

TABLE DES MATIÈRES

	Page
INTRODUCTION	1
CHAPITRE 1 REVUE DE LITTÉRATURE	15
CHAPITRE 2 DESCRIPTION DU MODÈLE.....	17
2.1 Géométrie du collecteur.....	17
2.2 Description des phénomènes physiques.....	19
2.3 Hypothèses de modélisation	23
2.4 Calcul préliminaire des coefficients et des propriétés de l'air.....	26
2.4.1 Propriétés de l'air	26
2.4.2 Coefficient d'absorption et de réflexion du rayonnement solaire.....	26
2.4.3 Coefficients d'échanges radiatifs	29
2.4.4 Coefficient d'échanges convectifs de la plaque perforée.....	29
2.4.5 Calcul du coefficient de convection sur le mur.....	32
2.5 Modèle mathématique.....	34
2.5.1 Bilan sur la plaque perforée semi-transparente.....	34
2.5.2 Bilan sur le mur.....	36
2.5.3 Bilan sur le plénum.....	38
2.5.4 Bilan total sur le collecteur.....	40
2.6 Questions de recherche	43
CHAPITRE 3 MODÉLISATION NUMÉRIQUE.....	45
3.1 Géométrie d'un volume de contrôle	46
3.2 Hypothèses liées à la discrétisation.....	47
3.3 Calcul des débits et des vitesses dans le plénum	48
3.4 Relation entre les températures.....	49
3.5 Calcul du coefficient de convection sur le mur d'un volume de contrôle.....	51
3.6 Linéarisation du bilan de la plaque.....	53
3.7 Linéarisation du bilan du mur.....	54
3.8 Linéarisation du bilan du plénum	56
3.9 Écriture matricielle des bilans et résolution.....	57
3.10 Algorithme de calcul	60
CHAPITRE 4 DESCRIPTION DES VARIABLES ET VÉRIFICATIONS DU MODÈLE NUMÉRIQUE.....	65
4.1 Description des variables.....	65
4.2 Vérification 1 : cas du rayonnement nul.....	69
4.3 Vérification 2 : cas de la vitesse de succion nulle	70
4.4 Vérification 3 : cas des réflectivités et émissivités nulles.....	72
4.5 Insensibilité au maillage	72

CHAPITRE 5 ANALYSE ET DISCUSSION DES RÉSULTATS.....	75
5.1 Matrices de graphiques	75
5.2 Maxima et minima dans le domaine considéré.....	79
5.3 Influence des paramètres optiques.....	80
5.4 Influence de V_{succ}	83
5.5 Influence de G_{Sol}	84
5.6 Réponses aux questions de recherches	84
5.6.1 Question i : y a t'il moins de pertes lorsqu'on augmente le débit?.....	84
5.6.2 Question ii : le choix des matériaux transparents influence t'il le rendement?	85
5.6.3 Question iii : le rendement va t'il être plus grand pour les faibles irradiations?.....	85
5.6.4 Question iv : la température de la plaque d'un TTC va-t-elle être moins élevée que celle d'un UTC et donc les pertes vers l'extérieur moins grande?.....	86
CONCLUSION.....	87
RECOMMANDATIONS	89
ANNEXE I ARTICLE DE REVUE DE LITTÉRATURE.....	93
ANNEXE II RÉSULTATS DE TESTS DE TRANSMISSIVITÉ	115
ANNEXE III MATRICE DE RÉSULTATS COMPLÈTES.....	117
ANNEXE IV RÉSULTATS AVEC CONDUCTION.....	121
LISTE DE RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES.....	131

LISTE DES TABLEAUX

	Page
Tableau 2.1 Résumé des équations bilan sur la plaque, le mur, dans le plénum et sur le collecteur.....	43
Tableau 4.1 Paramètres physiques et numériques fixes.....	68
Tableau 4.2 Paramètres de vérification.....	71
Tableau 4.3 Variation du rendement du collecteur, η , en fonction du nombre de volumes de contrôle.	73
Tableau 5.1 Valeurs extrêmes et conditions associées	80

LISTE DES FIGURES

	Page
Figure 1.1 Irradiance solaire moyenne mondiale tirée de (3Tier, 2013)	4
Figure 1.2 Ensoleillement moyen annuel sur un plan horizontal au Québec tiré de (Ressources naturelles Canada, 2013)	5
Figure 1.3 Différents types de panneaux photovoltaïques tirés de (RDV-solaire, 2013).....	6
Figure 1.4 Andasol2, Espagne tirée de (Solarmillennium, 2013).....	7
Figure 1.5 (a) Chauffe-eau solaire tiré de (Planeteverte, 2013) et (b) panneaux solaires à tubes sous vide (Besnard, 2013)	7
Figure 1.6 Schéma de fonctionnement de l'UTC reproduit et adapté avec l'autorisation de (Quesada et al., 2012)	10
Figure 1.7 Exemple d'installation d'un UTC tiré de (Enerconcept, 2013).....	11
Figure 1.8 Schéma descriptif d'un TTC	12
Figure 1.9 Exemple d'installation de TTC tiré de (Enerconcept, 2013)	13
Figure 2.1 Géométrie d'un TTC	18
Figure 2.2 Ensemble des phénomènes physiques présents dans le TTC	20
Figure 2.3 Réflexion du rayonnement solaire dans le collecteur	27
Figure 2.4 Bilan sur la plaque perforée semi-transparente	35
Figure 2.5 Bilan sur le mur	37
Figure 2.6 Bilan de flux de l'air passant dans le plénum.....	39
Figure 2.7 Bilan global sur tout le collecteur.....	41
Figure 3.1 Géométrie des volumes de contrôle	46
Figure 3.2 Bilan de masse de l'air dans un volume de contrôle.....	48
Figure 3.3 Températures utilisées pour les bilans dans un volume de contrôle	51
Figure 3.4 Algorithme de calcul	61

Figure 4.1 Montage du Lubi ^{md} tiré de (Enerconcept, 2012-03).....	66
Figure 4.2 T_p , T_m et T_{air} le long du collecteur sans rayonnement.....	70
Figure 5.1 Rendement en fonction de V_{succ} , G_{Sol} , τ_p et α_m ($\varepsilon_m=0.92$; $\varepsilon_p=0,92$; $\varepsilon_{amb}=1$; $\rho_p=0,08$).....	76
Figure 5.2 Élévation de température en fonction de V_{succ} , G_{Sol} , τ_p et α_m ($\varepsilon_m=0.92$; $\varepsilon_p=0,92$; $\varepsilon_{amb}=1$; $\rho_p=0,08$)	77
Figure 5.3 Transfert de chaleur vers l'air aspiré de V_{succ} , G_{Sol} , τ_p et α_m ($\varepsilon_m=0.92$; $\varepsilon_p=0,92$; $\varepsilon_{amb}=1$; $\rho_p=0,08$)	78
Figure 5.4 Évolution de l'absorptivité globale en fonction de α_m et τ_p	81

LISTE DES ABRÉVIATIONS, SIGLES ET ACRONYMES

TTC	Transparent Transpired Collector
UTC	Unglazed Transpired Collector
Mtep	Millions de Tonnes équivalent pétrole
OCDE	Organisation de coopération et de développement économiques

Rapport-Gratuit.com

LISTE DES SYMBOLES ET UNITÉS DE MESURE

A	Aire frontale (m^2)
$C_{p,D}$	Chaleur spécifique de l'air ($J/(kg\ K)$)
D	Diamètre des trous (m)
e	Épaisseur de la plaque perforée semi-transparente (m)
G_{Sol}	Flux de rayonnement solaire (W/m^2)
H	Hauteur du collecteur (m)
h	Coefficient de convection ($W/(m^2\ K)$)
i	Indice de volume de contrôle variant de 0 à N
k	Conductivité de l'air ($W/(m\ K)$)
L	Largeur du collecteur (m)
\dot{m}	Débit massique d'air (kg/s)
N	Nombre de volumes de contrôle
Nu	Nombre de Nusselt
P	Pas des trous (mm)
Pr	Nombre de Prandtl
q	Taux de transfert thermique (W)
Re	Nombre de Reynolds
$Relax$	Coefficient de relaxation
T	Température (K)
$[T]$	Forme matricielle du vecteur des températures inconnues
V	Vitesse d'air (m/s)
\dot{V}	débit volumique d'air (m^3/s)
W	Largeur du collecteur (m)
$[X]$	Forme matricielle du vecteur des coefficients des températures
$[Y]$	Forme matricielle du vecteur des termes constants

Lettres grecques :

α Absorptivité

ΔT	Variation de température entre l'air sortant du collecteur et l'air entrant dans le collecteur (K)
ϵ	Efficacité
ε	Émissivité
η	Rendement du collecteur
ρ	Réfectivité du mur
ϱ	Masse volumique de l'air (kg/m^3)
$\tilde{\sigma}$	Constante de Stefan-Boltzmann= $5,67.10^{-8} \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-4}$
σ	Porosité de la plaque perforée semi-transparente
ν	Viscosité cinématique de l'air (Ns/m^2)
μ	Viscosité dynamique de l'air (Pa.s)
τ	Transmissivité
ϕ	Facteur d'échelle

Indices :

<i>m</i>	mur absorbeur situé derrière la plaque perforée semi-transparente
<i>air</i>	en rapport à l'air
<i>amb</i>	condition ambiante à l'extérieur du collecteur
<i>ciel</i>	en rapport avec les conditions extérieures éloignées
<i>cond</i>	transfert d'énergie thermique par conduction
<i>conv</i>	transfert d'énergie thermique par convection
<i>D</i>	par rapport au diamètre des trous de la plaque perforée semi-transparente
<i>eff</i>	effectif
<i>ent</i>	qui sort de la plaque perforée semi-transparente et entre dans le plénum
<i>m</i>	mur
<i>m-plen</i>	entre le mur absorbeur et l'air du plénum
<i>m-p</i>	entre le mur absorbeur et plaque perforée semi-transparente
<i>p</i>	plaque perforée semi-transparente
<i>p-m</i>	entre la plaque perforée semi-transparente et le mur absorbeur
<i>p-amb</i>	entre la plaque perforée semi-transparente et l'environnement ambiant

<i>p-plen</i>	entre la plaque perforée semi-transparente et le plénum
<i>p-perte</i>	pertes entre la plaque perforée semi-transparente et l'ambient
<i>plen</i>	plénum
<i>rad</i>	transfert d'énergie thermique par rayonnement
<i>Sol</i>	solaire
<i>sort</i>	sortant du collecteur
<i>succ</i>	succion
<i>T</i>	total, pour l'ensemble du collecteur

Exposants :

<i>i</i>	associé au volume de contrôle <i>i</i>
<i>i+1</i>	associé au volume de contrôle <i>i+1</i>
<i>i-1</i>	associé au volume de contrôle <i>i-1</i>

Note : pour éviter toute confusion de lecture, lorsqu'une variable est associée à un volume de contrôle et a une puissance, l'exposant associé au volume de contrôle est écrit en premier et est suivi d'une double barre verticale ||, puis la puissance.

Exemples d'écriture composée :

$\alpha_{eff,p}$	absorptivité effective de la plaque perforée semi-transparente
$q_{rad,p-m}^i$	taux de transfert par rayonnement net entre la plaque perforée semi-transparente et le mur dans le volume de contrôle <i>i</i>
$T_m^{ 3}$	température du mur à la puissance trois dans le volume de contrôle <i>i</i>

INTRODUCTION

Évolution vers des ressources renouvelables

La révolution industrielle amorcée dans le courant du XVIII^e siècle en Angleterre a enclenché un processus mondial d'accroissement de recherche et de consommation d'énergie. La première ressource énergétique industrielle historique a été le charbon, puis les ressources se sont diversifiées au cours du temps avec le pétrole, le gaz, l'hydroélectricité et le nucléaire. L'abondance énergétique a profondément changé nos sociétés et a donné à l'homme les moyens de modifier son environnement.

La croissance de cette demande énergétique a été continue depuis et, malgré quelques crises, elle s'est accélérée depuis les trois dernières décennies pour répondre aux besoins de pays dit émergents. Seulement au cours de la décennie (2001–2011), la consommation mondiale d'énergie est passée de 9 434 millions de tonnes équivalentes pétrole (Mtep) à 12 275 Mtep (British Petroleum, 2012). La part des pays non membres de l'OCDE passant de 42,6 % en 2001 à 54,9 % en 2011.

Cette importante consommation pose plusieurs problèmes. En effet, les principales ressources énergétiques sont non renouvelables et polluantes. Le pétrole, le gaz, le charbon et le nucléaire comptent pour 92 % (British Petroleum, 2012) des ressources énergétiques actuellement utilisées. Il y a là un manque flagrant de diversité de ressources posant à court ou moyen terme des problèmes d'approvisionnement en termes de quantité, de localisation et de mode d'extraction. La problématique de la quantité est que les principales ressources énergétiques utilisées dans le monde sont par définition finies et il faudra, à moyen ou long terme trouver des énergies de remplacement. Pour ce qui est de la localisation, si l'on prend l'exemple du pétrole, 48,1 % des réserves déclarées se situent au Moyen-Orient (British Petroleum, 2012). Les deux autres régions ou plutôt pays qui pourraient se comparer

en terme de réserves sont le Venezuela et le Canada. Il en résulte une grande concentration de la production et des situations géopolitiques conflictuelles (Guerre du Golfe en 1990-1991, Guerre d'Irak 2003-2011, production problématique au Nigéria, etc.). Enfin, il est de plus en plus difficile d'extraire ces types de ressources. On utilise des moyens de plus en plus coûteux et de plus en plus risqués. On peut prendre comme exemple les forages en eaux profondes qui sont très difficiles à contrôler en cas de rupture du puits. On pense à l'explosion de la station Deepwater Horizon dans le golfe du Mexique en 2010. Certains modes d'extraction comme les sables bitumineux d'Alberta sont par ailleurs extrêmement polluants (Kunzig, 2009).

Ces ressources ne produisent pas que de l'énergie. Le nucléaire produit des déchets hautement radioactifs qu'il faut sceller et protéger. Les carburants fossiles produisent toutes sortes de déchets chimiques, mais l'espèce qui est la plus connue et qui a un impact mondial est le CO₂. Ce gaz est l'un des principaux gaz à effet de serre. L'augmentation anthropique survenue depuis trente ans de la quantité de ce gaz aurait probablement selon le GIEC (Pachauri et Reisinger, 2007) « joué un rôle notable à l'échelle du globe dans l'évolution observée de nombreux systèmes physiques et biologiques. »

On comprendra donc qu'il faille chercher à diversifier les ressources énergétiques pour arriver à combler les besoins humains tout en diminuant les impacts environnementaux et sociopolitiques.

Il existe des ressources utilisées depuis la nuit des temps comme la biomasse avec la domestication du feu. D'un point de vue historique, l'homme a utilisé les cours d'eau et les vents comme source d'énergie mécanique. Ces ressources ne sont pas neuves en principe, mais elles ont été raffinées au cours des siècles et on a maintenant des fourneaux à haut rendement énergétique, de la cogénération, des barrages hydroélectriques et des éoliennes. On réussit même à produire des hydrocarbures à base de production agricole. Il existe d'autres applications comme la géothermie, les énergies marémotrices, les hydroliennes, etc.

La ressource à laquelle va s'attacher cette étude est la ressource solaire. Elle est le moteur de toutes les ressources citées précédemment dans ce texte (excepté le nucléaire et la géothermie due à la radioactivité interne de la Terre et les énergies marémotrices dues aux mouvements de la Lune). Pour donner un ordre de grandeur, le rayonnement solaire atteignant la couche supérieure de l'atmosphère terrestre est de $1\,367\text{ W/m}^2$ (Duffie, 2006). Si on prend le rayon moyen de la Terre à $6\,370\text{ km}$, la puissance reçue sur la haute atmosphère est de l'ordre de $1,7 \times 10^{17}\text{ W}$. L'albédo de la Terre valant $0,306$ (Williams, 2010), l'énergie annuelle reçue est de l'ordre de $3,8 \times 10^{24}\text{ J}$. La consommation énergétique mondiale annuelle est évaluée en 2011 à $12\,275\text{ Mtep}$ (Petroleum, 2012) soit $5,15 \times 10^{20}\text{ J}$. La différence est donc de quatre ordres de grandeur si on arrivait à capter et convertir toute l'énergie solaire reçue par la Terre. On voit donc bien l'intérêt que revêt cette énergie gratuite et disponible pour les 4-5 milliards prochaines années.

Ressources solaires et leurs collecteurs

Même si l'ensoleillement n'est pas égal dans le monde, sa répartition permet l'utilisation de l'énergie solaire sous toutes les latitudes de manière cyclique (cycle journalier, cycle saisonnier).

La Figure 1.1 représente l'irradiation moyenne sur le globe terrestre. On y remarque que les plus grandes valeurs ne se trouvent pas forcément à l'équateur, mais dans les grandes régions désertiques et les très hautes montagnes. Cela n'a pas empêché des pays comme l'Allemagne de développer des technologies liées au solaire pour diminuer sa dépendance énergétique à l'égard de ressources étrangères (Garric, 2012). Ces technologies ne sont pas évidentes à mettre en place, demandent un certain volontarisme, des politiques économiques d'implantation, et des aménagements pour les intégrer dans le réseau existant. Il faut aussi prévoir d'autres technologies pour compléter les lacunes de ces technologies solaires.

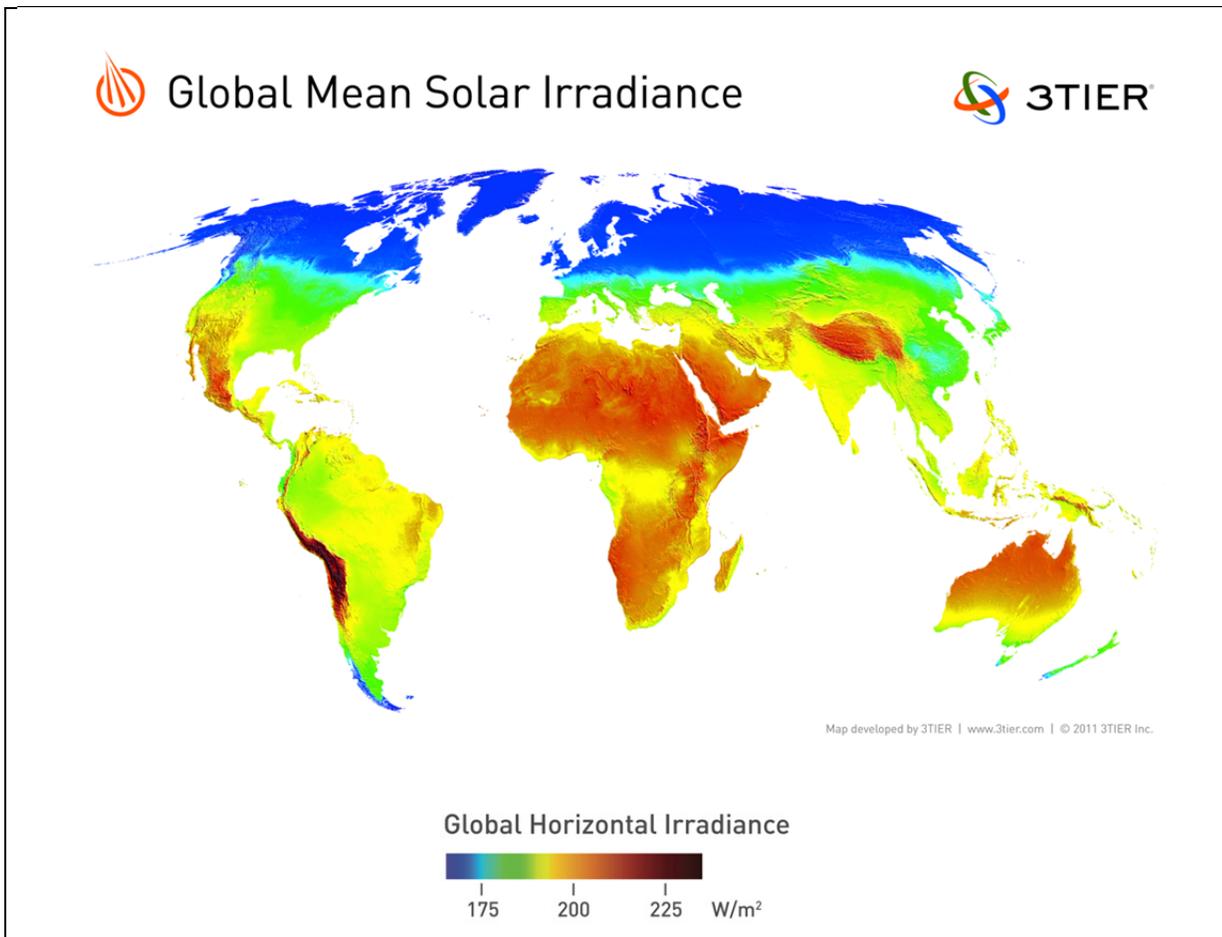


Figure 1.1 Irradiance solaire moyenne mondiale tirée de (3Tier, 2013)

La Figure 1.2 présente l'ensoleillement annuel sur un plan horizontal au Québec. D'après cette carte, on peut, de manière conservatrice, estimer que le Québec reçoit annuellement au sol (c.-à-d. à l'horizontale) une moyenne de 9 MJ/(m²jour).

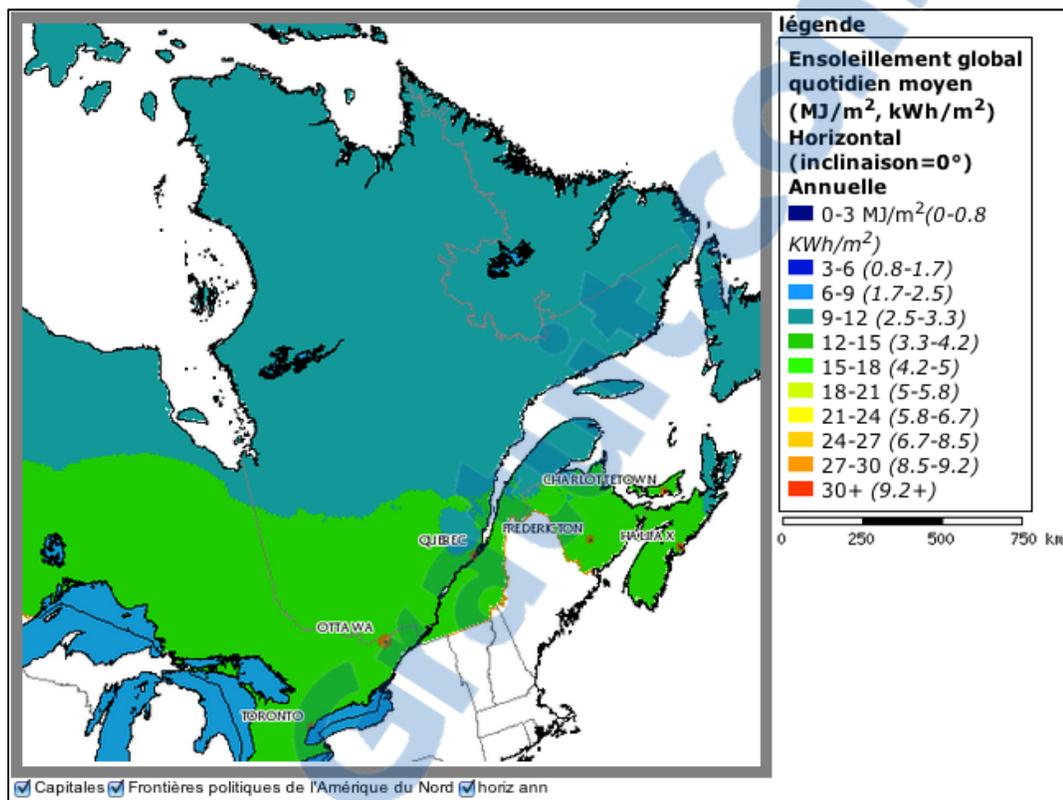


Figure 1.2 Ensoleillement moyen annuel sur un plan horizontal au Québec tiré de (Ressources naturelles Canada, 2013)

D'après les valeurs données par (Québec, 2012), le Québec a consommé 39 Mtep en 2009, soit $1,633 \times 10^{12}$ MJ. En divisant par la superficie du Québec ($1\,667\,441 \text{ km}^2$), on a une consommation de $0,98 \text{ MJ}/(\text{m}^2\text{an})$ soit $2,6 \text{ kJ}/(\text{m}^2\text{jour})$. Il existe donc trois ordres de grandeur de différence entre la disponibilité de la ressource et la consommation. Il n'y a cependant ici aucune optimisation de l'orientation des surfaces pour chercher à augmenter l'énergie solaire perçue. On constate donc qu'il existe un vrai potentiel solaire au Québec qui pourrait contribuer à la diversification des ressources énergétiques.

Mais quelles sont alors les technologies solaires les plus susceptibles d'être intégrées aux contextes du Québec? Les collecteurs les plus connus sont les panneaux photovoltaïques (illustrés en Figure 1.3) qui convertissent directement le rayonnement solaire en électricité. Les rendements des cellules les plus communément utilisées (Silicium mono- et poly-

cristallin) atteignent des rendements maximums de 25 % (Green et al., 2012), bien que les panneaux industrialisés aient plutôt un rendement de l'ordre de 12 à 15 %. D'autres technologies, comme les cellules multi-jonction, permettent d'atteindre des rendements de 37,5 %, mais leurs coûts de fabrication sont très élevés.



Figure 1.3 Différents types de panneaux photovoltaïques tirés de (RDV-solaire, 2013)

Une autre approche consiste à convertir le rayonnement solaire en chaleur. Cette chaleur peut être convertie en énergie mécanique, via des turbines ou des moteurs Stirling, qui à son tour est convertie en électricité. C'est le principe des centrales à concentrateur comme Andasol en Espagne (Figure 1.4). La chaleur y est stockée dans des sels fondus permettant de produire de l'électricité même après le coucher du soleil.



Figure 1.4 Andasol2, Espagne tirée de (Solarmillennium, 2013)

Il n'est pas encore évident de placer ces types d'application d'un point de vue industriel comme l'illustre la mise en liquidation de l'entreprise SolarMillenium, qui développait ce type de centrale, en décembre 2011.

Au lieu d'utiliser la chaleur pour produire l'électricité, on peut chercher à l'utiliser directement pour des applications de chauffage. On peut ainsi chauffer de l'eau domestique, comme illustré avec la Figure 1.5, ou utiliser l'eau chauffée pour des planchers chauffants. Dans certaines applications, l'eau utilisée passe directement dans les panneaux.



Figure 1.5 (a) Chauffe-eau solaire tiré de (Planeteverte, 2013) et
(b) panneaux solaires à tubes sous vide (Besnard, 2013)

C'est ce qui est recommandé dans des pays où la température reste au dessus du point de congélation de l'eau. Dans des régions au climat nordique comme au Québec, où, même au sud, la température est en moyenne en dessous de zéro degré Celsius de décembre à mars (Canada). Il faut prévoir des circuits secondaires. Les fluides caloporteurs de ces circuits ne doivent pas geler. Pour cela, on utilise de l'eau glycolée et une pompe à chaleur. L'été, les besoins en chauffage et en eau chaude étant moindres, on fait moins circuler le fluide dans les panneaux et la température de ceux-ci augmente au point de dégrader le glycol dans l'eau. Il faut alors remplacer l'eau glycolée sur une base régulière ce qui fait faire perdre les avantages économiques de ce type de panneaux. Par ailleurs, en cas de fuite dans le circuit, le liquide est un polluant. Il faut donc assurer une étanchéité parfaite. On voit donc qu'utiliser un fluide caloporteur liquide impose plusieurs contraintes au niveau de la mise en place.

On peut aussi utiliser un gaz comme fluide caloporteur. Le plus simple à utiliser, car le plus abondant, est l'air. Le principal inconvénient par rapport à un liquide comme l'eau est sa plus faible capacité calorifique. Ainsi l'air a un c_p de 1,007 kJ/(kg.K) contre 4,180 kJ/(kg.K) pour l'eau (Incropera, 2002) à température ambiante et à pression atmosphérique. De plus, une même masse d'air que d'eau occupe un volume près de mille fois ($1,2$ vs 1000kg/m^3) plus grand dans ces conditions. Cependant, avec l'air, on s'affranchit des contraintes de solidification, d'étanchéité, de disponibilité, et de coût. Il existe plusieurs types de panneaux pour réchauffer de l'air. Le panneau peut consister en une plaque vitrée transparente et un fond noir, l'air passant entre la vitre et l'absorbeur. On peut aussi faire passer l'air derrière la plaque absorbante. On comprendra que les conceptions sont nombreuses et on peut retrouver les principales dans (Duffie, 2006). Le concept de base qui est le sujet de cette étude est le collecteur solaire perforé non vitré (Unglazed Transpired Collector ou UTC).

Ce dispositif a été développé vers la fin des années 1980, début 1990 et est adopté par sa simplicité de mise en place, principalement pour le chauffage de bâtiments. L'attention sera portée dans ce mémoire sur une évolution de l'UTC développée vers la fin des années 2000 par la société Énerconcept qui détient les brevets associés (Vachon, 2010). Cette société a commercialisé ses panneaux sous la marque LUBI^{md}.

De l'UTC vers le TTC

De par leur taille, les UTC sont bien adaptés pour chauffer de grands bâtiments. Selon (Ressources naturelles Canada et Énergétique, 2008), la consommation pour le chauffage des bâtiments commerciaux et institutionnels était de 866 000 000 GJ en 2008. On comprendra que chauffer ou préchauffer l'air est une mesure d'efficacité énergétique non négligeable.

Comme l'illustre la Figure 1.6, l'UTC est une plaque perforée chauffée par son exposition directe au soleil. L'espace situé derrière le collecteur (par lequel l'air récupéré est injecté dans le bâtiment) se nomme le plénum. En haut du collecteur, un ventilateur aspire l'air du plénum causant une dépression dirigeant l'air frais extérieur à travers des perforations. L'air se réchauffe par convection en passant à travers les trous. L'air chauffé peut être utilisé pour le chauffage de bâtiments, pour le préchauffage de l'air de procédés ou dans le séchage de récoltes. La Figure 1.7 présente des exemples d'implantations d'UTC pour le chauffage de bâtiments. Ainsi, sur les photos du dessus, on voit les parois noires perforées exposées au soleil et sur la photo du dessous, les tuyaux amenant l'air préchauffé dans le bâtiment.

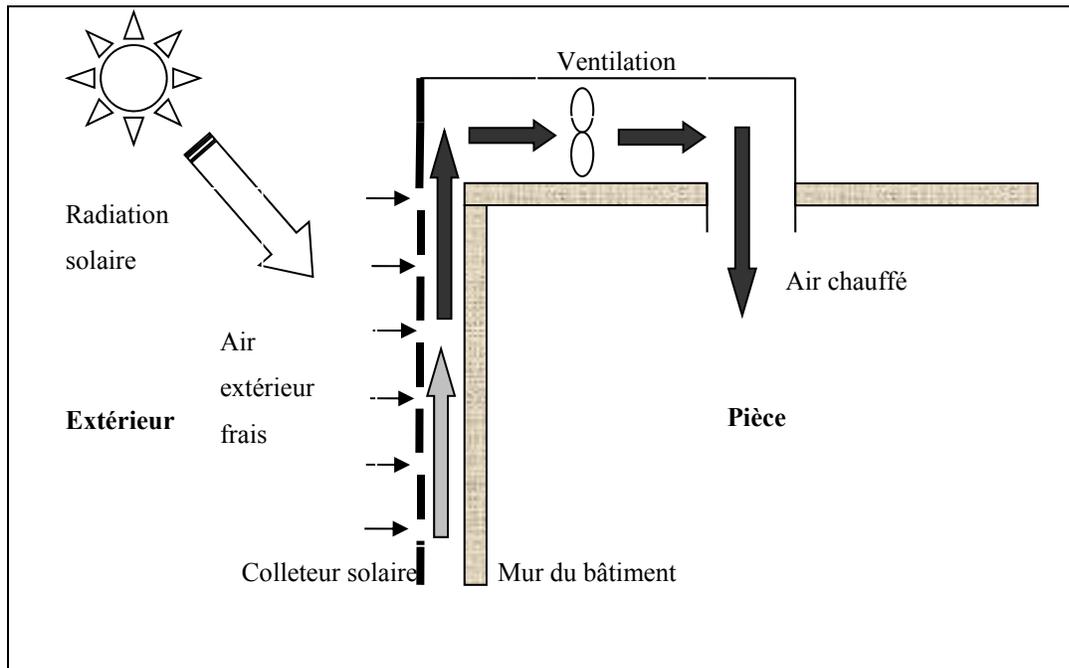


Figure 1.6 Schéma de fonctionnement de l'UTC reproduit et adapté avec l'autorisation de (Quesada et al., 2012)



Figure 1.7 Exemple d'installation d'un UTC tiré de (Enerconcept, 2013)

La Figure 1.8 montre le fonctionnement du collecteur transparent perforé (Transparent Transpired Collector ou TTC). Tout comme les UTC, les TTC sont composés d'une plaque perforée montée sur un mur mais, celle-ci n'est cependant pas opaque. Une partie du rayonnement est absorbée par la plaque transparente dépendamment de ses absorptivité, réflectivité et transmissivité. La plaque perforée étant semi-transparente, le mur situé derrière reçoit une partie du rayonnement solaire et est chauffé. L'air montant à travers le plénum se réchauffe au contact de ce mur. Tout comme pour l'UTC, un ventilateur aspire l'air dans le bâtiment.

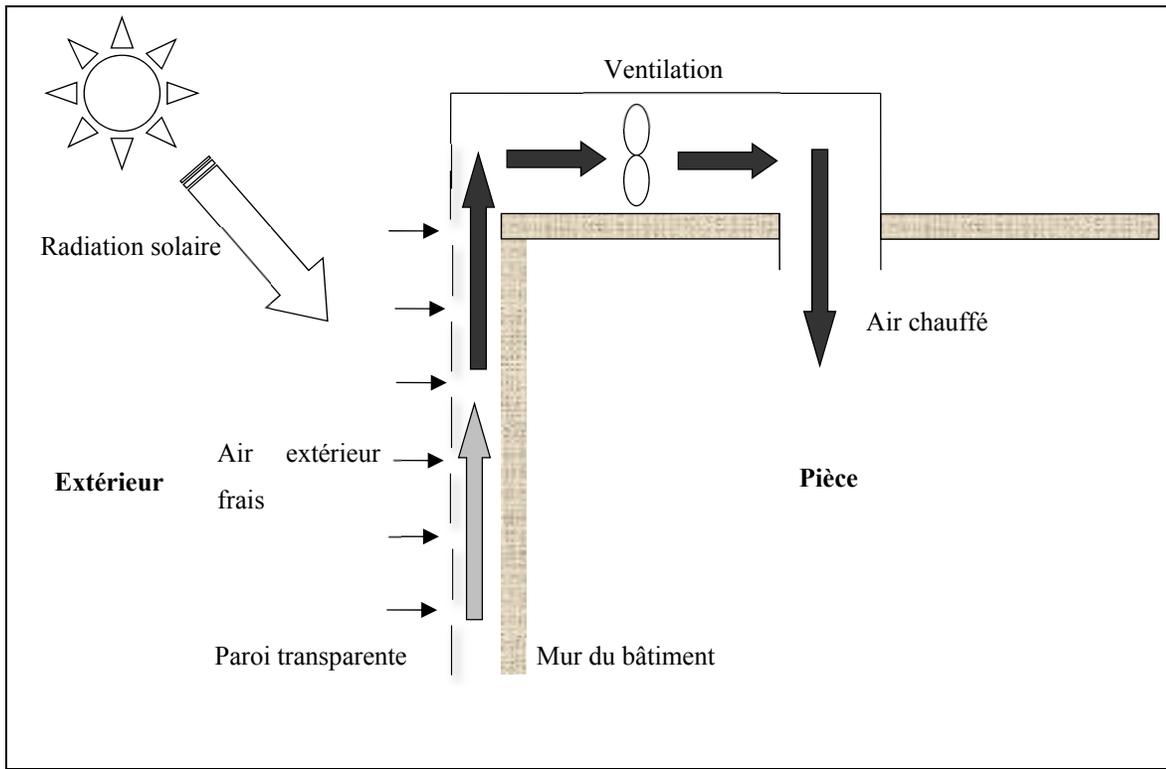


Figure 1.8 Schéma descriptif d'un TTC

Les TTC peuvent être installés sur des murs verticaux ou inclinés. La transmissivité des parois permet de voir le mur sur lequel ils sont montés. Ceci constitue un avantage esthétique apprécié des architectes. Ils peuvent aussi être disposés sur des toits. Dans le cas où ceux-ci sont horizontaux, on inclinera et on orientera (au sud) le collecteur de façon à ce qu'il collecte le plus de chaleur sur l'année selon l'application voulu (Vachon, 2010). La Figure 1.9 présente des installations de TTC sur des parois situées en haut de bâtiments.



