

ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE  
UNIVERSITÉ DU QUÉBEC

THÈSE PAR ARTICLES PRÉSENTÉE À  
L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE

COMME EXIGENCE PARTIELLE  
À L'OBTENTION DU  
DOCTORAT EN GÉNIE  
Ph. D.

PAR  
Messaoud BADACHE

ÉTUDE NUMÉRIQUE ET EXPÉRIMENTALE DU TRANSFERT DE CHALEUR  
DANS UN CAPTEUR SOLAIRE À PERFORATIONS DOTÉ D'UN COLLECTEUR  
TRANSPARENT ET OPAQUE

MONTREAL, LE 30 AOÛT 2013



Messaoud Badache, 2013



Cette licence [Creative Commons](https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/) signifie qu'il est permis de diffuser, d'imprimer ou de sauvegarder sur un autre support une partie ou la totalité de cette œuvre à condition de mentionner l'auteur, que ces utilisations soient faites à des fins non commerciales et que le contenu de l'œuvre n'ait pas été modifié.

**PRÉSENTATION DU JURY**

CETTE THÈSE A ÉTÉ ÉVALUÉE

PAR UN JURY COMPOSÉ DE :

M. Daniel Rousse, directeur de thèse  
Département de génie mécanique à l'École de technologie supérieure

M. Stéphane Hallé, codirecteur de thèse  
Département de génie mécanique à l'École de technologie supérieure

M. Simon Joncas, président du jury  
Département de génie de la production automatisée à l'École de technologie supérieure

M. Stanislaw Kajl, membre du jury  
Département de génie mécanique à l'École de technologie supérieure

M. Jean-pierre Bedecarrats, examinateur externe  
Laboratoire de thermique, énergétique et procédés de l'université de Pau

ELLE A FAIT L'OBJET D'UNE SOUTENANCE DEVANT JURY ET PUBLIC

LE 10 JUILLET 2013

À L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE



## REMERCIEMENTS

Je voudrais en premier lieu remercier chaleureusement mon directeur de thèse, Monsieur Daniel Rousse et mon codirecteur Monsieur Stéphane Hallé, qui ont suivi et encadré ce travail avec intérêt, disponibilité et compétence.

Je remercie vivement les membres de mon jury d'avoir accepté de juger ce travail et en particulier le professeur Simon Joncas, qui en a assuré la présidence, et les professeurs Monsieur Stanislaw Kajl et Monsieur Jean-pierre Bedecarrats qui ont accepté d'examiner ce travail.

Je souhaiterais également remercier toutes les personnes qui m'ont aidé au cours de ce travail, au sein du centre de technologie thermique, les techniciens Patrick Sheridan et Michel Drouin chargés de l'application technologique et informatique.

Je remercie aussi les nombreuses personnes de la chaire de recherche t3e dont Laura, Geneviève, Malak, Guillermo, Christophe, Patrick, Nicolas, Pierre-Luc et Carlos.

Je remercie également mes collègues de laboratoire de thermo fluides que j'ai côtoyé pendant ces années de thèse. Je pense en particulier à Ridha, Salim, Amine, Jean-Luis et Nacyra.

Je tiens à exprimer toute ma gratitude à mes parents pour leur soutien et sacrifice, sans lesquels ce mémoire n'aurait jamais vu le jour. Je remercie aussi ma femme, pour m'avoir soutenue et encouragée. Je voudrais également remercier mes frères, sœurs Fatiha, Mimi, Kamel, Hocine, Ghania, Mouni, Rachid, Saad et amis. Je remercie également mes amis, Boumaiza, Abdessamie, Ammar, Adoula, Rabah, Abdenour, Lyes, Mourad, et Zinou.

En fin un grand bisou à ma fille Malak et mon fils Mohamed al Arbi et Aymen.



# ÉTUDE NUMÉRIQUE ET EXPÉRIMENTALE DU TRANSFERT DE CHALEUR DANS UN CAPTEUR SOLAIRE À PERFORATIONS DOTÉ D'UN COLLECTEUR TRANSPARENT ET OPAQUE

Messaoud BADACHE

## RÉSUMÉ

L'intérêt pour le chauffage solaire de l'air s'est traduit depuis quelques années par l'apparition sur le marché d'un bon nombre de systèmes, parmi lesquels on trouve les capteurs solaires perforés non vitrés mieux connus sous le nom anglais « *Unglazed Transpired Collector* » (UTCs) et les capteurs solaires à vitrage perforé « *Transparent Transpired Collector* » (TTCs).

Cette thèse a pour but d'étudier les performances thermiques de ces deux systèmes de chauffage solaire de l'air. Pour répondre à cet objectif, ce travail est structuré en trois parties qui vont constituer les principaux axes de la thèse.

Premièrement, la méthodologie des plans d'expériences a été utilisée dans le cas d'un UTC. Le plan adopté utilise au minimum trois niveaux pour les facteurs expérimentaux. La démarche suivie dans cette partie est bien adaptée à la modélisation et l'optimisation des performances thermiques de l'UTC. Pour ce faire, un prototype de mur solaire à perforations UTC a été construit et instrumenté au Centre de technologie thermique (CTT). Des mesures expérimentales de température, rayonnement et vitesse d'écoulement d'air ont été réalisées, selon la stratégie définie par le plan d'expériences. L'analyse du plan expérimental a permis, entre autres de quantifier l'influence de quatre paramètres sur le rendement de l'UTC étudié. De plus, un modèle statistique permettant de prédire le rendement de l'UTC a été établi. Ce modèle est par la suite optimisé grâce à une représentation graphique par des courbes de surfaces de réponse. Une combinaison optimale de quatre paramètres est obtenue, pour un rendement compris entre 70% et 80%.

Deuxièmement, une modélisation numérique bidimensionnelle (CFD) d'un prototype d'UTC est proposée pour l'étude des performances thermiques. Le modèle numérique est basé sur la résolution des équations de Navier-Stokes, en moyenne de Reynolds (RANS) couplée à l'équation de conservation de l'énergie. Les résultats numériques ont été comparés à des résultats expérimentaux obtenus sur un prototype conçu et instrumenté à cet effet. Les résultats de simulation CFD indiquent une bonne concordance avec les résultats expérimentaux. Une analyse détaillée du transfert de chaleur entre l'air et la plaque a permis de constater que la quantité d'énergie échangée dans le plénum est faible par rapport au taux de transfert thermique dans les perforations et sur la face de la plaque exposée au rayonnement solaire.

Troisièmement, la méthodologie des plans d'expériences a été utilisée de nouveau pour le cas d'un TTC. Bien que la démarche suivie s'apparente à celle utilisée dans le cas des UTCs, les objectifs et les résultats obtenus sont différents. L'utilisation du plan factoriel a permis d'évaluer l'influence de cinq paramètres (l'épaisseur du plénum, le pas entre les fentes, la

## VIII

largeur de fentes, le débit massique, et l'irradiation solaire incidente), y compris les interactions, sur le rendement d'un TTC. Les résultats montrent un effet prépondérant du débit d'air d'aspiration sur le rendement du TTC par rapport aux autres paramètres. Une augmentation du débit provoque une augmentation du rendement. L'augmentation de l'irradiation, de la largeur du plénum, de l'espace entre les fentes, et de la largeur des fentes semblent tous avoir comme effet de diminuer le rendement. Les interactions entre les paramètres ne sont pas très prononcées. L'interaction la plus importante est celle entre la largeur du plénum et la largeur de la fente.

Les résultats de ces travaux sont présentés dans cette thèse sous forme de trois articles. Le premier article est publié dans la revue Solar Energy, le deuxième est accepté dans cette même revue et le troisième a été soumis à Energy and Buildings. Cinq autres articles ont été publiés dans des comptes-rendus de conférences avec comité de lecture. Ces articles sont disponibles en format pdf sur le site de la chaire de recherche t3e ([www.t3e.info](http://www.t3e.info)). Ces travaux s'articulent principalement en cinq parties distinctes qui seront détaillées dans les différentes sections de la thèse.



# **ÉTUDE NUMERIQUE ET EXPÉRIMENTALE DU TRANSFERT DE CHALEUR DANS UN CAPTEUR SOLAIRE À PERFORATIONS DOTÉ D'UN COLLECTEUR TRANSPARENT ET OPAQUE**

Messaoud BADACHE

## **ABSTRACT**

Solar Air Heating systems are becoming more and more popular as they provide many possibilities for energy savings and for preheating air in various applications. They use solar energy to heat and ventilate indoor air spaces. Interest in solar air heating systems development has grown in recent years, motivating the development of new environmental energy devices; among these devices we can find the Unglazed Transpired Collector (UTCs) and the Transparent Transpired Collector (TTCs).

The objective of the work presented in this thesis is to study the thermal performance of these two solar air heating systems UTC and TTC. This work is structured in three main parts:

First, the methodology of design of experiments was used in the case of a UTC. The plan adopted uses at least three levels experimental factors. The approach is well suited to model and optimize the thermal performance of the UTC. A UTC prototype has been built in the Centre of thermal technology (CTT) at École de technologie supérieure. Experimental measurements of temperature, radiation and flow rates are achieved, according to the strategy defined by the experimental design. The experimental design methodology has allowed to determine the influence of four parameters (the absorber coating, the mass flow of air through the perforations, hole diameter and the irradiation intensity) on the efficiency of the UTC. A quadratic polynomial model for the efficiency was established, and it is shown to explain 95.47% of the output result's variability. Various diagnostic tests (residuals analysis and analysis of variance (ANOVA)) were used to assess the validity of the best-fit model. Finally, the developed model was optimized using response surface representations. An optimum combination of the four parameters under consideration was obtained for collector efficiency of between 70-80 %.

Second, we studied in depth the thermal efficiency of an unglazed transpired collector both experimentally and numerically. Experimental investigations were carried out in a laboratory with a controlled environment. Measurements of temperatures, air velocity and irradiance were performed for three air mass flow rates, three distinct irradiances and two plenum thicknesses. Perforations in the form of slot were selected to enable a comparison with 2D numerical simulations. Meanwhile, a commercial finite volume software was used to model the heat transfer and air flow through the collector. The CFD simulation shows good agreement with experimental results. Numerical modeling has provided a detailed analysis of heat transfer through the UTC. It was found that a weak heat exchange process took place in the plenum: the maximum efficiency difference between the two plenum thicknesses (5 and 15 cm) was only 3.25%.

Third, the goal of this last section is to provide measurements from a reduced-scale prototype that can be used to estimate the thermal performance of a transpired transparent collector (TTC) and to study, the influence of five parameters (the plenum thickness, the pitch spacing, the slots width, the air mass flow rate, and the incident solar radiation) including interactions in terms of collector efficiency. To determine these parameters effects, this experimental work uses a multi level full factorial plan of replicated 48 tests. It is found that the air mass flow rate has the strongest effect on the efficiency of the transparent transpired collector. The irradiation, slots width, pitch spacing, plenum thicknesses seems to have a moderate effect.

The thesis is presented in the form of three articles. The first article is published in the journal Solar Energy, the second is accepted in the same journal and the third was submitted to Energy and Buildings. Five other articles have been published in conferences with reviewing committee. Pdf versions of these papers are available on the site web of the technologies of energy and energy efficiency industrial research chair (t3e) ([www.t3e.info](http://www.t3e.info)). This work is based on five distinct parts which are detailed in the various sections of the thesis.

## TABLE DES MATIÈRES

	Page
REMERCIEMENTS.....	V
TABLE DES MATIÈRES .....	XI
LISTE DES ABRÉVIATIONS, SIGLES ET ACRONYMES.....	XIX
LISTE DES SYMBOLES ET UNITÉS DE MESURE .....	XXI
INTRODUCTION .....	25
0.1 Contexte.....	25
0.1.1 Constat environnemental .....	25
0.1.2 Constats énergétiques.....	25
0.2 Mesure de réduction des émissions de GES .....	27
0.2.1 Énergie solaire .....	28
0.3 Les systèmes de chauffage solaire de l'air à perforations.....	28
0.3.1 Description des UTCs et TTCs.....	29
0.3.2 Performances des UTCs et TTCs.....	31
0.4 Problématique .....	32
0.5 Objectifs et méthodologie .....	34
0.6 Contenu de la thèse .....	36
CHAPITRE 1 REVUE BIBLIOGRAPHIQUE.....	39
1.1 Introduction.....	39
1.2 Synthèse bibliographique sur les UTCs.....	39
1.2.1 Résumé des études théoriques .....	40
1.2.2 Résumé des études de modélisation numérique.....	42
1.2.3 Résumé des études expérimentales.....	48
1.2.4 Résumé des études d'implantations et d'applications .....	52
1.3 Revue bibliographique sur les TTCs.....	54
CHAPITRE 2 A FULL 3 <sup>4</sup> FACTORIAL EXPERIMENT FOR OPTIMIZING THE EFFICIENCY OF AN UNGLAZED TRANSPIRED SOLAR COLLECTOR PROTOTYPE.....	57
2.1 Introduction.....	58
2.1.1 Solar heat recovery .....	58
2.1.2 A brief review of unglazed transpired collectors.....	59
2.1.3 The need for an experimental design methodology.....	61
2.2 The design-of-experiments method applied to a specific UTC .....	62
2.2.1 Objective.....	62
2.2.2 Principle of the design-of-experiments method.....	62
2.2.3 The design-of-experiments method applied to a specific UTC .....	64

2.3	Experimental apparatus.....	67
2.3.1	The perforated collector.....	67
2.3.2	The ventilation system (air collection and exhaust).....	68
2.3.3	The radiative heat source (solar simulator).....	68
2.3.4	Instrumentation.....	69
2.3.5	Irradiation.....	69
2.3.6	Mass flow rate.....	69
2.3.7	Temperature.....	70
2.4	Analysis of the experimental plan.....	70
2.4.1	Model quality.....	71
2.4.2	Adjustments to the model.....	71
2.4.3	Model validation.....	73
2.5	Results and discussion.....	75
2.6	Efficiency optimization.....	78
2.7	Conclusion.....	80

### CHAPITRE 3 EXPERIMENTAL AND NUMERICAL SIMULATION OF A TWO-DIMENSIONAL UNGLAZED TRANSPIRED SOLAR AIR COLLECTOR 81

3.1	Introduction.....	82
3.1.1	Literature review.....	83
3.2	Experimental setup and test procedure.....	86
3.2.1	Experimental set-up.....	86
3.2.2	Test procedure.....	89
3.3	Numerical method.....	89
3.3.1	Physical Problem.....	89
3.3.2	Turbulence modeling.....	91
3.3.3	Mesh design and boundary conditions.....	92
3.3.4	Numerical methodology and grid independence study.....	95
3.4	Results.....	97
3.4.1	Comparison with experimental results.....	97
3.4.2	Effect of mass fluxes.....	100
3.4.3	Effect of irradiance.....	101
3.4.4	Effect of plenum thickness.....	101
3.5	Conclusion.....	104
3.5.1	Research outcome (summary).....	105
3.5.2	Experiments and simulations.....	105
3.5.3	Upcoming work.....	106

### CHAPITRE 4 AN EXPERIMENTAL INVESTIGATION A TWO-DIMENSIONAL PROTOTYPE OF A TRANSPARENT TRANSPIRED COLLECTOR ...107

4.1	Introduction.....	108
4.1.1	A new type of collector.....	108
4.1.2	A transparent cover.....	110
4.1.3	The performance of a TTC.....	111
4.2	Design of Experiment (DoE).....	113

4.2.1	Selection of parameters and their levels .....	113
4.2.2	Planning matrix.....	116
4.3	Experimental set-up and procedure .....	117
4.3.1	Measurements .....	119
4.3.2	Measurements of temperature.....	119
4.3.3	Measurements of solar and radiative properties of polycarbonate .....	120
4.3.4	Test procedure and initial observations .....	121
4.4	Results and discussion .....	122
4.4.1	Main factors effects on the efficiency.....	126
4.4.2	Interactions between Factors.....	129
4.5	Conclusion and recommendation.....	132
CHAPITRE 5 SYNTHÈSE ET CONCLUSION .....		135
5.1	Synthèse des articles .....	135
5.2	Comparison des résultats .....	142
5.3	Conclusion générale.....	144
5.4	Recommandations.....	145
ANNEXE I	RÉFÉRENCES DES ARTICLES PUBLIÉS DANS DES COMPTES- RENDUS DE CONFÉRENCES AVEC COMITÉ DE LECTURE .....	149
ANNEXE II	LISTE DES SYSTÈMES D'UTCs INSTALLÉES ENTRE 1990 ET 1997	151
ANNEXE III	MATERIAUX POLYMERES CONDIDAT.....	153
BIBLIOGRAPHIE.....		155



## LISTE DES TABLEAUX

	Page
Tableau 0.1	Les paramètres affectant les performances des TTCs et UTCs.....33
Tableau 1.1	Récapitulatif des études théoriques rapportées dans la littérature .....41
Tableau 1.2	Récapitulatif des études de modélisation et simulation numérique rapportées dans la littérature.....46
Tableau 1.3	Récapitulatif des études expérimentales rapportées dans la littérature .....51
Tableau 1.4	Récapitulatif des études d'implémentations et d'applications rapportées dans la littérature .....53
Table 2.1	Parameters used and their levels.....66
Table 2.2	Analysis of variance for the efficiency.....74
Table 3.1	Grid parameters for the two plenums configuration.....93
Table 3.2	Efficiency and $y^+$ values (plenum of 5 cm) .....97
Table 3.3	Efficiency and $y^+$ values (plenum of 15 cm) .....97
Table 4.1	Parameters affecting the performance of TTC .....112
Table 4.2	Parameters and their levels used in DoE .....115
Table 4.3	Analysis of Variance for the efficiency of the TTC .....124
Table 4.4	Effects of parameters .....125
Tableau 5.1	Comparaison des résultats entre eux et avec ceux des études antérieures.....143





## LISTE DES FIGURES

		Page
Figure 0.1	Répartition des émissions de gaz à effet de serre par secteur économique, Canada, 2010.....	26
Figure 0.2	La consommation finale d'énergie secondaire par secteur au Canada 2009 .....	27
Figure 0.3	Schéma d'un SCSA à plaque métallique perforée. ....	30
Figure 0.4	Schéma d'un SCSA à vitrage polymère perforé.....	31
Figure 2.1	Experimental design methodology applied to UTC: Schematic representation of the planning stage .....	63
Figure 2.2	Experimental design methodology applied to UTC: Schematic representation of the efficiency optimization process .....	64
Figure 2.3	Schematic representation of the experimental parameters performed on the UTC .....	65
Figure 2.4	Schematic representation of the experimental apparatus .....	67
Figure 2.5	Standardized Pareto chart for efficiency .....	72
Figure 2.6	Effects of the variation of the three main parameters on UTC efficiency when the other two are held constant: left – absorber coating; center – irradiation; right – mass flow rate.....	76
Figure 2.7	Variation of the efficiency with the type of coating for the three mass flow rates. ....	77
Figure 2.8	Response surface for the efficiency as a function of the absorber coating and mass flow rate for fixed values of the irradiation (0) and diameter (0). ....	78
Figure 2.9	Efficiency ranges as a function of the irradiation and mass flow rate for fixed values of the coating (1) and diameter (-1).....	79
Figure 3.1	Vertical section of the UTC showing the geometry under investigation ....	87
Figure 3.2	Grid topology near a slot and one spacing L of the plate .....	93
Figure 3.3	Boundary conditions imposed on the computational domain .....	95

## XVIII

Figure 3.4	Comparison of the computed and measured efficiency for three air mass fluxes ( $G_T = 300 \text{ W/m}^2$ ).....	99
Figure 3.5	Comparison of the computed and measured efficiency for three air mass fluxes ( $G_T = 450 \text{ W/m}^2$ ).....	99
Figure 3.6	Comparison of the computed and measured efficiency for three air mass fluxes ( $G_T = 600 \text{ W/m}^2$ ).....	100
Figure 3.7	Heat transfer effectiveness occurring in the front, slot, and back of the-plate region for the two plenums cases with $0.013 \text{ kg/s/m}^2$ .....	103
Figure 3.8	Heat transfer effectiveness occurring in the front, slot, and back of the-plate region for the two plenums cases with $0.0411 \text{ kg/s/m}^2$ .....	103
Figure 4.1	Schematic of the transparent transpired collector mounted on a typical brick wall construction .....	109
Figure 4.2	Schematic of the experimental apparatus. ....	117
Figure 4.3	Normal transmissivity and reflectivity, spectra for PC (3mm thick) .....	121
Figure 4.4	Pareto diagram of the efficiency of the TTC.....	125
Figure 4.5	Plots of main factors effects on the efficiency of the TTC.....	126
Figure 4.6	Interactions effects of the principal parameters on the efficiency of the TTC .....	130

## LISTE DES ABRÉVIATIONS, SIGLES ET ACRONYMES

ANOVA	Analyse de variance
CNEES	Le Centre national d'essais d'équipements solaires
STRL	Le laboratoire de recherche solaire thermique
NREL	Le laboratoire national d'énergies renouvelables
GES	Gaz à effet de serre
RNCan	Ressource naturelle Canada
Shc	Le programme du chauffage solaire et de refroidissement
UTC	Capteur solaire à perforations non vitré «Unglazed transpired collector»
CFD	Dynamique des fluides numériques
TRNSYS	Simulateur de performance de systèmes d'énergie thermique transitoire
DTLM	La différence de température logarithmique moyenne
PV	Photovoltaïque
CTT	Centre de technologies thermiques
IEA	Agence de l'énergie internationale
ATF	Active transparent facade
UV	Longueurs d'onde ultraviolet
VIS	Longueurs d'onde visibles
NIR	Longueurs d'onde proche infrarouge
FIR	Longueurs d'onde infrarouge lointaine



