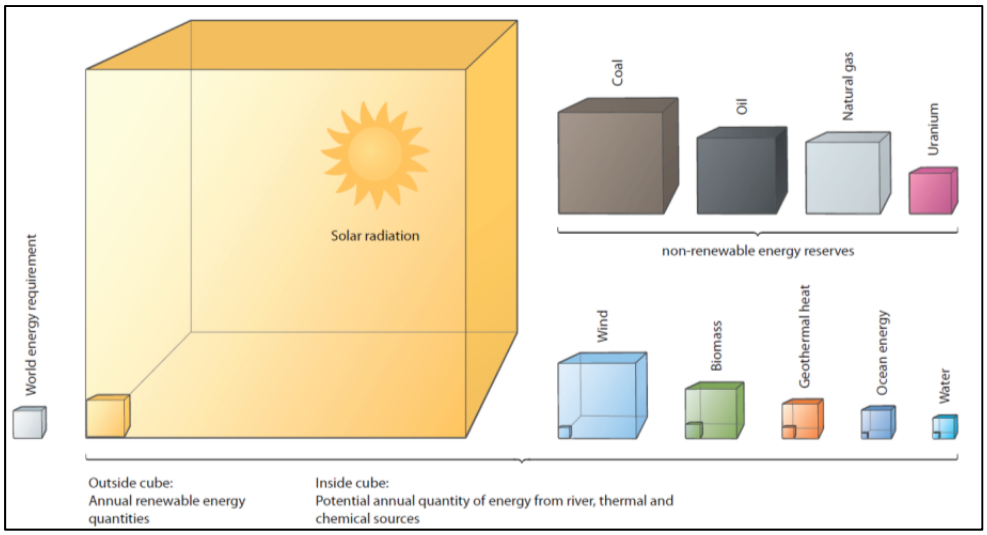

Figure 0.2 : L'importance de l'énergie solaire vis à vis les autres sources non renouvelables d'une part et la consommation énergétique mondiale d'autre part (Paradis, 2014a).

Le grand cube jaune représente l'énergie solaire captée par la terre annuellement. Le petit cube gris clair juste à gauche du grand cube représente les besoins mondiaux en énergie (autrement dit la consommation énergétique mondiale). Les autres cubes représentent les stocks restants des sources d'énergie fossiles ou nucléaire (en haut à droite) et la quantité d'énergie disponible à partir d'autres sources renouvelables. La Figure 0.2 montre le grand intérêt à maitriser davantage la récupération de l'énergie solaire pour atteindre les besoins énergétiques sur terre.

Le Canada possède un potentiel d'ensoleillement important, ce qui permet de prévoir des installations solaires à travers tout le pays. Néanmoins, la capacité des collecteurs thermiques solaires installée par habitant est égale à 21,2 W_{th}/habitant à la fin de l'année 2012. L'Allemagne, malgré sa ressource solaire très inférieure à celle du Canada (Figure 0.3), a une capacité solaire thermique installée par habitant égale à 118 W_{th}/habitant (Future, 2014). La Figure 0.3 montre l'ensoleillement annuel moyen (en MJ/m²/an) pour les deux pays.

Rapport-gratuit.com
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

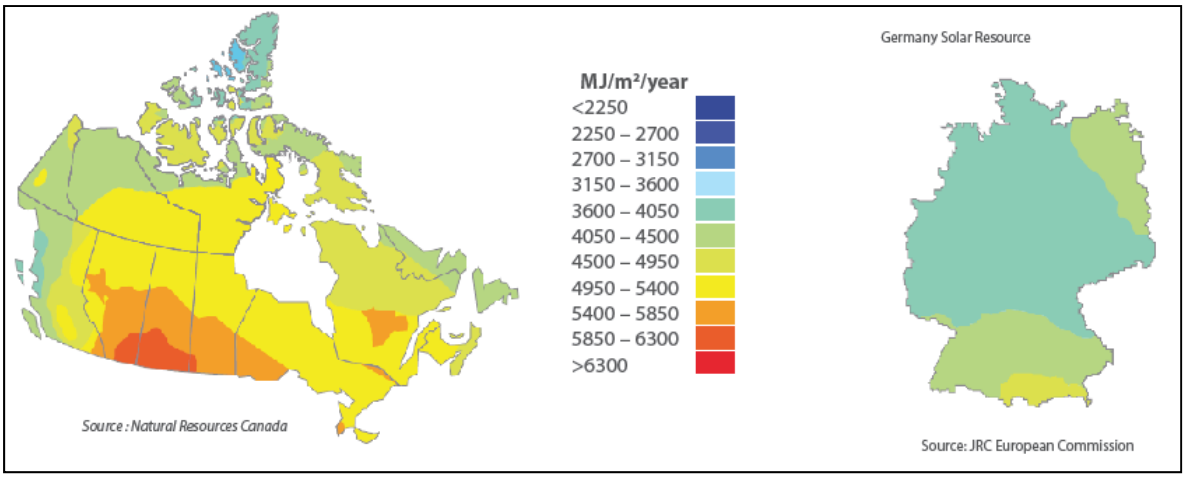

Figure 0.3 : Ensoleillement annuel moyen en MJ/m²/an : àgauche pour le Canada; à droite pour l'Allemagne (Future, 2014).

En raison de sa bonne ressource en énergie solaire et de ses besoins en chauffage qui représentent à peu près 21% de la consommation totale d'énergie, le Canada pourrait être parmi les grands pays du monde en termes d'installations solaires destinées à fournir de la chaleur.

Au Canada, à peu près 80% de la consommation d'énergie résidentielle est consacrée à la production de chaleur pour l'eau chaude domestique et le chauffage des locaux (Sibbitt et al., 2007). Cette production de chaleur pourrait être fournie par des capteurs solaires qui utilisent soit l'eau (pour produire l'eau chaude domestique) soit l'air (pour chauffer les locaux) comme fluide caloporteur. Selon Ressources Naturelles Canada, les capteurs solaires installés au Canada depuis 2007 produisent environ 627 000 GJ et évitent 38 000 tonnes de rejets de CO_2 par année (Canada, 2013).

Concernant le chauffage de l'eau domestique, bon nombre d'installations utilisent les capteurs plans vitrés. Malheureusement, l'inconvénient de ces capteurs concerne principalement les pertes de chaleur vers l'environnement durant les mois d'hiver d'un pays nordique comme le Canada. Par conséquent, l'eau qui circule dans les capteurs risque de geler à cause des très basses températures à l'extérieur. Les collecteurs solaires à tubes sous

vide présentent une bonne solution pour pallier ce problème grâce à leur isolation très performante, ce qui réduit les pertes de chaleur vers l'environnement.

Cette technologie a été inventée par l'université de Sydney en Australie en coopération avec d'autres laboratoires et industries comme Philips Research Laboratories et Owens Illinois en 1979 (Harding et Moon, 1981). Il existe plusieurs configurations de tubes sous vide tels que les tubes sous vide à caloducs, les tubes sous vide à tube en U, les tubes sous vide à circulation directe ouverts d'un seul côté et les tubes sous vide ouverts des deux côtés.

Dans ce dernier type, les tubes sont organisés parallèlement et sont liés à deux plénums horizontaux. Le fluide caloporteur (air, eau, mélange eau/antigel) entre par le plénum bas, passe à travers les différents tubes pour être chauffé par l'énergie solaire reçue et quitte par le plénum situé en haut. Cette technologie a été testée par une compagnie allemande Airwasol pour chauffer l'air (Airwasol, 2013). Ce collecteur offre des pertes de charge moins élevées que les autres types de tubes sous vide. En plus, il peut être installé sur le toit des bâtiments ou bien sur les façades. L'entrée et la sortie du collecteur solaire sont interchangeables, ce qui rend son installation plus flexible. Son inconvénient est que le débit d'air n'est pas uniformément réparti dans chaque tube sous vide, ce qui fait baisser le rendement du collecteur. Le concept de la compagnie Airwasol est illustré à la Figure 0.4.

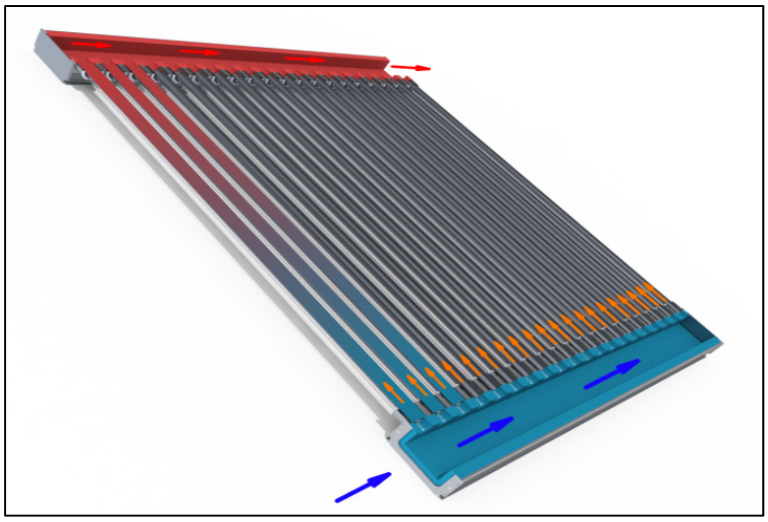

Figure 0.4 : Collecteur solaire à tubes sous vide ouverts des deux côtés proposé par la compagnie Airwasol (Airwasol, 2013)

L'objectif principal de ce mémoire est d'améliorer la conception du collecteur solaire présenté par la compagnie Airwasol afin de permettre au fluide caloporteur (l'eau dans le cadre de cette étude) de se répartir d'une façon uniforme dans les tubes.

Le présent travail sera divisé comme suit :

- Le chapitre 1 présente les différentes recherches effectuées sur les tubes sous vide pour déterminer le cadre général du travail. Tout d'abord, il est nécessaire de connaitre les parties composant un tube sous vide, son fonctionnement et sa différence en termes d'opération par rapport à un capteur plan. Ensuite, une présentation des études faites sur les types de capteurs à tubes sous vide est élaborée à l'aide d'une revue de littérature pertinente. Enfin, il est question des principaux modèles CFD utilisés pour simuler ces collecteurs.

- Avant de commencer les simulations numériques, il est nécessaire de présenter les équations mathématiques décrivant la CFD et les méthodes de résolutions numériques : c'est ce qui fait l'objet du chapitre 2.

- Après avoir établi le modèle mathématique, il est nécessaire de valider à l'aide des résultats obtenus par des auteurs qui traitent le problème de la distribution massique dans un collecteur solaire ayant deux plénums et des tubes exposés parallèlement entre eux. Les résultats présentés par Jones et Lior (1994) sont comparés aux résultats obtenus à l'aide du logiciel ANSYS Fluent. Cette validation fait l'objet du chapitre 3.

- Dans le chapitre 4, des simulations numériques de l'écoulement d'eau dans un premier collecteur (le collecteur inspiré de la compagnie Airwasol) sont effectuées pour déterminer le degré de non uniformité de la distribution massique. Les simulations sont faites à l'aide du logiciel ANSYS Fluent. Les paramètres d'écoulement (débit massique) et les paramètres géométriques du collecteur sont variés pour déterminer leur impact sur un facteur de non uniformité. Finalement, les configurations d'écoulement sont changées en modifiant l'emplacement de la sortie du collecteur pour quantifier laquelle offre plus d'uniformité de débit dans les tubes.

- Le chapitre 5 s'intéresse à concevoir de nouveaux modèles, en modifiant cette fois-ci la géométrie des plénums, qui assurent l'uniformité du débit dans le collecteur solaire. Comme dans le chapitre précédent, l'étude est faite numériquement par ANSYS Fluent.

CHAPITRE 1

REVUE DE LITTÉRATURE

L'objectif de ce chapitre est de présenter le cadre général du mémoire. Tout d'abord, une comparaison entre un capteur solaire typique (plan) et un capteur à tubes sous vide est effectuée pour comprendre la différence entre les deux systèmes au niveau de leurs composants et leur fonctionnement. Ensuite, il est nécessaire de présenter les différents modèles de capteurs sous vide présents sur le marché et l'intérêt des recherches effectuées sur ces types de capteurs. À la fin de ce chapitre, des modèles CFD utilisés dans la littérature et qui s'intéressent à l'étude des tubes sous vide, que ce soit étude thermique ou étude de l'écoulement, sont présentés.

1.1 Capteurs solaires plans et capteurs solaires à tubes sous vide

Selon Duffie et Beckman (2006), un capteur solaire thermique est un type spécial d'échangeur de chaleur qui transforme l'énergie solaire en énergie thermique. Le capteur solaire thermique est le composant le plus important de tout système solaire. Il absorbe le rayonnement solaire incident, le convertit en chaleur qui sera transférée à un fluide circulant dans le collecteur (eau, air ou mélange eau/antigel). Les deux types importants de collecteurs solaires utilisés pour chauffer l'eau sont les capteurs plans (vitrés) et les capteurs à tubes sous vide (les capteurs plans non vitrés sont utilisés pour des applications à faible différences de température comme le chauffage de l'eau des piscines et ne font pas l'objet de notre travail).

1.1.1 Collecteurs solaires plans vitrés

Un capteur solaire plan est généralement composé d'une plaque absorbante couverte par un revêtement sélectif et placée au-dessous d'un vitrage (ou même d'un double vitrage) qui emprisonne le rayonnement solaire reçu. Le tout est placé dans un boitier isolé en arrière pour minimiser les pertes par conduction vers l'environnement. La Figure 1.1 tirée de (Gogreen heat solutions) montre en détails un capteur solaire plan vitré.

Le vitrage a une grande transmissivité pour permettre à un maximum de rayonnement solaire de passer vers l'absorbeur. La transmissivité est généralement supérieure à 0.85. L'absorbeur est de forte absorptivité afin de convertir un maximum d'énergie en chaleur. Cet absorbeur est généralement adjoint à un substrat de grande conductivité pour maximiser le transfert de chaleur au fluide caloporteur qui s'écoule à travers les canalisations.

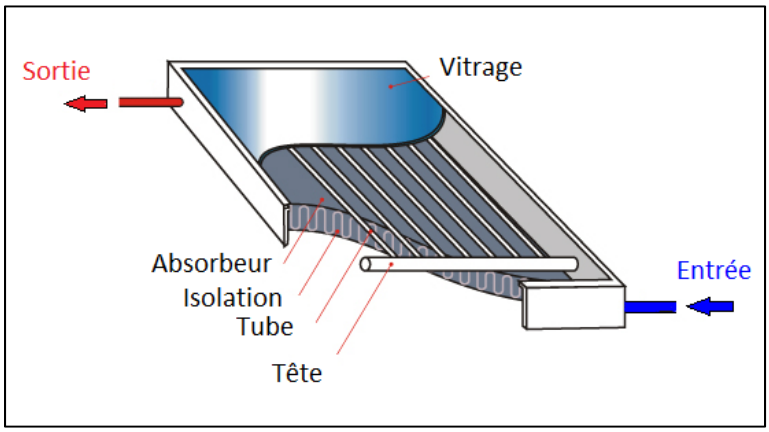

Figure 1.1 : Un capteur solaire plan vitré
(Gogreen heat solutions)

Zambolin et Del Col (2010) ont montré que le collecteur solaire à tubes sous vide (doté d'un réflecteur parabolique en bas des tubes) fournit plus d'énergie utile (c'est l'énergie fournie au fluide caloporteur qui circule à un débit massique connu, pour augmenter sa température à la sortie), et par la suite plus efficace qu'un capteur solaire plan dans des niveaux de température élevés (plus de pertes thermiques dans le capteur plan). La Figure 1.2 tirée de Fortuin Stephan et Gerhard Stryi-Hipp (2012) montre la comparaison des rendements des deux capteurs. Le capteur à tubes sous vide permet d'obtenir de hautes températures avec un bon rendement. C'est pourquoi, il est suggéré dans des applications industrielles comme la climatisation solaire.

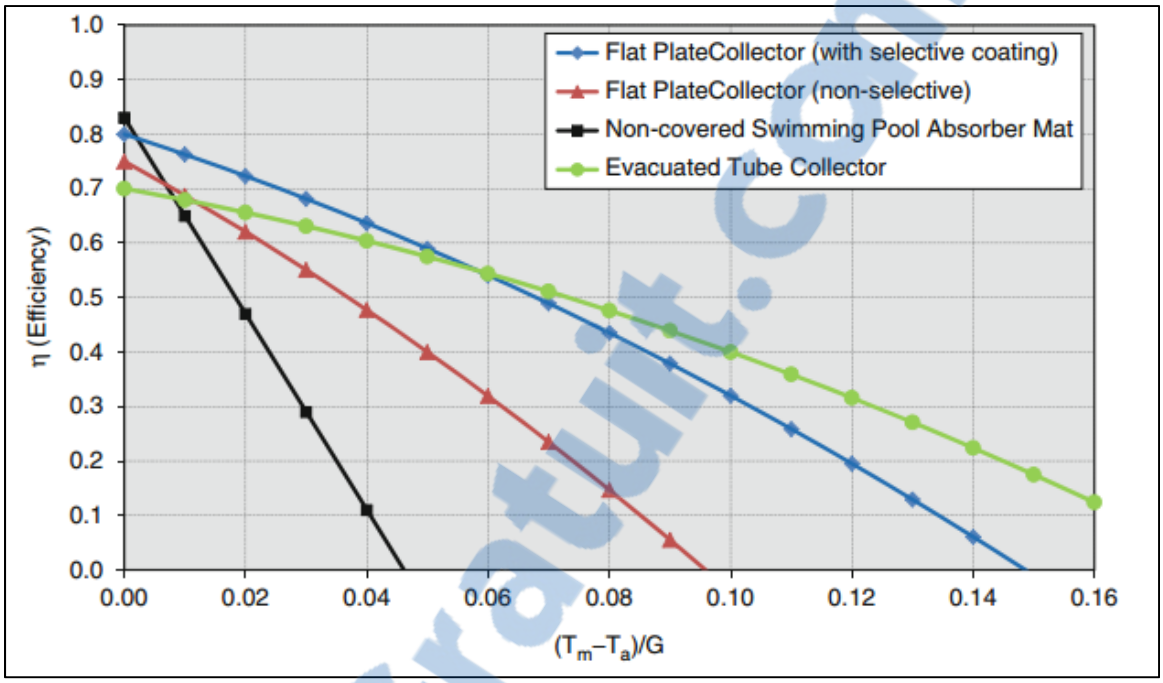

Figure 1.2 : Courbes de rendement des capteurs solaires thermiques (T_m : Température moyenne, T_a : Température ambiante, G : Rayonnement solaire)
(Fortuin Stephan et Gerhard Stryi-Hipp, 2012)

1.1.2 Collecteurs solaires à tubes sous vide

Un collecteur à tubes sous vide est composé de deux tubes concentriques en verre qui contiennent du vide entre eux. Un absorbeur est soudé sur la paroi externe du tube en verre interne. L'absorbeur est généralement recouvert d'une couche sélective pour améliorer la quantité d'énergie solaire absorbée. Donc, il se chauffe et transfère sa chaleur par conduction à travers une ailette (généralement en cuivre) soudée sur l'absorbeur, ou directement au fluide qui circule à l'intérieur. La couche sélective se caractérise par le fait qu'elle possède des propriétés différentes pour les faibles (rayonnement solaire) et longues (rayonnement infrarouge) longueurs d'onde (forte absorptivité pour les faibles longueurs d'onde et faible émissivité pour les longues longueurs d'onde). La Figure 1.3 représente un schéma simplifié d'un tube sous vide.

Rapport-Gratuit.com

L'intérêt de ces collecteurs est que le vide réduit énormément les pertes de chaleur à l'environnement par convection, surtout lorsque les conditions météorologiques sont extrêmes.

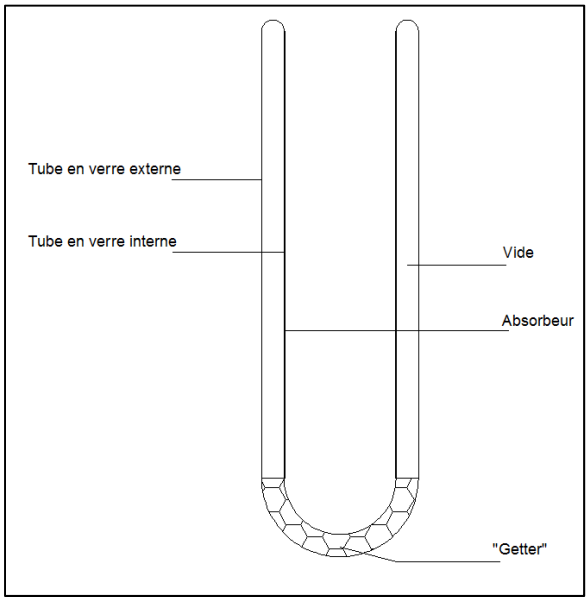

Figure 1.3 : Un tube sous vide

La suite de ce travail s'intéresse à l'étude des collecteurs solaires à tubes sous vide. Il existe plusieurs configurations qui se différencient surtout par la manière dont le fluide reçoit la chaleur au niveau des tubes. Les recherches faites sur les différents types de tubes sous vide font l'objet du prochain paragraphe.

1.2 Études faites sur les capteurs solaires à tubes sous vide

Le comportement des tubes sous vide est un sujet intéressant à étudier : leur rendement, leurs performances thermiques, et la manière pour chauffer le fluide caloporteur. En effet, le chauffage du fluide qui s'écoule à l'intérieur d'un tube sous vide se différencie d'un type à l'autre. Il y a des distinctions entre les tubes en U, les tubes sous vide à caloducs ("heat pipe"), les tubes sous vide à circulation directe ouverts d'un seul côté et les tubes sous vide ouverts des deux côtés.

1.2.1 Tubes en U

Ce type de collecteur est composé de deux tubes concentriques en verre qui contiennent du vide entre eux. Un absorbeur capte l'énergie solaire reçue et la transfère à une ailette en cuivre qui elle-même cède sa chaleur au tube en U et par la suite au fluide qui circule à l'intérieur. La Figure 1.4 illustre ce type de tube sous vide. Ma et al. (2010) ont étudié analytiquement les performances thermiques d'un collecteur solaire avec des tubes sous vide à tubes en U. Ils ont montré que le rendement du collecteur, qui est le rapport de la quantité d'énergie reçue par le capteur sur celle fournie au fluide, augmente avec la radiation solaire provenant du soleil (rayonnement incident) jusqu'à devenir quasiment constant. La température du tube absorbeur croit avec l'augmentation de la température d'entrée du fluide. Ceci engendre plus de pertes thermiques vers l'environnement, donc une chute de rendement. Enfin, ils ont trouvé que la résistance thermique de l'air contenu entre le tube absorbeur et l'ailette en cuivre fait diminuer le rendement du collecteur de 10%.

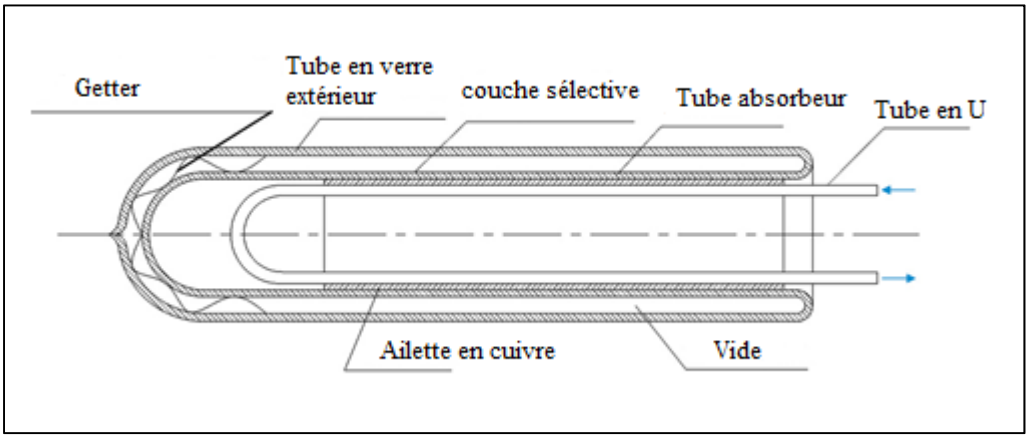

Figure 1.4 : Collecteur solaire à tube sous vide avec un tube en U
(Ma et al., 2010)

Pour éliminer cette résistance thermique de l'air, Liang et al. (2011) ont proposé une solution qui consiste à remplir l'espace entre le tube absorbeur et le tube en U par composant de transmission de chaleur (graphite compressé). Le rendement du nouveau concept est 12% plus grand que celui du modèle ordinaire mentionné ci-dessus. La Figure 1.5 montre une coupe transversale du modèle évoqué par Liang et al. (2011).

Rapport-gratuit.com
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

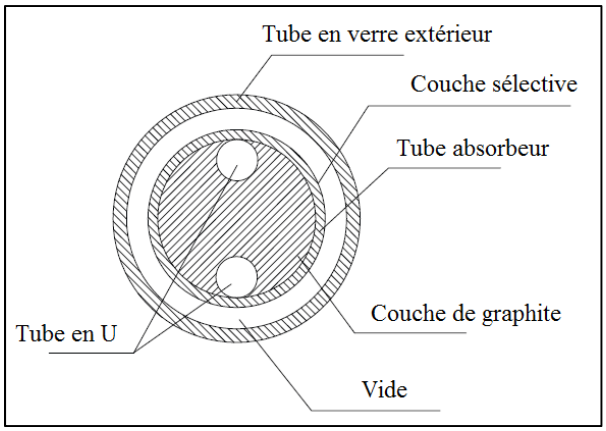

Figure 1.5 : Coupe transversale d'un tube sous vide à tube en U rempli de graphite compressé (Liang et al., 2011)

Diaz (2008) a présenté une autre solution pour améliorer le rendement de ce type de collecteur. Il s'agit de remplacer le tube en U par un "mini-channel" attaché au tube absorbeur. Les résultats ont montré que le rendement s'est amélioré de 5% par rapport au modèle ordinaire. Kim et Seo (2007) ont comparé les performances thermiques de quatre modèles de tubes sous vide : tube à ailettes (modèle 1), tube en U soudé à une ailette circulaire (modèle 2), tube en U soudé à une plaque en cuivre (modèle 3) et un tube en U soudé à l'intérieur d'une conduite rectangulaire (modèle 4). Ils ont montré que lorsque seul le rayonnement direct est considéré et que l'étude s'effectue sur un seul tube, le modèle 2 est le meilleur en termes d'énergie récupérée. Par contre, en prenant en compte le rayonnement diffus, qui représente 33% de l'irradiation totale, et l'ombrage des tubes, le modèle 3 récupère une quantité d'énergie plus importante par rapport aux autres modèles.

Dans les configurations des différentes recherches citées ci-dessus, le tube sous vide est doté d'un seul tube en U. Liang et al. (2013) ont étudié théoriquement et expérimentalement un nouveau modèle qui contient deux tubes en U à l'intérieur du tube sous vide pour améliorer le transfert de chaleur au fluide caloporteur. L'espace entre le tube absorbeur et chaque tube en U est rempli par un composant de transmission de chaleur comme le montre la Figure 1.6. Le fluide entre et se divise vers les deux tubes via une conduite de distribution. Le fluide chauffé se mélange dans une conduite de rassemblement avant d'être refoulé. Les auteurs ont

montré que le rendement du modèle atteint 80% pour un ensoleillement égal à 900W/m² et une conductivité du composant de transmission de chaleur égale à 100W/m.K. En plus, le rendement est 4% plus grand que celui du concept à un seul tube en U.

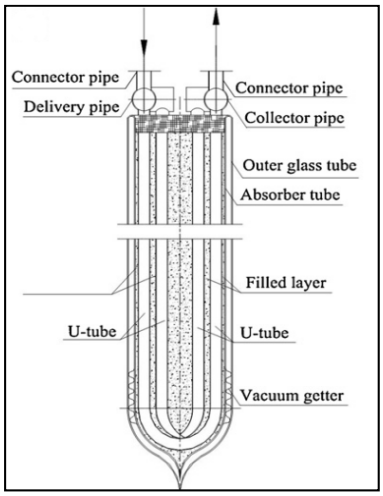

Figure 1.6 : Tube sous vide
avec deux tubes en U
(Liang et al., 2013)

1.2.2 Tubes sous vide à caloduc ("heat pipe")

Un caloduc est une conduite (habituellement en cuivre) contenant un fluide qui transporte la chaleur absorbée par son changement de phase de l'état liquide à l'état vapeur (chaleur latente). Son utilisation dans les tubes sous vide est simple : le caloduc absorbe l'énergie solaire et chauffe le fluide qu'il contient. Ce dernier se transforme à l'état vapeur et monte pour céder sa chaleur au fluide caloporteur qui circule dans le collecteur. La vapeur se condense et retourne au bas du caloduc pour refaire le même processus.

Les tubes sous vide à caloducs sont avantageux grâce à leur installation et maintenance simples (dès qu'un tube est endommagé, il peut être remplacé facilement par un nouveau), et leur résistance au gel et aux pressions élevées. Mais leur inconvénient est l'accumulation des gaz incondensables qui affecte le maintien du vide et réduit la durée de vie du collecteur (Ma et al., 2010). Walker et al. (2004) ont étudié un système solaire à tubes sous vide (caloduc)

destiné à réchauffer l'eau dans un bâtiment fédéral de huit étages à Philadelphie. Le système est composé de 360 tubes avec une surface totale de 54 m². Le rendement des collecteurs et de tout le système (en incluant toutes les pertes thermiques dans les conduites) est égale à 41 % et 34 %, respectivement.

Nkwetta et al. (2013) ont étudié expérimentalement trois modèles de collecteurs solaires à tubes sous vide contenant des caloducs. Le plus important consiste en neuf tubes sous vide à caloducs en connexion avec un autre tube semblable, mais qui contient un concentrateur interne à chaque tube (au lieu d'utiliser un réflecteur en bas du collecteur) qui sert à rediriger les rayons solaires et minimiser encore les pertes thermiques, comme le montre la Figure 1.7. Les auteurs ont montré que ce modèle est meilleur qu'un système solaire ordinaire à tubes sous vide à caloducs puisqu'il a le plus petit coefficient de pertes thermiques donc un meilleur rendement sur toute une journée par rapport à un collecteur solaire ordinaire à tubes sous vide utilisant les caloducs. Il est aussi économique (à l'achat) puisqu'il nécessite un nombre réduit de tubes sous vide pour des applications de refroidissement ou de chauffage.

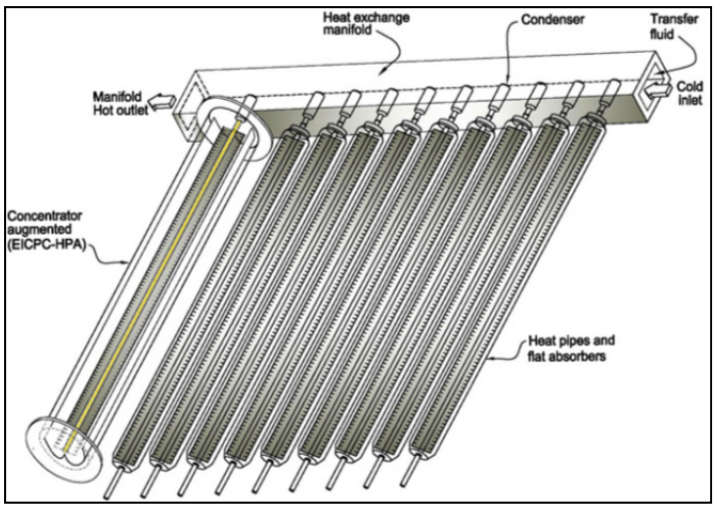

Figure 1.7 : Nouveau modèle de collecteur solaire
à tubes sous vide (avec caloducs)
(Nkwetta et al., 2013)

1.2.3 Tubes sous vide à circulation directe (ouverts d'un seul côté)

Ce type de collecteur solaire à tubes sous vide n'utilise pas un support mécanique pour faire passer le fluide (tube en U) ou le chauffer (caloduc). Le fluide caloporteur passe à l'intérieur du tube sous vide et est directement chauffé par la radiation solaire incidente à travers l'absorbeur qui est directement soudé sur la couche extérieure du tube en verre intérieur. De nombreuses études ont été faites pour évaluer les performances thermiques de ce type de capteur. Morrison et al. (2004) ont étudié le comportement d'un tube sous vide ouvert d'un seul côté. Ils ont trouvé qu'il existe une zone " inactive " (une zone où le fluide n'y circule pas) près du bas du tube. En outre, Morrison et al. (2005) ont étudié expérimentalement et numériquement l'écoulement de l'eau, schématisé à la Figure 1.8, dans le même collecteur placé au-dessus d'un réflecteur. Les auteurs ont établi un modèle numérique en utilisant la CFD (Computational Fluid Dynamics) pour caractériser le transfert de chaleur et le débit de l'eau. En effet, l'écoulement est largement influencé par la température au niveau du réservoir.

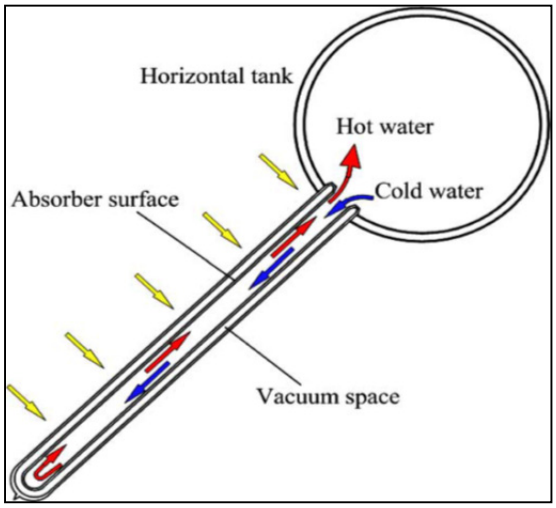

Figure 1.8 : Circulation naturelle
de l'eau dans un tube sous vide
ouvert d'un seul côté
(Morrison, Budihardjo et Behnia, 2005)

Une comparaison sur une année et en utilisant le logiciel TRNSYS (TRNSYS) a été effectuée par Budihardjo et Morrison (2009) entre ce type de collecteur solaire (30 tubes de 2.9 m² de surface) et un capteur plan à deux panneaux (de surface égale à 3.7 m²). Les deux installations sont inclinées de 22° à Sydney en Australie. Le capteur plan a montré une économie d'énergie légèrement supérieure (rendement légèrement plus grand) à celle du collecteur à tubes sous vide. Mais ceci ne prouve pas qu'il soit le meilleur en termes de rendement puisque les deux surfaces ne sont pas égales.

Le dispositif de Morrison et al. (2005) a été aussi étudié par Tang et al. (2011), mais cette fois-ci en variant l'angle d'inclinaison et son effet sur le rendement des deux collecteurs solaires. Les auteurs ont travaillé avec deux angles d'inclinaison : 22° (collecteur 1) et 46° (collecteur 2). Les mesures ont été faites durant les mois d'avril et décembre au campus de "Yonnan Normal University" en Chine. Ils ont montré que la modification de l'angle d'inclinaison n'a pas d'effet sur le rendement journalier des deux collecteurs, mais a un effet sur l'énergie solaire collectée par le capteur : sur une année, le collecteur 1 absorbe plus d'énergie que le collecteur 2. En plus, dans le premier collecteur, la circulation d'eau se fait dans une boucle claire : l'eau froide provenant du réservoir de stockage circule à travers la paroi inférieure du tube sous vide et retourne le long de la paroi supérieure. Tandis que dans le collecteur 2, l'eau froide et l'eau chaude se mélangent partiellement ou complètement ce qui affecte la circulation à thermosiphon et par conséquent le transfert thermique entre le réservoir de stockage et les tubes sous vide.

Shah et Furbo (2007) ont présenté une autre disposition d'un collecteur solaire utilisant des tubes sous vide à circulation directe et ouverts d'un seul côté. En effet, les tubes sont placés horizontalement et connectés à un plénum vertical. La Figure 1.9 montre cette conception proposée. Ils ont montré que, pour les paramètres géométriques choisis, le rendement maximum est obtenu pour des débits massiques variant entre 0.4 et 1kg/min (la variation du débit massique est assurée numériquement).

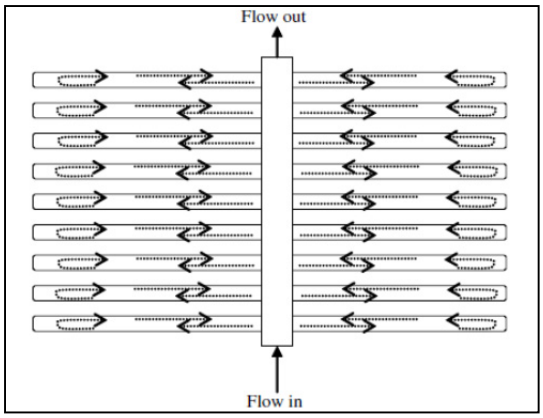

Figure 1.9 : Collecteur solaire
à tubes sous vide horizontaux
(Shah et Furbo, 2007)

Li et al. (2010) ont étudié le transfert thermique dans un collecteur solaire à tubes sous vide ouverts d'un seul côté relié à un plénum dans lequel l'eau est à circulation forcée. Les auteurs ont résolu les équations de transfert de chaleur dans le plénum et dans les tubes, pour calculer la température de l'eau à la sortie du collecteur. Les résultats de simulations ont été en bon accord avec les résultats expérimentaux.

La même étude a été réalisée par Xu et al. (2012) mais en travaillant avec l'air. Un modèle dynamique a été établi pour donner les performances thermiques (température à la sortie, rendement) du collecteur solaire. La Figure 1.10 présente le système étudié par Xu et al. (2012).

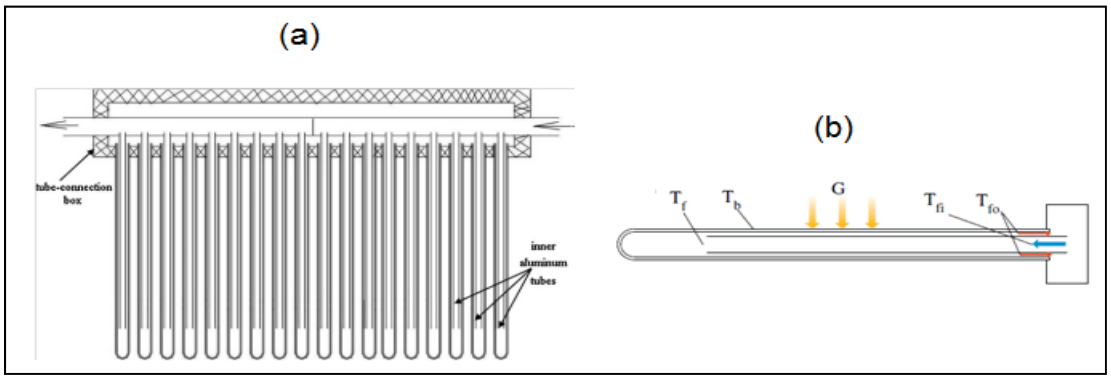

Figure 1.10 : (a) Schéma du collecteur solaire, (b) Schéma d'un seul tube sous vide
(Xu et al., 2012)

Dans le même contexte de la circulation forcée du fluide caloporteur dans le plénum, Gao et al. (2013) ont étudié l'effet de la masse thermique sur les performances d'un collecteur solaire à tubes sous vide ouverts d'un seul côté (à circulation directe) en le comparant à un collecteur solaire à tubes sous vide avec les tubes en U (en y négligeant la masse thermique du fluide). Ils ont trouvé, malgré que les deux collecteurs aient les mêmes courbes de rendement, que l'énergie utile récupérée par le collecteur à circulation directe est 25 à 35% inférieure à celle du deuxième collecteur. Ceci est dû à la grande masse thermique du fluide dans le collecteur à circulation directe, ce qui réduit ses performances (une quantité de l'énergie reçue n'est pas transférée vers le réservoir et est finalement perdue à l'environnement).

Kim et al. (2007) ont présenté un autre modèle de tube sous vide à circulation directe dans lequel est insérée une conduite coaxiale où circule le fluide caloporteur. L'espace entre la conduite et le tube en verre interne est rempli par une solution d'antigel qui sert à transporter la chaleur de l'absorbeur au fluide de travail (la solution sert aussi au stockage thermique). Le modèle est représenté à la Figure 1.11.

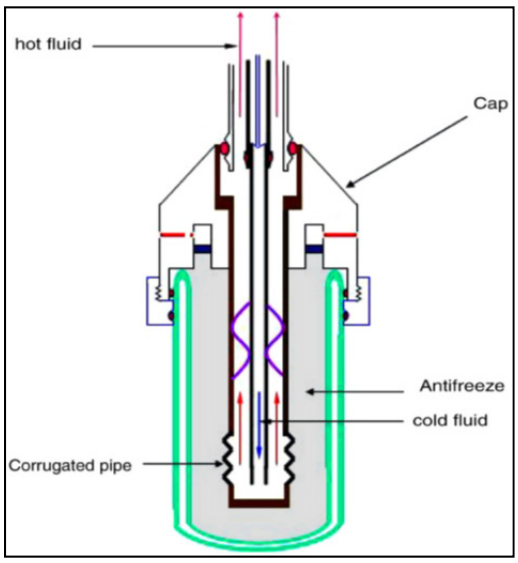

Figure 1.11 : Tube sous vide avec une conduite coaxiale
(Kim et al., 2007)

Ce travail a été effectué grâce à un modèle numérique unidimensionnel se basant sur les résistances thermiques (de l'intérieur du tube sous vide vers son exterieur). Cette étude a été améliorée par Han et al. (2008) en établissant un modèle numérique tridimensionnel plus puissant basé sur la CFD qui caractérise la variation spatiale du fluide à l'intérieur de la conduite coaxiale. Le modèle 3D est en bon accord avec le modèle 1D.

1.2.4 Tubes sous vide ouverts des deux côtés

Ce modèle est une nouvelle configuration de tubes sous vide. Quelques brevets comme ceux proposés par Zhang (Solar evacuated air collector tube, 2010) et Wang (Straight pipe type evacuated tube solar collector, 2010) ont été développés en 2010. Mais, très peu de recherches ont porté sur ce type de système, par comparaison avec les recherches portant sur les collecteurs solaires présentés précédement. La compagnie allemande Airwasol présente son propre collecteur solaire à tubes sous vide ouverts des deux côtés destiné à chauffer l'air (Airwasol, 2013). La configuration et le fonctionnement du collecteur sont représentés à la Figure 0.4. L'eau entre par un plénum froid, passe le long du tube pour être chauffée et ensuite quitte par un plénum chaud situé au-dessus des tubes. Cependant, ce produit comporte encore des problèmes à résoudre avant d'être commercialisable. Par exemple, des problèmes d'étanchéité à cause de la dilatation thermique du tube interne existent toujours. Aussi, le débit doit être uniformisé dans les différentes sections du système pour maximiser le rendement, ce qui n'est pas le cas dans les designs actuels.

Shah et Furbo (2004) ont étudié théoriquement et expérimentalement un prototype d'un collecteur solaire à tubes sous vide ouverts des deux côtés. Ce prototype est placé verticalement et utilise le rayonnement solaire provenant de toutes les directions. Un tube (espaceur) est inséré à l'intérieur du tube sous vide pour réduire la quantité de fluide utilisée et assurer un coefficient de transfert thermique élevé entre le tube en verre interne et le fluide comme le montre la Figure 1.12. Un modèle théorique a été établi pour évaluer les performances thermiques d'un tel collecteur.

Rapport-Gratuit.com

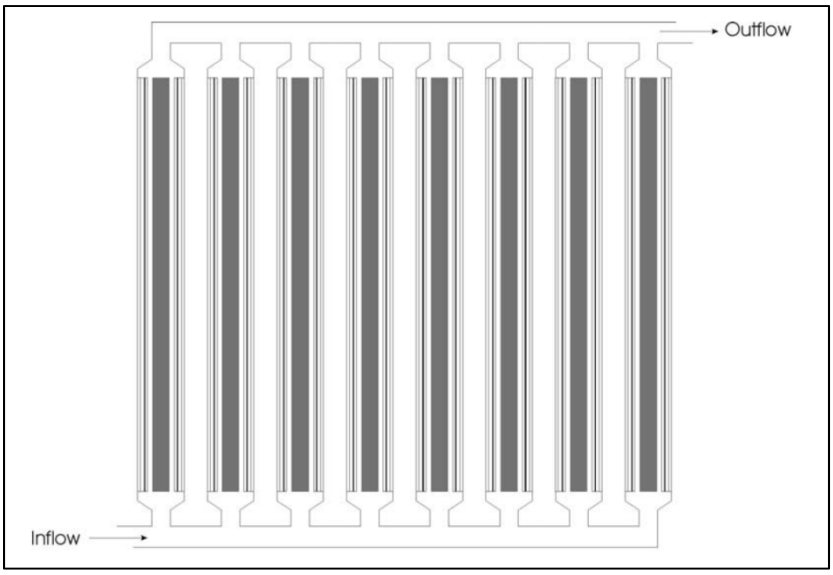

Figure 1.12 : Les tubes sous vide placés horizontalement
(Shah et Furbo, 2004)

Paradis (2014b), dans son mémoire de maîtrise, a établi un modèle thermique unidimensionnel permettant d'étudier les performances thermiques (température à la sortie, rendement) d'un collecteur solaire aéraulique utilisant les tubes sous vide ouverts des deux côtés dans un climat nordique. Son modèle, qui est établi pour un seul tube sous vide, résout les équations de transfert de chaleur en régime permanent et en régime transitoire. Les résultats analytiques sont en bon accord avec les résultats expérimentaux. Pour un débit d'air de 30 m^3/h dans un tube sous vide de longueur égale à 1,80 m, un ensoleillement de 1000 W/m², une température ambiante de 20°C (température d'entrée) et une vitesse du vent de 5 km/h, le gain de température est égal à 7,46°C.