Figure 1.9 Exemple d'installation de TTC tiré de (Enerconcept, 2013)

Parce qu'ils sont une évolution des UTC, les TTC ont une géométrie et un mode de fonctionnement très proche de ces derniers. Cependant, la transmissivité de la plaque perforée implique d'autres phénomènes physiques qui, à la connaissance de l'auteur, n'ont pas encore été pris en compte. Il y a donc place à la description de ces phénomènes physiques, à leur compréhension et à l'optimisation du fonctionnement du TTC. Les aspects sur lesquels on a un contrôle sont la géométrie, les paramètres optiques des matériaux ainsi que le mode de fonctionnement. Au niveau de la géométrie, il sera montré plus loin que celle-ci est très proche de celle des UTC. Au niveau de l'optique, les paramètres sont relativement nombreux (on en comptera six). Au niveau du mode opératoire, il dépend de l'utilisation faite du TTC.

Ainsi donc, la problématique peut alors s'énoncer comme suit : il n'existe pas, à la connaissance de l'auteur :

1. De description publiée des phénomènes physiques ayant lieu dans un TTC;
2. D'outil publié permettant l'analyse de ces phénomènes et l'optimisation du fonctionnement d'un TTC;
3. D'expériences publiées permettant de caractériser le fonctionnement d'un TTC.

Le but de ce travail est d'aborder les deux premiers points de cette problématique. Ainsi, les objectifs seront :

1. Développer une première description des phénomènes physiques du TTC;
2. Développer un modèle numérique simple intégrant cette description et permettant un calcul rapide du rendement.

La démarche consiste d'abord à présenter une brève revue de littérature sur les UTC (CHAPITRE 1), puisqu'il n'existe pas de publications consacrées au TTC. Celle-ci permettra une familiarisation avec une grande partie des phénomènes physiques présents, auxquels s'ajouteront ceux spécifiques aux TTC. Ensuite, les phénomènes physiques ainsi que la démarche de modélisation seront présentés dans le CHAPITRE 2. On y exposera les principes liés à la modélisation, les hypothèses liées à la revue de littérature et la traduction de tout cela en termes mathématiques. Une fois la formulation mathématique effectuée, ces équations seront formulées dans un modèle numérique et on pourra alors tester un certain nombre de combinaisons de paramètres. Cette modélisation numérique sera présentée dans le CHAPITRE 3. La revue de littérature et le développement du modèle montreront que certains phénomènes sont déjà connus par les études sur les UTC. Il sera alors possible de restreindre le nombre de paramètres variables. Le choix des paramètres fixes et des paramètres variables et les justifications de ces choix seront présentés au CHAPITRE 4. Dans ce même chapitre, une validation théorique du modèle sera présentée. Les résultats globaux et la discussion de ceux-ci seront présentés dans le CHAPITRE 5. Enfin dans la conclusion, le travail effectué et les apprentissages faits seront revus et les limites des conclusions exposées. Les recommandations et ouvertures sur des travaux futurs seront présentées dans le chapitre suivant.

CHAPITRE 1

REVUE DE LITTÉRATURE

Dans le cadre de la maîtrise, une revue de littérature la plus exhaustive possible a été réalisée par l'auteur et soumise à la revue Renewable and Sustainable Energy Reviews. Bien que la version actuelle de cette revue n'a pas encore été retenue pour publication, elle comprend cependant tous les éléments nécessaires à la compréhension du fonctionnement de l'UTC ainsi que ses différentes applications. Le lecteur intéressé peut consulter l'intégralité de la revue dans l'ANNEXE I. On présente ici la conclusion qui reprend les éléments importants de cette revue. Les références elles-mêmes sont, quant à elles, disposées à la toute fin du mémoire.

Une revue couvrant la fin des années 80 jusqu'à nos jours a été réalisée. Cette revue a été divisée en études théoriques, numériques et expérimentales ainsi qu'en études d'implémentations et diverses applications. Dans plusieurs cas, bien sûr, des études ont été reprises dans différentes sections, car elles couvraient, par exemple, des travaux numériques et expérimentaux.

Dans des conditions de laboratoire, cette revue montre que plusieurs paramètres de base déterminent la performance globale des UTC. Elle fournit des lignes directrices globales pour les concepteurs. Ainsi, on peut faire des recommandations sur les paramètres suivants : vitesse de succion minimum (0,04 m/s pour rendre l'UTC insensible au vent), l'orientation (plein sud, dans l'hémisphère nord, bien sûr), l'absorptivité (la plus haute possible), une faible émissivité pour les longues longueurs d'onde spécifiquement pour les surfaces externes ayant des températures supérieures à 40 °C, les conditions de vents (en dessous de 7 m/s) et enfin une pression d'aspiration minimale (25 Pa) qui est liée à la vitesse de succion.

Toutefois, il a été montré que dans la plupart des cas, des géométries idéales ont été étudiées (surfaces planes, trous circulaires, plénums idéaux sans obstacle, etc.). Ainsi, certains effets

comme les surfaces corruguées, la forme des trous, le passage de l'écoulement, la chute de pression réelle, l'angle du collecteur, etc. nécessitent des études plus poussées.

D'autre part, des implémentations réelles ont montré que pour des paramètres qui n'avaient que peu ou pas d'influence en laboratoire, les résultats étaient ou pouvaient être très différents dans un contexte *in situ* d'UTC de grande taille (pour plus de précisions, se référer à l'ANNEXE I). Pour de grandes implémentations, la conception personnalisée est un facteur clef pour proposer un UTC fonctionnant convenablement et des valeurs minimales de certains paramètres qui assurent une efficacité adéquate en laboratoire pourraient ne pas être appropriées dans tous les cas.

Enfin, les paramètres d'opération nécessitent plus d'études pour optimiser l'utilisation des UTC : la conception sera différente selon qu'elle sera pour le chauffage de bâtiment, le séchage de récolte ou le refroidissement solaire. De plus, des applications relativement nouvelles, comme les systèmes combinés UTC-PV, semblent être la nouvelle tendance de l'évolution des UTC. Plus de recherches devraient être effectuées dans cette voie.

Après des études essentiellement dirigées par un intérêt nord-américain dans les années 80 et des applications limitées au chauffage de bâtiments, les UTC sont maintenant de plus en plus adoptés dans le monde pour différentes applications. Il en résulte qu'il y a encore beaucoup d'optimisation à faire pour refléter les implémentations quant aux aspects de l'utilisation de la récupération de chaleur solaire.

CHAPITRE 2

DESCRIPTION DU MODÈLE

Dans le chapitre précédent et dans l'ANNEXE I, les applications et les principes liés aux UTC sont présentés de la manière la plus exhaustive possible. Comme expliqué dans l'introduction, l'optimisation du fonctionnement des TTC requiert un modèle permettant de tester des combinaisons de paramètres. Le but de ce chapitre est de présenter la démarche menant à ce modèle. Ainsi, dans un premier temps, la géométrie du collecteur est présentée. Puis, l'ensemble des phénomènes physiques présents est décrit. Après quoi, les hypothèses de modélisation sont passées en revue. À partir de ces hypothèses, le modèle mathématique est présenté. Pour cela, les coefficients permettant de formaliser les phénomènes physiques sont développés. À l'aide de cette formalisation, les bilans modélisant le collecteur peuvent être effectués : sur la plaque perforée semi-transparente, sur le mur, dans le plénum et enfin sur tout le collecteur. Le chapitre se termine par une liste de questions de recherche.

Tout au long de la description du modèle, les termes seront présentés et définis. Ils sont aussi définis dans la nomenclature.

2.1 Géométrie du collecteur

L'échange par convection entre l'air et la plaque perforée semi-transparente ainsi que l'écoulement dans le plénum dépendent grandement de la géométrie du collecteur. Celle-ci est détaillée dans ce chapitre.

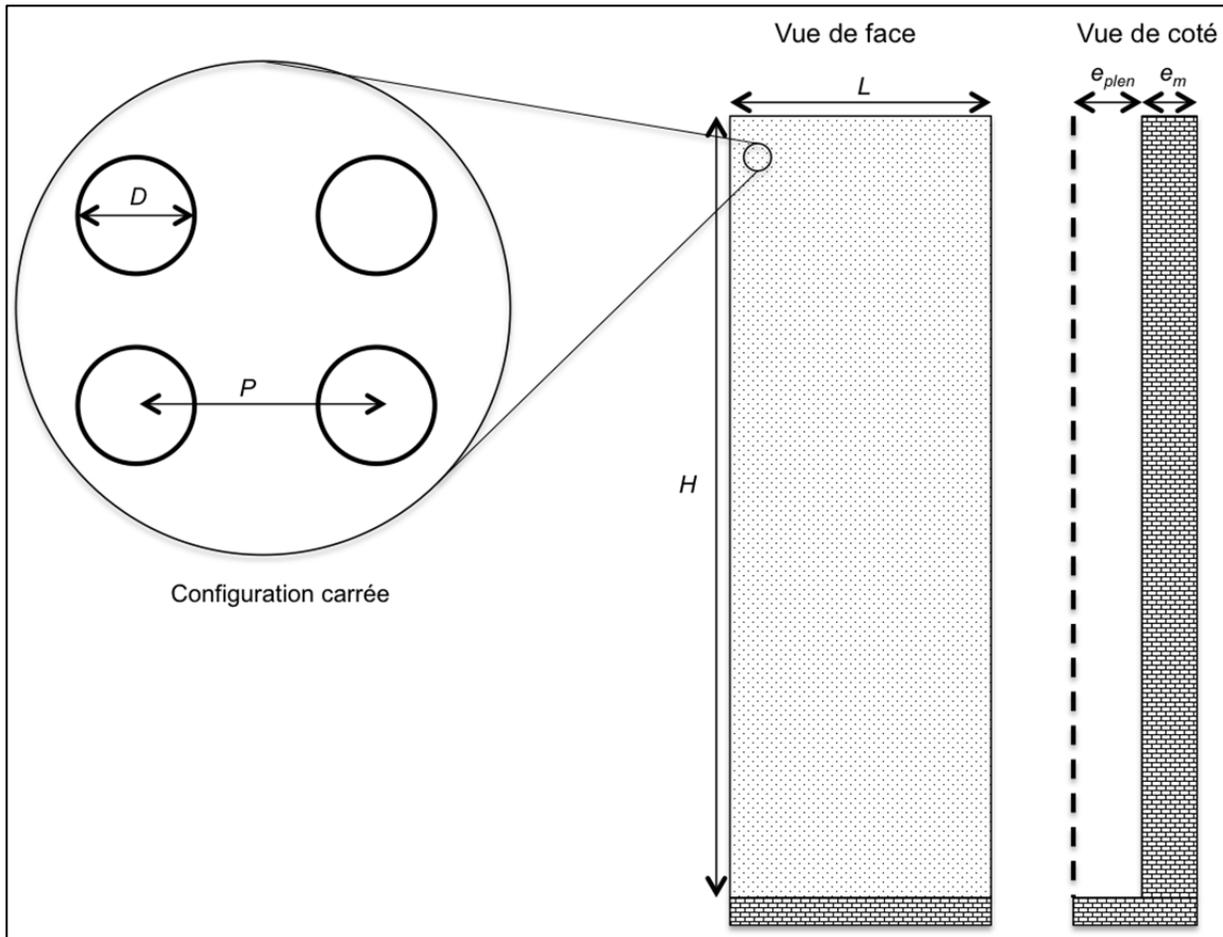


Figure 2.1 Géométrie d'un TTC

La Figure 2.1 représente la géométrie d'un TTC, ainsi, on a les variables suivantes :

- D : diamètre des trous (m);
- P : pas des trous (m);
- e_p : épaisseur de la plaque perforée semi-transparente (m);
- e_m : épaisseur du mur (m);
- e_{plen} : épaisseur du plénum (m);
- L : largeur du collecteur (m);
- H : hauteur du collecteur (m);
- A_T : aire frontale du collecteur (m^2);
- σ : porosité de la plaque perforée semi-transparente.

L'épaisseur de la plaque perforée semi-transparente, étant trop petite par rapport aux autres grandeurs, n'est pas représentée. La porosité est la fraction entre la surface vide définie par les perforations et la surface totale frontale du collecteur. Ici, les trous sont circulaires et ont une configuration carrée. Ainsi, on calcule σ en utilisant l'expression de (Van Decker, Hollands et Brunger, 2001) :

$$\sigma = \frac{\pi}{4} \left(\frac{D}{P} \right)^2 \quad (2.1)$$

La porosité est utilisée pour calculer l'efficacité de l'échange thermique au niveau de la plaque perforée semi-transparente (section 2.5.1).

2.2 Description des phénomènes physiques

L'ensemble des phénomènes physiques présents est détaillé dans cette section et apparaît dans la Figure 2.2.

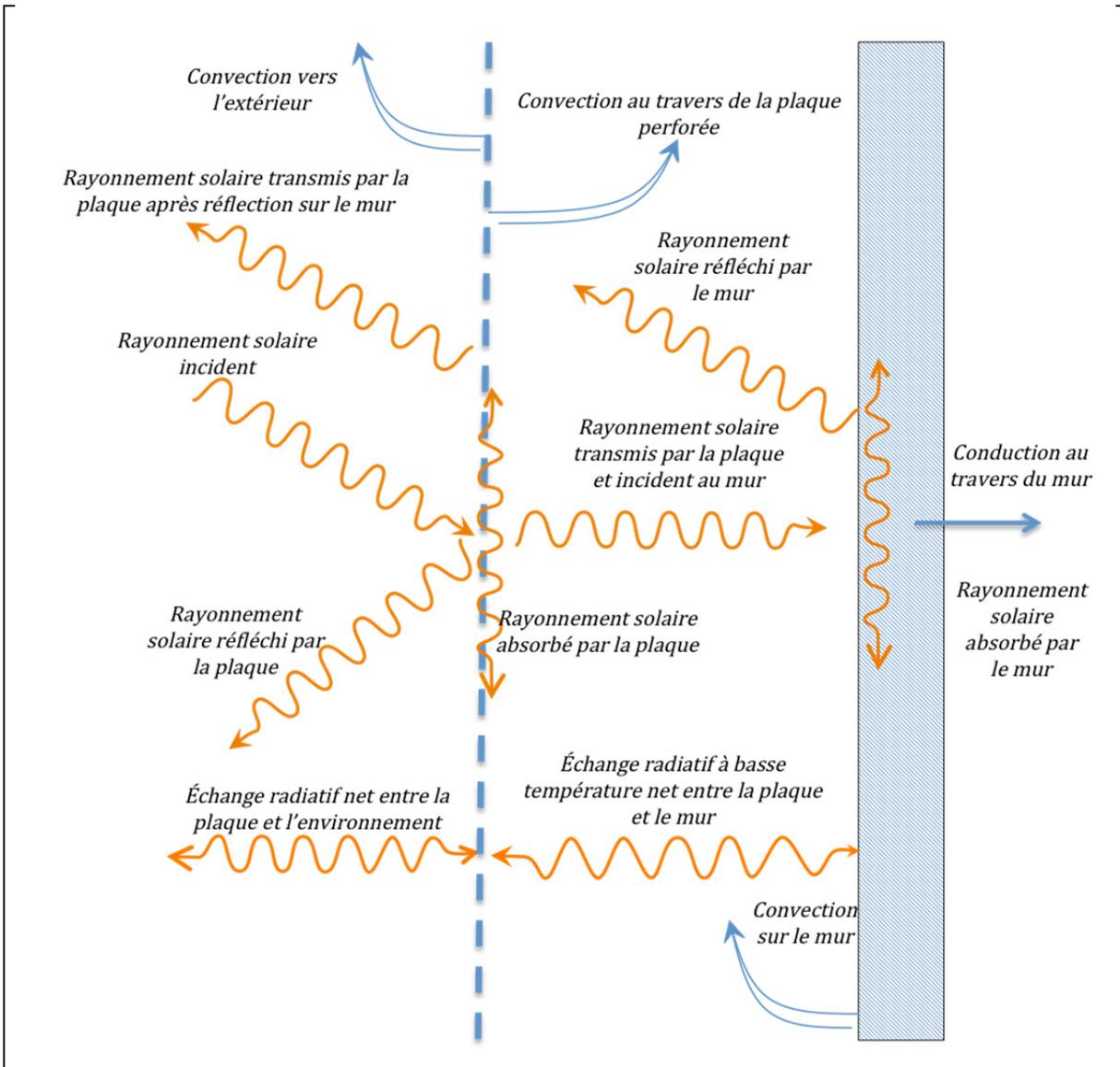


Figure 2.2 Ensemble des phénomènes physiques présents dans le TTC

Dans un premier temps, le rayonnement solaire percute le collecteur. Une portion de ce rayonnement incident est directement réfléchi par la plaque et n'intervient alors pas dans le bilan thermique. Une autre portion du rayonnement solaire incident est absorbée par la plaque ce qui provoque une augmentation de sa température d'équilibre. Généralement, la plaque perforée semi-transparente est choisie de manière à restreindre au maximum la réflexion et l'absorption de celle-ci. La portion restante du rayonnement passe au travers de celle-ci sans modifier sa température. Ce rayonnement transmis est incident sur le mur situé

derrière la plaque perforée semi-transparente (à droite sur la Figure 2.2). Une partie de ce rayonnement est alors absorbée par le mur. Enfin, la portion non absorbée du rayonnement qui percute le mur est réfléchiée pour repasser partiellement au travers de la plaque semi-transparente du collecteur et être partiellement réfléchiée vers le mur. Le détail de ce phénomène où le rayonnement se retrouve à effectuer des réflexions multiples entre le mur et le collecteur est discuté plus loin lors du calcul explicite des coefficients d'absorption solaires (section 2.4.1). En général, puisque le mur est opaque, il est choisi de manière à maximiser l'absorption de manière à diminuer les pertes par réflexion vers la plaque perforée semi-transparente et.

Puisque le collecteur atteint une température plus élevée que la température ambiante, il émet du rayonnement vers l'environnement. Il émet aussi vers le mur. Ces rayonnements sont toutefois beaucoup plus faibles que le rayonnement solaire puisqu'à une longueur d'onde beaucoup plus grande. Le mur absorbeur émet aussi du rayonnement vers le collecteur. Puisque sa température est plus élevée que celle du collecteur, le rayonnement net entre les deux surfaces s'effectue du mur vers le collecteur. Puisque ce rayonnement est à grande longueur d'onde, peu de ce dernier est transmis à travers le collecteur : c'est *stricto sensu* l'effet de serre. Dans la littérature, les élévations de températures maximales d'air retrouvées sont de l'ordre de 80 K (Kutscher, Christensen et Barker, 1993; Leon et Kumar, 2007). Les rayonnements émis par la plaque et le mur sont donc dans l'infrarouge car les maximums de températures atteints sont de l'ordre de 400K.

Il existe un échange thermique par convection au travers de la plaque perforée. Au niveau de celle-ci, du point de vue géométrique, le TTC est très proche, voir identique à l'UTC. Lorsque les conditions adéquates d'aspiration sont réalisées et si le collecteur est bien dimensionné, l'aspiration au niveau des trous est globalement homogène. Il existe bien sûr des phénomènes localisés de baisse de température au niveau des trous (Kutscher, 1994), et aussi lorsque le flux d'air change aux alentours de la prise d'air en haut du collecteur (Kokko et Marshall, 1992). Ainsi, une chute de la température est observée autour de celle-ci (Dymond et Kutscher, 1997; Dymond et Kutscher, 1995) due à l'accélération de l'air et à une

aspiration plus forte. Pour remédier à ce genre de problème, des espaces supplémentaires, appelés canopées, situés au dessus du plénum (Gunnewiek, 1994; Kokko et Marshall, 1992) ont été développées pour homogénéiser l'aspiration. Les relations développées par (Kutscher, 1994; Kutscher, Christensen et Barker, 1993; Kutscher, 1992) permettent de déterminer l'efficacité de l'échange thermique par convection au travers de la plaque, en regroupant les échanges thermiques par convection en avant et en arrière de celle-ci ainsi que dans les trous. Ces relations tiennent compte de la géométrie de la plaque, de l'aspiration, de la température de plaque et de la température de l'air extérieur ainsi que de la vitesse du vent.

Un phénomène de convection entre le mur chauffé par le rayonnement solaire et l'air entrant par la plaque perforée et circulant dans le plénum est présent. L'ordre de grandeur de ces contributions dépend du rayonnement absorbé par la plaque perforée et par le mur, des conditions d'écoulement et enfin des coefficients de convection. Les simulations numériques 2D produites par (Badache, 2012) montrent un écoulement très turbulent dans le plénum même à de faibles valeurs du nombre de Reynolds sur le mur. Ces turbulences sont dues aux jets perpendiculaires créés par les perforations qui perturbent l'écoulement sur le mur mais qui ne l'atteignent pas car celui-ci est trop éloigné de la plaque. En effet selon (Incropera, 2002) la distance optimum entre la plaque et le jet serait de cinq fois le diamètre du trou. Or l'ordre de grandeur maximale des diamètres de trous rencontrés dans les UTCs et TTCs sont de 2mm et la distance de 15 à 20 cm soit deux ordres de grandeur plus grand. Il n'existe pas à la connaissance de l'auteur de corrélation permettant de décrire ce type d'écoulement.

À l'arrière du mur, il existe un flux de chaleur qui dépend entre autres de la température du mur, de la conductivité de celui-ci et de la température à l'intérieur du bâtiment.

2.3 Hypothèses de modélisation

Certains phénomènes physiques sont considérés identiques entre l'UTC et le TTC. Ainsi :

- Du point de vue de la convection entre la plaque semi-transparente et l'air passant au travers, la plaque transparente se comporte comme celui qui traverse un UTC à la température de la plaque. Le fait que l'épaisseur de la plaque et que la conductivité de celle-ci influencent très peu l'efficacité de l'UTC (Kutscher, 1994) renforce la formulation de cette hypothèse;
- L'échange thermique par convection est considéré comme identique sur toute la surface du collecteur. Cette hypothèse est requise pour une modélisation simple et s'est avérée réaliste dans le passé (Kutscher, Christensen et Barker, 1993);
- Les phénomènes d'aspiration et d'écoulement d'air au travers de la plaque transparente et dans le plénum sont considérés comme identiques à ceux des UTC;
- Les pertes thermiques par convection entre la plaque et l'environnement sont négligées, car c'est ce qui est observé pour les UTC dans les conditions d'aspiration appropriés (Kutscher, 1994). Puisque la plaque d'un TTC est semi-transparente, son absorptivité est plus faible que celle d'un UTC et donc sa température sera nécessairement inférieure à celle d'un UTC soumis aux mêmes conditions, cette hypothèse est valide.

En ce qui a trait aux propriétés de l'air :

- Les propriétés de l'air dépendent de la température. Il a été mentionné plus haut que les élévations de température sont de 80 K. Dans le sud Québec, les températures minimales sont de l'ordre de $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ (253 K) en hiver. Dans ces conditions, la chaleur massique de l'air passe de $1\ 003\text{ kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ (pour 250 K) à $1\ 008\text{ kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ (pour 350 K). Même si la chaleur massique change peu dans cette plage de température (Incropera, 2002), la masse volumique, l'énergie interne et l'enthalpie sont fortement dépendantes de la température. La viscosité de l'air joue un rôle crucial dans l'écoulement, car elle change la valeur du coefficient de convection au niveau du mur, ce qui influence l'énergie échangée avec le mur. Bien que cela ne fasse pas partie de cette étude, il est à noter que la variation de densité de l'air influence aussi le fonctionnement du ventilateur qui force l'écoulement.

Dans une première approximation :

- Le débit au travers de la plaque est considéré comme constante et homogène sur toute la paroi perforée;
- L'écoulement est dirigé de l'extérieur vers le plénum au travers de la plaque perforée, puis du plénum vers la sortie du collecteur sans retournement de flux;
- L'apport convectif des parois latérales est négligé;
- Les phénomènes de transfert de chaleur et de masse sont symétriques par rapport à la largeur du collecteur;
- L'échange convectif est calculé sur le mur absorbeur en considérant un écoulement externe parallèle à une plaque plane.

Quant aux phénomènes liés aux rayonnements, les hypothèses suivantes sont considérées:

- Les phénomènes de rayonnements solaires sont identiques sur tout le collecteur;
- La plaque est considérée tel un corps gris et diffus. La plaque est semi-transparente au rayonnement solaire et son absorptivité, sa transmissivité et sa réflectivité, respectivement, α_p , τ_p et ρ_p , sont liés par la loi de Kirckhoff optique :

$$\rho_p + \alpha_p + \tau_p = 1 \quad (2.2)$$

Ces valeurs sont cohérentes pour le rayonnement solaire dont le pic se produit à une longueur d'onde $0,5 \mu\text{m}$;

- La plaque semi-transparente est considérée comme opaque pour les rayonnements infrarouges. En effet, les tests réalisés par (Badache, 2012) présentés en ANNEXE II montrent que la transmissivité des plaques en polycarbonate et PETG (Polyéthylène téréphtalate glycolisé) utilisées pour les TTC chute à partir de $1,6 \mu\text{m}$ et devient quasi nulle à partir d'une longueur d'onde de $2,3 \mu\text{m}$. Or, les températures de plaques des UTC trouvées dans la littérature (Brunger, 1999; Deans et Weerakoo, 2008; Kutscher, 1994; Kutscher, 1992; Naveed, Kang et Lee, 2006) sont de l'ordre de 350 K . Le spectre courant

(soit 95%) de la plage d'émission correspondant à cette température varie de 6,6 à 45,7 μm . Ces valeurs sont au dessus de 2,3 μm ;

- Le mur absorbeur est considéré comme un corps gris, diffus et opaque. Ainsi, son absorptivité et sa réflectivité, respectivement α_m et ρ_m , sont liées par la relation:

$$\rho_m + \alpha_m = 1 \quad (2.3)$$

La quantité de rayonnement qui provient de l'environnement est négligée puisque la transmissivité de la plaque est quasi nulle aux longueurs d'onde correspondantes;

- L'ensemble des paramètres optiques $\{\alpha_p, \tau_p, \rho_p, \alpha_m, \rho_m\}$ n'est utilisé que pour les calculs liés au rayonnement solaire. Comme le mur et la plaque sont considérés opaques dans l'infrarouge, l'échange radiatif entre ceux-ci ne dépend, du point de vue des paramètres optiques, que de leur émissivité respective ε_m et ε_p ;
- L'environnement est considéré comme une surface noire.

Enfin, à des fins de calculs, les hypothèses suivantes sont faites :

- La température du ciel est égale à la température de l'air ambiant;
- Les surfaces sont considérées comme grises et parfaitement diffuses pour le rayonnement infrarouge thermique;
- Les propriétés optiques ne changent pas en fonction de la température des matériaux;
- Le mur arrière est considéré comme parfaitement isolé. Le lecteur intéressé pourra se reporter à l'ANNEXE IV où sont détaillées les différences avec le développement exposé dans le corps du mémoire et les résultats obtenus pour un mur non isolé;
- Le flux radiatif solaire est uniforme le long du collecteur;
- Les propriétés des matériaux sont homogènes et isotropes dans tous les matériaux;
- Le modèle est sans vent;
- Le modèle est en régime stationnaire.

2.4 Calcul préliminaire des coefficients et des propriétés de l'air

Afin de pouvoir effectuer les bilans modélisant le collecteur, le calcul des propriétés de l'air a besoin d'être décrit ainsi que celui des coefficients formalisant les phénomènes physiques présents. Pour ce faire, le calcul de ces propriétés est présenté. Ensuite, suivant l'ordre de descriptions des phénomènes physiques de la section 2.2, l'écriture des coefficients d'absorption et de réflexion du rayonnement solaire est développée, suivie de celles des coefficients d'échanges radiatifs, d'échanges convectifs au niveau de la plaque perforée et enfin d'échanges convectifs au niveau du mur.

2.4.1 Propriétés de l'air

Pour calculer les propriétés de l'air (c_p, ν, μ, ρ, k) en fonction de la température, les valeurs de (Incropera, 2002) sont utilisées. Afin de pouvoir les utiliser numériquement, les équations prises sont celles de (Motahar et Alemrajabi, 2010) qui sont des interpolations de (Incropera, 2002). La température de calcul de ces propriétés dépend des circonstances et est indiquée au long du texte.

2.4.2 Coefficient d'absorption et de réflexion du rayonnement solaire.

Il est possible de calculer la part du rayonnement solaire transmis à l'intérieur du plénum et qui est réfléchi par le mur pour revenir frapper la surface interne de la plaque et ainsi de suite (Duffie, 2006). Cette réflexion peut être schématisée telle qu'illustrée à la Figure 2.3 :

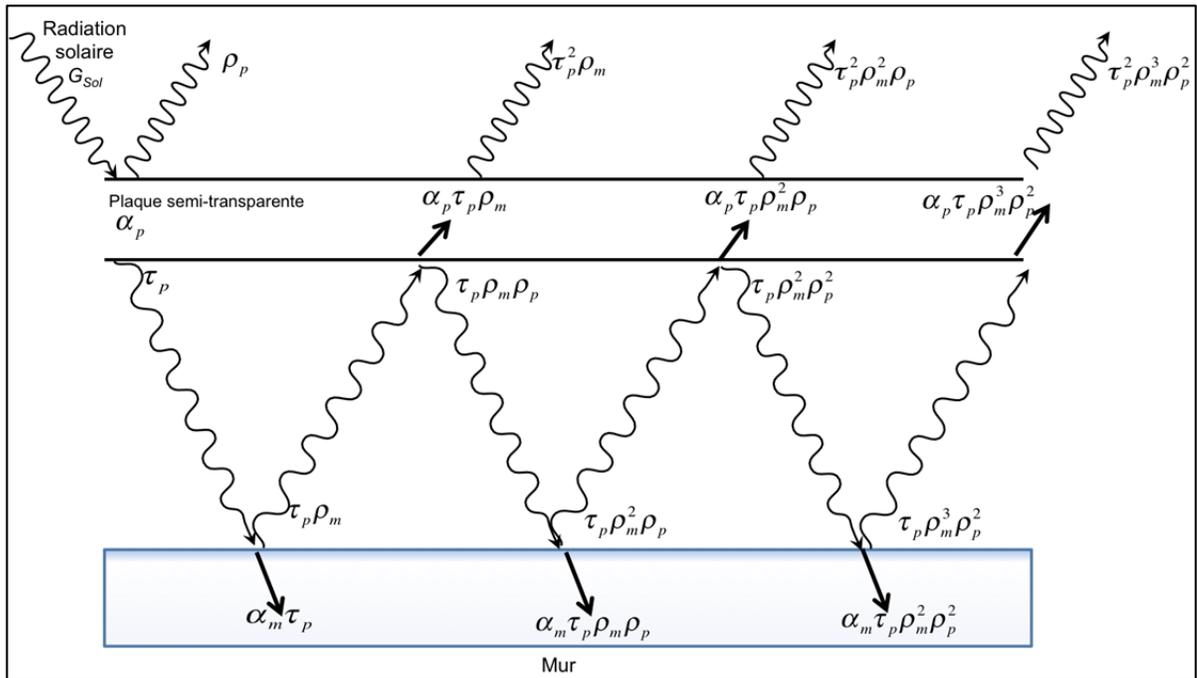


Figure 2.3 Réflexion du rayonnement solaire dans le collecteur

Ainsi, la première portion de rayonnement solaire G_{Sol} (W/m^2) absorbée par la plaque est $\alpha_p G_{Sol}$. La portion passant à travers celle-ci et reçue par le mur est $\tau_p G_{Sol}$. La première portion de rayonnement solaire absorbée par le mur est ainsi $\alpha_m \tau_p G_{Sol}$ et celle réfléchiée par le mur $\rho_m \tau_p G_{Sol}$. Ainsi la plaque transparente absorbe une portion de rayonnement solaire venant de l'intérieur du collecteur et celle-ci vaut $\alpha_p \rho_m \tau_p G_{Sol}$ et ainsi de suite. En mettant G_{Sol} en facteur et en regroupant les coefficients optiques, on arrive au niveau de la plaque à une absorptivité dite effective, $\alpha_{eff,p}$, de la plaque permettant d'exprimer le rayonnement solaire absorbé par la face externe et la face interne. Cette absorptivité effective est donnée par :

$$\alpha_{eff,p} = \alpha_p + \alpha_p \tau_p \sum_{n=1}^{\infty} \rho_m^n \rho_p^{n-1} = \alpha_p + \frac{\alpha_p \tau_p}{\rho_p} \sum_{n=0}^{\infty} (\rho_m \rho_p)^n \quad (2.4)$$



En utilisant la somme des termes d'une suite géométrique, l'expression précédente devient :

$$\alpha_{eff,p} = \alpha_p + \alpha_p \tau_p \rho_m \frac{1}{1 - \rho_m \rho_p} \quad (2.5)$$

Cette définition est importante à introduire de manière à pouvoir utiliser une expression simple du transfert radiatif *net* à la plaque perforée semi-transparente lorsque l'on établit les bilans d'énergie. Cela permet de réduire le nombre de vecteurs d'énergie sur les schémas et le nombre de termes dans les équations de bilan à un seul.

De la même manière, au niveau du mur, le coefficient d'absorptivité effective, $\alpha_{eff,m}$, est donné par :

$$\alpha_{eff,m} = \alpha_m \tau_p \sum_{n=0}^{\infty} (\rho_m \rho_p)^n \quad (2.6)$$

En utilisant la somme des termes d'une suite géométrique, l'expression précédente devient :

$$\alpha_{eff,m} = \alpha_m \tau_p \frac{1}{1 - \rho_m \rho_p} \quad (2.7)$$

Enfin, le coefficient de réflectivité effective du collecteur, $\rho_{eff,T}$, est donné par :

$$\rho_{eff,T} = \rho_p + \rho_m \tau_p^2 \sum_{n=0}^{\infty} (\rho_m \rho_p)^n \quad (2.8)$$

En utilisant la somme des termes d'une suite géométrique, l'expression précédente devient :

$$\rho_{eff,T} = \rho_p + \rho_m \tau_p^2 \frac{1}{1 - \rho_m \rho_p} \quad (2.9)$$

2.4.3 Coefficients d'échanges radiatifs

L'échange radiatif entre le mur et la plaque s'effectue dans l'infrarouge. Selon les hypothèses de modélisation, dans ces longueurs d'onde, la plaque est opaque. Les TTC étant des collecteurs ayant des dimensions bien plus grandes que l'épaisseur du plénum, l'échange radiatif correspond à celui entre deux surfaces infinies ce qui implique que le facteur de vue entre la plaque et le mur est de 1. L'émissivité effective entre la plaque et le mur, $\epsilon_{eff,m-p}$, est alors définie par:

$$\epsilon_{eff,m-p} = \frac{1}{\frac{1}{\epsilon_m} + \frac{1}{\epsilon_p} - 1} \quad (2.10)$$

La plaque perforée est directement exposée à l'environnement qui est considéré comme une surface noire. Le facteur de vue entre la plaque et l'environnement est donc de 1 et l'émissivité effective entre la plaque et l'environnement devient $\epsilon_{eff,p-amb} = \epsilon_p$.

2.4.4 Coefficient d'échanges convectifs de la plaque perforée

Il existe plusieurs études donnant des corrélations pour évaluer l'efficacité d'un UTC (Kutscher, 1994; Kutscher, 1992; Van Decker, Hollands et Brunger, 2001; Van Decker, Hollands et Brunger, 1996). Selon les hypothèses formulées antérieurement, l'efficacité de la plaque perforée, $\epsilon_{conv,p}$, est prise comme étant identique à celle d'un UTC à la même température. Ainsi, (Kutscher, Christensen et Barker, 1992) :

$$\epsilon_{conv,p} = \frac{T_{ent} - T_{amb}}{T_p - T_{amb}} \quad (2.11)$$

Avec :

- T_{ent} (K) : température de l'air sortant de la plaque perforée et entrant dans le plénum;
- T_p (K): température de la plaque;
- T_{amb} (K): température de l'air extérieur entrant dans le collecteur par la plaque perforée.