## LISTE DES SYMBOLES ET UNITÉS DE MESURE

$A_{\text{cell}}$	Surface d'une cellule de l'absorbeur ( $\text{m}^2$ )
$A_{\text{coll}}$	Air du capteur ( $\text{m}^2$ )
$A_c$	Air du capteur moins les perforations ( $\text{m}^2$ )
$A_{\text{cs}}$	Section du conduit d'air ( $\text{m}^2$ )
$b$	Largeur d'une fente (m)
$c_p$	Capacité calorifique de l'air ( $\text{kJ/kg}\cdot\text{K}$ )
$D$	Diamètre de trous (m)
$D_f$	Degré de liberté d'un paramètre
$g$	Force de gravité ( $\text{m/s}^2$ )
$G_T$	Intensité du rayonnement ( $\text{W/m}^2$ )
$H$	Hauteur du l'UTC et du TTC (m)
$h_c$	Coefficient de transfert de chaleur par convection ( $\text{W/m}^2\cdot\text{K}$ )
$h_r$	Coefficient de transfert de chaleur par rayonnement ( $\text{W/m}^2\cdot\text{K}$ )
$L$	Espace entre les fentes (m)
$L_s$	Longueur d'entrée thermique (m)
$\dot{m}$	Débit massique de l'air par unité de surface de capteur solaire ( $\text{kg/s/m}^2$ )
$N$	Nombre total des expériences
$P$	Espace entre les perforations de l'absorbeur (m)
$q_{\text{cell}}$	Génération de chaleur dans une cellule par unité de volume ( $\text{W/m}^3$ )
$Q_{\text{util}}$	Chaleur utile d'un capteur solaire (W)
$R^2$	Coefficient de corrélation

## XXII

$SST$	Somme des carrés
$t$	Épaisseur de la plaque perforée (m)
$T_{\text{abs}}$	Température de l'absorbeur (°C)
$T_{\text{abs-w}}$	Température du mur absorbeur du TTC (°C)
$T_{\text{amb}}$	Température ambiante (°C)
$T_{\text{out}}$	Température de sortie de l'air (°C)
$T_{\text{sky}}$	Température du ciel (°C)
$T_{\text{in,h}}$	Température moyenne de l'air à l'entrée de la fente (°C)
$T_{\text{out,h}}$	Température moyenne de l'air à la sortie de la fente (°C)
$U_g$	Coefficient de transfert de chaleur global ( $\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$ )
$V_s$	Vitesse de succion (m/s)
$\bar{V}$	Vitesse moyenne de l'air dans le conduit (m/s)
$V_{\text{wind}}$	Vitesse du vent (m/s)
$V_{\text{cell}}$	Volume d'une cellule de l'absorbeur ( $\text{m}^3$ )
$w$	Largeur de l'UTC (m)
$K_H$	Impédance hydraulique de la plaque perforée $(\text{m}/\text{s})^{0,5}$
$z$	Diamètre du conduit de sortie de l'air (m)

### Lettres grecs

$\alpha$	Coefficient d'absorption
$\alpha_{\text{co}}$	Revêtement de l'absorbeur (paramètre qualitatif)
$\beta$	Coefficient d'expansion thermique (1/K)

$\beta_0$	Constante du modèle de régression
$\beta_i$	L' $i^{\text{ème}}$ coefficient de régression linéaire
$\beta_{ii}$	L' $i^{\text{ème}}$ coefficient de régression quadratique
$\beta_{ij}$	Le (i,j)- $\text{ème}$ coefficient d'interaction
$y^+$	Distance adimensionnelle
$\delta_{ij}$	Kronecker delta
$S_{ij}$	Tenseur de déformation moyen ( $s^{-1}$ )
$\varepsilon$	Émissivité thermique
$\varepsilon_i$	Erreur aléatoire
$\varepsilon_{HX}$	Éfficacité du transfert de chaleur de l'UTC
$\varepsilon_{UTC}$	Éfficacité du transfert de chaleur globale de l'UTC (modèle bidimensionnel)
$\varepsilon_f$	Efficacité du transfert de chaleur face avant de l'absorbeur
$\varepsilon_h$	Efficacité du transfert de chaleur dans la fente
$\varepsilon_b$	Efficacité du transfert de chaleur face arrière de l'absorbeur
$\eta_{coll}$	Rendement du capteur
$k$	Énergie cinétique turbulente ( $m^2/s^2$ )
$\lambda$	Conductivité thermique ( $W/m \cdot K$ )
$\nu$	Viscosité cinématique de l'air ( $m^2/s$ )
$\nu_t$	Viscosité cinématique turbulente ( $m^2/s$ )
$\rho$	Réflexion spectrale
$\rho_{air}$	Masse volumique de l'air ( $kg/m^3$ )
$\sigma$	Porosité

## XXIV

$\sigma_p$  Porosité d'une plaque dotée de fentes

$\tau$  Transmittance spectrale

### Indices

abs Absorbeur ou plaque perforé

abs-w Mur d'absorbeur du TTC

g Vitrage

### Nombres adimensionnels

$Ad$  Admittance

$Re_D$  Nombre de Reynolds basé sur le diamètre des perforations

$Re_j$  Nombre de Reynolds du jet qui est fonction de la vitesse du jet et de l'espace entre la surface perforée et la surface chauffée

$Nu_p$  Nombre de Nusselt basé sur l'espace entre les perforations

$Nu_D$  Nombre de Nusselt basé sur le diamètre des perforations

$Nu_{att}$  Nombre de Nusselt écoulement attaché

$Nu_{sep}$  Nombre de Nusselt écoulement séparé

$Pr$  Nombre de Prandtl

$Pr_t$  Nombre de Prandtl turbulent



## INTRODUCTION

### 0.1 Contexte

La motivation de ce travail porte sur les constats suivants:

#### 0.1.1 Constat environnemental

L'effet de serre est un phénomène naturel indispensable à toute vie sur terre. Les gaz à effet de serre (GES) présents naturellement dans l'atmosphère empêchent une partie du rayonnement infrarouge de s'échapper dans l'espace. L'augmentation des GES issus de l'activité humaine, principalement la combustion des énergies fossiles (pétrole, charbon) et de la biomasse, accentue ce phénomène et entraîne un réchauffement de la planète.

Afin de limiter l'intensité de l'effet de serre et la hausse des températures à la surface de la planète, des plans d'actions pour la limitation d'émissions de certains GES ont été mis en place par de nombreux pays, dont le Canada, notamment dans le cadre du protocole de Kyoto. Les pays signataires de ce protocole se sont engagés sur une réduction de leurs émissions de 5,2% en moyenne entre 2008 et 2012 par rapport au niveau de 1990. Cependant, le défi est de taille, car les données de l'année 2010 d'Environnement Canada ont montré que les émissions des GES ont augmenté de 25%. Les bâtiments sont responsables de 11% des émissions totales de GES. La Figure 0.1 montre la répartition des sources d'émissions de GES par secteur d'activité au Canada.

#### 0.1.2 Constats énergétiques

Les besoins énergétiques ne cessent de croître partout aux quatre coins de la planète. Le Canada ne fait pas exception à cette règle. Selon un rapport intitulé «*The World Energy Outlook*», l'Agence internationale de l'énergie prévoit une augmentation de la demande énergétique mondiale de 55% d'ici 2030 (IEA, 2007). Le Canada a enregistré une hausse de

la consommation énergétique d'environ 22,3% entre 1990 et 2010 pour atteindre plus 8541,6 pétajoules (Ressources naturelles Canada, 2013a). Cette tendance devrait se poursuivre et la demande totale d'énergie pour utilisation finale augmentera, en moyenne, de 1,3 % par année d'ici 2016.

Le secteur industriel avec environ 37% de la consommation demeure le principal consommateur d'énergie. Les secteurs résidentiel et commercial consomment ensemble 24,8% (Figure 0.2) dont 57% de l'énergie consommée dans ces secteurs sert principalement au chauffage des locaux et des pièces.

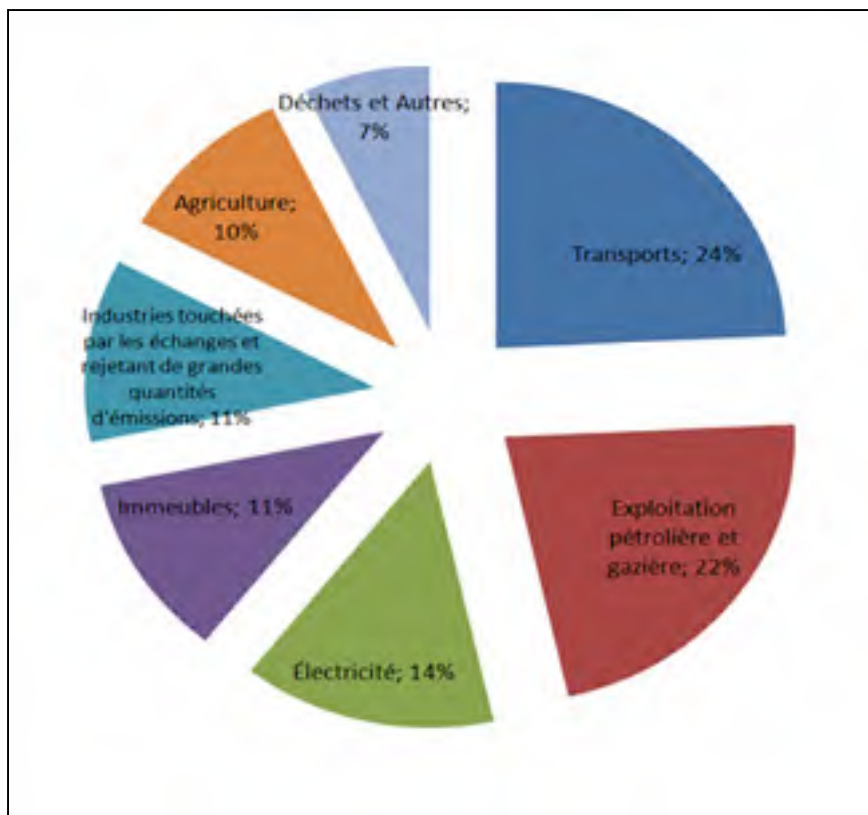


Figure 0.1 Répartition des émissions de gaz à effet de serre par secteur économique, Canada, 2010  
Tirée de Environnement Canada (2010)

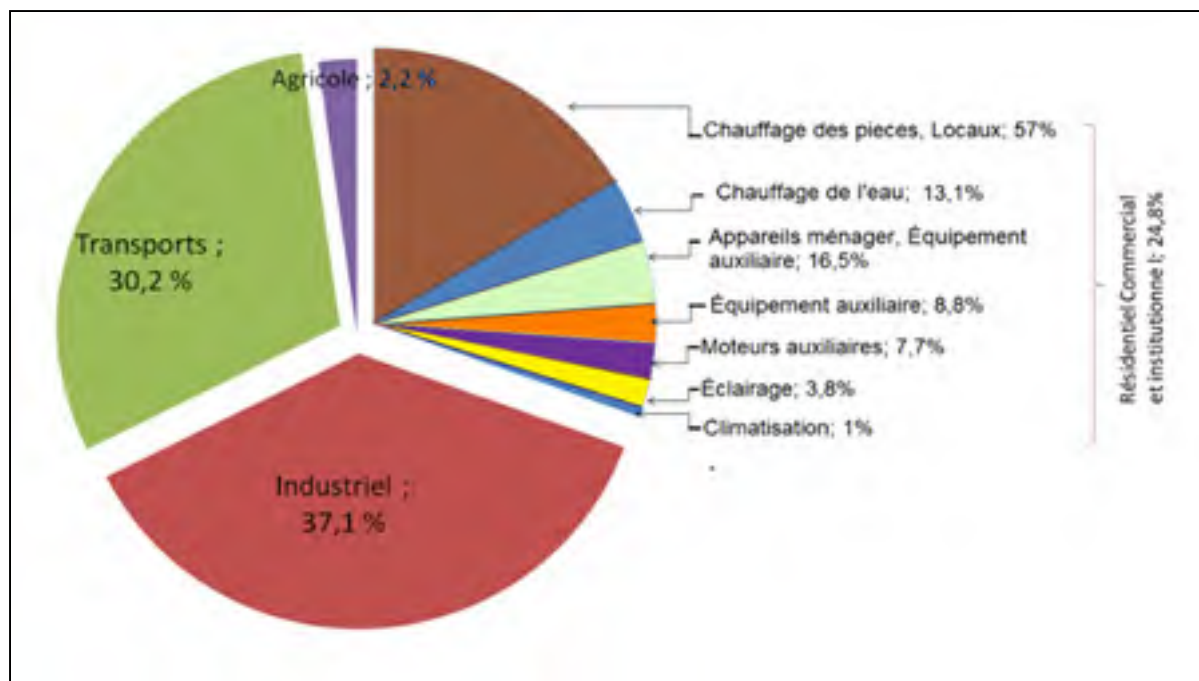


Figure 0.2 La consommation finale d'énergie secondaire par secteur au Canada 2009  
Tirée de Ressources naturelles Canada (2013b)

## 0.2 Mesure de réduction des émissions de GES

Il existe plusieurs mesures qui peuvent être prises pour limiter les émissions de GES liées au chauffage des locaux des pièces de bâtiments. L'une de ces mesures consiste principalement à réduire la consommation d'énergie. Pour les nouvelles constructions, cela peut être réalisé en minimisant les pertes de chaleur du bâtiment à l'aide de murs et de fenêtres dotés d'une résistance thermique élevée. Dans les bâtiments existants, l'installation de thermostats peut aider à réduire le besoin de chauffage. L'utilisation d'appareils de chauffage de hautes performances telles que les pompes à chaleur peut également contribuer à réduire la consommation d'énergie. Les autres mesures consistent à utiliser des sources d'énergie qui sont propres et renouvelables par rapport aux combustibles fossiles, comme le gaz naturel, le pétrole et le charbon. L'énergie éolienne, houlomotrice, géothermique et solaire sont toutes de sources d'énergie très prometteuses qui ne produisent pas de GES et qui sont renouvelables. Cependant, certaines ne peuvent pas être utilisées parce qu'elles ne sont tout simplement pas disponibles en quantité suffisante pour être économiquement viables.

D'autres sont disponibles partout, mais leur coût d'exploitation est trop élevé. Le soleil est accessible presque partout sur la planète. Par conséquent, l'énergie solaire présente un grand potentiel en tant que source d'énergie.

### **0.2.1 Énergie solaire**

Il existe de nombreux systèmes qui utilisent l'enveloppe du bâtiment pour collecter l'énergie solaire incidente et utiliser cette énergie pour le chauffage de l'air dans les bâtiments. Sur le plan thermique, l'enveloppe doit empêcher au maximum les déperditions de chaleur vers l'extérieur. De ce point de vue, on distingue les trois systèmes suivants :

- Les systèmes non vitrés opaques au rayonnement solaire tels que les murs verticaux (métallique, brique ou en béton);
- Les systèmes vitrés tels que les cheminés solaires, les murs trombes, les façades doubles peaux, les murs capteurs accumulateurs à isolation transparente «Transparent Insulation Material»;
- Les systèmes de chauffage solaire de l'air (SCSA) à plaque perforée opaque ou transparente au rayonnement solaire appelés parfois capteurs solaires perforés non vitrés «Unglazed Transpired Collector» (UTCs), et les capteurs solaires à vitrage perforé «Transparent Transpired Collector» (TTCs).

Dans la présente étude, nous sommes intéressés par les UTCs et les TTCs.

### **0.3 Les systèmes de chauffage solaire de l'air à perforations**

Les systèmes de chauffage solaire de l'air à perforations sont des capteurs solaires comportant une plaque de simple vitrage polymère (dans le cas des TTCs) ou une plaque métallique (dans le cas des UTCs) perforées à travers lesquelles l'air extérieur est uniformément aspiré. Ces plaques servent en même temps de revêtement de façade dans lequel l'air aspiré est dirigé vers le haut dans les conduits d'admission de l'air neuf de ventilation. Il s'agit donc d'une composante de construction simple, et peu coûteuse

particulièrement lors d'une construction neuve. Ces capteurs solaires à air sont surtout utilisés dans les applications nécessitant de basses températures, telles que le chauffage des locaux et le séchage qui est une opération souvent nécessaire dans de nombreux processus (agroalimentaire, matériaux de construction, stations d'épuration, etc.).

### 0.3.1 Description des UTCs et TTCs

Les UTCs sont utilisés dans les milieux industriel et institutionnel depuis environ une trentaine d'années et sont généralement composés d'un revêtement métallique perforé de couleur foncée monté à une dizaine de centimètres du mur d'un bâtiment. La cavité (plénum) ainsi créée est maintenue en pression différentielle négative par un ventilateur qui aspire l'air extérieur à travers les perforations. Lorsque l'UTC est exposé au rayonnement du soleil, une partie du rayonnement absorbé par la plaque métallique est transmise par convection à l'air lors de son passage à travers les perforations. L'air chauffé est ensuite amené dans le bâtiment par l'intermédiaire d'une connexion à l'entrée de ventilation. La Figure 0.3 illustre un système typique de chauffage solaire de l'air.

Une nouvelle génération de SCSA dotée d'un vitrage polymère perforé est récemment apparue sur le marché appelé capteur transparent perforé ou «*Transpired Transparent Collector*» (TTC). Un TTC comprend tous les composants habituels d'un UTC. La différence principale est qu'au lieu d'un absorbeur en métal perforé, un vitrage polymère perforé est utilisé. Comme illustré à la Figure 0.4, ce système fonctionne selon un principe semblable à celui d'un UTC. Un système de ventilation est donc nécessaire. Ce système placé en haut du capteur permet de forcer l'air extérieur vers l'intérieur du bâtiment. L'air ne peut circuler qu'à travers les perforations du vitrage perforé vers l'intérieur du bâtiment. Le rayonnement solaire est majoritairement transmis à travers le vitrage perforé et absorbé par la surface sombre du mur du bâtiment. La chaleur recueillie par le mur absorbeur est transférée à l'air qui circule à proximité dans le capteur solaire. Dans la plupart des applications, le vitrage perforé est constitué de polycarbonate, ce dernier a fait l'objet de plusieurs applications en tant que matériau de vitrage pour les collecteurs solaires (Tjandraatmadja, Burn et Jollands,

2002). Ce vitrage a la particularité d'être presque totalement transparent au rayonnement visible et presque opaque aux grandes longueurs d'onde.

Ce type de collecteurs solaires (TTC) peut être installé dans les façades des nouveaux bâtiments ou de ceux existants nécessitant de travaux de réfection de façade. Il compte plusieurs avantages, à savoir ; un faible poids, une simplicité de fabrication, une résistance à la corrosion, ainsi que de meilleures possibilités d'intégration esthétique par rapport aux collecteurs perforés à absorbeur opaque. Outre ces avantages, les TTCs peuvent être également utilisés en conjonction avec des fenêtres, des façades doubles peau et d'autres éléments de façades des bâtiments. Un schéma de TTC monté sur un mur de briques est illustré à la Figure 4.1 (page 109).

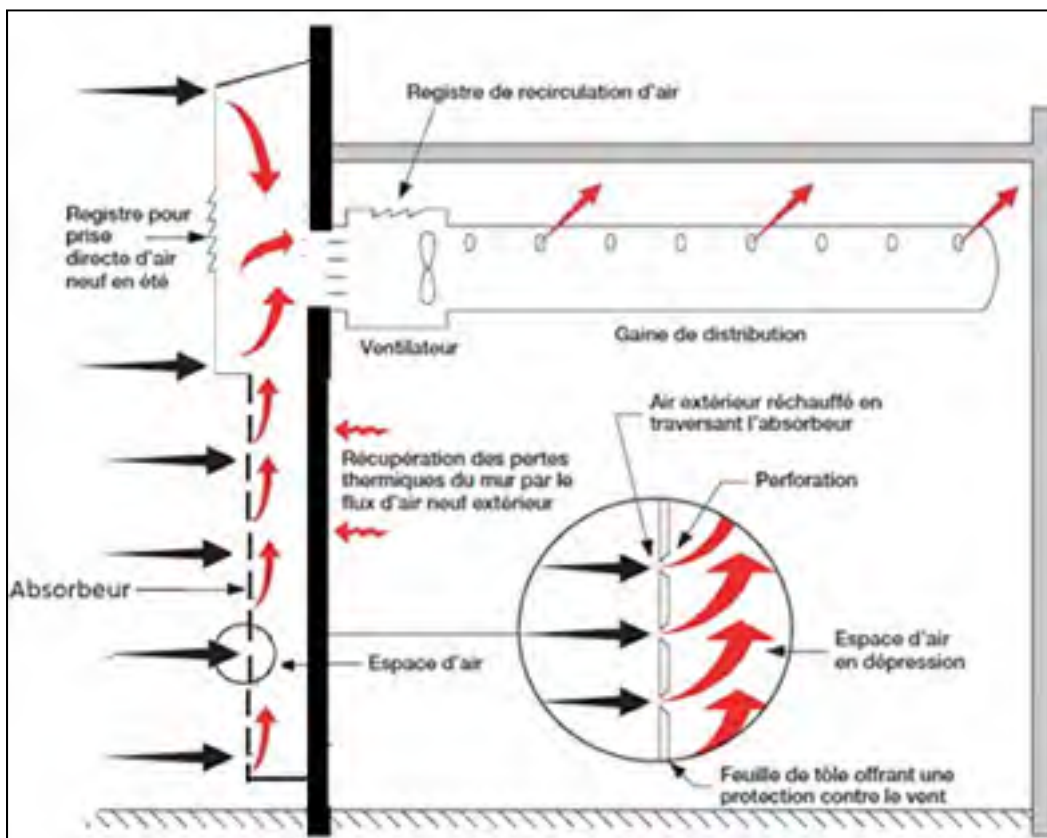


Figure 0.3 Schéma d'un SCSA à plaque métallique perforée.  
Tirée de REtscreen (2012)

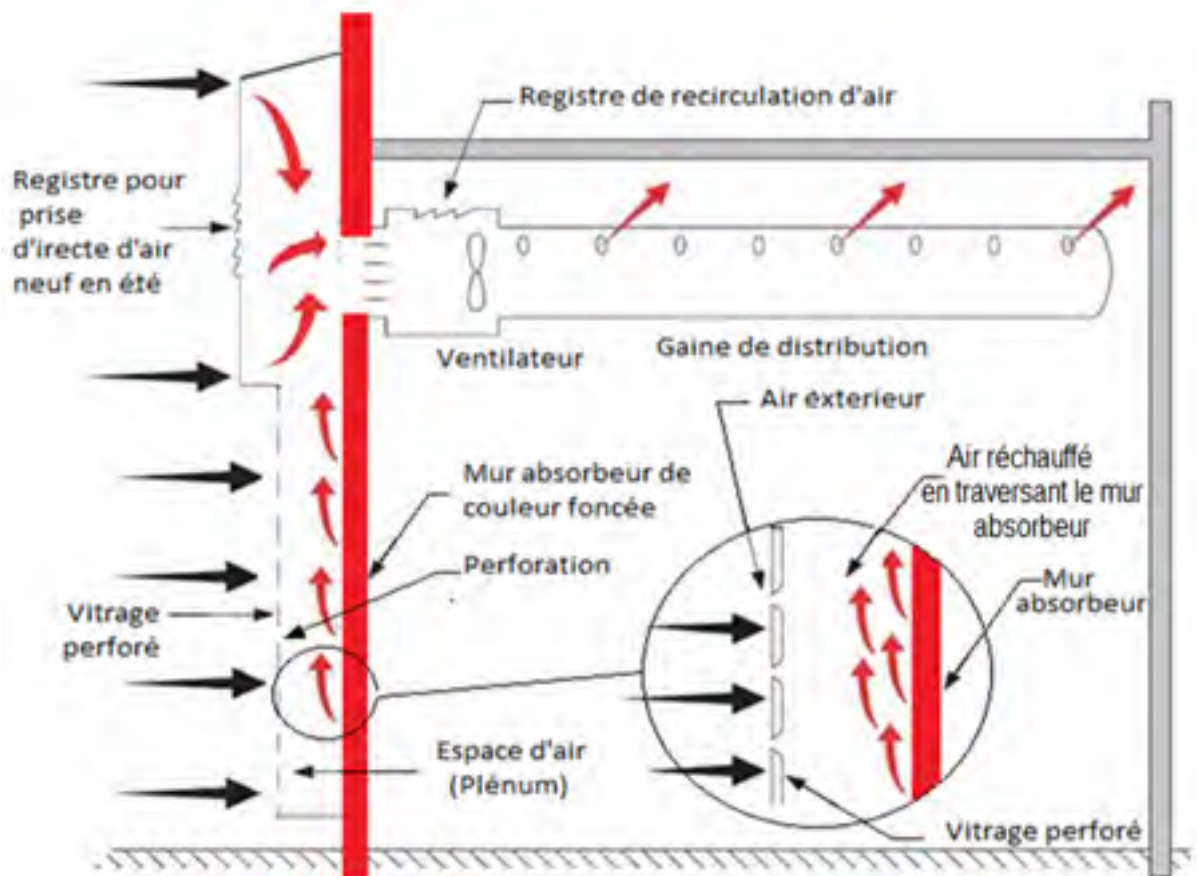


Figure 0.4 Schéma d'un SCSA à vitrage polymère perforé.