1.2.5 Résumé des types des tubes sous vide

Le Tableau 1.1résume les différents types de tubes sous vide; leurs fonctionnement, leurs avantages et inconvénients.

Tableau 1.1 : Résumé des différents types de tubes sous vide

Type	Fonctionnement	Avantages	Inconvénients
Tube sous vide à tube en U	L'absorbeur capte le rayonnement solaire reçu et cède sa chaleur à une ailette qui elle-même fournit sa chaleur au tube en U, et par la suite au fluide caloporteur.	Peut atteindre de hauts rendements surtout lorsqu'il se compose de deux tubes en U.	N'est pas très utilisé à cause de sa géométrie compliquée et donc une grande maintenance.
Tube sous vide à caloduc	Le liquide antigel s'évapore et monte pour céder sa chaleur au fluide caloporteur.	Coût faible, simple à installer et ne nécessite pas une grande maintenance.	Courte durée de vie à cause de l'accumulation des gaz incondensables.
Tube sous vide à circulation directe ouvert d'un seul côté	Le fluide caloporteur circule directement dans le tube sous vide ouvert d'un côté et fermé de l'autre côté.	Rendement plus élevé par rapport aux cas précédents, grâce au transfert thermique direct.	Génère des grandes pertes de charge à cause de l'inversion de l'écoulement.
Tube sous vide à circulation directe ouvert des deux côtés	Le fluide caloporteur circule directement dans le tube sous vide. Il entre d'une extrémité et sort de l'autre côté.	Rendement élevé et génère moins de pertes de charge.	Problème d'expansion thermique qui cause l'explosion des tubes.

Rapport-gratuit.com
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

Les capteurs utilisant les tubes sous vide ouverts des deux côtés sont de nouveaux concepts de collecteurs solaires. Ils peuvent produire de hauts niveaux de températures surtout quand plusieurs capteurs sont liés en série, et ils génèrent moins de pertes de charge grâce à la circulation unidirectionnelle du fluide. Ces capteurs peuvent aussi être installés horizontalement ou bien verticalement sur les façades (l'inclinaison n'est pas obligatoire comme le cas pour les tubes à caloducs pour permettre au liquide antigel de circuler). Ainsi, l'étude de ce type de capteurs est intéressante.

1.3 Modèles CFD utilisés sur les collecteurs solaires à tubes sous vide

L'étude des collecteurs solaires à tubes sous vide a été réalisée à partir de différentes approches, à savoir l'approche expérimentale, analytique et aussi en utilisant des logiciels de simulation des systèmes solaires comme TRNSYS à titre d'exemples. En effet, les chercheurs s'intéressent en premier lieu aux méthodes citées précédemment car elles permettent une étude plus détaillée des échanges thermiques de tels systèmes et leur comportement, en faisant varier les conditions météorologiques. Toutefois, il y a quelques études qui ont été faites numériquement grâce à la CFD.

Morrison et al. (2004) ont étudié numériquement, à l'aide de Fluent, l'écoulement de l'eau dans un tube sous vide ouvert d'un seul côté (l'écoulement étant considéré incompressible). Le tube est incliné de 45° par rapport à la verticale. Les auteurs ont montré la présence d'une zone de stagnation près de la partie fermée du tube seulement lorsque la paroi du tube sous vide est chauffée d'une façon uniforme. Dans cette région, l'eau n'y circule pas, ce qui affecte le rendement du collecteur solaire. En effet, les deux fluides (froid et chaud) interfèrent entre eux et des tourbillons qui se génèrent causent la circulation inverse de l'eau avant d'atteindre la fin du tube. Par contre, lorsque seule la paroi supérieure du tube est chauffée, l'eau chaude et l'eau froide ne se mélangent pas et la zone de stagnation ne se produit pas.

Cette étude a été améliorée par Morrison et al. (2005). Un réflecteur est placé en bas du collecteur solaire. La circulation naturelle de l'eau dans le tube sous vide est influencée par

deux facteurs : l'ensoleillement reçu par l'absorbeur et la température dans le réservoir de stockage.

Shah et Furbo (2007) ont simulé par CFD l'écoulement dans un collecteur à tubes sous vide ouverts d'un seul côté et dont le plénum est placé verticalement entre les tubes. Le modèle géométrique est représenté à la Figure 1.9. L'étude a été faite seulement sur deux tubes horizontaux et le plénum qui est entre les deux. Un rayonnement solaire moyen de 566 W/m² a été appliqué sur la paroi des tubes. Cinq débits massiques allant de 0,05 à 10 kg/min ont été testés avec une température à l'entrée égale à 333K (le fluide est le propylène/glycol à 40%). Les deux auteurs ont travaillé avec trois longueurs des tubes sous vide. Deux résultats importants ont été tirés de cette étude : le premier c'est qu'en faisant entrer un fort débit massique, une faible quantité du fluide pénètre dans les tubes, et la majorité traverse directement le plénum. Ceci cause l'augmentation de la température moyenne et par conséquent des pertes thermiques dans les tubes, d'où une chute de rendement. Le deuxième résultat est en lien avec le premier. Le meilleur rendement est obtenu pour les tubes les plus courts.

Ayala et al. (2015) ont étudié numériquement à l'aide du logiciel ANSYS Fluent l'écoulement de l'eau dans un collecteur solaire à tubes sous vide ouverts d'un seul côté. Le régime d'écoulement est laminaire et stationnaire. L'algorithme SIMPLE a été utilisé pour résoudre les champs de vitesse et de pression. Le schéma de discrétisation de second ordre a été choisi lors des simulations numériques. Les tubes sont connectés à un plénum qui contient une entrée d'eau froide et une sortie d'eau chaude. Un débit massique de 0,0717 kg/s a été fixé lors des simulations (la surface du capteur est égale à 3,14 m²). Le modèle géométrique est représenté à la Figure 1.13.

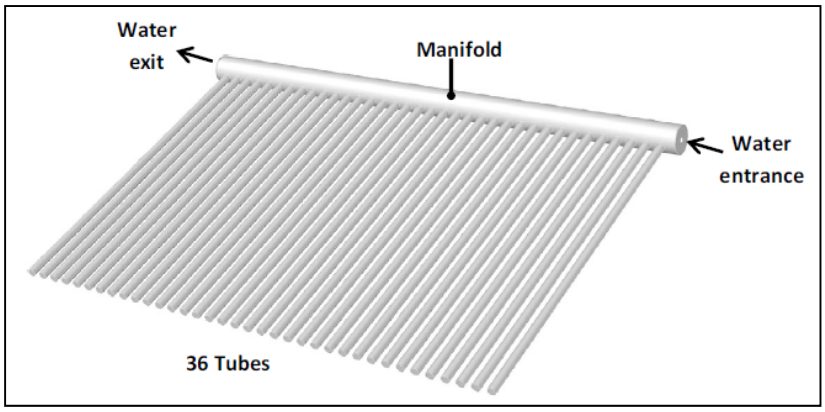

Figure 1.13 : Modèle géométrique d'Ayala et al.
(Alfaro-Ayala et al., 2015)

L'étude porte sur l'estimation de la température de l'eau à la sortie du plénum en utilisant deux modèles qui sont l'approximation de Boussinesq (qui prend en compte que la variation de la densité est négligée excepté pour le terme de flottabilité) et la variation des propriétés de l'eau en fonction de la température. Les résultats numériques ont été comparés avec les résultats expérimentaux. Le gain en température pour la première méthode (Approximation de Boussinesq) est égal à 7,47 °C représentant une différence par rapport à l'expérimental de 3,62%. Par contre, la deuxième méthode donne un gain en température de 5,85 °C (différence de 8,04%) donc le rendement du collecteur solaire obtenu par la première méthode est plus proche de la réalité, ce qui pousse les auteurs à conclure que l'approximation de Boussinesq est un bon modèle pour l'étude de ces systèmes solaires.

Une autre étude a été faite par Badar et al. (2012) qui traitent l'analyse de la distribution de l'écoulement dans un collecteur solaire formé par 60 tubes sous vide coaxiaux. Leur étude, basée sur la CFD, traite les pertes de charge dans un tel système en calculant les coefficients de perte de pression dans les jonctions reliant le tube sous vide au plénum principal (jonction pour le partage et jonction pour le rassemblement). Le code CFD utilisé est ANSYS Fluent. L'écoulement est considéré stationnaire. Les propriétés de l'eau sont fixées pour une température égale à 80°C. Un schéma explicatif du raccordement du tube au plénum est illustré à la Figure 1.14.

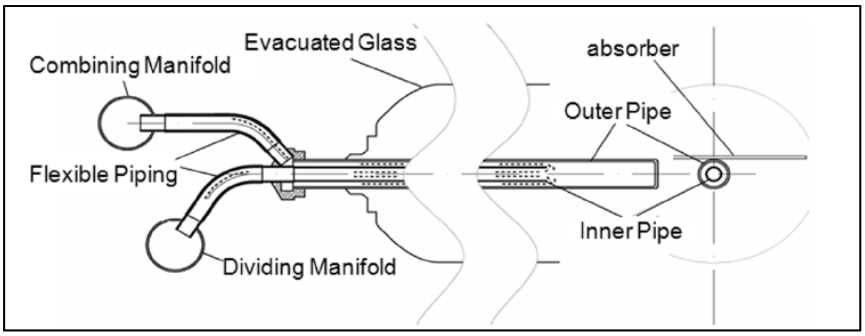

Figure 1.14 : Tube sous vide relié au plénum (Badar et al., 2012)

Les auteurs ont simplifié le modèle géométrique, en modifiant le tube coaxial en un tube circulaire ayant la même résistance au frottement et relié à deux plénums (plénum de combinaison « combining manifold » et un plénum de partage « dividing manifold ») deux configurations d'écoulement ont été simulées : la configuration en Z (écoulement parallèle) et la configuration en U (écoulement inversé). D'après Badar et al. (2012), le fluide n'est pas réparti d'une manière équitable dans les tubes, c'est-à-dire qu'il y a une mauvaise distribution. Selon eux, la configuration en Z offre une distribution meilleure que la configuration en U.

CHAPITRE 2

ÉQUATIONS GOUVERNANT LA CFD

L'objectif de ce chapitre est de décrire succinctement les équations qu'utilise ANSYS Fluent pour résoudre un problème physique donné. Tout d'abord, les équations de Navier Stokes sont exposées. Ensuite, les équations du modèle de turbulence choisi (RNG k-ε) sont présentées. Enfin, il est question des différentes étapes poursuivies dans l'utilisation de la CFD pour l'étude plus détaillée présentée dans les prochaines sections.

2.1 Introduction à la CFD

Généralement, il existe trois manières de résoudre l'écoulement des fluides : les approches analytique, expérimentale et numérique. La méthode analytique offre des solutions exactes, mais elle est limitée à quelques problèmes typiques (exemple : profil de vitesse d'écoulement d'un fluide dans une conduite cylindrique) puisque les solutions analytiques ne s'obtiennent que pour des équations différentielles très particulières. Cette méthode permet toutefois d'obtenir une solution continue pour une variable d'intérêt. La méthode expérimentale permet d'étudier plusieurs problèmes. Son inconvénient est qu'elle nécessite beaucoup de temps pour l'installation et que son coût est parfois, sinon toujours, élevé. Qui plus est, l'approche expérimentale ne permet d'obtenir la valeur des variables d'intérêt que pour certains cas très particuliers : l'étude paramétrique est le plus souvent impossible. L'approche numérique est flexible, universelle et n'est pas aussi chère que l'approche expérimentale. Son défaut est qu'elle n'offre pas une solution exacte, comparée à la solution analytique lorsque cette dernière est possible. Cependant, elle donne une description raisonnable pouvant être utile pour l'analyse expérimentale (Zikanov, 2010). Parmi les différentes approches numériques possibles, la CFD utilise les principes fondamentaux de la mécanique des fluides et du transfert de masse et de chaleur. Les aspects physiques de l'écoulement des fluides reposent sur trois principes fondamentaux : conservation de la masse, conservation de la quantité de mouvement et conservation de l'énergie. Ces trois principes peuvent être exprimés à l'aide d'équations aux dérivées partielles. La CFD emploie des méthodes

numériques qui permettent de résoudre les équations mathématiques discrétisées, représentations discrètes des équations différentielles, dans l'espace et dans le temps, pour obtenir une description numérique finale du problème traité. Les avancements de la CFD et de ses applications sont liés fortement au progrès des ordinateurs et des calculateurs, évidement en termes de stockage et de vitesse d'exécution.

2.2 Équations gouvernant la CFD

Les équations qui permettent de décrire un problème de transfert thermique et d'écoulement de fluide sont : l'équation de continuité, l'équation de conservation de la quantité de mouvement et l'équation de l'énergie.

2.2.1 Équation de continuité

Le principe de conservation de la masse s'écrit sous la forme :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla\left(\rho \vec{V}\right) = 0 \tag{2.1}$$

Si on travaille dans les coordonnées cartésiennes, on obtient :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(\rho u) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho w) = 0 \tag{2.2}$$

où toutes les variables sont explicitées dans la nomenclature.

2.2.2 Équation de conservation de la quantité de mouvement

Les équations de conservation de la quantité de mouvement pour un fluide visqueux, incompressible dans un repère Cartésien sont :

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u\frac{\partial u}{\partial x} + v\frac{\partial u}{\partial y} + w\frac{\partial u}{\partial z} = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial P}{\partial x} + \nu\left\{\left[\frac{\partial^2 u}{\partial x^2}\right] + \left[\frac{\partial^2 u}{\partial y^2}\right] + \left[\frac{\partial^2 u}{\partial z^2}\right]\right\} + F_x \tag{2.3}$$

$$\frac{\partial v}{\partial t}+u\frac{\partial v}{\partial x}+v\frac{\partial v}{\partial y}+w\frac{\partial v}{\partial z}=-\frac{1}{\rho}\frac{\partial P}{\partial y}+\nu\left\{\left[\frac{\partial^2 v}{\partial x^2}\right]+\left[\frac{\partial^2 v}{\partial y^2}\right]+\left[\frac{\partial^2 v}{\partial z^2}\right]\right\}+F_y \tag{2.4}$$

$$\frac{\partial w}{\partial t}+u\frac{\partial w}{\partial x}+v\frac{\partial w}{\partial y}+w\frac{\partial w}{\partial z}=-\frac{1}{\rho}\frac{\partial P}{\partial z}+\nu\left\{\left[\frac{\partial^2 w}{\partial x^2}\right]+\left[\frac{\partial^2 w}{\partial y^2}\right]+\left[\frac{\partial^2 w}{\partial z^2}\right]\right\}+F_z \tag{2.5}$$

2.2.3 Équation de conservation de l'énergie

Pour un fluide newtonien incompressible à conductivité thermique constante, l'équation de conservation de l'énergie ou équation d'énergie peut s'écrire de la façon suivante (Jiji, 2009):

$$\rho c_P \frac{dT}{dt}=\lambda\nabla^2 T+\mu\phi \tag{2.6}$$

En coordonnées cartésiennes cette équation devient,

$$\rho c_P\left(\frac{\partial T}{\partial t}+u\frac{\partial T}{\partial x}+v\frac{\partial T}{\partial y}+w\frac{\partial T}{\partial z}\right)=\lambda\left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 T}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 T}{\partial z^2}\right)+\mu\phi \tag{2.7}$$

Où ϕ est la fonction de dissipation visqueuse qui est exprimée de la façon suivante :

$$\begin{aligned}\phi=&\,2\left[\left(\frac{\partial u}{\partial x}\right)^2+\left(\frac{\partial v}{\partial y}\right)^2+\left(\frac{\partial w}{\partial z}\right)^2\right]+\\&\left[\left(\frac{\partial u}{\partial y}+\frac{\partial v}{\partial x}\right)^2+\left(\frac{\partial v}{\partial z}+\frac{\partial w}{\partial y}\right)^2+\left(\frac{\partial w}{\partial x}+\frac{\partial u}{\partial z}\right)^2\right]-\frac{2}{3}\left(\frac{\partial u}{\partial x}+\frac{\partial v}{\partial y}+\frac{\partial w}{\partial z}\right)^2\end{aligned} \tag{2.8}$$

2.3 Techniques de discrétisation

La discrétisation du domaine de calcul consiste à mettre en place une grille dans le domaine, c'est-à-dire que l'espace est rempli d'un nombre fini de points où les solutions numériques

Rapport-Gratuit.com

sont déterminées (Hirsch, 2007). La précision de la solution numérique est fortement liée à la taille des mailles : plus la taille est petite, meilleure est la solution (si elle est comparée à une solution analytique connue). Cette précision est aussi liée au choix des fonctions d'interpolation sur ces mailles qui permettent d'obtenir le système d'équations algébriques qui remplacent les équations différentielles originales dans la solution. Finalement, l'information continue qui est contenue dans la solution exacte de l'équation différentielle a été remplacée par des valeurs discrètes. Il existe plusieurs méthodes de discrétisation qui procèdent de cette manière : les différences finies (dont la première forme fut développée initialement par Euler en 1768); les éléments finis (élaborée dans les années 1950 par Turner et al. (Hirsch, 2007); les volumes finis, les moindres carrés ou plus généralement la méthode des résidus pondérés dont toutes les précédentes font partie (Patankar, 1980).

La méthode des volumes finis a été introduite par Mc Donald en 1971 et Mac Cormack et Paullay en 1972 pour la solution des équations d'Euler bidimensionnelles et a été prolongée par Rizzi et Inouye en 1973 pour les écoulements 3D (Hirsch, 2007). Son principe consiste à découper le domaine en volumes de contrôle afin d'intégrer les équations sur chaque volume. Dans ce mémoire, ANSYS Fluent qui utilise la méthode des volumes finis est sélectionné.

2.4 Modélisation de la turbulence

Pour un fluide visqueux, il existe trois types d'écoulement : écoulement laminaire (les lignes de courant sont parallèles et ordonnées), écoulement de transition et écoulement turbulent (les lignes de courant sont désordonnées et ne restent plus parallèles).

Pour la modélisation dans le régime turbulent, ANSYS Fluent utilise des modèles de turbulence qui se basent sur les équations de Reynolds moyennées (RANS) et une ou deux équations de turbulence selon le modèle choisi (ANSYS Fluent, 2011a). Pour le modèle Spalart-Allmaras, une seule équation qui représente la viscosité turbulente est ajoutée. Pour les modèles de turbulence k-ε et k-ω, deux équations sont résolues qui sont l'énergie cinétique turbulente k (commune pour les deux modèles) et soit le taux de dissipation de la turbulence ε (modèle k-ε), soit la fréquence de turbulence ω (pour le modèle k-ω).

Pour résoudre les équations de Navier Stokes, la vitesse V_i est décomposée en vitesse moyenne $\overline{V}_i$ et fluctuante $V_i^{'}$. Cette décomposition s'écrit sous la forme suivante :

$$V_i = \overline{V}_i + V^{'}_i \tag{2.9}$$

Ainsi, les équations de Navier Stokes moyennées s'écrivent dans un repère cartésien, en notation indicielle, sous la forme suivante :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho V_i) = 0 \tag{2.10}$$

$$\begin{aligned} &\frac{\partial}{\partial t}(\rho V_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho V_i V_j) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} \\ &+ \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\mu\left(\frac{\partial V_i}{\partial x_j} + \frac{\partial V_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3}\delta_{ij}\frac{\partial V_l}{\partial x_l}\right)\right] + \frac{\partial}{\partial x_j}\left(-\rho\overline{V^{'}_i V^{'}_j}\right) \end{aligned} \tag{2.11}$$

De nouveaux termes apparaissent qui représentent les effets de la turbulence. Les contraintes turbulentes représentées par le terme ($-\rho\overline{V^{'}_i V^{'}_j}$) peuvent être modélisées grâce à l'hypothèse de Boussinesq comme le montre l'équation (2.12)**:**

$$-\rho V^{'}_i V^{'}_j = \mu_t\left(\frac{\partial V_i}{\partial x_j} + \frac{\partial V_j}{\partial x_i}\right) - \frac{2}{3}\left(\rho k + \mu_t \frac{\partial V_k}{\partial x_k}\right)\delta_{ij} \tag{2.12}$$

Le modèle k-ε standard est un modèle de turbulence qui est fréquemment utilisé dans plusieurs applications d'ingénierie qui s'intéressent à l'écoulement des fluides. Ce modèle proposé par Launder et Spalding (1972) est robuste, économique en termes de temps de résolution et possède une précision raisonnable (ANSYS Fluent, 2011a). Son inconvénient est qu'il ne doit être utilisé que pour les écoulements turbulents à grand nombre de Reynolds.

Rapport-gratuit.com
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

Le modèle RNG k-ε, qui est dérivé du modèle standard, fournit une formule différentielle pour la viscosité qui tient compte des effets à faible nombre de Reynolds. Ainsi, ce modèle est valide pour une classe plus large d'écoulements. Le modèle RNG k-ε s'écrit de la façon suivante :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k)+\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k V_i)=\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\alpha_k \mu_{eff}\frac{\partial k}{\partial x_j}\right)+G_k+G_b-\rho\varepsilon-Y_M+S_k \tag{2.13}$$

Et

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon)+\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon V_i)=\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\alpha_\varepsilon \mu_{eff}\frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j}\right)+C_{1\varepsilon}\frac{\varepsilon}{k}(G_k+C_{3\varepsilon}G_b)-C_{2\varepsilon}\rho\frac{\varepsilon^2}{k}-R_\varepsilon+S_\varepsilon \tag{2.14}$$

Dans ces équations, G_k représente la génération de l'énergie cinétique turbulente due aux gradients de vitesse. G_b représente la même quantité précédente, mais qui est due aux forces de flottaison. Y_M est un facteur lié aux écoulements compressibles, donc il est négligé dans le cas d'un écoulement incompressible (le cas pour ce travail). Les deux variables α_k et α_ε sont les nombres de Prandtl effectifs inverses pour k et ε respectivement. S_k et S_ε sont des termes source de l'énergie cinétique et de l'énergie de dissipation respectivement. $C_{1\varepsilon}$ et $C_{2\varepsilon}$sont des constantes calculées analytiquement par la théorie du modèle RNG k-ε. Les valeurs utilisées par défaut par ANSYS Fluent sont :

$$C_{1\varepsilon} = 1,42 \; et \; C_{2\varepsilon} = 1,68 \tag{2.15}$$

Dans la modélisation numérique, l'intensité de turbulence I est imposée à l'entrée. L'énergie cinétique turbulente k et le taux de dissipation ε sont directement calculés par ANSYS Fluent en utilisant les formules suivantes :

$$I = 0,16(Re)^{-\frac{1}{8}} \tag{2.16}$$

$$k = \frac{3}{2}(VI)^2 \tag{2.17}$$

$$\varepsilon = C_\mu^{\frac{3}{4}} k^{\frac{3}{2}} l^{-1} \tag{2.18}$$

Avec

$$Re = \frac{\rho V d_h}{\mu} \tag{2.19}$$

$$l = 0.07\, d_h \tag{2.20}$$

Dans les équations précédentes, V représente la vitesse moyenne en m/s. C_μ est un paramètre du modèle k-ε et est égal à 0,09. La variable l est l'échelle de longueur de la turbulence. Dans l'équation (2.20), d_h est le diamètre hydraulique (si l'écoulement est dans une conduite circulaire, d_h est remplacé par le diamètre de la conduite).

2.5 Utilisation de la CFD

Les codes CFD sont structurés autour des algorithmes numériques qui traitent les problèmes de circulation des fluides. Afin de faciliter leur résolution, tous les logiciels commerciaux de CFD comprennent des interfaces sophistiquées pour entrer les paramètres du problème et pour examiner par la suite les résultats. Ainsi, tous les codes contiennent trois éléments principaux : un pré-processeur, un solveur et un post-processeur (H.K Versteeg, 2007).

2.5.1 Pré-processeur

Le pré-processeur consiste à créer un modèle représentatif du problème d'écoulement avant sa résolution numérique. Cette étape comprend les tâches suivantes :

- Créer le domaine de calcul.

- Générer le maillage.
- Choisir le phénomène physique qui nécessite d'être résolu.
- Définir les propriétés du fluide.
- Spécifier les conditions aux limites.

Dans l'étape du pré-processeur, la forme et la taille des éléments dans un domaine d'écoulement jouent un rôle important pour la précision de la solution et pour le temps de calcul nécessaire pour résoudre le problème. Dans une simulation 3D, la forme parfaite est un hexaèdre parce que le nombre d'éléments est plus faible que si les éléments utilisés sont des tétraèdres et les éléments peuvent être alignés avec l'écoulement. En conséquence, le temps de simulation est réduit, et les résultats sont plus précis.

De plus, tel que spécifié antérieurement, la réduction de la taille des cellules augmente la précision de la solution. Néanmoins, l'augmentation du nombre de cellules nécessite un temps de calcul plus grand et un matériel informatique plus puissant. Donc, il faut optimiser la taille de la cellule pour obtenir des résultats réalistes dans un temps raisonnable.

2.5.2 Solveur

ANSYS Fluent utilise l'approche du volume de contrôle. L'algorithme numérique de cette méthode consiste en trois étapes :

- Les équations de l'écoulement du fluide sont intégrées sur l'ensemble des volumes de contrôle du domaine.
- Les équations non linéaires sont linéarisées et les équations résultantes sont converties en équations algébriques.
- Les équations sont solutionnées algébriquement grâce à une méthode itérative.

Les paramètres du solveur utilisés dans ce travail seront discutés ultérieurement.

2.5.3 Post-processeur

C'est un moyen pour présenter les résultats des prédictions et produire les images et animations CFD. Il existe plusieurs méthodes pour présenter les résultats tels que les tracés des vecteurs, des contours et des surfaces 2D et 3D.

Lorsque les trois étapes de résolution précédentes sont effectuées, il faut valider la démarche poursuivie en comparant les résultats obtenus avec d'autres résultats analytiques, numériques ou expérimentaux. Pour cette raison, le prochain chapitre s'intéresse à la comparaison des résultats numériques de la distribution massique de l'eau dans des tubes parallèles situés verticalement entre deux plénums à des résultats obtenus analytiquement.

CHAPITRE 3

VALIDATION

Avant de discuter les résultats de l'écoulement d'eau dans un collecteur à tubes sous vide ouverts aux deux extrémités (concept d'Airwasol) en travaillant avec ANSYS Fluent, il est nécessaire de valider l'utilisation de ce code en comparant les résultats obtenus avec d'autres résultats disponibles dans la littérature. Dans ce chapitre, les résultats des prédictions numériques sont comparés aux résultats obtenus par Jones et Lior (1994) pour un collecteur solaire thermique qui s'apparente à celui qui sera étudié dans le chapitre suivant.

3.1 Description du système

Jones et Lior (1994) ont présenté leurs résultats pour un écoulement dans des collecteurs solaires constitués de deux plénums horizontaux et qui sont connectés par un nombre variable de tubes parallèles, sans considérer les effets thermiques (écoulement isotherme). L'étude est faite pour des collecteurs solaires composés de 4, 8 et 16 tubes. Les auteurs se sont basés sur un paramètre très important qui est le rapport *r* tel que :

$$r = \frac{d_r}{d_{in}} \tag{3.1}$$

Trois valeurs de *r* sont retenues dans leur travail : 0,25, 0,50 et 0,75. Les dimensions du collecteur solaire sont regroupées dans le Tableau 3.1.

Tableau 3.1 : Paramètres géométriques du modèle de Jones et Lior (1994)

Désignation	Définition	Valeur numérique
W	Longueur des plénums	915 mm
d_{in}	Diamètre des plénums	25,40 mm
d_r	Diamètre des tubes	6,35 mm (r = 0,25) 12,70 mm (r = 0,50) 19,05 mm (r = 0,75)
L	Longueur des tubes	1830 mm

Un modèle géométrique d'un collecteur à quatre tubes est schématisé à la Figure 3.1. L'espacement entre les tubes est égal à $\frac{W}{n}$, avec n qui représente le nombre des tubes.

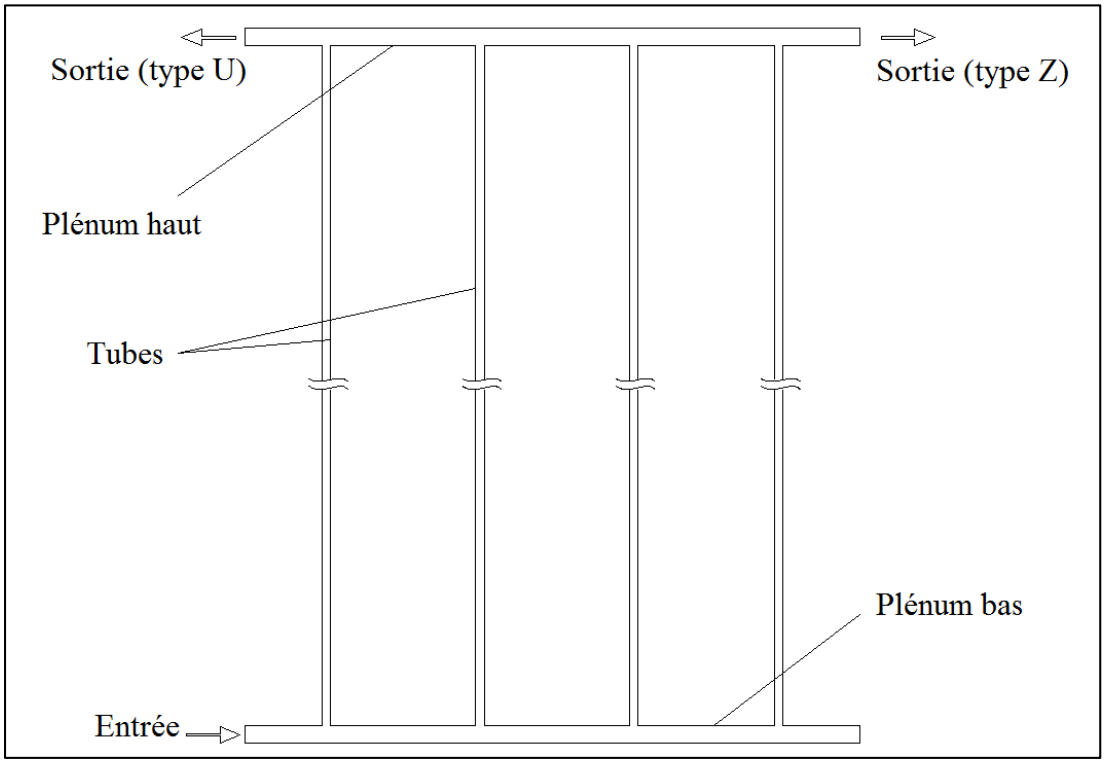

Figure 3.1 : Schéma d'un collecteur solaire du modèle de Jones et Lior (1994) pour n=4

L'eau entre par le plénum bas, se partage dans les différents tubes et quitte par le plénum haut. Deux configurations de sortie sont étudiées : l'écoulement parallèle (type Z) et l'écoulement inverse (type U).

3.2 Modèle hydrodynamique

Comme illustré à la Figure 3.2, un bilan de quantité de mouvement est effectué sur un volume de contrôle de longueur Δx entourant la jonction entre le plénum bas (plénum d'entrée) et un tube quelconque. Jones et Lior (1994) ont considéré le cas d'un écoulement isotherme unidimensionnel et qui passe par ce volume de contrôle ($\Delta x = d_r$).

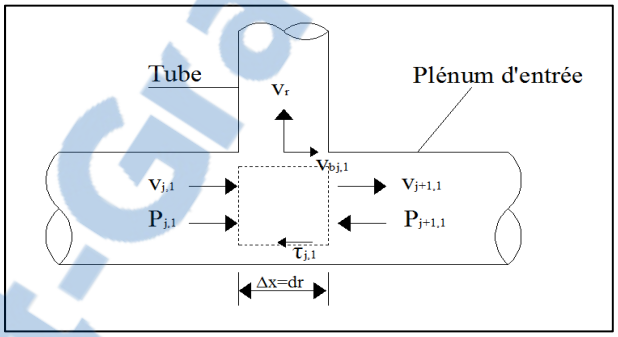

Figure 3.2 : Bilan de quantité de mouvement dans une branche du plénum d'entrée

L'équation de conservation de la quantité de mouvement dans la direction axiale est exprimée, pour le plénum d'entrée, comme suit (Jones et Lior, 1994) :

$$\frac{\Delta P_{j,1}}{\rho} = V_{j+1,1}^2 - V_{j,1}^2 + \frac{1}{8}\left[f_{j,1} \frac{d_r}{d_{in}} \left(1 - \frac{d_r}{4 d_{in}} \right) \right] \times \left(V_{j,1} + V_{j+1,1} \right)^2 + V_{b,j,1} V_{r,j} \left(\frac{d_r}{d_{in}} \right)^2 \tag{3.2}$$

Avec :

$$\Delta P_{j,1} = P_{j,1} - P_{j+1,1} \tag{3.3}$$

Le facteur $f_{j,1}$ correspond au facteur de friction basé sur la vitesse moyenne dans le volume de contrôle.

Rapport-Gratuit.com

Soit

$$\bar{P} = \frac{P}{\rho V_{in}^2} \tag{3.4}$$

Et

$$\bar{V} = \frac{V}{V_{\text{in}}} \tag{3.5}$$

Donc, l'équation (3.2) devient :

$$\Delta\bar{P}_{j,1} = \left(1+\alpha_{j,1}\right)\bar{V}^2_{j+1,1} - \left(1-\alpha_{j,1}-\gamma_{in}\right)\times\bar{V}^2_{j,1} - \left(\gamma_{in}-2\alpha_{j,1}\right)\bar{V}_{j,1}\bar{V}_{j+1,1} \tag{3.6}$$

Avec

$$\alpha_{j,1} = \frac{1}{8} f_{j,1}\left(\frac{d_r}{d_{in}}\right)\left(1-\frac{dr}{4d_{in}}\right) \tag{3.7}$$

Dans la partie qui est comprise entre deux tubes, l'équation de quantité de mouvement s'écrit :

$$\Delta\bar{P}'_{j,1} = \bar{P}_{j,1} - \bar{P}_{j+1,1} = \frac{1}{2} f'_{j,1}\left(\frac{W}{nd_{in}} - \frac{d_r}{d_{in}}\right)\bar{V}^2_{j,1} \tag{3.8}$$

Le facteur $f'_{j,1}$ est le facteur de friction dans la zone considérée, basé sur la vitesse $\bar{V}_{j,1}$.

La configuration précédente est analogue pour le plénum haut (plénum de sortie). Les équations de quantité de mouvement pour ce second plénum sont exprimées par les équations (3.9) et (3.10) :

$$\Delta P_{j,2} = \left(1+\alpha_{j,2} - \gamma_{out}\right) V_{j+1,2}^{2} - \left(1-\alpha_{j,2}\right) \times V_{j,2}^{2} + \left(\gamma_{out} + 2\alpha_{j,2}\right) V_{j,2} V_{j+1,2} \tag{3.9}$$

et

$$\Delta P'_{j,2} = \frac{1}{2} f'_{j,2} \left(\frac{W}{nd_{in}} - \frac{d_r}{d_{in}} \right) V_{j,2}^{2} \tag{3.10}$$

Dans le modèle précédent, les indices 1 et 2 représentent le plénum d'entrée et de sortie respectivement.

Finalement, l'équation de quantité de mouvement entre les deux plénums (entre l'entrée et la sortie d'un tube) est telle que :

$$\Delta P_j^{*} = \frac{1}{2} \left(1 + \kappa + f_{r,j} \frac{L}{d_r} \right) signe\left(V_{r,j}\right) V_{r,j}^{2} \tag{3.11}$$

Où κ correspond aux pertes de charge dues au changement de direction de l'écoulement entre les deux plénums et les tubes.

Deux autres équations qui sont les équations de continuité dans le volume de contrôle dans les deux plénums sont présentées tel que :

$$V_{j+1,1} = V_{j,1} - \left(\frac{d_r}{d_{in}} \right)^{2} V_{r,j} \tag{3.12}$$

$$V_{j+1,2} = V_{j,2} + \left(\frac{d_r}{d_{in}} \right)^{2} V_{r,j} \tag{3.13}$$

Rapport-gratuit.com
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

Dans les équations (3.6) et (3.9), les deux paramètres γ_{in} et γ_{out} sont des facteurs de correction de la pression dans les deux plénums.

Dans l'équation (3.11), $\text{signe}\left(\vec{V}_{r,j}\right)$ est positif si l'écoulement est ascendant dans les tubes, sinon il est négatif s'il y a un écoulement descendant (par exemple le fluide rentre dans le plénum d'entrée et ne passe pas dans le tube).

Jones et Lior (1994) ont utilisé dans leur étude trois nombres de Reynolds basés sur le diamètre du plénum d'entrée d_{in}, soit 3210, 9640 et 16100, respectivement.

3.3 Modélisation Fluent

Dans ce paragraphe, on présentera les étapes suivies pour modéliser l'écoulement dans le collecteur en partant de la création de la géométrie, ensuite le maillage et finalement les conditions qui ont été choisies dans ANSYS Fluent.

3.3.1 Conception géométrique

Le modèle géométrique de Jones et Lior (1994) est tout d'abord conçu pour simulation dans ANSYS Fluent grâce à «Design Modeler» qui est une application de conception dans ANSYS (Lawrence, 2006). La Figure 3.3 représente un exemple de géométrie créée dans « Design Modeler » dont le nombre de tubes est égal à 8.

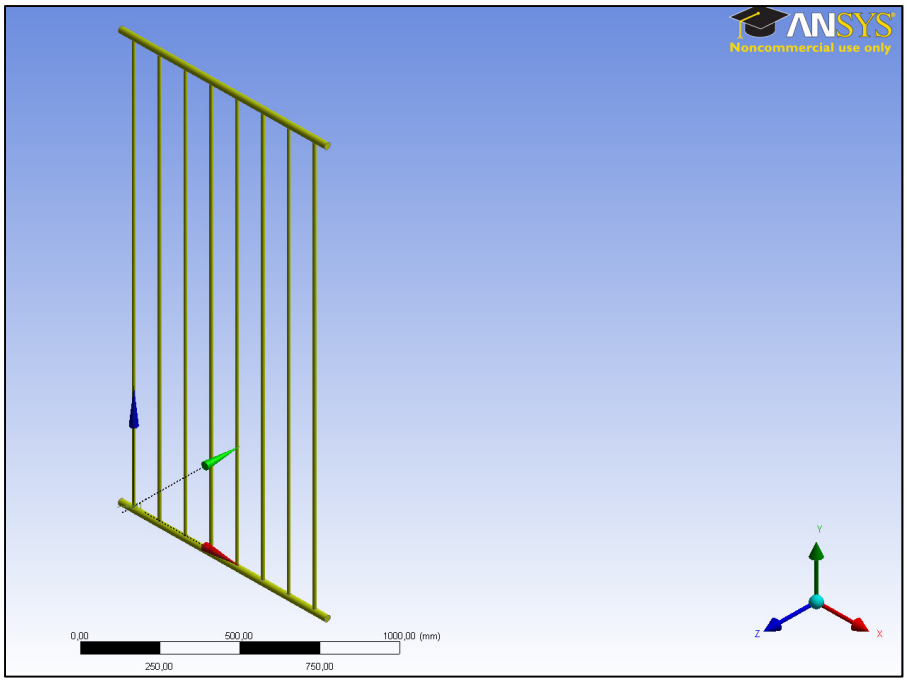

Figure 3.3 : Exemple de géométrie créée à l'aide de Design Modeler

3.3.2 Maillage

Vu la complexité de la géométrie, la méthode la plus simple pour générer un maillage est d'utiliser un maillage non structuré à base d'éléments tétraédriques. Cependant, le maillage non structuré nécessite un long temps de calcul et réduit la précision de calcul. Donc, il est préférable d'utiliser un maillage structuré qui induit un temps de calcul généralement plus court que celui produit que sa contrepartie non structurée. En plus, la qualité de maillage est meilleure, les rapports de formes étant plus près de l'unité, ce qui conduit à des résultats plus satisfaisants. Ainsi, la méthode utilisée lors du maillage est la méthode « Cutcell » (ANSYS, 2009). Elle génère un maillage structuré avec un pourcentage élevé de cellules hexaédriques dans un repère cartésien. Les cellules sont alignées et l'opérateur n'a pas trop d'options à modifier pour raffiner le maillage. Donc, « Cutcell » est une méthode qui conduit à une résolution numérique économique, en termes de temps de calcul, et fournit des résultats plus précis que sa contrepartie non-structurée. La Figure 3.4 montre en partie le maillage effectué sur un des modèles géométriques étudiés, en utilisant la méthode « Cutcell ».

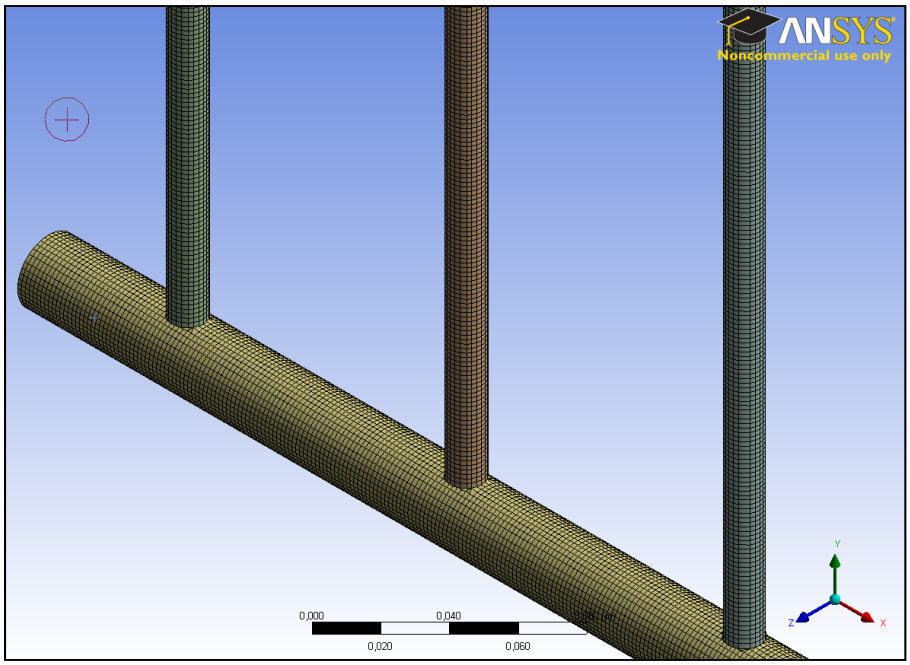

Figure 3.4 : Maillage structuré effectué par la méthode « Cutcell »

3.3.3 Conditions aux frontières

- ***Entrée***

À l'entrée, un débit massique est imposé et qui correspond au nombre de Reynolds choisi pour la simulation. La relation entre le débit massique et la vitesse est donnée par l'équation (3.14) :

$$\dot{m} = \rho V S \tag{3.14}$$

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

$$V = V_x . i + V_y . j + V_z . k \tag{3.15}$$

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

- ***Sortie***

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

$$P(absolue) = P(opération) - P(relative) \tag{3.16}$$

3.4 Comparaison des résultats

Comme mentionné précédemment, Jones et Lior (1994) ont étudié deux configurations de l'écoulement d'eau dans des collecteurs solaires : la configuration en Z (écoulement parallèle) et la configuration en U (écoulement inverse). En plus, ils ont varié trois paramètres importants qui sont le nombre de tubes *n*, le nombre de Reynolds *Re* et le rapport *r*. Au total, 54 cas ont été étudiés. Dans ce travail, quelques cas qui touchent la variation de tous ces paramètres sont présentés.

3.4.1 Configuration en Z

Tout d'abord, le nombre de Reynolds est varié pour déterminer son impact sur la distribution massique dans les différents tubes, pour deux rapports *r* différents.

Les Figures Figure 3.5, Figure 3.6 et Figure 3.7 montrent la comparaison des résultats numériques avec les résultats de Jones et Lior (1994) pour un collecteur solaire à 8 tubes et un rapport *r* égal à 0,25, pour les trois nombres de Reynolds.