De la relation précédente, on peut déterminer T_{ent} :

$$T_{ent} = \epsilon_{conv,p} (T_p - T_{amb}) + T_{amb} \quad (2.12)$$

Le terme $\epsilon_{conv,p}$ est calculé à partir de la relation présentée dans (Dymond et Kutscher, 1997):

$$\epsilon_{conv,p} = 1 - \exp \left[\frac{A_T (\sigma - 1) k_D Nu_D}{\dot{m}_{ent} c_{p,D} D} \right] \quad (2.13)$$

Avec :

- k_D (W/m/K): conductivité de l'air passant dans les trous,
- Nu_D : nombre de Nusselt de l'air passant dans les trous,
- $c_{p,D}$ (J/kg/K) : chaleur spécifique de l'air passant dans les trous,
- \dot{m}_{ent} (kg/s) : débit massique de l'air sortant de la plaque perforée et entrant dans le plénum.

k_D et $c_{p,D}$ sont calculées en prenant la moyenne entre la température ambiante et celle de la sortie de la plaque perforée. Comme il y a conservation de la masse, le débit massique de

l'air sortant de la plaque perforée et entrant dans le plénum, \dot{m}_{ent} , est égal à \dot{m}_{amb} (kg/s), le débit massique de l'air ambiant entrant dans le collecteur.

Le nombre de Nusselt Nu_D est estimé à l'aide de l'équation (2.14) (Dymond et Kutscher, 1997) :

$$Nu_D = 2,75 \left(\frac{P}{D} \right)^{-1,21} Re_D^{0,430} \quad (2.14)$$

Où $500 < Re_D < 43,000$ et $1.9 < P/D < 22$.

Dans cette relation, le nombre de Reynolds basé sur le diamètre des trous est donné par (Dymond et Kutscher, 1997) :

$$Re_D = \frac{V_{succ} D}{\nu_D \sigma} \quad (2.15)$$

ν_D est la viscosité cinématique de l'air calculée à la même température que k_D et $c_{p,D}$. V_{succ} (m/s) représente la vitesse de succion. C'est une grandeur retrouvée dans la littérature (Arulanandam, Hollands et Brundrett, 1999; Athienitis et al., 2011; Augustus Leon, 2009; Badache, 2010; Dymond et Kutscher, 1997; Gunnewiek, Brundrett et Hollands, 1996; Gunnewiek, 1994; Kutscher, Christensen et Barker, 1992; Kutscher, Christensen et Gawlik, 2003; Kutscher, 1994; Kutscher, Christensen et Barker, 1993; Kutscher, 1992; Leon et Kumar, 2007; Van Decker, Hollands et Brunger, 2001) et correspond à la vitesse de l'air passant au travers de la surface du collecteur. Comme la succion est considérée comme constante et homogène sur tout le collecteur :

$$V_{succ} = \frac{\dot{m}_{amb}}{\rho_{amb} A_T} \quad (2.16)$$

Où ρ_{amb} (kg/m³) est la masse volumique de l'air à la température de l'ambiant.

2.4.5 Calcul du coefficient de convection sur le mur

Dans le cas considéré, l'écoulement se fait entre deux plaques. Il y a aussi des jets qui entrent par la plaque perforée semi-transparente qui perturbent l'écoulement sans pour autant atteindre le mur. Même s'il existe différentes corrélations permettant de calculer le coefficient dans ces différents cas, il n'en existe pas pour le cas étudié. Dans une première approximation, pour calculer le coefficient de convection h_m (W/(m².K)), un écoulement parallèle sur une plaque libre est considéré. Les turbulences engendrées par les jets augmentent l'échange thermique par convection. Pour rendre compte de cela et augmenter artificiellement l'échange thermique, une corrélation pour un écoulement mixte avec un nombre de Reynolds de transition de $5 \cdot 10^5$ est utilisée et ce, même pour des nombres de Reynolds inférieur à $5 \cdot 10^5$. Si le h_m trouvé est plus petit que pour un écoulement laminaire, une corrélation pour un écoulement laminaire est prise.

La température de l'air du plénum, T_{plen} (K), est prise comme la moyenne des températures de l'air entrant dans le plénum par la plaque perforée T_{ent} et la température de l'air à la sortie du collecteur T_{sort} (K).

Pour calculer h_m , la vitesse d'air dans le plénum, les nombres de Reynolds, de Prandtl et de Nusselts sont requis. Ainsi, V_{plen} (m/s) est donnée par :

$$V_{plen} = \frac{\dot{m}_{plen}}{\rho_{plen} e_{plen} L} \quad (2.17)$$

Où :

- \dot{m}_{plen} (kg/s) : débit massique de l'air à l'intérieur du plénum
- ρ_{plen} (kg/m³) : masse volumique de l'air à la température du plénum.

Comme il y a conservation de la masse, le débit massique dans le plénum est égal à celui de l'air entrant dans le collecteur.

Le nombre de Reynolds sur le mur est donné par :

$$Re_m = \frac{V_{plen} H}{\nu_{plen}} \quad (2.18)$$

Où ν_{plen} (Ns/m²) est la viscosité cinématique de l'air dans le plénum calculée à la température de celui-ci.

Soient $C_{p,plen}$, μ_{plen} et k_{plen} les chaleurs spécifiques, viscosité dynamique et conductivité thermique de l'air dans le plénum exprimées respectivement en J/(kg.K), Pa.s et W/(m.K) et calculés à la température du plénum. Le nombre de Prandtl est donné par:

$$Pr = \frac{C_{p,plen} \mu_{plen}}{k_{plen}} \quad (2.19)$$

Le nombre de Nusselt moyen utilisé sur le mur en écoulement mixte est donné par (Incropera, 2002) :

$$Nu = (0,037 Re_m^{4/5} - 871) Pr_{plen}^{1/3} \quad (2.20)$$

Le nombre de Nusselt moyen utilisé sur mur en écoulement laminaire est donné par (Incropera, 2002) :

$$Nu = 0,664 Re_m^{1/2} Pr_{plen}^{1/3} \quad (2.21)$$

À partir du nombre de Nusselt, le coefficient d'échange convectif sur le mur se retrouve tel que :

$$h_m = \frac{Nu_m k_{plén}}{H} \quad (2.22)$$

2.5 Modèle mathématique

Utilisant les coefficients précédemment décrits, les bilans sur la plaque, le mur et le plénum ainsi qu'un bilan global sont effectués.

2.5.1 Bilan sur la plaque perforée semi-transparente

Le bilan d'énergie sur la plaque perforée s'écrit de la manière suivante :

$$q_{rad,Sol,p} - q_{rad,p-m} - q_{rad,p-amb} + q_{conv,p-amb} - q_{conv,p-perte} - q_{conv,p-plén} = 0 \quad (2.23)$$

Avec :

- $q_{rad,Sol,p}$ (W) : Rayonnement solaire absorbée par la plaque semi-transparente,
- $q_{rad,p-m}$ (W) : Transfert radiatif net entre la plaque semi-transparente et le mur,
- $q_{rad,p-amb}$ (W) : Transfert radiatif net entre la plaque et l'ambient,
- $q_{conv,p-amb}$ (W) : Transfert convectif entre l'air ambiant et la plaque,
- $q_{conv,p-perte}$ (W) : Pertes convectives entre la plaque et l'ambient,
- $q_{conv,p-plén}$ (W) : Transfert par convection sortant de la plaque et entrant dans le plénum.

Le bilan de l'équation (2.23) est illustré à la Figure 2.4 où sont représentés les différents transferts reçus et émis par la plaque perforée semi-transparente :

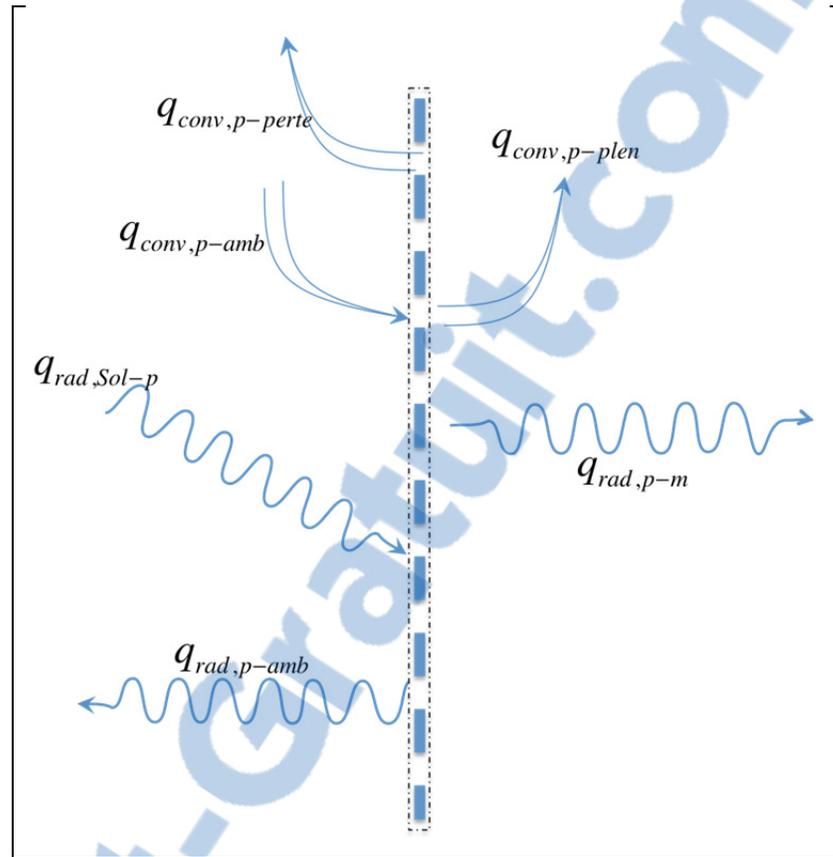


Figure 2.4 Bilan sur la plaque perforée semi-transparente

Les termes calculés dans le bilan sur la plaque ont les expressions suivantes :

$$q_{rad,Sol,p} = \alpha_{eff,p} A_T G_{Sol} \quad (2.24)$$

$$q_{rad,p-m} = \varepsilon_{eff,p-m} \tilde{\sigma} A_T (T_p^4 - T_m^4) \quad (2.25)$$

$$q_{rad,p-amb} = \varepsilon_{eff,p-amb} \tilde{\sigma} A_T (T_p^4 - T_{amb}^4) \quad (2.26)$$

$$q_{conv,p-amb} = \dot{m}_{amb} c_{p,amb} T_{air,amb} \quad (2.27)$$

$$q_{conv,p-plen} = \dot{m}_{ent} c_{p,ent} T_{ent} \quad (2.28)$$

$$q_{conv,p-perte} = 0 \text{ par hypothèse} \quad (2.29)$$

L'équation (2.24) représente en fait le bilan radiatif solaire net sur la plaque. Dans les faits, G_{Sol} percute la plaque tel que $q_{rad,Sol,p}$. Cependant, une part est transmise, une part est réfléchié alors que la dernière seulement est absorbée et participe au bilan d'énergie. Qui plus est, le rayonnement solaire fait l'objet de plusieurs réflexions, transmissions et absorptions tel que décrit dans la section (2.4.2) et le flux net absorbé par la plaque est alors calculé grace au coefficient $\alpha_{eff,p}$. Pour ne pas alourdir les schémas ni les équations de bilan, il a été décidé de n'employer que l'expression des bilans radiatifs nets dans le reste de ce mémoire. De plus, les schémas de taux de transfert radiatifs indiquent des taux nets pour éviter d'avoir à dessiner deux flèches. On comprendra qu'il s'agit d'un échange bidirectionnel. La flèche indique le sens du transfert net en accord avec l'équation qui lui est associée.

Avec :

- T_m (K) : température du mur,
- $c_{p,ent}$ (J/(kg.K)) : chaleur spécifique de l'air sortant de la plaque perforée et entrant dans le plénum,
- $c_{p,amb}$ (J/(kg.K)) : chaleur spécifique de l'air ambiant,
- $\tilde{\sigma}$: Constante de Stefan-Boltzmann.

Au niveau de la plaque, on a donc :

$$\alpha_{eff,p} A_T G_{Sol} - \varepsilon_{eff,m-p} \tilde{\sigma} A_T (T_p^4 - T_m^4) - \varepsilon_{eff,p-amb} \tilde{\sigma} A_T (T_p^4 - T_{amb}^4) - \dot{m}_{ent} (c_{p,ent} T_{ent} - c_{p,amb} T_{amb}) = 0 \quad (2.30)$$

2.5.2 Bilan sur le mur

Le bilan au niveau du mur s'écrit comme suit :

$$q_{rad,Sol,m} - q_{conv,m-plen} - q_{rad,m-p} - q_{cond,m} = 0 \quad (2.31)$$

Avec :

- $q_{rad,Sol,m}$ (W) : Transfert radiatif solaire absorbé par le mur,
- $q_{conv,m-plen}$ (W) : Transfert convectif du mur vers l'air du plénum,
- $q_{rad,m-p}$ (W) : Transfert radiatif du mur vers la plaque,
- $q_{cond,m}$ (W) : Transfert par conduction du mur avec l'intérieur du bâtiment.

Le bilan de l'équation (2.31) est illustré par la Figure 2.5 où sont représentés les différents transferts reçus et émis par le mur :

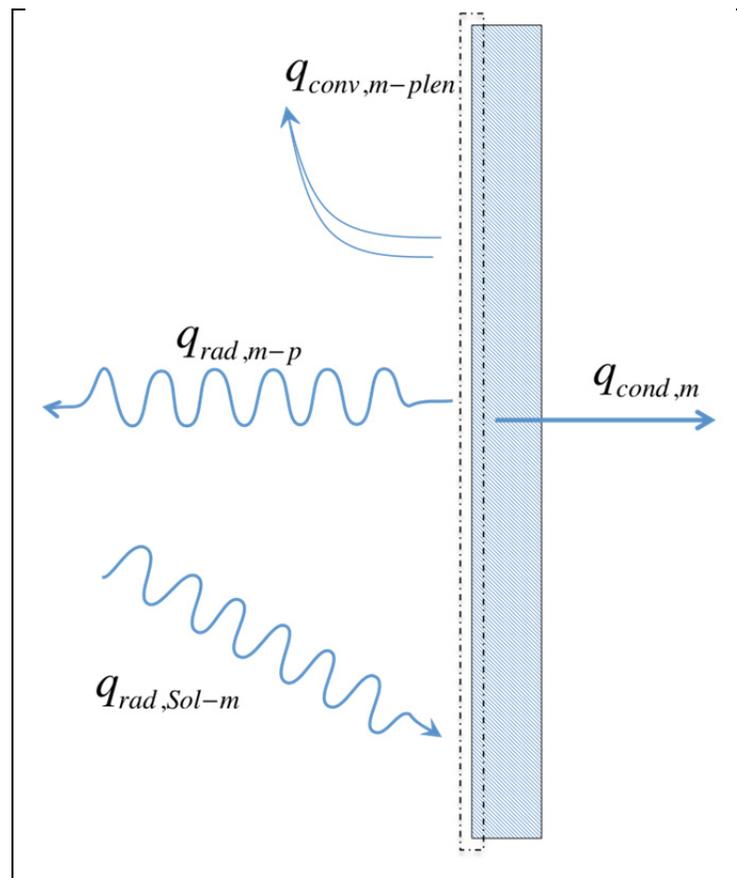


Figure 2.5 Bilan sur le mur

Dans ce bilan, les termes sont calculés par les expressions suivantes :

$$q_{rad,Sol,m} = \alpha_{eff,m} A_T G_{Sol} \quad (2.32)$$

$$q_{conv,m-plen} = h_m A_T (T_m - T_{plen}) \quad (2.33)$$

$$q_{rad,m-p} = \varepsilon_{eff,m-p} \tilde{\sigma} A_T (T_m^4 - T_p^4) \quad (2.34)$$

$$q_{cond,m}=0 \text{ par hypothèse} \quad (2.35)$$

Au niveau du mur, on a donc le bilan suivant :

$$\alpha_{eff,m} A_T G_{Sol} - h_m A_T (T_m - T_{plen}) - \varepsilon_{eff,m-p} \tilde{\sigma} A_T (T_m^4 - T_p^4) = 0 \quad (2.36)$$

2.5.3 Bilan sur le plénum

Le bilan au niveau du plénum s'écrit comme suit :

$$q_{conv,p-plen} + q_{conv,m-plen} - q_{conv,sort} = 0 \quad (2.37)$$

Avec :

- $q_{conv,p-plen}(W)$: Transfert d'énergie contenue dans l'air entrant dans le plénum par la plaque perforée,
- $q_{conv,m-plen}(W)$: Transfert d'énergie contenue dans l'air en sortant du plénum,
- $q_{conv,sort}(W)$: Transfert d'énergie récupérée du mur par convection.

Le bilan de l'équation (2.37) est illustré par la Figure 2.6 où sont représentés les différents échanges dans le plénum:

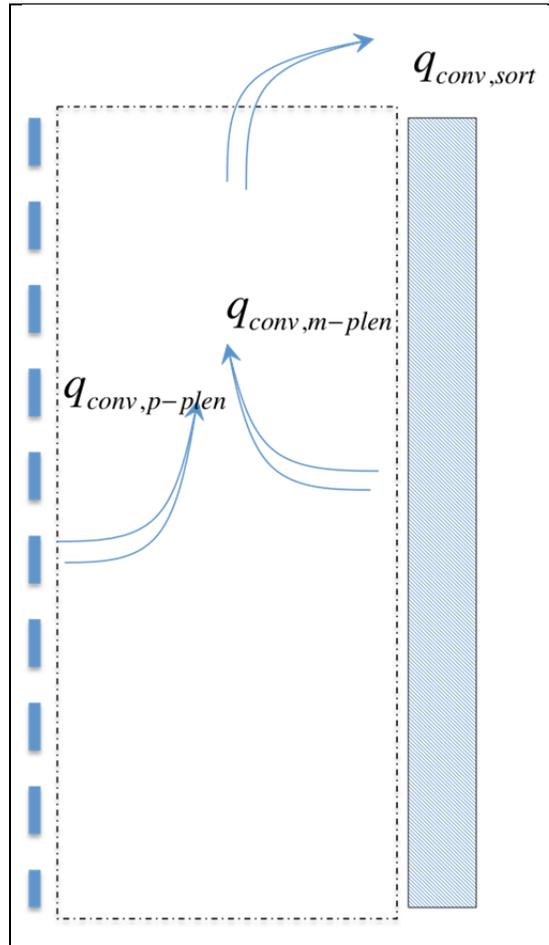


Figure 2.6 Bilan de flux de l'air passant dans le plénum

Dans ce bilan, les termes sont calculés par les expressions suivantes :

$$q_{conv,sort} = \dot{m}_{sort} c_{p,sort} T_{sort} \quad (2.38)$$

$$q_{conv,p-plen} = \dot{m}_{ent} c_{p,ent} T_{ent} \quad (2.39)$$

$$q_{conv,m-plen} = h_m A_T (T_m - T_{plen}) \quad (2.40)$$

Avec :

- \dot{m}_{sort} (kg/s) : débit massique sortant du plénum,
- $c_{p,sort}$ (J/(kg.K)) : chaleur spécifique de l'air sortant du plénum,
- T_{sort} (K) : température de l'air sortant du plénum,

Pour le plénum, on obtient donc le bilan suivant :

$$\dot{m}_{ent} c_{p,ent} T_{ent} + h_m A_T (T_m - T_{plen}) - \dot{m}_{sort} c_{p,sort} T_{sort} = 0 \quad (2.41)$$

2.5.4 Bilan total sur le collecteur

Le bilan sur le collecteur, illustré à la Figure 2.7, sert à vérifier l'équilibre et à établir le lien entre les trois autres bilans pris séparément. En effectuant ce bilan total, l'expression suivante est obtenue :

$$q_{rad,Sol,m} + q_{rad,Sol,p} - q_{rad,p-amb} + q_{conv,p-amb} - q_{conv,p-perte} - q_{conv,sort} - q_{cond,m} = 0 \quad (2.42)$$

Avec :

- $q_{rad,Sol,m}$ (W) : Rayonnement solaire absorbée par le collecteur au niveau du mur,
- $q_{rad,Sol,p}$ (W) : Rayonnement solaire absorbée par le collecteur au niveau de la plaque,
- $q_{rad,p-amb}$ (W) : Transfert radiatif net entre la plaque et l'ambient,
- $q_{conv,p-amb}$ (W) : Transfert convectif entrant dans le collecteur,
- $q_{conv,p-perte}$ (W) : Pertes convectives entre la plaque et l'ambient,
- $q_{conv,sort}$ (W) : Transfert convectif sortant du collecteur,
- $q_{cond,m}$ (W) : Transfert par conduction du mur avec l'intérieur du bâtiment.

Le bilan de l'équation (2.42) est illustré à la Figure 2.7 où sont représentés les différents échanges globaux :

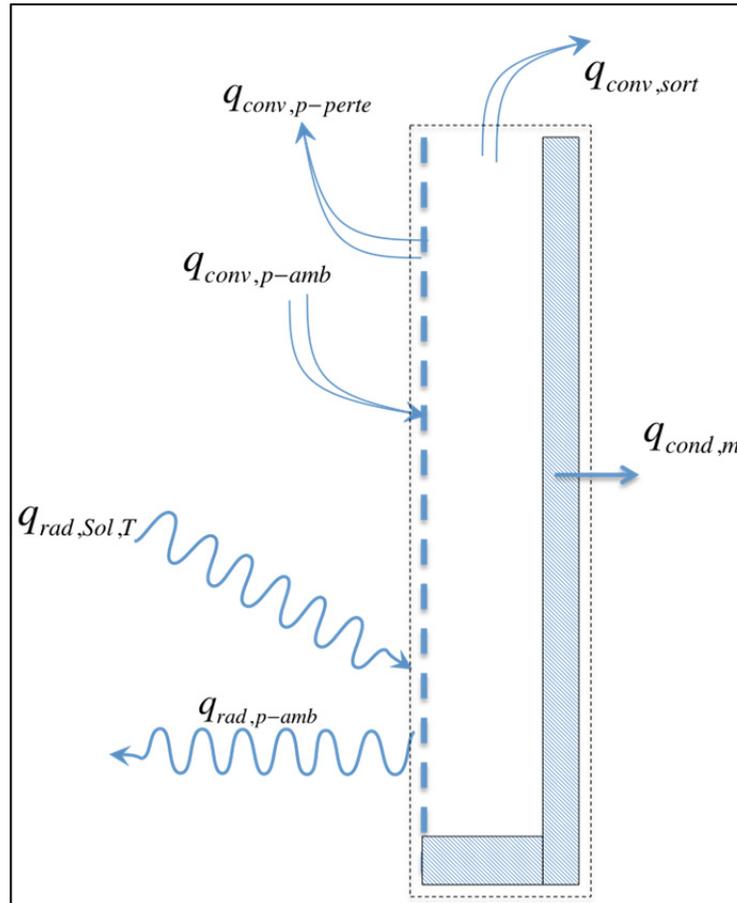


Figure 2.7 Bilan global sur tout le collecteur

Dans ce bilan, les termes sont calculés par les expressions suivantes :

$$q_{rad,Sol,T} = (1 - \rho_{eff,T}) A_T G_{Sol} \quad (2.43)$$

$$q_{rad,p-amb} = \varepsilon_{eff,p-amb} \tilde{\sigma} A_T (T_p^4 - T_{amb}^4) \quad (2.44)$$

$$q_{conv,p-amb} = \dot{m}_{amb} c_{p,amb} T_{amb} \quad (2.45)$$

$$q_{conv,sort} = \dot{m}_{sort} c_{\bar{p},sort} T_{sort} \quad (2.46)$$

$$q_{conv,p-perte} = 0 \text{ par hypothèse} \quad (2.47)$$

$$q_{cond,m} = 0 \text{ par hypothèse} \quad (2.48)$$

Le flux $q_{rad,Sol,m}$ est représenté comme traversant la frontière externe du collecteur car il est absorbé par le mur.

Ainsi, le bilan sur tout le collecteur s'écrit :

$$\begin{aligned} (1 - \rho_{eff,T}) A_T G_{Sol} - \varepsilon_{eff,p-amb} \tilde{\sigma} A_T (T_p^4 - T_{amb}^4) + \dot{m}_{amb} c_{\bar{p},amb} T_{amb} \\ - \dot{m}_{sort} c_{\bar{p},sort} T_{sort} = 0 \end{aligned} \quad (2.49)$$

Les bilans permettent de calculer alors le rendement η du collecteur, la variation de température ΔT entre l'environnement et la sortie du collecteur et enfin le taux transfert de chaleur net récupéré q_{sort} . Ceux-ci sont calculés à partir des équations suivantes :

$$\eta = \frac{\dot{m}_{sort} c_{\bar{p},sort} T_{sort} - \dot{m}_{amb} c_{\bar{p},amb} T_{amb}}{A_T G_{Sol}} \quad (2.50)$$

$$\Delta T = T_{sort} - T_{amb} \quad (2.51)$$

$$q_{sort} = \dot{m}_{sort} c_{\bar{p},sort} T_{sort} - \dot{m}_{amb} c_{\bar{p},amb} T_{amb} \quad (2.52)$$

Pour plus de clarté, les quatre bilans sont repris dans le tableau suivant :

Tableau 2.1 Résumé des équations bilan sur la plaque,
le mur, dans le plénum et sur le collecteur

Élément	Bilan	N° équ.
Plaque	$\alpha_{eff,p} A_T G_{Sol} - \varepsilon_{eff,m-p} \tilde{\sigma} A_T (T_p^4 - T_m^4) - \varepsilon_{eff,p-amb} \tilde{\sigma} A_T (T_p^4 - T_{amb}^4)$ $- \dot{m}_{ent} (c_{p,ent} T_{ent} - c_{p,amb} T_{amb}) = 0$	(2.30)
Mur	$\alpha_{eff,m} A_T G_{Sol} - h_m A_T (T_m - T_{plen}) - \varepsilon_{eff,m-p} \tilde{\sigma} A_T (T_m^4 - T_p^4) = 0$	(2.36)
Plénum	$\dot{m}_{ent} c_{p,ent} T_{ent} + h_m A_T (T_m - T_{plen}) - \dot{m}_{sort} c_{p,sort} T_{sort} = 0$	(2.41)
collecteur	$(1 - \rho_{eff,T}) A_T G_{Sol} - \varepsilon_{eff,p-amb} \tilde{\sigma} A_T (T_p^4 - T_{amb}^4) + \dot{m}_{amb} c_{p,amb} T_{amb}$ $- \dot{m}_{sort} c_{p,sort} T_{sort} = 0$	(2.49)

En raison de la conservation de la masse, les termes \dot{m}_{amb} , \dot{m}_{sort} , et \dot{m}_{ent} sont égaux et pourraient être nommés sous un même terme. Toutefois, lors de la division en volume de contrôle décrite dans le chapitre suivant, ces termes varieront le long du collecteur et ne seront pas forcément égaux. C'est pourquoi la terminologie présente a été conservée.

2.6 Questions de recherche

La revue de littérature et l'expérience du constructeur de panneaux LUBI^{md} ont amené à poser les questions suivantes sur le fonctionnement du TTC :

- i. Y a-t'il moins de pertes lorsqu'on augmente le débit?
- ii. Le choix des matériaux transparents influence-t'il le rendement?
- iii. Le rendement va-t'il être plus grand pour les faibles irradiances?

- iv. La température de la plaque d'un TTC va-t-elle être moins élevée que celle d'un UTC et donc les pertes vers l'extérieur moins grandes (Le TTC est-il plus performant que l'UTC)?

Dans ce chapitre, après avoir présenté les principes de la modélisation, la géométrie du collecteur, les expressions des coefficients liés aux phénomènes physiques présents, les quatre bilans ont été établis au niveau de la plaque, du mur, du plénum et enfin un bilan global. Dans le chapitre suivant, le découpage du collecteur en volumes de contrôle et les hypothèses associées sont présentés. Les transformations nécessaires aux équations de bilan y sont effectuées afin de les rendre utilisables par l'algorithme de calcul.

CHAPITRE 3

MODÉLISATION NUMÉRIQUE

Dans le chapitre précédent, des bilans thermiques ont été effectués sur le collecteur. Afin de les résoudre et de caractériser le fonctionnement du collecteur, une modélisation numérique du collecteur est nécessaire. Puisque la température de la plaque et celle du mur absorbeur peuvent varier avec la hauteur, le domaine de calcul correspondant est divisé en une succession de N volumes de contrôles. Les bilans sont effectués à l'intérieur de chacun de ces volumes. Ceux-ci sont reliés entre eux par le flux d'air sortant d'un volume et entrant dans le suivant. La résolution des bilans dans les volumes de contrôle se fait de manière itérative. Ainsi, les bilans sur la plaque, le mur et le plénum sont linéarisés en T_p , T_m et T_{air} , respectivement les températures de plaque, de mur et d'air à la sortie des volumes de contrôle. Un système d'équations algébriques couplées est ainsi obtenu dont les inconnues sont les températures précitées pour chacun des volumes. Puisque les coefficients des températures sont inconnus, que les termes ne multipliant pas les températures ne sont pas linéaires et qu'ils sont fonction des températures recherchées, il faut employer des valeurs initiales et itérer. Le système d'équation est mis sous forme matricielle puis inversé afin d'obtenir une estimation des température inconnues. Celles-ci sont utilisées pour estimer de nouveau les coefficients. Le calcul des températures est repris jusqu'à ce que la variation des températures d'une itération à l'autre satisfasse un critère de convergence préétabli.

Afin de pouvoir utiliser cette méthode, il faut remanier les équations. C'est ce qui fait l'objet de ce chapitre. Dans un premier temps, la géométrie des volumes de contrôle est présentée, suivie des hypothèses liées à la modélisation numérique. Découlant de ces hypothèses, la définition des températures, les calculs préliminaires sur les débits et les échanges radiatifs sont développés. Ensuite, la linéarisation et l'écriture matricielle des équations qui seront utilisées par le logiciel sont exposées en détail. L'algorithme de calcul permettant la résolution des bilans d'énergie et de masse est par la suite présenté.

3.1 Géométrie d'un volume de contrôle

Soit N le nombre de volume de contrôle et i un entier représentant le numéro de volume de contrôle variant de 1 à N . La Figure 3.1 illustre la géométrie des volumes de contrôle :

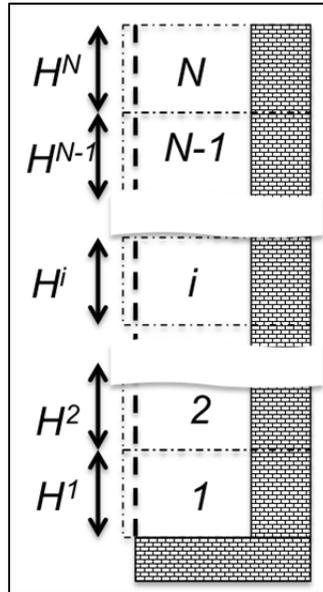


Figure 3.1 Géométrie des volumes de contrôle

où H^i (m) est la hauteur d'un volume de contrôle i et A^i (m^2) est l'aire frontale d'un volume de contrôle. Ainsi H^i vaut :

$$H^i = \frac{H}{N} \quad (3.1)$$

A^i s'exprime tel que :

$$A^i = H^i L \quad (3.2)$$

3.2 Hypothèses liées à la discrétisation

Pour tenir compte de la variation de la température de l'air dans le plénum:

- Le collecteur est divisé dans le sens de la hauteur en volumes de contrôle de largeur entière;
- Les températures des murs, des plaques semi-transparentes, de l'air dans les perforations, à la sortie de celles-ci, dans le plénum et à la sortie des volumes de contrôles sont considérées comme uniformes à l'intérieur de ceux-ci;
- Des bilans de flux de chaleur et de masse sont effectués dans chacun de ces volumes de contrôle;
- Ces volumes de contrôle sont reliés entre eux par les flux d'air et d'énergie entrants et sortants;
- Les propriétés de l'air dépendent de la température considérée;
- Les propriétés de l'écoulement sont calculées localement à la sortie des volumes de contrôle et considérées comme uniformes dans ceux-ci;
- Pour le calcul du nombre de Reynolds au niveau du mur, la longueur caractéristique est prise entre le début du premier volume de contrôle et la sortie du volume de contrôle considéré.

À des fins de simplifications de calcul, lorsque le bilan dans un volume de contrôle est effectué :

- L'échange radiatif entre la portion du mur appartenant à un volume de contrôle et la plaque perforée correspondante est considéré comme ne se faisant qu'avec la portion de la plaque perforée du même volume de contrôle. Cette simplification est appliquée entre la plaque et le mur. En effet, les simulations préliminaires montrent que la température varie faiblement le long du collecteur. Ainsi, la portion de plaque que « voit » une portion du mur est pratiquement à la même température que la portion de plaque directement en face. L'émissivité effective entre la plaque et le mur de chaque volume de contrôle est alors calculée comme spécifié dans la section 2.4.3.

- L'échange radiatif entre le mur et les bords du collecteur est négligé. Il en va de même pour l'échange entre la plaque et les bords du collecteur.

3.3 Calcul des débits et des vitesses dans le plénum

Le débit est supposé uniforme sur toute la plaque. Ainsi, la conservation de la masse s'écrit selon l'équation (3.3) et est illustrée à la Figure 3.2 :

$$\dot{m}_{ent}^i + \dot{m}^{i-1} - \dot{m}^i = 0 \quad (3.3)$$

Avec :

- \dot{m}^{i-1} (kg/s): Débit massique entrant dans le volume de contrôle provenant du volume de contrôle précédent;
- \dot{m}_{ent}^i (kg/s): Débit massique entrant dans le plénum par la plaque semi-transparente;
- \dot{m}^i (kg/s): Débit massique sortant du volume de contrôle et entrant dans le volume de contrôle suivant.

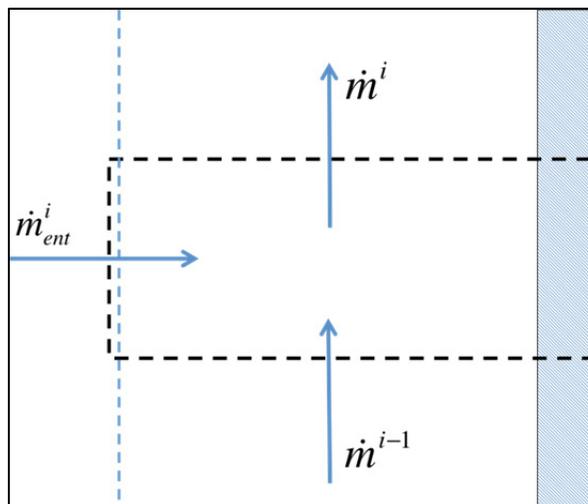


Figure 3.2 Bilan de masse de l'air dans un volume de contrôle

Puisque la succion est considérée comme uniforme sur toute la plaque, la masse d'air entrant dans chaque volume de contrôle est identique. Soit \dot{m}_{tot} le débit massique total passant au travers de la plaque perforée, \dot{m}_{ent}^i s'écrit alors :

$$\dot{m}_{ent}^i = \frac{\dot{m}_{tot}}{N} \quad (3.4)$$

Puisque la masse d'air entrant dans chaque volume de contrôle par la plaque semi-transparente est identique, le débit massique sortant d'un volume de contrôle i peut être calculé comme le produit de masse d'air entrant dans chaque volume de contrôle par la plaque semi-transparente par un entier égal au numéro du volume de contrôle. Par simplification d'écriture, cet entier est écrit comme le numéro du volume de contrôle, ainsi :

$$\dot{m}^i = i \times \dot{m}_{ent}^i \quad (i = 1 \text{ à } N) \quad (3.5)$$

Soit ρ_{plen}^i (kg/m³) la masse volumique de l'air dans un volume de contrôle, le débit volumique dans chaque volume de contrôle, \dot{V}_{plen}^i , est donné par :

$$\dot{V}_{plen}^i = \frac{\dot{m}^i}{\rho_{plen}^i} \left(\frac{m^3}{s} \right) \quad (3.6)$$

La vitesse moyenne de l'écoulement dans chaque volume de contrôle, V_{plen}^i , est donnée par :

$$V_{plen}^i = \frac{\dot{V}_{plen}^i}{e_{plen} L} \left(\frac{m}{s} \right) \quad (3.7)$$

3.4 Relation entre les températures

Dans les bilans, plusieurs températures sont utilisées et il en existe plus que le nombre d'équations à résoudre dans chaque volume de contrôle. Il faut donc chercher des relations

entre ces températures de manière à avoir autant d'équations que de températures inconnues. Dans chaque volume de contrôle, il y a trois bilans, soit sur la plaque, sur le mur et dans le plénum. Les trois températures retenues pour effectuer les calculs sont T_p^i , T_m^i et T_{air}^i , respectivement les températures de plaque, de mur et d'air à la sortie des volumes de contrôle.