### 0.3.2 Performances des UTCs et TTCs

En pratique, le rendement de ces systèmes est fonction de l'énergie récupérée  $Q_{\text{util}}$  qu'on cherche toujours à augmenter. La puissance utile récupérée par l'air à travers son passage par le capteur solaire est équivalente à l'énergie solaire incidente moins les pertes thermiques par rayonnement et par convection. Généralement, les pertes thermiques à travers le revêtement de façade (opaque ou transparent) sont les plus importantes, car les côtés et le dos du capteur peuvent être isolés, alors que la face avant doit être exposée au rayonnement solaire et à la température ambiante. Ces pertes thermiques peuvent provenir du mur absorbant vers le vitrage perforé, du vitrage perforé vers l'extérieur, et du mur absorbant vers l'extérieur via la

transmission à travers le vitrage perforé dans le cas d'un TTC, et de l'absorbeur vers l'extérieur, dans le cas d'un UTC.

A priori, l'élément qui fait la différence entre ces deux systèmes est la nature du revêtement de façade. Cet élément étant un paramètre déterminant que ce soit au niveau énergétique, de la viabilité économique du système et même du côté intégration esthétique. Ce revêtement de façade doit assurer les fonctions essentielles suivantes:

#### **Cas du TTC**

- Capter le maximum du rayonnement incident avec une réflexion minimale;
- Transmettre au mieux le rayonnement solaire incident;
- Limiter les déperditions thermiques vers l'environnement l'extérieur;
- Absorber tout le rayonnement infrarouge réémis par le mur absorbeur.

#### **Cas de l'UTC**

- Absorber la plus grande partie du rayonnement solaire incident;
- Transmettre la chaleur absorbée à l'air traversant le collecteur solaire;
- Limiter au minimum l'échange thermique par convection et par radiation vers l'environnement extérieur.

### **0.4 Problématique**

Conçu pour convertir l'énergie solaire en énergie thermique, les performances thermiques de des UTCs et TTCs dépendent de plusieurs paramètres. Le Tableau 0.1 résume les différents paramètres affectant les performances de ces systèmes. La connaissance des principaux paramètres mis en jeu lors de leur fonctionnement et l'optimisation des performances thermiques de ces équipements étant des questions essentielles afin, soit d'augmenter leurs performances, soit de diminuer les coûts, soit de les adapter à un contexte d'utilisation particulier.



D'une part, de nombreux travaux sur les UTCs ont été menés afin d'améliorer leurs performances thermiques, à savoir; les études de Kutscher (1992, 1993, 1994) concentrées sur le développement de la théorie d'échange de chaleur entre l'air et le mur perforé; les études de Van Decker, Hollands et Brunger (2001) sur le développement des modèles de l'efficacité du transfert de chaleur; les travaux numériques présentés par Gunnewiek, Brundrett et Hollands (1996) et Arulanandam, Hollands et Brundrett (1999), et l'étude de modélisation de Leon et Kumar (2007). En général, l'objectif de toutes ces études était au niveau de la conception. Ils ont montré que les UTCs exigent de bonnes propriétés (radiatives, géométriques et opératoires) afin de bénéficier d'un gain solaire maximal à un coût d'investissement minimum. Au meilleur de notre connaissance, aucune étude n'a été publiée sur l'optimisation des performances thermiques des UTCs.

Tableau 0.1 Les paramètres affectant les performances des TTCs et UTCs

<b>Géométrique</b>	Diamètre des perforations, pas entre les perforations, épaisseur du plénum, épaisseur du vitrage, hauteur du collecteur, arrangement des perforations, porosité.
<b>Thermophysique</b>	Conductivité thermique ( $\lambda_g, \lambda_{abs-w}$ ), capacité calorifique ( $c_{p,g}, c_{p,abs-w}$ ).
<b>Optique</b>	Propriétés optiques des composantes de surface du TTC ( $\epsilon_{abs-w}, \alpha_{abs-w}, \tau_g, \rho_g, \alpha_g, \epsilon_g$ ), $\epsilon_{abs}$ , $\alpha_{abs}$ , indice de réfraction, coefficient d'extinction du vitrage perforé.
<b>Conditions opératoires</b>	Débit massique de l'air, rayonnement solaire incident, angles d'incidence, $T_{amb}$ , $V_{wind}$ , direction du vent, $T_{sky}$ , et la perte de pression dans le plénum et les perforations.

De plus, la modélisation numérique de tels systèmes permet la prédiction de leurs performances thermiques et autres paramètres importants (vitesses d'écoulement, pressions, températures, flux de chaleur, coefficients de transfert de chaleur, etc.). Or les études numériques (CFD) réalisées sur les UTCs ont montré que la présence des perforations (1 à 2 mm de diamètre) pose un problème au niveau de la discrétisation spatiale nécessaire à la

simulation de l'écoulement lors de son passage à travers la plaque perforée (Cao, Hollands et Brundrett, 1993). En effet, la densité de maille requise pour modéliser les couches limites thermiques près des parois d'un UTC et dans les perforations rend difficile la simulation numérique d'un collecteur généralement constitué de milliers de perforations. En conséquence, aucune étude numérique n'a été entreprise afin de déterminer les performances thermiques d'un UTC en y incluant le plénum et les perforations.

D'autre part, les résultats et conclusions des travaux antérieurs menés sur les UTCs ne peuvent être appliqués directement aux TTCs. En effet, dans un TTC, la quasi-totalité du rayonnement solaire est absorbée par le mur absorbeur du bâtiment et le transfert de chaleur entre l'air et le vitrage perforée est très faible. Les mécanismes de transfert de chaleur par convection et rayonnement entre l'air admis dans le bâtiment et le système « vitrage perforée-mur absorbeur » présentent des différences importantes par rapport aux UTC's. Par conséquent, avant de procéder à leur modélisation, il est donc indispensable d'acquérir des connaissances précises des paramètres mis en jeu qui sont pour le moment inconnus. C'est pourquoi l'essentiel du travail à ce stade de développement précoce des TTCs nécessite une connaissance approfondie de ces paramètres, afin de générer les données nécessaires à leur modélisation.

## **0.5 Objectifs et méthodologie**

Ce travail de thèse se situe dans la continuation de plusieurs autres études effectuées sur les UTCs durant les trois dernières décennies. Il ouvre également une nouvelle perspective d'investigation par l'étude des TTCs.

L'objectif principal de ce travail consiste à étudier les performances thermiques des UTCs et des TTCs. Plus spécifiquement, cette thèse est structurée en trois parties qui sont respectivement :

- 1- Modélisation et optimisation les performances thermiques d'un UTC à l'aide d'un plan factoriel;

- 2- Modélisation numérique du transfert de chaleur dans un UTC;
- 3- Quantification des effets des différents paramètres auxquels est soumis un TTC sur les performances thermiques.

L'objectif de la première partie de l'étude, est l'élaboration d'un modèle mathématique permettant d'évaluer les performances de l'UTC et de l'optimiser. Plus précisément, il s'agit de la compréhension du comportement de ce modèle vis-à-vis ces paramètres, et de la manière dont ses différents paramètres interagissent entre eux. Il s'agit également de trouver la combinaison optimale de paramètres qui maximise le rendement de l'UTC. Afin d'atteindre ces objectifs, la méthodologie des plans d'expériences a été retenue. Les principales étapes qu'il convient de suivre pour la mise en œuvre de cette technique sont :

1. Construction du plan d'expériences (définition des facteurs d'entrée et de sortie, des niveaux de paramètres ainsi que leur domaine expérimental);
2. Réalisation de l'expérimentation (affectation du traitement du plan d'expériences à l'unité expérimentale, et d'en mesurer les réponses);
3. Analyse statistique des résultats;
4. Modélisation et optimisation de la fonction de réponse (représentation graphique du rendement de l'UTC par surface de réponse).

Dans la deuxième partie de l'étude, l'objectif étant la modélisation numérique des phénomènes de transfert de chaleur (par conduction, convection et rayonnement) via le code commercial Fluent. Les modélisations bidimensionnelles sont basées sur la résolution numérique des équations de Navier-Stokes moyennées (RANS) en régime permanent couplées à l'équation de conservation d'énergie. Un prototype expérimental est développé en parallèle dans le but de valider les simulations numériques qui utilisent les paramètres expérimentaux comme entrées. Des hypothèses simplificatrices sont présentées au chapitre 4. Ces hypothèses permettront de réduire la taille et la complexité du modèle numérique. Les simulations sont effectuées pour deux largeurs de plénum (5 et 15 cm), trois débits massiques par unité de surface de capteur solaire (0,0133, 0,0266, 0,0411 kg/s/m<sup>2</sup>) et trois niveaux d'irradiation (300, 450 et 600 W/m<sup>2</sup>). Ce modèle permettra de quantifier le transfert de

chaleur entre les différentes parties du capteur et l'air admis dans le collecteur. Il est également prévu de quantifier l'influence de la distance entre la plaque perforée et le mur porteur sur l'efficacité du transfert de chaleur.

L'objectif de la troisième partie consiste à chercher parmi tous les paramètres susceptibles d'influencer le rendement des TTCs ceux qui ont l'effet prépondérant. Un plan factoriel multi niveaux ( $3^1 \times 2^4$ ) est proposé. Le domaine expérimental des paramètres est choisi aussi large que possible, car aucun résultat antérieur pour les TTC peut être utilisé comme point de départ. Comme, l'objectif de l'étude est d'estimer et comparer les effets des paramètres, les étapes 1, 2, et 3 citées précédemment dans la méthodologie des plans expérimentaux sont appliquées. Le volet expérimental consiste en la construction et l'instrumentation d'un prototype de TTC sur lequel plusieurs essais élémentaires sont effectués et procéder aux expérimentations définies par le plan factoriel. Ces essais concernent les différentes températures du mur absorbeur ( $T_{\text{abs-w}}$ ), la température de l'air ambiant ( $T_{\text{amb}}$ ), température de l'air à la sortie du ventilateur ( $T_{\text{out}}$ ), température de la plaque transparente ( $T_g$ ), le rayonnement ( $G_T$ ) et débit d'air ( $\dot{m}$ ).

## 0.6 Contenu de la thèse

Cinq chapitres viennent s'ajouter à l'introduction. Le chapitre 1 présente la revue bibliographique. Les chapitres 2, 3, et 4 présentent les articles publiés ou soumis à des journaux scientifiques avec comité de lecture. Le chapitre 5 présente la synthèse des résultats et la conclusion.

Le chapitre 1 est consacré à une synthèse bibliographique. Cette synthèse est divisée en deux sections. La première est consacrée aux travaux effectués sur les UTCs. Ces travaux ont été classifiés selon quatre aspects différents; 1) les travaux effectués sur la théorie du transfert de chaleur des UTCs; 2) les travaux reliés aux études de modélisation mathématique et numérique; 3) les études expérimentales et 4) les études d'implantations. La seconde section est dédiée au TTCs, elle porte sur l'emploi de matériaux polymères transparents en

couverture des capteurs solaires. Plus spécifiquement, on présente un aperçu sur les vitrages candidats, les caractéristiques optiques spectrales des vitrages utilisés et les problèmes de leur vieillissement et de leur durabilité.

Le chapitre 2 présente le premier article intitulé : «*A full 3<sup>4</sup> factorial experimental design for efficiency optimization of an unglazed transpired solar collector prototype*». Cet article publié dans la revue Solar Energy, décrit la méthodologie des plans factoriels à trois niveaux appliqués spécifiquement aux UTCs. Il présente une description des éléments qui entrent dans la composition du dispositif expérimental de l'UTC et l'instrumentation nécessaires à la réalisation des expériences. Enfin, ce chapitre présente l'analyse statistique du modèle obtenu et l'optimisation de ce dernier par une représentation graphique en utilisant les surfaces de réponses et les contours de surface de réponse.

Le chapitre 3 présente le deuxième article intitulé : «*Experimental and numerical simulation of a two-dimensional unglazed transpired solar air collector*» accepté pour publication à Solar Energy. Cet article présente une étude numérique et expérimentale des performances thermiques d'un prototype d'UTCs ayant deux largeurs de plénum (5 et 15 cm), pour trois débits massiques unitaires d'aspiration (0,0133, 0,0266, 0,0411 kg/s/m<sup>2</sup>) et trois niveaux d'irradiation (600, 450 et 300 W/m<sup>2</sup>). Cet article est subdivisé en cinq sections. Au cours de la première section, une brève description de la procédure expérimentale est présentée. Le modèle physique est présenté dans la section 3, dans laquelle la méthode numérique est introduite ainsi que les hypothèses de calcul. Les équations de conservation, la discrétisation spatiale, les conditions aux limites et l'étude de maillage sont également présentées et discutées dans cette section. Dans la section 4, les résultats numériques sont présentés, discutés et comparés avec les données expérimentales. Le chapitre se termine par les conclusions et les recommandations, qui sont énoncées à la section 5.

Dans le chapitre 4 on applique de nouveau la méthodologie des plans factoriels sur les TTCs. Cette application a fait l'objet d'un troisième article intitulé : «*An experimental investigation of a two-dimensional prototype of transparent transpired collector*» soumis à la revue

Energy and Buildings. Dans cet article, nous étudions l'influence de cinq paramètres sur le rendement du TTC. Cet article commence par une section sur l'utilisation de vitrage polymère dans la conception des capteurs solaires. Ensuite, une section pour la méthode de dépouillement permettant de déterminer les paramètres de l'étude, leurs niveaux ainsi que le domaine expérimental. Une section pour la description de la procédure expérimentale est présentée, ainsi que les mesures effectuées. Les résultats de l'analyse statistique sont résumés dans la présente section par un examen détaillé des effets des paramètres ainsi que leurs interactions. La conclusion présente un résumé de l'essentiel des résultats obtenus ainsi que les perspectives futures.

Nous terminons cette thèse par le chapitre 5 qui est une synthèse des principaux résultats obtenus. Également, nous présentons les recommandations qu'il est possible de formuler suite à cette étude.

# CHAPITRE 1

## REVUE BIBLIOGRAPHIQUE

### 1.1 Introduction

Durant les trois dernières décennies, un important travail à travers le monde a été fait pour concevoir, construire et tester plusieurs types de capteurs solaires à air. L'objectif principal était d'améliorer leurs performances thermiques. Généralement, le rendement est le facteur le plus important pour la prédiction des performances thermiques des capteurs solaires de l'air (Tchinda, 2009). Pour maximiser ces performances, deux grandes approches sont explorées. La première consiste en l'utilisation des capteurs sans vitrage possédant un absorbeur en métal perforé. L'autre approche préconise l'utilisation des capteurs avec vitrage ou avec une couverture en plastique (Njomo, 1995; Wallner, Platzer et Lang, 2005; Wong, Eames et Perera, 2007). Récemment, une nouvelle génération de capteurs solaires combine les deux approches celle-ci consiste en l'utilisation des vitrages perforée transparent ou translucide.

### 1.2 Synthèse bibliographique sur les UTCs

Depuis l'apparition des UTCs dans les années 80 jusqu'à maintenant, environ 70 publications ont été publiés chacun présentant une méthode d'évaluation différente dans lesquels plusieurs aspects ont été abordés. Récemment, deux articles ont été publiés (Christophe, 2012) et (Shukla Ashish, 2012) sur l'état de l'art des UTCs. Avant de passer en revue les études antérieures sur ce sujet, précisons que ces études sont regroupées en quatre catégories, suivant le sujet d'investigation :

- études théoriques;
- études de modélisation mathématique et numérique;
- études expérimentales;
- études d'implantations et d'applications.

Ces quatre catégories vont constituer les axes d'études de cette section consacrée à la synthèse des travaux existants. À chaque axe, est consacré un tableau récapitulatif et un résumé des principaux résultats et conclusions. Chaque tableau synthétise en ordre chronologique de publication, l'objectif et/ou la méthode utilisée, les résultats et les conclusions obtenues.

### 1.2.1 Résumé des études théoriques

Schlichting (1979), Sparrow et Ortiz (1982) et Andrews et al. (1989) ont été parmi les premiers à étudier l'écoulement et le transfert de chaleur à travers des plaques perforées. Ces recherches ont principalement mis l'accent sur la compréhension de la physique de l'écoulement et des phénomènes de transfert de chaleur se produisant à travers des plaques perforées. Se basant sur l'hypothèse d'aspiration uniforme ou homogène à travers la plaque perforée, ces études ont permis d'obtenir des expressions du nombre de Nusselt ( $Nu_D$ ) (équations 1.1 et 1.2) en fonction de l'espace entre les trous ( $P$ ), le diamètre des trous ( $D$ ) et le nombre de Reynolds ( $Re_D$ ). Toutefois, les résultats obtenus ne s'appliquent pas au cas des capteurs perforés du fait que la porosité (14 % à 22 %) et les débits d'aspiration étaient plus élevés par rapport à ceux utilisés dans les UTCs. Kutscher et al. (1991, 1992, 1993, 1994) furent les premiers à vraiment traiter la théorie de l'écoulement et le transfert de chaleur à travers les UTCs. Leur objectif était de déterminer le coefficient de transfert de chaleur entre la plaque perforée et l'air ambiant, l'efficacité du transfert de chaleur et les pertes de charges à travers la plaque perforée. La procédure suivie est similaire à celle utilisée par Schlichting (1979). Avec cette procédure, ils ont montré que les modes de transfert d'énergie existant dans ces capteurs sont couplés et dépendent des couches limites thermique et hydrodynamique. La vitesse sur une plaque atteindra une région asymptotique au bout d'une certaine longueur de départ appelée « *starting length* » donnée par l'équation (1.6). Dans la région asymptotique, il n'y a pas de perte thermique par convection et la chaleur perdue par convection vers le milieu ambiant (l'extérieur) est uniquement la chaleur perdue dans la région d'entrée thermique. Les résultats obtenus montrent que le transfert de chaleur dans les UTCs (équation (1.8)); dépend de la taille des perforations ( $D$ ), le pas entre les perforations



( $P$ ), la porosité de la plaque ( $\sigma_{abs}$ ), le débit d'aspiration d'air à travers la plaque ( $\dot{m}$ ), et la vitesse du vent ( $V_{wind}$ ). La perte de charge totale à travers le capteur ( $\Delta P_T$ ) est la somme des pertes de pression dans l'absorbeur ( $\Delta P_{abs}$ ) défini par l'équation (1.9) et des pertes de pression dans le plénum, qui comprend les pertes de charge par frottement ( $\Delta P_{fric}$ ), les pertes de charge par flottabilité ( $\Delta P_{buoy}$ ) et les pertes de charge par accélération ( $\Delta P_{acc}$ ) (Kutscher, 1994). Le rendement de l'UTC et  $\epsilon_{HX}$  sont prédits par les équations (1.3) et (1.4). Plus tard  $\epsilon_{HX}$  a été défini par l'équation (1.5) dans laquelle le coefficient de transfert de chaleur global ( $U_g$ ) est basé sur la différence de température logarithmique moyenne (DTLM), et non pas par la température de surface tel que dans l'équation (1.3) (Kutscher, Christensen et Barker, 1992).