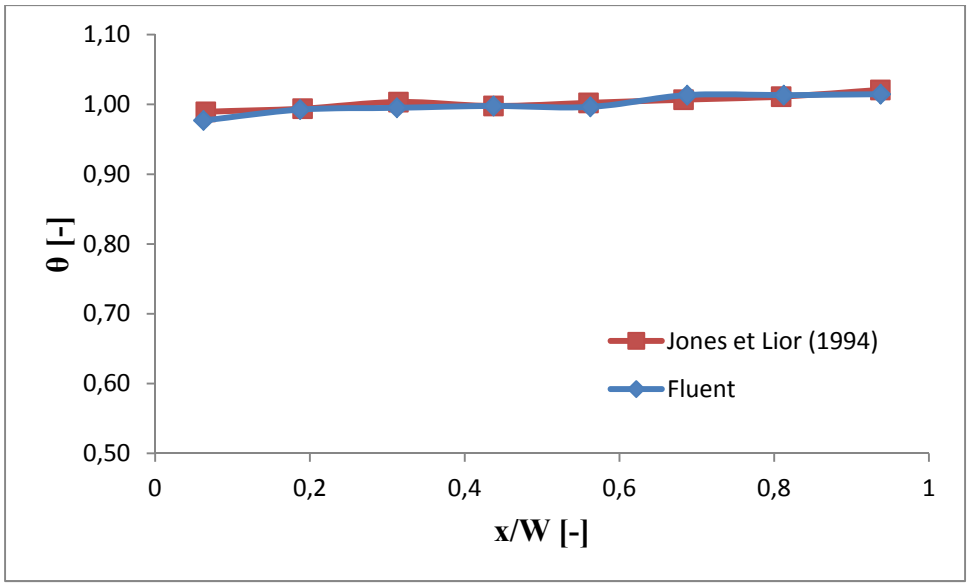

Figure 3.5 : Comparaison des résultats de la distribution massique obtenus à partir d'ANSYS Fluent avec les résultats de Jones et Lior (1994), *n*=8, *r*=0,25, *Re*=3210 (configuration en Z)

L'axe des abscisses représente la position du centre de chaque tube par rapport à la longueur du plénum d'entrée. L'axe des ordonnées représente la quantité du débit massique dans chaque tube par rapport au débit théorique $\frac{\sum(débits)}{n}$ comme le montre l'équation suivante :

$$\theta = \frac{\dot{m}_I}{\overline{\beta}} \tag{3.17}$$

Tel que

$$\overline{\beta} = \frac{\sum \dot{m}_I}{n} \tag{3.18}$$

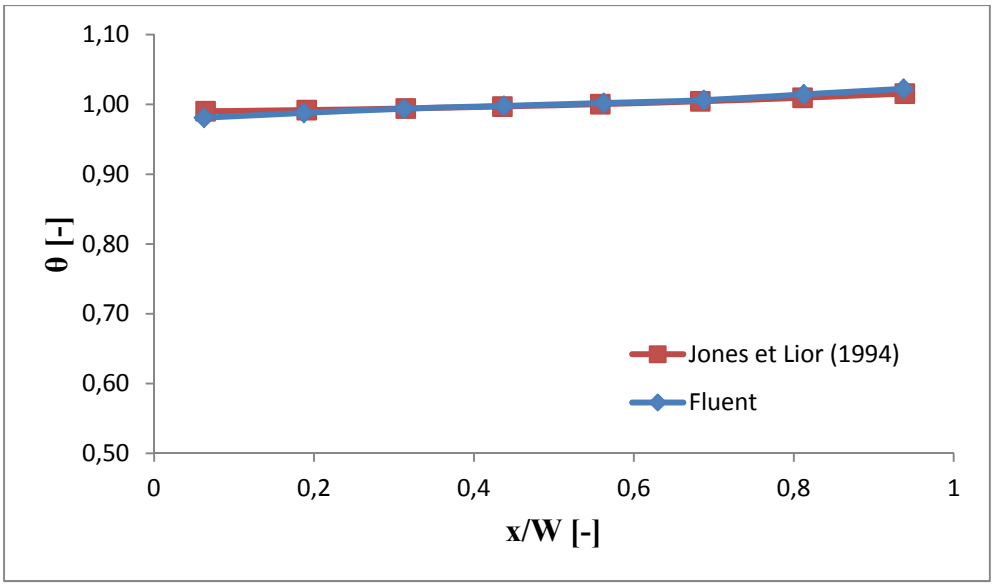

Figure 3.6 : Comparaison des résultats de la distribution massique obtenus à partir d'ANSYS Fluent avec les résultats de Jones et Lior (1994), *n*=8, *r*=0,25, *Re*=9640 (configuration en Z)

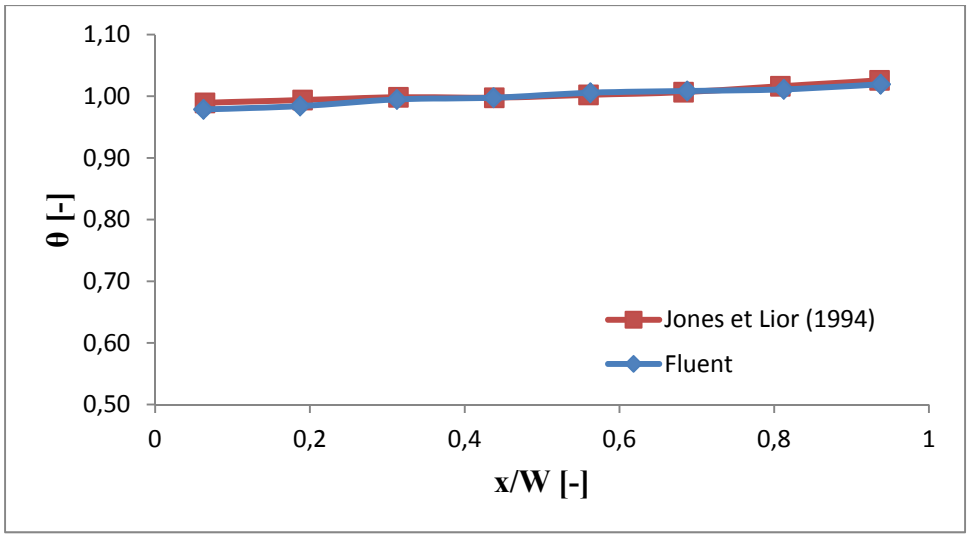

Figure 3.7 : Comparaison des résultats de la distribution massique obtenus à partir d'ANSYS Fluent avec les résultats de Jones et Lior (1994), *n*=8, *r*=0,25, *Re*=16100 (configuration en Z).

La même comparaison est effectuée mais pour un rapport *r* égal à 0,50 et pour deux nombre de Reynolds (les résultats pour *Re*=16100 ne sont pas présentés par Jones et Lior (1994)). Ces résultats sont illustrés aux Figures 3.8 et 3.9.

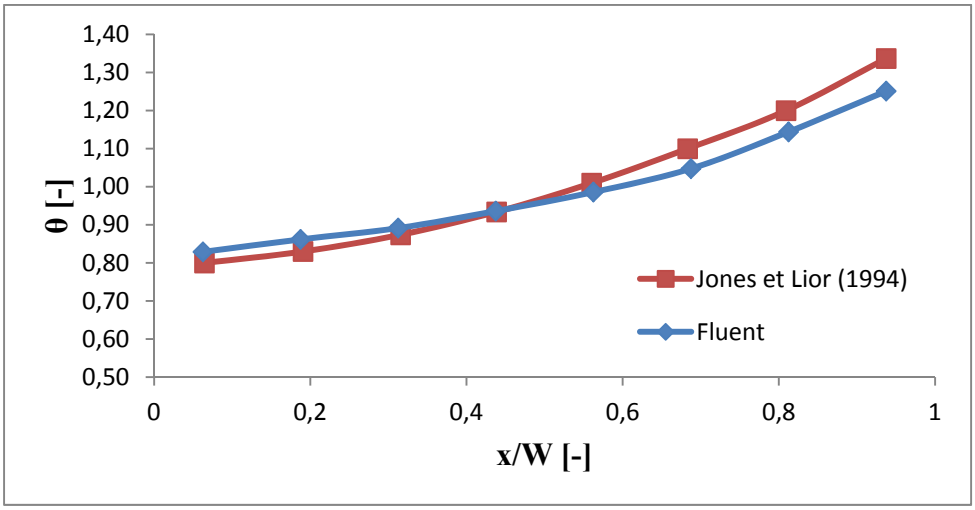

Figure 3.8 : Comparaison des résultats de la distribution massique obtenus à partir d'ANSYS Fluent avec les résultats de Jones et Lior (1994), *n*=8, *r*=0,50, *Re*=3210 (configuration en Z)

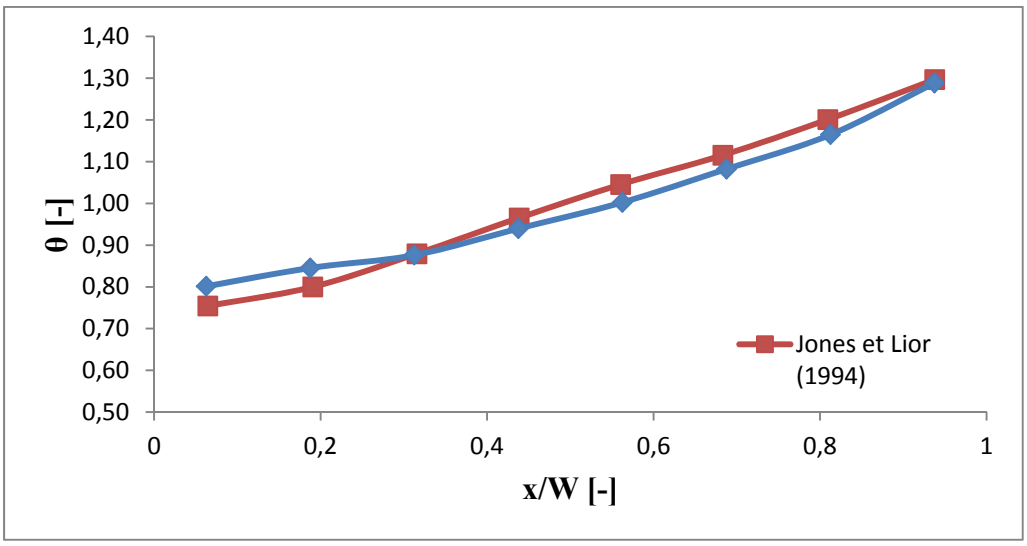

Figure 3.9 : Comparaison des résultats de la distribution massique obtenus à partir d'ANSYS Fluent avec les résultats de Jones et Lior (1994), *n*=8, *r*=0,50, *Re*=9640 (configuration en Z)

Les résultats des simulations numériques sont en bon accord avec les résultats de Jones et Lior (1994). En effet, pour un rapport *r* égal à 0,25, l'augmentation du nombre de Reynolds n'a pas d'effet sur la distribution massique d'eau dans chaque branche. En plus, les valeurs de θ sont centrées autour de 1, ce qui montre que pour un faible rapport entre le diamètre du plénum et le diamètre des tubes, la distribution est quasiment uniforme.

Les résultats tirés à partir d'ANSYS Fluent, pour un rapport *r* égal à 0,50, montrent la même allure des courbes que celles présentant les résultats de Jones et Lior (1994), à quelque pourcentage de différence près. En effet, la différence moyenne sur la valeur de θ est égale à 3,50% et 3,20% pour des nombres de Reynolds de 3210 et 9640, respectivement. La deuxième remarque qui peut être formulée est que les résultats d'ANSYS Fluent excèdent les résultats analytiques au niveau des deux ou trois premiers tubes, puis ce sont les résultats analytiques qui sont légèrement supérieurs. Ceci peut être expliqué par le fait que l'augmentation du diamètre des tubes favorise l'apparition des vortex surtout au niveau des premiers tubes. Ce phénomène est moins important au niveau des derniers tubes (même négligeable). La Figure 3.10 représente les vortex au niveau du premier tube. Au niveau du dernier tube (Figure 3.11), ce phénomène est vraiment négligeable, voire même presque inexistant.

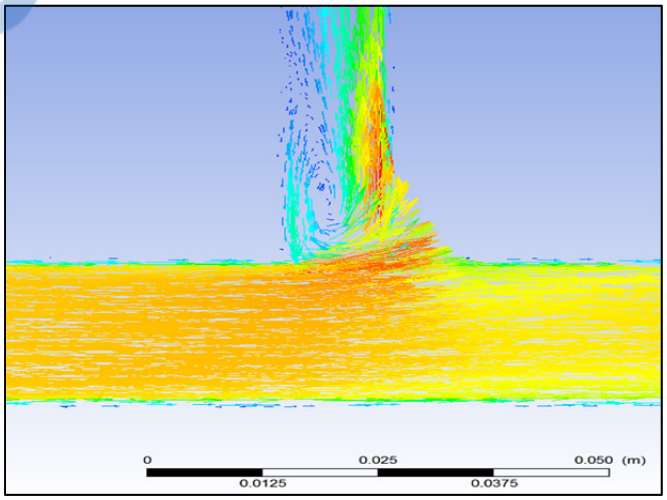

Figure 3.10 : Vortex au niveau du premier tube,
r = 0,50

Rapport-Gratuit.com

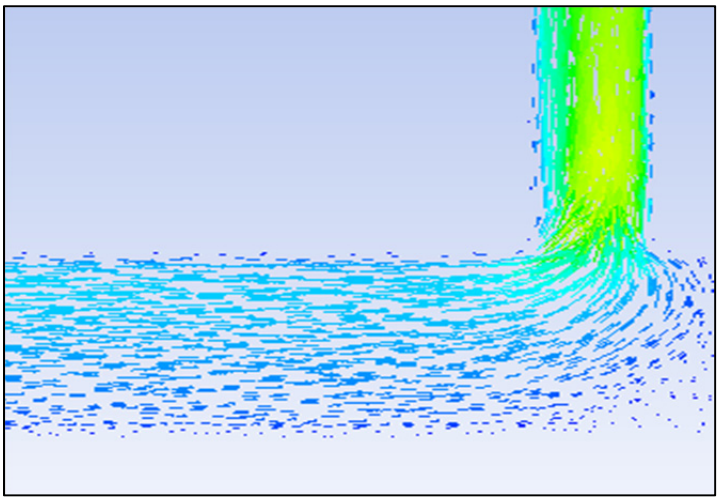

Figure 3.11 : Vecteurs de vitesse dans le dernier tube,
r = 0,50

Comme pour le cas où *r* est égal à 0,25, l'augmentation du nombre de Reynolds a un impact qui peut être considéré négligeable sur la distribution massique dans les tubes. La Figure 3.12 montre que l'augmentation du nombre de Reynolds diminue le pourcentage du débit massique dans le premier tube et l'augmente de la même quantité dans le dernier tube.

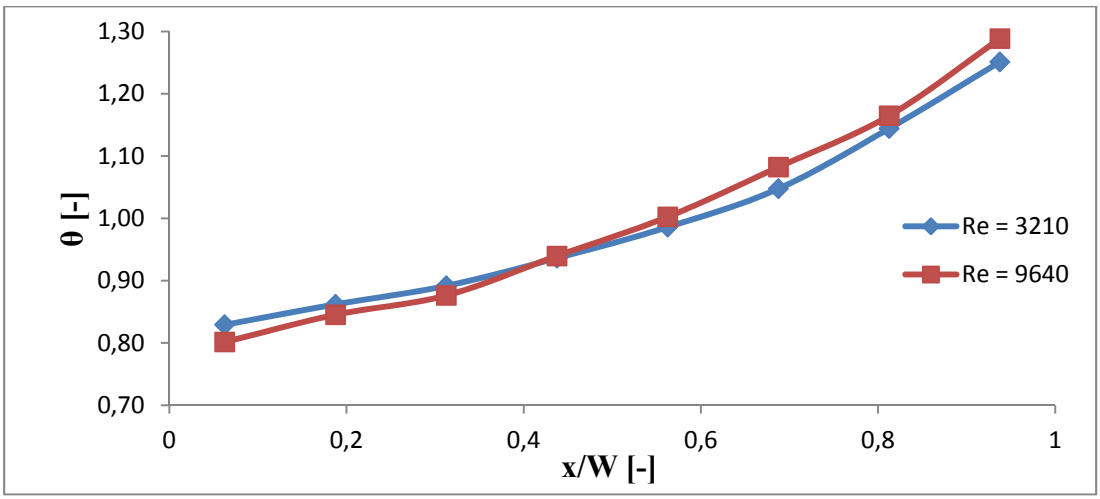

Figure 3.12 : Courbes de la distribution massique pour deux nombre de Reynolds tirées à partir des simulations d'ANSYS Fluent, *n* = 8, *r* = 0,50 (configuration en Z).

Lorsque r=0,5, la distribution massique n'est plus centrée autour de 1 comme pour le cas où r est égal à 0,25. Autrement dit, l'augmentation du rapport r accroit la mauvaise distribution d'eau dans les tubes. Ce constat peut être expliqué par le fait que l'augmentation du diamètre des tubes diminue les pertes de charge par frottement dans les différentes branches. En effet, la Figure 3.13 montre la distribution massique pour un rapport égal à 0,75. Il est bien clair que si r est plus grand, la distribution est plus affectée et le degré de non uniformité est plus important. Par exemple, pour r= 0,50, la valeur maximale de θ est environ 1,30. Par contre, elle est égale à 2,43 pour r= 0,75.

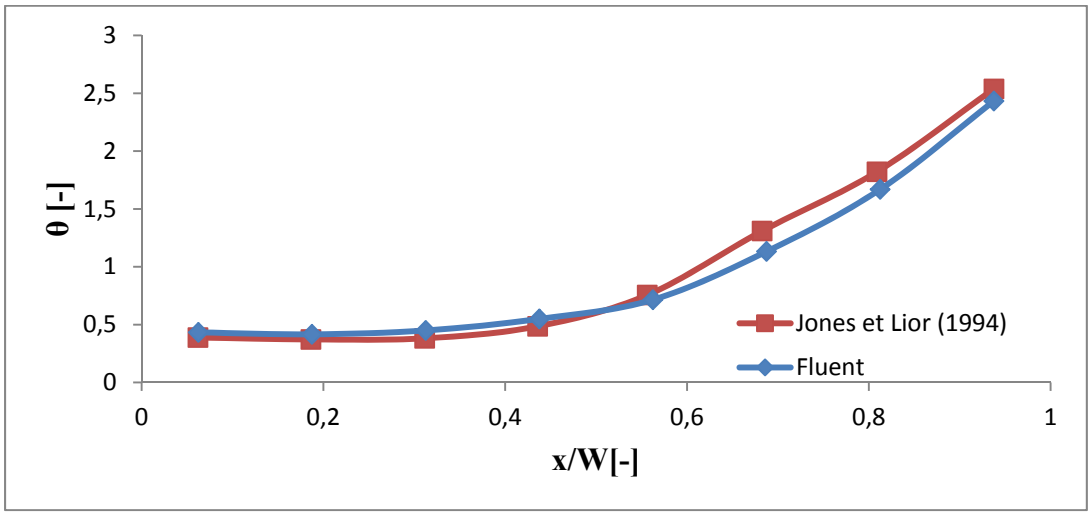

Figure 3.13 : Comparaison des résultats de la distribution massique obtenus à partir d'ANSYS Fluent avec les résultats de Jones et Lior (1994), n=8, r=0,75, Re=9640 (configuration en Z)

Une dernière remarque qui est tirée de cette première partie est l'effet du nombre des tubes sur la distribution massique pour un rapport r fixée. La non uniformité de la distribution massique augmente avec le nombre des tubes. Cet effet est illustré à la Figure 3.14.

Rapport-gratuit.com
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

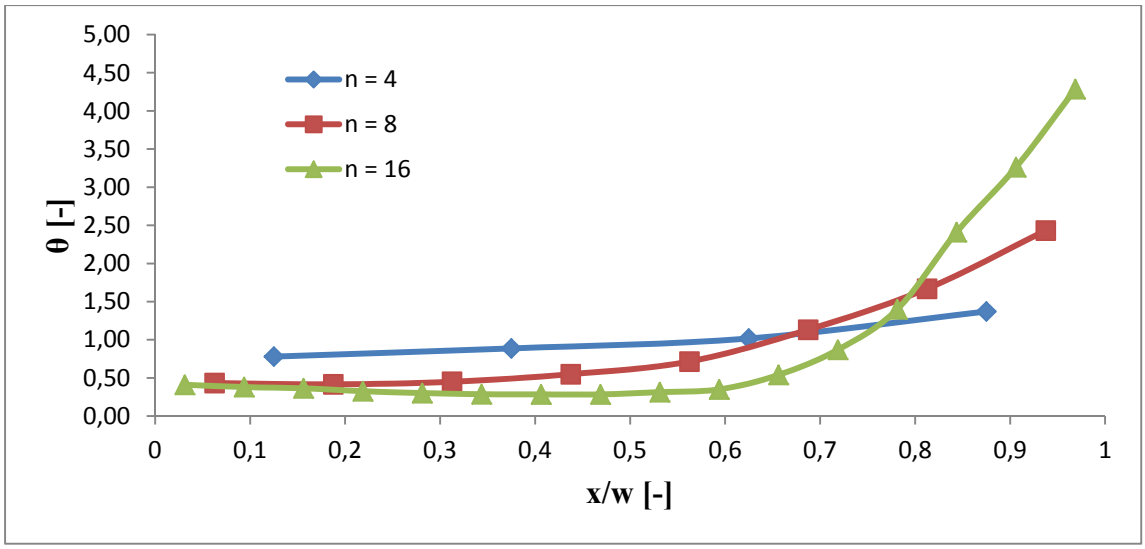

Figure 3.14 : Courbes de la distribution massique en variant le nombre de tubes, *Re* = 9640, *r* = 0,75 (configuration en Z).

3.4.2 Configuration en U

Il est bien clair que la distribution massique de l'eau dans les tubes pour la configuration en Z suit une courbe croissante. La cause de cette distribution sera plus détaillée dans le chapitre suivant. Il y a davantage de débit dans le dernier tube que dans le premier.

Dans la configuration en U, c'est le cas inverse qui a lieu. C'est-à-dire que la distribution massique suit une courbe décroissante. Les Figures Figure 3.15, Figure 3.16 et Figure 3.17 montrent cette distribution pour un nombre de tubes égal à 8 et un rapport *r* de 0,50. Le nombre de Reynolds varie de 3210 jusqu'à 16100. La non-uniformité de la distribution du débit massique est moindre dans le cas de cette configuration que dans le cas précédent.

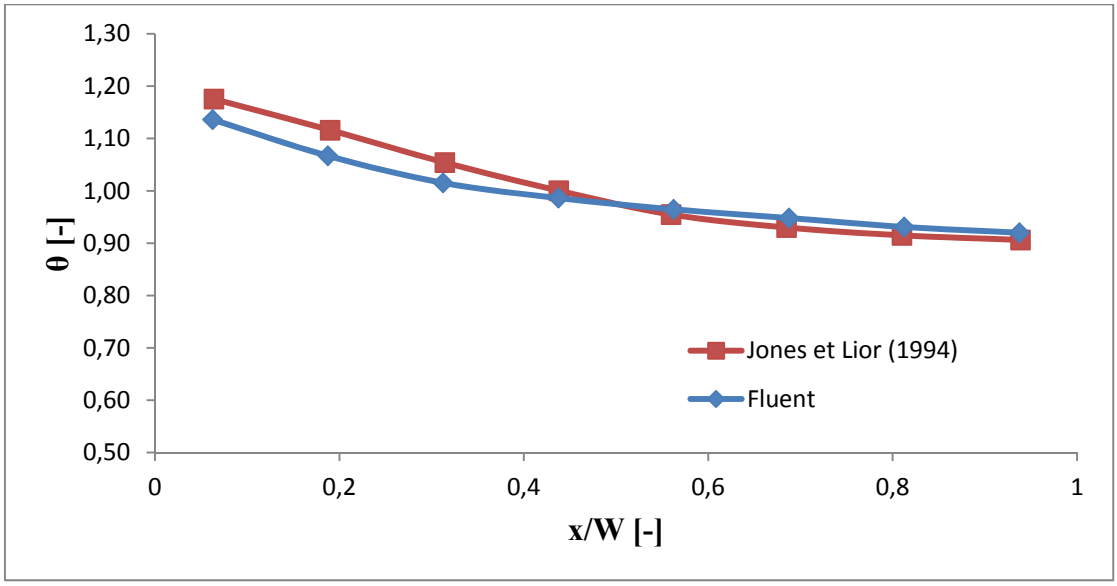

Figure 3.15 : Comparaison des résultats de la distribution massique obtenus à partir d'ANSYS Fluent avec les résultats de Jones et Lior (1994), *n*=8, *r*=0,50, *Re*=3210 (configuration en U)

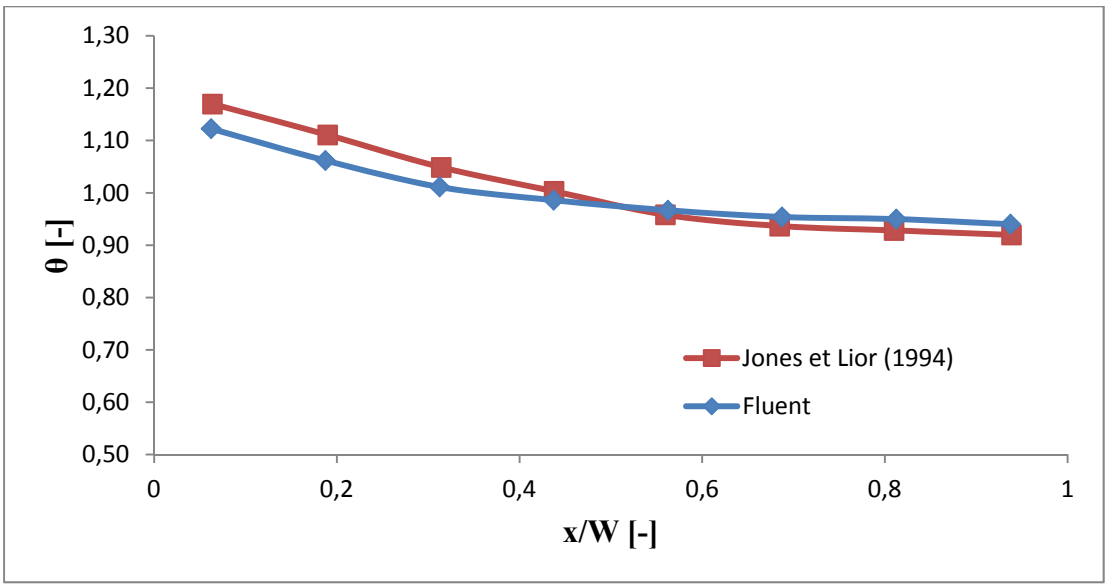

Figure 3.16 : Comparaison des résultats de la distribution massique obtenus à partir d'ANSYS Fluent avec les résultats de Jones et Lior (1994), *n*=8, *r*=0,50, *Re*=9640 (configuration en U)

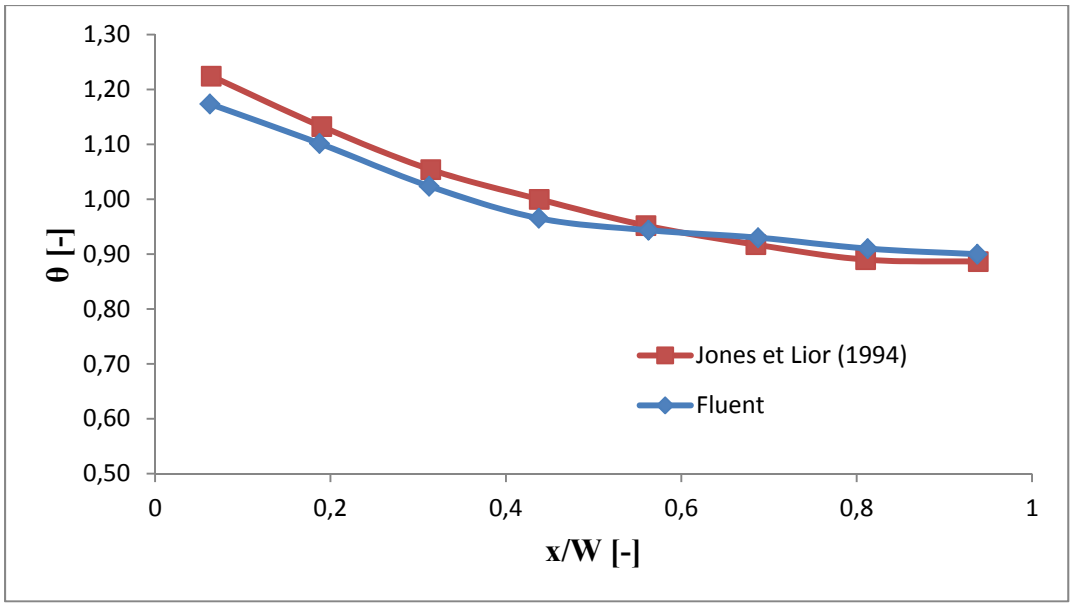

Figure 3.17 : Comparaison des résultats de la distribution massique obtenus à partir d'ANSYS Fluent avec les résultats de Jones et Lior (1994), n=8, r=0,50, Re=16100 (configuration en U)

3.5 Conclusion du chapitre

Ce chapitre a été consacré à comparer les résultats de la distribution massique obtenus à partir des simulations numériques, à l'aide d'ANSYS Fluent, et les résultats du modèle analytique présenté par Jones et Lior (1994). Deux configurations d'écoulement ont été étudiées et un bon accord entre les deux approches a été montré. Cette étape permet donc de lancer les simulations numériques de l'écoulement avec la géométrie d'Airwasol qui sont l'objet du prochain chapitre.

CHAPITRE 4

SIMULATIONS NUMÉRIQUES DE L'ÉCOULEMENT D'EAU DANS UN COLLECTEUR SOLAIRE À TUBES SOUS VIDE OUVERTS DES DEUX COTÉS

Le collecteur solaire qui fait l'objet de l'étude de ce chapitre est le collecteur solaire inspiré de la compagnie Airwasol (2013). Cette compagnie dispose de trois modèles (petit, moyen et grand modèle) de capteurs solaires. C'est le petit modèle qui est le sujet de cette étude. Ce collecteur est composé de dix tubes sous vide qui sont ouverts aux deux extrémités. L'objectif de ce chapitre est de déterminer le degré de non uniformité de la distribution massique par des simulations numériques effectuées à l'aide du logiciel ANSYS Fluent. En plus, l'objectif est de quantifier l'impact de plusieurs paramètres géométriques sur la distribution massique de l'eau tels que la longueur des tubes, l'espacement entre les tubes, le rapport r qui représente le rapport entre le diamètre des tubes et le diamètre hydraulique du plénum de partage d'eau dans les différentes branches parallèles, le débit massique et la température d'eau à l'entrée. Enfin, une comparaison du facteur d'uniformité Ω entre deux configurations d'écoulement sera établie.

4.1 Présentation de la géométrie

La conception générale du collecteur est composée des éléments suivants :

- Un plénum froid : il s'agit d'une conduite rectangulaire ayant une longueur de 1000 mm, une largeur de 140 mm et une hauteur de 140 mm. C'est l'élément à travers lequel l'eau entre dans le système pour se partager dans les tubes.
- Les tubes sous vide : ils sont au nombre de dix (10 tubes). Le diamètre des tubes (ce qui nous intéresse c'est le diamètre interne des tubes) est égal à 45 mm. La longueur des tubes est égale à 1800 mm. L'espacement entre les tubes est pris égal à deux fois le diamètre, soit 90 mm.
- Le plénum chaud : il a les mêmes dimensions que le plénum froid. C'est à cet endroit que l'eau chaude sera récupérée pour être prête à l'utilisation. Il faut bien isoler les

deux plénums pour ne pas perdre de l'énergie vers l'extérieur surtout lorsque les conditions météorologiques sont défavorables.

Le modèle géométrique, réalisé à l'aide de « Design Modeler », est illustré à la Figure 4.1. Lors de la réalisation de la conception du collecteur, un plan de symétrie par rapport à l'axe (xy) a été créé, ce qui réduit par la suite le nombre de mailles du domaine de calcul (l'écoulement sera étudié dans la demi-moitié du collecteur).

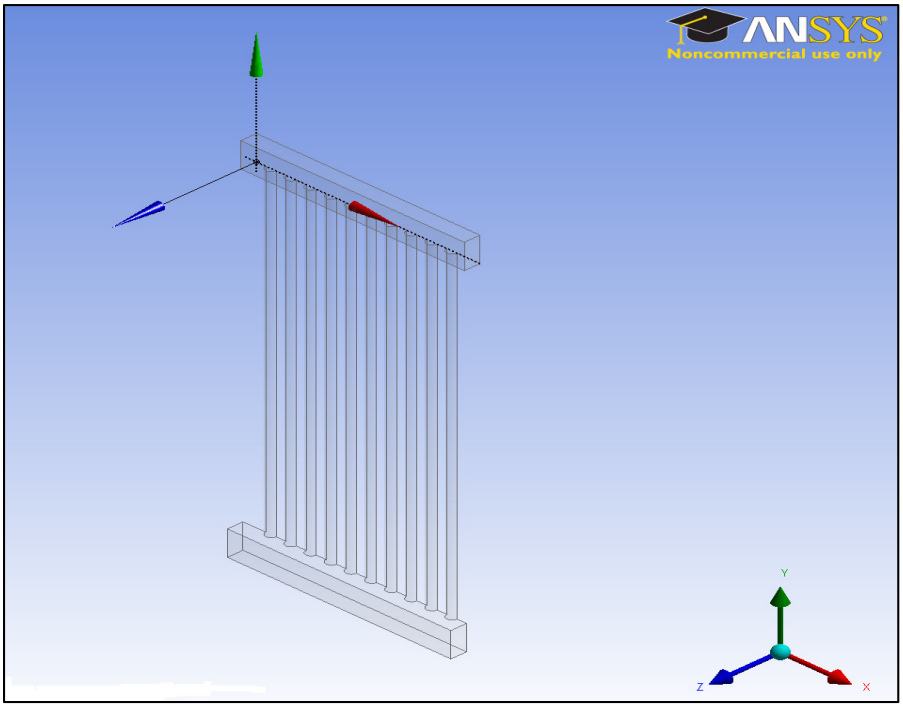

Figure 4.1 : Modèle géométrique du collecteur solaire à étudier

Les données géométriques du collecteur et leurs abréviations sont présentées dans le Tableau 4.1.

Tableau 4.1 : Désignation des paramètres géométriques du collecteur

Paramètres géométriques	Désignations et Valeurs numériques
Diamètre des tubes	d_r = 45 mm
Longueur des tubes	L = 1800 mm
Longueur des plénums	W = 1000 mm
Largeur des plénums	$Larg_{pl}$ = 140 mm
Hauteur des plénums	H_{pl} = 140 mm
Espacement entre les tubes	e = 90 mm
Rapports des diamètres	r=0,320

4.2 Réalisation du maillage

Un maillage structuré, à base d'éléments hexaédriques, a été utilisé lors des différentes simulations numériques effectuées dans ce travail. Comme mentionné dans le chapitre précédent, la fonction « Cutcell » permet de générer ce type de maillage.

Pour bien simuler la variation des gradients de vitesse et de pression dans les zones de transition plénum – tubes, et inversement, des "corps d'influence" ont été ajoutés au niveau de ces zones. Il s'agit d'une esquisse rectangulaire que l'on fait extruder de part et d'autre de ces zones. Le corps ainsi obtenu est défini comme un corps d'influence qui doit avoir une taille plus petite que la géométrie du collecteur. Dans les zones de transition qui sont au niveau du plénum bas, deux corps d'influence ont été créés : le premier est tout près de la zone de transition (dans la partie de la jonction perpendiculaire) et possède la plus petite taille. Le deuxième, de taille légèrement plus grande, occupe un espace plus étendu dans les zones de transition. En effet, ces deux corps permettent une transition plus lisse du maillage

de la zone la plus proche de la jonction de changement de direction de l'écoulement vers les autres parties du collecteur. La même stratégie a été implantée pour le plénum haut. En gros, il y a cinq corps : le collecteur, deux corps d'influence en bas et deux corps d'influence en haut. La Figure 4.2 représente une portion au niveau du plénum bas du maillage réalisé.

Une autre option ajoutée lors du maillage est la création de l'inflation. Il s'agit de plusieurs couches prismatiques qui sont générées près des parois pour modéliser de façon satisfaisante la couche limite. Un agrandissement d'une partie du maillage de la Figure 4.2 permet de bien voir l'inflation créée. Ceci est illustré à la Figure 4.3. Le nombre de couches pour l'inflation est égal à 5 avec un taux de croissance entre chaque couche égal à 1,20.

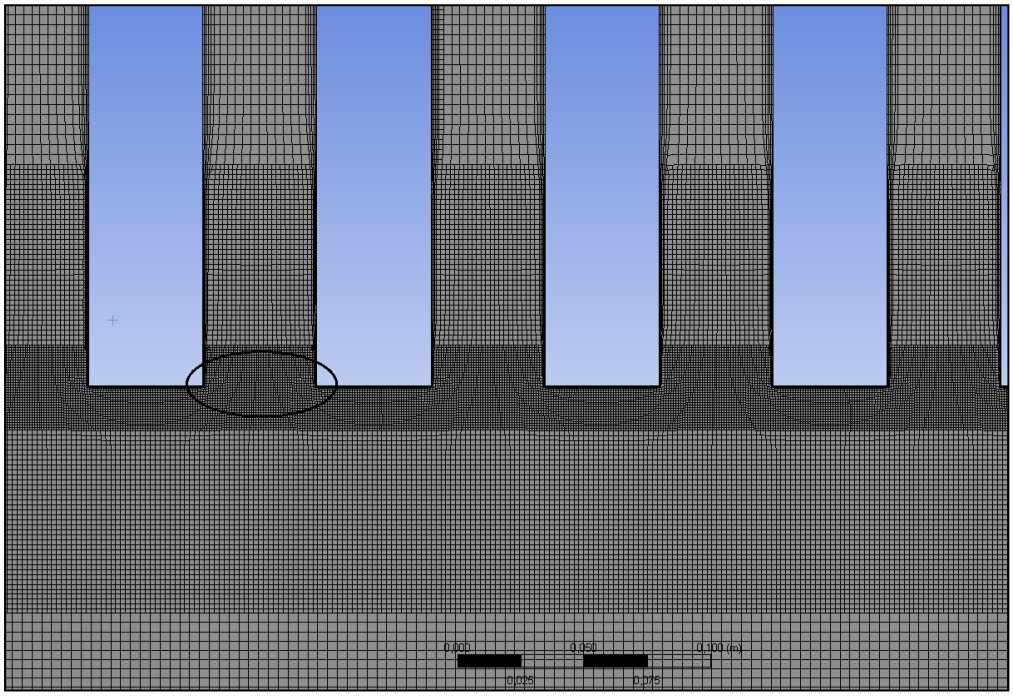

Figure 4.2 : Maillage structuré du collecteur solaire

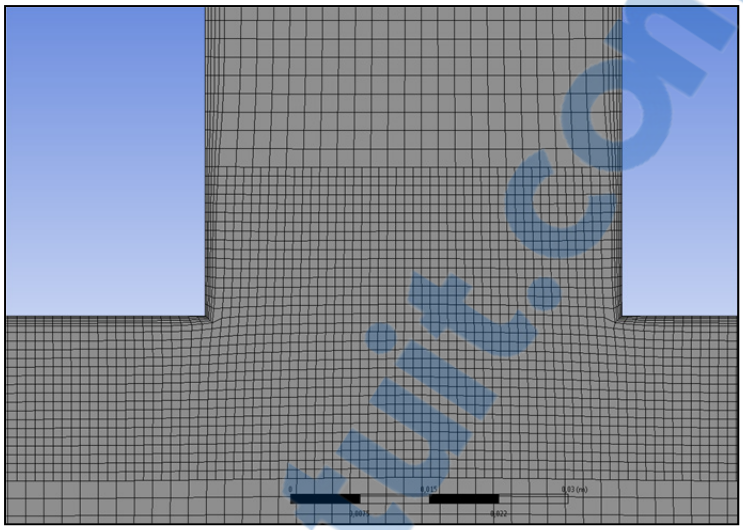

Figure 4.3 : Visualisation du maillage avec la génération de l'inflation

La qualité de maillage joue un rôle très important dans la précision et la stabilité des calculs numériques (ANSYS Fluent, 2011b). ANSYS Fluent propose plusieurs critères pour vérifier la qualité du maillage généré. Un des critères est la qualité orthogonale. Elle est définie par le minimum des deux quantités suivantes calculées pour chaque face d'indice o (ANSYS Fluent, 2011b) :

$$\frac{\overrightarrow{A_o}.\overrightarrow{J_o}}{\left|\overrightarrow{A_o}\right|\left|\overrightarrow{J_o}\right|} \tag{4.1}$$

Avec $\overrightarrow{A_0}$ est le vecteur normal à la face considérée et $\overrightarrow{J_0}$ est le vecteur qui lie le centre de la cellule et le centre de la face o, et

$$\frac{\overrightarrow{A_o}.\overrightarrow{c_o}}{\left|\overrightarrow{A_o}\right|\left|\overrightarrow{c_o}\right|} \tag{4.2}$$

Avec $\overrightarrow{c_o}$ est le vecteur liant le centre de la cellule et le centre de la cellule adjacente. La Figure 4.4 représente les vecteurs utilisés pour calculer la qualité orthogonale (ANSYS Fluent, 2011b).

Rapport-Gratuit.com

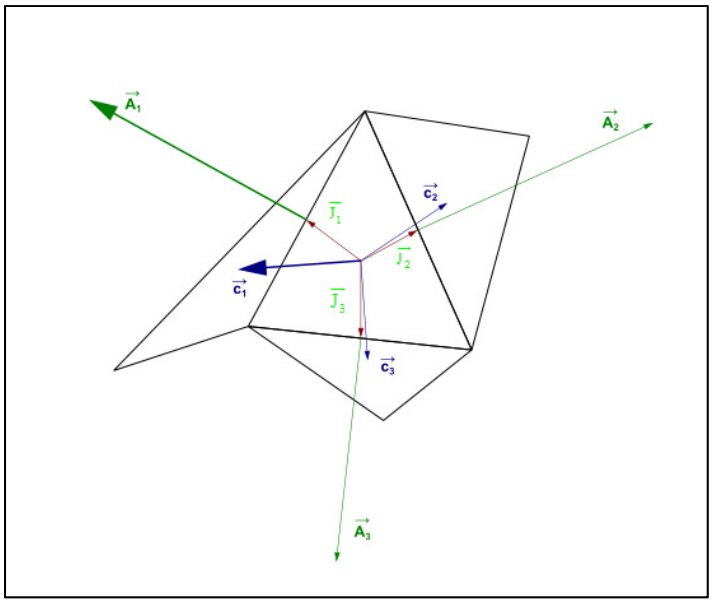

Figure 4.4 : Vecteurs utilisés pour calculer
la qualité orthogonale

La qualité orthogonale varie entre 0 et 1. Le schéma de la Figure 4.5 classifie la qualité du maillage basée sur ce critère (ANSYS, 2013).

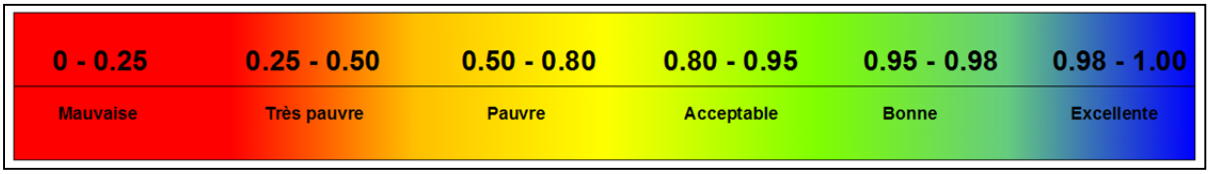

Figure 4.5 : Qualité de maillage basée sur la qualité orthogonale

Dans le cas de ce travail, et comme illustré à la Figure 4.6, la qualité orthogonale a un minimum de 0,22. La valeur maximale est égale à 1 avec une moyenne de 0,98, ce qui est montre une excellente qualité du maillage.

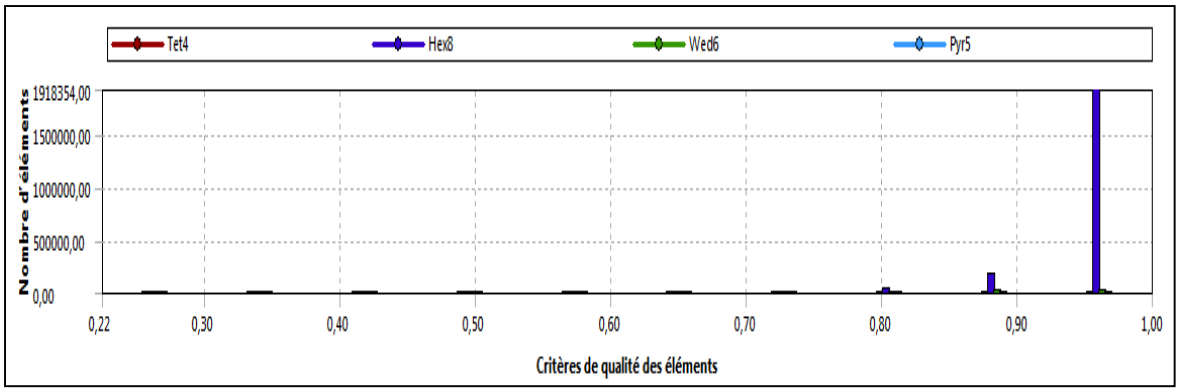

Figure 4.6 : Qualité du maillage créé

Un deuxième facteur qui est fourni par ANSYS Fluent pour contrôler la qualité du maillage est le rapport de forme. Il est défini comme le rapport de la distance maximale entre le centre de la cellule et les centres des faces de la cellule à la distance minimale entre les nœuds de la cellule (ANSYS Fluent, 2011b). Il est recommandé que ce facteur soit inférieur à 40. Dans le cas du maillage généré, le rapport de forme a un maximum égal à 18,40 et une moyenne de 2,51 (ANSYS Inc, 2009).

Le maillage utilisé peut être aussi évalué en se basant sur la valeur de y^+, la distance adimensionnelle à la paroi, qui quantifie la résolution de la couche limite. Ce paramètre est défini dans l'équation (4.3) :

$$y^+ = \frac{\sqrt{\rho\, \tau_W}\; y}{\mu} \tag{4.3}$$

L'étude de ce paramètre est discutée dans le paragraphe suivant.