Les températures supplémentaires utilisées sont passées en revue pour définir leur relation avec T_p^i , T_m^i ou T_{air}^i . Ainsi :

- T_{amb} est la température de l'environnement et de l'air entrant dans le collecteur. Cette température est connue par hypothèse et est indépendante de T_p^i , T_m^i et T_{air}^i ainsi que du découpage en volume de contrôle;
- T_{ent}^i est la température de l'air sortant de la plaque perforée et entrant dans le volume de contrôle i . Elle est calculée à partir de l'équation (2.12) en utilisant T_p^i ;
- T_{sort} correspond à la température de l'air sortant du dernier volume de contrôle soit T_{air}^N ;
- $T_{air,plen}^i$ est la température d'air dans le plénum à l'intérieur du volume de contrôle i . Cette température est calculée comme la moyenne des températures d'air entrant et sortant des volumes de contrôle pondérée par leurs débits massiques, ainsi :

$$T_{air,plen}^i = \frac{\dot{m}_{ent}^i T_{ent}^i + \dot{m}^{i-1} T_{air}^{i-1} + \dot{m}^i T_{air}^i}{\dot{m}_{ent}^i + \dot{m}^{i-1} + \dot{m}^i} \quad (3.8)$$

Or, d'après l'équation (3.5), $\dot{m}^i = i \times \dot{m}_{ent}^i$, d'où :

$$T_{air,plen}^i = \frac{\dot{m}_{ent}^i T_{ent}^i + (i-1) \dot{m}_{ent}^i T_{air}^{i-1} + i \dot{m}_{ent}^i T_{air}^i}{\dot{m}_{ent}^i + (i-1) \dot{m}_{ent}^i + i \dot{m}_{ent}^i} \quad (3.9)$$

$$T_{air,plen}^i = \frac{T_{ent}^i + (i-1)T_{air}^{i-1} + iT_{air}^i}{2i} \quad (3.10)$$

La Figure 3.3 illustre l'ensemble de ces températures à l'intérieur d'un volume de contrôle :

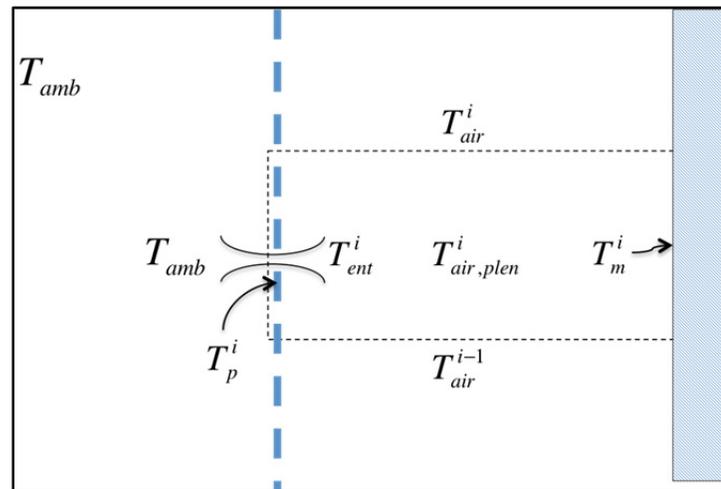


Figure 3.3 Températures utilisées pour les bilans dans un volume de contrôle

3.5 Calcul du coefficient de convection sur le mur d'un volume de contrôle

Pour calculer le coefficient de convection $h_m^i (W/(m^2 \cdot K))$, la longueur caractéristique utilisée pour calculer le nombre de Reynolds local doit être décrite et les expressions du Nusselt local revues.

Puisque la hauteur H^i des volumes de contrôle est identique, la longueur caractéristique du nombre de Reynolds local est prise comme étant H^i multiplié par un entier égal au numéro i du volume de contrôle. Par simplification d'écriture, cet entier est écrit comme le numéro du volume de contrôle. Le nombre de Reynolds au niveau du mur s'écrit alors:

$$Re_m^i = \frac{V_{plen}^i iH^i}{V_{plen}^j} \quad (3.11)$$

Les propriétés de l'air sont calculées en utilisant $T_{air,plen}^i$. Ainsi le nombre de Prandtl local est calculé selon l'équation (2.19) mais en prenant les propriétés locales.

Comme les valeurs prises pour les bilans sont des valeurs locales, les expressions du nombre de Nusselts doivent être revues. Ainsi, le nombre de Nusselt local utilisé sur le mur en écoulement turbulent est donné par (Incropera, 2002) :

$$Nu_m^i = 0,0296 Re_m^{i4/5} Pr_{plen}^{i1/3} \quad (3.12)$$

Le nombre de Nusselt local utilisé sur mur en écoulement laminaire est donné par (Incropera, 2002) :

$$Nu_m^i = 0,332 Re_m^{i1/2} Pr_{plen}^{i1/3} \quad (3.13)$$

À partir du nombre de Nusselt, le coefficient d'échange convectif est retrouvé en utilisant la même longueur caractéristique que pour le Reynolds local et en prenant le plus grand nombre de Nusselt entre (3.12) et (3.13) et ce même pour des nombres de Reynolds inférieur à $5 \cdot 10^5$, ainsi :

$$h_m^i = \frac{Nu_m^i k_{plen}^i}{iH^i} \quad (3.14)$$

3.6 Linéarisation du bilan de la plaque

Dans l'équation de bilan d'énergie de la plaque (2.30), dans un premier temps les termes radiatifs non linéaires sont développés pour obtenir une forme explicite de T_p^i et T_m^i à l'ordre

1. Puis T_{ent}^i est remplacée par son expression en fonction de T_p^i et de $T_{air,amb}$ (équation (2.12)). Ainsi on a :

$$\begin{aligned}
& \varepsilon_{eff,p-amb} \tilde{\sigma} A^i \left(T_p^{i||2} + T_{amb}^2 \right) \left(T_p^i + T_{amb} \right) \left(T_p^i - T_{amb} \right) \\
& + \varepsilon_{eff,p-m} \tilde{\sigma} A^i \left(T_p^{i||2} + T_m^{i||2} \right) \left(T_p^i - T_m^i \right) \left(T_p^i - T_m^i \right) \\
& + \dot{m}_{ent} \left(c_{\bar{p},ent}^i \epsilon_{conv,p}^i T_p^i - c_{\bar{p},ent}^i \epsilon_{conv,p}^i T_{amb} + c_{\bar{p},ent}^i T_{amb} - c_{\bar{p},amb} T_{amb} \right) \\
& = \alpha_{eff,p} A^i G_{Sol}
\end{aligned} \tag{3.15}$$

Pour simplifier les écritures, des coefficients de transfert thermique radiatifs sont définis et leurs valeurs sont calculées à partir du plus récent estimé disponible des valeurs des températures recherchées :

$$h_{rad,1}^i = \varepsilon_{eff,p-amb} \tilde{\sigma} A^i \left(T_p^{i||2} + T_{amb}^{i||2} \right) \left(T_p^i + T_{amb}^i \right) \tag{3.16}$$

$$h_{rad,2}^i = \varepsilon_{eff,m-p} \tilde{\sigma} A^i \left(T_p^{i||2} + T_m^{i||2} \right) \left(T_p^i + T_m^i \right) \tag{3.17}$$

En utilisant ces écritures, T_p^i et T_m^i sont factorisés dans les termes de gauche de l'équation (3.15) et les termes en T_{amb} sont transférés dans les termes de droite avec le terme source de chaleur. L'équation suivante est ainsi obtenue :

$$\begin{aligned}
& \left(h_{rad,1}^i + \dot{m}_{ent} c_{\bar{p},ent}^i \epsilon_{conv,p}^i + h_{rad,2}^i \right) T_p^i + h_{rad,2}^i T_m^i \\
& = \alpha_{eff,p} A^i G_{Sol} + T_{amb} \left\{ h_{rad,1}^i + \dot{m}_{ent} \left[c_{\bar{p},ent}^i \left(\epsilon_{conv,p}^i - 1 \right) + c_{\bar{p},amb} \right] \right\}
\end{aligned} \tag{3.18}$$

Pour simplifier les écritures, les termes suivants sont posés:

$$A_p^i = h_{rad,1}^i + \dot{m}_{ent} c_{\bar{p},ent}^i \epsilon_{conv,p}^i + h_{rad,2}^i \quad (3.19)$$

$$A_m^i = h_{rad,2}^i \quad (3.20)$$

$$A_{cst}^i = \alpha_{eff,p} A^i G_{Sol} + T_{amb} \left\{ h_{rad,1}^i + \dot{m}_{ent} \left[c_{\bar{p},ent}^i (\epsilon_{conv,p}^i - 1) + c_{\bar{p},amb} \right] \right\} \quad (3.21)$$

Ainsi l'équation linéarisée du bilan sur la plaque s'écrit :

$$A_p^i + A_m^i = A_{cst}^i \quad (3.22)$$

3.7 Linéarisation du bilan du mur

Dans l'équation de bilan d'énergie du mur (2.36), dans un premier temps les termes radiatifs non linéaires sont développés pour obtenir une forme explicite de T_p^i et T_m^i à l'ordre 1. Puis $T_{air,plen}^i$ est remplacée par son expression en fonction de T_{ent}^i et de T_{air}^i (équation (3.10)). Ainsi on a :

$$\begin{aligned} & \epsilon_{eff,m-p} \tilde{\sigma} A^i \left(T_p^{i|2} + T_m^{i|2} \right) \left(T_p^i + T_m^i \right) \left(T_p^i - T_m^i \right) \\ & + h_m^i A^i T_m^i - \frac{h_m^i A^i T_{air}^i}{2} - \frac{h_m^i A^i (i-1) T_{air}^{i-1}}{2i} - \frac{h_m^i A^i T_{ent}^i}{2i} \\ & = \alpha_{eff,m} A^i G_{Sol} \end{aligned} \quad (3.23)$$

Pour simplifier les écritures, le coefficient $h_{rad,2}^i$ est utilisé et la température T_{ent}^i est développée selon l'équation (2.12). Ensuite, T_p^i , T_m^i et T_{air}^i sont factorisées dans les termes de gauche tout en plaçant les termes en T_{amb} ainsi que le terme source de chaleur dans les termes de droite. L'équation suivante est obtenue :

$$\begin{aligned}
& \left(h_{rad,2}^i + h_m^i A^i \right) T_m^i + \left(h_{rad,2}^i + \frac{\epsilon_{conv,p}^i h_m^i A^i}{2i} \right) T_p^i - \frac{h_m^i A^i}{2} T_{air}^i \\
& = \alpha_{eff,m} A^i G_{Sol} + h_m^i A^i \frac{(i-1) T_{air}^{i-1} + (1 - \epsilon_{conv,p}^i) T_{amb}}{2i}
\end{aligned} \tag{3.24}$$

Pour simplifier les écritures, les termes suivants sont posés :

$$B_p^i = - \left(h_{rad,2}^i + \frac{\epsilon_{conv,p}^i h_m^i A^i}{2i} \right) \tag{3.25}$$

$$B_m^i = h_{rad,2}^i + h_m^i A^i \tag{3.26}$$

$$B_{air}^i = - \frac{h_m^i A^i}{2} T_{air}^i \tag{3.27}$$

$$B_{cst}^i = \alpha_{eff,m} A^i G_{Sol} + h_m^i A^i \frac{(i-1) T_{air}^{i-1} + (1 - \epsilon_{conv,p}^i) T_{amb}}{2i} \tag{3.28}$$

L'équation linéarisée sur le mur s'écrit :

$$B_p^i T_p^i + B_m^i T_m^i + B_{air}^i T_{air}^i = B_{cst}^i \tag{3.29}$$

Dans le premier volume de contrôle, le terme T_{air}^{i-1} n'existe pas. Cela affecte uniquement le terme B_{cst}^1 qui devient :

$$B_{cst}^1 = \alpha_{eff,m} A^1 G_{Sol} + h_m^1 A^1 \frac{(1 - \epsilon_{conv,p}^1) T_{amb}}{2} \tag{3.30}$$

3.8 Linéarisation du bilan du plénum

Dans l'équation de bilan du plénum (2.41), dans un premier temps, $T_{air,plen}^i$ est remplacée par son expression en fonction de T_{ent}^i et de T_{air}^i (équation (3.10)). Puis, T_{ent}^i est remplacée par son expression de l'équation (2.12). Ainsi on a :

$$\begin{aligned} & \dot{m}_{ent} c_{\bar{p},ent}^i \left[\epsilon_{conv,p}^i (T_p^i - T_{amb}) + T_{amb} \right] + \\ & + m^{i-1} c_{\bar{p},air}^{i-1} T_{air}^{i-1} - m^i c_{\bar{p},air}^i T_{air}^i \\ & h_m^i A^i \left[T_m^i - \frac{i T_{air}^i + (i-1) T_{air}^{i-1} + \epsilon_{conv,p}^i T_p^i + (1 - \epsilon_{conv,p}^i) T_{amb}}{2i} \right] = 0 \end{aligned} \quad (3.31)$$

L'expression est développée :

$$\begin{aligned} & \dot{m}_{ent} c_{\bar{p},ent}^i \epsilon_{conv,p}^i T_p^i - \dot{m}_{ent} c_{\bar{p},ent}^i \epsilon_{conv,p}^i T_{amb} + \dot{m}_{ent} c_{\bar{p},ent}^i T_{amb} \\ & + m^{i-1} c_{\bar{p},air}^{i-1} T_{air}^{i-1} - m^i c_{\bar{p},air}^i T_{air}^i + h_m^i A^i T_m^i - \frac{h_m^i A^i}{2} T_{air}^i \\ & - \frac{(i-1) h_m^i A^i}{2i} T_{air}^{i-1} - \frac{\epsilon_{conv,p}^i h_m^i A^i}{2i} T_p^i - \frac{(1 - \epsilon_{conv,p}^i) h_m^i A^i}{2i} T_{amb} = 0 \end{aligned} \quad (3.32)$$

T_p^i , T_m^i et T_{air}^i sont factorisées dans les termes de gauche. Les termes en T_{amb} et T_{air}^{i-1} sont transférés dans les termes de droite. L'équation suivante est obtenue :

$$\begin{aligned} & \left(\dot{m}_{ent} c_{\bar{p},ent}^i \epsilon_{conv,p}^i - \frac{\epsilon_{conv,p}^i h_m^i A^i}{2i} \right) T_p^i + h_m^i A^i T_m^i - \left(m^i c_{\bar{p},air}^i + \frac{h_m^i A^i}{2} \right) T_{air}^i \\ & = \left(\epsilon_{conv,p}^i - 1 \right) \left(\frac{h_m^i A^i}{2i} - \dot{m}_{ent} c_{\bar{p},ent}^i \right) T_{amb} + \left[\frac{(i-1) h_m^i A^i}{2i} - m^{i-1} c_{\bar{p},air}^{i-1} \right] T_{air}^{i-1} \end{aligned} \quad (3.33)$$

Pour simplifier les écritures, les termes suivants posés :

$$C_p^i = \dot{m}_{ent} c_{\bar{p},ent}^i \epsilon_{conv,p}^i - \frac{\epsilon_{conv,p}^i h_m^i A^i}{2i} \quad (3.34)$$

$$C_m^i = h_m^i A^i \quad (3.35)$$

$$C_{air}^i = - \left(\dot{m} c_{\bar{p},air}^i + \frac{h_m^i A^i}{2} \right) \quad (3.36)$$

$$C_{cst}^i = \left(\epsilon_{conv,p}^i - 1 \right) \left(\frac{h_m^i A^i}{2i} - \dot{m}_{ent} c_{\bar{p},ent}^i \right) T_{amb} + \left[\frac{(i-1) h_m^i A^i}{2i} - m^{i-1} c_{\bar{p},air}^{i-1} \right] T_{air}^{i-1} \quad (3.37)$$

L'équation linéarisée dans le plénum s'écrit :

$$C_p^i T_p^i + C_m^i T_m^i + C_{air}^i T_{air}^i = C_{cst}^i \quad (3.38)$$

Dans le premier volume de contrôle, le terme T_{air}^{i-1} n'existe pas. Cela affecte uniquement le terme C_{cst}^1 qui devient :

$$C_{cst}^1 = \left(\epsilon_{conv,p}^1 - 1 \right) \left(\frac{h_m^1 A^1}{2i} - \dot{m}_{ent} c_{\bar{p},ent}^1 \right) T_{amb} \quad (3.39)$$

3.9 Écriture matricielle des bilans et résolution

Après que les équations bilan aient été linéarisées, celles-ci sont rassemblées dans système d'équations qui regroupe tous les volumes de contrôle :

$$\begin{array}{rcl}
A_p^1 T_p^1 + A_m^1 T_m^1 & & = A_{cst}^1 \\
B_p^1 T_p^1 + B_m^1 T_m^1 + B_{air}^1 T_{air}^1 & & = B_{cst}^1 \\
C_p^1 T_p^1 + C_m^1 T_m^1 + C_{air}^1 T_{air}^1 & & = C_{cst}^1 \\
\vdots & \vdots & \vdots \\
A_p^i T_p^i + A_m^i T_m^i & & = A_{cst}^i \\
B_p^i T_p^i + B_m^i T_m^i + B_{air}^i T_{air}^i & & = B_{cst}^i \\
C_p^i T_p^i + C_m^i T_m^i + C_{air}^i T_{air}^i & & = C_{cst}^i \\
\vdots & \vdots & \vdots \\
A_p^N T_p^N + A_m^N T_m^N & & \\
B_p^N T_p^N + B_m^N T_m^N + B_{air}^N T_{air}^N & & = B_{cst}^N \\
C_p^N T_p^N + C_m^N T_m^N + C_{air}^N T_{air}^N & & = C_{cst}^N
\end{array} \tag{3.40}$$

Soit $[\mathbf{X}]$ la forme matricielle des coefficients des températures :

$$[\mathbf{X}] \equiv \begin{bmatrix}
A_p^1 & A_m^1 & 0 & 0 & \dots & & \dots & 0 \\
B_p^1 & B_m^1 & B_{air}^1 & \vdots & & & & \vdots \\
C_p^1 & C_m^1 & C_{air}^1 & 0 & \ddots & & & \\
0 & \dots & 0 & \ddots & 0 & \dots & 0 & \\
\vdots & & \ddots & 0 & A_p^i & A_m^i & 0 & 0 \\
& & & \vdots & B_p^i & B_m^i & B_{air}^i & \vdots \\
& & & \vdots & C_p^i & C_m^i & C_{air}^i & 0 & \ddots & \vdots \\
& & 0 & \dots & \dots & 0 & \ddots & 0 & \dots & 0 \\
& & & & & \ddots & 0 & A_p^N & A_m^N & 0 \\
\vdots & & & & & & \vdots & B_p^N & B_m^N & B_{air}^N \\
0 & \dots & & & \dots & 0 & C_p^N & C_m^N & C_{air}^N
\end{bmatrix} \tag{3.41}$$

Soit $[\mathbf{T}]$ la forme matricielle des températures inconnues :

$$[\mathbf{T}] \equiv \begin{bmatrix} T_p^1 \\ T_m^1 \\ T_{air}^1 \\ \vdots \\ T_p^i \\ T_m^i \\ T_{air}^i \\ \vdots \\ T_p^N \\ T_m^N \\ T_{air}^N \end{bmatrix} \quad (3.42)$$

Soit $[\mathbf{Y}]$ la forme matricielle des termes constants :

$$[\mathbf{Y}] \equiv \begin{bmatrix} A_{cst}^1 \\ B_{cst}^1 \\ C_{cst}^1 \\ \vdots \\ A_{cst}^i \\ B_{cst}^i \\ C_{cst}^i \\ \vdots \\ A_{cst}^N \\ B_{cst}^N \\ C_{cst}^N \end{bmatrix} \quad (3.43)$$

Ainsi, le système s'écrit :

$$[\mathbf{X}][\mathbf{T}] = [\mathbf{Y}] \quad (3.44)$$

Maintenant que les équations bilans ont été linéarisées et rassemblées dans un système matriciel, il faut résoudre celui-ci pour trouver les températures inconnues. Pour cela, l'équation (3.44) est multipliée par la matrice inverse de $[\mathbf{X}]$. On obtient :

$$[\mathbf{T}] = [\mathbf{X}]^{-1}[\mathbf{Y}] \quad (3.45)$$

Le calcul de la matrice inverse de $[\mathbf{X}]$ est effectué par le logiciel Matlab. Dans la section suivante, l'algorithme de calcul amenant à une résolution satisfaisante du système d'équations (3.45) est présenté.

3.10 Algorithme de calcul

Comme exprimé précédemment, une fois que les équations sont linéarisées, il faut calculer les coefficients qui sont dépendants des températures recherchées. En introduction de ce chapitre, la démarche itérative globale pour y parvenir est décrite. Il faut comprendre que cette démarche ne calcule pas une température exacte, mais l'approche selon un critère de convergence (dans le cas décrit, il y en a deux qui seront détaillés plus loin). Dans cette section, l'algorithme du programme et les critères d'arrêts utilisés sont présentés. La Figure 3.4 synthétise visuellement le schéma de celui-ci :

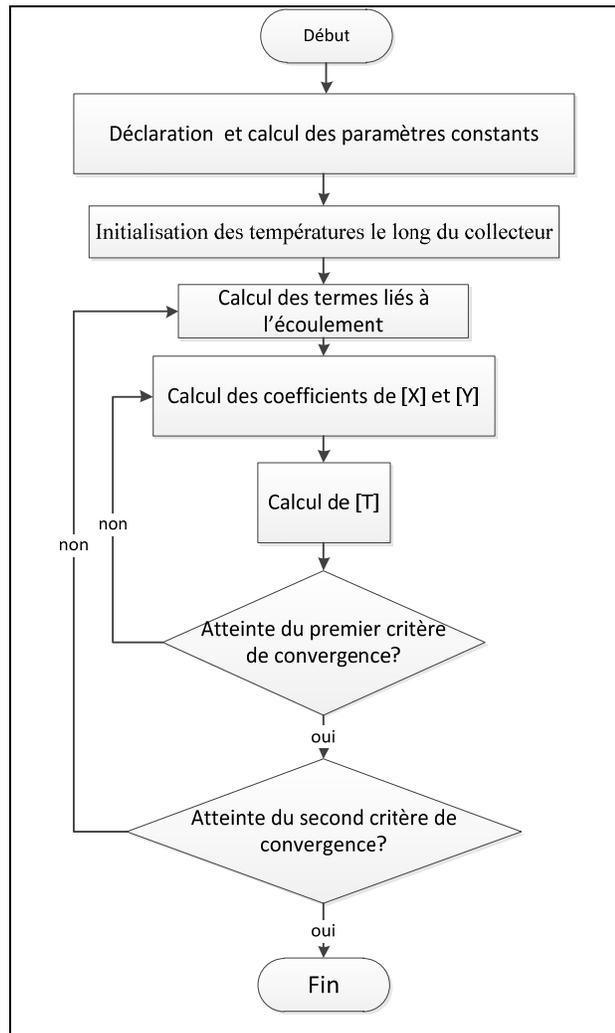


Figure 3.4 Algorithme de calcul

Les étapes de l'algorithme sont les suivantes :

1. Déclaration et calcul de tous les paramètres constants de la simulation (géométrie, intensité du rayonnement, température ambiante, paramètres optiques, etc.);
2. Initialisation des températures utilisées lors de la première itération ainsi que des paramètres utilisés pour les critères d'arrêt;
3. Calcul des termes liés à l'écoulement (nombre de Reynolds, nombre de Nusselt, coefficient de convection, débit, etc.);
4. Calcul des coefficients de $[X]$ et $[Y]$ (termes radiatifs, termes utilisant un volume de contrôle précédent);

5. Calcul de $[\mathbf{T}]$ selon l'équation (3.45);
6. Vérification du premier critère de convergence;
7. S'il le critère n'est pas respecté, reprise de l'étape (4.) avec les nouvelles températures;
8. S'il le critère est respecté, vérification du second critère de convergence;
9. S'il n'est pas valide, reprise de l'étape (3.) avec les nouvelles valeurs de température;
10. S'il est valide, alors la solution $[\mathbf{T}]$ est considérée comme satisfaisante et le calcul arrêté.

La première boucle permet de se concentrer sur la résolution des termes radiatifs. En effet, les expressions ont des températures à la puissance quatre ce qui entraîne beaucoup d'instabilités numériques. Ainsi, à la fin d'une boucle de calcul, un coefficient de relaxation *Relax* est appliqué au besoin. Pour ce faire, le pourcentage de variation de température par rapport à un facteur d'échelle Φ est calculé. Dans le problème étudié, il est attendu que les températures calculées soient de l'ordre de 300K. La valeur 300 est donc attribuée à Φ . Le pourcentage de variation de température est donné par l'équation suivante :

$$T_{\%} = \frac{|T_{nouvelle} - T_{ancienne}|}{\Phi} \times 100 \quad (3.46)$$

Si ce pourcentage est supérieur à 1, le coefficient de relaxation est appliqué pour réduire la variation :

$$T_{suivante} = T_{précédente} + Relax(T_{courante} - T_{précédente}) \quad (3.47)$$

Sinon, la température nouvellement calculée est utilisée pour l'itération suivante. Cela est appliqué à toutes les températures calculées. L'expérience de calcul montre que pour atteindre une convergence rapide, *Relax* peut prendre la valeur 0,1.

Le critère de convergence de cette première boucle consiste à prendre les pourcentages de variation des températures décrites précédemment pour la plaque, le mur et le plénum, d'en faire la somme sur tout le collecteur. Chacune de ces trois sommes doit être inférieure à 10^{-8} sinon le calcul est repris.

La seconde boucle permet de recalculer les coefficients liés aux termes d'écoulement. Le critère de convergence de cette boucle consiste à prendre le pourcentage de variation de la différence de température entre la sortie et la température ambiante et de s'assurer que celui-ci soit inférieur à 10^{-3} . Cette valeur est moins élevée que précédemment car les coefficients liés aux termes d'écoulement varient moins vite que les termes liés au rayonnement.

La linéarisation des équations de bilan ainsi que l'algorithme de calcul ont été développés pour la résolution du système d'équations. Il est donc maintenant possible de procéder à une série de simulations permettant de prédire le comportement du TTC.

CHAPITRE 4

DESCRIPTION DES VARIABLES ET VÉRIFICATIONS DU MODÈLE NUMÉRIQUE

La description du problème montre qu'il est possible de faire varier un très grand nombre de paramètres (≈ 25) dans les simulations. Il faut donc effectuer un choix des variables pertinentes sur lesquelles concentrer l'étude. De plus, à la connaissance de l'auteur, il n'existe pas de publications faisant état d'expériences sur les TTC. Il n'est donc pas possible d'établir de comparaison avec des données réelles pour valider le modèle et ainsi justifier la confiance dans les résultats des simulations.

C'est pourquoi, dans un premier temps, les paramètres fixes sont justifiés et le choix des variables et de leurs plages de variation est expliqué. Ensuite, le modèle est testé dans des cas limites où théoriquement les résultats sont connus. Ainsi, un rayonnement nul est imposé, puis un rayonnement sans aspiration. Ensuite, un certain nombre de paramètres optiques sont fixés à la valeur zéro. Enfin, une étude d'indépendance du maillage est aussi effectuée.

4.1 Description des variables

D'abord, les paramètres géométriques seront fixés. La majeure partie de ceux-ci se basent sur les dimensions usuelles utilisées par la société Énerconcept (Enerconcept, 2013) qui a développé le mur Lubi^{md}. Cette compagnie fabrique et installe des TTC. Tel qu'illustré à la Figure 4.1, leur montage se compose de :

1. Panneaux en polycarbonate extrudé transparent perforés qui servent de passage à l'air ambiant. Ces panneaux ont une largeur de 320 mm, une hauteur de 894 mm et une épaisseur de 2,8 mm.
2. Les trous possèdent un diamètre de 2 mm et sont espacés de 15,8 mm en schéma carré.
3. Un système de montage sur mur (ou toit) permettant de positionner les panneaux les uns au-dessus des autres et de les positionner par rapport au mur, le tout de manière étanche

afin que l'air ne puisse passer qu'à travers les trous des panneaux. La profondeur du plénum varie de 25 à 200 mm.

4. Le système de ventilation.

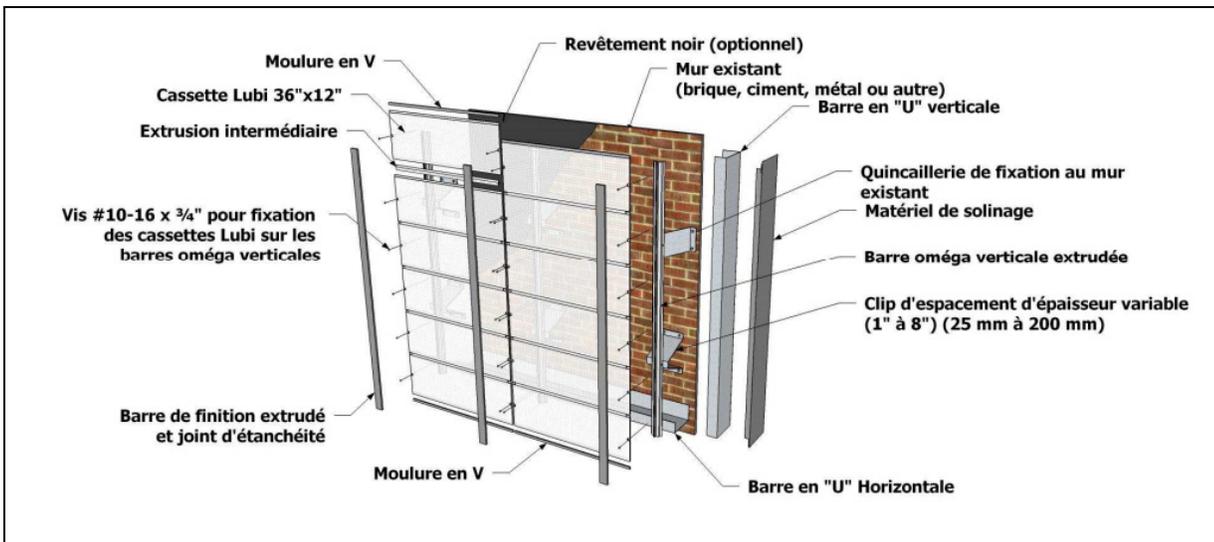


Figure 4.1 Montage du Lubi^{md} tiré de (Enerconcept, 2012-03)

Ainsi, la largeur totale du collecteur considéré pour cette étude est de 2 m et sa hauteur de 10 m.

L'épaisseur de la plaque, le diamètre des trous, ainsi que leur pas sont fixes. Les effets respectifs de ces paramètres sur l'échange thermique et l'efficacité de l'UTC ont déjà été étudiés de manière approfondie par différents auteurs (Badache, Hallé et Rouse, 2012; Gawlik et Kutscher, 2002; Kutscher, 1994; Kutscher, Christensen et Barker, 1993; Leon et Kumar, 2007; Van Decker, Hollands et Brunger, 1996) et les résultats décrits dans ces études sont utilisés pour établir le modèle présent. Pour obtenir des conditions d'aspiration homogènes le long du collecteur, le plénum doit être à une pression d'au moins 25 Pa de moins que la pression atmosphérique (Kutscher, Christensen et Gawlik, 2003). Or, dans certaines des conditions d'opérations décrites plus bas, cette condition n'est pas respectée. Réduire le diamètre des perforations à 1,2 mm par rapport aux dimensions du constructeur permet de respecter cette condition.

L'épaisseur du plénum est arbitraire. Elle peut varier de 25 à 200 mm en pratique. Il faut cependant que le plénum soit assez étroit pour créer un écoulement turbulent et augmenter l'échange convectif entre l'air et le mur. Cependant, si le plénum est trop étroit, il faut une plus grande puissance d'aspiration de la part des ventilateurs et une zone « surrefroidie » autour de l'orifice d'aspiration risque d'être créée. (Badache, 2013) a montré que l'épaisseur du plénum est un paramètre qui affecte peu l'efficacité des UTC. Ainsi, après discussion avec les membres de l'équipe de recherche, une épaisseur de 16 cm a été choisie pour cette étude.

Au niveau des paramètres optiques, la réflectivité de la plaque au rayonnement solaire est fixée à $\rho_p=0,08$. Cette valeur se base sur des tests réalisés par (Badache Messaoud, 2013) décrits dans l'ANNEXE II.

L'émissivité de l'environnement, de la plaque et du mur ont été fixées respectivement à 1, 0,92 et 0,92. La valeur de l'émissivité de la plaque perforée provient de (Testing et al., 2002; van der Tempel, 2004). Pour le mur, la valeur de la brique rouge est prise à 300 K comme trouvée dans (Incropera, 2002).

L'application principale du TTC est le chauffage de bâtiments. Pour l'étude, Montréal est employé comme localisation et la température moyenne de l'air est considérée pour une période de chauffage allant d'octobre à avril. La moyenne trouvée à partir des données de (Ressources naturelles Canada, 2012) est d'environ $-1,73\text{ }^{\circ}\text{C}$ ou 271,42 K (moyenne sur 1971-2000). C'est cette température qui est employée pour la température ambiante.

Le facteur de relaxation de 0,1 est pris après avoir utilisé différentes valeurs lors de simulations. Au delà de cette valeur le calcul diverge dans quelques cas de la plage des paramètres variables décrits plus loin.

Le nombre de volumes de contrôle est fixé à 100 ce qui permet d'obtenir des solutions insensibles au nombre de volume de contrôle comme expliqué plus tard dans la section 4.5. Les paramètres sont repris dans le Tableau 4.1 :

Tableau 4.1 Paramètres physiques et numériques fixes

Hauteur	10 m
Largeur	2 m
Pas des perforations	16 mm
Épaisseur de la plaque	2,8 mm
Schéma	Carré
Diamètre des perforations	1,2 mm
Épaisseur du plénum	16 cm
Émissivité de l'environnement	1
Émissivité de la plaque	0,92
Émissivité du mur	0,92
Réfectivité de la plaque	0,08
Température de l'air ambiant	271,42K
Facteur de relaxation	0,1
Nombre de domaines	100

Quatre paramètres sont variables pour les simulations :

1. La vitesse de succion V_{succ} : 0,02 m/s à 0,09 m/s, avec un pas de 0,01 m/s. La valeur minimale est celle recommandée pour s'assurer qu'un UTC n'est pas sensible au vent. Au-delà de la valeur maximale, il n'y a plus de variation significative de l'efficacité de l'UTC (Kutscher, Christensen et Barker, 1993; Kutscher, 1992; Leon et Kumar, 2007). À proprement parler, dans le modèle, c'est le débit massique qui est utilisé. Il est calculé à partir de la température ambiante T_{amb} et de la masse volumique de l'air à cette

température. Il est cependant préférable de parler de vitesse de succion, car c'est ce paramètre qui revient dans la littérature.

2. Le rayonnement incident G_s : 100 W/m² à 900 W/m² avec un pas de 100 W/m².
3. La transmissivité de la plaque τ_p : [0; 0,1; 0,5; 0,9]. La valeur minimale correspond à un UTC et la valeur maximale à celle mesurée lors de tests présentés en ANNEXE II.
4. L'absorptivité du mur α_m : [0,2; 0,6; 0,9]. La valeur maximale correspond aux valeurs trouvées pour des peintures absorbantes. Les valeurs minimales des ces peintures varient autour de 0,5, mais pour le bien de la discussion et pour élargir la plage des résultats, le calcul pour une valeur plus faible est fait.

Les paramètres de sortie sont le rendement η , la variation de température entre la température de sortie du collecteur et la température ambiante, ΔT , et le taux transfert de chaleur net récupéré q_{sort} .