Tableau 1.1 Récapitulatif des études théoriques rapportées dans la littérature

Références	Objectives ou méthode	Résultats et conclusions
Schlichting (1979)	Analyse hydrodynamique de l'écoulement à travers une plaque plane perforée, avec l'hypothèse; vitesses d'aspiration homogènes.	Si $V_s$ est assez grand, la transition vers la turbulence ne se produira pas, et la croissance de la couche limite s'arrête complètement.
Sparrow et Ortiz (1982)	Analyse thermique de l'écoulement à travers une plaque plane perforée de porosité comprise entre 14 % et 22 %.	Corrélation proposée $Nu_p = 0,88 Re^{0,476} \cdot Pr^{0,33} \quad (1.1)$ Corrélation n'est pas applicable pour les UTCs ayant une porosité entre 0,5 % et 3 %.
Andrews et al. (1989)	Étude de l'influence du nombre de trous et le rapport $P/D$ sur le nombre de $Nu_D$ pour une plaque perforée.	Corrélation proposée $Nu_D = 2,44(P/D)^{1,43} Re_D^{0,57} Pr^{0,33} \quad (1.2)$ Avec : $500 < Re_D < 4300$ ; $1.9 < P/D < 22$
Kutscher, Christensen et Barker (1991)	Développer un modèle analytique qui prédit les performances thermiques des UTCs et le comparer avec les résultats des tests au laboratoire.	Les performances thermiques de l'UTC sont données par: $\eta_{coll} = \alpha_{abs} / \left[ 1 + \frac{Ac(h_r + h_c)}{\dot{m}c_p \cdot \epsilon_{HX}} \right] \quad (1.3)$ $\epsilon_{HX} = \frac{T_{out} - T_{amb}}{T_{out} - T_{amb}} \quad (1.4)$

Kutscher, Christensen et Barker (1992)	Acquérir une compréhension de la physique de l'écoulement et du transfert de chaleur dans les UTCs.	$\epsilon_{HX}$ est donnée par : $\epsilon_{HX} = 1 - \exp(-U_g(AC/A_{coll})/\rho_{air}V_s c_p) \quad (1.5)$ $U_g$ est calculé par la méthode de DTLM.
Kutscher, Christensen et Barker (1993)	Analyse des pertes thermiques par convection.	Les pertes par convection naturelle sont négligeables et l'effet du vent est important à $V_s$ faible : $L_s = 0,96U_\infty \cdot \nu / V_s^2 \quad (1.6)$ $h_c = (0,82 V_{wind} \nu \rho_{air} c_p) / L \cdot V_s \quad (1.7)$
Kutscher (1994)	Étude du transfert de chaleur et pertes de charges à travers des plaques perforées, isothermes.	De nouvelles corrélations développées de $Nu_D$ , et $\Delta P$ qui sont donnés par : $Nu_D = 2,75 \left[ \left(\frac{P}{D}\right)^{-1,2} \cdot Re_D^{0,43} + 0,011 \sigma \cdot Re_D \left(\frac{V_{wind}}{V_s}\right)^{0,48} \right] \quad (1.8)$ $\Delta P_T = 6,82 \left(\frac{1 - \sigma_{abs}}{\sigma_{abs}}\right)^{0,43} Re_D^{0,236} \quad (1.9)$
Hollands (1998)	Analyse détaillée et simplification du principe théorique des UTCs.	$\epsilon_{HX}$ dépend d'un paramètre adimensionnel $\gamma$ , et le rayonnement est le seul mécanisme important de perte de chaleur. $\gamma = \frac{L \cdot V_s^2}{\nu \cdot V_{wind}(1 - \sigma_p)} \quad (1.10)$
Barker et Kiatreungwattana (2011)	Étude de pertes de charge fonction du $\dot{m}$ , $\rho_{air}$ , et $\nu$ pour trois plaques de porosités différentes en aluminium et trois en acier.	Une vitesse de suction $V_s$ est recommandée pour obtenir une chute de pression de 25 Pa, afin d'éviter tout mouvement d'air du plénum vers l'extérieur due aux effets du vent.

### 1.2.2 Résumé des études de modélisation numérique

On distingue trois catégories d'études de modélisation et simulation numériques dans la littérature.

La première catégorie concerne les études numériques basées sur la résolution des équations de conservation de la dynamique des fluides (CFD). Les outils les plus utilisés sont les codes commerciaux Fluent et TASflow. Dans ces études, deux approches principales ont été

explorées. La première approche étudie uniquement la région du plénum. Elle a été adoptée par Gunnewiek, Brundrett et Hollands (1996; 2002) afin de déterminer l'importance des divers paramètres ( $H$ ,  $w/H$ ,  $G_T$ ,  $V_s$ ,  $K_H$ ,  $\varepsilon_{HX}$ ) sur le profil de vitesse dans le plénum.  $K_H$  exprimé en  $(\text{m/s})^{0.5}$  est l'impédance hydraulique de la plaque perforée donnée par;  $K_H = \Delta P_{abs} / \rho_{air} V_s^n$  (Gunnewiek, Brundrett et Hollands, 1996). Les résultats obtenus ont montré que la nature du profil de vitesse dépend de la force d'Archimède et du débit d'aspiration du ventilateur. La seconde approche (ou configuration périodique) est adoptée par Kutscher (1992), Cao, Hollands et Brundrett (1993), Arulanandam, Hollands et Brundrett (1999), Gawlik et Kutscher (2002), Gawlik, Christensen et Kutscher (2005) et Abulkhair (2011) et utilise la symétrie de la plaque perforée. Les simulations sont limitées à un élément représentatif de la plaque perforée, cet élément comprend, un trou et la moitié de la distance de la région entre deux trous adjacents ( $P/2$ ). Cependant, cette approche engendre des différences avec les mesures expérimentales, car l'écoulement proche de la paroi est supposé pleinement développé alors qu'il évolue verticalement d'une rangée de perforations à l'autre dans les expériences. Pratiquement, toutes les études qui ont adopté la configuration périodique (simulations périodiques) se sont intéressées à l'efficacité ( $\varepsilon_{HX}$ ) à l'exception de Gawlik, Christensen et Kutscher (2005) qui ont étudié l'effet de la conductivité thermique ( $\lambda_{abs}$ ). Cette étude est motivée par la recherche de matériaux de faible conductivité afin de réaliser des économies. Il en ressort globalement de ces études que l'efficacité ( $\varepsilon_{HX}$ ) est contrôlée par de nombreux paramètres, géométriques et opératoires, dont  $V_s$  est le plus important paramètre. Le transfert de chaleur est prépondérant sur le côté avant de l'absorbeur et dans les perforations. Ce résultat a ensuite été confirmé à plusieurs reprises, notamment par Kutscher (1992), Cao, Hollands et Brundrett (1993) et même dans les études expérimentales de Van Decker, Hollands et Brunger (1996; 1999; 2001). Il a été constaté également que l'effet de la conductivité de l'absorbeur sur le rendement de l'UTC est faible. Par conséquent, des matériaux de moindre coût à faible conductivité peuvent être utilisés avec pertes de performances négligeables. Finalement, l'extension des simulations périodiques à des configurations de forme sinusoïdales (Gawlik et Kutscher, 2002) et trapézoïdale (Abulkhair, 2011) a permis entre autres de déterminer le coefficient de transfert de chaleur moyen entre l'absorbeur et l'air aspiré et de déterminer les pertes thermiques dues

aux vents qui sont données par les équations (1.12), (1.13), (1.15), (1.16). En effet, ces deux configurations empêchent l'adhérence de la couche limite de l'air à l'absorbeur et provoquent un décollement de celle-ci, ce qui augmente la perte de chaleur vers l'extérieur. Par conséquent, la perte de chaleur de ces configurations est jusqu'à trois fois supérieure à celle d'un absorbeur plan.

La deuxième catégorie, concerne les études de modélisation mathématique, ces études sont basées principalement sur des bilans d'énergie effectués entre les composants de l'UTC, et des équations empiriques donnant les coefficients de transfert de chaleur pour estimer les taux de transfert de chaleur convectifs. On distingue trois modèles, le premier modèle est développé par Dymond et Kutscher (1997). La circulation de l'air à l'intérieur des UTCs est modélisée comme si elle était limitée à des flux dans un réseau de conduits d'air fictifs connectés entre eux. Le second modèle est employé par Leon and Kumar (2007), Biona, et al. (2005), Gao and Fang (2011) et Motahar et Alemrajabi (2010), il comprend plusieurs corrélations empiriques qui ont été développées par Kutscher et ses collaborateurs (1991, 1992, 1993, 1994) pour estimer les différents coefficients de transfert de chaleur. Le troisième modèle (Belusko, Saman et Bruno, 2008) découle d'un modèle développé originalement sur les jets impactant une plaque plane par Florschuetz et al. (1981) et Kercher et Tabakoff (1970). La méthode des différences finies est utilisée pour déterminer la pression statique locale le long de la plaque perforée ainsi que le nombre de Reynolds local du jet ( $Re_j$ ) à partir duquel le nombre de Nusselt local peut être déterminé (équation 1.14).

Globalement, ces études de modélisation mathématique sont des études paramétriques, dans lesquelles les auteurs ont étudié l'influence de nombreux paramètres géométriques ( $P$ ,  $D$ ,  $w$ ,  $\sigma_{abs}$ ), optiques ( $\alpha_{abs}$ ,  $\epsilon_{abs}$ ) et opératoires ( $V_s$  et  $G_T$ ) sur  $\epsilon_{HX}$ ,  $\eta_{coll}$ ,  $(T_{out}-T_{amb})$  et les pertes de charge à travers l'UTC. Motahar et Alemrajabi (2010) se sont intéressés plus particulièrement au rendement exergetique de l'UTC. Il ressort principalement de ces études que  $\alpha_{abs}$ ,  $P$ , et  $V_s$  ont le plus important effet sur  $\epsilon_{HX}$ ,  $\eta_{coll}$  de l'UTC. L'effet de  $\epsilon_{abs}$  et de  $\sigma_{abs}$  sur l'efficacité est modéré. De plus, Leon and Kumar (2007) ont montré également que le rendement diminue avec l'augmentation du pas entre perforations, le constat est différent

chez Belusko, Saman et Bruno (2008). Une explication possible tient du fait qu'à de plus grands pas entre les perforations l'équation (1.14) donne des coefficients plus élevés que prévu, ce qui a pour conséquence d'augmenter le rendement de l'UTC.

La troisième catégorie concerne les études de simulations. Deux outils de simulation ont été développés par Enermodal Engineering au profit de Ressources naturelles Canada (NRcan) pour faciliter la conception des UTCs. Ces outils sont connus sous les noms de RETScreen et Swift. Outre ces deux outils, le logiciel TRNSYS, qui est un environnement de simulation extensible, développé par le CSTB, le Laboratoire de l'énergie solaire de l'Université Wisconsin et Transsolar Energietechnik à Stuttgart dans le cadre de collaborations internationales. Il a été conçu pour modéliser les performances des systèmes d'énergie thermique en régime transitoire.

RETScreen (2009) permet d'évaluer la production d'énergie, la viabilité financière et les réductions d'émissions de gaz à effet de serre pour deux applications de base soit le chauffage de l'air de ventilation et le chauffage de l'air de procédé. L'approche de RETScreen est basée sur des corrélations empiriques et l'évaluation mensuelle des performances des systèmes de chauffage. Par contre, l'approche de Swift (2009) est basée sur le calcul des performances du système sur une base horaire avec des équations issues des principes fondamentaux de la thermodynamique. Carpenter et Meloche (2002) ont démontré par une série de simulations pour différents bâtiments que les modèles de RETScreen et Swift donnent des résultats similaires et qu'ils sont toujours considérés comme acceptables pour la faisabilité économique et le calcul d'économies d'énergie des UTCs. Une comparaison des résultats de simulation des deux modèles (RETScreen et Swift) est présentée également par Gogakis (2005). L'étude conclue que le modèle RETScreen offre une meilleure approche dans le calcul de l'énergie solaire absorbée parce qu'il convertit le rayonnement solaire horizontal global en une irradiance solaire plane verticale selon la théorie de Liu et Jordan (1961) alors que le modèle Swift est plus fiable dans le calcul des gains de chaleur repris dans le bâtiment par le système de chauffage. Il a aussi montré que la différence d'économies d'énergie entre les deux modèles était de l'ordre de 10%.

Summers (1995), été le premier à utiliser TRNSYS pour simuler les performances thermiques et la faisabilité économique des UTCs. La simulation est composée d'un système d'équations résultant d'un bilan d'énergie impliquant tous les modes de transfert thermique existant dans l'UTC. À l'origine de ces travaux, Maurer (2004) a appliqué le sous-programme développé par Summers pour simuler la performance d'un système d'UTC installé en Caroline du Nord. Il ressort de ces travaux que la viabilité économique de ces systèmes dépend des ressources solaires disponibles du site, du prix et du type d'énergie utilisée.

Tableau 1.2 Récapitulatif des études de modélisation et simulation numérique rapportées dans la littérature

Références	Objectives et méthode	Résultats et conclusions
Kutscher (1992)	Simulation du transfert de chaleur à travers un modèle axisymétrique 2D.	Le pourcentage du transfert de chaleur se produisant dans la face de l'absorbeur augmente avec la diminution de $V_s$ .
Cao, Hollands et Brundrett (1993)	Étude numérique 2D, à travers des fentes.	Le transfert de chaleur est limité dans la fente et à l'avant de la plaque. 20 % du transfert de chaleur globale se produit dans la fente.
Dymond et Kutscher (1997; 1995)	Modélisation numérique de l'écoulement à travers l'UTC utilisant la méthode des réseaux de conduits fictifs.	Développement d'un modèle de calcul qui est un outil utile à la fois pour la conception et la recherche des UTCs.
Gunnewiek, Hollands et Brundrett (1996)	Étude numérique 2D pour caractériser l'écoulement de l'air dans le plénum.	Vitesse dans le plénum dépend des forces d'Archimède et de $\dot{m}$ . Un flux inverse est observé, avec $V_s$ inférieur à 0,0125 m/s.
Summers (1996; 1995)	Simulation numérique et évaluation économique des UTCs intégrés à divers types de bâtiments avec TRNSYS.	Les UTCs employés à cette époque sur les bâtiments existants sont compétitifs avec les systèmes de chauffage utilisant l'énergie électrique, mais pas avec les systèmes utilisant le chauffage au gaz ou mazout.

Arulanandam, Hollands et Brundrett (1999)	Étude CFD 3D par le code TASCflow, pour déterminer $\varepsilon_{HX}$ d'un quart de trou avec $V_{wind} = 0$ .	Développement d'une corrélation : $Nu_D = \frac{5,25Re_D^{36} \sigma_{abs}^{.78} (1 + 0,15t)}{(1 + \frac{7,89}{13 + Ad^{*1}})} \quad (1.11)$
Gunnewiek, Hollands et Brundrett (2002)	Étude CFD 3D pour caractériser l'écoulement d'air dans le plénum.	L'augmentation de $V_s$ permettrait d'éviter un flux inverse à $V_{wind}$ élevée.
Gawlik et Kutscher (2002)	Étude CFD pour la prédiction des pertes thermiques à travers une plaque ondulée en fonction de $V_{wind}$ , $V_s$ , et la géométrie de plaque.	Une corrélation de perte de chaleur pour les deux cas de l'écoulement; attaché et séparé. $Nu_{att} = Nu_{flat} (1 + 0,81(A^*/P^*)^{0,5}) \quad (1.12)$ $Nu_{sep} = 2,5(A^*/P^*)^{1,5} \quad (1.13)$
Carpenter et Meloche (2002)	Développement du module Retscreen pour évaluer la faisabilité des UTCs, et de comparaison avec Swift.	Des résultats comparables entre SWIFT et RETScreen dans la simulation de système de chauffage pour les bâtiments industriels.
Maurer (2004)	Simulation d'un UTC installé en Caroline du Nord avec TRNSYS.	Le succès des UTCs dépend des caractéristiques du site et les conditions du bâtiment, et les performances de ces systèmes doivent être examinées cas par cas.
Gawlik, Christensen et Kutscher (2005)	Simulation avec Fluent de l'effet de $\lambda_{abs}$ sur $\eta_{coll}$ .	$\lambda_{abs}$ a un faible effet sur les performances thermiques des UTCs.
Leon and Kumar (2007)	Modélisation mathématique basée sur bilan énergétique pour prédire l'effet de ( $P$ , $D$ , $\sigma_{abs}$ , $\dot{m}$ , $G_T$ , $\alpha_{abs}$ , $\varepsilon_{abs}$ ) sur $\varepsilon_{HX}$ que sur le $\eta_{coll}$ .	$\eta_{coll}$ et $\varepsilon_{HX}$ diminuent avec l'augmentation de $D$ , $V_s$ , $P$ . $P$ a une plus grande influence sur $\varepsilon_{HX}$ que sur $\eta_{coll}$ .
Delisle (2008)	Prédiction des performances thermiques d'un système PV/UTC avec TRNSYS	L'électricité produite peut être nettement supérieure à la réduction de l'énergie thermique affectée par l'ajout des cellules PV.
Belusko, Saman et Bruno (2008)	Modélisation de l'écoulement dans l'UTC par un ensemble de jets sortant d'une surface plane.	Contrairement à Kutscher (1992) l'augmentation de $P$ améliore le rendement ; la corrélation de $Nu_p$ utilisée est : $Nu_p = 0,17 + 0,725Pr^{0,388}Re_j^{0,5} \quad (1.14)$
Motahar and Alemrajabi (2010)	Analyse des performances d'un UTC basée sur le rendement exergetique.	$D$ et $G_T$ ont un effet significatif sur l'amélioration des performances exergetique. L'augmentation de $V_s$ réduit la performance exergetique de l'UTC.

Biona, et al. (2005)	Modélisation mathématique pour l'élaboration des courbes de performance d'un UTC.	$\eta_{coll}$ diminue avec l'augmentation de D pour de petits pas entre les perforations.
Gao and Fang (2011)	Simulation numérique du mur (solarwall) en utilisant le bilan énergétique global entre les composants du système.	$G_T$ et $\dot{m}$ ont un effet important sur $\eta_{coll}$ , $\alpha_{abs}$ a un effet plus important que $\varepsilon_{abs}$ sur la chaleur récupérée. et $\varepsilon_{abs}$ a plus d'effet à des températures élevées.
Abulkhair (2011)	Étude des pertes thermiques dues au vent à travers une plaque perforée de forme sinusoïdale.	Une corrélation de perte de chaleur est développée : $Nu_{att} = 1.45Nu_{flat}^4; \quad V_{wind} < 0.65 \text{ m/s} \quad (1.15)$ $Nu_{sep} = 26.3Re^{0.47}; \quad V_{wind} > 0.65 \text{ m/s} \quad (1.16)$
<sup>1</sup> $Ad^*$ : Admittance représente la capacité de la plaque à conduire la chaleur $Ad = t \cdot \lambda_{abs} / \lambda_{air} D$ <sup>2</sup> $A^*$ : Amplitude de la plaque ondulé, m <sup>3</sup> $P^*$ : Longueur d'onde de la plaque ondulé, m <sup>4</sup> $Nu_{flat}$ : Nombre de Nusselt pour une plaque plane		

### 1.2.3 Résumé des études expérimentales

Trois organismes ont joué un rôle majeur dans le développement des UTCs entre 1990 et 2000. Le Centre National d'essais d'équipements solaires (CNEES) du gouvernement fédéral, le laboratoire de recherche solaire thermique (STRL) de l'Université de Waterloo financé par Ressources naturelles Canada et le laboratoire national d'énergies renouvelables (NREL) du département américain de l'énergie. Leurs efforts se sont regroupés dans le cadre du programme du SHC de l'IEA (1990). Des tests expérimentaux à des conditions de laboratoire contrôlées et à l'extérieur ont été effectués sur des UTCs de différentes dimensions.

Du côté du NREL, une fois  $\eta_{coll}$  déterminé théoriquement (équation (1.3)) en fonction de  $\varepsilon_{HX}$ , et  $h_c$ , leur objectif s'est orienté vers la détermination de  $\varepsilon_{HX}$ , car  $h_c$  est donné par l'équation (1.7). Le travail expérimental effectué pour obtenir ces résultats est présenté dans les travaux de Kutscher (1992 ; 1994), les expériences ont été effectuées sur un montage expérimental à l'intérieur sur des plaques perforées de dimension 30 par 50 cm. Trois méthodes différentes ont été testées afin de déterminer  $\varepsilon_{HX}$ : la méthode de refroidissement transitoire, le bilan



d'énergie, et la méthode directe  $\Delta T$ . Deux corrélations ont été développées, une pour les pertes de charge (équation (1.9)) et une pour le transfert de chaleur (équation (1.8)) qui est utilisée dans (équation 1.6) pour obtenir le rendement (équation 1.3). Il ressort de ces corrélations que le transfert de chaleur et les pertes de charge à travers les UTCs sont contrôlés par les paramètres géométriques de l'absorbeur et les caractéristiques de l'écoulement ( $Re_D$ ). Cependant Maurer (2004) a remarqué dans une étude expérimentale que les pertes de pression dans l'UTC calculées par l'équation (1.9) ont été sous-estimées.