4.3 Configuration Fluent

ANSYS Fluent 14.0 est utilisé pour simuler l'écoulement d'eau dans le collecteur solaire. Tout d'abord, ANSYS Fluent permet de choisir entre deux types de solveurs : le premier est basé sur la pression " Pressure-based solver" : C'est un solveur utilisé pour déterminer le champ de pression à partir de la résolution des équations de continuité et de quantité de

Rapport-gratuit.com
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

mouvement, soit d'une manière séparée, ou bien d'une manière simultanée. Il est développé pour les écoulements incompressibles à faible vitesse. Le deuxième, basé sur la densité " density-based solver ", est destiné pour les écoulements compressibles à grande vitesse : c'est un solveur utilisé pour déterminer le champ de densité à partir de l'équation de continuité. Dans ce mémoire, comme l'écoulement est supposé incompressible, le premier type de solveur est sélectionné : le champ de pression est résolu en manipulant les équations de continuité et de quantité de mouvement (ANSYS Fluent, 2011b). De plus, le régime permanent est choisi dans tous les calculs numériques.

Deux régimes d'écoulement (laminaire et turbulent) sont étudiés en fonction du nombre de Reynolds à l'entrée (basé sur le diamètre hydraulique du plénum bas).

$$d_h = \frac{4\,S}{Per} \tag{4.4}$$

Où S est l'aire de la section de passage du fluide et Per le périmètre de cette section.
Si l'écoulement est turbulent ($Re > 3000$), ANSYS Fluent offre des modèles pour simuler numériquement la turbulence. Comme indiqué dans le chapitre 2, le modèle RNG k-ε est choisi.

En utilisant ce modèle de turbulence, ANSYS Fluent propose plusieurs options pour le traitement près de la paroi. L'option " enhanced wall treatment " est sélectionné dans ce travail. Cette option nécessite un maillage fin près des parois, ce qui est réalisé en générant l'inflation. À ce stade vient la discussion du paramètre y^+ qui doit être inférieur à 5 dans la sous couche visqueuse. À la Figure 4.7, y^+ est représenté en fonction de la position sur la paroi des tubes (le premier et le dernier tube sont représentés) pour un nombre de Reynolds à l'entrée égal à 14 285 (cette étude est faite pour ce cas car il représente le nombre de Reynolds le plus grand à l'entrée). La condition y^+ inférieur à 5 est respectée.

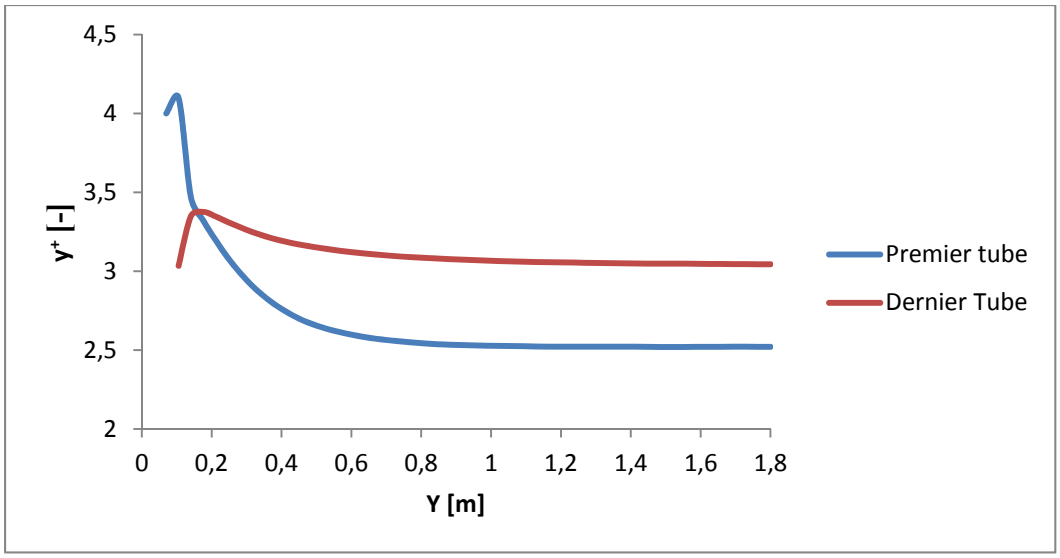

Figure 4.7 : Variation de y^+ en fonction de la distance le long de la paroi du tube, *Re* = 14 285

Lors des simulations, les propriétés de l'eau sont maintenues constantes durant les simulations (écoulement isotherme). Le débit massique à l'entrée est varié de 0,100 à 2,00 kg/s.

L'algorithme SIMPLE de Patankar et Spalding (1972) est sélectionné pour résoudre les équations de continuité et de quantité de mouvement. Ces équations sont résolues séparément (schéma découplé) en deux étapes : tout d'abord, l'équation de la quantité de mouvement est linéarisée, discrétisée, puis résolue pour donner le profil de vitesse pour la pression à déterminer. Ensuite, l'équation de continuité est résolue pour corriger les profils de pression et de vitesse. Les équations de turbulence sont discrétisées dans une troisième étape lorsque l'écoulement est turbulent. Le schéma d'interpolation Power Law est utilisé. Ce schéma interpole la valeur d'une variable (exemple: vitesse, pression) en utilisant la valeur exacte de l'équation de convection diffusion 1D (ANSYS Fluent, 2011b). Ce schéma est choisi sur la base qu'il offre une convergence rapide. En plus, la diffusion numérique est négligeable lorsque l'écoulement est aligné avec le maillage. Le critère de convergence est égal à 10^{-5} pour la continuité et les composantes de vitesse, et 10^{-4} pour k et ε.

4.4 Résultats et discussion

Dans cette partie, on présente les résultats de la distribution pour les deux configurations de l'écoulement, en variant les paramètres géométriques du collecteur solaire et les conditions aux frontières.

4.4.1 Configuration en Z

La Figure 4.8 représente la distribution massique de l'eau dans les tubes du collecteur en fonction du numéro du tube. Le débit à l'entrée du plénum bas est égal à 0,100 kg/s (soit un débit volumique de 6 L/min). Le nombre de *Re* à l'entrée est égal à 714, correspondant à un écoulement laminaire. Pour évaluer les débits massiques, des plans circulaires ont été créés près de la sortie de chaque tube. ANSYS Fluent calcule la vitesse moyenne dans chaque plan, et par conséquent le débit massique grâce à l'équation (3.13). La définition du paramètre de l'axe des ordonnées est expliquée dans le paragraphe 3.4 du troisième chapitre.

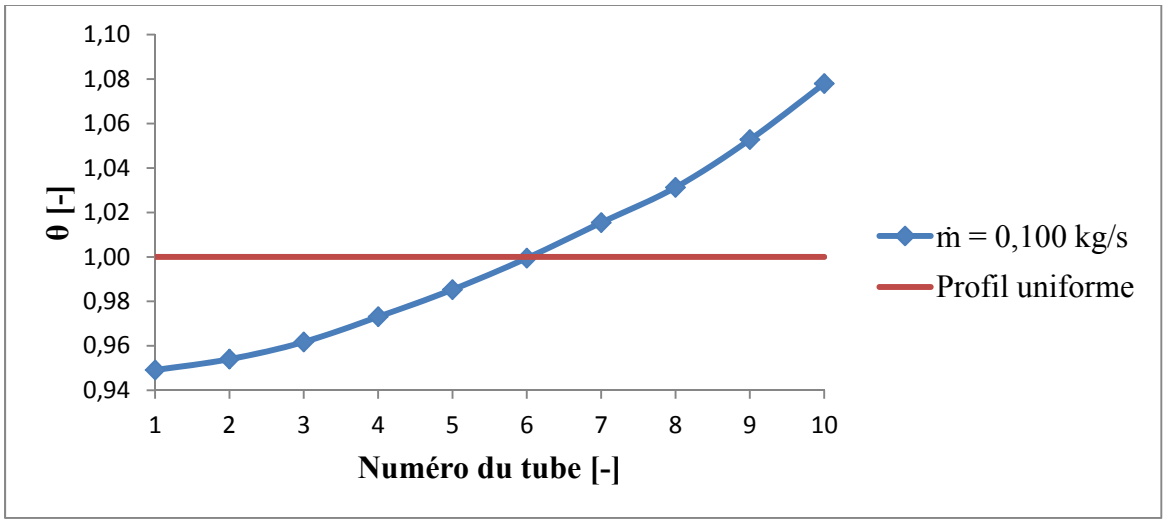

Figure 4.8 : Distribution de l'eau dans les tubes du collecteur solaire,
r = 0,320, $\dot{m}$ = 0,100 kg/s, e = 90 mm, L = 1800 mm

On remarque que la distribution d'eau dans les tubes suit une courbe croissante. Autrement dit, il y davantage de débit dans le dernier tube que dans le premier tube. Cet aspect vient du fait que la pression statique dans le plénum bas P_{bas} augmente, tandis qu'elle diminue dans le

plénum haut P_{haut}. Donc, la différence de pression entre l'entrée et la sortie du dernier tube est la plus grande. Le débit est plus grand à cet endroit. Les courbes de pressions sont schématisées aux Figure 4.9 et Figure 4.10.

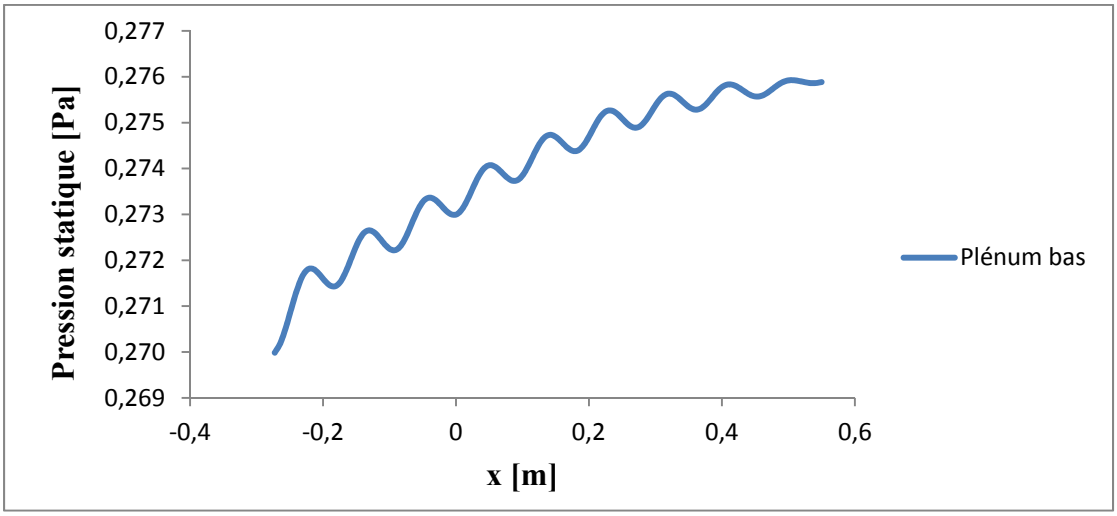

Figure 4.9 : Variation de la pression statique en fonction de la position dans le plénum bas, r = 0,320, $\dot{m}$ = 0,100 kg/s, e = 90 mm, L = 1800 mm

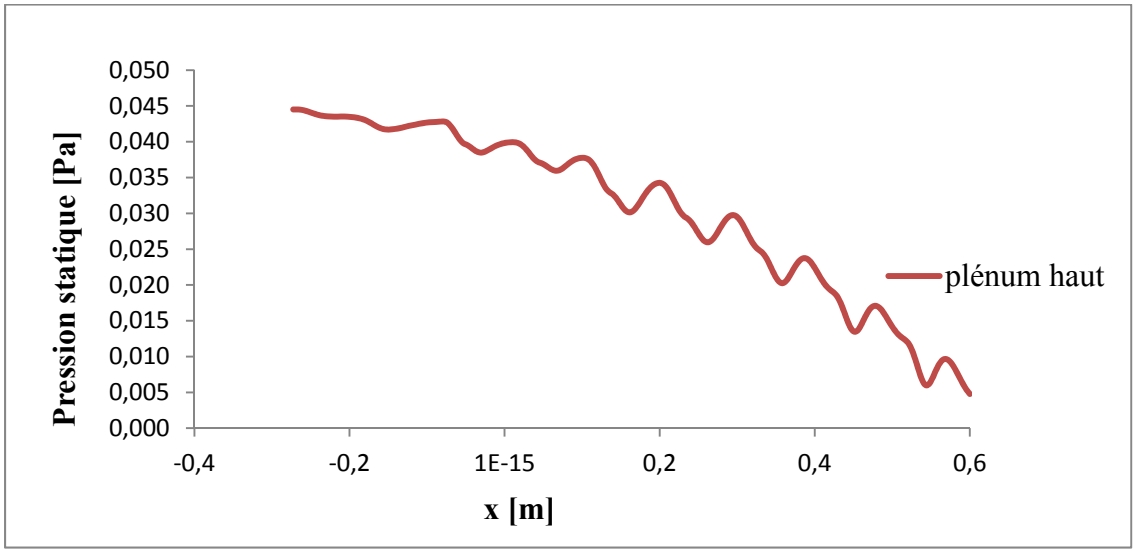

Figure 4.10 : Variation de la pression statique en fonction de la position dans le plénum haut, r = 0,320, $\dot{m}$ = 0,100 kg/s, e = 90 mm, L = 1800 mm

La différence de pression entre l'entrée et la sortie du premier tube est égale à 0,226 Pa. Cette différence est égale à 0,271 Pa au niveau du dernier tube. Il faut noter que les fluctuations locales de pression que l'on retrouve dans les deux figures sont imputables au passage des entrées/sorties des tubes dans les deux plénums.

L'uniformité de la distribution du débit peut être quantifiée à partir d'un facteur Ω dit facteur d'uniformité. Plus Ω est grand, plus la distribution est uniforme. Il est exprimé à l'aide de l'expression suivante inspirée de (Fan, Shah et Furbo, 2007) :

$$\Omega = \left[1 - 2 \times \left(\sqrt{\frac{\sum_{I=1}^{n} \left(\theta_i - \overline{\theta} \right)^2}{n}} \right) \right] \times 100 \tag{4.5}$$

Pour un écoulement où θ_i égal à $\overline{\theta}$ (le débit moyen circule dans chaque tube), Ω est égal à 100%. Pour le pire cas théorique, il faut considérer deux tubes où θ_1 est égal à 0 et θ_2 est égal à 1, donc $\overline{\theta}$ égal à 1/2. Dans ce cas, Ω est égal à 0%, ce qui est considéré ici comme le cas le moins uniforme (un cas théorique). Le facteur Ω est égal à 99,17 % dans le cas où le débit massique est égal à 0,100 kg/s.

La non uniformité peut être vue en traçant sur le plan de symétrie du collecteur les contours de vitesse. Ceci est illustré à la Figure 4.11. Il est clair d'après la Figure 4.11 que les tubes situés loin de l'entrée du plénum ont des vitesses d'écoulement plus grandes (couleur rouge foncée surtout dans les tubes 9 et 10). La zone colorée en bleu dans le plénum bas est une zone morte dans laquelle la vitesse d'écoulement est nulle.

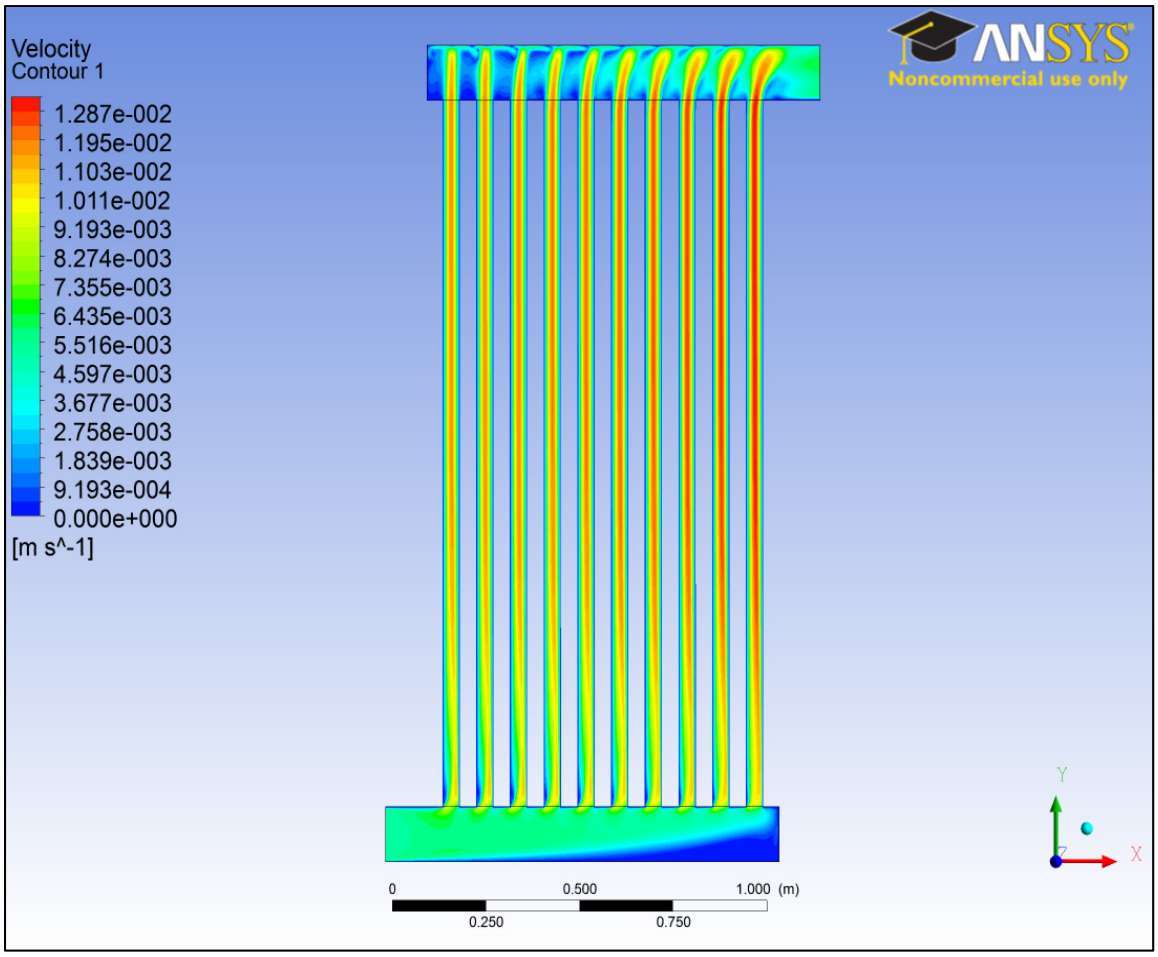

Figure 4.11 : Représentation des contours de vitesses dans le collecteur
r = 0,320, $\dot{m}$ = 0,100 kg/s, e = 90 mm, L = 1800 mm

4.4.1.1 Variation du débit massique

Dans une deuxième étape, on augmente le débit massique à l'entrée pour voir l'effet de cette variation sur le facteur d'uniformité Ω. Le débit est varié de 0,100 à 2,00 kg/s ces débits correspondent à des nombres de Reynolds basés sur le diamètre hydraulique du plénum de 714 et 14 285, respectivement. Les résultats de la distribution sont représentés sous forme d'histogrammes à la Figure 4.12.

La remarque qui peut être tirée de la Figure 4.12 est que lorsque le débit massique à l'entrée est augmenté, le pourcentage du débit massique diminue dans le premier tube et augmente

dans le dernier tube. Autrement dit, l'augmentation du débit massique diminue l'uniformité de la distribution, c'est-à-dire le facteur Ω.

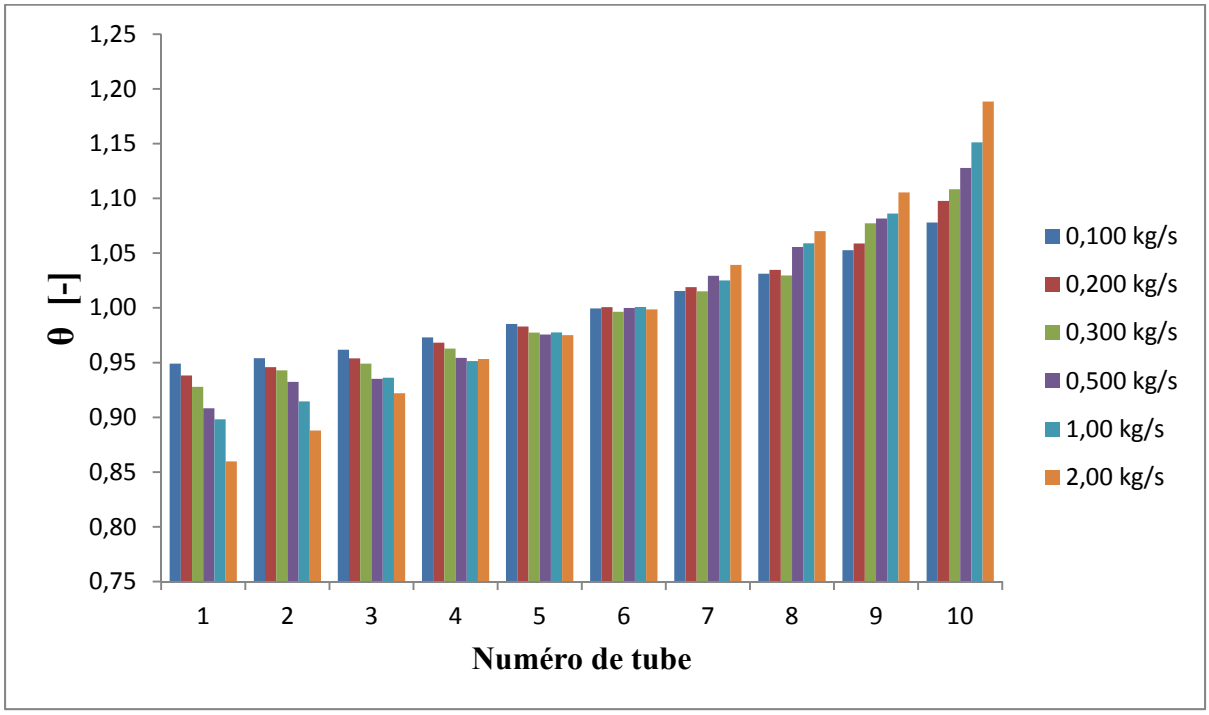

Figure 4.12 : Représentation de la distribution pour différents débits massiques, $\dot{m}$, $r = 0{,}320$, $e = 90$ mm, $L = 1800$ mm

En effet, les pertes de pression augmentent au fur et à mesure que le débit massique augmente à l'entrée. La différence de pression entre le premier et le dernier tube est plus grande lorsque le débit est plus important, ce qui favorise l'écart de la distribution massique entre eux. Le facteur d'uniformité Ω est calculé pour chaque débit massique. Il passe de 99,17 % pour 0,100 kg/s à 98,05 % pour un débit à l'entrée égal à 2,00 kg/s. La variation de Ω en fonction du débit massique est représentée à la Figure 4.13.

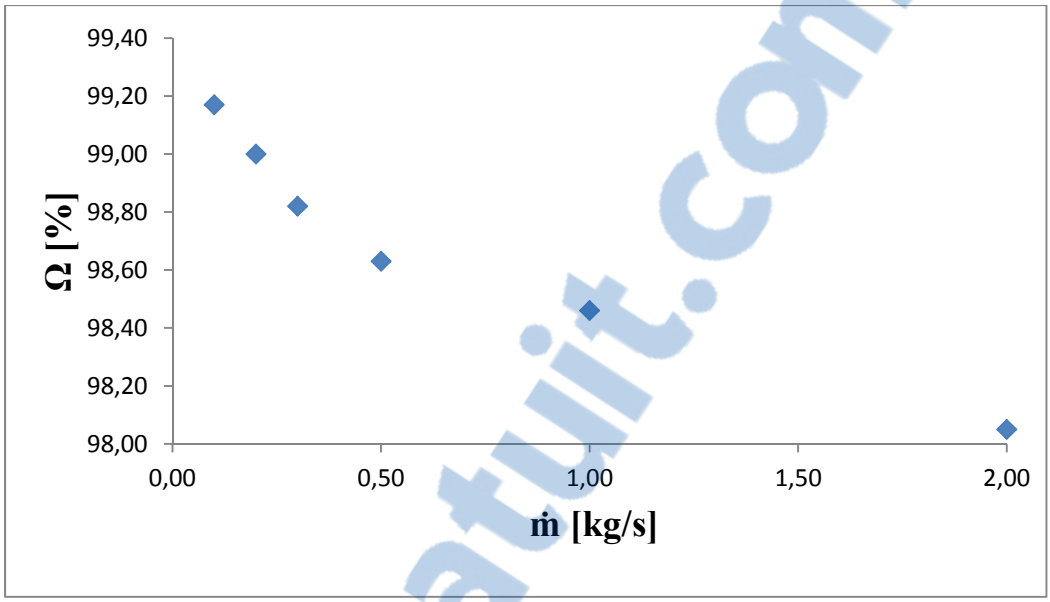

Figure 4.13 : Variation du facteur d'uniformité Ω en fonction du débit massique, $\dot{m}$,r = 0,320,e = 90 mm, L = 1800 mm

Les pertes de pression dans chaque branche sont calculées pour le débit le plus faible (0,100 kg/s) et pour le débit plus important (2,00kg/s). Le calcul est élaboré grâce à l'équation de Bernoulli généralisée exprimée à l'aide de l'expression suivante (l'équation ne prend pas en compte la présence des pompes et des turbines) :

$$\left(\frac{P}{\rho g}+a\frac{V^2}{2g}+y\right)_e=\left(\frac{P}{\rho g}+a\frac{V^2}{2g}+y\right)_s+\Delta h_{tot} \tag{4.6}$$

Les points « e » et « s » désignent l'entrée et la sortie de chaque branche respectivement. Le facteur a est un facteur de correction de l'énergie cinétique. Sa valeur est égale à 2,00 pour un écoulement laminaire et 1,05 pour un écoulement turbulent (Frank M White, 2009).

Le terme Δh_{tot} représente les pertes de charge totales (majeures et mineures) exprimées à l'aide de l'équation suivante (Frank M White, 2009) :

$$\Delta h_{tot}=h_f+\sum h_m=\frac{V^2}{2g}\left(f\frac{L}{d}+\sum\kappa\right) \tag{4.7}$$

Rapport-Gratuit.com

Avec h_f qui sont les pertes de charge majeures (pertes de charge par frottement) et h_m qui sont les pertes de charge dues aux singularités. Le facteur f est très important pour l'estimation des pertes de charge majeures. C'est le facteur de frottement estimé comme suit :

- Pour un écoulement laminaire :

$$f = \frac{64}{Re} \tag{4.8}$$

- Pour un écoulement turbulent (équation de Blasius) (Frank M White, 2009) :

$$f = 0{,}316 Re^{-\frac{1}{4}} \; ; \; 4000 < Re < 10^5 \tag{4.9}$$

Le facteur de frottement f peut être aussi estimé à l'aide du diagramme de Moody joint en Annexe I.

Le facteur κ exprimé dans l'équation (4.7) représente un coefficient adimensionnel pour le calcul des pertes de charge mineures. Dans le cas de ce travail, κ est calculé pour une jonction en T au niveau de l'entrée et sortie des tubes. La Figure 4.14, tirée du livre « Fluid Mechanics »(Frank M White, 2009), montre le tableau qui permet d'estimer la valeur de κ pour un tel problème.

	Nominal diameter, in								
	Screwed				Flanged				
	$\frac{1}{2}$	1	2	4	1	2	4	8	20
Valves (fully open):									
Globe	14	8.2	6.9	5.7	13	8.5	6.0	5.8	5.5
Gate	0.30	0.24	0.16	0.11	0.80	0.35	0.16	0.07	0.03
Swing check	5.1	2.9	2.1	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0
Angle	9.0	4.7	2.0	1.0	4.5	2.4	2.0	2.0	2.0
Elbows:									
45° regular	0.39	0.32	0.30	0.29					
45° long radius					0.21	0.20	0.19	0.16	0.14
90° regular	2.0	1.5	0.95	0.64	0.50	0.39	0.30	0.26	0.21
90° long radius	1.0	0.72	0.41	0.23	0.40	0.30	0.19	0.15	0.10
180° regular	2.0	1.5	0.95	0.64	0.41	0.35	0.30	0.25	0.20
180° long radius					0.40	0.30	0.21	0.15	0.10
Tees:									
Line flow	0.90	0.90	0.90	0.90	0.24	0.19	0.14	0.10	0.07
Branch flow	2.4	1.8	1.4	1.1	1.0	0.80	0.64	0.58	0.41

Figure 4.14 : Tableau pour le calcul des pertes de charge mineures dans une jonction en T
(Frank M White, 2009)

Dans les tableaux Tableau 4.2 et Tableau 4.3 sont présentés les différents résultats de calcul des pertes de pression dans les tubes du collecteur. Ces résultats sont comparés aux résultats tirés des résultats des simulations numériques.

Rapport-gratuit.com
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

Tableau 4.2 : Calcul des pertes de pression au niveau de chaque tube pour un débit massique à l'entrée égal à 0,100 kg/s

Tube	**Pression à l'entrée (Pa)**	**Pression à la sortie (Pa)**	**Différence (Pa)**	**Différence théorique (Pa)**
1	0,271	0,0440	0,227	0,235
2	0,272	0,0420	0,230	0,242
3	0,273	0,0400	0,233	0,242
4	0,274	0,0390	0,235	0,247
5	0,274	0,0370	0,237	0,252
6	0,275	0,0340	0,241	0,254
7	0,276	0,0295	0,246	0,255
8	0,276	0,0234	0,252	0,258
9	0,276	0,0162	0,259	0,264
10	0,277	0,0090	0,267	0,272

Tableau 4.3 : Calcul des pertes de pression au niveau de chaque tube pour un débit massique à l'entrée égal à 2,00 kg/s

Tube	Pression à l'entrée (Pa)	Pression à la sortie (Pa)	Différence (Pa)	Différence théorique (Pa)
1	42,3	10,9	31,4	24,8
2	42,9	10,8	32,1	25,9
3	43,5	10,4	33,1	27,6
4	44,1	9,64	34,5	29,6
5	44,5	9,12	35,4	31,4
6	45,0	8,12	36,9	33,8
7	45,2	6,92	38,3	35,4
8	45,5	5,35	40,2	38,7
9	45,8	3,50	42,3	41,6
10	45,9	1,22	44,7	43,8

Les résultats des pertes de charge tirés des simulations numériques sont en bon accord avec les résultats des calculs théoriques. Pour le cas où le débit massique à l'entrée est égal à 2,00 kg/s, la différence de pression au niveau du dernier tube (44,7 Pa) moins celle au niveau du premier tube (31,4 Pa), soit 13,3 Pa représente environ 30% d'écart alors que dans le cas laminaire, cet écart est de 15%. Ce qui est en accord avec un facteur d'uniformité moins important.

4.4.1.2 Variation de la longueur des tubes

Afin d'augmenter la quantité d'énergie solaire reçue par le collecteur, et par conséquent la température de l'eau à la sortie, Airwasol (2013) a conçu un modèle de collecteur solaire à

tubes sous vide ouverts des deux côtés dont la longueur est multipliée par deux. En effet, il s'agit de deux collecteurs mais qui sont connectés en série de sorte à avoir un seul collecteur solaire. Ce genre de collecteurs est installé sur de grandes façades. La Figure 4.15 montre un exemplaire de ce collecteur.

Figure 4.15 : Collecteur solaire à tubes sous vide ouverts des deux côtés avec connexion au milieu (Airwasol, 2013)

L'effet de la variation de la longueur des tubes sur la distribution de l'eau est étudié numériquement. Le premier collecteur est composé de dix tubes de 3,60 m de longueur, et le deuxième comprend le même nombre de tubes mais de longueur égale à 1,00m. Les résultats de la distribution, schématisés à la Figure 4.16, sont établis pour un débit massique à l'entrée égal à 0,500 kg/s.

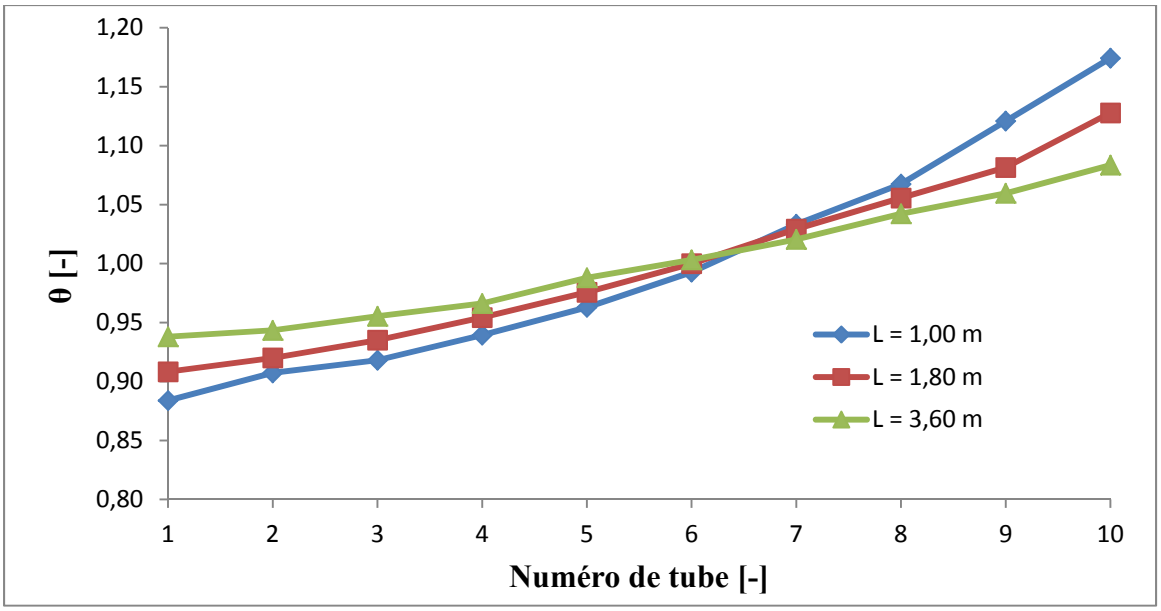

Figure 4.16 : Distribution d'eau pour différentes longueurs de tubes, L, r = 0,320, $\dot{m}$ = 0,500 kg/s, e = 90mm

D'après la Figure 4.16, le collecteur dont la longueur des tubes est égale à 3,60 m fournit la meilleure distribution. Le facteur d'uniformité Ω est égal à 99,04 % (pour L = 3,60 m) contre 98,16 % pour L = 1,00m. La raison qui peut expliquer cet aspect est que le facteur de frottement dans les tubes est plus important si la longueur des tubes est doublée. Donc, la résistance à l'écoulement, par conséquent les pertes de charge dans les tubes, sont plus importantes. En effet, les pertes de charge dans le collecteur sont estimées numériquement à 15,713 Pa et 2,630 Pa pour L = 3,60 m et 1,00 m, respectivement. Donc, l'augmentation de la longueur des tubes favorise l'obtention d'une distribution qui tend vers un profil plus uniforme.

4.4.1.3 Variation de l'espacement entre les tubes

L'effet de la variation de l'espacement entre les tubes a été étudié pour un collecteur solaire à dix tubes. L'espacement e varie entre 75,0 mm et 150 mm, ce qui conduit à un changement des dimensions des deux plénums. Le débit à l'entrée est fixé à 0,500 kg/s ce qui correspond à un nombre de Reynolds de Re= 3571. La Figure 4.17 montre les résultats de la distribution

pour différentes valeurs de *e*. Sur la Figure 4.17, il faut noter que l'espacement influe sur la distribution. En effet, augmenter *e* ramène à une augmentation de la mauvaise distribution dans les tubes. Ceci est expliqué par le fait que la longueur du plénum bas (plénum de division) devient plus grande et les pertes de charge par frottement dans la région située entre les tubes deviennent plus importantes.

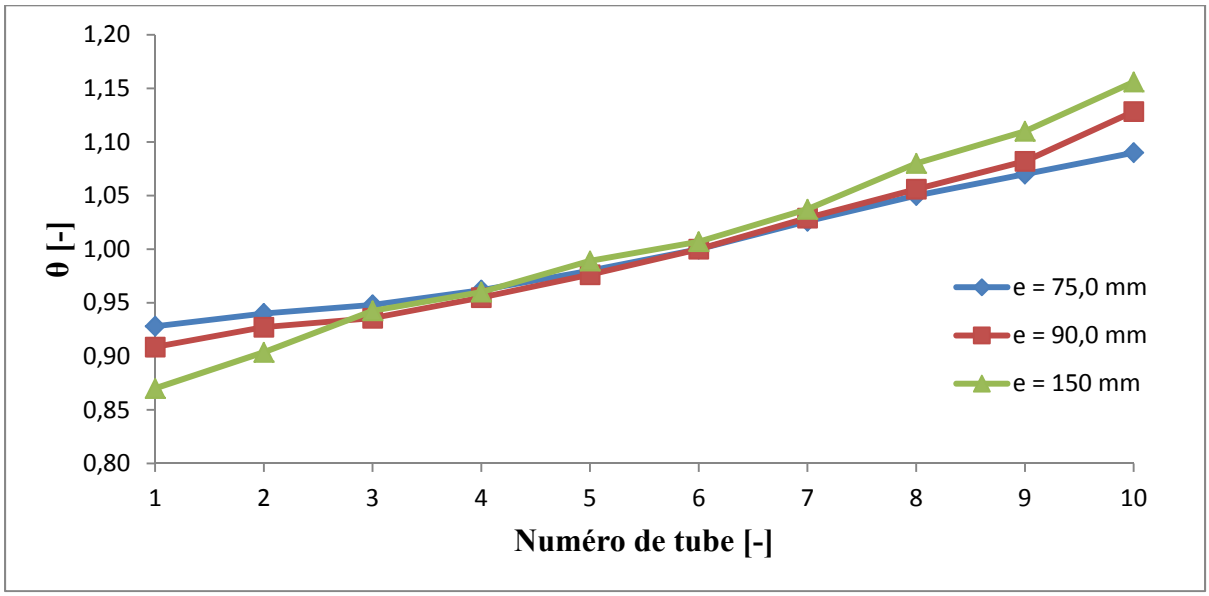

Figure 4.17 : Distribution de l'eau pour différents espacements entre les tubes, *e*, $r = 0{,}320$, $\dot{m} = 0{,}500$ kg/s, $L = 1800$ mm

4.4.1.4 Variation du rapport des diamètres

Un autre paramètre géométrique qui joue un rôle très important dans la distribution d'eau dans le collecteur est le rapport entre le diamètre des tubes et le diamètre du plénum en bas (diamètre hydraulique), *r*. Trois rapports qui sont $r = 0{,}250$, $r = 0{,}320$ (collecteur standard) et $r = 0{,}400$ sont étudiés pour un débit massique à l'entrée égal à 0,300 kg/s ($Re = 2143$). La Figure 4.18 montre la distribution d'eau pour les trois rapports.

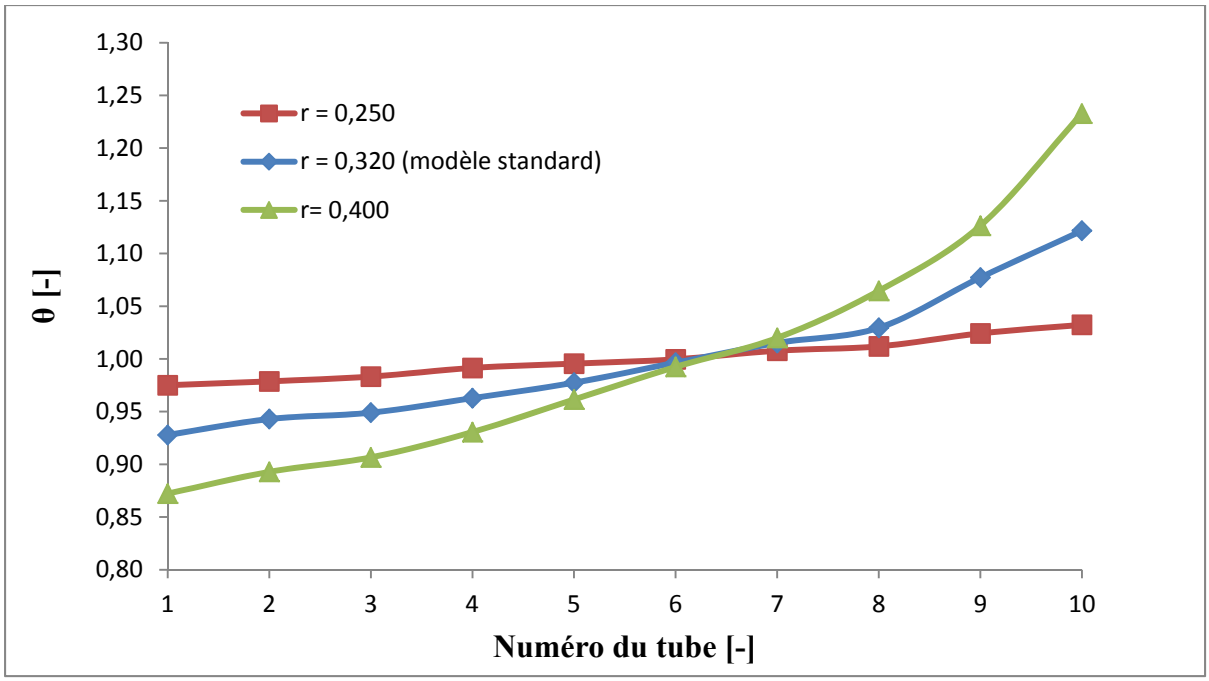

Figure 4.18 : Distribution de l'eau pour différents rapports de diamètre, r, e = 90 mm, $\dot{m}$ = 0,500 kg/s, L = 1800 mm

La Figure 4.18 indique que l'augmentation du rapport r accroit la non uniformité de la distribution dans le collecteur. La valeur de Ω passe de 99,63 % pour r = 0,250 à 97,83 % pour r = 0,400. En effet, l'augmentation du diamètre des tubes diminue les pertes par frottement dans les tubes.

4.4.1.5 Variation de la température d'entrée de l'eau

L'écoulement est toujours considéré isotherme, c'est-à-dire que la température de l'eau est fixée dans la configuration d'ANSYS Fluent. Dans les résultats précédents, la température de l'eau est de 20,0°C. Dans cette partie, la température de l'eau est variée de 20,0°C à 80,0°C pour étudier l'effet de l'augmentation de la température sur la distribution dans le collecteur. Les propriétés de l'eau sont constantes durant les simulations. La masse volumique de l'eau ainsi que la viscosité dynamique (propriétés qui nous intéressent le plus) sont résumées dans le Tableau 4.4. Le débit choisi à l'entrée est égal à 0,500 kg/s. Les résultats de la distribution sont présentés à la Figure 4.19.

D'après la Figure 4.19, l'augmentation de la température d'entrée de l'eau a un effet sur la distribution dans le collecteur. Cet effet est principalement dû à la diminution de la viscosité dynamique de l'eau au fur et à mesure que la température augmente. Ainsi, le facteur de frottement diminue menant à la diminution des pertes de charge par frottement dans les tubes.

Tableau 4.4 : Densité et viscosité dynamique de l'eau
pour différentes températures

Température / Propriétés physiques	20,0°C	40,0°C	80,0°C
masse volumique (kg/m^3)	998	992,3	971,6
Viscosité dynamique (kg/m.s)	0,00100	0,000654	0,000351

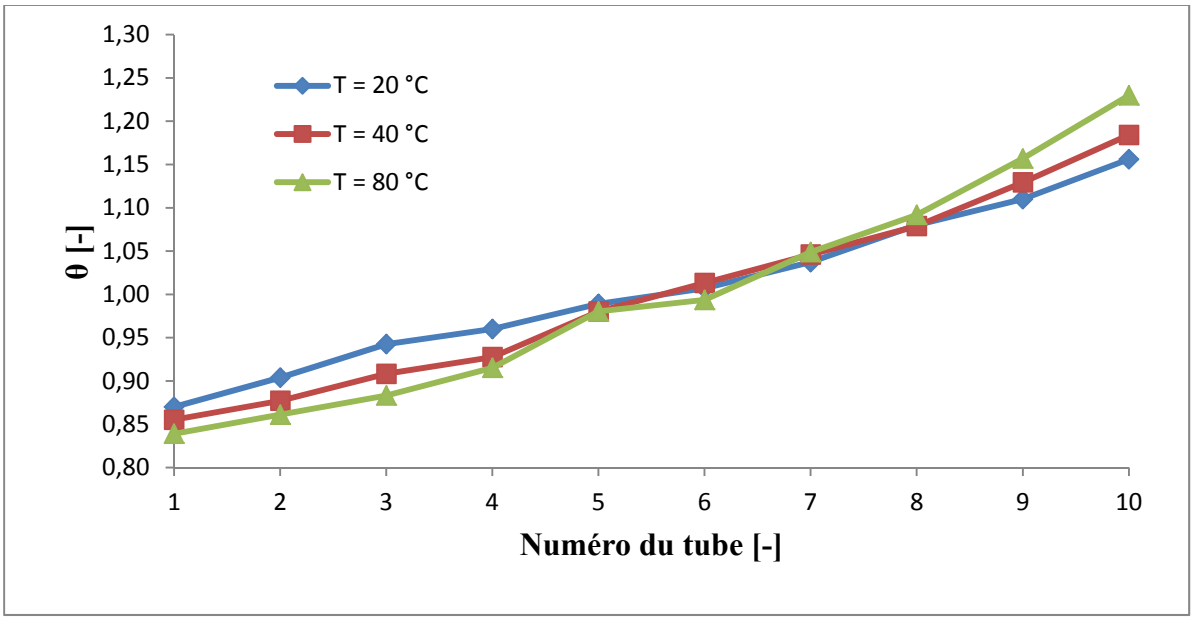

Figure 4.19 : Distribution de l'eau en variant la température d'entrée, T,
e = 150 mm, r=0,320, $\dot{m}$ = 0,500 kg/s, L = 1800 mm

4.4.2 Configuration en U

Un autre paramètre d'intérêt, qui découle des résultats précédemment obtenus pour le collecteur de Jones et Lior (1994), concerne la géométrie du collecteur à savoir s'il est de type Z ou de type U. Dans ce dernier cas, l'écoulement de l'eau dans le collecteur suit un chemin en U, c'est-à-dire que l'entrée et la sortie sont au niveau du premier tube. Les directions de l'écoulement dans les deux plénums sont inversées. Les simulations numériques pour cette configuration sont effectuées sur le même collecteur solaire (même nombre de tubes, mêmes dimensions des plénums et des tubes), mais en changeant la sortie d'eau. Les résultats de la distribution sont représentés à la Figure 4.20. Le débit massique à l'entrée est égal à 0,500 kg/s.