4.2 Vérification 1 : cas du rayonnement nul

Lorsque le rayonnement est nul, que la vitesse de succion est non nulle, et que les températures initiales sont différentes de la température ambiante, T_{amb} , le modèle numérique doit proposer une solution où l'ensemble du collecteur se stabilise à T_{amb} (prise à 271,42 K pour le test). C'est ce qui peut être constaté à la Figure 4.2 où $T_p = T_m = T_{air} = T_{amb}$:

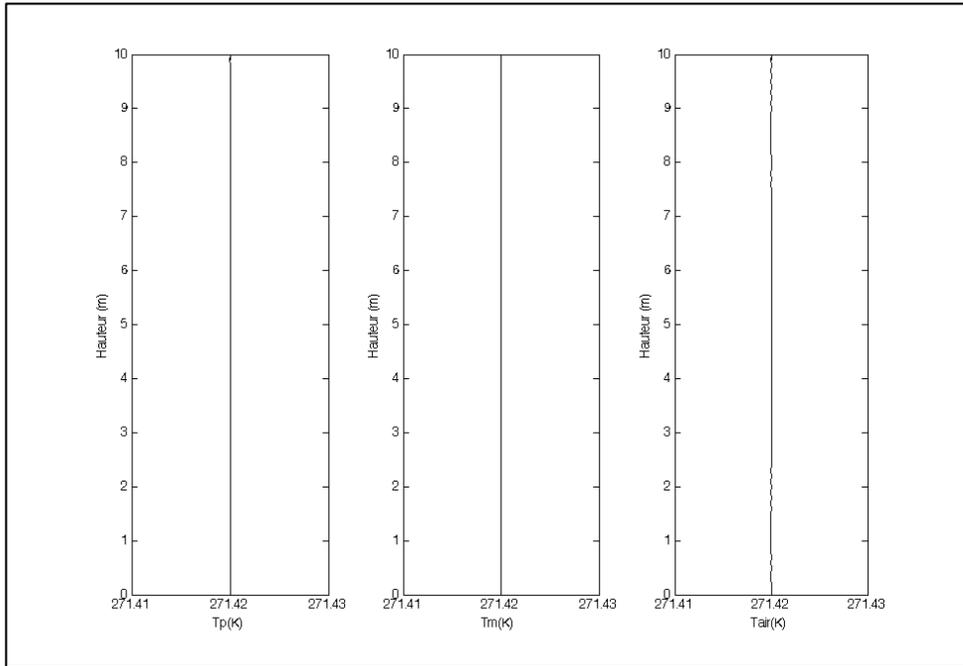


Figure 4.2 T_p , T_m et T_{air} le long du collecteur sans rayonnement

4.3 Vérification 2 : cas de la vitesse de succion nulle

Dans le cas d'une vitesse de succion nulle (ou débit massique nul), le cas simulé est similaire à celui d'une plaque absorbante vitrée et la température prédite doit être la même sur tout le collecteur. Les termes convectifs sont alors omis des équations pour la plaque, le mur et le collecteur. L'équation (2.30) devient ainsi :

$$\alpha_{eff,p} \mathbf{G}_{Sol} - \varepsilon_{eff,m-p} \tilde{\sigma} (T_p^4 - T_m^4) - \varepsilon_{eff,p-amb} \tilde{\sigma} (T_p^4 - T_{amb}^4) = 0 \quad (4.1)$$

Et l'équation (2.36) devient :

$$\alpha_{eff,m} \mathbf{G}_{Sol} - \varepsilon_{eff,m-p} \tilde{\sigma} (T_m^4 - T_p^4) = 0 \quad (4.2)$$

En passant $\varepsilon_{eff,m-p} \tilde{\sigma} A (T_m^4 - T_p^4)$ dans le terme de droite de l'équation (4.2) :

$$\alpha_{eff,m} G_{Sol} = \varepsilon_{eff,m-p} \tilde{\sigma} (T_m^4 - T_p^4) \quad (4.3)$$

Il est possible de supprimer la variable T_m^4 dans l'équation (4.1) qui devient alors :

$$\alpha_{eff,p} G_{Sol} + \alpha_{eff,m} G_{Sol} - \varepsilon_{eff,p-amb} \tilde{\sigma} (T_p^4 - T_{amb}^4) = 0 \quad (4.4)$$

Et donc :

$$T_p = \sqrt[4]{\frac{\alpha_{eff,p} G_{Sol} + \alpha_{eff,m} G_{Sol}}{\varepsilon_{eff,p-amb} \tilde{\sigma}} + T_{amb}^4} \quad (4.5)$$

Avec l'expression de T_p^4 insérée dans l'équation (4.3) :

$$T_m = \sqrt[4]{\frac{\alpha_{eff,m} G_{Sol}}{\varepsilon_{eff,m-p} \tilde{\sigma}} + \frac{\alpha_{eff,p} G_{Sol} + \alpha_{eff,m} G_{Sol}}{\varepsilon_{eff,p-amb} \tilde{\sigma}} + T_{amb}^4} \quad (4.6)$$

Ainsi, avec l'ensemble des paramètres donnés dans le Tableau 4.2, les expressions analytiques pour $T_m = 305,62$ K et $T_p = 289,6$ K sont obtenus.

Tableau 4.2 Paramètres de vérification

Émissivité de l'ambient	1
Émissivité de la plaque	0,92
Émissivité du mur	0,92

Réfectivité de la plaque	0,08
Température de l'air ambiant	271,42 K
Rayonnement incident G_s	100 W/m ²
Transmissivité de la plaque τ_p	0,9
Absorptivité du mur α_m	0,9

Le modèle ne peut pas imposer un débit nul. Cela poserait des problèmes de matrices singulières. En imposant une vitesse de suction de l'ordre de 10^{-9} m/s, une solution stable est obtenue autour de 289,60 K pour T_p et de 305,62 K pour T_m sur toute la hauteur du collecteur.

Puisque les prédictions à de très faibles débits donnent des le résultat analytique à 0,1K près, il est permis de considérer que le modèle numérique est correctement formulé et implémenté. De plus, il décrit adéquatement le modèle mathématique qui représente la physique du modèle.

4.4 Vérification 3 : cas des réflectivités et émissivités nulles

Lorsque les réflectivités et les émissivités de la plaque et du mur sont égales à zéro, tout le rayonnement arrivant sur le collecteur est absorbé et toute l'énergie doit être transférée à l'air. Le rendement doit donc être de 1. C'est le résultat obtenu par la simulation.

4.5 Insensibilité au maillage

Afin de tester l'insensibilité du modèle au maillage, le nombre de volume de contrôle pour le cas le plus critique soit celui avec les plus hautes températures ($\tau_p = 0,1$; $\alpha_m = 0,9$; $V_{succ} = 0,02$ m/s; $G_{sol} = 900$ W/m²). En effet, dans ce cas, les températures de plaque et de mur sont les plus élevées et les termes radiatifs sont les plus grands. Les termes radiatifs sont ceux

qui causent le plus d'instabilités numériques et ceci est d'autant plus vrai qu'ils sont grands. Les simulations ont été effectuées pour une hauteur donnée et 10, 50, 100, 150 et 200 volumes de contrôle. Les résultats en terme de rendement global sont présentés au Tableau 4.3.

Tableau 4.3 Variation du rendement du collecteur, η , en fonction du nombre de volumes de contrôle.

Nombre de volumes de contrôle	η (%)
10	73,18
50	73,14
100	73,13
150	73,13
200	73,13

Ces résultats permettent de considérer que dans le cadre de l'étude, à partir de 100 volumes de contrôle, le modèle ne devient plus sensible au maillage.

Ce chapitre a montré que le modèle permet de retrouver la température ambiante lorsque G_{sol} est nul et de retrouver les valeurs analytiques de T_p et T_m si V_{succ} est nulle. Le chapitre a aussi abordé la question de l'équilibre thermique lorsque les réflectivités et les émissivités de la plaque et du mur sont nulles. Enfin, le processus de vérification pour les conditions imposées les plus sévères en matière de gradient thermique a permis de déterminer qu'un maillage comportant 100 volumes de contrôle était suffisant pour obtenir des solutions insensibles à la discrétisation spatiale. Ainsi, bien qu'il n'existe pas de données expérimentales pour valider le modèle, les résultats obtenus peuvent être considérés comme cohérents.

CHAPITRE 5

ANALYSE ET DISCUSSION DES RÉSULTATS

Dans le chapitre précédent, les variables utilisées et les éléments de vérifications du modèle ont été présentés. Ce chapitre présente les résultats des simulations et une analyse qualitative de l'influence des paramètres variables.

Ainsi, les graphiques utilisés pour représenter les résultats sont d'abord présentés, puis les valeurs maximales et minimales du rendement η , de l'augmentation de température ΔT et le transfert d'énergie entre le TTC et l'air, q_{sort} , ainsi que les paramètres associés sont indiqués. Par la suite, l'influence de la combinaison des paramètres optiques, de V_{succ} et enfin de G_{Sol} , sur le rendement η , l'augmentation de température de l'air ΔT et le transfert d'énergie entre le TTC et l'air q_{sort} sont abordés. Ce chapitre répond par la suite aux questions de recherche posées dans la section 2.4.

5.1 Matrices de graphiques

Afin de pouvoir présenter un maximum d'information accessible en un seul coup d'oeil, la présentation des résultats doit montrer une évolution de trois variables de sortie en fonction de quatre paramètres variables. Les résultats sont ainsi représentés par des « matrices de graphiques » qui indiquent les performances globales des collecteurs solaires.

Une matrice, telle que celle de la Figure 5.1, se lit de la manière suivante :

1. de haut en bas, la transmissivité de la plaque, indiquée en haut de chaque graphique, croit;
2. de gauche à droite, l'absorptivité du mur, indiquée en haut de chaque graphique, croit,
3. dans chaque cellule se trouve un graphe d'une variable (η , ΔT ou q_{sort}) en fonction de la vitesse de succion (η dans le cas de la Figure 5.1);
4. dans chaque graphique, on trace plusieurs courbes, chacune correspondant à un rayonnement incident ($G_{Sol}=100; 500; 900 \text{ W/m}^2$).

Pour des raisons de clarté, ne sont présentées dans le corps du texte que des matrices 3×3 ($\tau_p=0; 0,5; 0,9$ et $\alpha_m=0,2; 0,6; 0,9$). Les matrices complètes sont présentées en annexes. Suivant la description précédente, la Figure 5.1 présente les résultats pour η , la Figure 5.2 pour ΔT , et la Figure 5.3 pour q_{sort} . Certaines tendances pour le rendement, différence de températures et de transfert de chaleurs étant les mêmes, pour éviter des redondances, la discussion des trois figures précédemment citées se situe après la Figure 5.3.

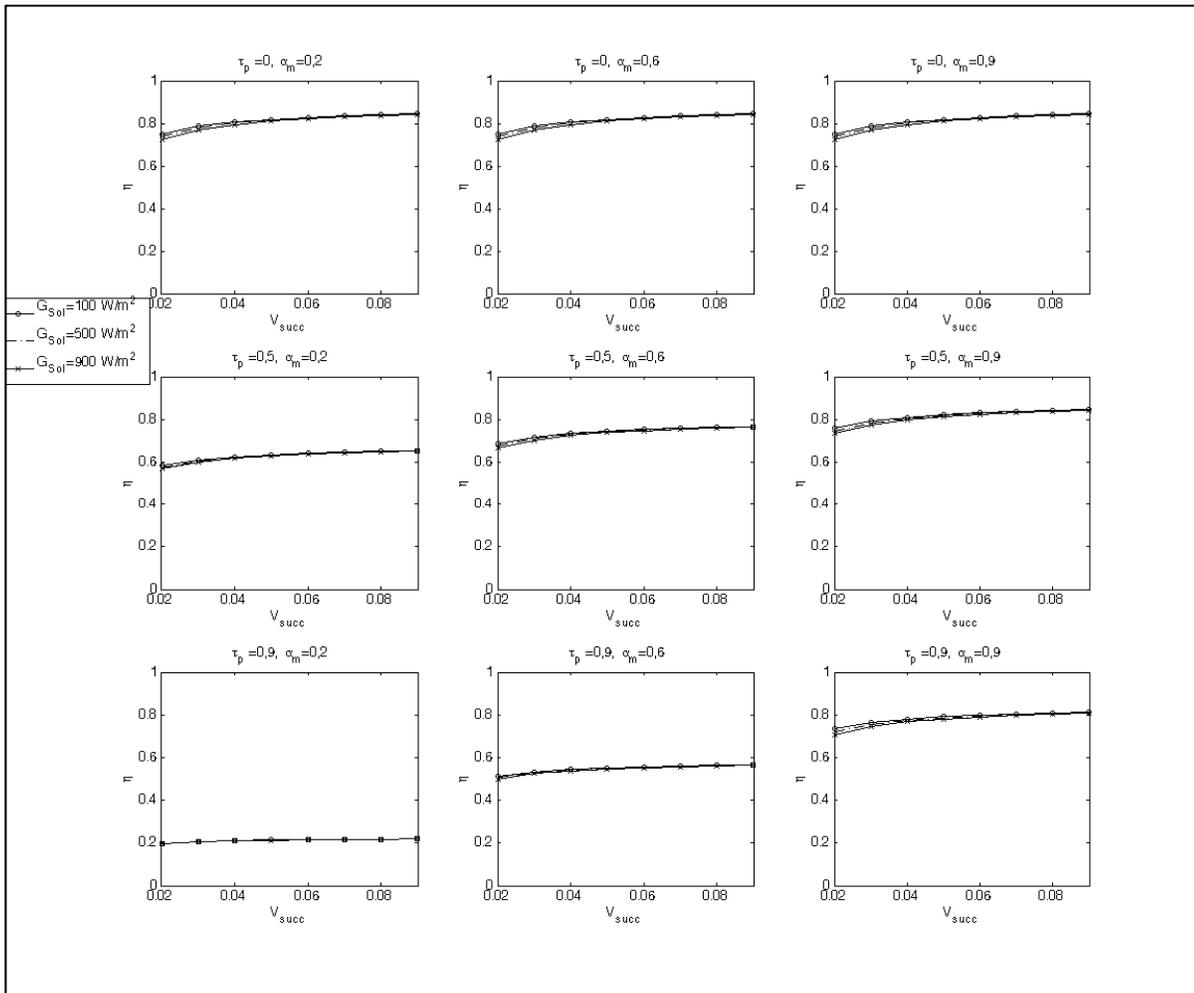


Figure 5.1 Rendement en fonction de V_{succ} , G_{Sol} , τ_p et α_m ($\varepsilon_m=0,92$; $\varepsilon_p=0,92$; $\varepsilon_{amb}=1$; $\rho_p=0,08$)

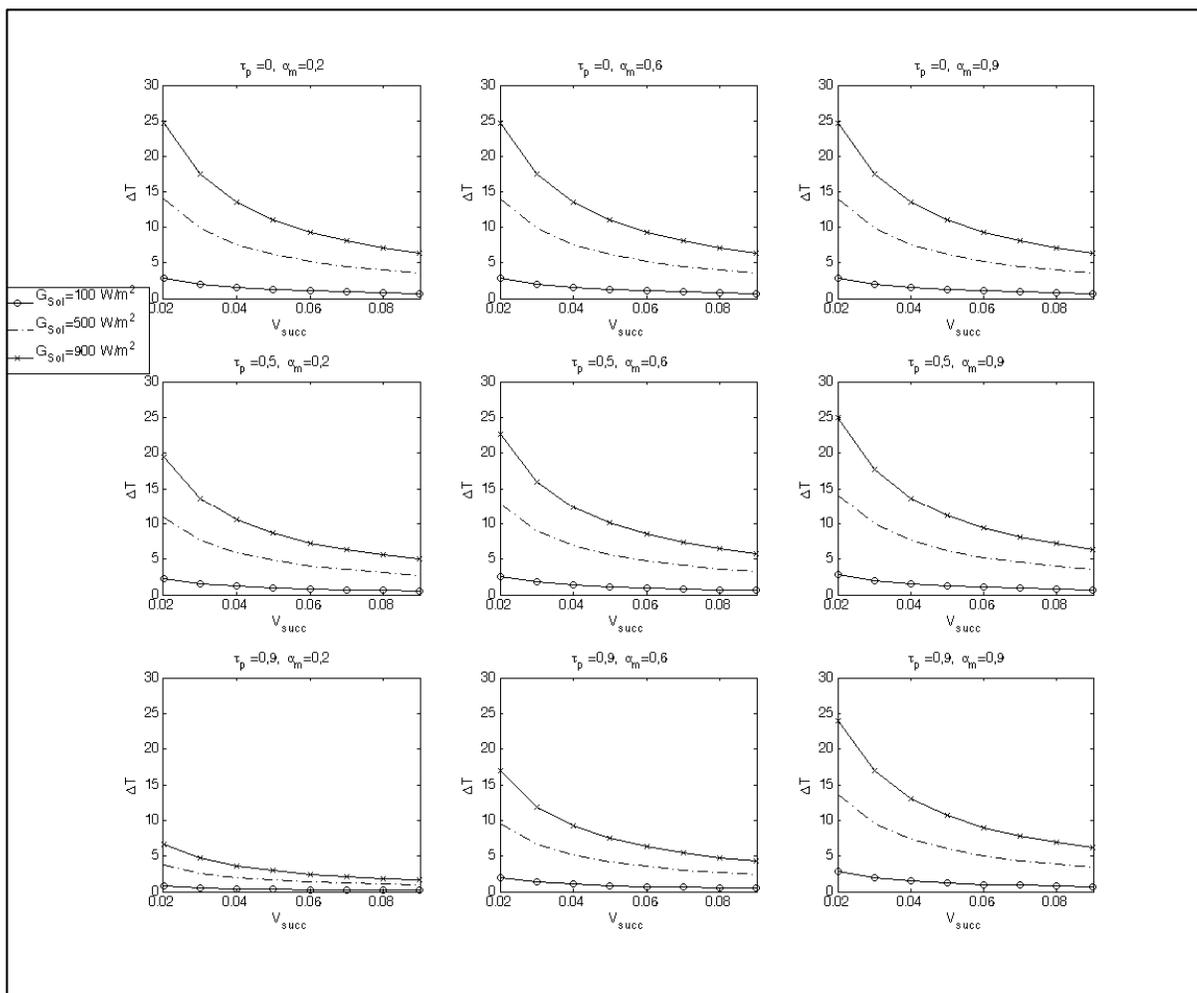


Figure 5.2 Élévation de température en fonction de V_{succ} , G_{Sol} , τ_p et α_m ($\varepsilon_m=0.92$; $\varepsilon_p=0.92$; $\varepsilon_{amb}=1$; $\rho_p=0.08$)

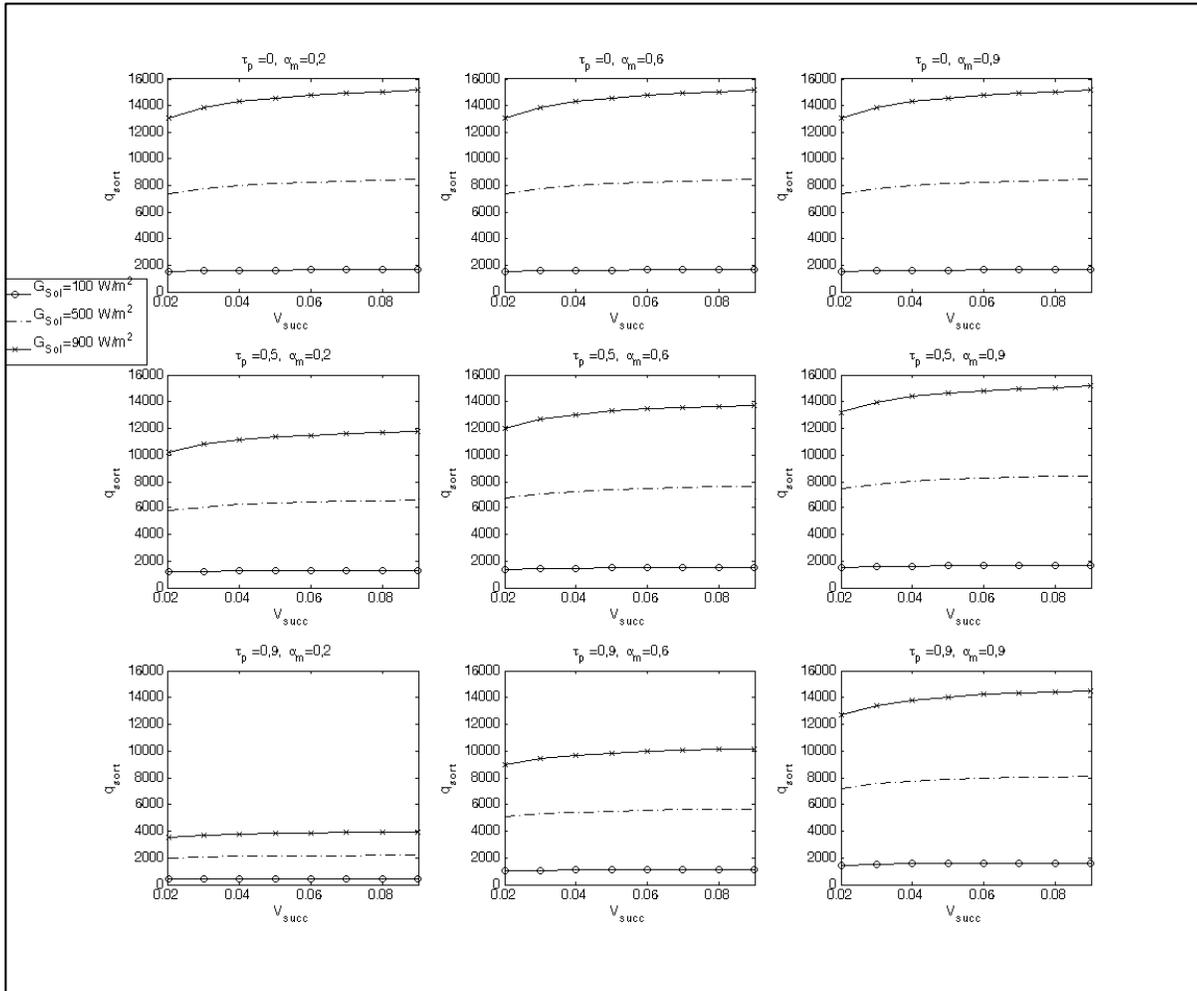


Figure 5.3 Transfert de chaleur vers l'air aspiré de V_{succ} , G_{Sol} , τ_p et α_m ($\varepsilon_m=0,92$; $\varepsilon_p=0,92$; $\varepsilon_{amb}=1$; $\rho_p=0,08$)

Pour les mêmes conditions (G_{Sol} , τ_p et V_{succ} identiques), plus α_m est élevée, plus η , ΔT et q_{sort} sont grands. Pour les mêmes conditions (G_{Sol} , α_m et V_{succ} identique), lorsque τ_p augmente, η , ΔT et q_{sort} diminuent, sauf pour $\tau_p=0,1$ (valeurs non représentées dans le corps du texte, mais disponibles en annexe) où η , ΔT et q_{sort} sont légèrement plus grand que pour $\tau_p=0$. Cette diminution est plus prononcée lorsque α_m est petit (c.-à-d. 0,2) que lorsque α_m est grand (c.-à-d. 0,9). Lorsque $\tau_p=0$ (c.-à-d. cas d'un UTC), α_m n'affecte ni le η , ni ΔT , ni q_{sort} .

Pour les mêmes conditions d'opération (τ_p , α_m , G_{Sol} identiques), plus V_{succ} est grand, plus q_{sort} augmente et par conséquent η aussi. Cependant ΔT diminue.

Pour les mêmes conditions (τ_p , α_m , V_{succ} identiques), plus G_{Sol} est grand, plus ΔT et q_{sort} sont grands. Il existe une « forte » influence de G_{Sol} sur ΔT et q_{sort} . La plage de variation est étendue. Par exemple, pour l'ensemble de paramètres suivant $\{\tau_p=0,9; \alpha_m=0,9; V_{succ}=0,02 \text{ m/s}\}$ ΔT passe de 2,78 K pour $G_{Sol}=100 \text{ W/m}^2$ à 24,40 K pour $G_{Sol}=900 \text{ W/m}^2$, soit une variation de 777,7 %. Ainsi en multipliant G_{Sol} par 9, ΔT est multiplié par 7,77. De même, q_{sort} passe de 1 467 W pour $G_{Sol}=100 \text{ W/m}^2$ à 12 710 W pour $G_{Sol}=900 \text{ W/m}^2$, soit une variation de 766,40 %, ainsi en multipliant q_{sort} par 9, q_{sort} est presque multiplié par 7,66. Pour les mêmes conditions (τ_p , α_m , V_{succ} identiques), plus G_{Sol} est grand, plus η est petit. Cependant, la variation de η en fonction de G_{Sol} est de moins de 1 %. L'influence de q_{sort} sur le rendement peut donc être qualifiée de « Faible ».

5.2 Maxima et minima dans le domaine considéré

Les matrices de graphiques précédentes permettent d'établir les valeurs minimales et maximales de η , ΔT et q_{sort} . Ces minima et maxima ainsi que les conditions associées sont présentés au Tableau 5.1.

Tableau 5.1 Valeurs extrêmes et conditions associées

	η (%)		ΔT (K)		q_{sort} (W)	
	Min	Max	Min	Max	Min	Max
	19,61	85,01	0,18	24,87	396	15 220
τ_p	0,9	0,1	0,9	0,1	0,9	0,1
α_m	0,2	0,9	0,2	0,9	0,2	0,9
V_{succ} (m/s)	0,02	0,09	0,09	0,02	0,02	0,09
G_{Sol} (W/m ²)	900	100	100	900	100	900
η (%)	X	X	21,92	73,13	19,82	84,54
ΔT (K)	6,70	0,72	X	X	0,75	6,43
q_{sort} (W)	3531	1700	438	13 160	X	X

Les maxima et minima de η , ΔT et q_{sort} se retrouvent pour les mêmes couples optiques. Pour les minima, τ_p est grande (0,9) et α_m est petite (0,2). Pour les maxima, τ_p est petit (0,1) et α_m est grande (0,9). Les tendances à l'augmentation de η et q_{sort} et la diminution de ΔT associées à l'augmentation de V_{succ} se retrouvent tout comme celles à la diminution de η et l'augmentation de ΔT et de q_{sort} avec l'augmentation de G_{Sol} .

5.3 Influence des paramètres optiques

La discussion des Figure 5.1, Figure 5.2 et Figure 5.3 invite à inspecter les équations du bilan où α_m et τ_p interviennent, c'est-à-dire les équations bilans de la plaque (2.30) et du mur (2.36). Dans celles-ci, α_m et τ_p apparaissent sous la forme de l'absorptivité effective de la plaque $\alpha_{eff,p}$ et de l'absorptivité effective du mur $\alpha_{eff,m}$. Ces absorptivités effectives représentent la fraction nette d'énergie solaire absorbée par la plaque et le mur, respectivement. Elles

permettent de considérer la capacité d'absorption du rayonnement solaire par le collecteur entier. Ainsi, il est possible de considérer que la somme de $\alpha_{eff,p}$ et $\alpha_{eff,m}$ peut définir une absorptivité globale du collecteur α_T qui s'écrit :

$$\alpha_T = \varepsilon_{eff,p} + \varepsilon_{eff,m} \quad (5.1)$$

$$\alpha_T = \alpha_p + (\alpha_p \rho_m + \alpha_m) \tau_p \frac{1}{1 - \rho_m \rho_p} \quad (5.2)$$

La Figure 5.4 présente la variation de α_T en fonction de α_m et τ_p . Les points représentant les valeurs utilisées dans les résultats :

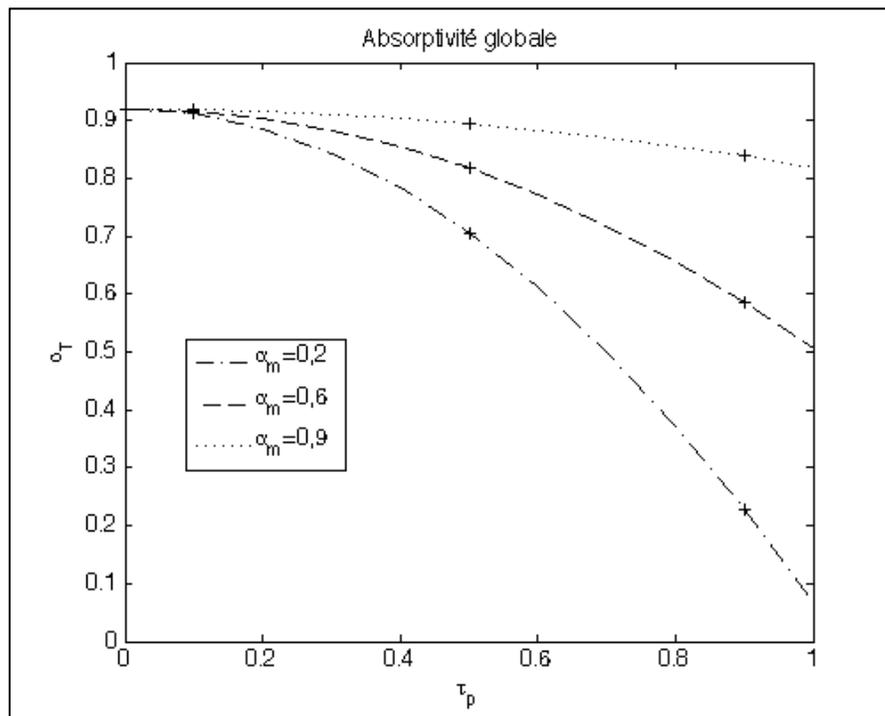


Figure 5.4 Évolution de l'absorptivité globale en fonction de α_m et τ_p

Le maximum α_T est atteint pour $\tau_p=0$. Pour cette valeur, α_T ne dépend pas de α_m . Plus α_m est élevé, moins α_T est sensible à l'augmentation de τ_p . Ainsi, pour $\alpha_m=0,9$, α_T varie de 0,92 à

0,84 alors que pour $\alpha_m=0,2$, α_T varie de 0,92 à 0,23. Le maximum α_T à 0,92 est directement lié à la réflectivité de la plaque et donc plus la réflectivité de la plaque est faible, plus grande est α_T . La forme de l'équation (5.2) semble indiquer que si τ_p augmente, α_T fait de même. Cependant, α_p , τ_p et ρ_p , sont relié par la relation de Kirchoff (éq. (2.2)) et donc si τ_p augmente, le terme $\alpha_p \rho_m + \alpha_m$ diminue et plus rapidement que τ_p augmente.

Quel est le lien entre α_T et les trois variables de sorties η , ΔT et q_{sort} ? Il s'avère que si l'absorptivité globale augmente, pour un même G_{Sol} , l'énergie disponible pour faire croître la température du mur et de la plaque croît, donc l'échange thermique entre le mur et l'air et entre la plaque et l'air augmente. L'air se réchauffe plus et ΔT s'accroît, et donc q_{sort} fait de même. Pour un même G_{Sol} , si q_{sort} s'accroît, η augmente. Ainsi, plus α_T est grand, plus η , ΔT et q_{sort} augmentent. C'est ce qui est directement observé pour ΔT et q_{sort} .

Dans le calcul de ΔT , il ne faut cependant pas oublier que toute la chaleur absorbée par la plaque et par le mur n'est pas transmise directement à l'air. Celle-ci est partiellement réémise sous la forme de rayonnement infrarouge entre le mur et la plaque et entre la plaque et l'environnement. L'échange radiatif entre le mur et la plaque reste dans le système car la plaque perforée est opaque au rayonnement infrarouge. L'échange entre la plaque et l'environnement est une perte calculée selon le terme $q_{rad,p-amb}$ (éq. (2.26)). Ainsi, plus grande est la température de la plaque, plus grandes sont les pertes par rayonnement. Deux phénomènes opposés sont donc à considérer : le gain thermique lié à α_T et les pertes par rayonnement. Dans le cas d'un UTC, α_T est maximale et ne dépend pas de α_m . C'est ce qui est observé dans les résultats. En augmentant τ_p , la quantité d'énergie captée par le TTC diminue, mais les pertes aussi. C'est ainsi qu'une légère augmentation du rendement est observée. Le maximum de rendement est atteint alors pour $\tau_p=0,1$. Au-delà de cette valeur, la diminution des pertes par rayonnement ne suffit pas à compenser la diminution d'énergie captée par le collecteur et η diminue. Le gain en η et q_{sort} n'est cependant pas significatif. Les maxima de η et q_{sort} pour un UTC et un TTC passent de $\eta=84,64\%$ et $q_{sort}=1693\text{ W}$ pour $\tau_p=0$ à $\eta=85,01\%$ et $q_{sort}=1700\text{ W}$ pour $\tau_p=0,1$. Ces valeurs représentent une augmentation de 0,41 % pour q_{sort} , et de 0,43 % de η .

Ainsi donc, l'influence des paramètres optiques peut-être représentée sous la forme de l'absorptivité globale et plus celle-ci est élevée, à G_{Sol} égal, plus les trois variables de sortie sont élevées sauf si les pertes par rayonnement au niveau de la plaque diminuent le rendement.

5.4 Influence de V_{succ}

La vitesse de succion V_{succ} intervient dans tous les bilans au niveau de la plaque (éq. (2.30)), du mur (éq. (2.36)) et du plénum (éq. (2.41)).

Au niveau de la plaque, cette vitesse de succion détermine l'efficacité de l'échange thermique entre l'air ambiant et la plaque (éq. (2.13)). Ainsi, globalement, plus V_{succ} croît, plus l'efficacité de la plaque et donc le transfert de chaleur entre la plaque et l'air croissent. T_p^i diminue ainsi que T_{ent}^i car le débit et donc la quantité d'air à chauffer augmente. La diminution de T_p^i provoque une diminution des pertes par rayonnement vers l'ambiant et contribue à l'augmentation de η .

Au niveau du mur et du plénum, V_{succ} détermine la vitesse d'écoulement et donc le coefficient de convection h_m^i (éq. (3.14)). Plus V_{succ} augmente, plus h_m^i augmente et le transfert entre le mur et l'air croît. T_m^i diminue ainsi que T_{air}^i pour la même raison qu'expliqué que précédemment. Si T_m^i est plus grand que T_p^i , il y a un flux radiatif qui contribue à chauffer T_p^i et contribue donc aux pertes par rayonnement. Dans ce cas, la diminution de T_m^i contribue de manière indirectement à la diminution des pertes. Dans le cas où T_m^i est plus petit que T_p^i , le flux radiatif est vers le mur et contribue à chauffer celui-ci. L'air du plénum peut alors récupérer cette chaleur.

Ceci explique la diminution de ΔT avec l'augmentation de V_{succ} . L'augmentation de la masse d'air chauffé est suffisante pour compenser la diminution de température entre $T_{air,amb}$ et $T_{air,sort}$. q_{sort} augmente donc avec V_{succ} et η fait de même, car pour un même G_{Sol} , la quantité d'énergie récupérée est plus grande.

5.5 Influence de G_{Sol}

Plus G_{Sol} est grand, plus l'énergie solaire est disponible pour le collecteur. Les termes déterminant la capacité du collecteur à capter ce rayonnement ne dépendent pas de G_{Sol} , mais des paramètres optiques détaillés dans la section (5.3). La grandeur de G_{Sol} impacte les niveaux de température en jeu, ainsi plus grand est G_{Sol} , plus grandes sont les températures. Et donc à même capacité de captation d'énergie solaire récupération (α_T identique) et même capacité de récupération par l'air de la chaleur (V_{succ} identique), plus le niveau de température est élevé, plus les pertes par rayonnement augmentent et contribuent à diminuer η . Cependant, ces pertes restent faibles devant le gain total de chaleur ce qui explique la très faible variation de η .

Ainsi donc, la disponibilité d'énergie solaire due à G_{Sol} augmente ΔT et q_{sort} , mais fait très peu varier η car c'est V_{succ} qui a une plus grande influence sur ce dernier.

5.6 Réponses aux questions de recherches

Dans la section 2.4, un certain nombre de questions sur le fonctionnement du TTC sont posées. Ces questions sont maintenant confrontées aux résultats de la simulation.

5.6.1 Question i : y a t'il moins de pertes lorsqu'on augmente le débit?

La section 5.4 montre que plus la V_{succ} augmente, plus T_p^i diminue et que les pertes thermiques font de même.

Cependant, l'augmentation de V_{succ} engendre une contrepartie au niveau du système de ventilation, car les pertes de charge augmentent avec le débit. Dans un bilan complet, il faut soustraire du gain en énergie thermique les pertes en énergie électrique et considérer la différence entre leurs coûts correspondants qui n'est pas nécessairement linéaire.