D'autres tests ont été effectués plus tard, par le même groupe, pour valider des modèles numériques conçus pour étudier l'effet de la conductivité (Gawlik, Christensen et Kutscher, 2005) et les pertes par convection sur des plaques de formes sinusoïdales (Gawlik et Kutscher, 2002). Du côté de la CNEES, le rendement est mesuré dans un environnement contrôlé sur des plaques perforées de surface ( $4,25 \text{ m}^2$ ) plus grandes que celle utilisée par le NREL et pour différentes géométries et conditions opératoires. Ces mesures ont permis de quantifier l'effet de  $V_s$ ,  $V_{\text{wind}}$ ,  $G_T$ ,  $\sigma_{\text{abs}}$ ,  $\varepsilon_{\text{abs}}$ ,  $\alpha_{\text{abs}}$ , et l'orientation du capteur sur les performances thermiques de l'UTC. Un résumé de ces tests est rapporté dans Brunger (1999). Ces mesures sont devenues plus tard une base pour les études d'implémentations dans deux usines (de Ford et General Motors). Quant au groupe du STRL, leurs premiers travaux expérimentaux se sont concentrés sur des plaques ayant des fentes au lieu de perforations afin de valider les résultats de simulation obtenus dans les études de Golneshan et Hollands (1998; 2000) et Cao, Hollands et Brundrett (1993). Ils ont établi une corrélation pour l'efficacité ( $\varepsilon_{\text{HX}}$ ) qui dépend d'un paramètre d'écoulement sans dimension  $\gamma$  (équation (1.10)). Les plus récents travaux expérimentaux de ce groupe sont réalisés sur des plaques ayant des perforations (Van Decker, Hollands et Brunger, 2001; 1999; 1996) pour lesquelles ils ont étudié neuf plaques sous différentes conditions (matérielles,  $D$ ,  $P$ ,  $t$ , et  $\lambda_{\text{abs}}$ ). Un modèle prédictif de l'efficacité a été développé par division de la surface totale du transfert de chaleur en trois régions distinctes : une région correspondant à l'avant de la plaque, une région associée à la perforation, et une région incluant l'arrière de la plaque. L'efficacité du transfert de chaleur total  $\varepsilon_{\text{HX}}$  (équation (1.17)), correspondant à la contribution des efficacités des trois régions, soit en face de l'absorbeur ( $\varepsilon_f$ ), dans la perforation ( $\varepsilon_h$ ) et à l'arrière de la

plaque ( $\varepsilon_b$ ). Les résultats sont tout à fait comparables aux résultats des travaux publiés par Kutscher (1992).

Outre les études mentionnées ci-dessus, Deans et al. (2006), Fleck, Meier et Matovic (2002) se sont intéressés plus particulièrement à étudier les performances thermiques des UTCs exposés aux conditions extérieures réelles. De manière générale, il a été constaté que la couche limite près de l'absorbeur est turbulente, même à des faibles  $V_{wind}$ ,  $\eta_{coll}$  diminue avec l'augmentation de  $G_T$ .  $\eta_{coll}$  maximal n'a pas été atteint avec  $V_{wind} = 0$  tel que trouvé par Kutscher (1992), mais avec  $V_{wind}$  entre 1 et 2 m/s. Les auteurs suggèrent que cette différence pourrait être due à la forme ondulée des matériaux utilisés qui était une source supplémentaire de turbulence. Chan, Riffat et Zhu (2011) ont étudié l'évolution de la température de l'air le long du plénum. Ce dernier contribue pour environ de 50 % de la hausse de température totale de l'air dans l'UTC. Ce résultat est différent par rapport à celui de Van Decker, Hollands et Brunger (2001) qui ont constaté que la contribution de l'arrière de l'absorbeur est de l'ordre de 10 %. Les auteurs suggèrent que cette différence pourrait être due à la taille du banc d'essai qui était quatre fois plus grand à celui utilisé par Van Decker, Hollands et Brunger (2001).

Il est également important de mentionner que de nombreux travaux expérimentaux se sont penchés sur la combinaison des UTCs à d'autres équipements tels que les modules photovoltaïques, les échangeurs de chaleur, et les systèmes d'absorption d'humidité. On peut citer entre autres l'étude de Pesaran et Wipke (1994) sur l'intégration d'un UTC à un système de refroidissement par déshydratation. Il a été constaté que le coefficient de performance thermique (COP) du système de refroidissement avec UTC était inférieur à celui du système de refroidissement avec capteur vitré. Plus récemment, Naveed, Kang et Lee (2006), et d'Athienitis et coll., (2011) ont comparé la puissance électrique et les performances thermiques d'un système PV montés sur un UTC à celui d'un UTC sans module PV. Dans ces études, l'efficacité globale des panneaux PV/UTC était de 7 % à 17 % plus élevée que le panneau conventionnel d'UTC avec une réduction de la température des cellules PV de 3 à 9 °C.

Au final, les données expérimentales disponibles dans la littérature tendent à prouver qu'il n'y a pas de paramètre qui permette de décrire complètement l'écoulement et le transfert de chaleur dans l'UTC indépendamment des autres paramètres, dans toutes les situations. Globalement la  $V_{wind}$ ,  $V_s$ ,  $G_T$ ,  $P$ ,  $D$  et  $\alpha_{abs}$  sont les paramètres les plus cités qui influencent les performances des UTCs. De plus, on a remarqué que peu d'expériences ont été réalisées sur la forme de l'absorbeur (plane ou ondulée), l'arrangement des perforations, et l'échange de chaleur côté arrière de l'absorbeur et en particulier aucun détail sur l'influence de la forme des perforations (fente, ronde) et leurs orientations (angle des perforations).

Tableau 1.3 Récapitulatif des études expérimentales rapportées dans la littérature

Références	Objectives et méthode	Résultats et conclusions
Kutscher (1994)	Trois méthodes différentes pour déterminer $\epsilon_{HX}$ ont été envisagées. Les données expérimentales prises : $0,1 < \sigma_{abs} < 5$ ; $100 < Re_D < 2000$ ; $0 < V_s < 4$ m/s	Les principaux facteurs influant sur le transfert de chaleur sont : $\dot{m}$ , $V_{wind}$ , $P$ , et $D$ . l'effet de l'épaisseur de la plaque perforée est faible.
Pesaran et Wipke (1994)	l'utilisation des UTCs dans un cycle de refroidissement par air / séchage.	Le COP du système de refroidissement avec UTC était 50% inférieur à celui du système de refroidissement avec capteur vitré.
Van Decker, Hollands et Brunger (2001; 1999; 1996)	Étude expérimentale de $\epsilon_{HX}$ fonction de $(P, D, t, \lambda_{abs})$ .	Un modèle prédictif de $\epsilon_{HX} = f(\epsilon_f, \epsilon_h, \epsilon_b)$ est obtenu, avec : $\epsilon_{HX} = 1 - (1 - \epsilon_f)(1 - \epsilon_h)(1 - \epsilon_b) \quad (1.17)$
Meier (2000); Fleck, Meier et Matovic (2002)	Étude d'un montage expérimental exposé aux conditions extérieures réelles pour étudier l'effet du vent sur les performances d'un UTC.	Contrairement à l'étude de (Kutscher, 1992), le $\eta_{coll}$ maximal n'a pas été atteint avec $V_{wind} = 0$ , mais avec $V_{wind}$ entre 1 et 2 m/s.
Naveed, Kang et Lee (2006)	La puissance électrique générée par un module PV monté sur un UTC a été étudiée et comparée à celle d'un module PV sans UTC.	Une réduction de la température des cellules PV de 3 à 9 °C, et le retour d'investissement (ROI) du système PV est réduit de 23 à 15 ans lorsqu'il est utilisé avec un UTC.
Deans et al. (2006)	Les essais effectués à des conditions climatiques réelles, les principales	L'optimum porosité est comprise entre 0,2% et 0,4%. de faibles vitesses d'aspiration et de vitesses des vents

	variables étudiées sont rayonnement, porosité, débit d'aspiration et la vitesse du vent.	élevées peuvent réduire le rendement de l'UTC.
Frank, Budig et Vajen (2006)	Étude expérimentale et théorique pour préchauffer l'eau de chauffage urbain.	Pour de faibles débits d'air ( $100 \text{ m}^3/\text{h}\cdot\text{m}^2$ ), $\eta_{\text{coll}}$ varie considérablement avec la vitesse du vent. Pour $V_{\text{wind}} = 5 \text{ m/s}$ les pertes thermiques par convection sont dans l'ordre de grandeur des pertes de chaleur par rayonnement.
Athienitis et coll. (2011)	Examen d'un prototype d'un système PV-UTC intégré à une façade de bâtiment.	L'énergie produite par le système PV-UTC est 7 à 17% plus élevée qu'un UTC seul.
Chan, Riffat et Zhu (2011)	L'étude expérimentale de l'évolution de la température de l'air le long du plénum.	Le transfert de chaleur à l'arrière de la plaque peut se produire pour collecteur vertical de hauteur importante.

#### 1.2.4 Résumé des études d'implantations et d'applications

Bien que l'application d'origine des UTCs était pour préchauffer l'air de ventilation des bâtiments industriels, d'autres utilisations ont été introduites quelques années après leur invention, y compris le préchauffage de l'air de ventilation de bâtiments commercial, résidentiel, des procédés industriels et le séchage des produits agricoles. Des projets de démonstration à différentes échelles ont été réalisés pour démontrer l'efficacité de ces systèmes avant leur industrialisation et leurs mises sur le marché (Hollick, 1994). Un résumé de neuf projets d'application est présenté dans le rapport de l'IEA 1990 (Brunger, 1999). Des tests ont été effectués sur différentes installations pour adapter la technologie à la vocation et aux contraintes particulières des bâtiments, d'autres tests effectués pour valider les résultats obtenus dans de nombreux climats. Toutefois, quelques divergences avec les mesures en laboratoire ont été observées (Hollick, 1994). Les tests effectués sur ces installations ont indiqué que les UTCs peuvent atteindre des rendements situés entre 40% et 72% (Kokko et Marshall, 1992) dépendamment de la vitesse du vent. Le plus grand UTC au monde ( $10\,000 \text{ m}^2$ ) est installé sur l'usine aéronautique de Bombardier dans la région de Montréal (Hollick, 1996). Aujourd'hui, plus de 1000 systèmes ayant des surfaces comprises entre  $300$  et  $10\,000 \text{ m}^2$  ont été installés à travers le monde (Sollarwall, 2013). L'annexe II dresse la liste de quelques systèmes d'UTCs installés entre 1990 et 1997.

Quatre projets plus aux moins récents ont été recensés, un pour le séchage des plantes médicinales en Égypte, un installé dans une pouponnière de production porcine au Québec (Pouliot, 2003), un autre pour l'évaluation du potentiel des UTCs dans cinq villes du nord de la Chine réalisée par Gao, Bai et Ieee (2009), et le dernier analyse l'efficacité des UTCs installés sur deux poulaillers à St-Jean-Baptiste (Montréal) (Cordeau et Barrington, 2011). Il a été démontré que plusieurs produits agricoles et bâtiments d'élevages pourraient bénéficier de cette technologie. De plus, les systèmes d'UTCs sont encore plus rentables s'ils sont prévus dès la construction de nouveaux bâtiments ou lors de travaux de réhabilitation des façades.

Tableau 1.4 Récapitulatif des études d'implantations et d'applications rapportées dans la littérature

Références	Objectives et méthode	Résultats et conclusions
Kokko et Marshall (1992)	Analyse des performances d'un UTC ayant un canopé.	L'ajout du canopé à l'UTC augmente le rendement de 44% à 50% .
Hollick (1994)	Discute l'histoire et l'origines des UTCs.	Le document donne quelques exemples d'études de cas d'implémentations réussies.
Hollick (1996)	Exemples de quelques applications, suivi des résultats, et un aperçu de nouveaux développements des UTCs.	UTC s'est révélé d'être un moyen prometteur de réduction des charges de chauffage, ventilation et d'autres applications.
Hollick (1999)	Présenter l'utilisation de l'UTC pour la production agricole.	Les opérations commerciales de séchage peuvent passer à l'énergie solaire avec des changements minimes dans le fonctionnement et des ROI de deux ans.
Brunger (1999)	Description des travaux du CNEES, STRL, et le NREL et des outils développés dans le cadre du programme de recherche de l'IEA 1990.	Les données de performances mesurées a cette période montrent une amélioration progressive du coût / performance, 40% d'amélioration des performances et 25% de réduction des coûts de par rapport aux versions antérieures d'UTCs.
Pouliot (2003)	Évaluation de l'efficacité technique et économique d'un mur solaire dans un bâtiment d'élevage porcine.	Une réduction de 23 à 31 % au coût global du chauffage, représentant une économie de 0,12 à 0,18 \$ par porcelet produit pour 3 000 porcelets issus d'une expérience d'une durée de 6 mois.

Gao, Bai et Ieee (2009)	Évaluer le potentiel d'application des UTCs dans cinq villes du nord de la Chine.	Les économies d'énergie pour les bâtiments sujet est entre 16,4% et 22,9%, avec un ROI est comprise entre 7,1 et 10,7 ans.
Hassanain (2010)	Trois méthodes de séchage solaire effectuées sur quatre espèces de plantes médicinales pour étudier les avantages des UTCs par rapport aux autres méthodes traditionnelles.	Quantité d'essence extraite est plus élevée et une meilleure qualité de séchage des UTCs par rapport aux deux autres méthodes traditionnelles de séchage.
Cordeau et Barrington (2011)	Étude des performances des UTCs pour le préchauffage de l'air de ventilation de deux poulaillers commerciaux près de Montréal.	Le $\eta_{coll}$ moyen est de 65% pour des $V_{wind}$ inférieures à 2 m/s, mais a chuté en dessous de 25% pour des $V_{wind}$ supérieures à 7 m/s.

### 1.3 Revue bibliographique sur les TTCs

Au meilleur de notre connaissance, aucune étude n'a été publiée sur l'évaluation des performances thermiques des TTCs. Tel que mentionné précédemment, la différence principale par rapport aux UTCs est l'utilisation du vitrage polymère perforé. La présente revue vise à examiner les plus importants aspects dans la conception et l'analyse des systèmes solaires qui utilisent des revêtements polymères transparents au rayonnement solaire. On met l'accent principalement sur :

- 1 Les vitrages candidats (formes et épaisseurs);
- 2 Les caractéristiques optiques spectrales des vitrages utilisés (transmission, réflexion et absorption du rayonnement solaire);
- 3 La durabilité optique (dégradation par les rayons UV) et mécanique des vitrages lors de conditions de service réelles.

Dans le domaine des capteurs solaires thermiques, différentes voies ont été explorées afin de minimiser les pertes thermiques, tout en maximisant la transmission du rayonnement visible et proche infrarouge. L'un des concepts largement explorés est l'utilisation des revêtements polymères transparents (Kaushika et Sumathy, 2003). L'utilisation de ces derniers dans la conception des capteurs solaires n'est pas un nouveau concept (Kudish et al., 2002). Un bon nombre de chercheurs ont adopté l'utilisation des polymères dans la conception de capteurs solaires (Martinopoulos et al., 2010; Njomo, 1995; Wallner, Platzer et Lang, 2005; Wong,

Eames et Perera, 2007). Deux des premiers travaux sur l'utilisation des polymères dans les systèmes de capteurs solaires sont rapportés par Tabor et Zeimer (1962) et Whillier (1963). Selon la conception du capteur solaire, les revêtements polymères peuvent être envisagés sous différentes formes, il s'agit notamment de couches minces unies (non perforées), de feuilles rigides, de structure capillaire ou en nids d'abeilles. Une revue des matériaux candidats est fournie dans Raman et al. (2000). Des polymères d'épaisseurs de 0,5 mm à 3,2 mm sont utilisés comme couverture dans les capteurs solaires. Ces polymères ont un coefficient de transmission aux courtes longueurs d'ondes (inférieure à 2,5  $\mu\text{m}$ ) qui varie de 0,89 à 0,97 (Blaga, 1978). Le comportement thermique d'un collecteur solaire à vitrage polymère pour chauffer l'air a été présentée par Njomo (1991; 1995). Les propriétés optiques du vitrage polymère sont des paramètres importants qui influent la quantité d'énergie absorbée par le capteur solaire. Les vitrages polymériques doivent être sélectifs au rayonnement solaire et infrarouge. Un revêtement sélectif doit avoir une absorptivité spectrale élevée dans la plage de longueur d'onde infrarouge supérieure à 2,5  $\mu\text{m}$ , afin de capter efficacement le rayonnement provenant de la paroi de l'absorbeur, et une transmissivité spectrale élevée dans la plage solaire (0.3 – 2.5  $\mu\text{m}$ ). Les propriétés optiques solaires de ces matériaux ont été étudiées en profondeur par Balocco et al. (2001) et Oreski, Tscharnuter et Wallner (2010; 2008). L'utilisation de vitrages polymère dans les capteurs solaires dépend de leur durabilité et de la résistance aux intempéries. Ils doivent résister à des périodes d'exposition de 10 à 20 ans, des températures de fonctionnement comprises entre 0 et 90 °C et ne pas se dégrader due à l'exposition aux rayons solaires ultraviolets (UV). Ils doivent également conserver leur intégrité mécanique (la résistance aux chocs et la rigidité à la flexion) dans des conditions environnementales difficiles. Les aspects de leur fiabilité, de leur durabilité et de leur performance à long terme ont été examinés par Raman et al. (2000) et (Köhl et al. (2005). Le tableau en annexe III énumère les matériaux polymères qui sont testés, à la fois en conditions réelles et simulées. Les effets des variables environnementales sur les propriétés de performance des matériaux polymères sont étudiés par Wallner et Lang (2005).





## CHAPITRE 2

### A FULL 3<sup>4</sup> FACTORIAL EXPERIMENT FOR OPTIMIZING THE EFFICIENCY OF AN UNGLAZED TRANSPIRED SOLAR COLLECTOR PROTOTYPE

Messaoud BADACHE<sup>1</sup>, Stéphane HALLÉ<sup>2\*</sup>, Daniel ROUSSE<sup>3</sup>

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

École de technologie supérieure, Université du Québec

1100, Notre-Dame St. West, Montreal, H3C 1K3, Canada

Article publié dans «Journal of Solar Energy» Volume 86, Issue 9, Septembre 2012, pages

2802–2810

#### Résumé

Nous présentons dans cet article publié dans la revue de «*Solar Energy*», une modélisation et une optimisation des performances thermiques d'un prototype d'un mur solaire à perforations (UTC). Vu le nombre de paramètres importants intervenant dans les systèmes d'UTCs, la mise en œuvre d'un plan expérimental complet à trois niveaux est nécessaire. Pour ce faire, un prototype de mur solaire à perforations UTC a été construit au Centre de technologie thermique (CTT) de l'École de technologie supérieure. Des mesures expérimentales de température, rayonnement et vitesse d'écoulement ont été réalisées, selon la stratégie définie par un plan d'expériences.

Dans un premier temps, la méthodologie des plans expérimentaux a permis de déterminer l'influence prépondérante de quatre paramètres (le revêtement de l'absorbeur, le débit d'air aspiré par le ventilateur, le diamètre des trous et le rayonnement) sur les performances thermiques (rendement et efficacité) de l'UTC. Dans un second temps, un modèle analytique de type polynomial est établi. Ce dernier explique 95,47 % de la variabilité des résultats du rendement. Par la suite, ce modèle est ajusté et validé au moyen d'une analyse de variance et une analyse des résidus. Finalement, le modèle obtenu est optimisé grâce à une

représentation graphique par des courbes de surfaces de réponse. Une combinaison optimale de quatre paramètres est obtenue, pour un rendement compris entre 70% et 80%.

## **Abstract**

The goal of this study was to model and optimize the thermal performance of an unglazed transpired solar collector (UTC) prototype using a full factorial experiment with four factors (hole diameter, absorber coating, irradiation and mass flow rate) at three levels. A quadratic polynomial model for efficiency was shown to explain 95.47% of the variance. Residuals analysis and analysis of variance were used to validate the best-fit model. Finally, the model was optimized using response surface representations. An optimal combination of levels of the four parameters was obtained to provide a collector efficiency of 70–80%. The chosen experimental methodology provided accurate characterization of the parameters that have the greatest impact on UTC performance.

**Keywords:** unglazed transpired solar collector, factorial experiment, optimization

## **2.1 Introduction**

### **2.1.1 Solar heat recovery**

Throughout history, humans have used heat from direct sunlight to dry their crops, cook their food and keep their homes warm. Today, various kinds of solar collectors are used in almost all climates to capture solar thermal energy at low cost for many thermal applications, including institutional and residential heating, and industrial processes such as food processing and wastewater treatment. Among these solar collectors, we focus here on solar air heating systems with systems based on perforated plates called unglazed transpired collectors (UTCs) for heating air.

A UTC consists of a perforated, solar-energy-absorbing plate mounted typically 10–20 cm in front of a south-facing wall (Kutscher, 1992). When the plate is exposed to sunlight, a significant portion of the heat absorbed is transferred to the air in front of it. The air thus preheated is drawn through the perforations into the plenum (i.e. space) between the plate and the wall by means of a fan and circulated for heating applications.

### **2.1.2 A brief review of unglazed transpired collectors**

Research on UTCs began in the late 1980s. These initial studies were focused on developing a theory of heat exchange with the air passing through the perforated plates (Kutscher, 1992). Their main objective was to determine the heat transfer coefficient and heat transfer effectiveness ( $\epsilon_{HX}$ ) of the perforated plates. Collector efficiency ( $\eta_{coll}$ ) has been defined usually in terms of  $\epsilon_{HX}$  (Veronique, 2008), that is, the actual temperature rise of the air as it passes through the collector, divided by the maximum possible temperature rise (Arulanandam, Hollands and Brundrett, 1999). In contrast, efficiency is more properly defined as the ratio of heat recovered to total irradiation times collector surface area. However, once  $\epsilon_{HX}$  is known, determining collector efficiency is straightforward (Van Decker, Hollands and Brunger, 2001). Subsequent research has therefore focused on finding valid expressions for  $\epsilon_{HX}$ . A review of the literature on this subject uncovered information on the heat transfer coefficient and effectiveness models too numerous to mention here.

The present review includes experimental and analytical models as reported by Kutscher et al. (1993) and Van Decker, Hollands and Brunger (2001), as well as numerical models presented by Arulanandam, Hollands and Brundrett (1999), Gunnewiek, Hollands and Brundrett (2002) and Gawlik, Christensen and Kutscher (2005), to cite just a few of the most significant works.

UTC heat-loss theory was proposed originally by Kutscher (1992), who examined the major heat loss mechanisms associated with UTCs. Kutscher concluded that heat loss due to natural

convection is negligible and that loss due to wind should be small for large collectors operated at typical suction velocities.

Kutscher (1994) later investigated convection  $\varepsilon_{HX}$  for low-speed air flow through perforated plates, with and without crosswind, using three different methods, namely transient cool-down, energy balance, and the direct  $\Delta T$  method. Correlations were developed to determine  $\varepsilon_{HX}$  as well as pressure drop. It was found that in the presence of a crosswind, the angle of the holes with respect to the normal to the surface had an observable effect. Effectiveness was greater for orientations with smaller spacing in the cross-stream direction of the hole rows.