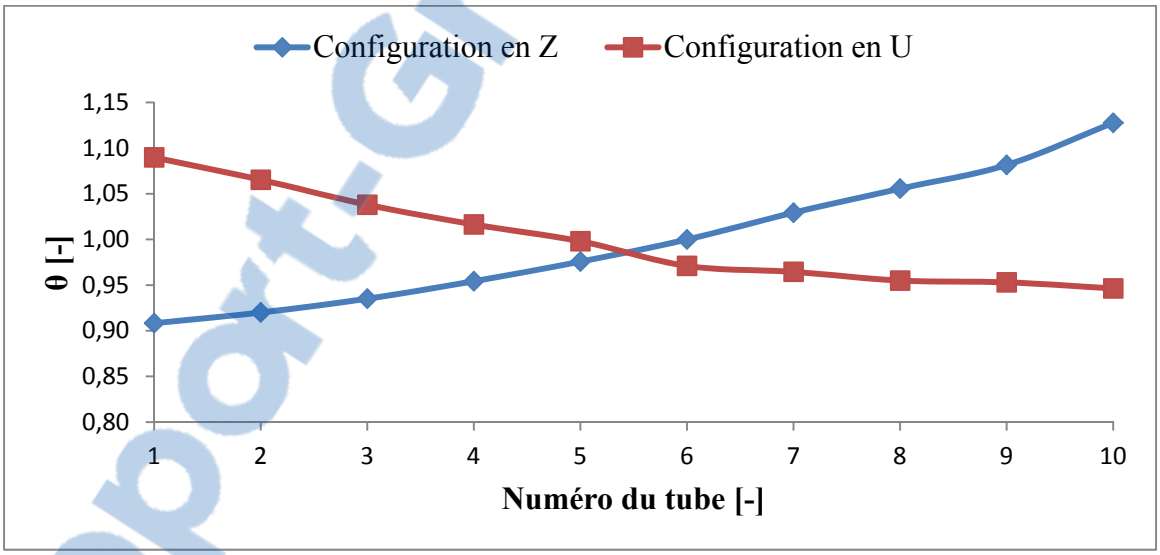

Figure 4.20 : Distribution d'eau dans le collecteur solaire avec les deux configurations (en Z et en U), e = 150 mm, r=0,320, $\dot{m}$ = 0,500 kg/s, L = 1800 mm

D'après la Figure 4.20, la distribution d'eau suit une courbe décroissante (le cas contraire de la configuration en Z). Le premier tube reçoit plus de débit. Le dernier tube a le débit le moins élevé. Le facteur d'uniformité Ω est calculé pour ce débit et est égal à 99 % (98,50 % pour la configuration en Z). Donc l'écoulement dans le collecteur solaire d'étude offre plus

Rapport-Gratuit.com

d'uniformité de débit lorsque la configuration est en U tel qu'observé dans le chapitre précédent.

Pour mieux montrer cet aspect, une comparaison de la perte de pression au niveau de chaque tube a été effectuée pour les deux configurations. Le débit massique étant égal à 0,500 kg/s. les résultats sont récapitulés au Tableau 4.5.

Tableau 4.5 : Pertes de pressions au niveau des tubes pour les deux configurations (type U et type Z)

Configuration en Z				Configuration en U		
Numéro du tube	Entrée (Pa)	Sortie (Pa)	Différence (Pa)	Entrée (Pa)	Sortie (Pa)	Différence (Pa)
1	9,66	2,72	6,94	10,0	0,216	9,78
2	9,82	2,64	7,18	10,2	0,825	9,37
3	9,98	2,51	7,47	10,4	1,35	9,05
4	10,1	2,32	7,78	10,5	1,78	8,72
5	10,2	2,15	8,05	10,6	2,17	8,43
6	10,3	1,85	8,45	10,7	2,47	8,23
7	10,4	1,48	8,92	10,8	2,69	8,11
8	10,5	1,06	9,44	10,9	2,87	8,03
9	10,6	0,552	10,1	10,9	3,05	7,85
10	10,7	0,0347	10,6	10,9	3,11	7,80

La différence de pression au niveau du dernier tube moins celle au niveau du premier tube est égal à 3,66 Pa pour la configuration en Z. Cette même quantité est égale à 1,98 Pa pour la configuration en U. Ce qui confirme un facteur de non uniformité plus faible pour la configuration en U.

La Figure 4.21 montre les résultats de la distribution pour trois débits différents.

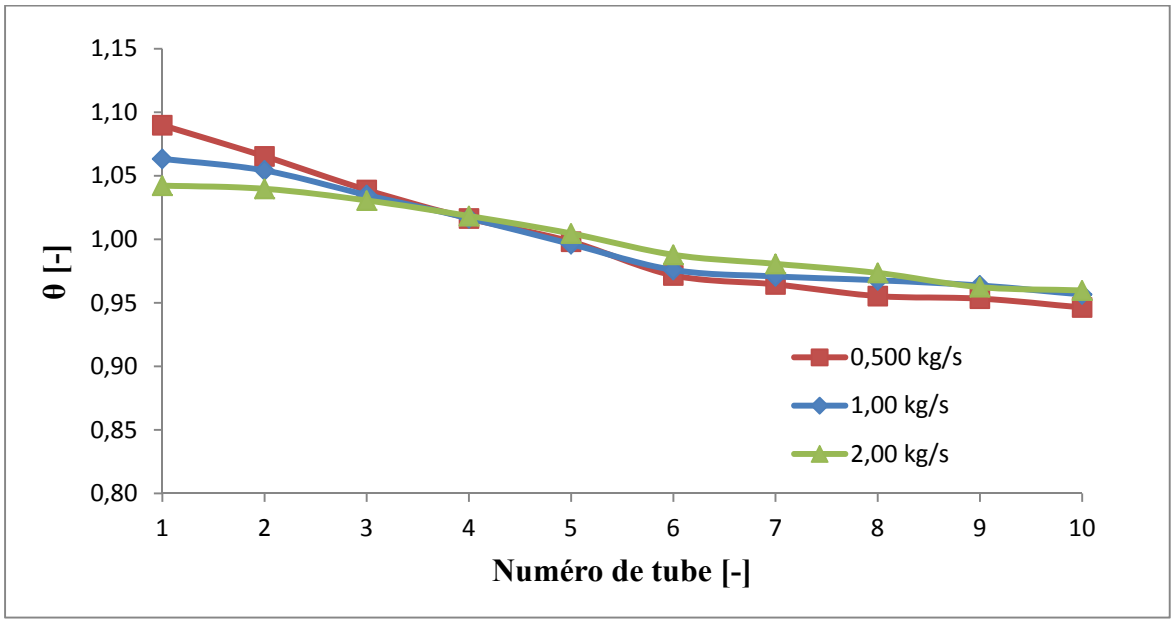

Figure 4.21 : Résultats de la distribution massique pour différents débits (configuration en U),e = 150 mm, r=0,320, L = 1800 mm

La Figure 4.21 montre que l'augmentation du débit massique à l'entrée réduit le degré de non uniformité de la distribution massique. Le facteur Ω passe de 99 % pour un débit massique de 0,500 kg/s à 99,40 % pour un débit de 2,00kg/s.

4.5 Conclusion du chapitre

La distribution d'eau dans le collecteur solaire d'Airwasol a été simulée numériquement grâce au logiciel ANSYS Fluent. Dans la configuration en Z, la distribution suit une courbe croissante indiquant qu'il y a davantage de débit massique dans le dernier tube que dans le premier tube. Cette croissance vient du fait que la pression statique dans le plénum bas

Rapport-gratuit.com
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

augmente, alors qu'elle diminue dans le plénum haut. Le facteur Ω diminue au fur et à mesure que le débit augmente rendant la distribution de plus en plus déséquilibrée. L'effet de l'augmentation de la longueur des tubes d'une part et de l'espacement entre eux d'autre part se comportent d'une manière inversée : plus on augmente la longueur des tubes, plus la distribution est uniforme.

Un autre paramètre important qui est le rapport des diamètres des tubes sur le diamètre hydraulique du plénum bas a un impact sur la distribution. Lorsque ce rapport est plus grand, le phénomène de la mauvaise distribution est plus important à cause de la diminution des pertes par frottement dans les tubes. Dernièrement, la configuration en U a été comparée à la configuration en Z et a montré qu'elle offre plus d'uniformité du débit dans les tubes. Les pertes de pressions dans la configuration en U sont inférieures à celles pour la configuration en Z ce qui réduit les coûts destinés au pompage dans un tel système.

CHAPITRE 5

OPTIMISATION DE LA GÉOMÉTRIE DU COLLECTEUR

La distribution uniforme de l'eau dans le collecteur solaire à tubes sous vide ouverts des deux côtés est désirée pour maximiser le rendement de ce dernier. C'est pourquoi, il sera important de concevoir un modèle géométrique qui offre une meilleure uniformité du débit massique dans les tubes. Tout d'abord, le plénum froid est modifié en diminuant sa section transversale et ce en effectuant un rétrécissement linéaire. L'effet de cette modification est étudié en évaluant le facteur d'uniformité Ω pour un écoulement en configuration en Z. Ensuite, ce même facteur est quantifié en augmentant le débit massique à l'entrée et en changeant la position à partir de laquelle on effectue le rétrécissement. Enfin, il est question de montrer si le rétrécissement simultané des deux plénums améliore la distribution.

5.1 Rétrécissement linéaire des plénums

Lorsque la section transversale du plénum de distribution est maintenue constante, la vitesse diminue dans la direction de l'écoulement à cause du passage de l'eau dans les tubes qui réduit le débit dans le plénum. Par conséquent, l'énergie cinétique diminue aussi dans la direction de l'écoulement. Cette diminution cause l'augmentation de la pression statique, menant ainsi à une distribution non-uniforme. Donc, penser à changer la section transversale du plénum bas, voire des deux plénums (sujet de discussion dans le prochain paragraphe), pour permettre à l'eau de se partager d'une manière équitable dans les tubes du collecteur solaire parait raisonnable.

5.1.1 Rétrécissement linéaire du plénum bas seulement

L'effilement est effectué en maintenant H_{in_g} (hauteur de l'extrémité gauche du plénum d'entrée) à sa valeur initiale, soit 140 mm, et en faisant varier H_{in_d} (hauteur de l'extrémité droite du plénum d'entrée) à des valeurs inférieures à 140 mm. La limite de H_{in_d} est égale à 10 mm. On utilise par la suite le paramètre ψ tel que :

$$\psi = \frac{H_{in_g}}{H_{in_d}} \tag{5.1}$$

La Figure 5.1 représente le schéma du collecteur solaire avec rétrécissement linéaire.

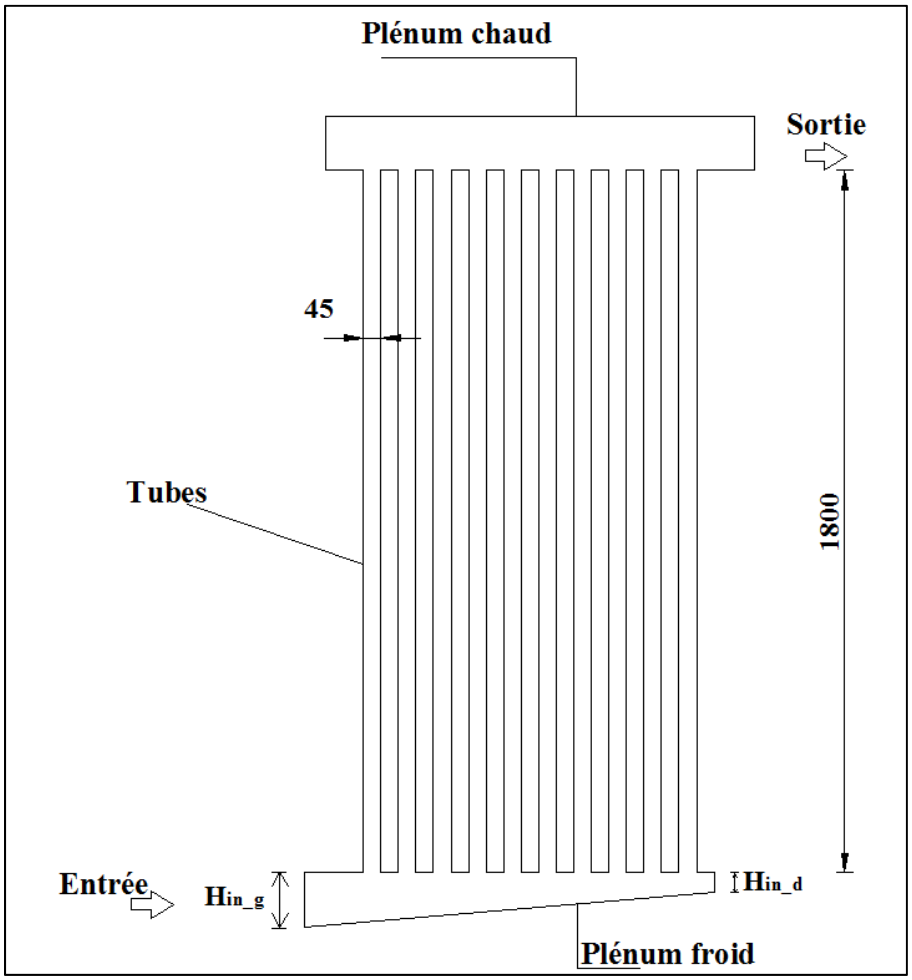

Figure 5.1 : Schéma du collecteur solaire avec rétrécissement linéaire du plénum froid

Dans le Tableau 5.1 sont récapitulées les différentes valeurs de H_{in_d} choisies pour effectuer les simulations numériques.

Tableau 5.1 : Valeurs de la côte H_{in_d} choisies permettant le rétrécissement linéaire du plénum froid

	Cas 1	Cas 2	Cas 3	Cas 4
H_{in_g} (en mm)	140	140	140	140
H_{in_d} (en mm)	100	60,0	20,0	10,0
Ψ	1,40	2,33	7,00	14,0

Le maillage est fait de la même manière que celui fait dans le chapitre précédent (méthode Cutcell avec des corps d'influence dans la zone de passage plénum-tubes et inversement). La Figure 5.2 montre une partie du maillage au niveau du plénum modifié.

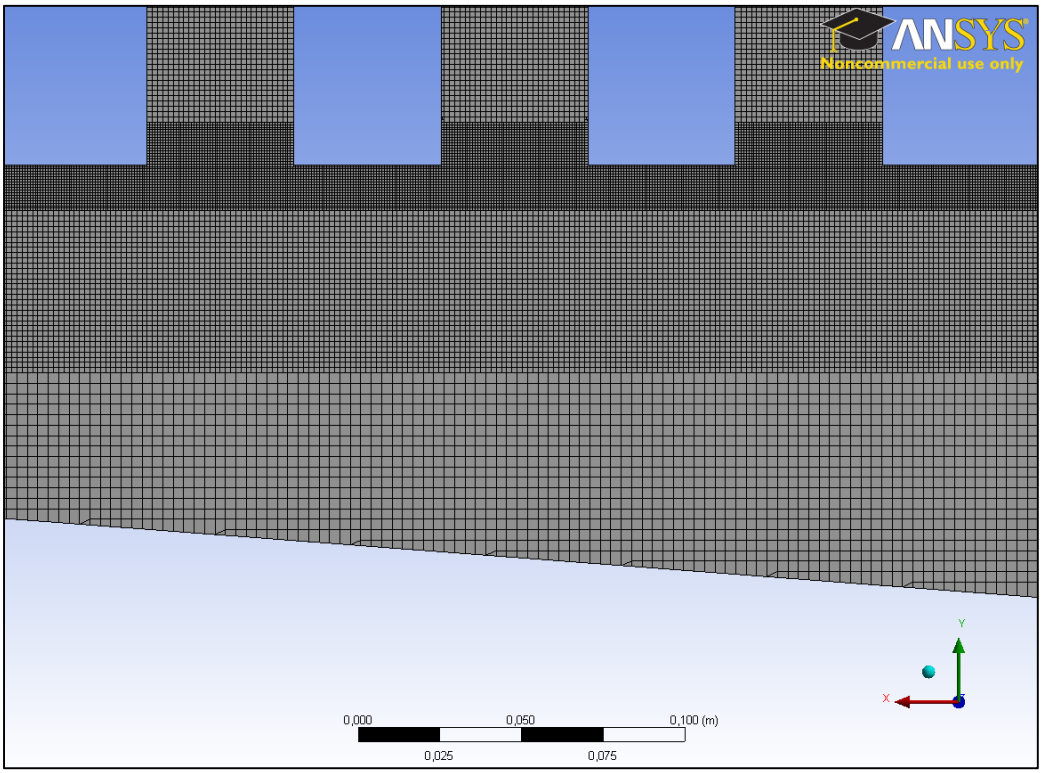

Figure 5.2 : Représentation d'une partie du maillage effectué au niveau du plénum froid après rétrécissement

Le débit massique à l'entrée est égal à 0,100 kg/s. L'algorithme SIMPLE et le schéma de stabilisation Power Law sont sélectionnés lors des simulations. Les résultats de la distribution d'eau dans les tubes pour les différentes conceptions du plénum froid sont illustrés à la Figure 5.3.

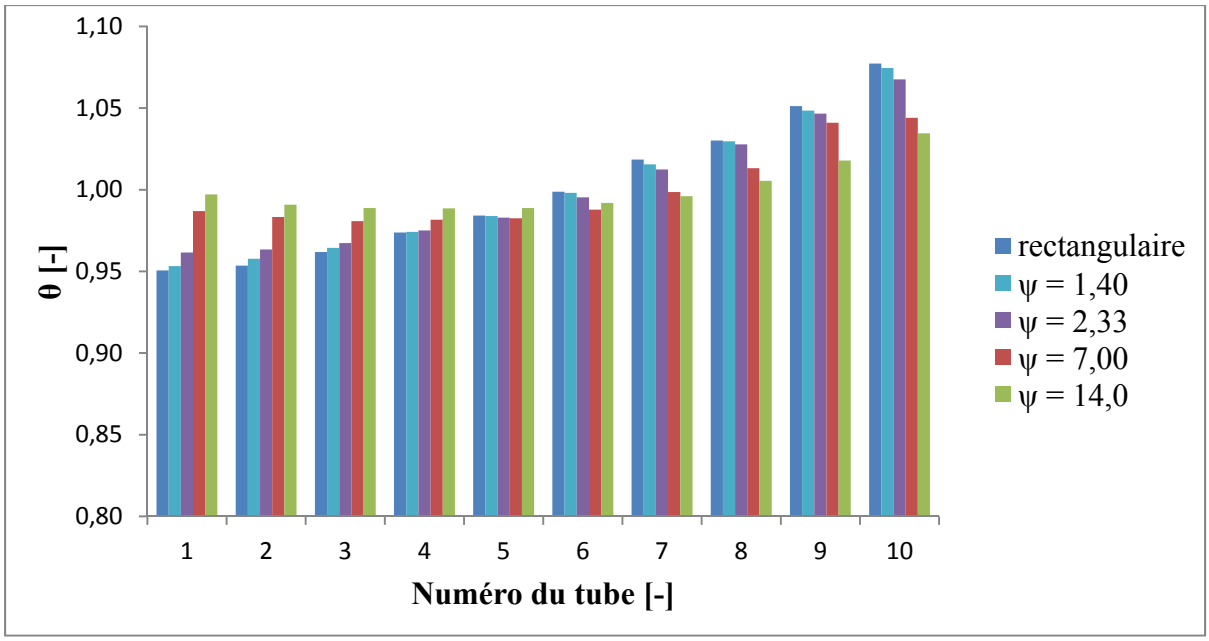

Figure 5.3 : Résultats de la distribution pour différentes configurations du plénum froid, $\dot{m}$ = 0,100 kg/s, e = 90 mm, r=0,320, L = 1800 mm

À partir de la Figure 5.3, le rétrécissement de la section transversale du plénum froid a amélioré la distribution de l'eau dans le collecteur solaire. En effet, il est clair que plus la valeur de ψ est grande, plus uniforme est la distribution. Le pourcentage de passage d'eau dans les premiers tubes a augmenté par rapport au cas standard (l'histogramme en couleur verte en comparaison avec celui en couleur bleu qui représente le cas du collecteur avec le plénum rectangulaire). De même, cette modification de la conception du plénum froid a abaissé la quantité d'eau dans les derniers tubes, toujours en comparaison avec le cas standard. Par conséquent, le facteur d'uniformité Ω est le plus grand, indiquant une plus grande uniformité, pour la valeur de H_{in_d} la plus petite. Ceci est résumé dans le Tableau 5.2.

Tableau 5.2 : Valeurs du facteur d'uniformité pour les différentes configurations du plénum froid

	Rectangulaire	140/100 (ψ=1,40)	140/60,0 (ψ= 2,33)	140/20,0 (ψ = 7,00)	140/10,0 (ψ = 14,0)
Ω	99,17 %	99,20 %	99,30 %	99,50 %	99,80 %

D'après le Tableau 5.2, le facteur d'uniformité est passé de 99.17 % pour le plénum rectangulaire à 99,80 % pour le plénum modifié (cas 4 dans le Tableau 5.1).

5.1.2 Variation du débit massique à l'entrée

L'effet de la variation du débit massique à l'entrée pour le collecteur solaire dont le plénum froid est modifié a été évalué. Le débit massique à l'entrée varie entre 0,300 et 1,00 kg/s. les résultats de la distribution sont représentés aux Figure 5.4, Figure 5.5 et Figure 5.6.

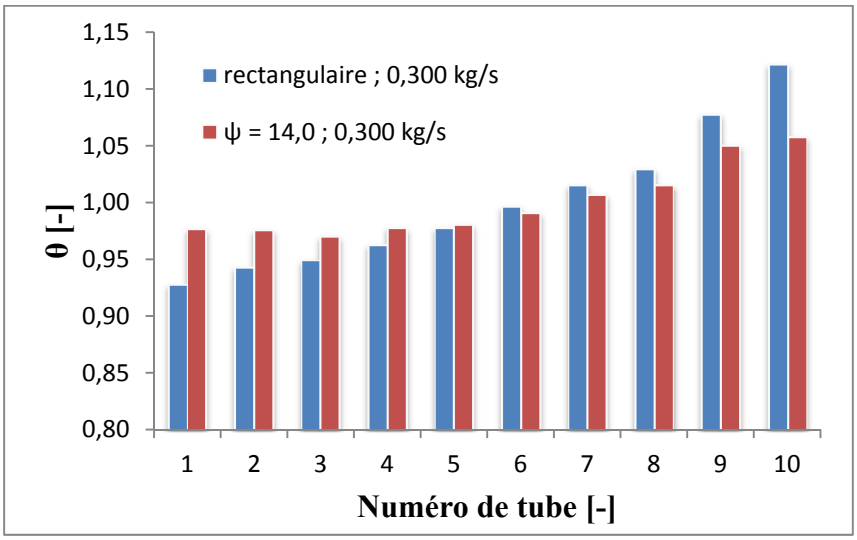

Figure 5.4 : Résultats de la distribution pour un débit massique à l'entrée égal à 0,300 kg/s et pour ψ = 14,0.

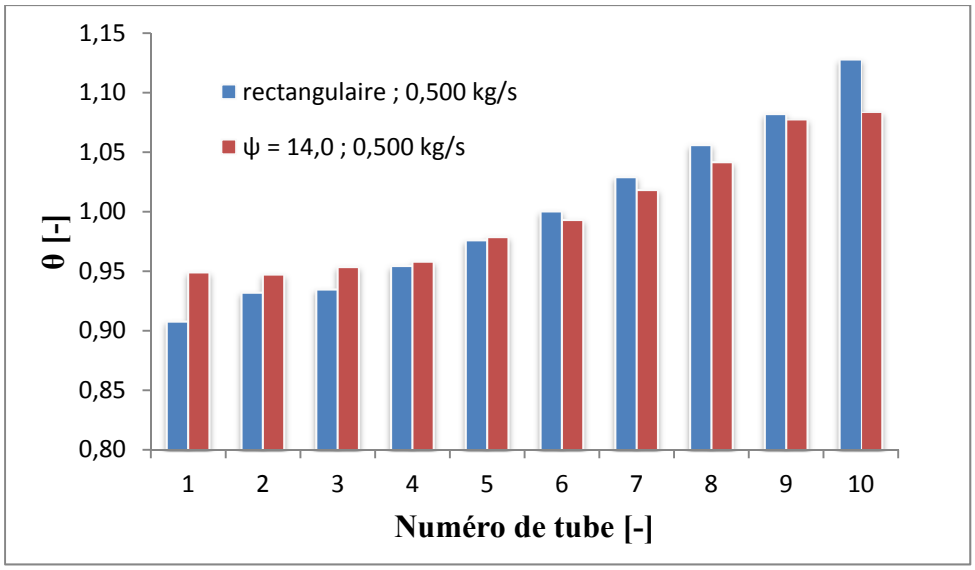

Figure 5.5 : Résultats de la distribution pour un débit massique à l'entrée égal à 0,500 kg/s et pour ψ = 14,0.

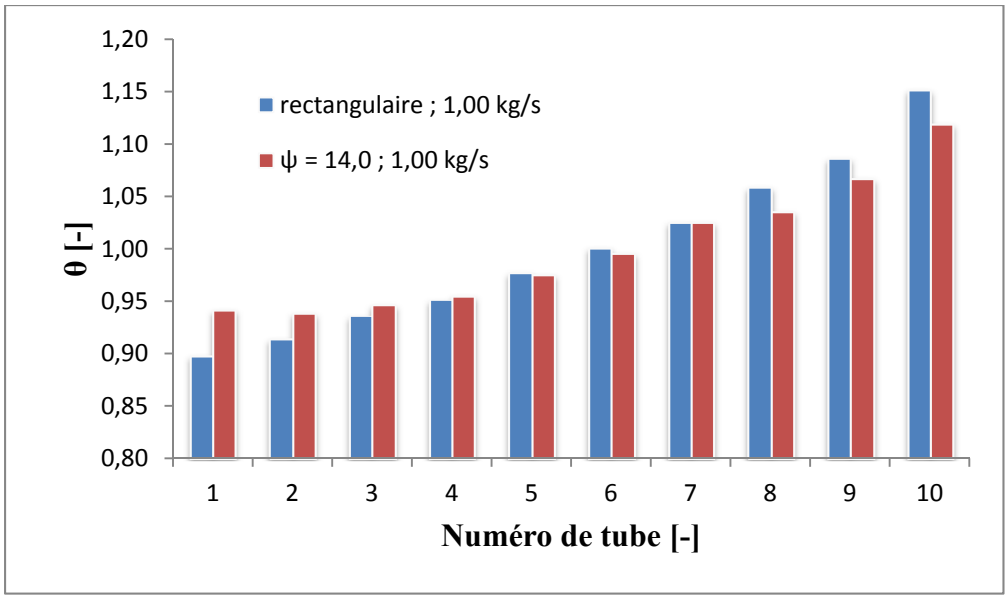

Figure 5.6 : Résultats de la distribution pour un débit massique à l'entrée égal à 1,00 kg/s et pour ψ = 14,0.

Comme pour le cas de la géométrie de base, l'augmentation du débit massique à l'entrée baisse le degré d'uniformité de la distribution dans les tubes du collecteur solaire. Dans le

Tableau 5.3 sont résumées les différentes valeurs de Ω évaluées pour les débits mentionnés précédemment.

Tableau 5.3 : Valeurs de Ω évaluées pour différents débits massiques à l'entrée (ψ = 14,0)

Débit massique à l'entrée (en kg/s)	Ω pour la géométrie de base	Ω pour la nouvelle géométrie (ψ = 14,0)
0,100	99,17 %	99,80 %
0,300	98,82 %	99,40 %
0,500	98,63 %	99,00 %
1,00	98,46 %	98,84 %

5.1.3 Autre manière pour le rétrécissement linéaire du plénum froid

Il s'agit ici de rétrécir le plénum froid à partir d'une certaine distance par rapport à l'endroit d'entrée d'eau. Cette distance est désignée par *Dt* comme le montre la Figure 5.7.

Rapport-Gratuit.com

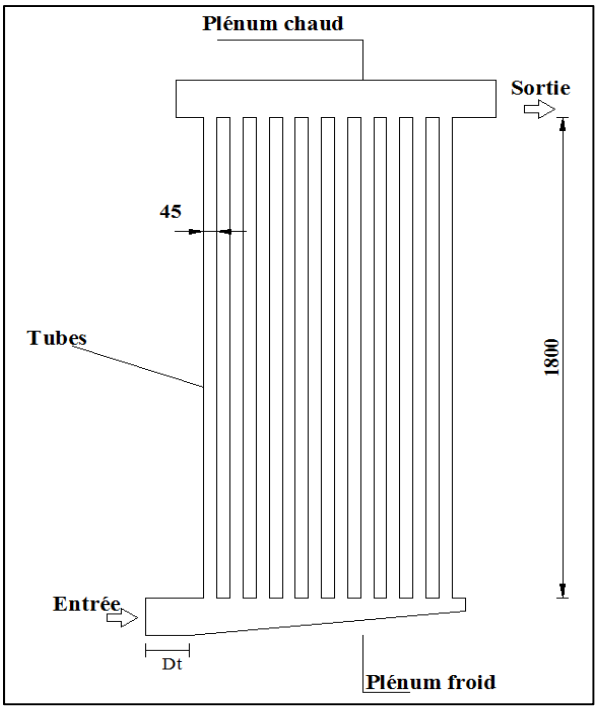

Figure 5.7 : Rétrécissement du plénum froid
à partir d'une distance *Dt*

Les résultats de la distribution pour un débit massique à l'entrée égal à 0,100 kg/s et pour ψ égal à 14,0 sont illustrés à la Figure 5.8.

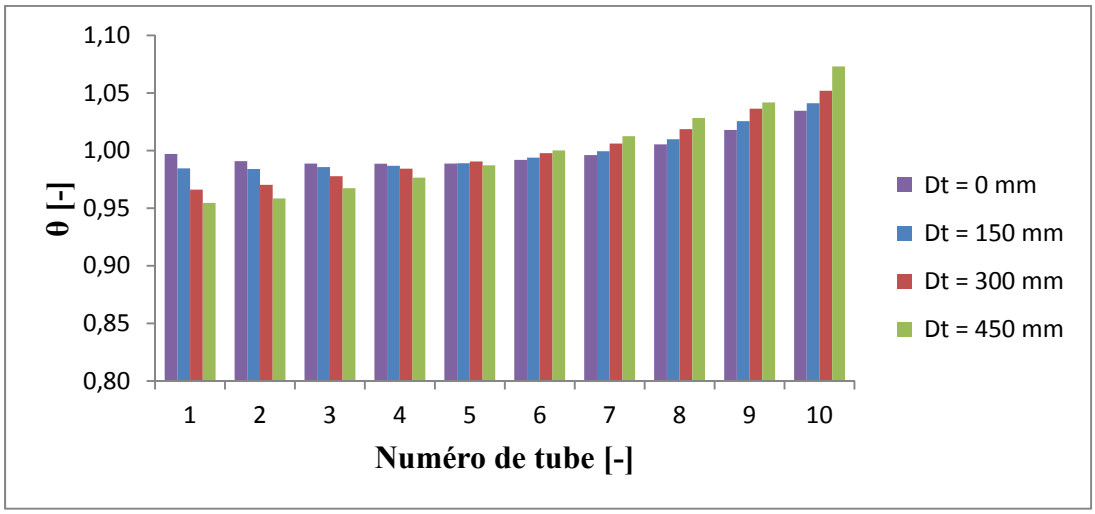

Figure 5.8 : Résultats de la distribution pour différentes valeurs de *Dt*

D'après la Figure 5.8, le rétrécissement linéaire du plénum froid, directement à partir de l'entrée de l'eau, offre plus d'uniformité de la distribution dans le collecteur solaire. À titre d'exemple, Ω est passé de 99,80 % pour *Dt* nulle, à 99,25 % pour *Dt* égale à 450 mm. En effet, la pression diminue dans le plénum froid au fur et à mesure qu'on diminue sa section comme le montre la Figure 5.9. La Figure 5.10 représente la variation de la pression dans le plénum bas pour *Dt* égale à 300 mm. La pression commence à augmenter lorsque la section du plénum est constante, puis diminue à partir de l'endroit où l'on effectue le rétrécissement. La différence de pression entre les deux plénums est plus petite lorsque le rétrécissement est effectué à partir de l'entrée que celle lorsque le rétrécissement est effectué à partir d'une certaine distance. C'est pour cette raison que plus *Dt* augmente, conduisant à une augmentation relative de la pression, moins la distribution est uniforme.

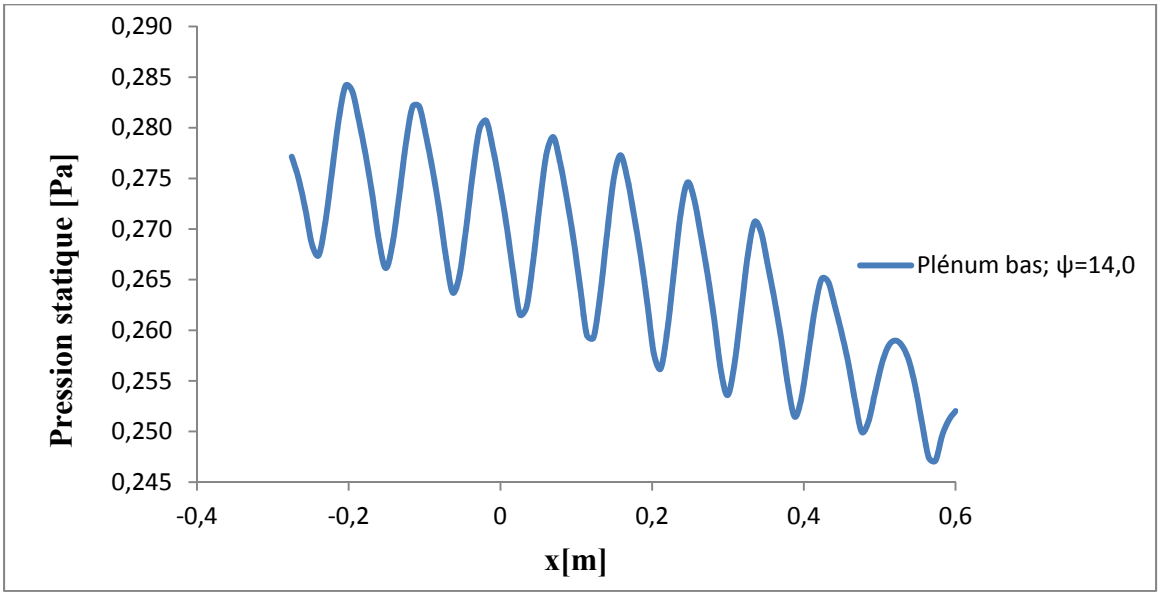

Figure 5.9 : Variation de la pression statique dans le plénum bas pour ψ = 14,0 (débit massique à l'entrée égal à 0,100 kg/s)

Rapport-gratuit.com
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

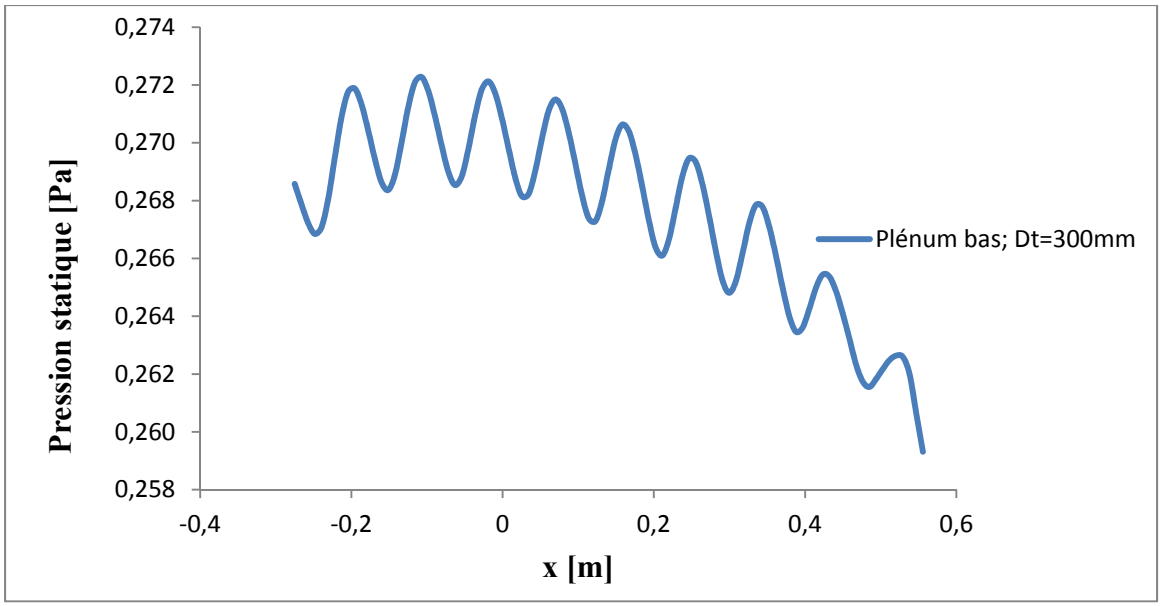

Figure 5.10 : Variation de la pression statique dans le plénum froid pour *Dt* = 300 mm (ψ = 14,0 et le débit massique à l'entrée égal à 0,100 kg/s.)

5.2 Rétrécissement linéaire des deux plénums

Dans une première étape, l'étude a porté sur la modification de la géométrie du plénum bas en diminuant sa section transversale. La modification simultanée de la conception des deux plénums est l'objet de la deuxième étape. Le plénum froid est rétréci linéairement (comme à la section précédente) et d'un élargissement, dans le sens d'écoulement, du plénum chaud. Ceci est représenté à la Figure 5.11.

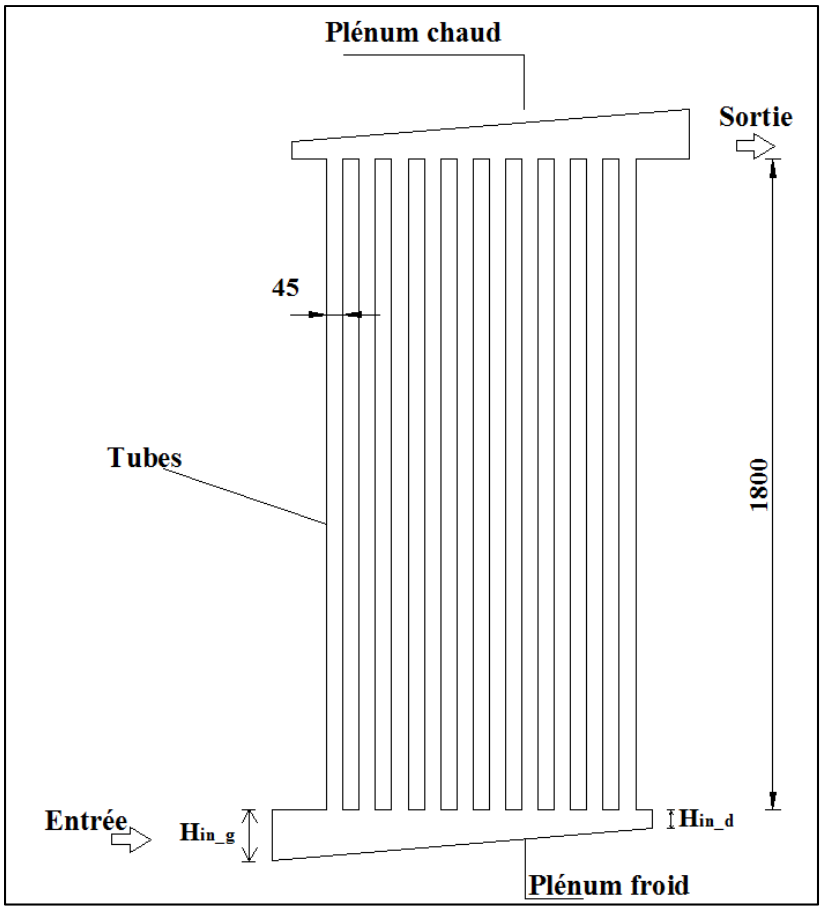

Figure 5.11 : Schéma du collecteur solaire avec rétrécissement linéaire des deux plénums

Les résultats de la distribution pour le collecteur solaire dont les deux plénums sont modifiés sont représentés à la Figure 5.12. Les deux plénums ont un paramètre ψ égal à 14,0.

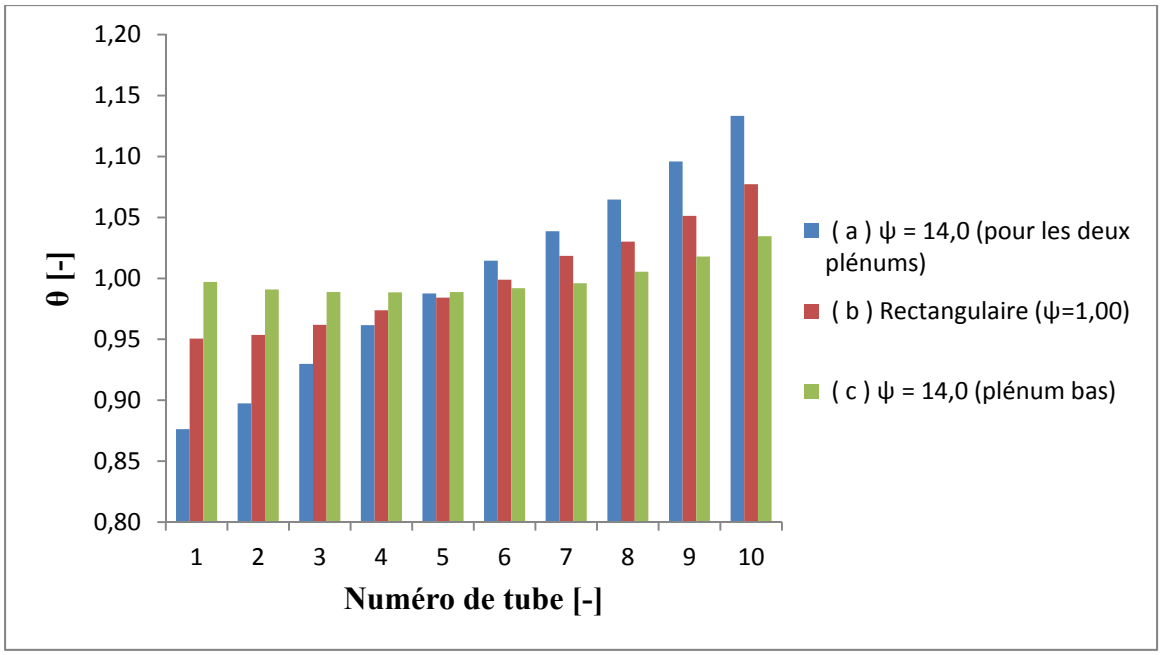

Figure 5.12 : Résultats de la distribution dans le collecteur solaire : (a) en modifiant les deux plénums, (b) collecteur standard, (c) en modifiant le plénum bas

D'après la Figure 5.12, la modification simultanée des deux plénums n'est pas recommandée car elle favorise le phénomène de la distribution non uniforme : moins de débit passe dans les premiers tubes et les derniers tubes laissent passer plus de débit, en comparant avec le cas où les deux plénums sont rectangulaires, ce qui conduit à la diminution du paramètre d'uniformité Ω qui passe de 99,17 % pour le cas standard à 98,30 %.

Comme dans le cas du collecteur standard, les pertes de pression dans chaque branche sont calculées et résumées dans le Tableau 5.4.

Tableau 5.4 : Pertes de pressions dans le collecteur solaire dont les deux plénums sont modifiés (ψ = 14,0)

Numéro de tube	Pression à l'entrée (Pa)	Pression à la sortie (Pa)	Différence (Pa)
1	0,285	0,108	0,177
2	0,283	0,085	0,198
3	0,280	0,069	0,211
4	0,278	0,0590	0,220
5	0,276	0,0500	0,226
6	0,274	0,0400	0,234
7	0,272	0,0320	0,240
8	0,271	0,0250	0,246
9	0,270	0,0180	0,252
10	0,269	0,0100	0,259

La différence de pression au niveau du dernier tube moins celle au niveau du premier tube est égale à 0,0820 Pa, soit environ 32,0 % d'écart contre 15,0% pour le cas du collecteur solaire avec plénums rectangulaires, ce qui explique le facteur d'uniformité plus faible.

5.3 Conclusion du chapitre

Ce chapitre montre que le rétrécissement linéaire du plénum froid améliore la distribution de l'écoulement surtout à faible débit massique à l'entrée. Le facteur Ω est passé de 99,17 % pour la géométrie de base à 99,80 % pour la configuration où ψ est égale à 14. Il faut noter aussi que le rétrécissement linéaire et simultané des deux plénums diminue le degré d'uniformité. La distribution est moins uniforme que pour la géométrie de base.