5.6.2 Question ii : le choix des matériaux transparents influence t'il le rendement?

Les résultats de la section (5.3) montrent que l'augmentation de τ_p entraîne (sauf pour $\tau_p=0,1$) une diminution du rendement. Il y a donc bien une influence de τ_p et c'est avec les plus faibles transmissivités que les meilleurs rendements sont obtenus. Thermiquement, les TTC avec une plaque perforée très absorbants et les UTC sont donc à privilégier.

Cependant, des panneaux transparents (avec un τ_p faible) peuvent faire perdre l'avantage esthétique apprécié des architectes et des designers. Il peut exister un compromis à faire entre les gains énergétiques et l'avantage esthétique.

5.6.3 Question iii : le rendement va t'il être plus grand pour les faibles irradiations?

Il est naturel de supposer que la température de la plaque perforée soit moins élevée pour les faibles irradiations et donc qu'il y ait moins de pertes par rayonnement. C'est effectivement ce qui est observé dans la section (5.5).

Cependant, la variation modélisée de rendement entre $G_{Sol}=100 \text{ W/m}^2$ et $G_{Sol}=900 \text{ W/m}^2$ est de moins de 1 %, ce qui pratiquement, est plus faible que la précision avec laquelle le rendement sur un montage expérimental peut être mesuré. Autrement dit, du point de vue du modèle, G_{Sol} n'est pas un élément important si on veut améliorer le rendement du TTC. De plus, en termes pratiques, il n'y a pas de contrôle direct sur G_{Sol} , seulement sur l'orientation du panneau solaire. Enfin, le rendement seul n'est pas un critère à maximiser en réduisant l'irradiation. G_{Sol} doit être maximisé en recherchant la meilleure orientation possible et le rendement doit être augmenté en faisant varier les autres paramètres.

5.6.4 Question iv : la température de la plaque d'un TTC va-t-elle être moins élevée que celle d'un UTC et donc les pertes vers l'extérieur moins grande?

Il faut revenir ici sur la compréhension de la question. En effet, dans la pratique, un TTC est associé à une plaque à grande transmissivité. Ainsi, il est naturel de supposer que la majeure partie de l'énergie est captée au niveau du mur, et donc que la plaque perforée soit moins chaude. Ceci implique que les pertes par rayonnement y sont moins élevées que pour un UTC, rendant le TTC plus performant que ce dernier.

Cependant, comme répondu à la question ii, c'est pour les τ_p les plus faibles que les rendements sont les plus grands. Cette question était ce qui expliquait, outre l'aspect esthétique, l'intérêt porté au TTC.

CONCLUSION

Dans un contexte de transition énergétique, l'utilisation des TTC présente plusieurs avantages écologiques, économiques et architecturaux. Ils sont constitués de plaques semi-transparentes perforées qui laissent passer partiellement le rayonnement solaire qui peut alors frapper la paroi du mur. L'air aspiré en haut du collecteur passe au travers de la plaque perforée et se réchauffe au contact de celle-ci et du mur par convection.

Bien qu'il soit une évolution d'un dispositif déjà existant, l'UTC, la récente mise au point de ce dispositif fait qu'il n'existe pas, à la connaissance de l'auteur, d'études décrivant l'ensemble des phénomènes physiques présent dans le TTC. Il n'existe pas non plus d'outil publié permettant l'analyse de ces phénomènes ni d'expérience publiée permettant de caractériser le fonctionnement du TTC. Ce projet de recherche analyse la physique du TTC et présente un premier outil de calcul rapide des performances du TTC.

Ainsi, le modèle proposé reprend les résultats déjà connus par les études sur les UTC et y ajoute les phénomènes spécifiques aux TTC. Des UTC, on était capable calculer l'efficacité de l'échange thermique au niveau de la plaque connaissant la géométrie de celle-ci, la température de l'air ambiant, de la vitesse du vent et de la vitesse de suction. Les phénomènes optiques de transmissivité de la plaque, d'absorptivité du mur, d'échange radiatif entre le mur et la plaque et d'échange par convection au niveau du mur ont été ajoutés pour compléter la description des TTC. Le collecteur est découpé en plusieurs volumes de contrôle pour tenir compte de l'évolution de l'écoulement sur les échanges thermiques par convection. Des bilans de transfert pour les volumes de contrôle ainsi définis ont été décrits. Ces bilans couplés entre eux ont été linéarisés pour produire un système matriciel que l'on résout afin d'obtenir les températures de plaque, d'air et de mur. Les coefficients ne sont pas linéaires et dépendent des températures calculées. Le problème est résolu de manière itérative. Ainsi, les coefficients sont estimés au départ et recalculés à partir des résultats obtenus, et ce jusqu'à ce que les températures estimées ne varient plus par rapport à l'itération précédente.

Le rendement du collecteur, les élévations de température d'air et la chaleur totale récupérée peuvent alors être calculés. Afin de comprendre l'influence de différents paramètres du TTC, quatre paramètres variables ont été choisis : la transmissivité de la plaque, l'absorptivité du mur, la vitesse de succion et le rayonnement solaire. Le comportement conjoint des paramètres optiques a alors été mis en évidence, car il détermine la capacité du collecteur à absorber le rayonnement solaire. La vitesse de succion détermine la capacité de l'air à récupérer la chaleur captée par le collecteur et influence en très grande majorité le rendement global du système et la température de sortie. Le rayonnement solaire influence très peu le rendement, mais beaucoup sur les ordres de grandeur des températures et transferts de chaleur obtenus. Ces éléments répondent aux questions de recherches posées et font ressortir que les TTC les plus efficaces sont les plus sombres avec une forte vitesse de succion.

Les phénomènes physiques spécifiques aux TTC ont été analysés et répertoriés. Ils ont été formulés sous forme mathématique afin de produire un premier outil de calcul permettant d'évaluer les performances d'un TTC. Afin de produire ce premier modèle donnant des résultats rapides, un certain nombre d'hypothèses ont été posées et certaines simplifications ont été faites. Celles-ci représentent les limites du modèle. La discussion de celles-ci permet d'établir un certain nombre de recommandations et de piste de recherches exposées dans le chapitre suivant.

RECOMMANDATIONS

Cette première étude des TTC a permis de produire un premier outil de calcul. Ceci a permis de répondre aux deux premiers aspects de la problématique, mais pas au dernier qui abordait le volet expérimental. Ainsi, un banc d'essai pourrait être développé afin de valider et compléter le modèle numérique.

Dans les hypothèses de modélisation, l'échange thermique au niveau de la plaque était assumé comme identique à celui d'UTC à la même température. L'approche expérimentale pourrait servir à valider cette hypothèse.

Dans les hypothèses, le fait que les matériaux des plaques étaient opaques à l'infrarouge est utilisé. Si pour d'autres matériaux ce n'est pas le cas, il faut ajouter des termes de transmissivités et d'absorptivités spécifiques pour le rayonnement infrarouge ou rendre ces termes dépendant de la longueur d'onde reçue.

Ensuite, dans une première approche, l'écoulement au niveau du mur est considéré comme un écoulement libre sur une plaque plane. Une analyse plus poussée est à faire quand à l'écoulement dans le plénum, car celui-ci détermine les échanges thermiques au niveau du mur. En effet, les jets produits à la sortie des trous perturbent l'écoulement et amènent à penser qu'ils augmentent l'échange thermique bien que ces jets soient trop loin du mur pour le frapper directement. De plus, des simulations numériques produites par (Badache, 2012) montrent que la vitesse de l'écoulement dans le plénum proche de la sortie perturberait l'aspiration au travers de la plaque. Ces phénomènes avaient déjà été montrés pour les UTC. Cependant, le fait que pour un TTC, une partie du transfert thermique s'effectue au niveau du mur indique que cette non-homogénéité d'aspiration n'est pas forcément pénalisante. Enfin, les simulations sont faites dans des conditions sans vent. Il convient de rajouter cet élément dans le calcul de l'efficacité de la plaque perforée.

Dans le modèle présenté, seul deux paramètres optiques sont variables, la transmittivité de la plaque et l'absorptivité du mur. En choisissant des valeurs qui ont un sens physique et sont possibles du point de vue de la fabrication, il serait bon de faire varier tous les paramètres optiques pour étudier l'influence de chacun sur les performances du système. La méthode des plans expérimentaux utilisée par (Badache, 2010; Badache, Hallé et Rouse, 2012) pour quantifier l'effet de chacun de ces paramètres peut être adoptée. Cette approche peut être utilisée pour faire aussi varier la profondeur du plénum et les autres paramètres géométriques et opérationnels.

Pour l'approche présentée, le mur est considéré comme parfaitement isolé, hors comme présenté dans l'ANNEXE IV, la conduction dans le mur influence de manière certaine les performances du collecteur. La conduction présentée est celle vers l'intérieur du bâtiment. La conduction dans le mur entre les volumes de contrôle et avec le mur environnant le collecteur peut être aussi considérée.

À la fin de l'ANNEXE IV, la consommation d'énergie du ventilateur et les pertes thermiques dans les conduits menant du collecteur au système de ventilation sont mentionnées. Ces éléments influent sur le rendement global du collecteur. Dans le même ordre d'idée, il faut redéfinir le rendement de manière prendre en compte ces pertes, ainsi que les gains ou pertes de chaleur dues au flux dans le mur. Il faut aussi redéfinir le volume de contrôle, car s'il existe une perte par le collecteur vers le bâtiment, celui-ci récupère cette chaleur et cela reste un gain.

Enfin, le travail présenté ici est en mode stationnaire. Dans la réalité, le rayonnement solaire est transitoire, que ce soit de manière horaire, journalière ou saisonnière. Les formulations décrites doivent donc être modifiées pour inclure la variation de rayonnement et voir comment l'énergie stockée dans le mur peut influencer les performances annuelles du système. Les consignes de température à l'intérieur du bâtiment peuvent être aussi rendues variables. Aussi, les calculs présentés utilisent de l'air sec. Or, le degré d'hygrométrie, qui pourrait aussi influencer les performances, varie largement au cours de l'année. Un autre

élément qui varie dans le temps est le vent. La simulation annuelle peut être couplée à des données météorologiques afin de le prendre en compte.

Le code en lui même peut être modifié pour accélérer le calcul. Ainsi, lorsque l'inversion de la matrice des coefficients $[X]$ est effectuée, c'est une matrice $3N \times 3N$ qui est inversée. Le nombre de calculs est de l'ordre de $(3N)^3$. Si les équations sont réécrites pour résoudre trois matrices de températures, ce sont trois matrices $N \times N$ qui sont à inverser, et le nombre d'opérations est alors de $3 \times (N)^3$ soit neuf fois moins.

ANNEXE I

ARTICLE DE REVUE DE LITTÉRATURE

Review of Unglazed Transpired Collectors (UTCs)

Christophe Genevès, Daniel Rousse, Stéphane Hallé, Yvan Dutil , Guillermo Quesada.

Technologies of energy and energy efficiency (t3e) industrial research chair,

Dept. Mechanical Engineering, École de technologie supérieure,

Université du Québec, 1100, rue Notre-Dame, ouest, Montréal, H3C 1K3, Canada

Article soumis à la revue « Renewable & Sustainable Energy Reviews » en décembre 2012.

Abstract

Today, new technologies are developed to integrate solar collectors into the building envelope. Among these technologies, solar energy harvesting produces either electricity or heat. The proposed review covers the latter approach to heat air. This paper aims to review the remarkable development of the air heating technology, specifically using unglazed transpired collectors. Successively reviewing theoretical studies, numerical studies, experiments, implementation studies, and applications, it demonstrates the different existing physical phenomenon, the design guidelines and behaviour that can be expected. Each section highlights the development avenues and the points that require further investigations.

Keywords: Unglazed, Transpired, Solar collector, air heating, Thermal solar collector.

1 Introduction

To reduce the buildings energy consumption, two of several solutions are to produce electricity through photovoltaic (PV) cells, or to collect solar heat. Solar heat collectors mainly consist of a surface heated by solar radiation and a fluid, be it liquid or gaseous, convected behind this heated surface, collecting the heat and carrying it where needed. Solar

air collectors have the advantage to be almost maintenance free and not to suffer leakage as the fluid is not a contaminant (unlike the water-glycol mixture commonly used into cold climates) and pressure differences are very low. Through the years, numerous solar air collectors were developed. From these, Unglazed Transpired Collectors (UTCs) emerge as a simple and yet efficient technology. Figure 1 schematically describes the principles of the UTC. In this figure the fan diameter is much smaller than the duct diameter.

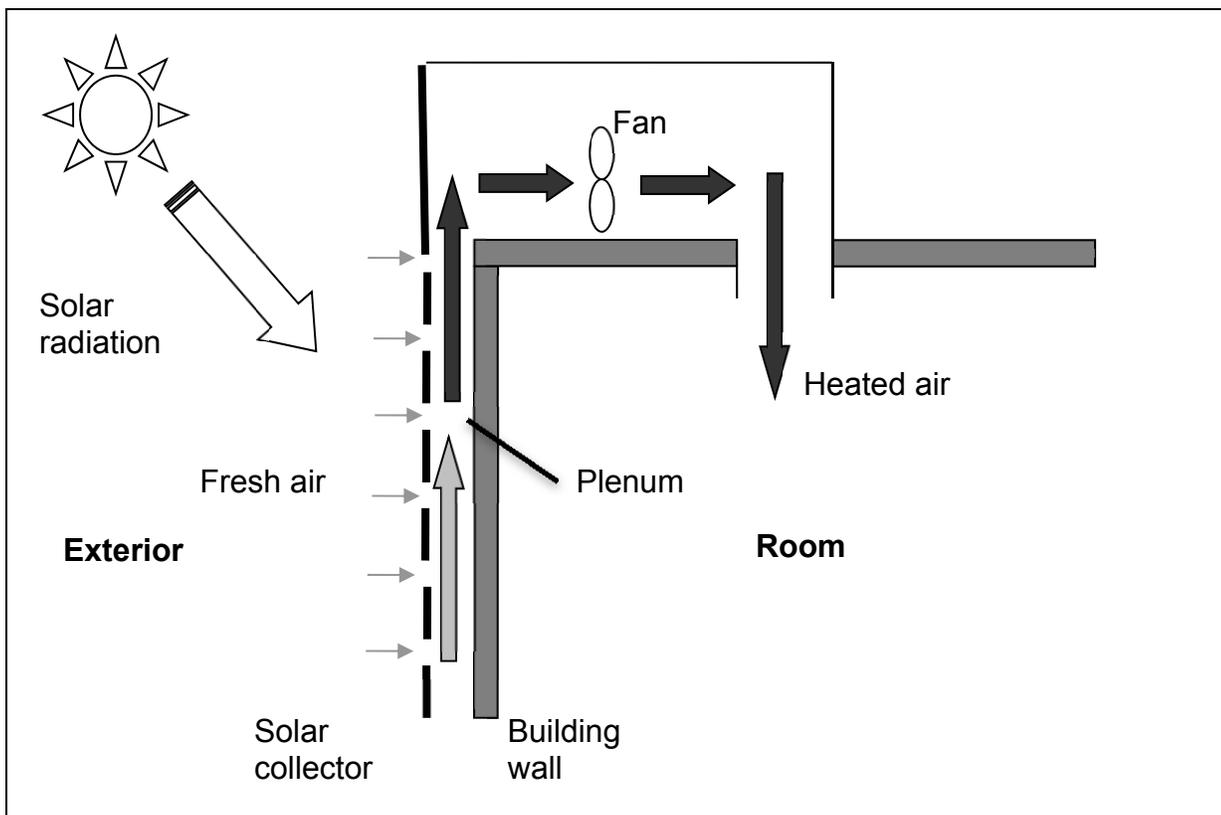


Figure 1. UTC schematic

The UTCs consist of a perforated surface (solar collector, Fig.1) heated by direct exposure to the sun. The space behind the collector through which air is collected vertically into the building is called the plenum. On top, a fan draws the air from the plenum causing a depression leading the outside fresh air into the plenum through the perforations. Passing through the holes of a heated surface causes the outside air to be heated by convection. The heated air can then be used for building heating, as pre-heated air or for any process as crop

drying. This paper aims to review the scientific developments of UTCs since the late 80s when Christensen *et al* (Christensen et al., 1990) compared three heating systems, one of which was an UTC, to the beginning of 2012. It is structured into theoretical studies, numerical studies, experiments, implementation studies, and applications.

1 Theoretical studies

Kutscher *et al* (Kutscher, Christensen et Barker, 1992) made a heat balance on a UTC and compared their analytical results with an experimental set-up. They showed that the efficiency, define as the amount of energy recovered by the air divided by the total irradiation received by the collector, was little affected by wind when using large suction velocities (about 0.05 m/s). If suction decreases, efficiency decreases accordingly since the collector temperature increases and it becomes more sensitive to wind. They also suggested that a selective coating would improve performance. Later, the same authors (Kutscher, Christensen et Barker, 1993) analyzed UTC thermal losses. They showed that natural convection on the outside of the collector can be neglected and confirmed the results of their previous work that wind velocity effects are important with low suction velocities. This analysis is limited to a laminar external flow parallel to the UTC and homogenous suction through the holes.

Hollands (Hollands, 1998) conducted a literature review where he described the operation of UTC, then focused on the energy balances, only to look at the suction phenomena and flow uniformity. He concluded that radiation losses from the UTC to the environment are essentially the only mechanism for heat loss (no natural convection on the outside). He indicated that even without selective coating, the collector performance is considered high but he did not provide any quantitative result. Using a selective coating might be interesting if one seeks to raise the air temperature 20 to 30°C above the outside level. This can also be achieved by reducing the suction velocity. However, this solution can lead to poor efficiency and flow reversals at top of the plenum in cases for which the air intake is a the top of the collector.

Biona *et al* (Biona et al., 2010) investigated the correlations and analysis of various authors to define the effectiveness (as the temperature difference between collector outlet and the ambient divided by the temperature difference between the collector and the ambient) and efficiency of collectors. They gave an example of application of these relations for collector design used for drying. However the authors did not discussed the results.

Motahar and Alemrajabi (Motahar et Alemrajabi, 2010) conducted an exergy analysis of UTC. Using a steady state model, they performed an optimization procedure taking into account the hole diameter, the spacing, solar radiation, and suction velocities. This procedure showed that the exergy efficiency reaches a 2.28% maximum. The most influential parameters were the radiation and the perforation parameters. Increasing suction was found to reduce exergy performances.

Gao and Fang (Gao et Fang, 2011) developed a mathematical model based on a heat balance. They noted that radiation and airflow have a strong effect on collector's efficiency. Absorptivity has a greater effect than emissivity on the heat recovered. As expected, the emissivity has more effect at higher outlet temperatures: for an emissivity going from 0.2 to 0.9, the heat output is reduced about 14% for a 30 °C outlet temperature and about 45% for a 50°C outlet temperature.

Theoretical studies showed that UTC could reach 80% efficiency when the air suction is about 0.05 m/s. At this speed, the collector is not wind sensitive. Radiation is the main mechanism of heat loss. Correspondingly, when reducing suction, the UTC becomes wind sensitive, the plate temperature rises, efficiency drops, radiation losses rise. This confirmed previous acknowledged results [2].

3 Numerical studies

Christensen *et al* (Christensen et al., 1990) compared the costs and performance of four solar systems with TRNSYS: a conventional integrated collector storage, that serves as a reference, an evacuated integrated collector storage, an unglazed heating water system, and

finally an UTC. He showed that compared to the reference, UTC have the greatest reduction in operating cost, up to 70%. The study also describes the limits and preferred applications of the various systems.

In his PhD thesis, Kutscher (Kutscher, 1992) studied in depth the phenomena of flow and heat exchange around the holes using a 2D model implemented within FLUENT CFD software. He showed that the heat exchange takes place mostly in front of the holes. He also highlighted the need to use the logarithmic mean temperature to calculate the efficiency of the collector. These simulations also showed heat exchanges in the hole itself, on the back surface of the collector and it accounted for the wind effects.

Cao *et al* (Cao, Hollands et Brundrett, 1993) conducted a numerical study for a wall with slots. They established a correlation based on geometric parameters, the plate conductivity and the air velocities to determine the effectiveness of the collector. They showed that three factors accounted for approximately 90% of the variability in efficiency. These factors are respectively a) the ratio W/L (slot width over the distance between the slots), b) t/L (plate thickness over the distance between the slots) and c) Ad (plate conductivity time plate thickness over air conductivity time distance between the slots). The heat transfer occurring in the slot is up to 20% of the total heat transfer.

Gunnewiek (Gunnewiek, 1994) conducted a numerical study to characterize the 3D airflow in the manifold. He identified six physical and geometrical parameters that conditioned the flow (the height of the collector, the absorptivity, the apparent heat loss coefficient, the average suction velocity, the plenum aspect ratio (height/thickness), and the hydraulic impedance of the collector). Then, he studied the effect of each factor under conditions of weak to strong suction, and no wind to strong wind. Buoyancy creates a chimney effect that combined with the fan suction are the flow driving factors. The resisting factors are the air viscosity, the fluid acceleration, and the collector shape. An important collector height and/or high absorbtivity accentuate the chimney effect and reduce the need for suction. The increase in aspect ratio and impedance slows the movement. The author identified and described flow

regimes led by the chimney effect and the fan suction. He showed an unexpected effect of heat absorption behind the plate. He noted that the wind effect is important at low suction. He defined a ratio of pressure difference ($\Delta P_{out}/\Delta P_o$ determined from the outside air column and the pressure divided by the pressure drop across the plate when uniform flow) whose value predicts the reversal of flow and pressure drop. Gunnewiek *et al* (Gunnewiek, Brundrett et Hollands, 1996), building on this model (Gunnewiek, 1994), proposed a 2D model that does not take wind effects into account. They showed that the nature of the velocity profile depends strongly on the fact that the flow is either dominated by buoyancy or by the fan suction. If the suction speed in the holes is less than 0.0125 m/s, a reverse flow appears at the collector top. When the flow is not uniform, the heat transfer to the rear of the manifold burdens the collector efficiency that depends on the front distribution of suction, which itself depends on the suction fan.

Later, Gunnewiek *et al* (Gunnewiek, Hollands et Brundrett, 2002) improved their model to introduce the wind effect on the flow. As a result, to avoid the reverse flow effect, the minimum suction speed during 5 m/s wind increased from 0.0125 m/s to 0.026 m/s for a wind going towards the building, and 0.039 m/s for a wind at 45 degrees angle. The pressure distribution field analysis induced by the wind showed that to prevent reverse flow under wind conditions, it was better not to build the UTC all the way to the top of the building.

Summers *et al* (Summers et al., 1996; Summers, 1995) have developed a numerical model with TRNSYS based on heat balances to define UTC operation modes depending on which building the collector is mounted on. The authors were able to perform UTC energy and economic analysis in the state of Wisconsin. They demonstrated that in this state, the UTC economic potential is low. Indeed, for cost reasons, UTC was competitive with electricity. But, not all types of buildings where the UTC could be effective were equipped with electric heating. The UTCs were still recommended for large residential buildings and new buildings.

Dymond and Kutscher (Dymond et Kutscher, 1997; Dymond et Kutscher, 1995) have developed a flow model using "fictitious" pipes. This model allowed a "fast" flow calculation

without resorting to finite elements/volumes methods that are demanding in computational resources. The approach was to model a pipe network and use the mass balance in the nodes to include the various pressure drops across the collector. Once the flow was known, energy balances were performed, and the flows were calculated in accordance with the fluid properties obtained from the temperatures. Several iterations were made until a converged solution was reached. The example showed the flow velocities, temperatures and the efficiency of a 5mx5m collector with an air outlet at the top. The calculation methodology could enable only one air outlet. This was not considered to be a strong constraint because collectors often have only one exit. They compared the calculation results with thermographic observations of a building and estimated qualitatively that the results were similar. They concluded that the model was able to take into account changes in design parameters of the UTC and that the UTC had the expected behaviour.

Arulanandam *et al* (Arulanandam, Hollands et Brundrett, 1999) carried-out a numerical study to determine the collector effectiveness. They developed a 3D model representing a quarter of a hole and symmetry planes extrapolated for the whole hole. A total of 216 simulations were made to cover systematically the changes in five parameters established by dimensionless analysis: the Reynolds number in the hole, the plate porosity, the non-dimensional plate thickness, the plate admittance and the radiative Nusselt number. In that study, the plate admittance is defined as the ratio between plate conductivity times plate thickness and air conductivity times the hole diameter. Statistical analysis of these results established a correlation that does not depend on the radiative Nusselt number. The correlation indicates that UTC effectiveness is insensitive to the thermal conductivity of the plate.

Carpenter and Meloche (Carpenter et Meloche, 2002) described the calculations performed by the calculation software RETSCREEN and its validation by comparison with the results of the SWIFT program. The calculations of energy savings were based on solar gains, heat recovery through the wall on which the collector is placed and finally the gains due to destratification. Calculations were based on average monthly experimental values. Even if

the results from RETSCREEN slightly differ from SWIFT's, they are still considered acceptable for economical feasibility and energy saving calculation.

Gawlik and Kutscher (Gawlik et Kutscher, 2002) have performed a numerical study validated by tests on the thermal transfer of sinusoidal transpired plates. This study was motivated by the fact that in practice, the plates used for UTC were corrugated while theories are developed for flat plates. This study showed the different flow patterns depending on the conditions and geometries. The authors established a criterion to differentiate attached and separated flows. They established a Nusselt number correlation for each flow type. The same authors (Gawlik, Christensen et Kutscher, 2005), later put in place an experiment and a numerical study that confirms that collector conductivity has almost no impact on the collector efficiency.

Frank *et al* (Frank, Budig et Vajen, 2006; Frank, Orozaliev et Vajen, 2006) have developed a model corresponding to a UTC facility in Kyrgyzstan. The heated air was used to preheat water. In this first stage, they developed a model taking into account standard parameters and application parameters such as unusual convection losses to the environment, the absorption dependence from the incidence angle and building capacity. Their studies showed that once operating parameters are determined, there was no benefit in operation optimization and it was more appropriate to keep these parameters fixed. The solar energy system cost amounted to 0.50 €/kWh, which was well below the market price for oil or gas at the time (2006). Work over component optimization was however yet to be realized.

Leon and Kumar (Leon et Kumar, 2007) synthesized theoretical analysis, numerical models and experiments to produce their own numerical model to investigate the important parameters in order to operate UTC in the context of drying. Indeed, most studies were dedicated to buildings air preheating or ventilation. The operating conditions for drying have not been studied in depth. Their results showed the key parameters to provide air in a range from 45 to 55 °C. These were the absorptivity, the pitch and approach velocity. Emissivity and porosity appear to have a moderate effect. Results produced later by (Gao et Fang, 2011)

consolidate those conclusions. The authors have produced a number of monograms including several parameters that can be very useful for designers.

Delisle (Delisle, 2008) has developed a TRNSYS type to simulate the addition of PV cells on UTC. She adapted Summers (Summers et al., 1996; Summers, 1995) and Maurer (Maurer, 2004) codes to take into account the wind effect and a corrugated trapezoidal surface. The simulated configurations have PV cells on the upper trapezium or on the entire surface. The simulation results showed that when the air suction is started, the decrease in temperature caused an increase in electricity production. The configuration with PV cell only on the top was more interesting in terms of cost because it avoided placing for PV cells in the shade of the corrugation. After conducting an experiment, the author compared her experimental results with their model [13-15]. The model tended to overestimate the assembly temperature. This could be explained by the fact that the coefficient associated with convective term did not account for wind direction or the trapezoidal shape. Then, two modeling assumptions were not met: the uniformity of the suction and thermal uniformity of the panel. But, when there was no suction, predicted power generation agreed with measurement.

Abulkhair (Abulkhair, 2011) addressed in his thesis the form of trapezoidal corrugated UTC with a numerical model. Manufacturers commonly use this form because it increases the surfaces stiffness. Previous studied forms were mainly flat or sinusoidal surfaces. Its 3-D model predicted successfully separated and attached flows. They happened during low wind (0.5 m/s) and high suction (0.03 and 0.04 m/s). He developed correlations of heat loss in entry regions that are valid for wind speeds of 0.5 to 2 m/s and suction speeds from 0.01 to 0.04 m/s. These correlations were not recognized as high quality by the authors. Efficiency correlations have been developed in the asymptotic region and are valid for suction speeds from 0.01 to 0.04 m/s. It should be noted that efficiency and heat exchange were not expressed as a function of wind velocity. Even if the author argued that it is because they were obtained in the asymptotic region where convective losses are not occurring, most

studies demonstrate that an UTC is not wind sensitive above a suction speed of 0.03m/s, for a flat plate.

Into a conference proceedings Moaveni *et al* (Moaveni et al., 2011b) reported a model using thermal resistance from the building inside to the outside. Comparing the model result and a monitored building in Minneapolis, Minnesota, they found that the percent error is 13.8% of energy savings. The studied building is one of those studied by Tebbe *et al* (Tebbe et al., 2011; Tebbe, Moaveni et Schwartzkopf, 2011, September 27).

In their review, Shukla *et al* (Shukla et al., 2012) compared their model to RETSCREEN and Swift evaluation. They showed that SWIFT over estimates the total heat delivered due to an abnormally large amount of heat savings during summer. They also compared the TRNSYS results to experimental fittings and showed good agreement for suction speed over 0.02 m/s. Below this value, TRNSYS over estimates measurements.

Numerical studies showed that even if UTCs are more effective and economic against other solar system, this advantage doesn't prove always right against traditional heating system. Cases by case analysis are needed. Conductivity doesn't seem to be important in the UTC effectiveness. Heat exchange is strongly geometry dependent and a minimum suction speed (0.026 m/s to 0.036 m/s depending of the wind direction) is required in order to the UTC to be unaffected by the wind. Since most studies were made with flat plate geometry, recent models were developed to take into account sinusoidal and trapezoidal shape. The latter is the most used in the industry but simulation results are not yet conclusive. Recent studies are taking interest in the energy stocked into the rear wall.

4 Experiments

In his thesis and in one article, Kutscher (Kutscher, 1994; Kutscher, 1992) presented an experiment that has shown that the suction rate, the hole pitch, the hole diameter and wind speed were key factors in determining the heat transfer. The thickness of the plate and its orientation have little importance. The results without wind and with three wind speeds

helped to develop a correlation to predict heat transfer effectiveness. A pressure drop correlation was also developed so that a designer can select the fan. Finally, measurements with wind have been taken to show that wind losses are negligible. Van Decker *et al* (Van Decker, Hollands et Brunger, 1996) raised the experimental validity ranges used by (Kutscher, 1994; Kutscher, 1992), completed the effectiveness correlation and added thickness and conductivity effects. Later, since the model from (Van Decker, Hollands et Brunger, 1996) was inconsistent for the no wind condition, the authors (Van Decker, Hollands et Brunger, 2001; Van Decker et Hollands, 1999) sought to include no wind conditions into their correlations. This led them to reconsider the correlations they had proposed before. The new ones give results that are accurate from no wind conditions as for windy ones.

Golneshan and Hollands (Golneshan et Hollands, 1998; Golneshan et Hollands, 2000) conducted an experimental study on plates with slots and have established a correlation to determine the collector efficiency according to a dimensionless flow parameter factor that in turn depends on the surface air speed, the collector length, the air viscosity, the air velocity and the plate porosity. This dimensionless parameter can be view as the product of the Reynolds number and a velocity ratio (suction to wind velocity).

Deans *et al* (Deans et al., 2006) have set up an assembly with a corrugated panel. Their results showed that the most influential elements onto the collector performance are irradiance, wind and air flow passing through the collector. They also showed that improving the heat exchange could be done from the rear panel by increasing the airflow thus reducing the temperature of outlet air. Later, they (Deans et Weerakoo, 2008) continued to work on this installation and performed numerical studies. They showed that much of the heat transfer took place behind the collector near by the top of it. At the top, the dominating heat transfer mechanism is the mix of the incoming air and the one already in the collector.

Badache (Badache, Hallé et Rouse, 2012) used the experimental design method to design an UTC experiment to determine the parameters affecting the performances. The control

parameters used were the perforations diameter, the fan outlet flow, the incident radiation and the absorber coating. The ambient temperature was the noise parameter and response parameters were the outlet air temperature and absorber temperature. Data analysis showed that the three main parameters are the absorber coating (absorptivity and emissivity), radiation and fan flow.

Gao *et al* (Gao, Bai et Fang, 2011) have set up an experiment exposing a 2.5 m² UTC to weather conditions for four days. From the operating conditions, they calculated the efficiency that varied from 61% to 78%. They concluded that the temperature rise diminishes and efficiency rises with higher suction rate. That is coherent with previous theoretical (Kutscher, Christensen et Barker, 1992) conclusions.

Moaveni *et al* (Moaveni et al., 2011a) took interest into the energy stored into the wall when a UTC is in place as well as its effect onto the wall temperature. For the building they monitored in Minneapolis, they found out that the wall outside temperature at night when having an UTC was about 8 °C higher than without. Additional energy stored into the wall varies during the monitored time from 2.6 GJ/m³ to 18.1 GJ/m³. The authors conclude that the amount of energy stored into the wall is significant and should be accounted in the collector efficiency calculation.

In their performance study, Chan *et al* (Hoy-Yen Chan, 2011 may) focused their interest on the contribution of heat exchanges behind the plenum. They showed that this heat exchange contributes for 50% of the total air temperature rise under common use conditions. This differ from the results of (Van Decker, Hollands et Brunger, 2001) which showed that the back of the plate have a contribution of the order of 10%. The authors suggested that this difference could be due to the size of the test bench. Van Decker (Van Decker, Hollands et Brunger, 2001) workbench was four times smaller and other effects like significant buoyancy could not occur.

From the late 1990s, experiments started to test the use of photovoltaic (PV) cell mounted onto the UTCs. The argument is that irradiated PV cells produce electricity but are also heated by solar radiation. By placing PV cells on an UTC, the air cools the PV cells and allows better performances (performance of PV cells decreases with increasing temperature).

Hollick (Hollick, 1998) presented the results of tests where PV cells were mounted on an UTC. Experiments showed actual gains in PV cells performances, but these were minimal.

Naveed *et al* (Naveed, Kang et Lee, 2006) looked at the effect of mounting solar cells on UTC. They followed the cells power generation and temperature. In their apparatus, PV cells showed a reduction of 3 to 9 °C in surface temperature. This experience was used to validate a numerical model. With this model, the authors calculated that to produce 3 kW by PV in the same operating conditions, a PV panel mounted on a UTC would require three less 75 W modules. The analysis shows that the economical payback of the PV panel reduces from 23 to 15 years when used with an UTC.

To test her TRNSYS model, Delisle (Delisle, 2008) made a set-up where she installed a PV cell on a 2.8 m² UTC. Trends were those set out: the greater the suction, the more the temperature of PV cells and heat collector drops. For cons, the temperature increase and thermal efficiency of the collector were less than expected. This could be attributed to the non-uniform suction that failed to extract maximum heat from the panel and losses by wind due to the panel small size.

Athienitis *et al* (Athienitis et al., 2011) had photovoltaic panels mounted on an UTC. The assembly comprised two panels exposed to the same external conditions. The first was a conventional UTC used as a reference, the second, designed to maximize absorption of solar energy and heat, was an UTC covered with 70% of PV cells. Although the PV mounting showed a heat balance below that of the conventional UTC, if one considers the electrical efficiency and that electricity can be converted to four times more heat (assuming it is used by a heat pump with a coefficient of performance of at least 4 in the temperature range

considered), the overall UTC/PV panel thermal efficiency was 7% to 17% greater than the conventional UTC panel.

Experimental studies permitted to develop effectiveness correlation for wind and no wind conditions. Wind speed, suction speed, radiation, are the most cited parameters that influences the results. Heat exchange behind the panel still needs studies in order to improve the system. Very few experiments take the corrugated shape into account. Adding PV over UTC is recent development. The cooling effect of the PV by the air flowing into the UTC is real but the gains are not easily exploitable. An original solution is to add another component like a heat pump to improve the thermal efficiency. Contrary to classical UTC studies, almost all PV-UTC studies use a corrugated/trapezoidal shape panel.