Gunnewiek, Hollands and Brundrett (1996) modeled the flow field in the plenum using a commercial CFD code. However, modeling a full-scale UTC requires some simplifications. The approach included only the plenum region and incorporated a special set of boundary conditions to model the plate and the ambient air. Their study concluded that the velocity profile in the plenum depends on whether the flow is dominated by buoyancy forces or by the suction pressure created by the fan.

Arulanandam, Hollands and Brundrett (1999) studied the  $\varepsilon_{HX}$  of UTCs using a commercial CFD software. Simulations were conducted over a quarter of a hole for a square pitch. Because of this limitation in the CFD study, it was necessary to place major restrictions on the problem statement, specifically the assumption of no-wind conditions and the exclusion of the heat transfer effect on the back of the plate.

Assuming an isothermal model, analytical and experimental studies done by Van Decker, Hollands and Brunger (2001) showed that  $\varepsilon_{HX}$  can be split into three parts: back-of-plate ( $\varepsilon_b$ ), front-of-plate ( $\varepsilon_f$ ), and crossing the hole ( $\varepsilon_h$ ).

Gawlik and Kutscher (2002) studied numerically and experimentally the wind heat loss from UTCs with sinusoidal corrugations. They used a numerical model to determine heat loss to the air stream over the plate as a function of wind speed, suction velocity and plate geometry.

The test conditions used for experimental runs were used as inputs to the numerical model to determine whether it predicted convective heat loss accurately. Correlations for heat loss from the plate to the crosswind were determined for both the attached and separated flow cases.

Gawlik, Christensen and Kutscher (2005) compared the thermal performance of two plate geometries made with high and low conductivity material under several flow conditions. They concluded that the effect of plate conductivity on the thermal performance of a UTC is small and that low-conductivity material can be used with negligible drop in performance.

Leon and Kumar (2007) presented the details of a mathematical model using heat transfer expressions for the collector components and empirical relationships for estimating the various heat transfer coefficients. A parametric study was carried out for a wide range of designs and operating conditions. Their study concluded that solar absorptivity, collector pitch, and air flow rate had the strongest effect on collector heat-exchange effectiveness and efficiency.

### **2.1.3 The need for an experimental design methodology**

In a review of the literature published over the past 20 years, it was found (to the best of the knowledge of the authors) that the general issue of the relative influence of each parameter on UTC performance has not been discussed, despite efforts to account for most design and operating parameters. This is most likely because evaluation and optimization of UTC thermal performance using classical experimental, analytical or numerical methods is a very complex task, given the large number of design parameters (hole diameter, pitch spacing, plate porosity, absorber coating, etc.) and operating parameters (irradiation, air suction mass flow rate, wind speed, etc.) involved. The complexity is due mainly to the multiplication of interactions between these parameters. However, these parameters and their interacting effects do not all have the same level of influence on UTC thermal performance.

A powerful and reliable decision-making method has therefore been proposed, namely the design-of-experiments method (Goupy, 2005; Myers, Montgomery and Anderson-Cook, 2009). This method has gained a solid reputation in the field of control, modeling and optimization of complex systems. It provides the best possible information regarding parameter effects and overcomes the limitation of conventional methods by allowing evaluation of interactions between design and operating parameters with a minimal number of measurements. The choice of this method is also motivated by the fact that its use is quite straightforward for systems that require a high number of control parameters, as is the case with UTCs. Finally, using the design-of-experiments method allows us to answer a number of questions, such as:

What is the principal parameter determining UTC thermal performance?

How might we modify this parameter to optimize performance?

How do the other parameters interact with it? Among each other?

## **2.2 The design-of-experiments method applied to a specific UTC**

### **2.2.1 Objective**

The design-of-experiments methodology is applied to solar collectors to determine operating conditions (of a specific UTC) that provide optimal performance and to quantify the influence of selected parameters (hole diameter, absorber coating, incident irradiation and air flow rate). More specifically, the present study presents the implementation of a three-level full factorial experimental design for the determination of a second-order polynomial model. The aim of this model being to predict collector efficiency, it should reveal the influence of the abovementioned key parameters and their interactions.

### **2.2.2 Principle of the design-of-experiments method**

The principal steps that should be followed in the design-of-experiments method are shown schematically in Figures 2.1 and 2.2 (Goupy, 2005). Figure 2.1 presents the steps required to

produce the planning matrix. For a successful experiment, it is crucial that potentially important parameters be identified at this stage. The next step is to specify an experimental range and a suitable level for each control parameter. This step is important because the use of an inappropriate experimental range or unsuitable parameter levels generally leads to results of poor quality and difficult to analyze (Wu and Hamada, (2009)). Once all of the parameters and their experimental domains have been identified, the next step is to prepare the list of experiments to be performed. This list, also called the planning matrix, must contain all of the possible combinations of the parameters evaluated at the three levels.

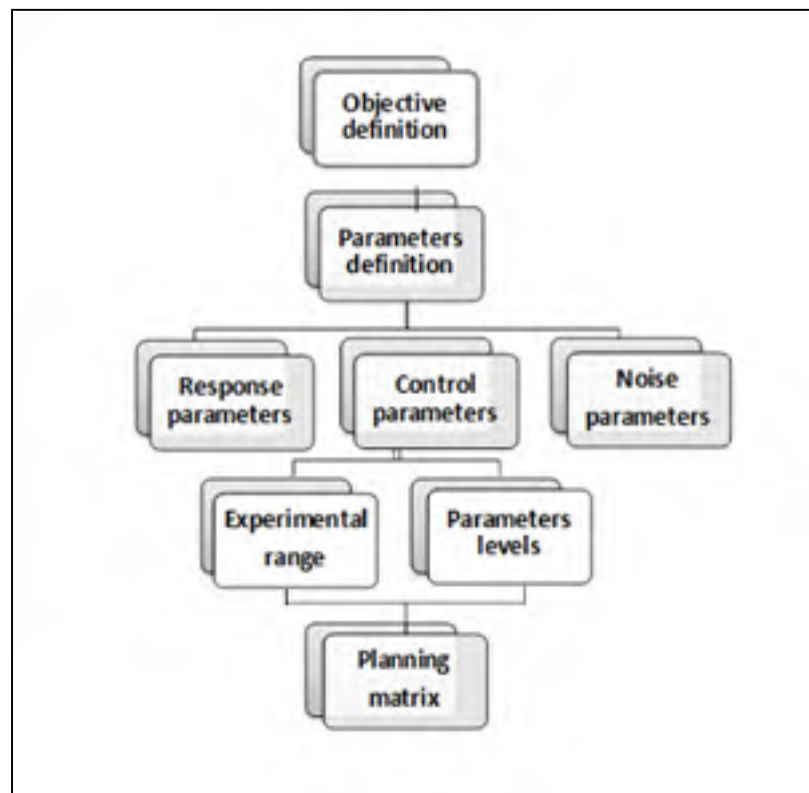


Figure 2.1 Experimental design methodology applied to UTC: Schematic representation of the planning stage

Figure 2.2 provides a schematic depiction of the steps required to optimize the efficiency of a UTC once the planning matrix has been obtained.

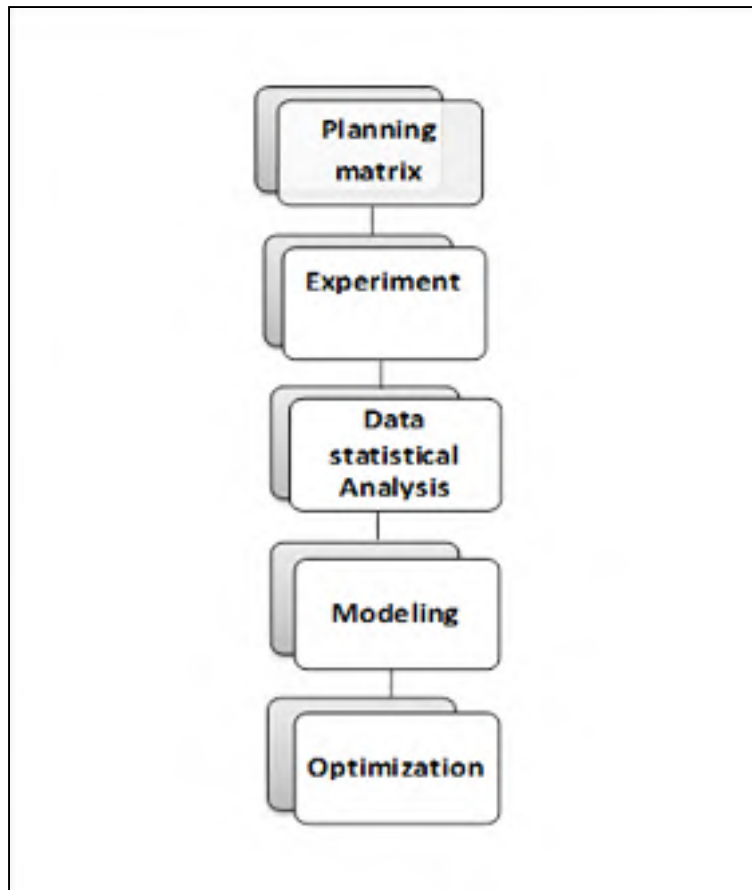


Figure 2.2 Experimental design methodology applied to UTC: Schematic representation of the efficiency optimization process

With appropriate planning, preliminary experiments can be carried out to obtain a suitable model. Once the experimental model has been determined, the optimal performance of the UTC can be predicted for the specified parameter ranges.

### 2.2.3 The design-of-experiments method applied to a specific UTC

Examination of the literature indicated that eleven control parameters in particular were likely to have at least some impact on the performance of a UTC. Based on preliminary tests and constraints on material and time, this number was reduced to four, namely hole diameter, ( $D$ ), mass flow rate ( $\dot{m}$ ), incident solar radiation or irradiation ( $G_T$ ) and absorber coating type



( $\alpha_{co}$ ), thus simplifying the problem to be studied. Considering three levels each, we designed a complete factorial experiment with  $3^4$  or 81 treatments.

In the case of the proposed UTC, the first three parameters ( $D$ ,  $\dot{m}$  and  $G_T$ ) are quantitative, while  $\alpha_{co}$  is qualitative, since the exact value of the total hemispherical absorptivity or solar absorptivity of the collector surface was not determined at the time of the experiment. This parameter characterizes the performance of the absorber coating via the incident irradiation and emitted infrared radiation and therefore should not be confused with the total hemispherical absorptivity of the absorber.

Figure 2.3 shows the various parameters identified by applying the experimental design methodology to the proposed UTC prototype described in the next section.

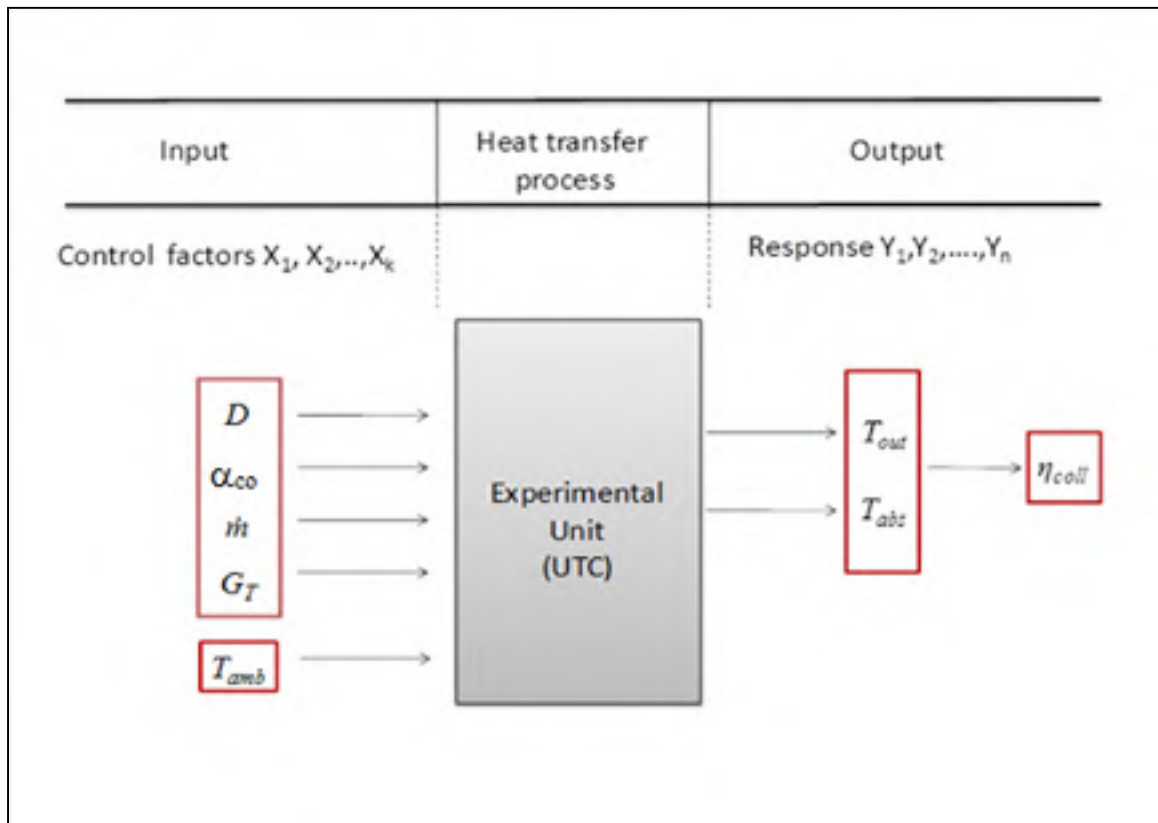


Figure 2.3 Schematic representation of the experimental parameters performed on the UTC

The response parameters that allow the prediction of UTC thermal performance are outlet air temperature ( $T_{out}$ ) for efficiency and absorber temperature ( $T_{abs}$ ) for effectiveness. The efficiency of a UTC is defined by the following relation (Duffie, Beckmann, 2006):

$$\eta_{coll} = \frac{\dot{m} c_p (T_{out} - T_{amb})}{G_T A_{coll}} \quad (2.1)$$

The ambient temperature ( $T_{amb}$ ) in the laboratory is therefore likely to have a direct influence on collector performance. In our case, this temperature was  $24 \pm 1^\circ\text{C}$ .

Referring to the results of Kutscher (1993), the mass flow rate range was set between  $0.011 \text{ kg/s/m}^2$  and  $0.040 \text{ kg/s/m}^2$ . Several preliminary test measurements were carried out to determine the range of variation of the incident irradiation intensity ( $G_T$ ), which was constrained by the intensity of the radiative heat source and the need for uniform irradiation of the absorber surface. The values considered for  $G_T$  were  $348 \text{ W/m}^2$ ,  $399 \text{ W/m}^2$  and  $605 \text{ W/m}^2$ , which corresponded to lamp-to-collector distances of 140 cm, 120 cm and 100 cm, respectively. Finally, hole diameter ( $D$ ) was set between 1.5 mm (smallest) and 2.4 mm (largest), with the intermediate level set to 2 mm. Table 2.1 summarizes the parameters used and their levels.

Table 2.1 Parameters used and their levels

Level	Absorber coating ( $\alpha_{co}$ )	Controls parameters		
		Diameter $D$ (mm)	Irradiation $G_T$ ( $\text{W/m}^2$ )	Mass flow rate $\dot{m}$ ( $\text{kg/s/m}^2$ )
Min. (-1)	Uncoated plate	1.5	348	0.011
Inter. (0)	Selective paint	2	399	0.025
Max. (1)	Black paint	2.4	605	0.039

The principles of experimental design require that tests be performed in random order (Wu and Hamada, 2009). However, the experiments in this study were conducted according to a preselected order due to practical constraints, in particular the difficulties associated with changing the hole diameters and the absorber coating.

### 2.3 Experimental apparatus

The experimental apparatus is composed of three main parts: the perforated collector, the air collecting and exhausting system, and the solar simulator. Figure 2.4 presents a schematic representation of the experimental apparatus (Badache, Rousse and Halle, 2010).

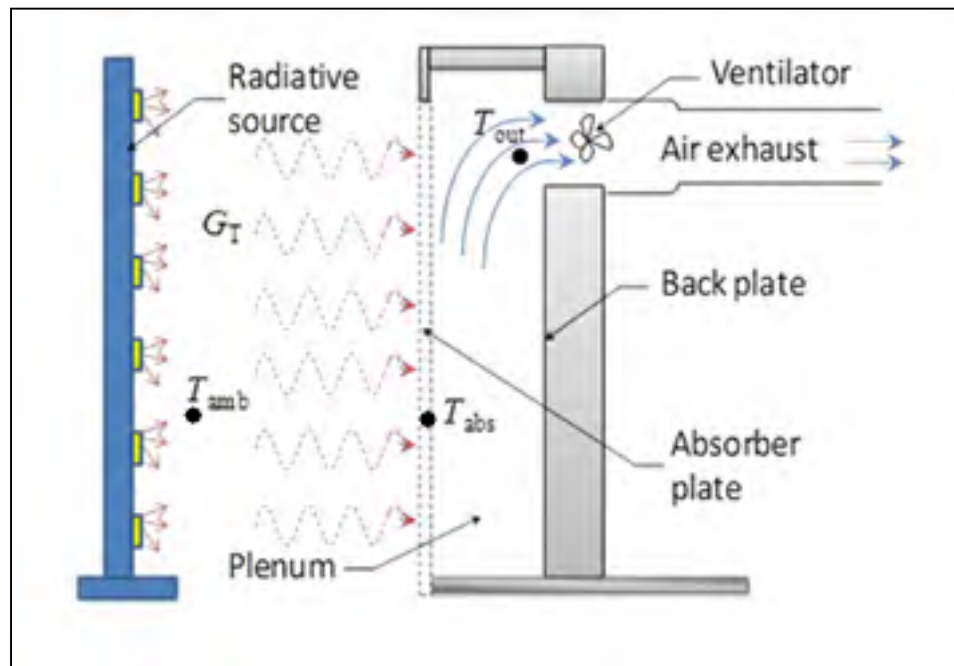


Figure 2.4 Schematic representation of the experimental apparatus

#### 2.3.1 The perforated collector

The perforated collector was designed for vertical installation and includes the absorber plate itself, the back plate and the insulation layer. The overall size is  $1.778 \text{ m} \times 0.60 \text{ m} \times 0.15 \text{ m}$ ,

based on the work of Kutscher (1992). Air is drawn through a horizontal slot on the back plate into a duct in which the mass flow rate is measured. The external surface of the collector (the absorber plate) is made of galvanized steel 0.635 cm thick. The rear portion, the bottom, the top, and the sides of the apparatus are insulated with 38 mm of polystyrene foam. The overall thermal resistance is estimated at  $1.2 \text{ m}^2 \text{ }^\circ\text{C/W}$ . The whole apparatus is fastened to a wooden base designed for positioning and moving the collector while ensuring stability.

With respect to former studies (Kutscher, 1992; Van Decker, Hollands and Brunger, 2001), a triangular (staggered) pattern was chosen for the perforations, with a 24.5 mm pitch (shortest distance between two adjacent holes). Three different galvanized steel absorbers were used, the first coated with non-reflective commercially available black paint, the second with Thuralox<sup>®</sup> 250 selective black coating (Dampney), and the third left untreated.

### **2.3.2 The ventilation system (air collection and exhaust)**

The plenum thickness was 15 cm and a 75.5 L/s (160 cfm) axial inline duct ventilator (DB206) was used (Sodha and Chandra, 1994). The ventilator creates a negative pressure in the plenum, drawing heated air through the perforations at a known rate. A variable drive (3PN116B, 110/120 V, 60Hz) ensured proper fan control. An exhaust pipe (15 cm diameter, 1.5 m length) was added to remove the heat from the unit to avoid any thermal perturbation during the experiments.

### **2.3.3 The radiative heat source (solar simulator)**

Xenon long-arc lamps initially selected for their spectrum close to that of the sun would have required significant modification to laboratory security and air conditioning systems and were therefore abandoned in favour of conventional halogen lamps producing an irradiation between 300 and 700  $\text{W/m}^2$ . The irradiation source thus consisted of a light projector fitted

with 27 T3/J-TYPE/78mm 150W halogen bulbs collectively providing a total radiative intensity of 4.08 kW. These provided a spectrum close to that of a black body at 3500 K.

Some parameters require a high level of instrument precision, while others require certain care with respect to measures concerning the installation and location of the UTC system. The European standard described by the CSTB (Norme européenne, 2006) was observed to ensure proper installation of our apparatus.

### 2.3.4 Instrumentation

The instrumentation allowed us to measure the total hemispherical irradiation received by the absorber plate ( $G_T$ ), the relevant temperatures ( $T_{amb}$ ,  $T_{abs}$ ,  $T_{out}$ ), and the mass flow rate ( $\dot{m}$ ) at the ventilation duct exit.

### 2.3.5 Irradiation

A Kipp&Zonen CMP11 pyranometer with a 32-junction thermopile was used to evaluate the irradiation provided by the lamps. This pyranometer, with a normal sensitivity of  $9.17 \mu\text{V}/(\text{W}/\text{m}^2)$ , may be used either with a multimeter or a data acquisition system. It is a class 1 instrument according to the WMO (ISO 9060). The irradiance value ( $G_T$ ) can be calculated simply by dividing the output signal ( $U_{emf}$ ) of the pyranometer by its sensitivity. The uncertainty of this measurement is taken as  $\Delta G_T/G_T = 0.01$ .

### 2.3.6 Mass flow rate

Hot wire anemometry (TSI, Velocicalc 8347) was used to measure air velocity. This very sensitive probe for both temperature and velocity allows measurements in the range of 0 m/s to 30 m/s, with a reading uncertainty of 3% or  $\pm 0.015$  m/s, whichever is greater. The typical measured velocity was about 2 m/s for the maximum pressure drop. To obtain the mass flow rate, the mean velocity  $\bar{V}$  in the fully developed region of the exhaust pipe was determined from the average velocities measured at the pipe axis and several the points located between

the pipe axis and the solid surface. The mean velocity was then multiplied by the air density  $\rho_{\text{air}}$  at  $T_{\text{out}}$  and by the cross sectional area  $A_{\text{cs}}$ . Since the flow was fully turbulent, the velocity profile was fairly flat across the pipe section.