CONCLUSION

Au Canada, une grande part de l'énergie totale consommée est consacrée au chauffage. Cette dernière peut être fournie par des capteurs solaires tels que les capteurs solaires à tubes sous vide. Actuellement, les tubes sous vides certifiés par les normes nord-américaine ou européenne sont des tubes ouverts d'un seul côté. Ils utilisent soit des caloducs pour chauffer le fluide caloporteur, soit des tubes en U qui sont soudés à l'absorbeur, ou bien la circulation est directement dans le tube sous vide comme dans le cas des systèmes à thermosiphon. Le nouveau concept étudié dans le cadre de ce mémoire présente des collecteurs solaires à tubes sous vide qui sont ouverts aux deux extrémités. Ce modèle présente un inconvénient, le fluide caloporteur ne se partage pas d'une manière uniforme dans les différents tubes.

Ainsi, l'objectif principal de ce mémoire est d'améliorer la conception du collecteur solaire pour permettre au fluide caloporteur de se répartir uniformément dans les différents tubes. L'étude numérique a été faite à l'aide du logiciel ANSYS Fluent 14.0. La solution proposée qui consiste à rétrécir le plénum froid a permis cette amélioration, surtout lorsque le débit d'écoulement est faible.

Dans le premier chapitre, une description des capteurs solaires (que ce soit des capteurs plans ou à tubes sous vide), les éléments qui les composent et la différence entre eux ont été tout d'abord présentés. Ensuite, comme les capteurs solaires à tubes sous vide sont le sujet d'intérêt, une revue de littérature pertinente sur les différents designs de ces capteurs ainsi que les études les plus récentes qui portent sur leur fonctionnement ont été mentionnées. Enfin, les études utilisant la CFD pour l'étude des écoulements dans les collecteurs solaires à tubes sous vide ont été énumérées. Donc, les capteurs à tubes sous vide sont une solution intéressante, mais il faut encore équilibrer le débit dans le capteur qui présente le sujet de ce mémoire. La CFD pouvait, ainsi, aider dans cette tâche.

Par la suite, les équations utilisées par ANSYS Fluent pour déterminer l'écoulement par la CFD sont exposées. Il s'agit des équations de Navier Stokes et des équations du modèle de turbulence choisi (RNG k-ε). Enfin, il est sujet des différentes étapes poursuivies dans la CFD pour la résolution numérique d'un problème donné.

La validation des résultats est une étape très importante dans toute étude CFD. Dans ce mémoire, des validations ont été effectuées en comparant les résultats des simulations numériques avec des résultats théoriques de Jones et Lior (1994). Leur modèle théorique résout l'écoulement dans un collecteur à 4, 8 et 16 tubes. Le débit massique à l'entrée et, par conséquent, le nombre de Reynolds a été varié. Trois nombres de Reynolds sont utilisés dans leur étude. Les deux auteurs ont aussi étudié deux configurations d'écoulement qui sont la configuration en Z et la configuration en U. les résultats numériques concordent avec les résultats de Jones et Lior (1994).

La géométrie du collecteur solaire, sujet de ce travail, est inspirée de la compagnie allemande Airwasol. Elle consiste en deux plénums rectangulaires (un plénum froid et un plénum chaud), connectés entre eux par des tubes sous vide (10 tubes). La géométrie du collecteur (la moitié, en supposant l'écoulement symétrique) a été maillée avec la méthode Cutcell, en ajoutant des corps d'influence dans les zones d'entrée/sortie d'eau dans les tubes. Le maillage est structuré à base d'éléments hexaédriques. Dans ANSYS Fluent, l'algorithme SIMPLE et le schéma de stabilisation Power Law ont été sélectionnés. Le débit massique à l'entrée varie entre 0,100 et 2,00 kg/s. Un paramètre Ω, qui est un facteur d'uniformité, a été utilisé pour mesurer le degré d'uniformité de la distribution dans le collecteur. Les résultats de la distribution ont été représentés pour chaque débit massique et pour deux configurations qui sont la configuration en Z et celle en U. En plus, les paramètres géométriques comme la longueur des tubes et l'espacement entre eux ont été variés pour mesurer leur effet sur l'uniformité de la distribution. Les résultats numériques ont montré que la configuration en U offre une meilleure uniformité que la configuration en Z.

Une répartition uniforme de l'eau entre les tubes sous vides permettrait d'extraire plus d'énergie solaire. Une modification de la géométrie du collecteur (forme des plénums) a été proposée pour améliorer la distribution dans le collecteur d'Airwasol. La solution proposée consiste à rétrécir linéairement le plénum bas. Le paramètre Ω augmente, c'est-à-dire que la distribution entre les tubes est plus uniforme. À titre d'exemple, pour un débit massique de 0,100 kg/s, le facteur Ω est passé de 99,17 % à 99,80 %. Le rétrécissement simultané des deux plénums n'a pas apporté une amélioration au niveau de l'uniformité de la distribution.

Dans le futur, l'étude thermique du collecteur solaire à tubes sous vide ouverts des deux côtés et l'impact de la distribution d'eau sur le rendement du collecteur en fonction du rayonnement solaire reçu reste à faire. Cela pourrait être le sujet d'une étude numérique qui complèterait ce travail.

Rapport-Gratuit.com

ANNEXE I

DIAGRAMME DE MOODY

La Figure A I-1 représente le diagramme de Moody qui est souvent utilisé pour calculer le facteur de frottement f en fonction du nombre de Reynolds et pour différents types de parois (lisses ou rugueuses).

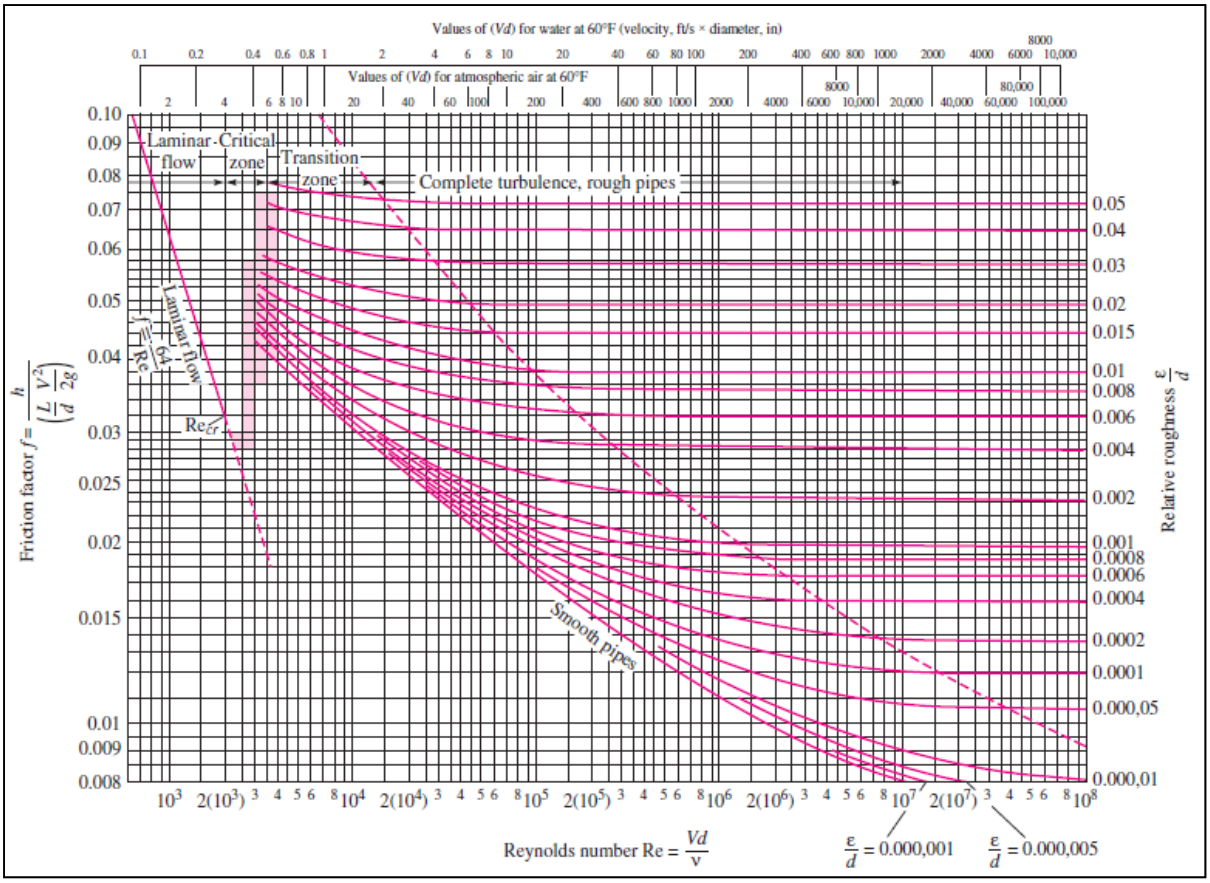

Figure A I-1 : Diagramme de Moody

Rapport-gratuit.com
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

ANNEXE II

VALIDATION DE L'ÉCOULEMENT DANS UN TUBE

Des simulations numériques de l'écoulement dans un seul tube sont effectuées à l'aide du logiciel ANSYS Fluent 14.0. Les deux régimes d'écoulement (laminaire et turbulent) sont étudiés.

Le tube a une longueur de 8m et un diamètre de 0,20m. L'étude est faite en considérant la configuration en 2D et la configuration en 3D pour la géométrie du tube. Pour la configuration en 2D, il s'agit d'un rectangle de dimensions mentionnées précédemment. La moitié du rectangle sera étudiée (2D axisymétrique) comme le montre la Figure A II-1.

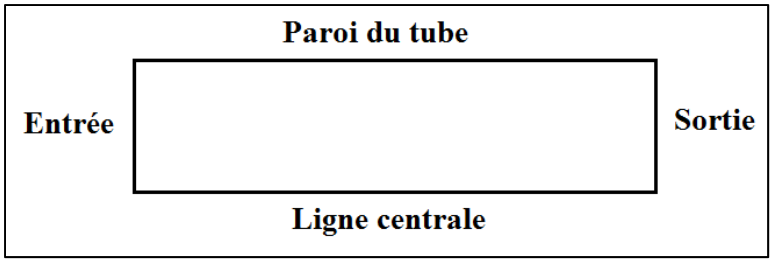

Figure A II-1 : Modélisation en 2D

Pour la configuration 3D, il s'agit d'une conduite cylindrique. Deux plans de symétrie selon l'axe xz et l'axe yz ont été créés, et ainsi le nombre de mailles sera réduit et le quart du tube sera simulé. La géométrie du tube est représentée à la Figure A II-2.

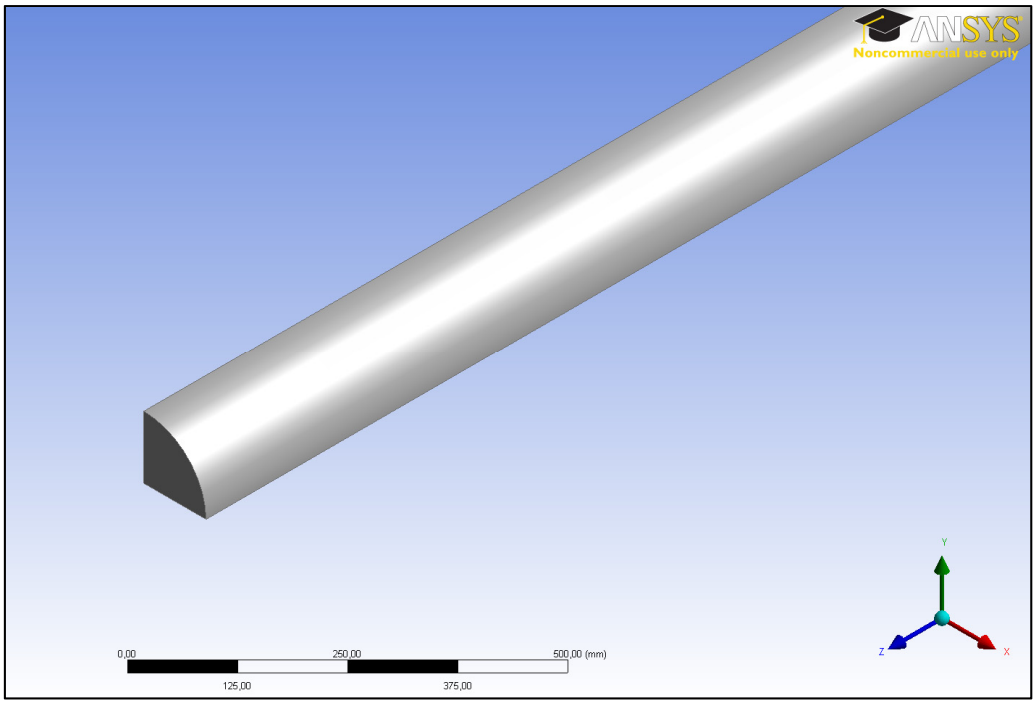

Figure A II-2 : Géométrie du tube en 3D

La méthode utilisée pour mailler la géométrie en 2D est de diviser la face en quadrilatères, ce qui est appelé « faces mappées » avec le dimensionnement des arrêtes. Les arrêtes horizontales et verticales sont découpées en 200 et 20 éléments respectivement, soit un nombre total d'éléments égal à 4000. La Figure A II-3 montre le maillage du tube en 2D.

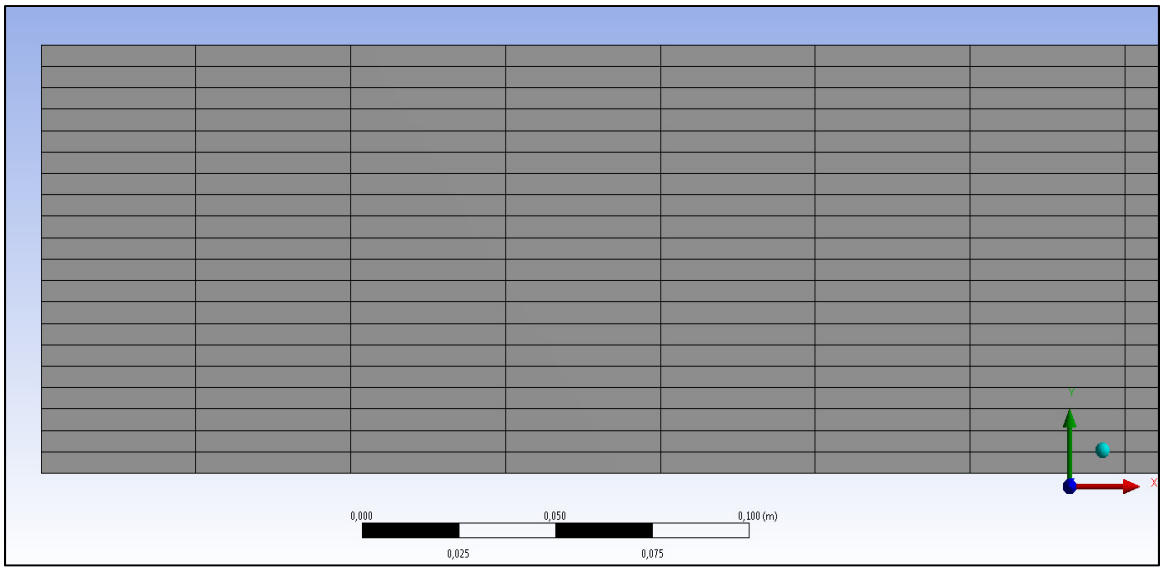

Figure A II-3 : Maillage de la géométrie 2D

En ce qui concerne la géométrie en 3D, étant donné que la section du tube est constante, la méthode utilisée pour mailler le tube est la méthode de balayage. L'inflation a été aussi générée pour bien simuler les grands gradients de vitesse proches de la paroi.

Le nombre de divisions est pris égal à 150. Le maillage du tube en 3D est schématisé à la Figure A II-4.

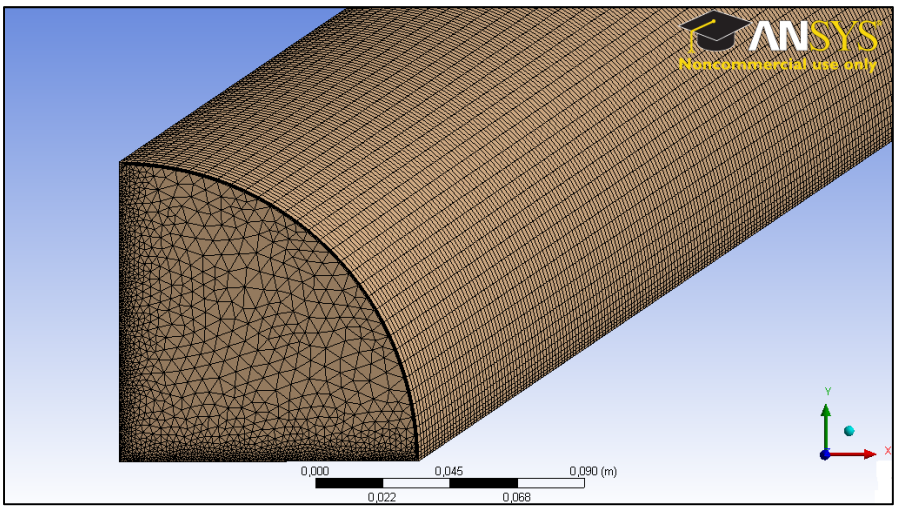

Figure A II-4 : Maillage de la géométrie 3D

La vitesse à l'entrée est égale à 1m/s. Le fluide choisi a une masse volumique ρ = 1kg/m^3 et une viscosité dynamique μ = 0,002 kg/m.s (l'écoulement est dans ce cas laminaire correspondant à un nombre de Reynolds égal à 100) ou $\mu = 2\times10^{-5}$ kg/m.s (l'écoulement est dans ce cas turbulent et Re est égal à 10000).

- **Régime laminaire**

Le profil de vitesse, en régime laminaire, est représenté pour les deux configurations (2D et 3D) à la Figure A II-5.

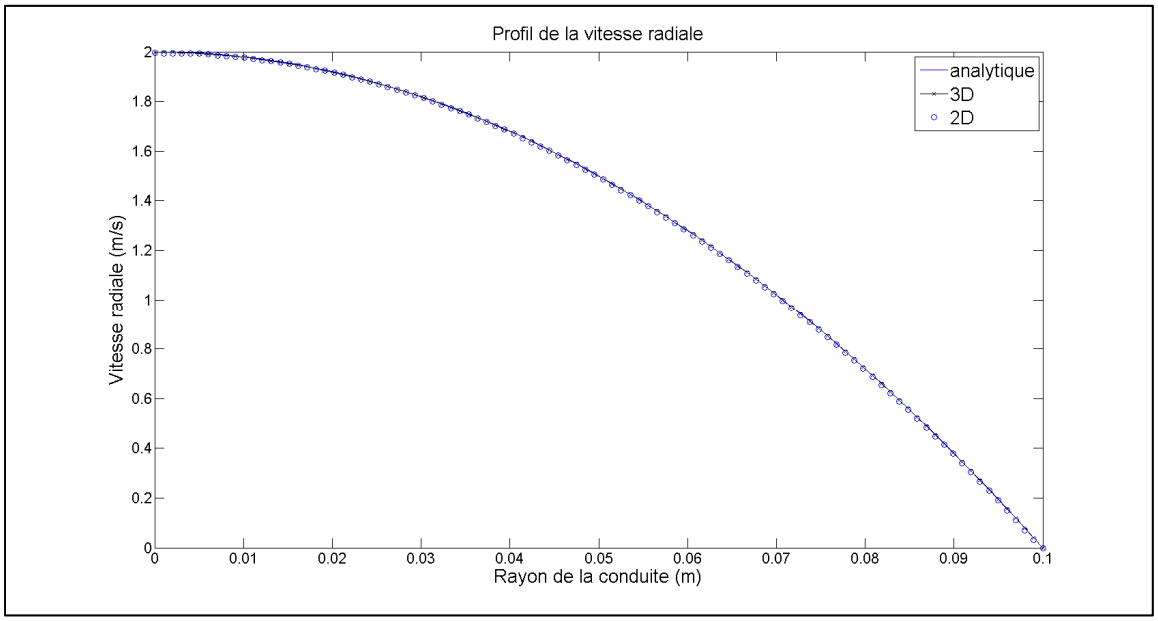

Figure A II-5 : Profils de vitesse radiale en régime laminaire

Le profil de vitesse est parabolique (ici, la moitié de la parabole est représentée à cause de la symétrie). La vitesse est nulle aux parois et elle est maximum au centre du tube. Ce maximum est égal au double de la vitesse à l'entrée pour le régime laminaire. Le développement du profil de vitesse est aussi visualisé en regardant La Figure A II-6 qui représente les vecteurs de vitesse à l'entrée (figure à gauche) et à la sortie du tube (figure à droite). La vitesse est nulle aux parois (couleur bleu), et elle est maximale au centre (couleur rouge).

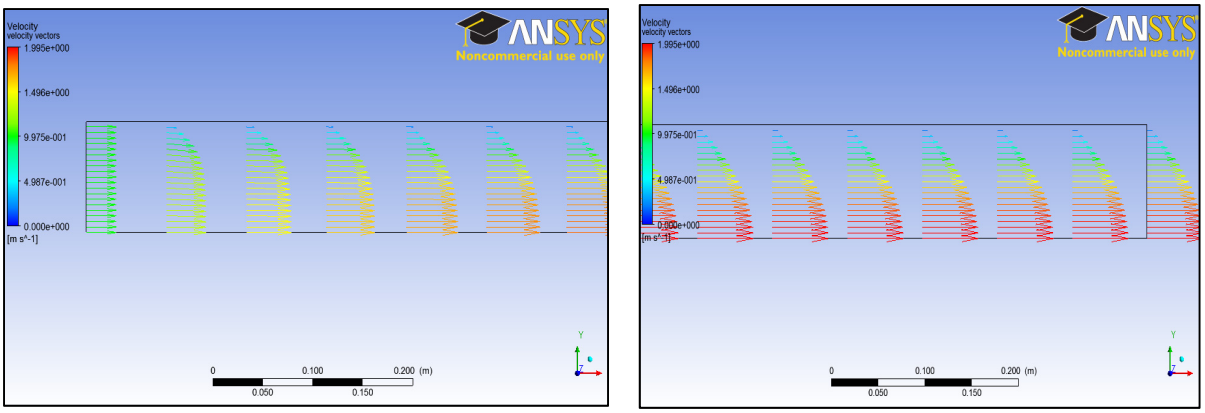

Figure A II-6 : Vecteurs de vitesse en régime laminaire ; à l'entrée du tube (à gauche) et à la sortie du tube (à droite)

- **Régime turbulent**

De même, en régime turbulent, le profil de vitesse radiale à la sortie du tube a été tracé pour différents cas : analytiquement et aussi numériquement (2D et 3D). Deux modèles de turbulence ont été testés qui sont le modèle k-ε et le modèle k-ω standards. Les profils de vitesse sont représentés à la Figure A II-7.

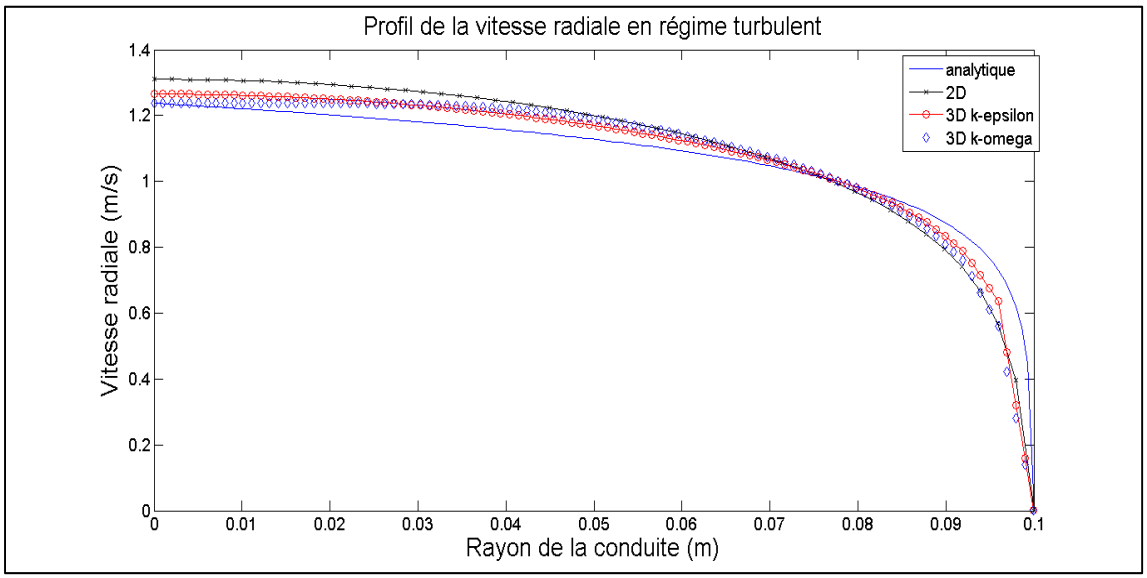

Figure A II-7 : Profils de vitesse radiale en régime turbulent

À la Figure A II-8 sont représentés les vecteurs de vitesse à l'entrée du tube (figure de gauche) et à la sortie du tube. La vitesse a un profil uniforme au départ et elle est nulle aux parois. Le développement de la couche limite réduit la vitesse près de la paroi et l'accélère au centre du tube pour maintenir la conservation de la masse.

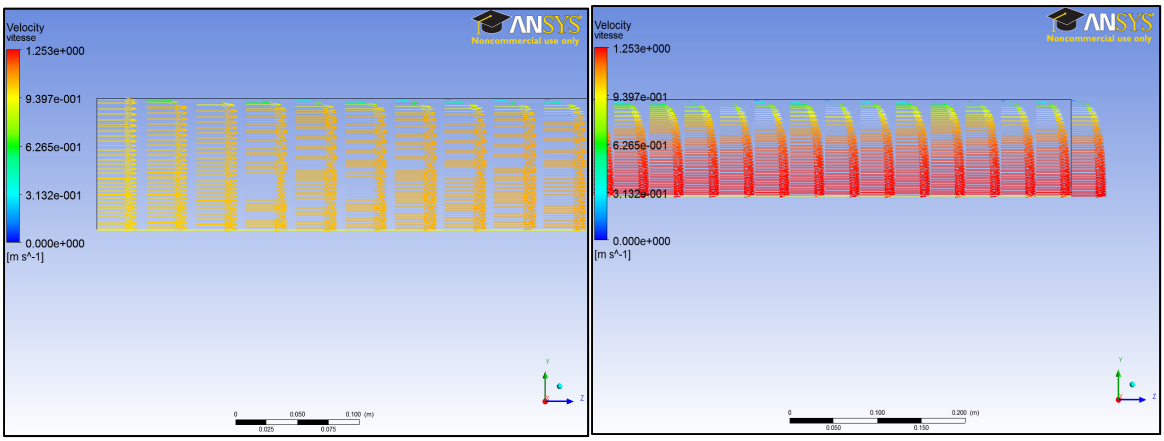

Figure A II-8 : Vecteurs de vitesse en régime turbulent ; à l'entrée (à gauche) et à la sortie du tube (à droite)

ANNEXE III

LISTE DES PUBLICATIONS ET COMMUNICATIONS

Durant ce travail, trois publications ont été préparées dont la dernière est en cours de préparation et sera soumise à la fin de l'été ou au début de l'automne.

Le premier article a été préparé pour le séminaire de la chaire t3e et a été présenté à l'oral le 1er Avril 2014.

Mohamed Boukadida, Daniel R.Rousse, François Morency, Guillermo Quesada, « *Review of evacuated solar tube collectors for water heating*», Montréal, Canada, 5 pages.

Le second article a été préparé pour le CIFQ 2015 (Colloque Interuniversitaire Franco-Québécois sur la thermique des systèmes). Ce colloque s'est déroulé du 8 au 10 Juin 2015 à Sherbrooke. Une présentation orale a été aussi réalisée.

Mohamed Boukadida, Daniel R.Rousse, François Morency, « *Étude numérique de l'écoulement dans un collecteur solaire à tubes sous vide ouverts des deux côtés* », XIIème Colloque Interuniversitaire Franco-Québécois sur la Thermique des Systèmes, Sherbrooke, Canada, 8 au10 Juin 2015, 7 pages.

Le dernier article est en cours de préparation et sera soumis au journal IJAST (International Journal of Applied Science and Technology).

Mohamed Boukadida, Daniel R.Rousse, François Morency, 2015, «*Numerical study of fluid flow in a solar collector involving vacuum tubes open on both sides* », à soumettre.

Rapport-Gratuit.com

ANNEXE IV

NUMERICAL STUDY OF FLUID FLOW IN A SOLAR COLLECTOR INVOLVING VACUUM TUBES OPEN ON BOTH SIDES

(Cet article sera soumis au journal *International Journal of Applied Science and Technology*)

Mohamed BOUKADIDA*, Daniel R.ROUSSE, François MORENCY

Technologies of Energy and Energy Efficiency Industrial Research group (t3e),
Department of Mechanical Engineering, École de technologie supérieure, Université du Québec,
1100 Notre-Dame St. West, Montreal, Canada H3C 1K3

*Corresponding author: mohamed.boukadida.1@ens.etsmtl.ca
daniel.rousse@etsmtl.ca
francois.morency@etsmtl.ca

Rapport-gratuit.com
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

Abstract
Canada has an important potential of solar radiation, which encourages solar installations throughout the country. In addition, 80% of residential energy used in Canada is devoted to the production of domestic hot water and space heating. This energy could be provided by solar evacuated tube collectors, which have better performances than flat plate solar collectors because of their high insulation. The main objective of this work is to propose a design that reduces the non-uniformity of water flow in a vacuum tube solar collector opened at both ends. The study is done using Computational Fluid Dynamic (CFD) software by solving the equations of continuity and momentum (the energy equation is not taken into account since there is no heat input) and the equations of the model of turbulence chosen in this study. The RNG k-ε was selected. The distribution of water between the tubes in the solar collector is studied based on a parameter, Ω, which is a factor that quantifies the degree of non-uniformity. Two geometries are investigated. For the basic geometry (Z-configuration) and for a mass flow at the input equal to 0.10 kg/s, Ω is equal to 99.17%. Four geometrical and operating parameters, such as the length of the tubes, the inlet mass flow, the diameter ratio, r, and the spacing between the tubes, are varied to investigate their effect on the distribution. Also, a second geometry (U-configuration) is studied. The changes in the positions of water inlet and outlet showed that the U-configuration provides more uniform flow distributions in the solar collector. Finally, the solution opted to further improve the uniformity of the flow distribution is to shrink linearly the cold manifold. Thus, the factor Ω increases: It passes from 99.17% for the basic geometry to 99.80%.

Key words: solar collector, vacuum tubes, CFD, flow, mass distribution.

Nomenclature:

d	diameter (mm)
e	spacing between the tubes (mm)
f	unit external force (N/kg)
G	generation of turbulent kinetic energy (-)
H	height of the manifold (mm)
I	intensity of turbulence (%)
k	turbulent kinetic energy (m^2/s^2)
L	tube length (mm)
l	the turbulence length scale
$\dot{m}$	mass flow (kg/s)
n	*number of tubes*
P	pressure (Pa)
Re	Reynolds number (-)
r	ratio between the diameter of the tubes and the diameter of the manifold (-)
S	croos-section of the manifold (m^2)
t	time (s)
U	mean velocity (m/s)
V	velocity components (m/s) (according to the indexes i, j, k)
w	manifold length (mm)
x	cartesian coordinates (according to the indexes i, j, k)

X	position in the manifold (m)
Y	position in the tubes (m)

Greek symbols

α	effective Prandtl number
$\bar{\beta}$	theoretical mass flow (kg/s) defined in eq.14
γ	correction factor of the kinetic energy
δ	Kronecker symbol(-)
Δh	total pressure losses
ε	turbulent dissipation rate (m^2/s^3)
θ	parameter defined in eq.13
μ	dynamic viscosity (kg/m.s)
ν	kinematic viscosity (m^2/s)
ρ	density (kg/m^3)
ψ	parameter defined in eq.18
Ω	factor of uniformity (%)

Subscripts

i	index representing the axes
j	index representing the axes
l	index representing the axes
r	riser
in	inlet
o	tube number
eff	effective
h	hydraulic
in_g	inlet on the left
in_d	inlet on the right

1. Introduction

According to the International Energy Agency IEA (IEA, 2014), the world's total primary energy production grew from 6109 Mtoe in 1971 to 13 371 Mtoe in 2012. The fossil trio largely provides this production: oil (31.5%), coal (28.8%) and natural gas (21.3%). These forms of energy are non-renewable and eventually they will be exhausted. In addition, fossil energy sources are highly polluting the environment and are causing an increase of CO_2 emissions released into the atmosphere.

Several options can be envisaged to reduce CO_2 and other Green House Gas (GHG) emissions while meeting the global demand for energy services (Edenhofer et al., 2012). Some of these options are energy efficiency, energy storage, energy sobriety (Rousse, 2013) and the replacement of fossil fuels with renewable sources of energy. These options, if involved properly, can contribute to social and economic development, reducing negative impacts on the environment and health (Edenhofer et al., 2012). Indeed, the International

Energy Agency published on March 13, 2015 preliminary information showing that GHG emissions were reduced in 2014 without having an impact on economic growth (International Energy Agency, 2015). In the previous forty years, there were only three periods during which the International Energy Agency registered a reduction in GHG emissions, but it was linked to an economic decline. On the contrary, in 2014, the world economy grew by 3% (International Energy Agency, 2015).

Many renewable energy sources are currently available such as wind, geothermal, biomass, hydropower and solar energy. The latter is a very important energy source for the future given its availability in large quantities.

Canada has an important sunshine potential, which allows solar installations throughout the country. Nevertheless, the capacity of solar thermal collectors installed per capita is equal to 21.2 W_{th}/capita at the end of 2012. Germany, despite its solar resource much less than Canada (Future, 2014), has a solar thermal capacity installed per capita equal to 118 W_{th}/capita (Future, 2014). In Canada, about 70% of energy consumption in the residential, commercial and institutional sectors is devoted to heating, in which 12.5% for domestic hot water (Canada, 2011).

The disadvantage of these collectors is mainly their heat loss to the environment. Solar collectors' vacuum tubes fix this problem and have high performance insulation. The heat losses to the environment are negligible, in comparison with those of the flat plate solar collectors.

There are several vacuum tube configurations such as vacuum tube heat-pipe, vacuum tube solar collector with U-tube, water in glass vacuum tube solar collector opened at one end and water in glass vacuum tube solar collector opened at both ends (walker and al. (2004), Ma and al. (2010), Morrison and al. (2004) and Airwasol (2013)).In the latter type, the tubes are arranged in parallel and are connected to two horizontal manifolds. The heat transfer fluid (air, water, water/antifreeze) enters the bottom manifold, passes through the different tubes to be heated by the solar energy received, and then exits the manifold at the top. This technology has been tested by the German company Airwasol (2013). Its disadvantage is that the flow is not uniformly distributed in each vacuum tube, which lowers the efficiency of the collector.

The objective of this work is to propose a design that reduces the non-uniformity of water flow in a vacuum tube solar collector opened at both ends. First, different types of vacuum tube collectors will be presented to show the recent studies performed on them. Then, it is necessary to present the mathematical equations solved by CFD and then the validations made of the flow in a collector composed of parallel tubes. The numerical study of the flow in the collector of Airwasol is the subject of the next step. The study was done by varying geometric and operational parameters such as tube length, the inlet mass flow, the spacing between the tubes, the ratio r (which will be defined later), and the inlet/outlet water positions, to demonstrate their effect on the water distribution in the solar collector. Finally, simulations are done to study the impact of different inlet manifold configurations on the flow uniformity inside the solar collector vacuum tube.

2. Recent studies on vacuum tube solar collector

Solar vacuum tubes were invented by the University of Sydney in Australia in cooperation with other laboratories and industries such as Philips Research Laboratories and Owens

Illinois in 1979 (Harding et Moon, 1981). There are two main types of these collectors: water-in-metal and water-in-glass solar vacuum tube collectors (water as working fluid).
The first type includes solar vacuum tube collectors that use a mechanical component to transfers heat to the circulating fluid, such as heat pipe and U tubes vacuum solar collectors.
The heat pipe solar vacuum collectors are easy to operate: the heat pipe absorbs solar energy and heats the fluid that it contains. It transforms to vapour and goes up to the manifold, to give its heat to the fluid circulating in the collector. The vapour condenses and returns to the bottom of the heat pipe to repeat the same process. Walker and al. (2004) studied such a solar collector designed to reheat water in a 8-storey federal building in Philadelphia. The system has a total surface area of 54 m². The total efficiency of the system (including all heat losses in the pipes) equal to 34%. Nkwetta and al. (2013) studied a new model of a heat pipe solar vacuum tube collector that contains nine tubes with an internal concentrator in each tube which serves to redirect the solar rays. This model showed better efficiency (which is the ratio of the amount of energy received by the collector on that provided to the fluid) compared to the regular model, since it has the lowest coefficient of thermal losses.

In the U tube vacuum solar collector, the absorber is welded to a copper fin that transfers its heat to the U tube in which circulates the fluid. Ma and al. (2010) studied the thermal performance of that solar collector. They showed that the thermal resistance of the air contained between the absorber tube and the copper fin decreases the efficiency of the collector by 10 %. To eliminate this thermal resistance, Liang and al. (2011) presented a solution that consists of filling the space between the absorber tube and the U-tube by a heat transmission component (compressed graphite). The system efficiency is greater than that of an ordinary U tube vacuum solar collector by approximately 12%. Liang and al. (2013) studied a new solar collector of this type that contains two U tubes (with a heat transmission component also).
Water-in-glass solar collectors use either vacuum tubes that are opened at one side or vacuum tubes opened at both sides. Morrison and al. (2004) studied numerically, using CFD, the flow of water in a vacuum tube open at one side (the flow is considered incompressible). The tube is inclined at 45° from the vertical. The authors established the presence of a stagnant area near the closed end of the tube. In this region, the water does not circulate and this affects the efficiency of the solar collector. Shah and Furbo (2007) simulated by CFD the flow in a vacuum tube collector open at one side and whose manifold is placed vertically between the tubes. The continuity, momentum and energy equations were solved. They showed that when using a high mass flow rate, a small amount of fluid enters the tubes, and most directly passes through the manifold. This causes the increase in the average temperature and thus the heat loss in the tubes, which decreases the efficiency of the collector.
Fewer research publications have focused on the solar collector with vacuum tubes opened at both ends, when compared to publications on solar collectors presented previously. Shah and Furbo (2004)studied theoretically and experimentally a prototype of this collector that receive solar radiation from all directions. A theoretical model was established to evaluate the performances of the solar collector. Paradis (2014) has established a one-dimensional thermal model to study the thermal performances (such as outlet temperature, efficiency) of a solar collector using vacuum tube open at both sides in a northern climate. His model, which

is set for a single vacuum tube, solves the heat transfer equations in steady and transient states. The analytical results are in good agreement with the experimental results.
The collectors using vacuum tubes open at both ends are new concepts of solar collectors. They generate less pressure drop due to the unidirectional fluid flow. These collectors can also be installed horizontally or vertically on the facades (the inclination is not required as in the case of the heat pipes to allow the tubes to circulate the antifreeze liquid). Thus, the study of this type of collectors is interesting.

3. Governing equations of CFD

CFD solves the basic principles of fluid mechanics: conservation of mass and conservation of momentum equations.

The mass conservation equation is written as follows using the Einstein notation

$$\frac{\partial \rho}{\partial t}+\frac{\partial}{\partial x_i}\left(\rho V_i\right)=0 \tag{1}$$

The momentum conservation equation for a viscous incompressible fluid is:

$$\frac{\partial V_i}{\partial t}+V_j\frac{\partial V_i}{\partial x_j}=-\frac{1}{\rho}\frac{\partial P}{\partial x_i}+\nu\left(\frac{\partial^2 V_i}{\partial x_j \partial x_j}\right)+f_i \tag{2}$$

For a viscous fluid, there are three types of flow: laminar, transitional and turbulent flow. To model the turbulent flow, CFD uses turbulence models based on the Reynolds Averaged Navier Stokes (RANS) equations and one or two turbulence equations (ANSYS Fluent, 2011a).For the k-ε turbulence model, two equations are solved which are: turbulent kinetic energy k and the turbulent dissipation rate ε.
Reynolds Averaged Navier Stokes equations are written, in addition to the equation (1), as follows:

$$\frac{\partial}{\partial t}\left(\rho V_i\right)+\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\rho V_i V_j\right)=-\frac{\partial P}{\partial x_i}+\frac{\partial}{\partial x_j}\left[\mu\left(\frac{\partial V_i}{\partial x_j}+\frac{\partial V_j}{\partial x_i}-\frac{2}{3}\delta_{ij}\frac{\partial V_l}{\partial x_l}\right)\right]+\frac{\partial}{\partial x_j}\left(-\rho\overline{V'_i V'_j}\right) \tag{3}$$

Where $\left(-\rho\overline{V'_i V'_j}\right)$ which represents the turbulent constraints can be modeled as follows:

$$-\rho V'_i V'_j=\mu_t\left(\frac{\partial V_i}{\partial x_j}+\frac{\partial V_j}{\partial x_i}\right)-\frac{2}{3}\left(\rho k+\mu_t\frac{\partial V_k}{\partial x_k}\right)\delta_{ij} \tag{4}$$

When the flow is turbulent, the RNG k-ε model was selected. This model, which is derived from the standard k-ε turbulent model, provides a differential formula that takes into account the viscosity effects at low Reynolds number. The RNG k-ε model is written as follows:

$$\frac{\partial}{\partial t}\left(\rho k\right)+\frac{\partial}{\partial x_i}\left(\rho k V_i\right)=\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\alpha_k \mu_{eff}\frac{\partial k}{\partial x_j}\right)+G_k+G_b-\rho\varepsilon+S_k \tag{5}$$

and

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\varepsilon)+\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho\varepsilon V_i)=\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\alpha_\varepsilon\mu_{eff}\frac{\partial\varepsilon}{\partial x_j}\right)+C_{1\varepsilon}\frac{\varepsilon}{k}(G_k+C_{3\varepsilon}G_b)-C_{2\varepsilon}\rho\frac{\varepsilon^2}{k}-R_\varepsilon+S_\varepsilon \quad (6)$$

In equations (5) and (6), G_k and G_b represent the generation of turbulent kinetic energy due to mean velocity gradients and buoyancy forces respectively. α_K and α_ε are the inverse effective Prandtl numbers for k and ε respectively. S_K and S_ε are source terms. $C_{1\varepsilon}$,$C_{2\varepsilon}$ and $C_{3\varepsilon}$ are constant defined by ANSYS Fluent (ANSYS Fluent, 2011a).

At inlet, the turbulent kinetic energy, *k*, and the dissipation rate, ε, are calculated as follows:

$$k=\frac{3}{2}(UI)^2 \quad (7)$$

$$\varepsilon=C_\mu^{\frac{3}{4}}k^{\frac{3}{2}}l^{-1} \quad (8)$$

where

$$I=0.16\,(Re)^{-\frac{1}{8}} \quad (9)$$

$$Re=\frac{\rho\,U\,d_h}{\mu} \quad (10)$$

$$l=0.07\,d_h \quad (11)$$

For boundary conditions, a specified mass flow at the inlet and an atmospheric pressure imposed at the outlet were chosen:

$$\dot{m}=\rho US \quad (12)$$

$$P_{absolute}=P_{operation}-P_{relative} \quad (13)$$

4. Validation of the numerical results

Before presenting and discussing the results of the water flow in a vacuum tube collector open at both ends (Airwasol concept), it is necessary to validate the use of the commercial CFD code ANSYS Fluent 14.0 (2014). The numerical results are compared to those obtained by Jones and Lior (1994).

Jones and Lior (1994) presented results for a flow in a solar collector. The solar collector consisted of two horizontal circular manifolds that are connected by a number of parallel tubes, without considering thermal effects (isothermal flow). Solar collectors made of 4, 8 and 16 tubes are studied. The solar collector dimensions are reported in table 1.

Jones and Lior (1994) studied two configurations of the water flow through the solar collector: the Z configuration (parallel flow) and the U configuration (reverse flow) as illustrated in figure 1. In addition, they have varied three parameters, which are the number of tubes, the ratio r and the Reynolds number. The ratio r is defined as:

$$r=\frac{d_r}{d_{in}} \quad (14)$$

where d_r and d_{in} are the diameters of the tubes and the manifolds respectively.

4.1 Z configuration

First, the impact of increasing the Reynolds number was investigated. The comparison with the results of Jones and Lior (1994) was performed for a ratio r equal to 0.5. This is shown schematically in figures 2 and 3.
In these figures, the x-axis represents the position of the center of each tube with respect to the length of the inlet manifold. The y-axis represents the amount of mass flow in each tube with respect to the theoretical flow rate, as defined by equation (15):

$$\theta = \frac{\dot{m}_o}{\bar{\beta}} \tag{15}$$

where

$$\bar{\beta} = \frac{\sum \dot{m}_o}{n} \tag{16}$$

The results shown in figures 2 and 3 are in good agreement with those of Jones and Lior (1994). The average error on θ value is equal to 3.50% and 3.20% for Reynolds numbers of 3210 and 9640 respectively.
A further comparison was performed for various values of the ratio r. Figure 4 shows the numerical results compared with the results of Jones and Lior (1994) for three different ratios and a Reynolds number equal to 9640.The distribution is almost uniform for the smallest ratio (r =0.25), but the degree of non-uniformity is more important for r equal to 0.75. This can be related to the fact that an increase in the diameter of the tubes decreases the pressure drops by friction in the different branches. The relation between pressure drop and uniformity will be further investigated later in the paper.