Barker & Kiatreungwattana (Barker et Kiatreungwattana, 2011) conducted a series of laboratory tests to characterize the pressure drop across the absorber as a function of air flow rate, density, and viscosity for the six commercially-available absorber configurations; three porosities in aluminum and three in steel. The absorber manufacturer ATAS INTERNATIONAL, INC. of Allentown provided samples. Before this lab experiment, field test were conducted on roll-punched-slit absorbers (Barker & Hancock(Barker et Hancock, 2005, October 31)). These data were aligned with models developed for round-hole configurations. However, only one system had a pressure drop above about 7 Pa. The tests were conducted on 0.176 m² samples under controlled laboratory conditions. Average pressure drops across the absorber over a wide range of air flow rates were measured along with the temperature, relative humidity, and total pressure of the ambient air being drawn into the absorber. Recommended suction velocity were chosen to achieve a 25 Pa pressure drop. For aluminium panels, these varied from 0.041 m/s to 0.060 m/s in function of the porosity; for steel panel, these velocities were between 0.035 m/s to 0.056 m/s

5 Implementations studies

Carpenter and Kokko (Carpenter et Kokko, 1991) followed three facilities with three solar technologies. The first was a set of transparent plastic plates to protect a steel absorber plate

insulated with glass fiber. The second was to paint the south side with a dark color and collect the heated air by natural convection to the top of the wall. The latter system was an UTC. The results and their extrapolation showed that the UTC was the most efficient system.

Kokko and Marshall (Kokko et Marshall, 1992) analyzed the functioning of a factory where an UTC with a "canopy" was installed. They showed that this design increased the efficiency by 16%. At high air flow (90 m³/h per m² of collector), the reference UTC showed 44% efficiency, the one with a canopy showed 50% with high wind and 70% with no wind. Placing the opening of the air bypass onto the canopy helped avoiding the suction effects at the fan opening. Then, the airflows were more evenly distributed through the wall compared to UTC without a canopy. Finally, reducing the delivered air temperature by increasing the airflow could increase the collector performance, solar heat delivered and destratification.

Hollick (Hollick, 1994) demonstrated the results of various facilities in Ontario, Canada and in Germany on a large scale implementation. He showed that the efficiency results given by the National Solar Test Facility underestimated the large plants efficiency because of the side effects and the fact that they recovered the heated air from the ground in front of the wall. Later, the author (Hollick, 1996) described two implementations. The first one was at Windsor (Canada), where the height of the UTC was the highest known at the time. This height induced a strong chimney effect and return on investment was estimated at 6 years. The second implementation was at an industrial building of Canadair in Montreal and had an immediate return on investment (ROI) because the work had cost the same price as the facades to be refurbished, the energy and economic gains were 8.3 GWh and \$CAN180,000 per year, respectively.

Mier (Meier, 2000) has set up a system in order to measure winds, UTC temperatures and in its pipes to see wind effect on the collector efficiency. Despite the technical difficulties associated with measuring devices and the collector installation, the author was able to conclude that the effectiveness and efficiency were affected by the wind. Performance tended to increase when the wind coming from above by the building created a

recirculation/stagnation zone. This recirculation was recapturing the convection losses. The collector surrounding had an impact on the local wind. For example, the heated gravel in front of the collector created draft by natural convection. Also, a wind coming to the collector face increased effectiveness while a side wind reduced it. In addition, the effectiveness decreased with increasing turbulence around the collector. Fleck *et al* (Fleck, Meier et Matovic, 2002) continued those studies and found out that contrary to Kutscher (Kutscher, 1992) theories, maximum efficiency was not reached with zero wind speeds but with average wind between 1 and 2 m/s. The authors proposed no explanations for this phenomenon. This second study confirms that the turbulence associated with wind reduced collector effectiveness. The authors pointed out that unlike the ideal case of the developed theories, the materials used are corrugated which was an additional source of turbulence. At the time of article writing, the authors were still looking for a correlation between wind direction and its effect on the system. Kutscher *et al* (Kutscher, Christensen et Gawlik, 2003) reviewed this late article to show that operating conditions of 0.01 m/s described by (Fleck, Meier et Matovic, 2002) were not those which allowed to say that UTC are not wind sensitive (suction speed at least 0.02 m/s, pressure drop across the wall of at least 25Pa, flow uniformity). They put their experiments in perspective with those of (Fleck, Meier et Matovic, 2002), stating that the result of the later only apply to the reduced flow condition of their design.

Maurer (Maurer, 2004) kept track of a solar wall installed in North Carolina. As the heating season is short in this area, there were questions on such systems economic viability. The records showed that there were design and operation problems that kept it from running at full capacity. Although the collector supplied hot air, there was still stratification in the building. The TRNSYS model has shown the need to make changes in the program and, for a specific results, this simulation should be coupled with a CFD analysis. Second, the study showed that during the hot season, the collector heated the wall where the UTC was mounted. This effect will be more due to radiation than by convection in the plenum. Finally, the system was economically viable; the payback was found to be from 5 to 7.4 years

depending where it was installed and on the inclusion of taxes credit. This result cannot be generalized and a case-by-case analysis is needed.

Cordeau and Barrington (Cordeau et Barrington, 2011) analyzed the collectors' efficiency installed on two barns. Each building floor was equipped on the southeast front with 1% perforated collectors. They measured the incident radiation with an uncertainty of 7% and have validated a method for theoretical calculations using a ground albedo of 0.2 in the summer and between 0.3 and 0.6 in winter, depending on the snow cover. Apart from irradiation, wind was the factor having the greatest influence on the efficiency, which went from 63% for a 2 m/s wind of to 25% for 7 m/s wind. During winter, the savings were 14.8 \$CAN/m² which represents a 4.7% annual ROI based on the initial capital cost.

After describing its UTC and UTC/PV efficiency comparison experiment, Athienitis et al (Athienitis et al., 2011) briefly presented this kind of system on the top of a Montreal building. In conference proceedings, Bambara et al (Bambara, Athienitis et O'Neill, 2011), exposed more thoroughly this implementation, describing all the systems design and operating mode. The system can provide one fifth of the ventilation volume and raise the total entrance air temperature by 3.5 °C. A global efficiency on the order of 50% is reached.

Into a proceeding and a report Tebbe *et al* (Tebbe et al., 2011; Tebbe, Moaveni et Schwartzkopf, 2011, September 27) described the analysis of UTC implementations under Minnesota climate. They tried to compare six implementations but only three systems went through the analysis process. They concluded that UTCs were suitable for the Minneapolis-St. Paul heating season. Observed behavior matched with the one described in the literature as temperature increases form 14 to 25 °C, exit temperature rises and efficiency decreases as approach velocity is reduced. Since typical insulation in the region is high, the contribution from the wall heat recovery is lower than in other locations. The average efficiency varies form 45 to 55%.

Large scale implementations showed that UTC is often superior to other solar air heating systems. On top of theoretical and experimental aspect, design, like canopy, and big scale implementation reduce the impact of certain phenomena like the side effect or amplify contributing effects like the stack effect. Even after numerous implementations, wind sensitivity seems to be questionable, but the design and operating conditions of this experience needs to be reviewed. Other considerations such as the duration of heating seasons is also to be considered and a case-by-case analysis is required.

Kozubal et al (Kozubal et al., 2008) studied the installation of 744 m² of UTC at a Wal-Mart, in Aurora, Colorado. The measured efficiency was established at 8-11% during January and February 2007. The low collection efficiency is largely due to the oversized absorber and to the multizone control strategy that limits the amount of air pulled through the collector. Analysis shows that more than 50% of the incident solar energy could be delivered with proper control strategy changes.

Brown (Brown et Air Force Inst Of Tech Wright-Patterson Afb Oh School Of, 2009) evaluated the use of solar air heating at U.S. Air Force installations based on an UTC (in this case Solarwall®). He sought to determine if UTC systems are an economically and environmentally viable technology, which Air Force energy managers should include in their portfolio of alternative energy options. This research question was answered through the use of case studies and life cycle cost analysis. Case studies were performed at various U.S. military installations, which have already utilized UTC systems to provide a consolidated source of lessons learned. The quantitative results of this evaluation determined that the Air Force could realize significant economic and environmental benefits from the use of UTC technology.

6 Applications

Pesaran and Wipke (Pesaran et Wipke, 1994) studied the use of UTC in a cycle of air cooling/drying. The air is dehumidified and cooled before going to the building. The air pumped out of the building serves to pre-cool the incoming air. It is later re-heated to

regenerate the rotary desiccant dehumidifier material. The UTC serves as a heat source for regeneration. Their calculation compared the use of a glass collector and UTC. They showed that the system using UTC had a thermal coefficient of performance 50% smaller than the one using a glass collector. The efficiency of the UTC was 20% larger than a conventional collector for a regeneration temperature of 70 °C. Although UTC required a larger area than a glass collector, its lower cost made it an attractive option. However, a natural gas installation was still cheaper. Practical considerations may limit the usefulness of this configuration for cooling desiccant systems.

Summer *et al* (Summers et al., 1996) showed that in the state of Wisconsin, the economic potential of UTC is low. Indeed, for price reasons, UTC was competitive with electricity. But, all types of buildings where the UTC could be effective were not equipped with electric heating. The UTC was still recommended for large residential buildings and for new buildings.

In its report of IEA 14th task, Brunger (Brunger, 1999) described the follow-up on several large UTC installations and software design tools. In the second part of the report, he presented with more details the results of research conducted at National Renewable Energy Laboratory (USA) and at Solar Thermal Research Laboratory (Canada). Main results show the impact of evenly distributed suction with a canopy, the effect of pre-heated air for combustion, the wind impact on UTC. The same kind of information can be found in the « technological alert » (Christensen, 1998), (Gaberson et Do, 1999). Those were more oriented for federal building managers in the USA for UTC uses.

Hollick (Hollick, 1999) presented the use of UTC for agricultural production drying. He showed that UTC could complement existing practices using fossil fuels. The main application described for drying of sesame seed shall have a 2-year ROI.

After having presented a UTC model adapted for tropical region crop drying, Leon (Leon et Kumar, 2007), (Augustus Leon, 2009), (Leon et Kumar, 2008) continued to develop drying

applications adding solar technology to a biomass burner and a rock bed. The system not comprising conventional burner was able to sustain 90% of heating charges during days and nights of operation.

Gao (Gao, Bai et Ieee, 2009) described the UTC heating potential in five northern Chinese cities, comparing heat gains for a same building with the same UTC installation. Authors claim heat gains going from 16.5 to 23% and 6.4 to 10.7 years for ROI. Using RETCREEN, Gong *et al* (Mi Mi Gong et al., 2011) widen the number of cities to fifteen. Their analysis conclude that in order to make UTCs profitable for half the site, the energy would have to be increase by 95% or the flat plate price should falls 50%.

Hassanain (Hassanain, 2010) studied three techniques for drying medicinal plants: direct solar exposure, into a house for which the roof was heated by the sun and finally by a perforated solar collector. The geometry of the perforated collector varied greatly from that of UTCs studied previously. It had a plate inclined at 45 degrees (to compensate for the latitude of the place of study, in Egypt) and facing south. The plants to be dried were placed directly behind the perforated plate and the fan was placed behind the plants. The study showed that direct exposure provides greater reduction in humidity, the solar collector allowed the production of more rosemary and marjoram oil, and finally that the oils obtained from plants dried in the solar collector had better score in terms of color, smell and taste in the sensation tests.

Application studies show that design is key to ensure proper heat collection. In competition with other solar heating technics, UTC is more profitable but against fossil fuel. This indeed depends on the fuel prices. For crop and agricultural product drying, UTC is efficient, yielding under three years ROI and in some applications ensures 90% of energy needed for drying.

Conclusion

A detailed review of the UTC technology was carried out covering studies from the late 80s until now. This review was divided into theoretical, numerical, and experimental studies as well as implementations studies and applications. In several cases, of course, these studies were discussed into several sections as they involve experimental and numerical work, for instance.

UTC is a technology for which several basic physics parameters were found to determine the global performance of the units in laboratory conditions. The current investigation can then provide overall guidelines for the designer. The following parameters could be recommended: minimum suction speed (0.04 m/s in the hole for non-wind sensitive UTC), orientation (south in the north hemisphere, of course), radiative absorption (the higher the better), low emissivity for long wavelength specifically for external surface temperature above 40 °C, wind condition (under 7 m/s), and minimum aspiration pressure (25 Pa).

However, it was found that in most cases, ideal geometries were investigated (flat plates, circular perforations, ideal plenums involving no obstacles, etc). Hence, some other effects such as corrugated plates, hole shapes, flow paths, actual pressure drops, slope etc., still need further studies.

On the other hand, real implementation studies showed that for parameters found to have little or no influence on efficiency in laboratories, results are or may be very different in the context of an *in-situ* large scale UTC. For large implementations, customized design is always a key factor to propose a well-functioning UTC and threshold values for some parameters that ensure proper efficiency in laboratories may not be appropriate for all cases.

Finally, operating parameters need more studies to optimize the UTC usage: the design will be different for building heating than for crop drying or solar cooling. Moreover, relatively new applications, like the combined UTC-PV system, seem to be the new trend to the UTC evolution. More research should be carried-out in this field.

After studies mostly driven from an interest in North America in the 80's and applications limited to building heating, UTC are now more and more adopted throughout the world for many different applications. As a result, there is still a lot of optimization required in order to reflect the implementation in many aspects of heat recovery use.

Acknowledgements

The authors would like to thank the Industrial Partners of the Research Chair in Energy Technologies and Energy Efficiency from Québec, Canada, for funding the review reported in this paper.

ANNEXE II

RÉSULTATS DE TESTS DE TRANSMISSIVITÉ

Messaoud Badache est un étudiant au doctorat à l'ÉTS et fait partie de la chaire de recherche industrielle en technologies de l'énergie et en efficacité énergétique (T3E) et du Centre des Technologies Thermiques (CTT). Dans le cadre de son mémoire, il a effectué des tests de transmissivité et de réflectivité sur du polycarbonate et du PETG (Polyéthylène téréphtalate glycolisé), deux matériaux qui se rapprochent de ceux utilisés pour les plaques perforées des TTC. Les tests ont été faits avec un spectromètre Nicolet 6700. La figure A II-1 montre les résultats de ce test en décrivant le pourcentage de réflectivité et transmissivité du polycarbonate et du PETG en fonction de la longueur d'onde.

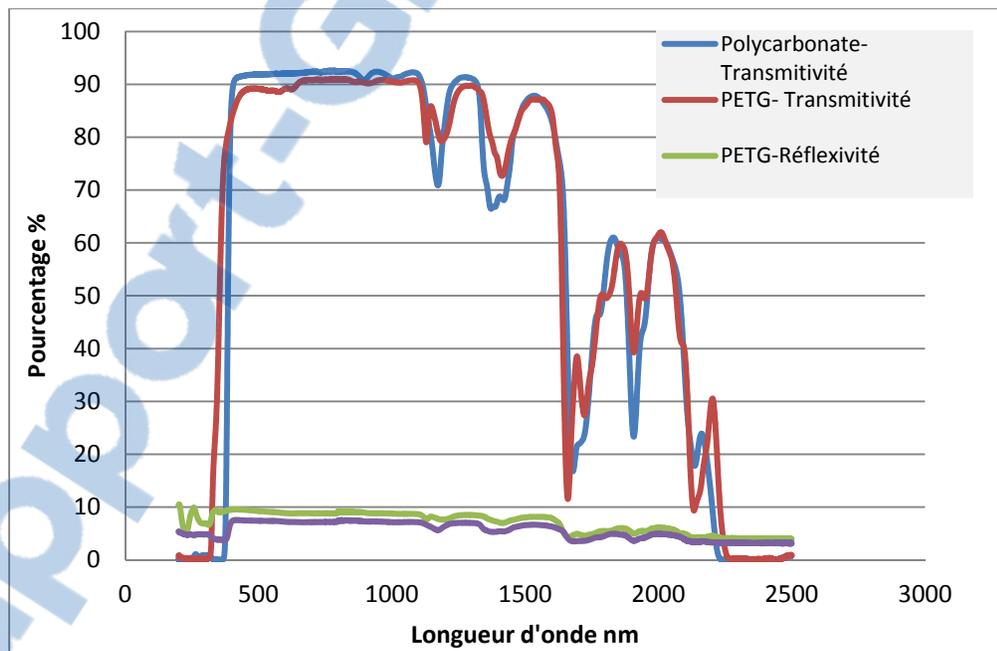


Figure-A II-1 : Transmittance et Reflectivité du polycarbonate et du PETG

On voit que pour le visible (entre 400 et 700 nm) la transmissivité des deux matériaux est de l'ordre de 90 % et la réflectivité de l'ordre de 8 %.

ANNEXE III

MATRICE DE RÉSULTATS COMPLÈTES

Comme décrit dans la section 5.1, les résultats doivent représenter la variation de la transmissivité de la plaque, l'absorptivité du mur, la vitesse de succion et du rayonnement G_{Sol} . Cette section reprend les résultats présentés dans la section 5.1 en y ajoutant $\tau_p = 0,1$ et en mettant toutes les valeurs de rayonnement. Ainsi, les trois figures suivantes présentent les résultats pour le rendement, l'augmentation de température et enfin le transfert de chaleur totale.

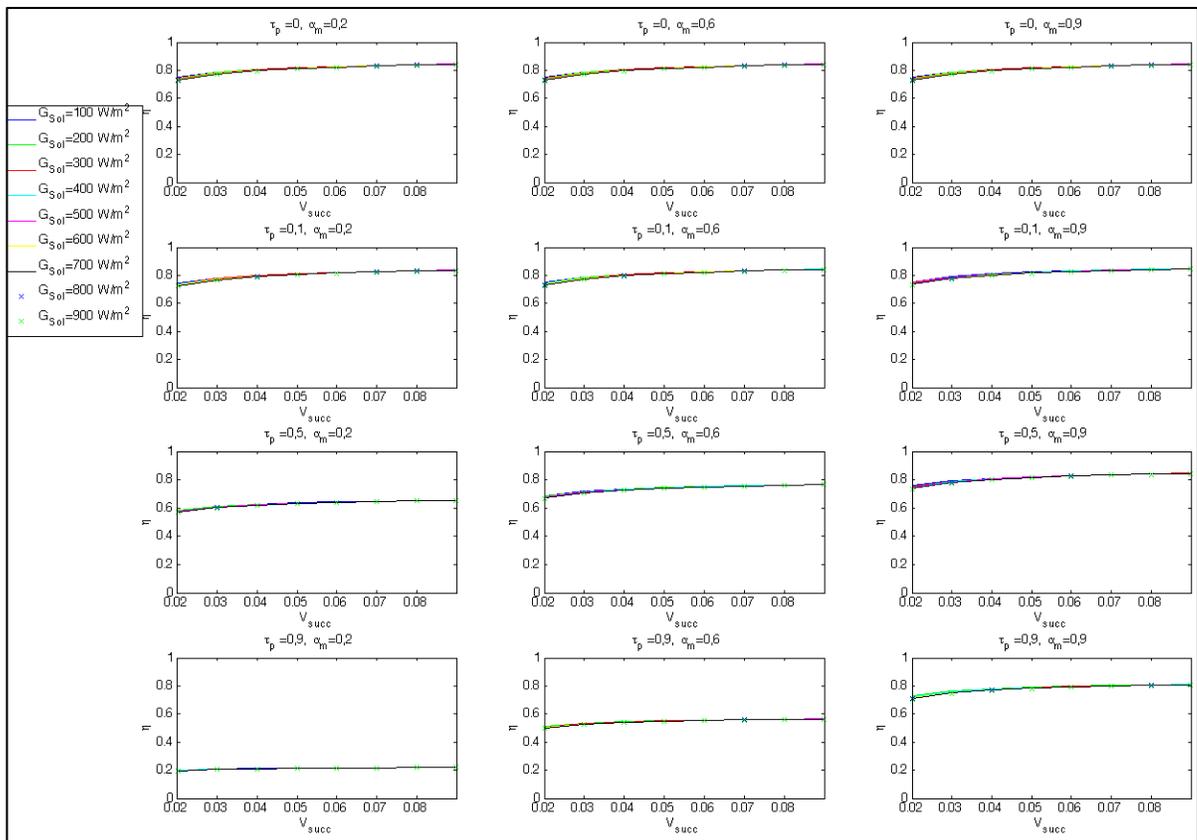


Figure-A III-1 : Rendement

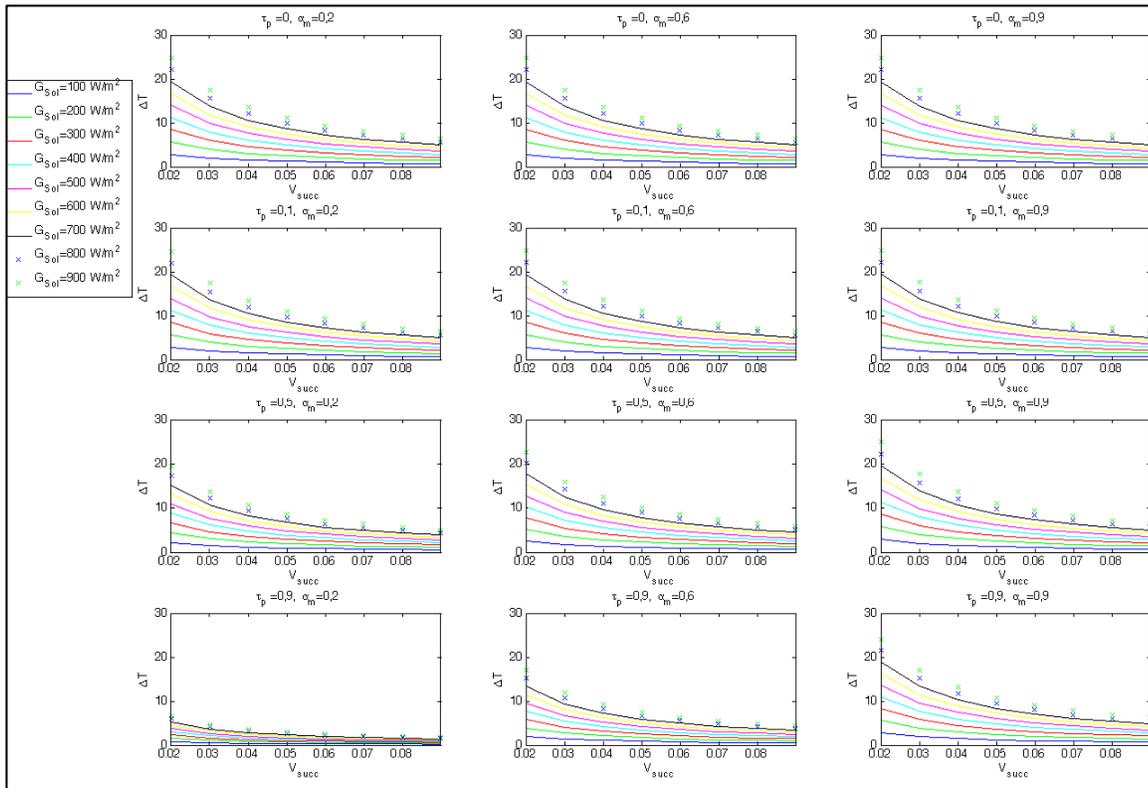


Figure-A III-2 : Différence de température

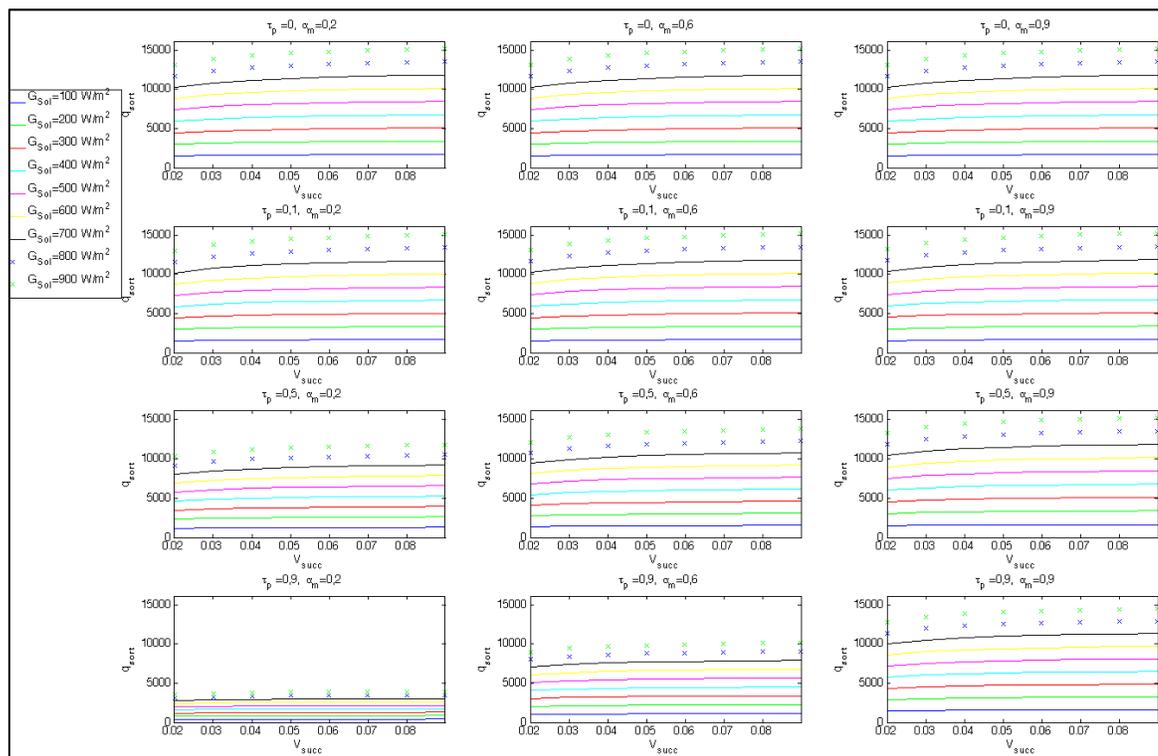


Figure-A III-3 : Transfert de chaleur

ANNEXE IV

RÉSULTATS AVEC CONDUCTION

Comme indiqué dans la section 2.3, le modèle présenté dans le corps du mémoire est sans conduction. Hors le TTC et l'UTC sont souvent montés sur des parois existantes qui ne sont pas adiabatiques. Afin de montrer quels peuvent être les effets de la conduction au travers du mur sur les résultats, ici les développements nécessaires à ajouter au modèle adiabatique pour ajouter la conduction sont présentés. Sont aussi présentés quelles conditions sont appliquées et les résultats obtenus. D'autres considérations possibles sont présentées à la fin de cette annexe.

Comme le mur est ici considéré comme non adiabatique, il existe un transfert de chaleur au travers du mur vers l'intérieur du bâtiment sur lequel est placé le TTC. Ceci est analogue au cas d'un mur à une épaisseur soumis à ses deux surfaces à de la convection. D'un côté se trouve le plénum, de l'autre, l'intérieur du bâtiment. L'équation (3.17) de (Incropera, 2002) est donc adaptée en appliquant d'un bord T_m et de l'autre bord la température intérieur du bâtiment $T_{air,int}$.

Le transfert de chaleur au travers du mur s'écrit :

$$q_{cond,m} = \frac{T_m - T_{air,int}}{\frac{e_m}{k_m A_T} + \frac{1}{h_{m,int} A_T}} \quad (\text{A IV-1})$$

Le bilan au niveau du mur s'écrit comme suit :

$$q_{rad,Sol,m} - q_{conv,m-plen} - q_{rad,m-p} - q_{cond,m} = 0 \quad (\text{A IV-2})$$

Avec :

$q_{rad,Sol,m}$: Transfert radiatif solaire absorbé par le mur.

$q_{conv,m-plen}$: Transfert convectif du mur vers l'air du plénum.

$q_{rad,m-p}$: Transfert radiatif du mur vers la plaque.

$q_{cond,m}$: Transfert par conduction du mur vers l'intérieur du bâtiment.

Le bilan de l'équation (A IV-2) est illustré par la Figure (A IV-2) où sont représentés les différents transferts reçus et émis par le mur :

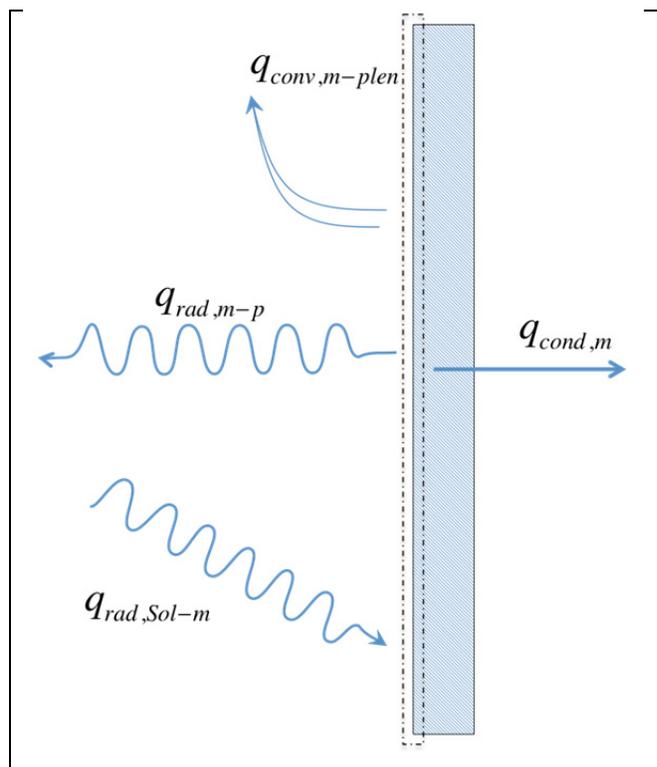


Figure-A IV-1 : Bilan au niveau du mur
avec conduction

Dans ce bilan les termes sont calculés par les expressions suivantes :

$$q_{rad,Sol,m} = \alpha_{eff,m} A_T G_{Sol} \quad (A IV-3)$$

$$q_{conv,m-plen} = h_m A_T (T_m - T_{plen}) \quad (\text{A IV-4})$$

$$q_{rad,m-p} = \varepsilon_{eff,m-p} \tilde{\sigma} A_T (T_m^4 - T_p^4) \quad (\text{A IV-5})$$

$$q_{cond,m} = \frac{T_m - T_{air,int}}{\frac{e_m}{k_m A_T} + \frac{1}{h_{m,int} A_T}} \quad (\text{A IV-6})$$

Au niveau du mur, le bilan devient:

$$\alpha_{eff,m} A_T G_{Sol} - h_m A_T (T_m - T_{plen}) - \varepsilon_{eff,m-p} \tilde{\sigma} A_T (T_m^4 - T_p^4) - \frac{T_m - T_{air,int}}{\frac{e_m}{k_m A_T} + \frac{1}{h_{m,int} A_T}} = 0 \quad (\text{A IV-7})$$

Les hypothèses et convention de discrétisations décrites à la section s'appliquent ici. Ainsi le bilan sur le mur s'écrit :

$$\alpha_{eff,m} A^i G_{Sol} - h_m^i A^i (T_m^i - T_{plen}^i) - \varepsilon_{eff,m-p} \tilde{\sigma} A^i (T_m^{i||4} - T_p^{i||4}) - \frac{T_m^i - T_{air,int}}{\frac{e_m}{k_m A^i} + \frac{1}{h_{m,int}^i A^i}} = 0 \quad (\text{A IV-7})$$

Pour linéariser l'équation de bilan du mur (2.36), dans un premier temps, les termes radiatifs sont développés et T_{plen}^i est remplacée par son expression de l'équation (3.8). Ainsi on a :

$$\begin{aligned}
& \varepsilon_{\text{eff},m-p} \tilde{\sigma} A^i \left(T_m^{\parallel 2} - T_p^{\parallel 2} \right) (T_m^i + T_p^i) (T_m^i - T_p^i) \\
& + h_m^i A^i T_m^i - \frac{h_m^i A^i T_{\text{air}}^i}{2} - \frac{h_m^i A^i (i-1) T_{\text{air}}^{i-1}}{2} - \frac{h_m^i A^i T_{\text{ent}}^i}{2} \\
& + \frac{T_m^i}{\frac{e_m}{k_m A^i} + \frac{1}{h_{m,\text{int}}^i A^i}} - \frac{T_{\text{air,int}}^i}{\frac{e_m}{k_m A^i} + \frac{1}{h_{m,\text{int}}^i A^i}} = \alpha_{\text{eff},m} A^i G_{\text{Sol}}
\end{aligned} \tag{A IV-8}$$

Pour simplifier les écritures, $h_{\text{rad},2}^i$ est utilisée et T_{ent}^i développée selon l'équation (2.12). Ensuite, T_p^i , T_m^i et T_{air}^i sont factorisés dans les termes de gauche tout en plaçant les termes en T_{amb} et $T_{\text{air}\infty,\text{int}}$ ainsi que les autres sources de chaleur dans les termes de droite. On obtient l'équation suivante :

$$\begin{aligned}
& \left(h_{\text{rad},2}^i + h_m^i A^i + \frac{1}{\frac{e_m}{k_m A^i} + \frac{1}{h_{m,\text{int}}^i A^i}} \right) T_m^i - \left(h_{\text{rad},2}^i + \frac{\epsilon_{\text{conv},p}^i h_m^i A^i}{2i} \right) T_p^i - \frac{h_m^i A^i T_{\text{air}}^i}{2} \\
& = \alpha_{\text{eff},m} A^i G_{\text{Sol}} + h_m^i A^i \frac{(i-1) T_{\text{air}}^{i-1} + (1 - \epsilon_{\text{conv},p}^i) T_{\text{amb}}}{2} + \frac{T_{\text{air,int}}^i}{\frac{e_m}{k_m A^i} + \frac{1}{h_{m,\text{int}}^i A^i}}
\end{aligned} \tag{A IV-9}$$

Pour simplifier les écritures, on posera :

$$B_p^i = - \left(h_{\text{rad},2}^i + \frac{\epsilon_{\text{conv},p}^i h_m^i A^i}{2i} \right) \tag{A IV-10}$$

$$B_m^i = h_{\text{rad},2}^i + h_m^i A^i + \frac{1}{\frac{e_m}{k_m A^i} + \frac{1}{h_{m,\text{int}}^i A^i}} \tag{A IV-11}$$

$$B_{air}^i = \frac{h_m^i A^i}{2} \quad (\text{A IV-12})$$

$$B_{cst}^i = \alpha_{eff,m} A^i G_{Sol} + h_m^i A^i \frac{(i-1)T_{air}^{i-1} + (1-\epsilon_{conv,p}^i)T_{amb}}{2} + \frac{T_{air,int}}{\frac{e_m}{k_m A^i} + \frac{1}{h_{m,int}^i A^i}} \quad (\text{A IV-13})$$

L'équation linéarisée sur le mur s'écrit :

$$B_p^i T_p^i + B_m^i T_m^i + B_{air}^i T_p^i = B_{cst}^i \quad (\text{A IV-14})$$

Dans premier volume de contrôle, le terme T_{air}^{i-1} n'existe pas. Cela affecte uniquement le terme B_1 qui devient :

$$B_{cst}^i = \alpha_{eff,m} A^i G_{Sol} + h_m^i A^i \frac{(1-\epsilon_{conv,p}^i)T_{amb}}{2} + \frac{T_{air,int}}{\frac{e_m}{k_m A^i} + \frac{1}{h_{m,int}^i A^i}} \quad (\text{A IV-15})$$

Pour avoir un ordre de grandeur, des valeurs donnant un RSI supérieur à 4,31 sont prises comme recommandées par le programme Novoclimat 2012. Pour cela un polystyrène expansé ayant une conductivité de 0,03 W/ (m.K) à 310 K est utilisé comme indiqué dans la table A.3 de (Incropera, 2002) et une épaisseur de 0,13 m. Le RSI trouvé alors est de 4,33. La température intérieure est de 21 °C soit 294,15 K pour se situer dans les normes de (CSST, 2004). Le coefficient de convection à l'intérieur du bâtiment est pris à 10 W/ (m²K), c'est une valeur prise comme première approximation.

Par la suite, la résolution des équations se fait comme dans le modèle sans conduction. La figure A IV-2 présente les résultats complets de rendement, la figure A IV-3 les résultats complets de différentes de température et la figure A IV-4 le transfert de chaleur dans l'air.