The uncertainty of these measurements is taken as  $\Delta V/V = 0.03$ . The uncertainty for  $\rho_{\text{air}}$  is assumed to be  $\Delta \rho_{\text{air}}/\rho_{\text{air}} = 0.02$  and that of the surface area is  $\Delta A_{\text{cs}}/A_{\text{cs}} = 0.01$  for a total uncertainty of the mass flow rate equal to  $\Delta \dot{m}/\dot{m} = 0.04$ .

### 2.3.7 Temperature

Three types of temperature measurement were made: ambient air temperature  $T_{\text{amb}}$ , outlet air temperature  $T_{\text{out}}$ , and absorber surface temperature  $T_{\text{abs}}$ . For each case, the temperature was measured with 29 K-type calibrated thermocouples. The uncertainty of this measurement is  $\Delta T/T = 0.02$ . Calibration was carried out in the 0–50°C range. To measure  $T_{\text{abs}}$ , 24 thermocouples were bonded to the inner surface of the absorber plate at equal distances from each other (to verify the isothermal assumption). A single thermocouple in front of the unit (shielded from the lamps) was used to measure  $T_{\text{amb}}$  while another behind the unit indicated whether or not this measurement was biased by radiative flux. Two other probes measured the exhaust temperature before the fan ( $T_{\text{out}}$ ) and in the fully-developed downstream exhaust zone (to estimate air density). Another probe was located in the laboratory far from the apparatus and a final probe was positioned just outside the exhaust. A complete view is given in (Badache, 2010).

## 2.4 Analysis of the experimental plan

Since one of the aims of this study was to establish a relationship between the four control parameters and the response of the system ( $\eta_{\text{coll}}$ ), a second-order model that takes into account the main effects of factors and their two-factor interactions was chosen. This model can be expressed as follows:

$$Y = \beta_0 + \beta_1 X_1 + \beta_2 X_2 + \beta_3 X_3 + \beta_4 X_4 + \beta_{11} X_1^2 + \beta_{22} X_2^2 + \beta_{33} X_3^2 + \beta_{44} X_4^2 \quad (2.2)$$

$$+ \beta_{12} X_1 X_2 + \beta_{13} X_1 X_3 + \beta_{14} X_1 X_4 + \beta_{23} X_2 X_3 + \beta_{24} X_2 X_4 + \beta_{34} X_3 X_4 + \varepsilon_i$$

where  $\varepsilon_i$  is the random error component associated with the  $n^{\text{th}}$  observation, and  $\beta_0$ ,  $\beta_i$ , and  $\beta_{ij}$  are regression coefficients estimated by the least squares technique (Montgomery, 2008). There are fifteen coefficients, of which six refer to nonlinear interactions. Once the regression coefficients are obtained, the estimated response can be calculated easily using the model equation. In most cases, the behavior of the system is unknown, so the model must be assessed to see if it fits the experimental data. Several techniques can be used to verify model adequacy. The approach used in this study consisted of verification of model quality, adjustments to the model, and validation of the model.

#### 2.4.1 Model quality

The overall predictive capability of a second-order model is commonly defined in terms of the coefficient of determination ( $R^2$ ), which indicates the proportion of the total variance that is explained by the model. The coefficient of determination ranges from 0 to 1, a value approaching 1 implying that the regression model performs well. However, one must bear in mind that  $R^2$  is not by itself a complete measurement of model accuracy (Myers, Montgomery and Anderson-Cook, 2009). Checking the validity and the adequacy of the best-fit model using diagnostic tests should be done as well. The  $R^2$  value obtained for the efficiency of the UTC was 0.9547, meaning that 95.47% of the variance is explained by the model.

#### 2.4.2 Adjustments to the model

Since the model initially contains significant and non-significant terms, it can be adjusted by eliminating the non-significant terms. Draper (1998) suggested that full quadratic models should be used even if some terms are insignificant, because certain statistical properties are valid only in the full quadratic case. Myers, Montgomery and Anderson-Cook (2009) argue

that reduced models containing only significant terms should be employed, especially when the goal is to find the optimal settings of major factors.

The Pareto chart in Figure 2.5 shows all of the parameter effects and their interactions in decreasing order of importance. This figure uses a vertical line to determine which effects are statistically significant. The length of each bar is proportional to the value of the statistic calculated for the associated effect. Any bars beyond the vertical line are statistically significant at the selected level of significance. The (+) sign indicates a positive contribution of the effect, while the (-) sign indicates a negative contribution. In the present case, there are three main effects (A: Absorber coating, D: Flow rate, and C: Irradiation) and four significant interactions (AA, AD, AC, and DD).

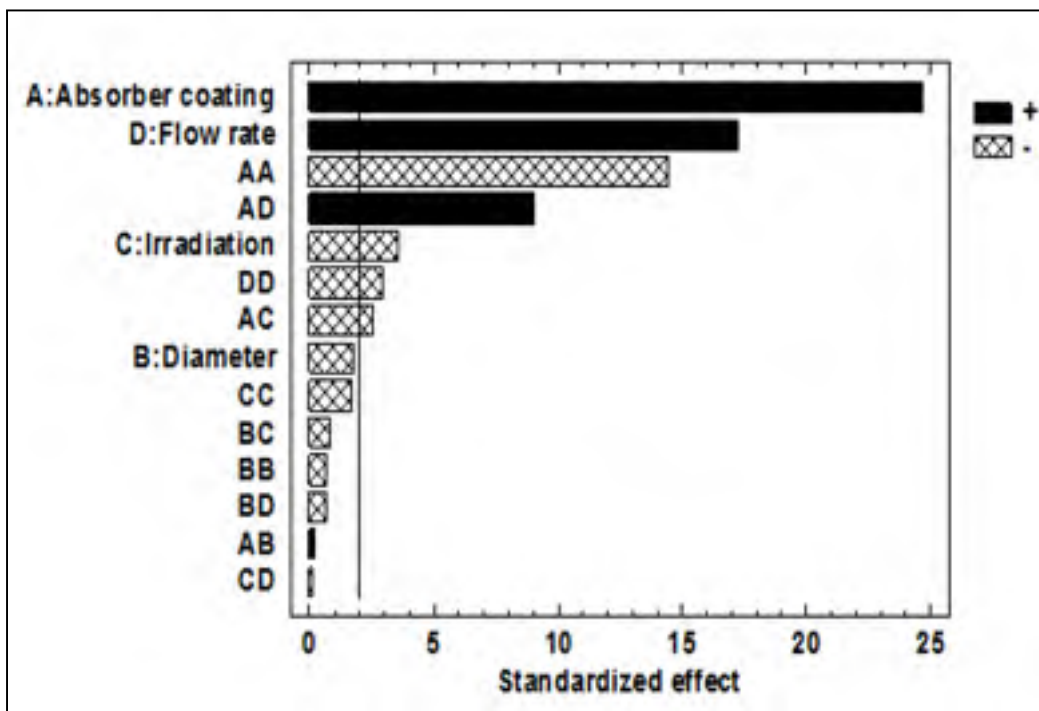


Figure 2.5 Standardized Pareto chart for efficiency

The values given in Figure 2.5 indicate that the effect of hole diameter (parameter B) is not significant and that all interactions involving this parameter (AB; BB; BC; BD) are negligible. The diameter effect and its interactions with other parameters may therefore be



eliminated from the model. This adjustment did not affect model adequacy, since  $R^2 = 0.9461$  for the reduced model remains satisfactory. The fitted model of efficiency after removing the insignificant effects is given in Equation (2.3).

$$\begin{aligned} \eta_{coll} = & 66.5 + 24.42\alpha_{co} - 4.29G_T + 18.37\dot{m} - 25.67\alpha_{co}^2 \\ & - 2.93\alpha_{co} \times G_T + 11.3\alpha_{co} \times \dot{m} - 3.92\dot{m}^2 \end{aligned} \quad (2.3)$$

### 2.4.3 Model validation

The modeling step (next to last in Figure 2.2) is concluded by validation using standard statistical tests such as residuals analysis, analysis of variance (ANOVA), Student's test or Fisher's test (Vigier, 1988). The results of the analysis of variance performed for the efficiency of the UTC (with a threshold of 95%) are presented in Table 2.2 for the significant parameters only. In this table, the first column is the source of the variance of the investigated or desired output  $\eta_{coll}$ , the second column is the treatment sum of squares of the parameter's influence (*SST*), the third column shows degrees of freedom (*D<sub>f</sub>*), the fourth column is the mean square (column 2 divided by column 3), the fifth column shows the Fisher ratio (F-ratio) and the last column gives the P-value, here with a significance threshold of 0.05 (Vigier, 1988).

This analysis decomposes the variance of the response variable ( $\eta_{coll}$ ) among the different factors. The values of *SST* and *SSR* (residual sum of squares) indicate whether the observed difference between treatments is real or simply experimental error. A treatment effect is significant if it exceeds the experimental error to a sufficient extent. In the present case, error (*SSR* = 4298.86) represents 5.7% of the total variance of efficiency (*SST<sub>0</sub>* = 74208.30), while 94.3% of the total variance is due to treatment effects, with less than 5% probability that this distribution of variance is due to chance. This means that absorber coating, irradiation, air-flow rate plus the absorber coating  $\times$  flow and absorber coating  $\times$  irradiation interactions are responsible for 94.3% of the variance of the response function  $\eta_{coll}$  in this experiment. This confirms our initial interpretation of the effects given by the Pareto chart (Figure 2.5).

Residuals are estimates of experimental errors obtained by subtracting the measured responses from the predicted responses. They can be thought of as elements of variance that are unexplained by the fitted model. In this analysis, we verify the three basic conditions (Wu and Hamada, 2009), namely independence of residuals, homogeneity of variances, and normality of residuals.

Table 2.2 Analysis of variance for the efficiency

Source	Sum of Squares ( <i>SST</i> )	Df	Mean Square	<i>F</i> -Ratio	<i>P</i> -Value
A:Absorber coating	31010.2	1	31010.2	526.6	0.0000
C:Irradiation intensity	1079.3	1	1079.3	18.3	0.0001
D:air mass flow rate	18240.8	1	18240.8	309.7	0.0000
AA	11865.6	1	11865.6	201.5	0.0000
AC	337.0	1	337.0	5.7	0.0193
AD	4602.0	1	4602.0	78.1	0.0000
DD	276.6	1	276.6	4.7	0.0335
Total error	4298.8	73	58.8		
Total (corr.)	74208.3	80			

The crucial part of this step is to verify that the representation of residuals shows no particular structure for the verification of the independence of residuals and homogeneity of variances, and shows a linear pattern for the normality of residuals. After successful

verification of the three basic conditions for residual analysis, it can be concluded that the model is representative and that the results obtained using it should be valid.

## 2.5 Results and discussion

The main effects plot depicted in Figure 2.6 shows the estimated change in efficiency of the UTC when each of the factors is shifted from its lowest level (-1) to its highest level (+1), with all other factors held constant at 0. The plot reveals that the efficiency of the UTC decreases as irradiation increases (middle curve). This can be explained in terms of heat loss, which increases as irradiation increases. The higher the collector temperature, the higher will be the convective and radiative heat losses to the environment. This result is consistent with that reported by Leon and Kumar (2007). In addition, this graph shows that two other parameters, namely absorber coating type (left) and mass flow rate (right) have a greater effect than irradiation. The plot of each of these parameters follows a non-monotonic trend, which can be explained by the presence of terms  $-25.67 \times \alpha_{co}^2$  and  $-3.92 \times \dot{m}^2$  in the regression model (Equation 2.3). For irradiation and absorber coating at their mid-range levels (0), the response of efficiency to change in flow  $\eta_{coll} = f(\dot{m})$  is given therefore by Equation 2.4 (the curve on the right):

$$\eta_{coll} = 66.50 + 18.37\dot{m} - 3.92\dot{m}^2 \quad (2.4)$$

This plot should show a maximum located at the point where  $d\eta_{coll} / d\dot{m} = 0$ , which falls outside the range of variation of the mass flow rate. The mass flow rate at this point is equal to 2.34 or 0.093 kg/s/m<sup>2</sup>. It should be noted that Equation 2.4 describes the change in efficiency for air mass flow ranging between -1 and 1, that is, between 0.011 kg/s/m<sup>2</sup> and 0.04 kg/s/m<sup>2</sup>, and that outside this range, this expression is no longer valid because efficiency should approach a constant value as flow tends to infinity.

The presence of a maximum in the left-side curve  $\eta_{coll} = f(\alpha_{co})$  of Figure 2.6 is due to the term  $-25.67 \times \alpha_{co}^2$ , which means that performance is strongly dependent on the type of absorber coating.

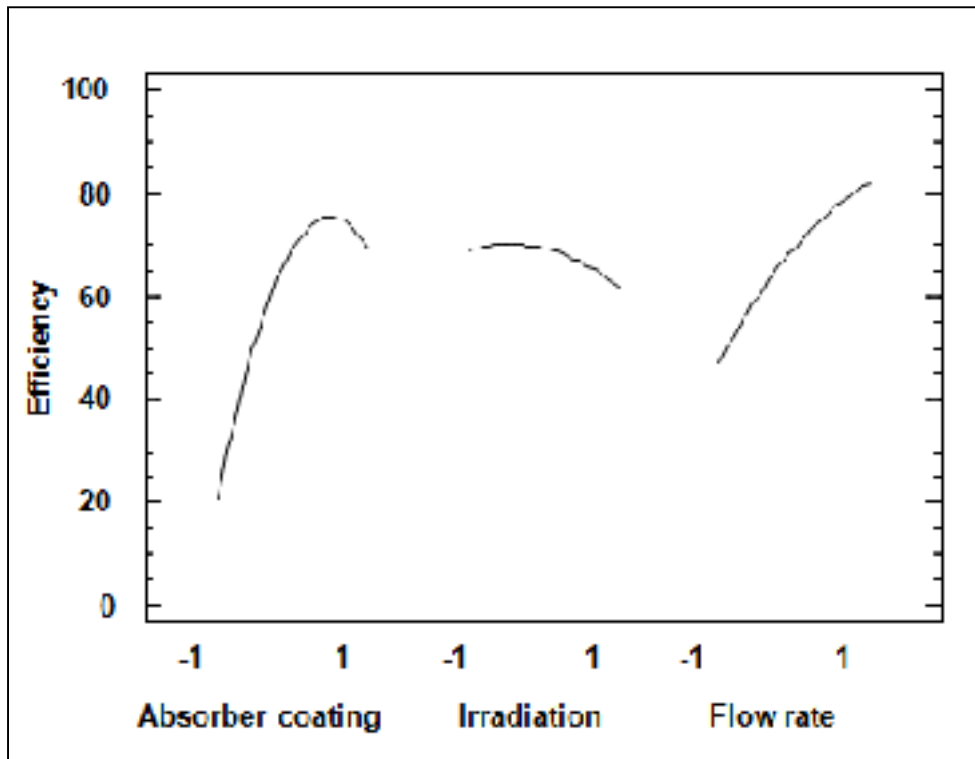


Figure 2.6 Effects of the variation of the three main parameters on UTC efficiency when the other two are held constant:  
left – absorber coating; center – irradiation; right – mass flow rate

Contrary to expectation, the greatest efficiency was obtained for an optimum absorber coating level of 0.73, at which the optical properties are closer to those of a black coating than a selective coating. This may be due to the selective coating being intended for collectors exposed to solar irradiation, for which the emission spectrum is comparable to that of a blackbody at 5800 K, while halogen lamps generating an emission spectrum similar to that of a blackbody at 3500 K were used in the present study. This situation allows us to exclude the use of the selective coating and set the absorber coating level at 1 to optimize UTC performance in the presence of the irradiation source used.

Since the most influential parameters are absorber coating and mass flow rate (Figure 2.5), the variation of efficiency with the type of coating was examined for the three mass flow rates.

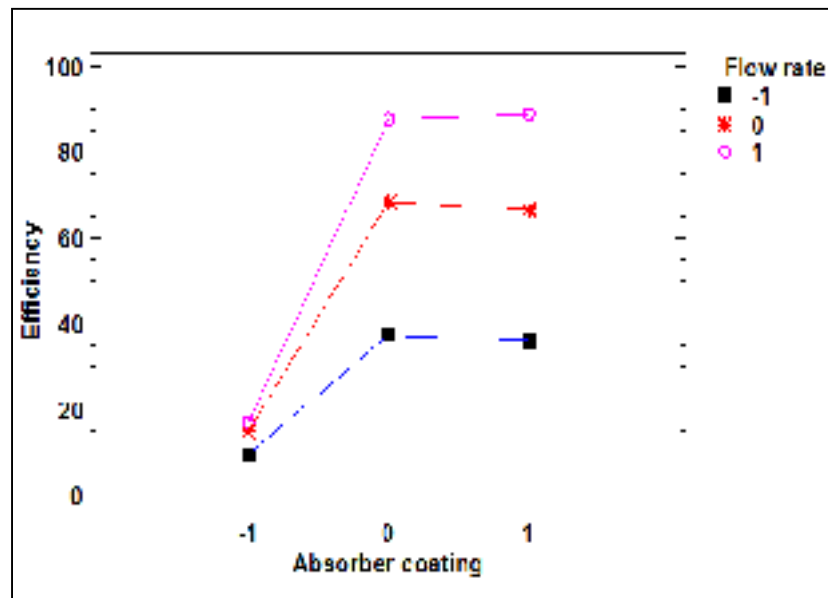


Figure 2.7 Variation of the efficiency with the type of coating for the three mass flow rates.

Figure 2.7 shows that changing the absorber coating from low level (-1) to medium level (0) with high-level (1) air flow increased the efficiency from 18% to 90% (top curve). However, an increase of only 27% was observed with the low (-1) air flow rate (bottom curve). The influence of mass flow rate on the efficiency of the UTC is strongly amplified when the absorber without coating (-1) is replaced by an absorber with a selective coating (0) or a black coating (1). This is consistent with experimental observations and confirms the importance of using a perforated absorber with selective or black coating (high absorptivity). In such situations, an interaction exists between these parameters, since the effect of air flow depends on the effect of the absorber coating. This interaction corresponds to the term  $(11.30 \alpha_{co} \times \dot{m})$  in the resulting model. Figure 2.7 also shows that there is no significant interaction between the absorber coating and the mass flow for medium and high levels of absorber coating, since the curves are almost flat between 0 and 1 for the three cases.

## 2.6 Efficiency optimization

With the magnitude and direction of the variations of the parameters defined, the parameter settings can be optimized for collector efficiency. In the present study, response surfaces were used to obtain this information.

Figure 2.8 shows the height of the response surface for efficiency over the space of the absorber coating and mass flow rate, with the other two factors (diameter and irradiation) held constant at their mid-range values.

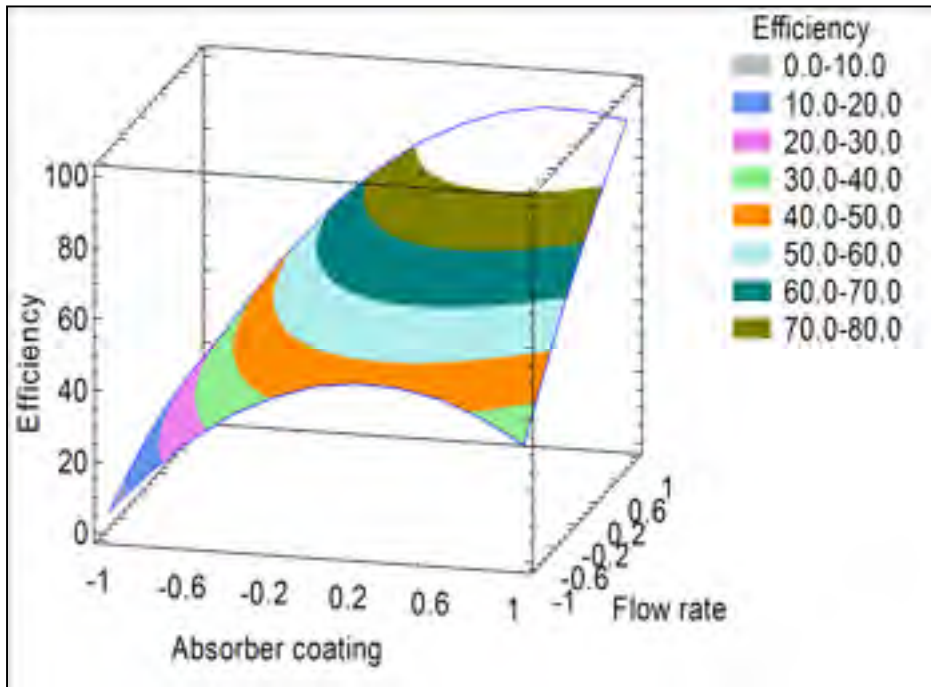


Figure 2.8 Response surface for the efficiency as a function of the absorber coating and mass flow rate for fixed values of the irradiation (0) and diameter (0).

This figure clearly indicates that the greatest efficiency was obtained at high values for absorber coating and high mass flow rates. The plot shows that several solutions are available, each with its own variability. A choice among these solutions can be made only by specifying the levels of the four model parameters. Bearing in mind that the goal of the

experiment was to maximize efficiency while keeping the other factors at acceptable levels, a judicious (if not obvious) choice would be to select the black coating for the absorber, as explained above. Since hole diameter has little influence, it could be set at any value within its experimental range, based on other considerations such as manufacturing, rain or snow management. However, since hole diameter does have a slight negative impact on efficiency, the smallest diameter should be selected, which would be compatible with these other considerations. Once the absorber coating (highest) and diameter (lowest) levels are set, a contour surface plot of the efficiency of the UTC can be obtained easily.