4.2 U configuration

It is clear that the water mass distribution in the tubes for the Z configuration follows a rising curve. In the U configuration, a reverse situation occurs: the mass distribution follows a decreasing curve. Figures 5 and 6 show this distribution for a number of tubes equal to 8 and a ratio r of 0.50.

This section was devoted to compare the results of the mass distribution obtained from numerical simulations using ANSYS Fluent 14.0 and the results of the analytical model presented by Jones and Lior (1994). Two flow patterns (Z and U configuration) were studied and a good agreement between the two approaches has been shown.

5. Numerical simulation of water flow in a solar collector vacuum tubes open at both ends

A solar collector inspired by the design of the company Airwasol (2013) is studied. This collector is composed of ten vacuum tubes that are open at both ends. We will determine the degree of mass distribution non-uniformity by performing simulation with ANSYS Fluent 14.0. In addition, we will quantify the impact on non-uniformity of geometric and operational parameters such as the length of the tubes, the spacing between the tubes, the mass flow rate

and the ratio r. Two configurations (Z and U configuration) were also studied to demonstrate which offers a better distribution.

5.1. Geometry

The general design of the collector, shown on figure 7, is composed of the following:

- The inlet and outlet manifolds: they are two rectangular ducts having a length of 1000 mm, a width of 140 mm and a height of 140 mm.
- Vacuum tubes: the collector is composed of ten tubes. They have an internal diameter of 45 mm and a length of 1800 mm.

5.2. Mesh

A grid, based on hexahedral elements, was used in the different numerical simulations in this work. To better simulate the velocity and pressure gradients in the transition zones from manifold to tubes, and inversely, local refinement has been done in these critical areas. In addition, five prismatic layers are generated near the walls to help model adequately the boundary layer. Figure 8 represents a portion of the mesh made in the inlet manifold, with a zoom (figure on the right) on mesh refinement areas.
Two criteria were selected to check the quality of the mesh: the orthogonal quality and the aspect ratio (ANSYS Fluent, 2011b). For the first criteria, it varies between 0 (worst quality) and 1 (best quality). In this study, the average of the orthogonal quality is 0.98, indicating an excellent quality mesh. For the second criteria, it is recommended that it is less than 40 (ANSYS Inc, 2009).In our study, the aspect ratio has a maximum value of 18.40 and an average of 2.51.

5.3. CFD model

In this study, the flow is permanent and is assumed incompressible. A pressure based solver is used. Two flow regimes (laminar and turbulent) are studied as a function of the Reynolds number at the entrance (based on the hydraulic diameter of the inlet manifold). To use the RNG k-ε turbulence model, a fine mesh near the walls is required. The parameter y^+, defined by the equation (17):

$$y^+ = \frac{\sqrt{\rho \tau_w}\, y}{\mu} \tag{17}$$

is a dimensionless distance to the wall that must be less than 5 in the viscous layer. Figure 9 illustrates the values of y^+ as a function of the position on the tube wall for a Reynolds number equal to 14285 (the largest Reynolds number at the entrance). The condition is respected.

The SIMPLE algorithm of Spalding and Patankar (1972) is selected to solve the equations of continuity and momentum. The Power Law Scheme is used. This scheme offers a rapid convergence and the numerical diffusion is neglected when the flow is aligned with the

Rapport-Gratuit.com

mesh. The convergence criterion is fixed at 10^{-5} for the continuity equation and the momentum equation, and at 10^{-4} for k and ε.

5.4. Results and discussion

Figure 10 represents the velocity streamlines in the solar collector of this study for an inlet mass flow of 0.100 kg/s. A recirculation zone exists in the bottom manifold. Figure 11 shows the water mass distribution in the collector's tubes according to the tube number. The flow at the inlet is equal to 0.100 kg/s. Note that the water distribution in the tubes is following an increasing curve. In other words, there is a higher rate in the last tube than in the first tube. This reflects the fact that the static pressure in the inlet manifold, P_{low}, increases, while it decreases in the outlet manifold, P_{high}. Therefore, the pressure difference between the inlet and the outlet of the last tube is the largest. The pressure curves are shown schematically in figures 12 and 13. Local pressure fluctuations that are found in the two figures are attributable to the passage of input / output tubes in both manifolds.
The flow distribution can be quantified from a Ω factor called factor of uniformity expressed with the following expression inspired from (Fan, Shah et Furbo, 2007):

$$\Omega = \left[1 - 2 \times \left(\sqrt{\frac{\sum_{o=1}^{n} \left(\theta_o - \bar{\theta} \right)^2}{n}} \right) \right] \times 100 \qquad (18)$$

This factor is equal to 99.17% for an inlet mass flow equal to 0.10 kg/s.
The mass flow at the inlet is varied from 0.1 to 2 kg/s. The corresponding tube mass flow distributions are represented as histograms in figure 14. When the mass flow increases at the entrance, the percentage of flow that passes through the first tube is decreased and increased in the last tube. In other words, the increase in mass flow decreases the uniformity of the distribution. The factor Ω goes from 99.17% to 98.05%.
The effect of the tubes length on the water distribution is also investigated numerically using two collector geometries. The first collector consists of ten tubes of 3.60 m in length, and in the second, the tubes are 1.00 m in length. The mass flow distributions are reported in figure 15 (the inlet mass flow is equal to 0.50 kg/s). The 3.60 m length collector delivers a better distribution. The uniformity factor Ω is equal to 99.04% for L = 3.60 m against 98.16% for L = 1.00 m. One reason that may explain this behaviour is that the friction losses in the tubes are more important if we double the length of the tubes. So the flow resistance, and therefore the pressure drop in the tubes, are larger. Indeed, the pressure drops in the manifold are numerically estimated at 15.713 Pa and 2.630 Pa for L = 3.60 m and 1.00 m respectively. Therefore, increasing the tube length helps to achieve a uniform distribution profile.
The effect of varying the spacing between the tubes has been studied and results are illustrated in figure 16. The spacing e is between 75.0 mm and 150 mm. In fact, increasing e amounts to an increase of the non-uniformity in the tubes: pressure drops by friction in the region between the tubes in the manifolds become more important.
Another geometrical parameter that plays a very important role in the distribution of water in the collector is the ratio between the diameter of the tubes and the diameter of the bottom

manifold (hydraulic diameter), r. Three values of r which are r = 0.250, r = 0.320 (standard collector) and r = 0.400 were studied at an inlet mass flow equal to 0.300 kg/s (Re = 2143). The results are shown in Figure 17. When increasing the tube diameter, so the ratio r, the water distribution is less uniform, due to the decrease of the pressure losses by friction in the tubes. In other terms, in relation with the previous results, when the pressure losses by friction in the tubes dominate those in the bottom manifold, the distribution is better.
Solar collector tube configuration also changes the mass flow distribution. A second configuration is studied, where the water flow in the collector follows a U-shaped path. The directions of the flow in the inlet and outlet manifolds are reversed. Numerical simulations for this configuration are performed with the same solar collector (same number and size of tubes, the same size of the manifolds). The mass distribution results are represented in figure 18 (the inlet mass flow is equal to 0.50 kg/s). Water distribution follows a decreasing curve (the opposite case of the Z-configuration). The first tube receives more flow. The last tube has the lowest mass flow rate. The uniformity factor Ω is calculated for this flow and is equal to 99.00% (98.50% for the Z-configuration). Therefore, flow in the solar collector provides more flow uniformity when the configuration gives a U-shaped path to the flow. In fact, the static pressure rises with the flow in the inlet manifold and decreases in the outlet manifold in the direction of flow. Thus, the pressure variations in manifold help reduce the pressure difference between pressure at tube entrance and exit. The table 2 resumes this difference for both configurations. The comparison of the pressure differences between the last and the first tube is equal to 3.66 Pa and 1.98 Pa for the Z and U configuration respectively, which confirms a higher uniformity factor for the U configuration.
The study of the flow in the solar collector has been studied by varying the parameters mentioned previously. First, it must be concluded that increasing the mass flow at the inlet decreases the uniformity of the distribution. Secondly, when the pressure losses by friction in the tubes dominate those in the lower manifold, the distribution is better. Finally, the U-shaped configuration allows a better flow distribution in the solar collector.

6. Optimisation of the solar collector geometry

A uniform distribution of water in the solar collector vacuum tube open on both sides is desired to maximize its thermal performance Therefore, it is important to try to design a geometric model that increase mass flow uniformity in the tubes. One possibility is to play with the manifold geometry. First, the inlet manifold is modified by reducing its cross section and by performing a linear tapering. Then, the two manifolds are tapered linearly and the mass flow rate at entrance is increased. The effects of these changes are studied by evaluating the uniformity factor Ω.

6.1. Linear tapering of the inlet manifold

When the cross section of the inlet manifold is kept constant, the average velocity decreases in the direction of the flow due to the fact that as water exit manifold through the tubes, the mass flow rate decreases. Therefore, the kinetic energy also decreases in the direction of the flow. This decrease causes an increase of the static pressure; thereby leading to non-uniform distribution. This can be explained by the Bernoulli equation (Frank M White, 2009):

Rapport-gratuit.com
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

$$\left(\frac{P}{\rho g}+\gamma\frac{V^2}{2g}+y\right)_1=\left(\frac{P}{\rho g}+\gamma\frac{V^2}{2g}+y\right)_2+\Delta h_{tot} \tag{19}$$

The positions of the points 1 and 2 are represented in figure 19.
Where γ is a correction factor of the kinetic energy.
Reducing the cross section of the inlet manifold could allow the average velocity to remain approximately constant.
The tapering is carried out by maintaining H_{in_g} to its initial value of 140 mm and varying H_{in_d} as shown in figure 20. The limit of H_{in_d} is equal to 10 mm. We define the parameter ψ as follows:

$$\psi=\frac{H_{in_g}}{H_{in_d}} \tag{20}$$

The tested values of H_{in_d} and ψ are summarized in the table 3. The mesh is shown in figure 21.The mesh is reversed because of the symmetry plane. For an inlet mass flow of 0.10 kg/s, the mass flow distribution results are illustrated in figure 22. The green is for the tapered manifold and the blue color is for the rectangular manifold. The linear tapering of the inlet manifold has improved the uniformity of the water distribution in the solar collector. Indeed, it is clear that the larger the ψ value is, the more uniform is the distribution. The percentage of water passing through the first tubes has increased compared to the standard case. Similarly, this design change of the cold manifold lowered the amount of water in the latest tubes. Therefore, the uniformity factor Ω is higher, indicating greater uniformity for the smallest H_{in_d} value. This is summarized in table 4. The uniformity factor increased from 99.17% for the rectangular manifold to 99.80% for the configuration where ψ is equal to 14.0. As in the case of the basic geometry, the mass flow increases at the entrance lowers the degree of distribution uniformity in the tubes of the solar collector. In table 5, the values of Ω are presented for different inlet mass flow.

6.2. Impact of the linear tapering of the two manifolds

The simultaneous modification of the design of the two manifolds consists of a linear tapering of the inlet manifold and a linear expansion in the flow direction of the outlet manifold as shown in figure 23. The results of the distribution for the solar collector whose both manifolds are modified are shown in figure 24. The two manifolds have a ψ factor equal to 14.0. According to these results, simultaneous modification of the two manifolds is not recommended because it promotes the phenomenon of non-uniform distribution. Less flow passes through the first tubes and the last tubes allow more flow rate to pass, compared to the standard case, which leads to a decrease of the uniformity parameter Ω. It varies from 99.17% for the standard case to 98.30% for the modified two manifolds. In fact, the pressure difference between the outlet and the inlet of the last tube mines that in the first tube is more important. This difference is equal to 0.037 Pa for the standard case, a deviation of 15% between the first and the last tube. In contrast, the difference is equal to 0.082 Pa for the modified two manifolds (a deviation of 31%), and thus a smaller Ω factor. Tables 6 and 7compare the pressure difference in each tube for the standard configuration and change the modified two manifolds.

6. Conclusion

In Canada, a large part of the total energy consumed is dedicated to heating. Solar collectors such as solar collector vacuum tubes can provide this energy. They use either heat pipes for heating the fluid, U-tubes that are welded to the absorber, or vacuum tubes where the fluid is directly circulated. The new concept studied in this work presents a solar collector vacuum tube opened at both ends. One weakness of this concept is that the fluid is not divided uniformly in the different tubes.
Thus the main objective of this work was to change the collector design to allow the fluid to be divided uniformly in the tubes. This has been achieved since a linear tapering of the bottom manifold was done.

First, a brief literature review was done to identify the studies recently done experimentally, analytically and numerically on the different types of solar vacuum tubes.

Second, the equations solved by CFD (continuity and momentum equation in this study) to determine the isothermal flow in the solar collector were exposed.
In this work, validations were performed by comparing the results of numerical simulations with the theoretical results of Jones and Lior (1994). Their theoretical model solves the flow in a collector of 4, 8 and 16 tubes. The comparison was established for various Reynolds numbers and ratio between the diameter of the tubes and the diameter of the manifolds. Also, the results were compared for the Z and U configurations. A good agreement was found between numerical and theoretical results.

The geometry of the studied solar collector consists of two rectangular plenums connected by ten tubes. A uniformity parameter Ω, was used to measure the degree of distribution uniformity in the collector. The bigger Ω is, the better the distribution. Ω was evaluated for various parameters such as the length of the tubes, the inlet mass flow, the spacing between the tubes and the ratio r; more the pressure drop in the tube is large, compared to that in the bottom manifold, the distribution is more uniform. In addition, two configurations have been studied (Z and U configurations); in our results, the U-shaped configuration provides better distribution than the Z-configuration.

A modification of the collector geometry has been proposed to improve the water distribution in the Z configuration. The solution is to taper linearly the inlet manifold. The parameter Ω increases, in other words the distribution between the tubes is more uniform. According to our simulations, the simultaneous tapering of both inlet and outlet manifolds did not bring any improvement in the distribution uniformity.

In the future, the thermal study of the solar collector vacuum tube opened at both sides and the impact of water distribution on the thermal performance of the collector, depending on the received solar radiation, will be done.

Acknowledgements:

The authors gratefully acknowledge the partners of the t3e research chair for their financial support.

References:

Airwasol, 2013,http://www.airwasol.de/index.php/funktionsweise-194.html, consulted on February 11st 2014.

ANSYS Fluent, 2014, http://www.ansys.com/Products/Simulation+Technology/Fluid+Dynamics/Fluid+Dynamics+Products/ANSYS+Fluent, consulted on June 10th 2014.

ANSYS Fluent, 2011a, ANSYS Fluent Theory Guide.

ANSYS Fluent, 2011b,ANSYS Fluent User's Guide.

ANSYS Inc, 2009, ANSYS Meshing Application Introduction, Appendix A - Mesh Quality. https://fr.scribd.com/doc/105669305/8/Skewness-and-the-Fluent-Solver, Consulted on September 24th 2014.

Natural Resources Canada, 2013, http://oee.nrcan.gc.ca/publications/statistics/trends12/trends2010chapter1.pdf, consulted on Mars 12nd 2014.

Edenhofer, Ottmar, Ramón Pichs-Madruga, Youba Sokona, Kristin Seyboth, Susanne Kadner, Timm Zwickel, Patrick Eickemeier, Gerrit Hansen, Steffen Schlömer and Christoph von Stechow, 2012,Renewable energy sources and climate change mitigation: Special report of the intergovernmental panel on climate change. Cambridge University Press.

Fan, Jianhua, Louise Jivan Shah and Simon Furbo,2007, Flow distribution in a solar collector panel with horizontally inclined absorber strips. Solar Energy, 81,1501-1511.

Frank M White, 2009, Fluid Mechanics, Seventh Edition. McGraw – Hill.

Future, Solar Heat Sustainable, 2014,Clear Energy Solutions for Canada.http://www.cansia.ca/sites/default/files/20140129_cansia_solar_heat_sustainable_future.pdf, consulted on January 12nd 2014.

Harding, GL, and TT Moon, 1981, Calorimetric measurement of absorptance and emittance of the Sydney University evacuated collector . Solar Energy,26, 281-285.

IEA, International Energy Agency, 2014,Key world Energy statistics.http://www.iea.org/publications/freepublications/publication/KeyWorld2014.pdf , consulted on January 12nd 2014.

International Energy Agency, 2015, Global energy-related emissions of carbon dioxide stalled in 2014.http://www.iea.org/newsroomandevents/news/2015/march/global-energy-related-emissions-of-carbon-dioxide-stalled-in-2014.html, Consulted on Avril 15th 2015.

Jones, GF, and Noam Lior, 1994, Flow distribution in manifolded solar collectors with negligible buoyancy effects. Solar Energy, 52, 289-300.

Liang, Ruobing, Liangdong Ma, Jili Zhang and Dan Zhao, 2011, Theoretical and experimental investigation of the filled-type evacuated tube solar collector with U tube. Solar Energy, 85, 1735-1744.

Liang, Ruobing, Liangdong Ma, Jili Zhang and Liang Zhao, 2013, Performance analysis of a new-design filled-type solar collector with double U-tubes. Energy and Buildings, 57, 220-226.

Ma, Liangdong, Zhen Lu, Jili Zhang and Ruobing Liang,2010, Thermal performance analysis of the glass evacuated tube solar collector with U-tube. Building and Environment, 45, 1959-1967.

Morrison, GL, I Budihardjo and M Behnia, 2004, Water-in-glass evacuated tube solar water heaters. Solar energy, 76, 135-140.

Nkwetta, Dan Nchelatebe, Mervyn Smyth, Aggelos Zacharopoulos and Trevor Hyde, 2013, Experimental field evaluation of novel concentrator augmented solar collectors for medium temperature applications . Applied Thermal Engineering, 51, 1282-1289.

Paradis, Pierre Luc, 2014,Modélisation, conception et simulationdes performancesd'un collecteur solaire aéraulique àtube sous vide en milieu nordique .Master's thesis in mechanical engineering. Montréal, École de technologie supérieure.

Patankar, Suhas V, and D Brian Spalding,1972, A calculation procedure for heat, mass and momentum transfer in three-dimensional parabolic flows. International Journal of Heat and Mass Transfer, 15, 1787-1806.

Rousse, Daniel R. 2013. « Leremplacement des énergies fossiles : La grande illusion des énergies renouvelables et de l'efficacité énergétique. http://chairet3e.etsmtl.ca/pdf/Publications/2013-CIFQ%20-Rousse.pdf , Consulted onFebruary 2nd 2014.

Shah, Louise Jivan, and Simon Furbo,2004,Vertical evacuated tubular-collectors utilizing solar radiation from all directions. Applied energy, 78, 371-395.

Shah, Louise Jivan, and Simon Furbo,2007, Theoretical flow investigations of an all glass evacuated tubular collector. Solar Energy, 81, 822-828.

Walker, A, F Mahjouri and R Stiteler, 2004, Evacuated-tube heat-pipe solar collectors applied to the recirculation loop in a federal building.

FIGURES

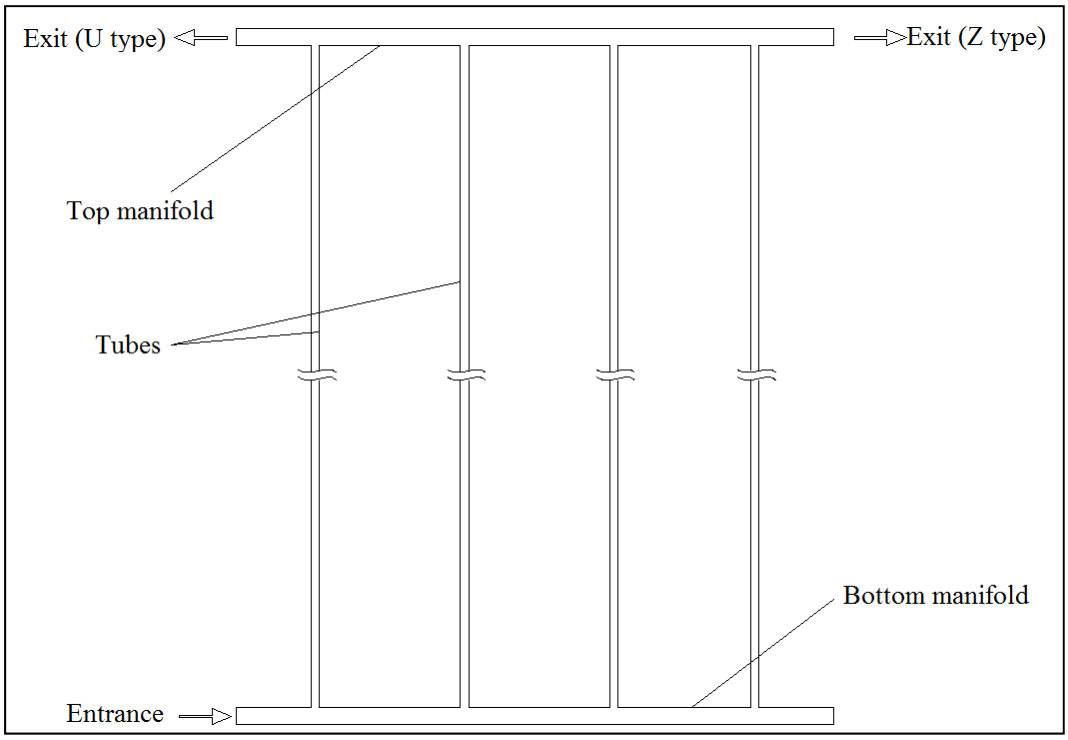

Fig.1. Solar collector model studied by Jones and Lior (1994) (n=4)

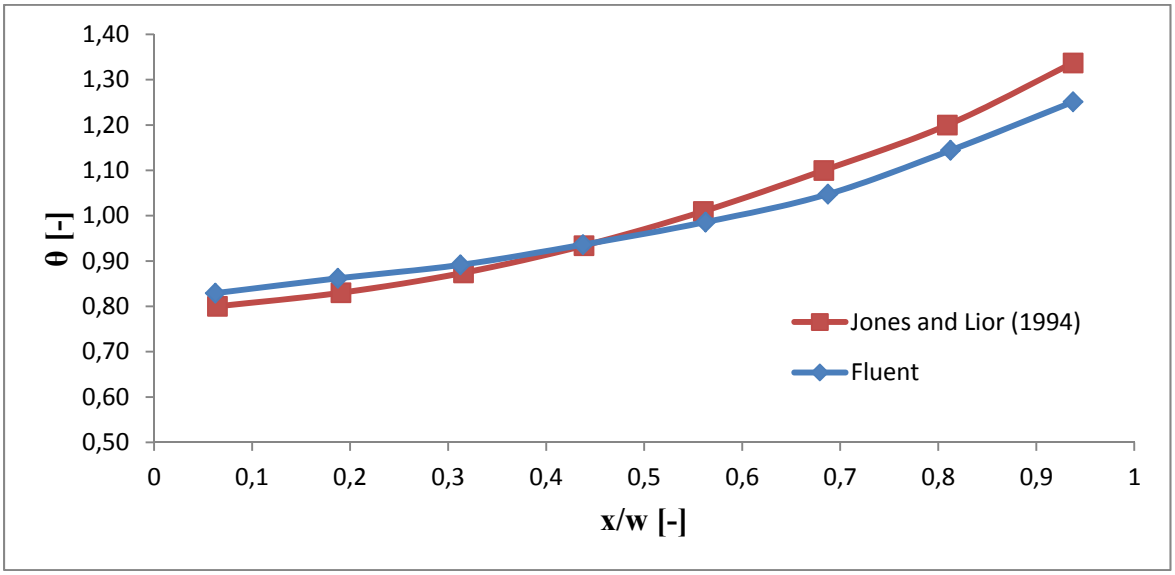

Fig.2. Comparison of results of mass distribution obtained from ANSYS Fluent with the results of Jones and Lior (1994), n = 8, r = 0.50, Re = 3210 (Z configuration)

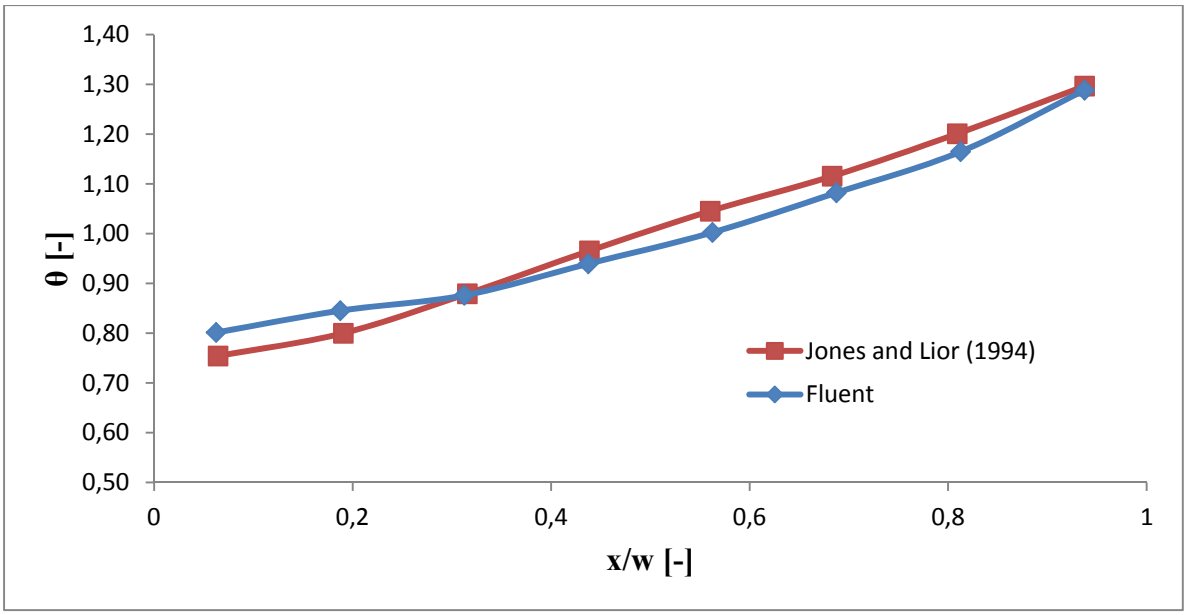

Fig.3. Comparison of results of mass distribution obtained from ANSYS Fluent with the results of Jones and Lior (1994), n = 8, r = 0.50, Re = 9640 (Z configuration)

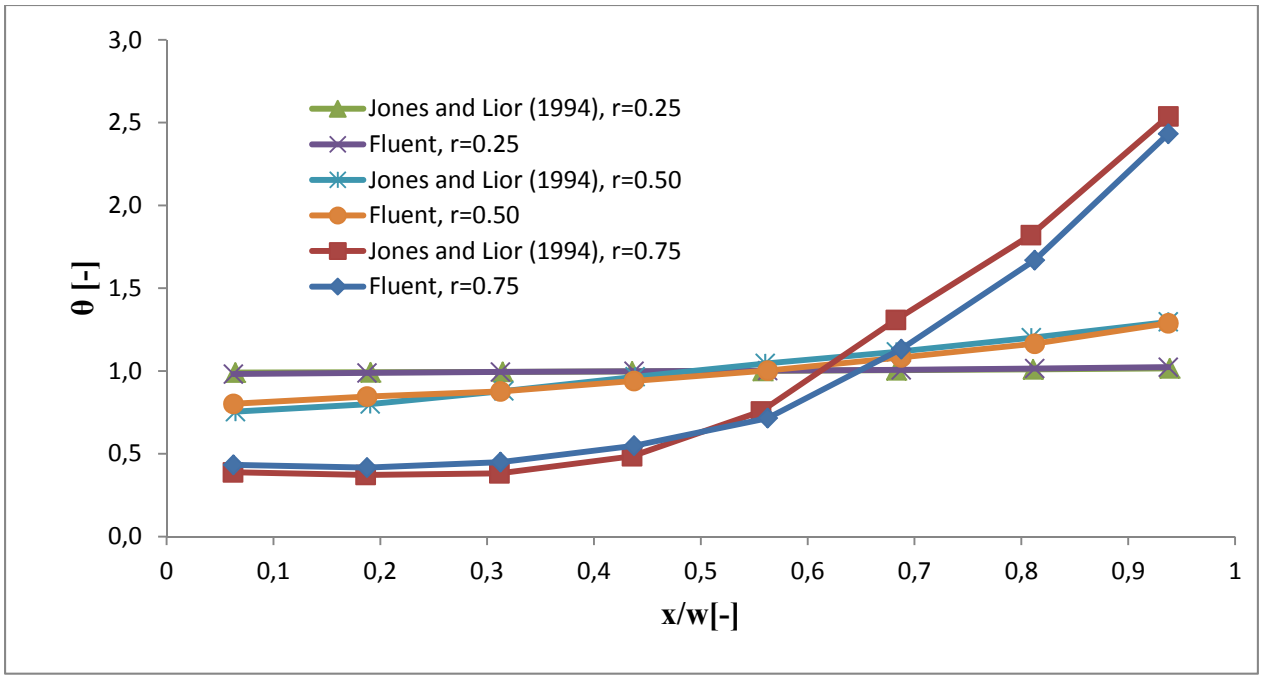

Fig.4. Comparison of results of mass distribution obtained from ANSYS Fluent with the results of Jones and Lior (1994) by varying the ratio r, n=8, Re=9640 (Z configuration)

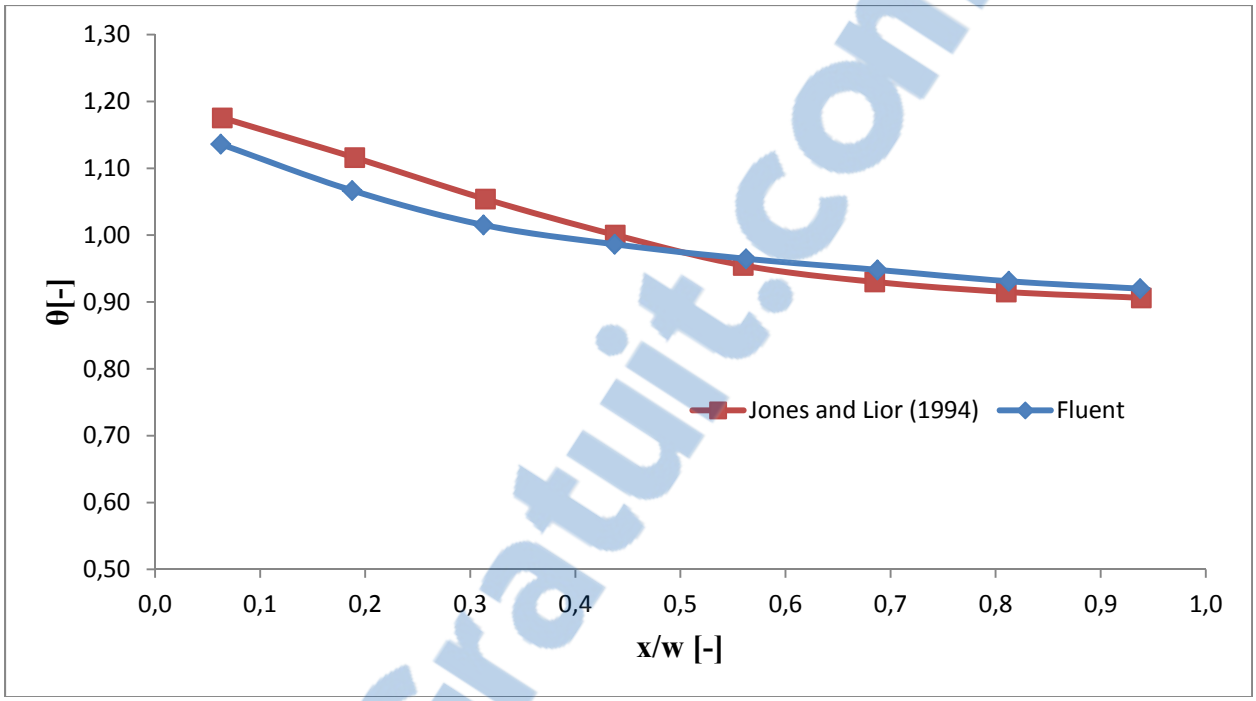

Fig.5. Comparison of results of mass distribution obtained from ANSYS Fluent with the results of Jones and Lior (1994), r=0.50, n=8, Re=3210 (U configuration)

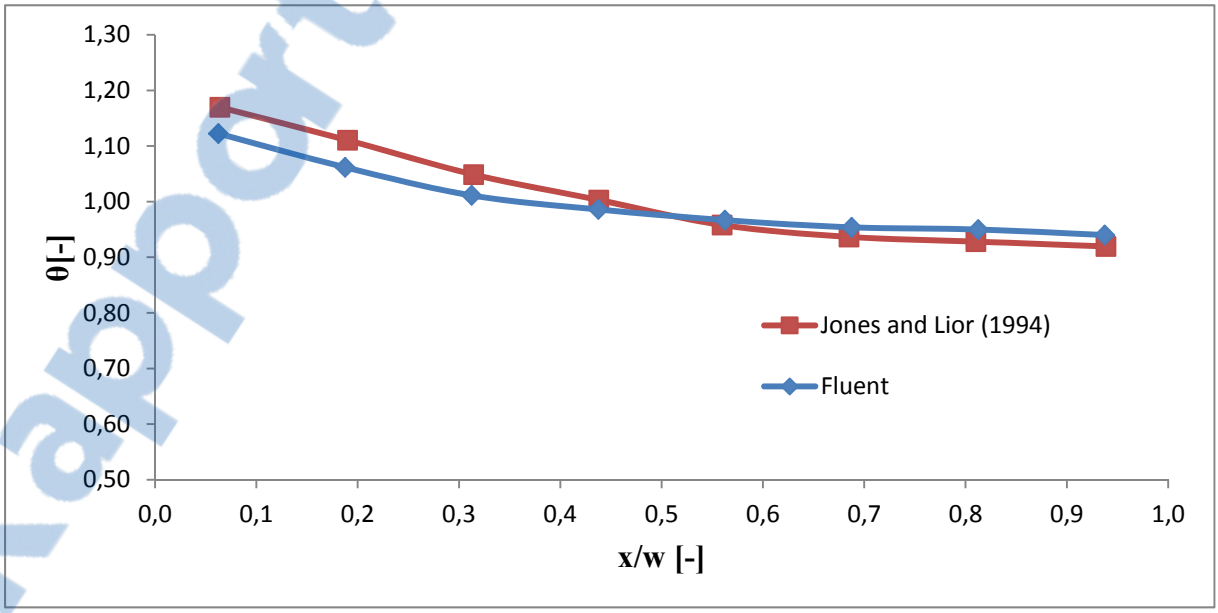

Fig.6. Comparison of results of mass distribution obtained from ANSYS Fluent with the results of Jones and Lior (1994), r=0.50, n=8, Re=9640 (U configuration)

Rapport-Gratuit.com

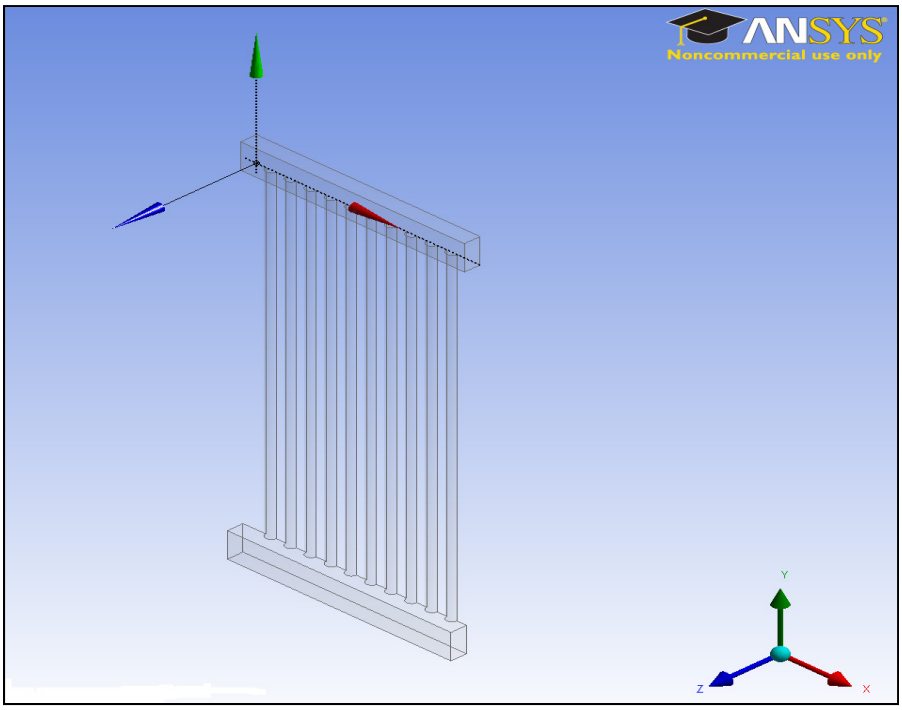

Fig.7. Geometric model of the solar collector to investigate

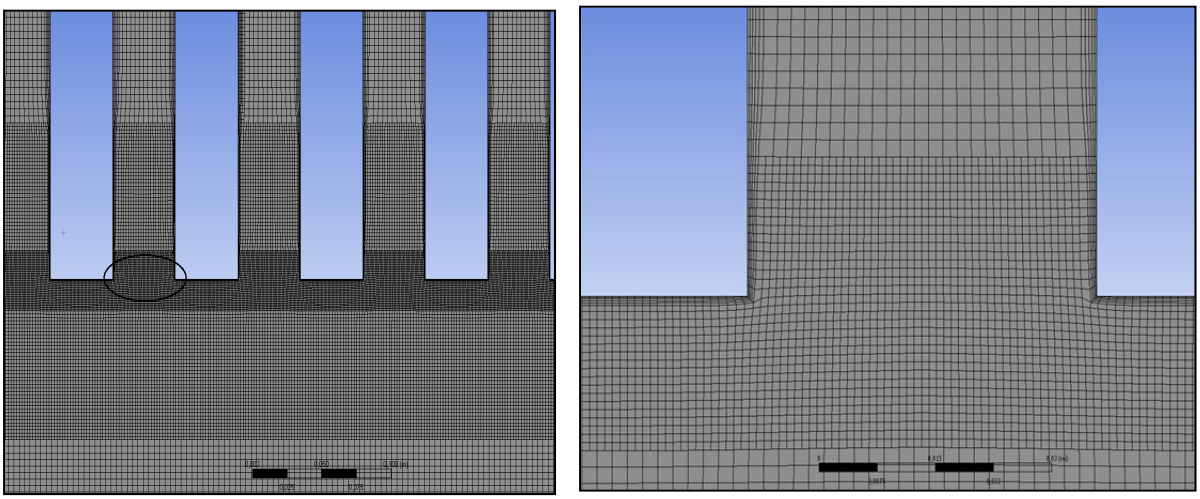

Fig.8. Portion of the meshing in the inlet manifold (on the left) and a zoom of the meshing (on the right).