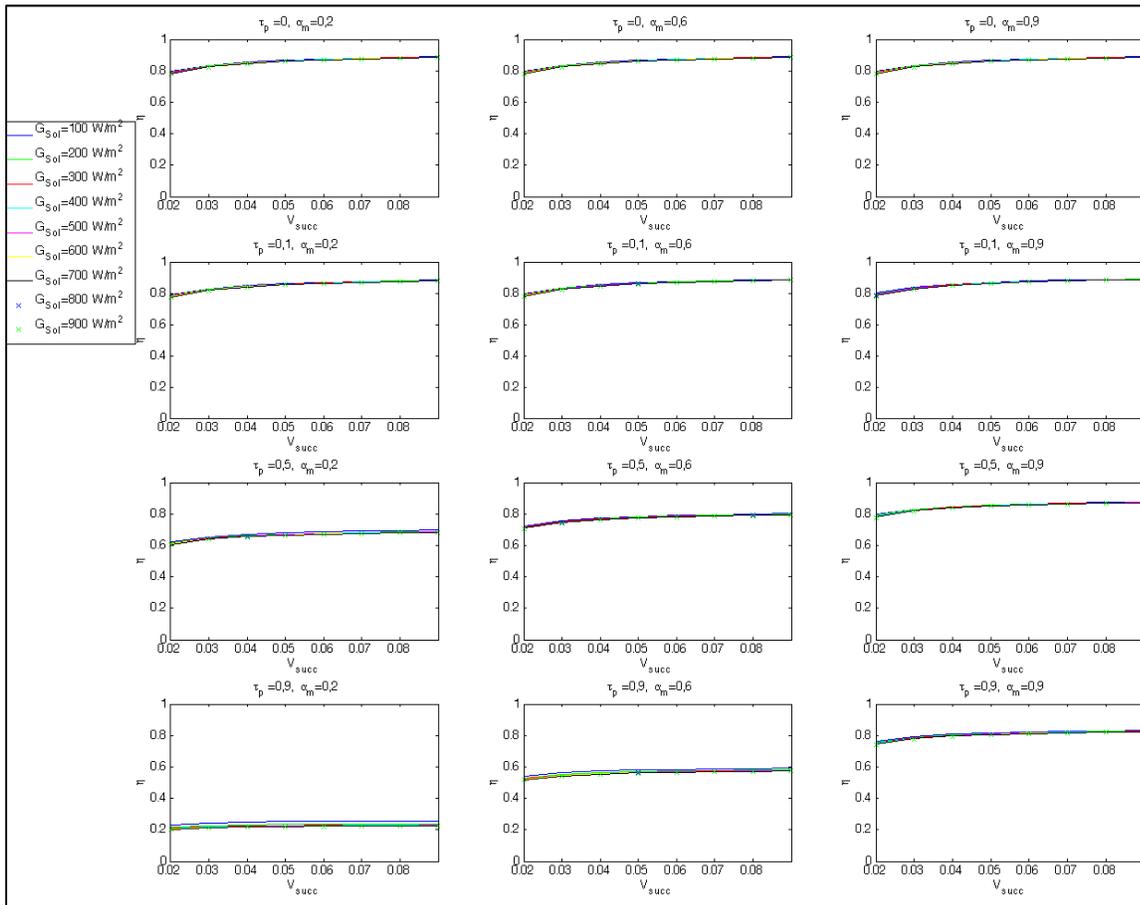


Figure-A IV-2 : Rendement avec conduction

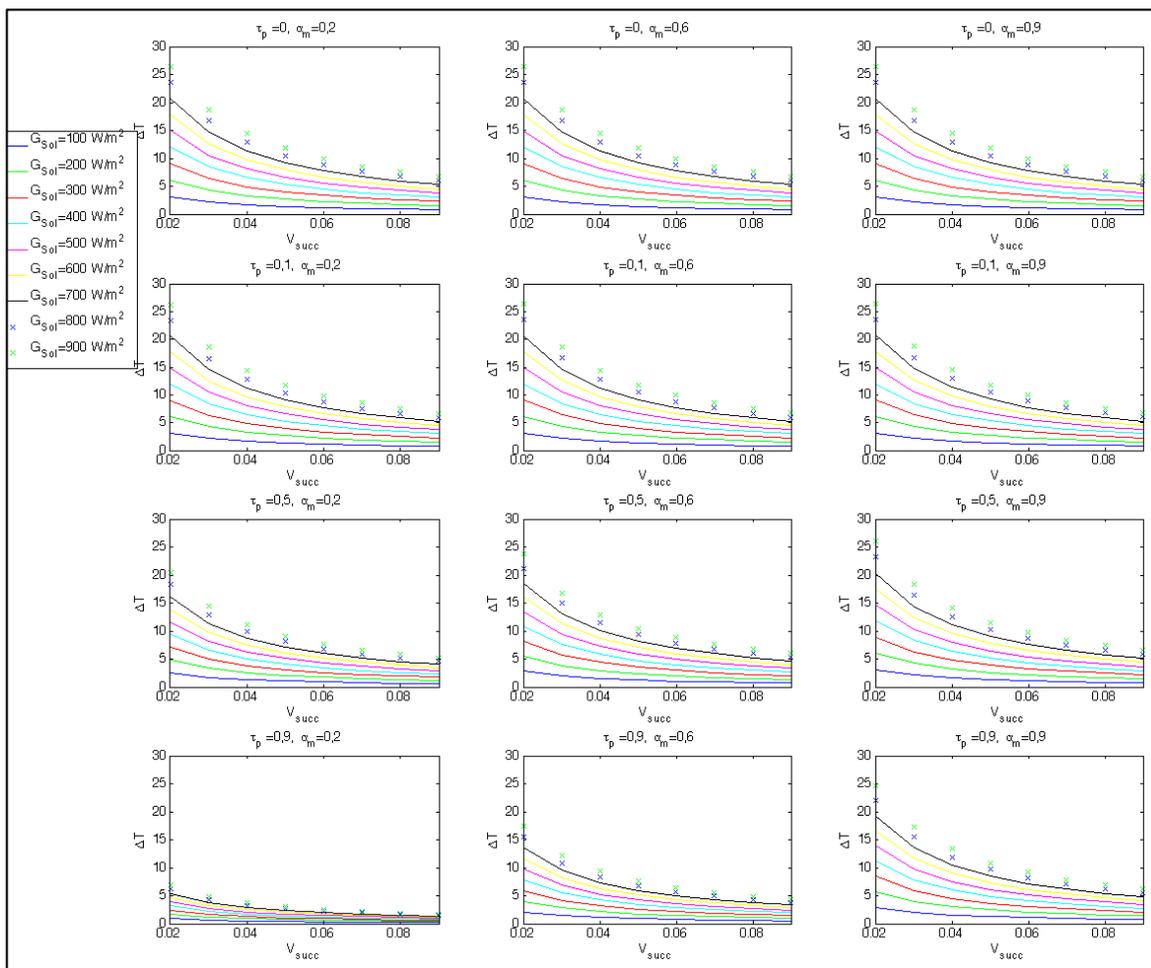


Figure-A IV-3 : Différence de température avec conduction

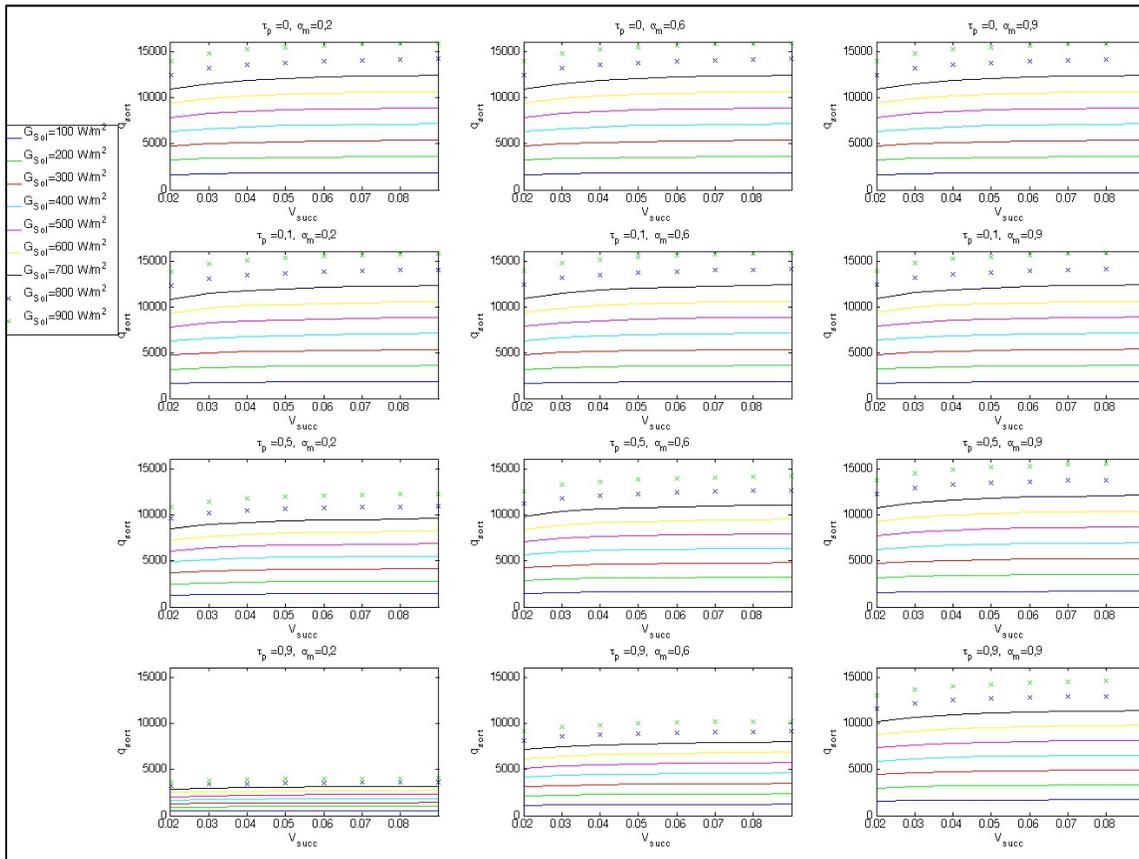


Figure-A IV-4 : Transfert de chaleur avec conduction

Une analyse simple montre que le rendement augmente avec l'UTC et diminue avec le TTC. Cela est dû au fait que, pour un UTC, la température de l'air sortant de la plaque perforée est plus basse que la température de l'air à l'intérieur du bâtiment. Il y a donc un flux de chaleur allant de l'intérieur du bâtiment vers le plénum qui contribue à augmenter la quantité de chaleur absorbée pour l'air à l'intérieur du plénum. Il y a donc augmentation du rendement. Pour un TTC, le rayonnement arrivant directement sur le mur chauffe celui-ci. Si sa température est plus élevée que celle de l'air intérieur du bâtiment, il existe un flux du mur vers l'intérieur du bâtiment. Cette chaleur n'est pas captée par l'air circulant dans le plénum. Il y a donc diminution du rendement.

Les résultats liés à l'ajout de la conduction au travers du mur viennent d'être présentés. D'autres éléments pourront être considérés dans le système pour le calcul du rendement

comme les pertes de chaleur dans le conduit d'aération menant vers le bâtiment ou encore l'énergie requise par le ventilateur pour faire circuler l'air au travers du plénum. Ces éléments entraînent par contre une complexification du calcul et de l'analyse du rendement.

LISTE DE RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- 3Tier. 2013. « resource-maps ». < <http://www.3tier.com/en/support/resource-maps/> >.
- Abulkhair, Hani. 2011. « Thermal Analysis of Unglazed Transpired Solar Collectors ». Master Thesis. Waterloo, University of Waterloo. < <http://uwspace.uwaterloo.ca/handle/10012/5820>
http://uwspace.uwaterloo.ca/bitstream/10012/5820/1/Abulkhair_Hani.pdf >.
- Arulanandam, S. J., K. G. T. Hollands et E. Brundrett. 1999. « A CFD heat transfer analysis of the transpired solar collector under no-wind conditions ». *Solar Energy*, vol. 67, n° 1-3, p. 93-100.
- Athienitis, Andreas K., James Bambara, Brendan O'Neill et Jonathan Faille. 2011. « A prototype photovoltaic/thermal system integrated with transpired collector ». *Solar Energy*, vol. 85, n° 1, p. 139-153.
- Augustus Leon, Mathias. 2009. « Thesis summary: Theoretical and experimental investigation of a solar-biomass hybrid air heating system for drying applications ». *Drying Technology*, vol. 27, n° 6, p. 821-822.
- Badache, Messaoud. 2010. « Modelisation et optimisation des performances thermiques d'un mur solaire a perforations (UTC) ». Master Thesis. Montréal, Ecole de Technologie Supérieure.
- Badache, Messaoud. 2012. *Communication privée*.
- Badache, Messaoud, Stéphane Hallé et Daniel Rousse. 2012. « A full 34 factorial experimental design for efficiency optimization of an unglazed transpired solar collector prototype ». *Solar Energy*, vol. 86, n° 9, p. 2802-2810.
- Badache Messaoud, Hallé Stéphane, RousseDaniel R, Quesada Guillermo, Dutil Yvan. 2013. « An experimental investigation of a two-dimensional prototype of a transparent transpired collector ». *Energy and Buildings*.
- Badache, Messaoud; Rousse, Daniel; Hallé, Stéphane; Quesada Guilermo. 2013. « Experimental and numerical simulation of a two-dimensional unglazed transpired solar air collector ». *Solar Energy*, n° 93, p. 209-219.
- Bambara, James, Andreas K. Athienitis et Brendan O'Neill. 2011. « Design and performance of a photovoltaic/thermal system integrated with transpired collector ». In *2011 ASHRAE Annual Conference, June 25, 2011 - June 29, 2011*. (Montreal, QC,

Canada), PART 2 Vol. 117, p. 403-410. Coll. « ASHRAE Transactions »: Amer. Soc. Heating, Ref. Air-Conditioning Eng. Inc.

Barker, G., et E. Hancock. 2005, October 31. *End of 2004-2005 Winter Season Report, EPA Building in Golden, Colorado*. Colorado.

Barker, Greg, et Kosol Kiatreungwattana. 2011. « Pressure Drop as a Function of Air Flow Rate for Roll-Punched Transpired Solar Collectors With Different Porosities ». *ASME Conference Proceedings*, vol. 2011, n° 54686, p. 113-118.

Besnard, Professeur. 2013. « Technologie ». < <http://professeur.besnard.pagesperso-orange.fr/> >.

Biona, M., A Culaba, E. Serafica et R del Mundo. 2010. « Performance curve generation of an unglazed transpired collector for solar drying applications ». < http://www.retsasia.ait.ac.th/Publications/WRERC_2005/UPD-paper1-WRERCE05-final.pdf >.

British Petroleum. 2012. *BP Statistical Review of World Energy June 2012*. < http://www.bp.com/liveassets/bp_internet/globalbp/globalbp_uk_english/reports_and_publications/statistical_energy_review_2011/STAGING/local_assets/pdf/statistical_review_of_world_energy_full_report_2012.pdf >.

Brown, David S., et Engineering Air Force Inst Of Tech Wright-Patterson Afb Oh School Of. 2009. « An Evaluation of Solar Air Heating at United States Air Force Installations ». Ft. Belvoir, Defense Technical Information Center. In /z-wcorg/. <http://worldcat.org>.

Brunger, Alfred P. 1999. *Low cost, high performance solar air-heating systems using perforated absorbers*. Solar Heating and cooling program IEA. < <http://www.iea-shc.org/task14/publications/index.html> http://www.iea-shc.org/task14/publications/task14-Final_Report-1999.pdf >.

Canada, Environnement. 2012. « Normales climatiques au Canada 1971-2000 Coaticook ». En ligne. < http://www.climat.meteo.gc.ca/climate_normals/results_f.html?stnID=5339&lang=f&dCode=0&province=QUE&provBut=Recherche&month1=0&month2=12 >.

Cao, S., K.G.T. Hollands et E. Brundrett. 1993. « Heat exchange effectiveness of unglazed transpired-plate solar collector in 2D flow ». In *ISES Solar World Congress. (Budapest, Hungary)* Vol. 5, p. 351.

Carpenter, S. C., et J. P. Kokko. 1991. *Performance of solar preheated ventilation air systems*. Coll. « Energy & Environment ... the Next Generation : Conference Proceedings ». 261-265 p.

- Carpenter, Stephen, et Nathalie Meloche. 2002. « The Restscreen model for simulating the performance of solar air heating systems ». In *Esimβ*. < <http://www.esim.ca/2002/English/proceedings.htm> < http://www.esim.ca/2002/documents/Proceedings/Session_1-3.pdf >.
- Christensen, C., E. Hancock, G. Barker et C. Kutscher. 1990. « Cost and performance predictions for advanced active solar concepts ». In. (Boulder, CO, USA), p. 275-80. Coll. « SOLAR 90. The National Solar Energy Conference. Proceedings of the 1990 Annual Conference of the American Solar Energy Society Inc »: American Solar Energy Soc.
- Christensen, Craig. 1998. « Transpired Collectors (Solar Preheaters for Outdoor Ventilation Air) ». < http://www.eere.energy.gov/femp/pdfs/FTA_trans_coll.pdf >.
- Cordeau, Sébastien, et Suzelle Barrington. 2011. « Performance of unglazed solar ventilation air pre-heaters for broiler barns ». *Solar Energy*, vol. 85, issue 7, p. 1418-1429.
- CSST, Commission de la Santé et de la Sécurité au Travail. 2004. *Confort thermique à l'intérieur d'un établissement*. < http://www.csst.qc.ca/publications/200/Documents/dc_200_16183_3.pdf >.
- Deans, J., et A. Weerakoo. 2008. « The thermal performance of a solar air heater ». In *5th European Thermal-Sciences Conference*,. (The Netherland). < http://www.eurotherm2008.tue.nl/Proceedings_Eurotherm2008/papers/Thermal_Solar_Energy/TSE_3.pdf >.
- Deans, J., A. Weerakoon, P. Richards et I. McClew. 2006. « Use of perforated roofing sheets as solar collectors ». In *International Heat transfer Conference 13*. Vol. 0, p. ENR-01. < <http://dl.begellhouse.com/journals/IHTC13,4fe4edf32c8f945c,1e459edd7e4835f9.html> >.
- Delisle, Véronique. 2008. « Analytical and experimental study of a PV/thermal transpired solar collector ». Master Thesis. Waterloo, Ont., University of Waterloo. < <http://www.worldcat.org/oclc/613203030> < http://libdspace.uwaterloo.ca/bitstream/10012/3494/1/Analytical_and_Experimental_Study_of_a_PVThermal_Transpired_Collector.pdf >.
- Duffie, John A. 2006. *Solar engineering of thermal processes*. Hoboken, N.J.: Hoboken, N.J. : Wiley.
- Dymond, C., et C. Kutscher. 1997. « Development of a flow distribution and design model for transpired solar collectors ». *Solar Energy*, vol. 60, n° Copyright 1997, IEE, p. 291-300.

- Dymond, C.S., et C.F. Kutscher. 1995. « A computer design model for transpired solar collector systems. ». In *ASME/JSME/JSES Int. Solar Energy Conf.*, . (Maui, HA, U.S.A.) Vol. 2, p. 1165–1174. American Society of Mechanical Engineers.
- Enerconcept, Technologies. 2012-03. « Collecteur LUBI(md) Transparent ». < http://www.enerconcept.com/wp-content/uploads/2012/03/Lubi-V1.2_FR_Mars-2012_FINAL2.pdf >.
- Enerconcept, Technologies. 2013. « Enerconcept ». < <http://www.enerconcept.com> >.
- Fleck, B. A., R. M. Meier et M. D. Matovic. 2002. « A field study of the wind effects on the performance of an unglazed transpired solar collector ». *Solar Energy*, vol. 73, n° 3, p. 209-16.
- Frank, E., C. Budig et K. Vajen. 2006. « Experimental and Theoretical Investigation of Unglazed Transpired Air Collectors in a Multicomponent Solar Thermal System ». In *Eurosun*. (Glasgow (UK)). < http://www.solar.uni-kassel.de/sat_publicationen_pdf/2006_EuroSun_Frank_et_al_Experimental_and_Theoretical_Investigation_of_Unglazed_Transpired_Air_Collectors_in_a_Multicomponent_Solar_Thermal_System.pdf >.
- Frank, E., J. Orozaliev et K. Vajen. 2006. « Simulation Study of the Operation of Solar Thermal Systems Consisting of Uncovered Collectors and/or an Air-to-Water Heat Exchanger ». In *Eurosun 2006, Glasgow (UK), 27.-29.6.06.* (Glasgow (UK), 27.-29.6.06). < http://solar-publicationen.umwelt.uni-kassel.de/uploads/2006_EuroSun_Frank_et_al_Simulation_Study_of_the_Operation_of_Solar_Thermal_Systems_Consisting_of_Uncovered_Collectors_and_or_Air-to-Water_Heat-Exchanger.pdf >.
- Gaberson, Howard, et Trinh Do. 1999. « Solar Preheated Ventilation - Innovative Solar Technology ». < <http://www.dtic.mil/cgi-bin/GetTRDoc?AD=ADA365627&Location=U2&doc=GetTRDoc.pdf> >.
- Gao, L. X., H. Bai et Ieee. 2009. « Study on the Application Potential of Solarwall System in Northern China ». *2009 Asia-Pacific Power and Energy Engineering Conference*. p. 619-622. <<Go to ISI>://000270497300147 >.
- Gao, Lixin, Hua Bai et Xiumu Fang. 2011. « Experimental Study of Solar Air Heating System Based on Unglazed Transpired Collector ». *ASME Conference Proceedings*, vol. 2011, n° 54686, p. 297-302.
- Gao, Lixin, et Xiumu Fang. 2011. « Numerical Simulation of the Thermal Performance of Solarwall ». In *Measuring Technology and Mechatronics Automation (ICMTMA), 2011 Third International Conference on.* (6-7 Jan. 2011) Vol. 2, p. 721-724. < <http://ieeexplore.ieee.org/stamp/stamp.jsp?arnumber=05721282> >.

- Garric, Audrey. 2012. « L'Allemagne bat le record de production d'énergie solaire ». < <http://ecologie.blog.lemonde.fr/2012/05/29/lallemagne-bat-le-record-de-production-denergie-solaire/> >.
- Gawlik, K. M., et C. F. Kutscher. 2002. « Wind heat loss from corrugated, transpired solar collectors ». *Journal of Solar Energy Engineering-Transactions of the Asme*, vol. 124, n° 3, p. 256-261.
- Gawlik, Keith, Craig Christensen et Charles Kutscher. 2005. « A numerical and experimental investigation of low-conductivity unglazed, transpired solar air heaters ». *Journal of Solar Energy Engineering, Transactions of the ASME*, vol. 127, n° Compendex, p. 153-155.
- Golneshan, A. A., et K. G. T. Hollands. 1998. « Experiments on forced convection heat transfer from slotted transpired plates ». *CSME Forum 1998*, vol. 1, p. 78-88.
- Golneshan, A. A., et K. G. T. Hollands. 2000. « Forced convection experiments on slotted transpired plates ». *Transactions of the Canadian Society for Mechanical Engineering*, vol. 24, n° 1B, p. 335-348.
- Green, Martin A., Keith Emery, Yoshihiro Hishikawa, Wilhelm Warta et Ewan D. Dunlop. 2012. « Solar cell efficiency tables (version 40) ». *Progress in Photovoltaics: Research and Applications*, vol. 20, n° 5, p. 606-614.
- Gunnewiek, L. H., E. Brundrett et K. G. T. Hollands. 1996. « Flow distribution in unglazed transpired plate solar air heaters of large area ». *Solar Energy*, vol. 58, n° 4-6, p. 227-37.
- Gunnewiek, L. H., K. G. T. Hollands et E. Brundrett. 2002. « Effect of wind on flow distribution in unglazed transpired-plate collectors ». *Solar Energy*, vol. 72, n° 4, p. 317-25.
- Gunnewiek, Lowy H. 1994. « An investigation of the flow distribution through unglazed transpired-plate solar air heaters ». Master Thesis. Ottawa, National Library of Canada = Bibliothèque nationale du Canada. < http://amicus.collectionscanada.gc.ca/s4-bin/Main/ItemDisplay?!=1&id=497205.1150242&v=0&coll=18&av=1&lvl=1&i=&dg=0&d=0&pos=3&dir=1&rsn=S_WWWnfanilsap&all=1&dt=TM+transpired&spi=-&rp=1 >.
- Hassanain, Ahmed A. 2010. « Unglazed Transpired Solar Dryers for Medicinal Plants ». *Drying Technology*, vol. 28, n° 2, p. 240-248.
- Hollands, K. G. T. 1998. « Principles of the transpired-plate air heating collector: the solarwall, ». *Renewable Energy Technologies in Cold Climates '98 (Incorporating*

the 1998 Annual Conference of the Solar Energy Society of Canada, Inc.), , p. 139–144.

Hollick, J. C. 1994. « Unglazed solar wall air heaters ». *Renewable Energy*, vol. 5, n° 1-4, p. 415-421.

Hollick, J. C. 1996. « World's largest and tallest solar recladding ». *Renewable Energy*, vol. 9, n° 1-4, p. 703-707.

Hollick, J. C. 1998. « Solar cogeneration panels ». *Renewable Energy*, vol. 15, n° 1-4, p. 195-200.

Hollick, J. C. 1999. « Commercial scale solar drying ». *Renewable Energy*, vol. 16, n° 1-4, p. 714-719.

Hoy-Yen Chan, Saffa Riffat, Jie Zhu. 2011 may. « Experimental performance of unglazed transpired solar collector for air heating ». In. Linköping, Sweden: World Renewable Energy Congress 2011. < http://www.ep.liu.se/ecp/057/vol8/015/ecp57vol8_015.pdf >.

Incropera, Frank P. 2002. *Fundamentals of heat and mass transfer*. Coll. « Introduction to heat transfer ». New York ; Toronto: New York ; Toronto : J. Wiley & Sons.

Kokko, J. P., et S. Marshall. 1992. « Performance of the next generation of solawalls ». In *Renewable Energy : Technology for Today - Conference Proceedings*. p. 201-205. < <Go to ISI>://A1992BW59J00036 >.

Kozubal, E., M. Deru, S. Slayzak, P. Norton, G. Barker et J McClendon. 2008. *Evaluating the Performance and Economics of Transpired Solar Collectors for Commercial Applications: Preprint*. Medium: ED; Size: 17 pp. p.

Kunzig, Robert. 2009. « Scraping Bottom ». *National Geographic Magazine*. < <http://ngm.nationalgeographic.com/2009/03/canadian-oil-sands/kunzig-text> >.

Kutscher, C., C. Christensen et G. Barker. 1992. « Unglazed transpired solar collectors - an analytical model and test-results ». In *1991 Solar World Congress, Vol 1, Pts 1-2 ; Vol 2, Pts 1-2 ; Vol 3, Pts 1-2 ; Vol 4*. sous la dir. de Arden, M. E., S. M. A. Burley et M. Coleman, p. 1245-1250. < <Go to ISI>://A1992BY07Z00202 >.

Kutscher, C., C. Christensen et K. Gawlik. 2003. « A field study of the wind effects on the performance of an unglazed transpired solar collector - Reply ». *Solar Energy*, vol. 74, n° 4, p. 353-354.

- Kutscher, C. F. 1994. « Heat-exchange effectiveness and pressure-drop for air-flow through perforated plates with and without crosswind ». *Journal of Heat Transfer-Transactions of the Asme*, vol. 116, n° 2, p. 391-399.
- Kutscher, C. F., C. B. Christensen et G. M. Barker. 1993. « Unglazed transpired solar collectors - heat-loss theory ». *Journal of Solar Energy Engineering-Transactions of the Asme*, vol. 115, n° 3, p. 182-188.
- Kutscher, Charles F. 1992. « An investigation of heat transfer for air flow through low porosity perforated plates ». Doctoral Thesis. Boulder, Colorado. In /z-wcorg/. <http://worldcat.org>. < <http://amet.mnsu.edu/UserFilesShared/SolarWall/TechnicalPapersandDocuments/TranspiredWall/Aninvestigationofheattransferforairflowthroughlowporostiyplates-Kutscher.pdf> >.
- Leon, M. A., et S. Kumar. 2007. « Mathematical modeling and thermal performance analysis of unglazed transpired solar collectors ». *Solar Energy*, vol. 81, n° 1, p. 62-75.
- Leon, M. Augustus, et S. Kumar. 2008. « Design and Performance Evaluation of a Solar-Assisted Biomass Drying System with Thermal Storage ». *Drying Technology*, vol. 26, n° 7, p. 936-947.
- Maurer, Christine C. 2004. « Field study and modeling of an unglazed transpired solar collector system ». Master thesis. Raleigh, Graduate Faculty of North Carolina State University. < <http://www.lib.ncsu.edu/resolver/1840.16/1108> <http://www.lib.ncsu.edu/theses/available/etd-06252004-121014/unrestricted/etd.pdf> >.
- Meier, Robert M. 2000. « Wind effects on the performance of a Solarwall collector ». Thesis (M.Eng.). Royal Military College of Canada. < http://www.nlc-bnc.ca/obj/s4/f2/dsk1/tape4/PQDD_0035/MQ65849.pdf >.
- Mi Mi Gong, Xiang Rui Meng, Xin Ling Ma et Xin Li Wei. 2011. « Economic Analysis of Solar Wall System in Northern China Heating Region ». *Renewable and Sustainable Energy*.
- Moaveni, Saeed, Patrick A. Tebbe, Louis Schwartzkopf, Joseph Dobmeier, Joseph Gehrke et Matthew Simones. 2011a. « The Magnitude of the Thermal Energy Stored in a Building Wall Adjacent to an Unglazed Transpired Solar Collector ». *ASME Conference Proceedings*, vol. 2011, n° 54686, p. 29-34.
- Moaveni, Saeed, Patrick A. Tebbe, Louis Schwartzkopf, Joseph Dobmeier, Joseph Gehrke et Matthew Simones. 2011b. « A Numerical Model for Thermal Performance of an Unglazed Transpired Solar Collector ». *ASME Conference Proceedings*, vol. 2011, n° 54686, p. 291-296.

- Motahar, Sadegh, et Ali Akbar Alemrajabi. 2010. « An analysis of unglazed transpired solar collectors based on exergetic performance criteria ». *International Journal of Thermodynamics*, vol. 13, n° 4, p. 153-160.
- Naveed, A. T., E. C. Kang et E. J. Lee. 2006. « Effect of Unglazed Transpired Collector on the Performance of a Polycrystalline Silicon Photovoltaic Module ». *Journal of Solar Energy Engineering*, vol. 128, n° 3, p. 349-353.
- Pachauri, Rajendra K. , et Andy Reisinger. 2007. *Bilan 2007 des changements climatiques : Rapport de synthèse*. < http://www.ipcc.ch/pdf/assessment-report/ar4/syr/ar4_syr_fr.pdf>.
- Pesaran, A. A., et K. B. Wipke. 1994. « Use of unglazed transpired solar collectors for desiccant cooling ». *Solar Energy*, vol. 52, n° 5, p. 419-427.
- Petroleum, British. 2012. *Bp Energy Outlook 2030*. Londres, 88 p. < http://www.bp.com/liveassets/bp_internet/globalbp/STAGING/global_assets/downloads/O/2012_2030_energy_outlook_booklet.pdf>.
- Planeteverte. 2013. « Planeteverte ». < <http://planeteverte.monipag.com/2011/02/16/les-panneaux-solaires/>>.
- Québec, Ressources naturelles. 2012. « Consommation totale d'énergie ». Consommation totale d'énergie. < <http://www.mrnf.gouv.qc.ca/energie/statistiques/statistiques-consommation-energie.jsp>>.
- Quesada, Guillermo, Daniel Rouse, Yvan Dutil, Messaoud Badache et Stéphane Hallé. 2012. « A comprehensive review of solar facades. Opaque solar facades ». *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 16, n° 5, p. 2820-2832.
- RDV-solaire. 2013. « panneau photovoltaïque ». < <http://www.rdv-solaire.com/panneau/photovoltaique.html>>.
- Ressources naturelles Canada. 2012. « Normales climatiques au Canada 1971-2000 Montréal ». < http://climate.weatheroffice.gc.ca/climate_normals/results_f.html?stnID=5415&lang=e&dCode=1&province=QUE&provBut=&month1=0&month2=12>.
- Ressources naturelles Canada. 2013. « Potentiel photovoltaïque et ensoleillement ». < http://pv.rncan.gc.ca/pvmapper.php?LAYERS=2057,4240&SETS=1707,1708,1709,1710,1122&ViewRegion=-2508487%2C5404897%2C3080843%2C10464288&title_e=PV+potential+and+insolation&title_f=Potentiel+photovolta%C3%AFque+et+ensoleillement&lang=f>.

- Ressources naturelles Canada, et Office de l'efficacité Énergétique. 2008. « Enquête sur la consommation d'énergie du secteur commercial et institutionnel 2008 ».
- Shukla, Ashish, Dan Nchelatebe Nkwetta, Y. J. Cho, Vicki Stevenson et Phil Jones. 2012. « A state of art review on the performance of transpired solar collector ». *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 16, n° 6, p. 3975-3985.
- Solarmillennium. 2013. < <http://www.solarmillennium.de/english/index.html> >.
- Summers, D. N., J. W. Mitchell, S. A. Klein et W. A. Beekman. 1996. « Thermal simulation and economic assessment of unglazed transpired collector systems ». In *Solar '96 - the 1996 American Solar Energy Society Annual Conference, Proceedings Of.* sous la dir. de CampbellHowe, R., et B. WilkinsCrowder, p. 112-117. < <Go to ISI>://A1996BJ08G00021 <http://www.osti.gov/servlets/purl/395455-XHkvHd/webviewable/> >.
- Summers, David N. 1995. « Thermal Simulation and Economic Assessment of Unglazed Transpired Collector Systems ». Master Thesis. MADISON, WISCONSIN, Thesis (M.S.)--University of Wisconsin--Madison. In /z-wcorg/. <http://worldcat.org>.
- Tebbe, P. A., S. Moaveni, L. Schwartzkopf, J. Dobmeier, J. Gehrke, M. Simones et Ashrae. 2011. « Study of Unglazed Transpired Solar Collector Installations in the Twin Cities Minnesota Climate ». *Ashrae: Transactions 2011, Vol 117, Pt 1*, vol. 117, p. 579-586.
- Tebbe, Patrick Ph.D , Saeed Ph.D Moaveni et Louis Ph.D Schwartzkopf. 2011, September 27. *Performance Analysis of Solar Walls in Minnesota Agreement*. # B16337. Mankato: Minnesota State University, Mankato.
- Testing, American Society for, Materials, A.O. Desjarlais, R.R. Zarr, T.A.C.S.C. Symposium on Insulation Materials, A.C.C.T. Insulation et A.S.T.M.C.T. Insulation. 2002. *Insulation Materials, Testing, and Applications*. vol. 4. ASTM International.
2010. *Perforated transparent glazing for heat recovery and solar air heating*. < <http://www.google.ca/patents?hl=fr&lr=&vid=USPATAPP12178211&id=1I3TAAA AEBAJ&oi=fnd&dq=transparent+transpired+collector&printsec=abstract -v=onpage&q=transparent%20transpired%20collector&f=false> >.
- Van Decker, G. W. E., K. G. T. Hollands et A. P. Brunger. 2001. « Heat-exchange relations for unglazed transpired solar collectors with circular holes on a square or triangular pitch ». *Solar Energy*, vol. 71, n° 1, p. 33-45.
- Van Decker, G.W.E., et K.G.T. Hollands. 1999. « An Empirical Heat Transfer Equation for the Transpired Collectors Including No-Wind Conditions. ». In *Solar World Congress*.

Van Decker, G.W.E., K.G.T. Hollands et A.P. Brunger. 1996. « Heat exchange effectiveness of unglazed transpired-plate solar collector in 3D flow ». In *EuroSun '96*. (Freiburg, Germany, DGS-Sonnen energie Verlags GmbH, Munchen, Germany), sous la dir. de Luther, A. Goetzburger and J., p. 130.

van der Tempel, Leendert. 2004. *Thermography of semi-transparent materials by a FLIR ThermaCAM SC3000 infrared camera*. Eindhoven. <
https://http://www.google.ca/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=6&cad=rja&ved=0CGYQFjAF&url=http%3A%2F%2Fciteseerx.ist.psu.edu%2Fviewdoc%2Fdownload%3Fdoi%3D10.1.1.72.9234%26rep%3Drep1%26type%3Dpdf&ei=614tUajRJIHM0wGu6oGoCA&usg=AFQjCNHWlvRgdOl_29aTMNPj8Ojzqr8pqA&sig2=2SrErnpuJ2GRhFrNstbxA&bvm=bv.42965579,d.dmQ>.

Williams, David R. . 2010. « Earth Fact Sheet ». <
<http://nssdc.gsfc.nasa.gov/planetary/factsheet/earthfact.html>>.