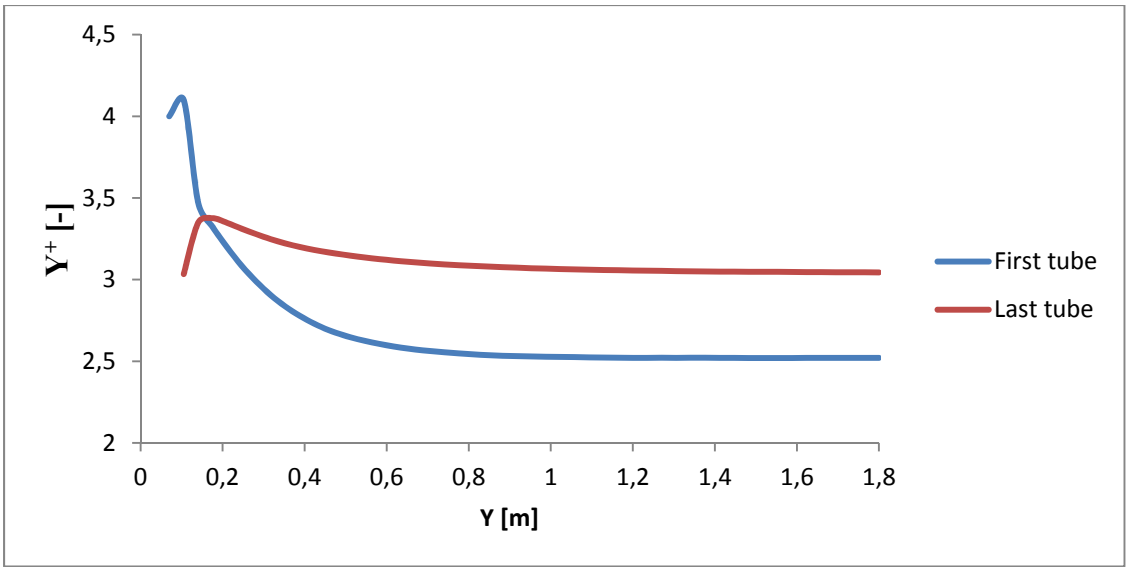

Fig.9. Variation of y^+ as a function of distance along the tube wall, Re=14 285

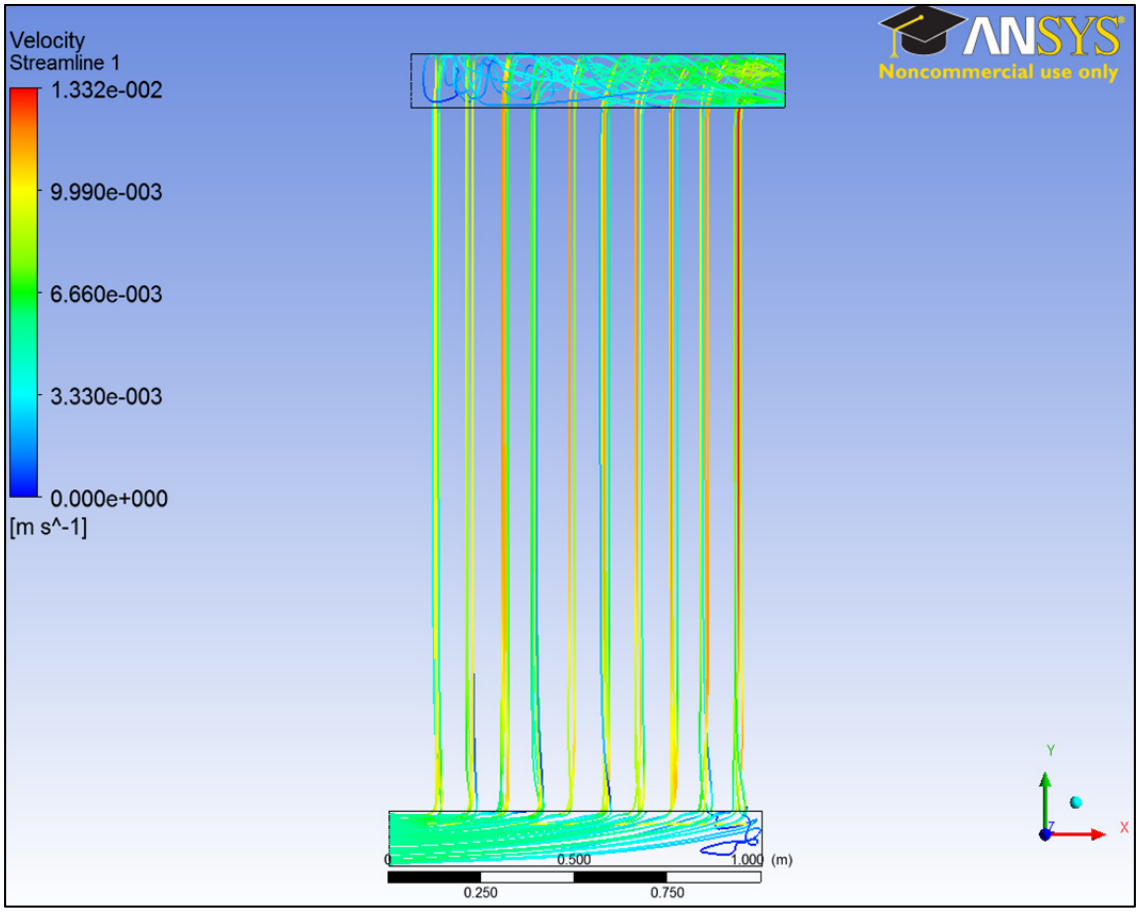

Fig.10. Velocity streamlines in the solar collector

Rapport-gratuit.com
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

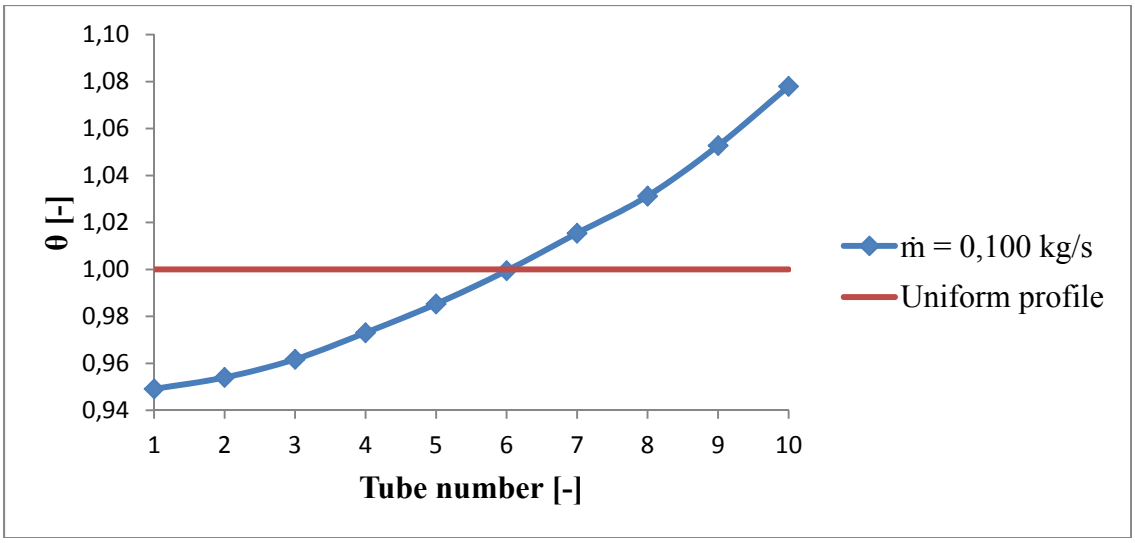

Fig.11. Distribution of water in the tubes of the solar collector at an inlet mass flow equal to 0.100 kg/s

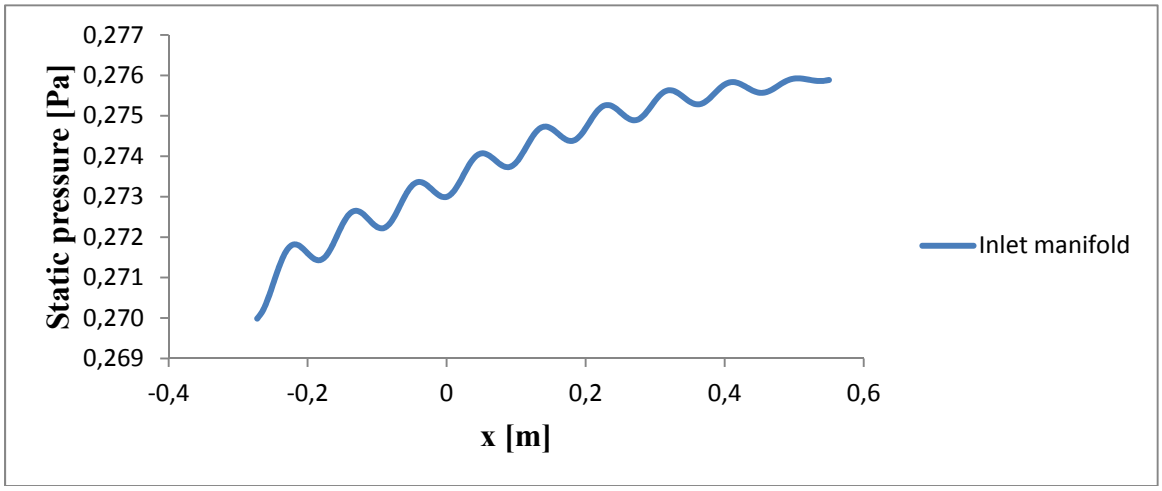

Fig.12. Variation of the static pressure as function of the position in the inlet manifold

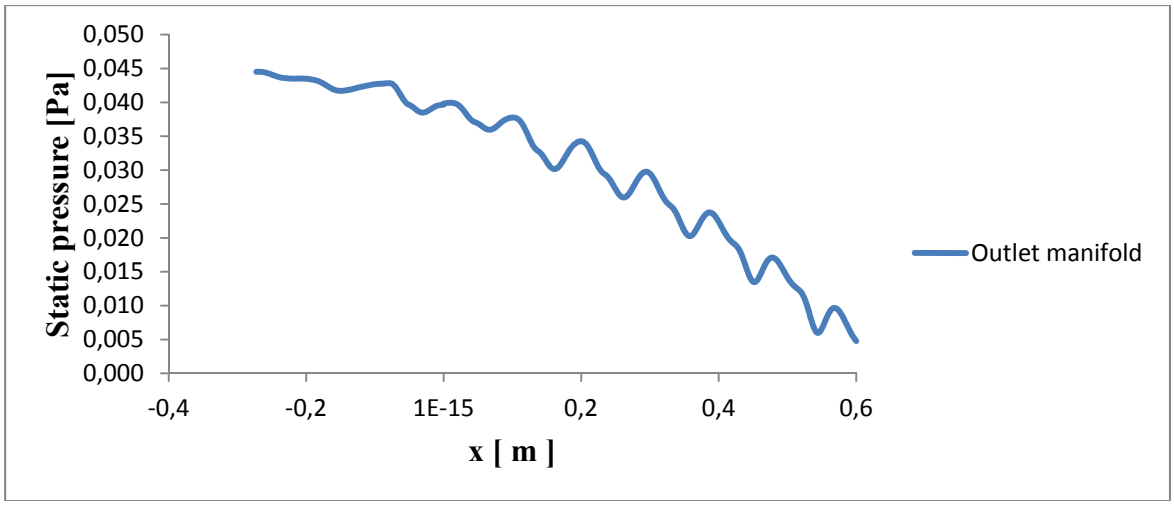

Fig.13. Variation of the static pressure as function of the position in the outlet manifold

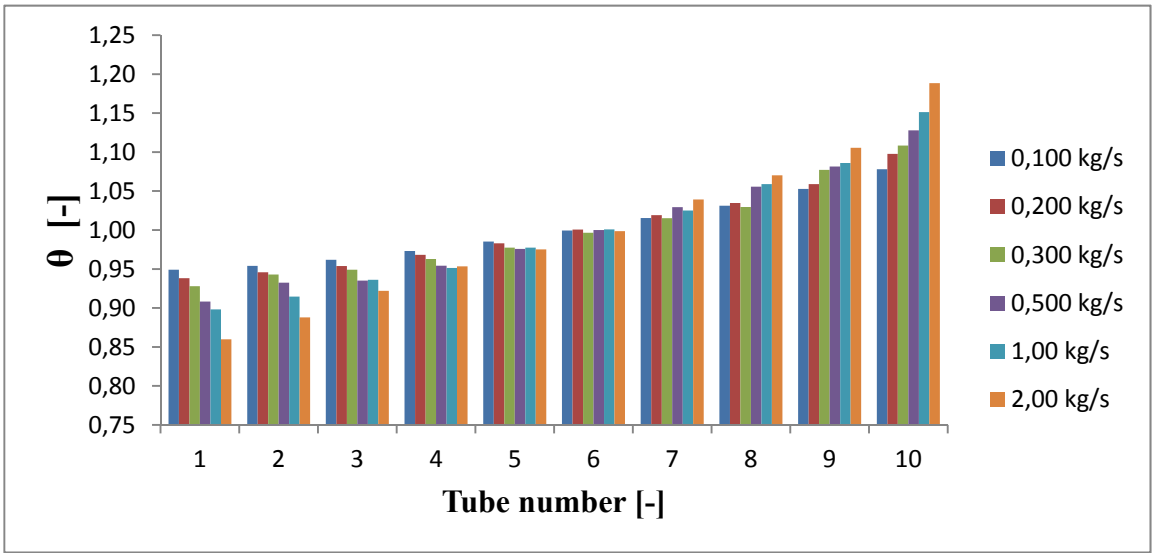

Fig.14. Representation of the distribution for different mass flow rates

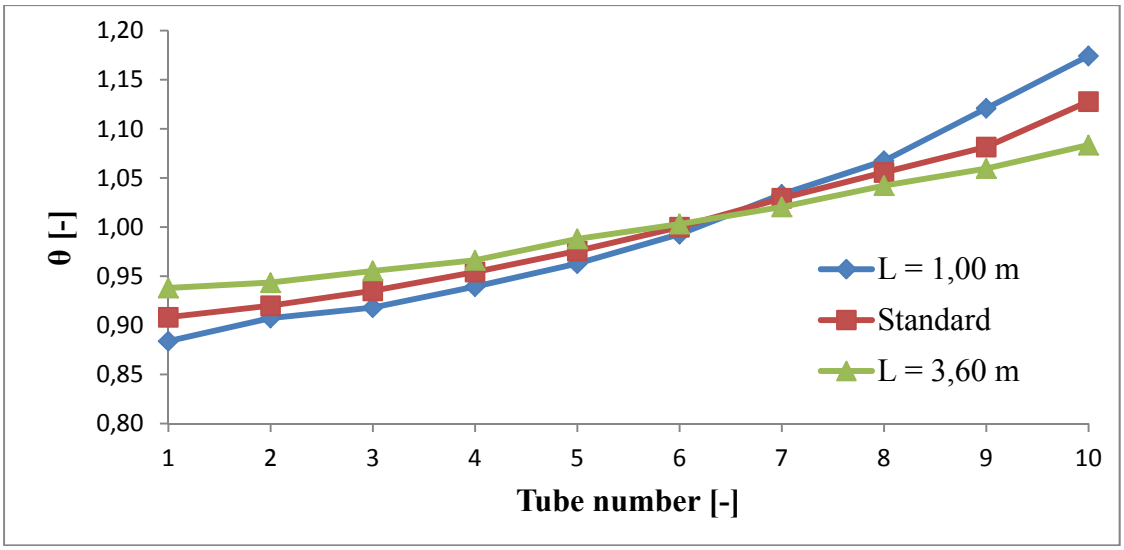

Fig.15. Water distribution for different tube lenghts

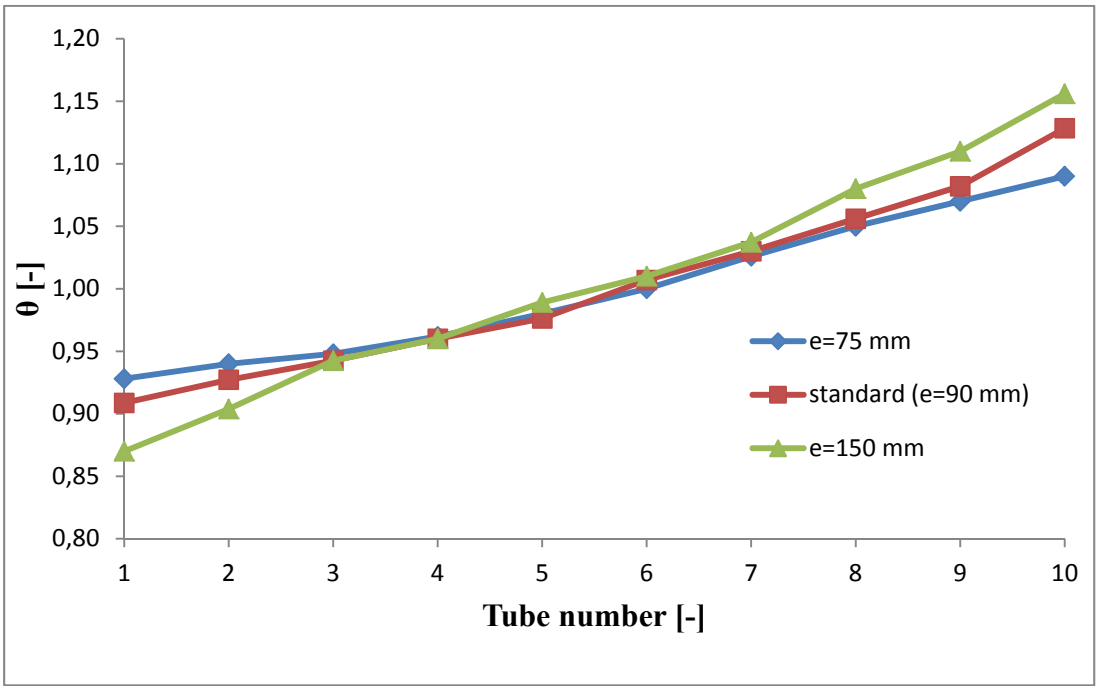

Fig.16. Water distribution for different espacements between the tubes

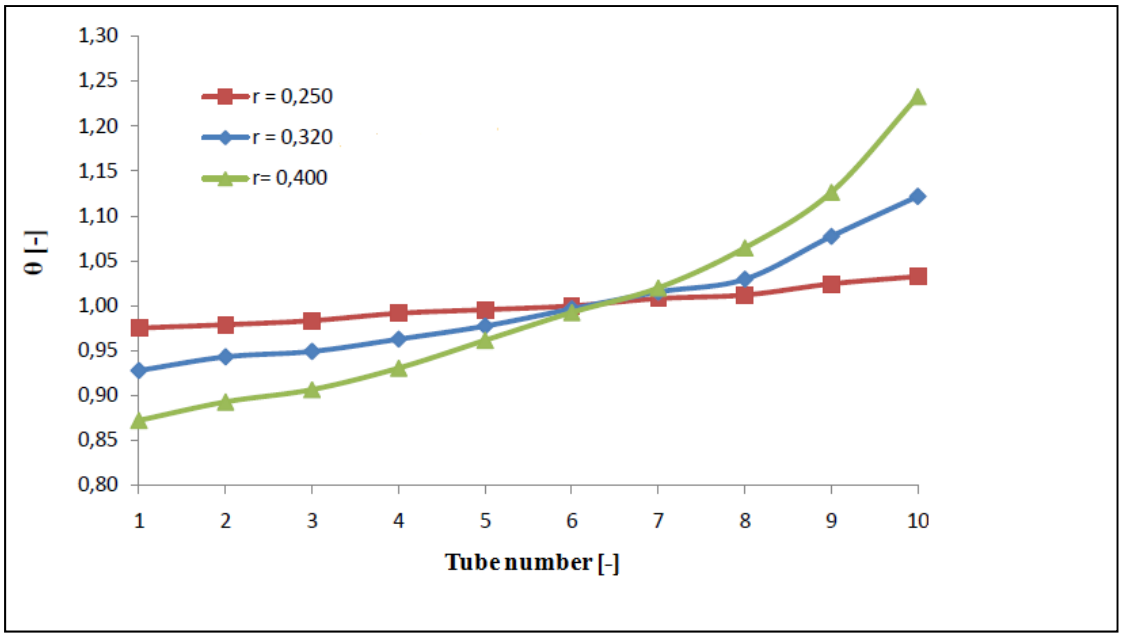

Fig.17. Water distribution for different values of the ratio r

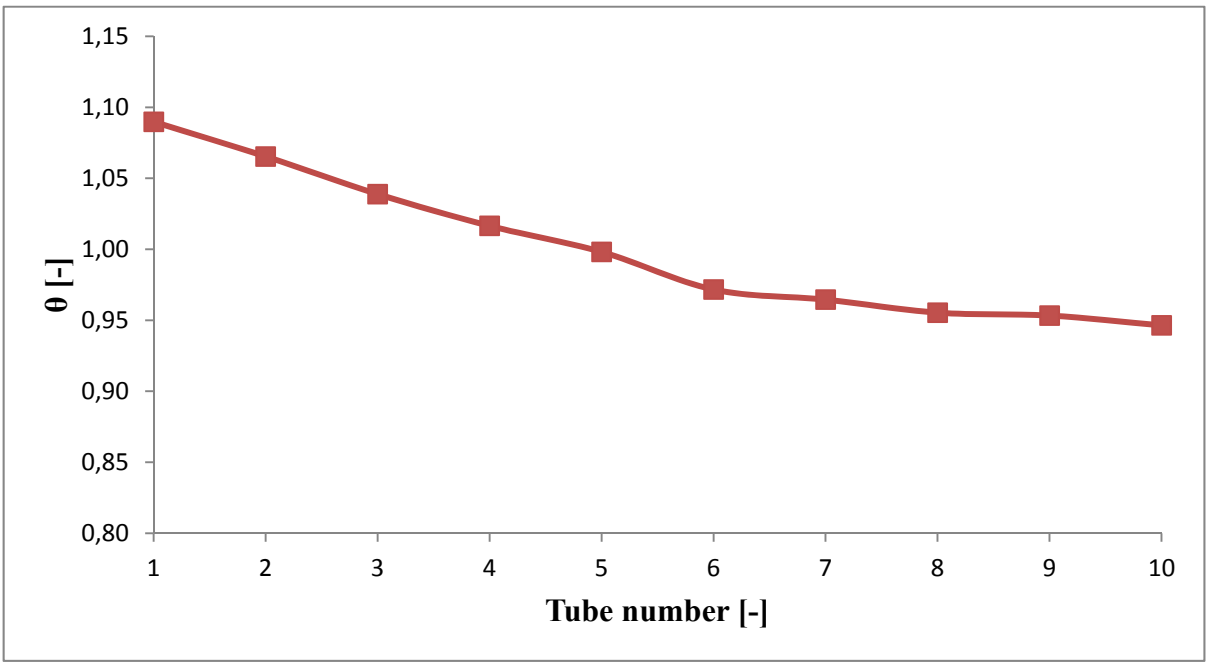

Fig.18. Curve of the distribution of water in the solar collector with the U-shaped configuration at an inlet mass flow equal to 0.500 kg/s

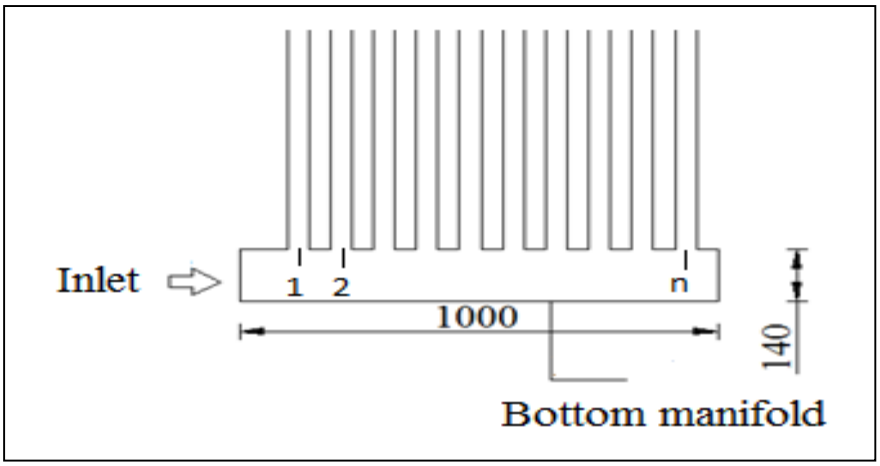

Fig.19. Position of the points when using the Bernoulli equation

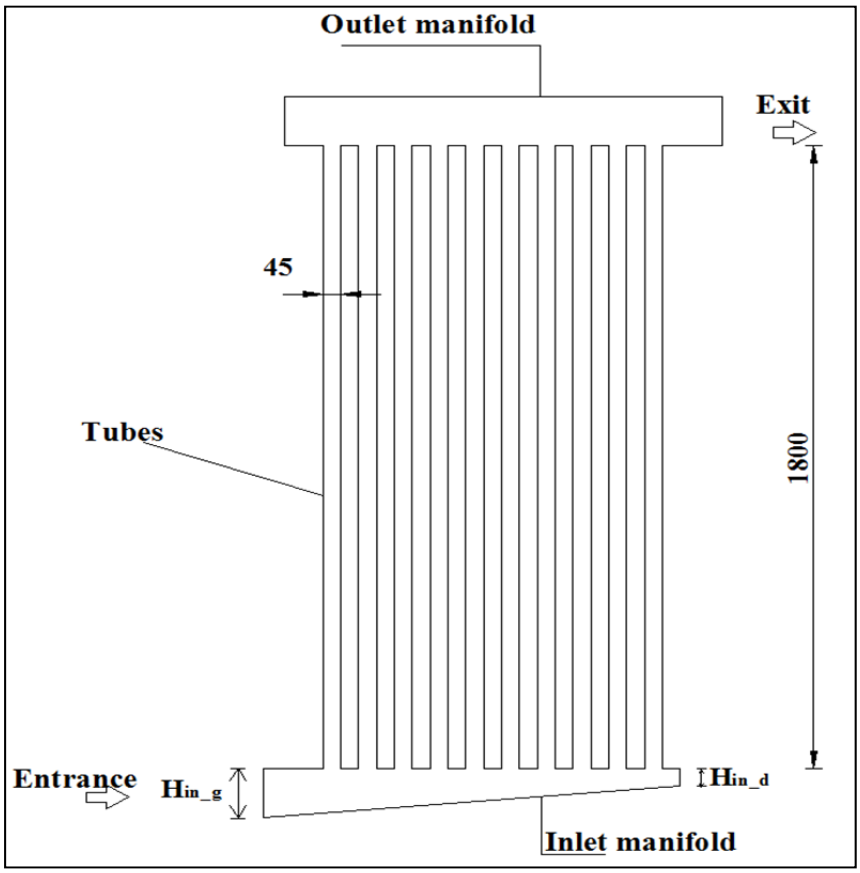

Fig.20. Solar collector with linear tapering of the inlet manifold

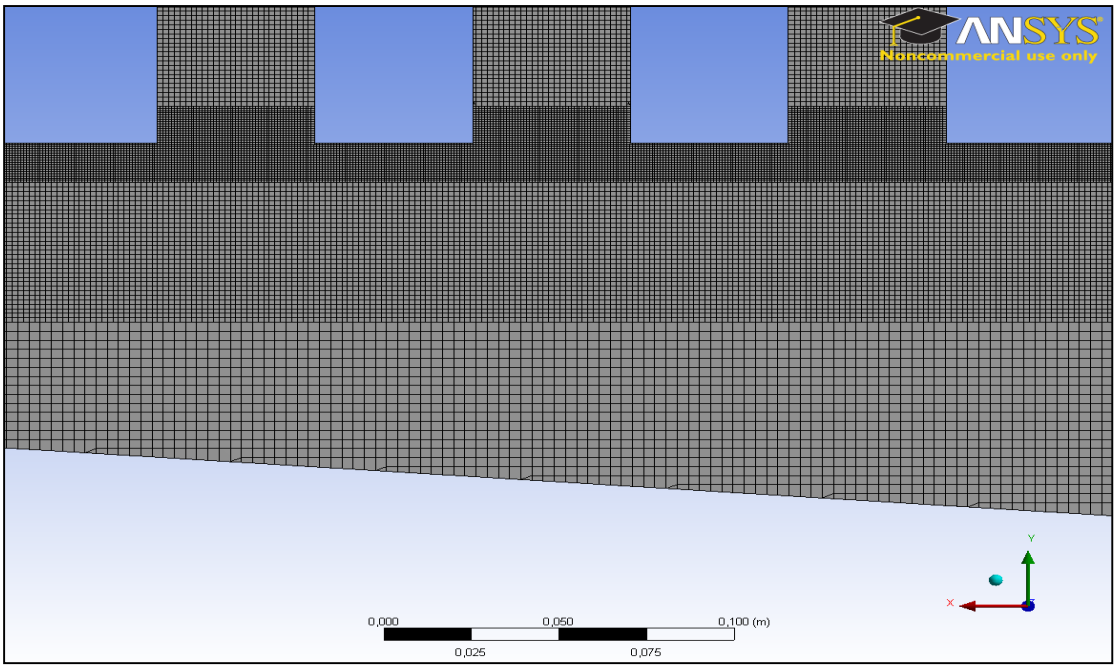

Fig.21. Representation of a part of the mesh made in the inlet manifold after tapering

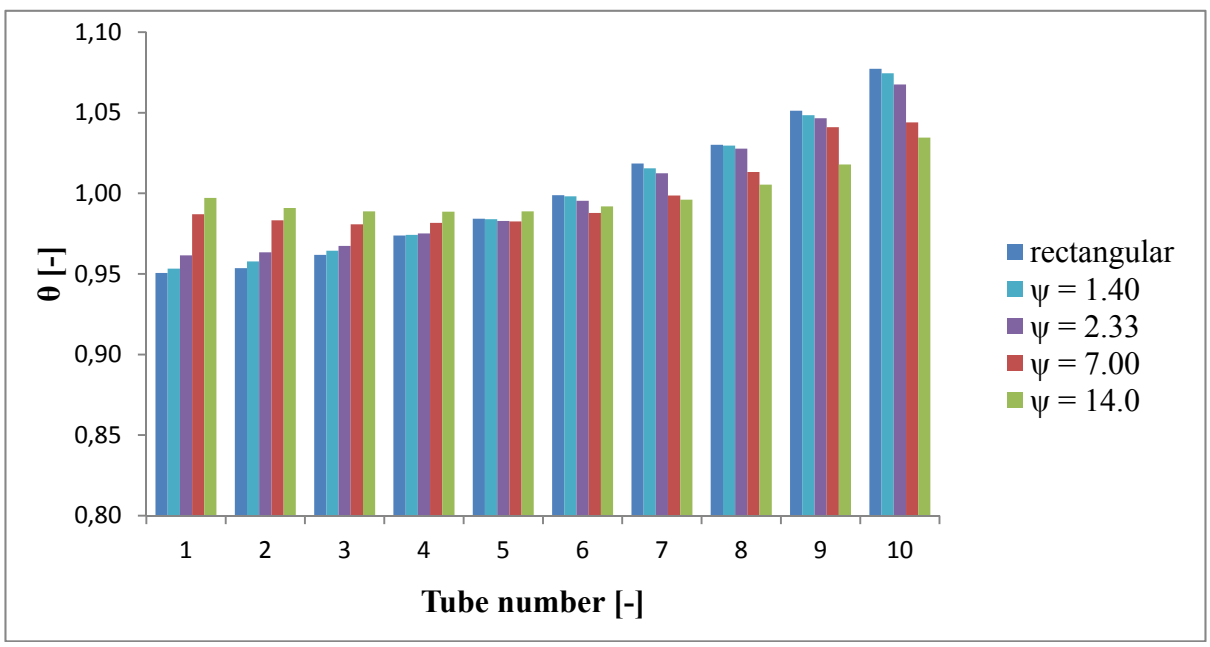

Fig.22. Distribution results for different values of ψ

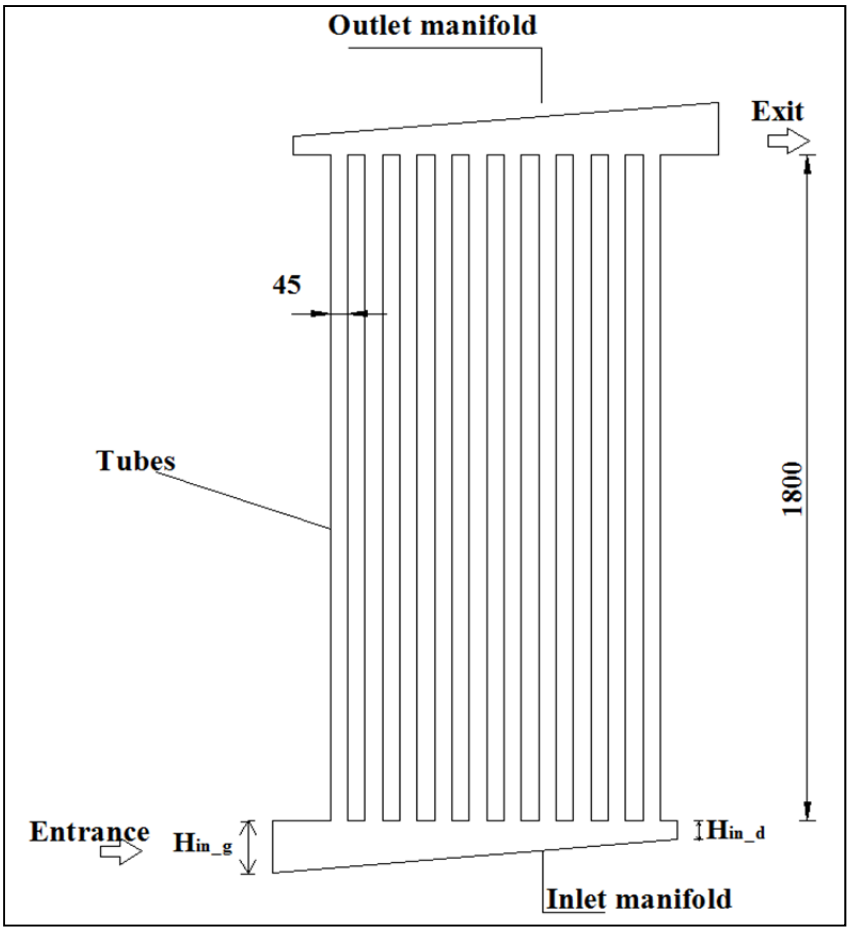

Fig.23. Solar collector with linear tapering of the two manifolds

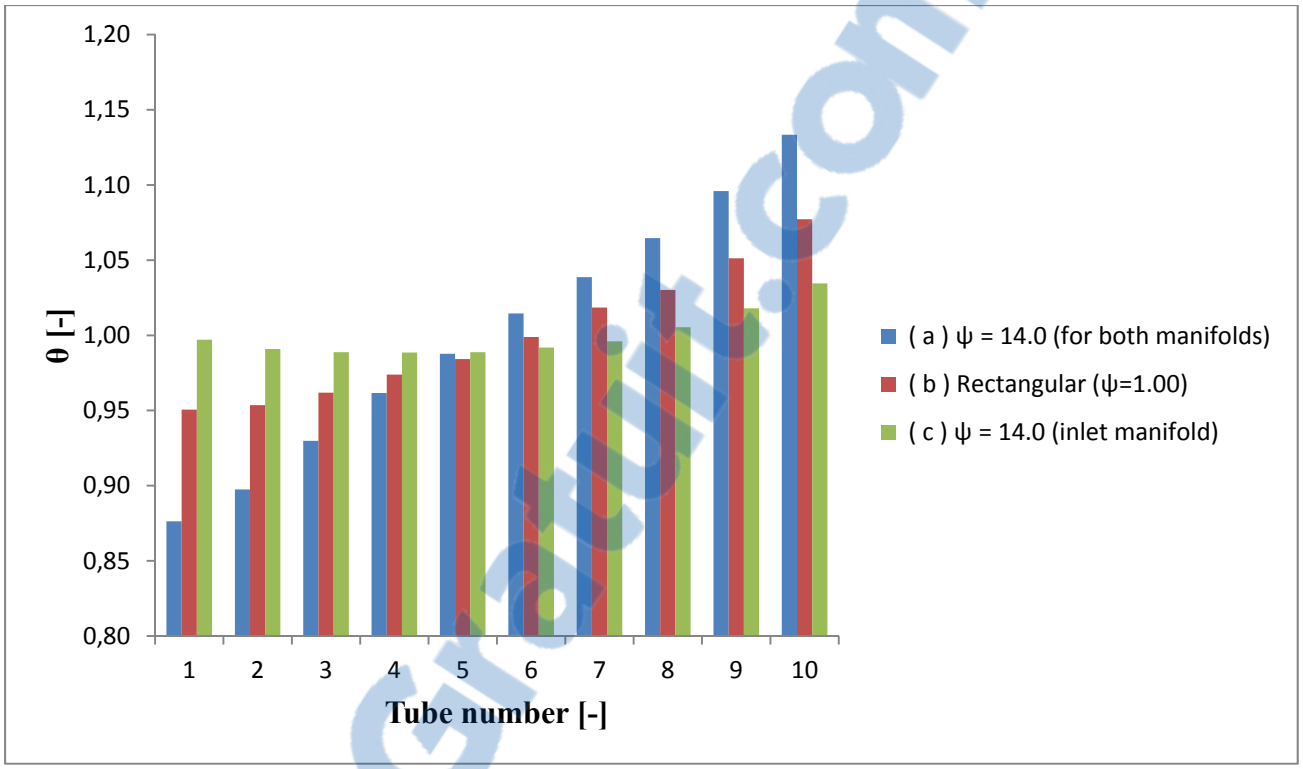

Fig.24. Distribution Results in the solar collector: (a) modifying the two manifolds, (b) standard manifold, (c) changing the inlet manifold

Rapport-Gratuit.com

TABLES

Table 1. Characteristics of the geometric model of Jones and Lior

Designation	Definition	Numerical value
W	Manifold length	915 mm
d_{in}	Maniflod diameter	25.40 mm
d_r	Tubes diameter	6.35 mm (r = 0.25) 12.70 mm (r = 0.50) 19.05 mm (r = 0.75)
L	Tubes length	1830 mm

Table 2. Pressure losses in the tubes for both configurations (U and Z)

Z configuration				U configuration		
Tube number	Entrance (Pa)	Exit (Pa)	Difference (Pa)	Entrance (Pa)	Exit (Pa)	Difference (Pa)
1	9.66	2.72	6.94	10.0	0.216	9.78
5	10.2	2.15	8.05	10.6	2.17	8.43
10	10.7	0.0347	10.6	10.9	3.11	7.80

Table 3. Values chosen for the linear tapering of the inlet manifold

	Case 1	Case 2	Case 3	Case 4
H_{in_g} (mm)	140	140	140	140
H_{in_d} (mm)	100	60.0	20.0	10.0
ψ	1.40	2.33	7.00	14.0

Table 4. Values of the uniformity factor Ω for different values of ψ

	Rectangular	140/100 (ψ=1.40)	140/60.0 (ψ = 2.33)	140/20.0 (ψ = 7.00)	140/10.0 (ψ = 14.0)
Ω	99.17 %	99.20 %	99.30 %	99.50 %	99.80 %

Table 5. Ω values estimated for different mass flow rates at the inlet (ψ=14.0)

Inlet mass flow (kg/s)	Ω for the basic geometry	Ω for the new configuration (ψ = 14.0)
0.100	99.17 %	99.80 %
0.300	98.82 %	99.40 %
0.500	98.63 %	99.00 %
1.00	98.46 %	98.84 %

Table 6. Pressure difference between inlet and outlet of the tube in the standard solar collector (inlet mass flow equal to 0.10 kg/s)

Tube number	Pressure at the entrance (Pa)	Pressure at the exit (Pa)	Difference (Pa)
1	0,271	0,0440	0,227
5	0,274	0,0370	0,237
10	0,277	0,0090	0,267

Rapport-gratuit.com
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

Table 7. Pressure difference between inlet and outlet of the tube in the solar collector where the two manifolds are modified

Tube number	Pressure at the entrance (Pa)	Pressure at the outlet (Pa)	Difference (Pa)
1	0,285	0,108	0,177
5	0,276	0,0500	0,226
10	0,269	0,0100	0,259

LISTE DE RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES

Airwasol. 2013. <http://www.airwasol.de/index.php/funktionsweise-194.html>.

Alfaro-Ayala, J Arturo, Guillermo Martínez-Rodríguez, Martín Picón-Núñez, Agustín R Uribe-Ramírez et Armando Gallegos-Muñoz. 2015. « Numerical study of a low temperature water-in-glass evacuated tube solar collector ». *Energy Conversion and Management,* vol. 94, p. 472-481.

ANSYS. 2009. *Meshing Help*. 243 p.

ANSYS. 2013. *ANSYS Meshing User's Guide*. 484 p.

ANSYS Fluent. 2011a. *ANSYS Fluent Theory Guide*. 794 p.

ANSYS Fluent. 2011b. *ANSYS Fluent User's Guide*. 2428 p.

ANSYS Inc. 2009. « ANSYS Meshing Application Introduction, Appendix A - Mesh Quality ». < https://fr.scribd.com/doc/105669305/8/Skewness-and-the-Fluent-Solver >. Consulté le 24/09/2014.

Badar, Abdul Waheed, Reiner Buchholz, Yongsheng Lou et Felix Ziegler. 2012. « CFD based analysis of flow distribution in a coaxial vacuum tube solar collector with laminar flow conditions ». *International Journal of Energy and Environmental Engineering,* vol. 3, n° 1, p. 1-15.

Budihardjo, I, et GL Morrison. 2009. « Performance of water-in-glass evacuated tube solar water heaters ». *Solar Energy,* vol. 83, n° 1, p. 49-56.

Canada, Ressources Naturelles. 2013. <http://www.rncan.gc.ca/energie/renouvelable-electricite/solaire-thermique/7302>. Consulté le 17/03/2014.

Diaz, Gerardo. 2008. « Performance analysis and design optimization of a mini-channel evacuated-tube solar collector ». In *ASME 2008 International Mechanical Engineering Congress and Exposition*. p. 61-67. American Society of Mechanical Engineers.

Duffie John A, et Beckman William A. 2006. *Solar Engineering of Thermal Processes*. John Wiley & Sons, Inc., 908 p.

Edenhofer, Ottmar, Ramón Pichs-Madruga, Youba Sokona, Kristin Seyboth, Susanne Kadner, Timm Zwickel, Patrick Eickemeier, Gerrit Hansen, Steffen Schlömer et Christoph von Stechow. 2012. *Renewable energy sources and climate change*

mitigation: Special report of the intergovernmental panel on climate change. Cambridge University Press, 1076 p.

Fan, Jianhua, Louise Jivan Shah et Simon Furbo. 2007. « Flow distribution in a solar collector panel with horizontally inclined absorber strips ». *Solar Energy,* vol. 81, n° 12, p. 1501-1511.

Fortuin Stephan et Gerhard Stryi-Hipp. 2012. « Solar Collectors, Non-concentrating ». In *Encyclopedia of sustainability Science and Technology*. p. 9449-9469.

Frank M White. 2009. *Fluid Mechanics*, Seventh Edition. McGraw - Hill, 862 p.

Future, Solar Heat Sustainable. 2014. *Clear Energy Solutions for Canada*. <http://www.cansia.ca/sites/default/files/20140129_cansia_solar_heat_sustainable_future.pdf>.

Gao, Yan, Qunli Zhang, Rui Fan, Xinxing Lin et Yong Yu. 2013. « Effects of thermal mass and flow rate on forced-circulation solar hot-water system: Comparison of water-in-glass and U-pipe evacuated-tube solar collectors ». *Solar Energy,* vol. 98, p. 290-301.

Gogreen heat solutions. <http://gogreenheatsolutions.co.za/?q=project-type/solar-water-heating/flat-plate-collector>. Consulté le 16/02/2014.

H.K Versteeg, et W Malalasekera. 2007. *An Introduction to Computational Fluid Dynamics-The finite volume method* Second Edition. Pearson Education Limited, 503 p.

Han, Hyunjoo, Jeong Tai Kim, Hyun Tae Ahn et Sang Jin Lee. 2008. « A three-dimensional performance analysis of all-glass vacuum tubes with coaxial fluid conduit ». *International Communications in Heat and Mass Transfer,* vol. 35, n° 5, p. 589-596.

Harding, GL, et TT Moon. 1981. « Calorimetric measurement of absorptance and emittance of the Sydney University evacuated collector ». *Solar Energy,* vol. 26, n° 4, p. 281-285.

Hirsch, Charles. 2007. *Numerical Computation of Internal and External Flows: The Fundamentals of Computational Fluid Dynamics: The Fundamentals of Computational Fluid Dynamics*, 1. Butterworth-Heinemann.

IEA, International Energy Agency. 2014. *Key world Energy statistics*. <http://www.iea.org/publications/freepublications/publication/KeyWorld2014.pdf>.

International Energy Agency. 2015. « Global energy-related emissions of carbon dioxide stalled in 2014. ». <http://www.iea.org/newsroomandevents/news/2015/march/global-energy-related-emissions-of-carbon-dioxide-stalled-in-2014.html>. Consulté le 15 Avril 2015.

Jiji, Latif M. 2009. *Heat Convection*. Springer.

Jones, GF, et Noam Lior. 1994. « Flow distribution in manifolded solar collectors with negligible buoyancy effects ». *Solar Energy,* vol. 52, n° 3, p. 289-300.

Kim, Jeong Tai, Hyun Tae Ahn, Hyunjoo Han, Hyung Taek Kim et Wongee Chun. 2007. « The performance simulation of all-glass vacuum tubes with coaxial fluid conduit ». *International communications in heat and mass transfer,* vol. 34, n° 5, p. 587-597.

Kim, Yong, et Taebeom Seo. 2007. « Thermal performances comparisons of the glass evacuated tube solar collectors with shapes of absorber tube ». *Renewable Energy,* vol. 32, n° 5, p. 772-795.

Lawrence, Ken L. 2006. *ANSYS Workbench Tutorial*. 227 p.

Le nouvel observateur. 2014. <http://tempsreel.nouvelobs.com/monde/20140216.REU1238/john-kerry-plaide-en-indonesie-pour-une-action-sur-le-climat.html>. Consulté le 16/02/2014.

Li, Zhiyong, Chao Chen, Hailiang Luo, Ye Zhang et Yaning Xue. 2010. « All-glass vacuum tube collector heat transfer model used in forced-circulation solar water heating system ». *Solar Energy,* vol. 84, n° 8, p. 1413-1421.

Liang, Ruobing, Liangdong Ma, Jili Zhang et Dan Zhao. 2011. « Theoretical and experimental investigation of the filled-type evacuated tube solar collector with U tube ». *Solar Energy,* vol. 85, n° 9, p. 1735-1744.

Liang, Ruobing, Liangdong Ma, Jili Zhang et Liang Zhao. 2013. « Performance analysis of a new-design filled-type solar collector with double U-tubes ». *Energy and Buildings,* vol. 57, p. 220-226.

Ma, Liangdong, Zhen Lu, Jili Zhang et Ruobing Liang. 2010. « Thermal performance analysis of the glass evacuated tube solar collector with U-tube ». *Building and Environment,* vol. 45, n° 9, p. 1959-1967.

Morrison, GL, I Budihardjo et M Behnia. 2004. « Water-in-glass evacuated tube solar water heaters ». *Solar energy,* vol. 76, n° 1, p. 135-140.

Morrison, GL, I Budihardjo et M Behnia. 2005. « Measurement and simulation of flow rate in a water-in-glass evacuated tube solar water heater ». *Solar Energy,* vol. 78, n° 2, p. 257-267.

Nkwetta, Dan Nchelatebe, Mervyn Smyth, Aggelos Zacharopoulos et Trevor Hyde. 2013. « Experimental field evaluation of novel concentrator augmented solar collectors for

medium temperature applications ». *Applied Thermal Engineering,* vol. 51, n° 1, p. 1282-1289.

Paradis, Pierre Luc. 2014a. *Énergie solaire* [Notes de cours ENR 810 Énergies Renouvelables]. Montréal: École de Technologie supérieure, 129 p.

Paradis, Pierre Luc. 2014b. « MODÉLISATION, CONCEPTION ET SIMULATION DES PERFORMANCES D'UN COLLECTEUR SOLAIRE AÉRAULIQUE À TUBES SOUS VIDE EN MILIEU NORDIQUE ». mémoire de maîtrise en génie mécanique. Montréal, École de technologie supérieure, 141 p.

Patankar, Suhas V, et D Brian Spalding. 1972. « A calculation procedure for heat, mass and momentum transfer in three-dimensional parabolic flows ». *International Journal of Heat and Mass Transfer,* vol. 15, n° 10, p. 1787-1806.

REN21, Renewable Energy Policy Network. 2013. *Renewable Global Futures Report*. <http://www.ren21.net/Portals/0/REN21_GFR_2013_print.pdf>.

Rousse, Daniel R. 2013. « Le remplacement des énergies fossiles : La grande illusion des énergies renouvelables et de l'efficacité énergétique ». In *Colloque Interuniversitaire Franco-Québécois sur la thermique des Systèmes*. (Reims), p. 8. <http://chairet3e.etsmtl.ca/pdf/Publications/2013-CIFQ%20-Rousse.pdf>. Consulté le 2 Février 2014.

Shah, Louise Jivan, et Simon Furbo. 2004. « Vertical evacuated tubular-collectors utilizing solar radiation from all directions ». *Applied energy,* vol. 78, n° 4, p. 371-395.

Shah, Louise Jivan, et Simon Furbo. 2007. « Theoretical flow investigations of an all glass evacuated tubular collector ». *Solar Energy,* vol. 81, n° 6, p. 822-828.

Sibbitt, B, T Onno, D McClenahan, J Thornton, A Brunger, J Kokko et B Wong. 2007. *THE DRAKE LANDING SOLAR COM M UNITY PROJECT - EARLY RESULTS.* <http://www.dlsc.ca/reports/EPD_March_April_2007.pdf>.

Liancai Zhang. 2010. *Solar evacuated air collector tube*. Brvet International CN101832662 (A). En ligne. In Espacenet. <http://worldwide.espacenet.com/publicationDetails/biblio?CC=CN&NR=101832662A&KC=A&FT=D&ND=3&date=20100915&DB=worldwide.espacenet.com&locale=en_EP>. Consulté le 17/03/2014.

Laiyu Wang. 2010. *Straight pipe type evacuated tube solar collector*. Brvet International CN201463367 (U). En ligne. In Espacenet. <http://worldwide.espacenet.com/publicationDetails/biblio?CC=CN&NR=201463367U&KC=U&FT=D&ND=3&date=20100512&DB=worldwide.espacenet.com&locale=en_EP>. Consulté le 17/03/2014.

Tang, Runsheng, Yuqin Yang et Wenfeng Gao. 2011. « Comparative studies on thermal performance of water-in-glass evacuated tube solar water heaters with different collector tilt-angles ». *Solar Energy,* vol. 85, n° 7, p. 1381-1389.

TRNSYS. <http://www.trnsys.com/>. Consulté le 20/03/2014.

Walker, A, F Mahjouri et R Stiteler. 2004. « Evacuated-tube heat-pipe solar collectors applied to the recirculation loop in a federal building ». In *2004 Solar Conference, Portland, Oregon, NREL*.

Xu, Li, Zhifeng Wang, Guofeng Yuan, Xing Li et Yi Ruan. 2012. « A new dynamic test method for thermal performance of all-glass evacuated solar air collectors ». *Solar Energy,* vol. 86, n° 5, p. 1222-1231.

Zambolin, E, et D Del Col. 2010. « Experimental analysis of thermal performance of flat plate and evacuated tube solar collectors in stationary standard and daily conditions ». *Solar Energy,* vol. 84, n° 8, p. 1382-1396.

Zikanov, Oleg. 2010. *Essential computational fluid dynamics*. John Wiley & Sons.