The contour plot in Figure 2.9 shows an interval for the mass flow rate between the levels “0.25” and “0.75”, where the estimated efficiency is 70–80% for any irradiation  $G_T$  when  $D$  and  $\alpha_{co}$  are set respectively at their -1 and 1 levels. This plot thus allows the detection of not only an operating point for optimal performance of the UTC, but a whole range of mass flow rates for which the estimated efficiency will range from 70% to 80%.

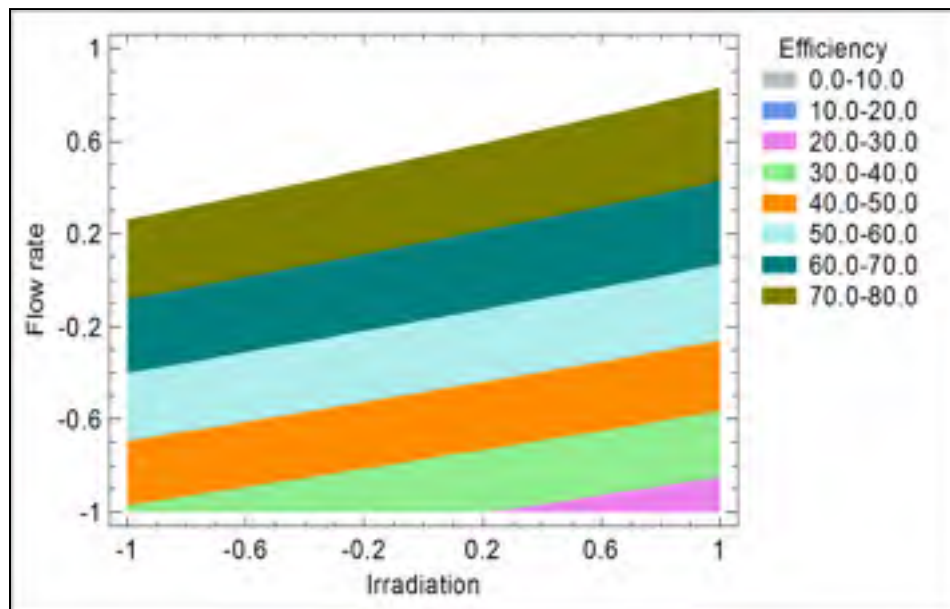


Figure 2.9 Efficiency ranges as a function of the irradiation and mass flow rate for fixed values of the coating (1) and diameter (-1).

## 2.7 Conclusion

This paper presents the application of the design-of-experiment method for optimizing the thermal performance of unglazed transpired solar collectors (UTCs). This method has demonstrated its reliability as a tool that allows exploration of the multi-dimensional parameter spaces of complex models and helps to gain better understanding of what determines model performance. This method provided answers to several fundamental questions, such as quantifying the most sensitive parameters of the model and their interactions – a task that is difficult to perform using conventional experimental methods.

The resulting regression model has shown that the effect of hole diameter is not statistically significant (with  $> 95\%$  certainty), while that of irradiation is. The two main effects are contributed by the absorber coating and the mass flow rate. Finally, the response surfaces made it possible to identify the optimal set of four parameters for which the UTC efficiency ranges between 70% and 80%.

## Acknowledgements

This work was supported by the t3e industrial research chair and its financial partners. The authors acknowledge their invaluable contributions. The authors are also grateful to the National Science and Engineering Research Council of Canada for a discovery grant and two engage grants.



## CHAPITRE 3

### EXPERIMENTAL AND NUMERICAL SIMULATION OF A TWO-DIMENSIONAL UNGLAZED TRANSPIRED SOLAR AIR COLLECTOR

Messaoud BADACHE<sup>1\*</sup>, Daniel R. ROUSSE<sup>2</sup>, Stéphane HALLÉ<sup>3</sup>, Guillermo QUESADA<sup>4</sup>

Technologies of energy and energy efficiency industrial research chair (t3e), Department of  
mechanical engineering, École de technologie supérieure, Université du Québec

1100, Notre-Dame St. West, Montreal, H3C 1K3, Canada

Article accepté par la revue «Journal of Solar Energy» en janvier 2013

#### Résumé

Cet article *accepté* dans la revue *Solar Energy* présente les résultats d'une étude numérique et expérimentale d'un prototype bidimensionnel d'un UTC. Les dimensions du prototype expérimental sont définies selon les contraintes imposées par la méthode numérique. La modélisation numérique est basée sur la résolution des équations de Navier-Stokes, en moyenne de Reynolds, couplées à l'équation de conservation d'énergie. Ces équations sont résolues à l'aide du code commercial Fluent (Fluent, 2012). Les simulations sont effectuées pour deux largeurs de plénum (5 et 15 cm), trois débits massiques unitaires d'aspiration (0,0133, 0,0266, 0,0411 kg/s/m<sup>2</sup>) et trois niveaux d'irradiation (600, 450 et 300 W/m<sup>2</sup>). L'écoulement est supposé turbulent et bidimensionnel, et l'approximation de Boussinesq est considérée pour tenir compte de la variation de masse volumique de l'air en fonction de la température. Les échanges thermiques par rayonnement entre l'absorbeur et l'environnement sont introduits dans Fluent par utilisation d'une fonction utilisateur (UDF) qui spécifie le taux de production de chaleur par unité de volume dans l'absorbeur. La modélisation des effets turbulents est réalisée par le modèle k-ε RNG (ReNormalization Group). À ceci s'ajoute une étude d'indépendance de maillage (la méthode du GCI) afin de vérifier l'exactitude des résultats numériques par rapport à la résolution du maillage. Globalement, les résultats numériques montrent que le rendement prédit par le modèle réside dans la plage d'incertitude ( $\pm 5,4\%$ ) pour la plupart des valeurs mesurées. Il a été constaté également que la

quantité d'énergie échangée dans le plénum est faible par rapport à celle échangée dans les trous et sur la face exposée de la plaque. La différence maximale du rendement obtenue entre les deux plénums est 3,25%.

## **Abstract**

In this paper, the thermal efficiency of a solar air collector called unglazed transpired collector (UTC) has been investigated both experimentally and numerically. Experimental investigations were carried out in a laboratory with a controlled environment. Measurements of temperatures, air velocity and irradiance were performed for three air mass flow rates, three distinct irradiances and two plenum thicknesses. Perforations in the form of slot were selected to enable a comparison with 2D numerical simulations. Meanwhile, a commercial finite volume software was used to model the heat transfer and air flow through the collector. The CFD simulation shows good agreement with experimental results. It was found that a weak heat exchange process took place in the plenum: the maximum efficiency difference between the two plenum thicknesses (5 and 15 cm) was only 3.25%.

**Keywords:** Computational Fluid Dynamics, efficiency, unglazed transpired solar air collector.

## **3.1 Introduction**

Unglazed transpired collectors (UTC's) are now a well-recognized solar air heater for heating outside air directly (Arulanandam, Hollands and Brundrett, 1999). They are key components in many engineering applications, such as in institutional and residential heating, industrial processes like sewage wastewater treatment, and food processing. They differ from conventional solar air collectors in that their southern wall is replaced by a black perforated sheet that allows the collection of solar irradiation. Typically, they consist of a thin, black aluminum or galvanized steel cladding perforated by tiny holes, mounted onto a southward facing wall. Incident solar energy raises the temperature of the perforated cladding above the

ambient temperature. As a consequence, outside air is heated when it is drawn through the perforations by a ventilation fan. The heated air is directed through an air gap located between the building wall and the absorber plate. The heated air is then used to feed fresh air into buildings and other applications.

The progress achieved on UTC's in the last twenty years has been remarkable, since the early studies conducted by (Kutscher, 1992; Kutscher, Christensen and Barker, 1993; Kutscher, 1994) , passing through the very extensive experimental and theoretical works by Athienitis et al. 2011b; Badache, Hallé and Rouse, 2012; Fleck, Meier and Matovic, 2002; Van Decker, Hollands and Brunger, 2001, and on numerical studies presented by Arulanandam, Hollands and Brundrett, 1999; Belusko, Saman and Bruno, 2008; Dymond and Kutscher, 1997; Gawlik, Christensen and Kutscher, 2005 and Gunnewiek, Hollands and Brundrett (2002) All of the aforementioned studies have had similar objectives, principally the development of methods that could be used to estimate the collector's thermal performance (Weerakoon et al., 2004). They have showed that UTC's require good radiative, geometry and air flow rate properties in order to benefit from optimum solar gains with minimum investment cost. A literature review on the works done on UTC's through this period revealed a considerable amount of information published on this subject that cannot be exhaustively reported (Shukla et al., 2012). Thus, the present review will be limited only to numerical works.

### **3.1.1 Literature review**

Kutscher (1992) was the first who numerically studied these systems. He used Fluent software with a two-dimensional (2D) numerical model to analyze the influences of several parameters such as hole pitch and diameter, plate thickness, mass flux, and crosswind on the heat transfer on the front surface, in the hole, and on the back surface of a repeating pattern. This pattern was limited to the section of the plate from the hole centerline to the midpoint between hole centerlines. Following Kutscher's work, Cao, Hollands and Brundrett (1993) performed a 2D numerical study, in which they modeled the flow through long slit-like

perforations rather than the more common circular holes. They considered only the heat transfer occurring in the hole and at the front of the plate. The flow was assumed to be transverse to the slits but parallel to the plate. They showed that 20% of the overall heat transfer occurs in the slot. Gunnewiek developed a 3D CFD model, later simplified to a 2D model (Gunnewiek, Brundrett et Hollands, 1996). The air flow through the perforated plate was modeled as a continuous phenomenon rather than as a process occurring through discrete holes. In addition, the approach of Gunnewiek, Brundrett and Hollands (1996) included only the plenum region, with a special set of boundary conditions to model the plate and the ambient air. They concluded that the velocity profile in the plenum depends on whether the flow is dominated by buoyancy forces or by the suction pressure created by the fan. This study was extended later in Gunnewiek, Hollands and Brundrett (2002) by taking into account the effect of wind speed. The results show that wind speed raises the minimum suction velocity needed to prevent flow reversal. Arulanandam, Hollands and Brundrett (1999) studied the heat transfer effectiveness ( $\epsilon_{HX}$ ) of the UTC using a commercial CFD software (TASCflow) under no wind conditions. Simulations were carried out over a 3D model of a quarter of a hole for a square pitch. In this study, the authors considered only the heat transfer occurring in the hole and at the front of the plate, the back of the plate was modeled as adiabatic. Simulations were done for various sets of conditions and the results were incorporated into a correlation model for the UTC effectiveness. Gawlik and Kutscher (2002) performed a CFD model on plates with sinusoidal corrugations. The numerical model was used to determine heat loss to the air stream over the corrugated plate as a function of wind speed, suction velocity, and plate geometry. Experimental tests were used in parallel to determine if the numerical model predicted convective heat loss accurately. Assuming a perpendicular and uniform flow, and wind velocity over the plate, they found that flow over the corrugation was either attached or separated. Correlations for heat loss from the plate to the crosswind were developed for both the attached and separated flow cases.

The effect of the plate conductivity was studied in details by Gawlik, Christensen and Kutscher (2005). They performed a numerical and experimental investigation of low-conductivity material used for UTC. This study was motivated by the possibility of using a

material other than aluminum for cost savings and for applications that do not need a high conductivity. The study concludes that low-conductivity material can be used in UTC's since material conductivity has a small effect on the thermal performance of these collectors.

The earlier studies mentioned above showed that modeling a full-scale UTC requires some simplifications in order to fit the numerical model within the limits of the computer resources (Gunnewiek, Brundrett and Hollands, 1996). Cao, Hollands and Brundrett (1993) showed that modeling the flow around even a single hole requires several hours of computer time. Indeed two main approaches were explored, one was to include only the plenum region (Gunnewiek, Brundrett and Hollands, 1996; Gunnewiek, Hollands and Brundrett, 2002), the second approach uses symmetry of the UTC system in which simulations were restricted to the perforations region (Arulanandam, Hollands and Brundrett, 1999; Cao, Hollands and Brundrett, 1993; Gawlik, Christensen and Kutscher, 2005).

Therefore to the best of our knowledge no detailed numerical studies have yet-been undertaken to determine numerically the thermal performance of the whole collector including the plenum and the perforations. Hence, the purpose of the present investigation is to perform an experimental and numerical simulation of a two-dimensional unglazed transpired collector including the plenum and the perforations regions.

Two excellent reviews on the general topic of solar facades: opaque (Quesada et al., 2012a) and transparent and translucent (Quesada et al., 2012b) have recently been available in the literature.

In this paper, the thermal performances of two UTC prototypes are investigated experimentally and with computational fluid dynamics (CFD). The experimental conditions are used as boundary conditions for the numerical simulations. The heat transfer and air flow through the collector are modeled by finite volume commercial software (Fluent, 2012). This software solves the Reynolds–Average Navier–Stokes (RANS) equations coupled with

energy conservation equation and turbulence modeling. The low-Reynolds RNG  $k-\epsilon$  turbulence model has been employed to simulate the turbulent cases.

This paper is organized as follows: in the next section, a brief description of the experimental procedure is presented. The physical model is presented in Section 4 in which the numerical method is introduced. Governing conservation equations, spatial discretization, boundary conditions and a grid refinement analysis are also presented and discussed in this section. In Section 5, numerical results are presented, discussed and compared with the experimental data. The paper ends with the conclusions, which are stated in Section 6.

## 3.2 Experimental setup and test procedure

### 3.2.1 Experimental set-up

For the experimental part, two UTCs prototypes have been built, instrumented and tested in laboratory conditions. These will be designated as “ $w-5$ ” (plenum of 5 cm thickness) and “ $w-15$ ” (plenum of 15 cm thickness). A vertical section of the UTC prototype studied is schematically shown in Figure 3.1. Each prototype involves, a vertical wooden box, an absorber plate, an air gap (plenum) with thickness  $w$  bounded by the back wall and the absorber plate. The air leaves the plenum via the top back wall. The sides and the back of the collector are well insulated, while the front face was exposed to lamps irradiation and ambient temperature. Note that the air suction system and the artificial source of radiation are not illustrated in Figure 3.1.

The absorber test plate consists of an aluminum sheet ( $\lambda_{\text{abs}} = 202 \text{ W/m}\cdot\text{K}$ ) coated with ThurmaloX<sup>®</sup> 250 selective black coating ( $\epsilon_{\text{abs}} = 0.52$ ) mounted on the front face of the wooden box. The absorber plate has the same dimensions in all tests; 3 mm thick, 48 cm height ( $H$ ) and 36 cm width (not visible in the Figure 3.1). It includes an equally spaced single row of slots (21 slots), of width  $b = 1 \text{ mm}$ , uniformly distributed at a distance  $L = 21 \text{ mm}$ , through which air is drawn. This is equivalent to an apparent surface of  $0.174 \text{ m}^2$  with

about 5% porosity. Laser cuts were used to manufacture these slots with an accuracy of  $\pm 0.1$  mm.

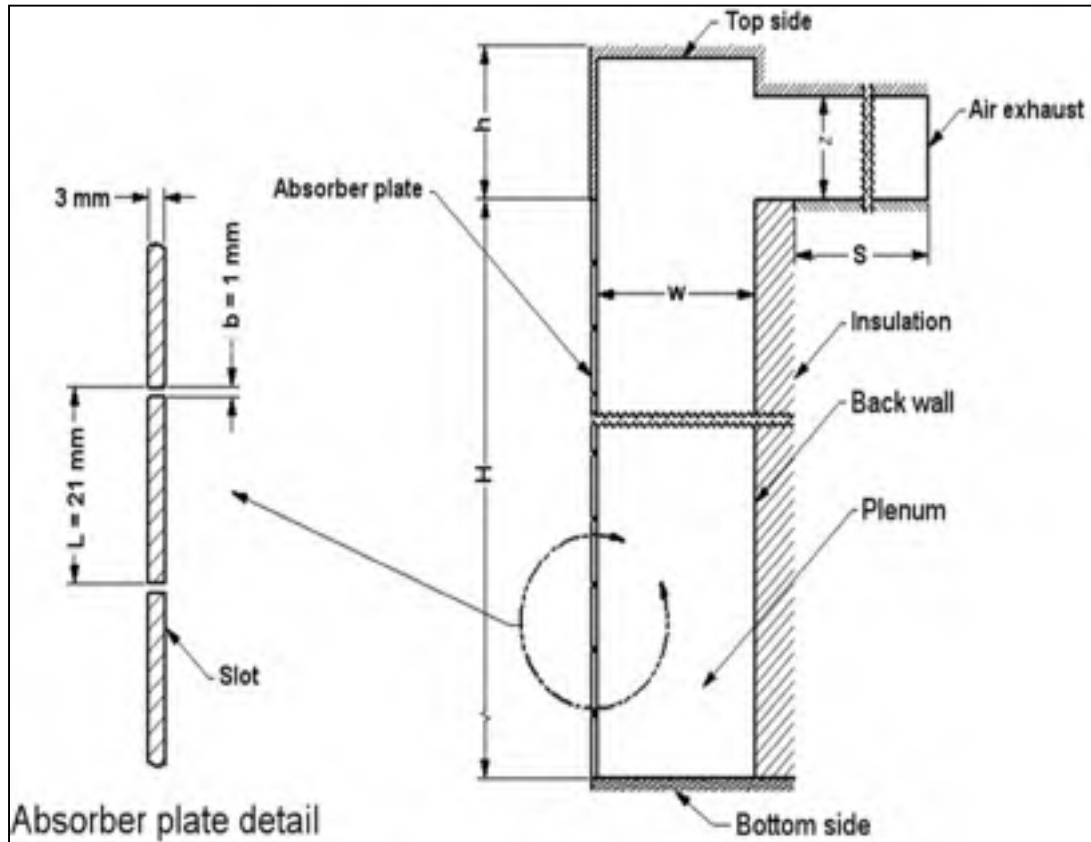


Figure 3.1 Vertical section of the UTC showing the geometry under investigation

To test UTC's with two plenums thicknesses, two structural wooden boxes (5 cm and 15 cm thicknesses) were constructed; each box is 32 cm wide by 60 cm of height. The rear part of the box (back plate) consists of 1.9 cm (3/4"), thick plywood, fitted with a rectangular outlet opening fixed at its top center. For each prototype, the absorbed plate was screwed to the wooden box and sealed with a silicone adhesive. Manufacturing imperfections were corrected with spray polyurethane foam. The entire box was insulated with 10 cm thick polystyrene, and reinforced with a layer 0.5 cm thick of thermo-foil, to minimise heat losses and to act as adiabatic walls. The overall thermal resistance is estimated to be equal to 1

$\text{m}^2\text{K/W}$ . The whole apparatus is positioned on base fixed at the bottom of the collector to ensure its stability.

The air suction system includes the following three parts: an air exhaust pipe; the air suction ventilator; and a variable speed drive. Air is drawn from the plenum by an inline duct ventilator installed in circular pipe line (15 cm OD, 1.5 m length). Mass flow rate and outlet air temperatures are measured upstream of the fan. The air mass flow rate through the collector was controlled by a variable speed drive model (3PN116B, 110/120 V, 60Hz) which allows the adjustment of air mass flux required in the experiments (0.0133, 0.0266, 0.0411  $\text{kg/s/m}^2$ ). Mass flow through the exhaust pipe is measured by a hot wire anemometer (TSI, VELOCICALC Model 9545) with a reading uncertainty of 3% or  $\pm 0.015$  m/s, whichever is greater. Calculations for air mass flux ( $\dot{m}$ ) have been carried out according to equation  $\dot{m} = \rho_{air} \bar{V} A_{cs} / A_{coll}$  where  $\bar{V}$  is the average outlet air velocity, which was measured in five positions inside the exhaust pipe line.

Laboratory investigation has required controlled and constant irradiance  $G_T$  from an artificial solar simulator that simulates different levels of irradiance. The incident irradiance, both longwave and shortwave, on the plane of the collector is represented by  $G_T$ . Tests were performed for 3 levels of irradiance: 300, 450 and 600  $\text{W/m}^2$ . The artificial solar simulator involves 28 globe®- projectors with T3/J-TYPE/87 mm, 150 Watts, light bulbs that collectively provide a total radiative intensity of 4.2 kW. Compared to the solar irradiation, the lamps spectrum is shifted to the infrared. Lamps radiation has to be homogeneous on plane of the collector (absorber plate). Indeed, the lamps were installed in such a way to obtain an irradiance of the test plate within  $\pm 3\%$  uniformity. The uniformity of the incident irradiance was confirmed by use of a Kipp & Zonen CMP 11 pyranometer. This device not only allowed a scanning of different intensities of the lamps on the collector surface, but it has also provided a measurement of the different irradiance levels needed for the experiments.



### 3.2.2 Test procedure

For each plenum thicknesses, three irradiance levels and three mass fluxes were studied. In total, 18 test runs were performed. Each test started by adjusting the irradiance level and the mass flow rate. Temperatures ( $T_{amb}$  and  $T_{out}$ ) were recorded once the steady-state conditions were reached. Fifteen calibrated (0.2 mm diameter) k-type thermocouples (with an uncertainty of  $\pm 0.3$  °C) have been used for the temperature measurements at several points in the test apparatus. These points were located as follow: four equidistant positions along the back wall and four others along the inner surface of the absorber plate and five thermocouples to determine the ambient temperature. The other thermocouples were located behind the collector and three were placed at outlet opening to measure the outlet air temperature. The temperature recording was carried out using a conventional data acquisition system.

Efficiency has been traditionally used as a measure of heat transfer performance for a UTC. UTC's efficiency is estimated from the ratio of the useful heat gain delivered by the collector divided by the incident irradiance on the collector surface and can be determined by the following equation (3.1):

$$\eta_{coll} = \frac{\dot{m} c_p (T_{out} - T_{amb})}{G_T A_{coll}} \quad (3.1)$$

## 3.3 Numerical method

### 3.3.1 Physical Problem

The numerical models were designed to gather the essential features of the experimental prototype. They include conductive, convective and radiative heat transfer by which the thermal energy is transferred through the UTC. Ideas for the treatment of combined modes of heat transfer were borrowed from the original work of Rouse (1994; 1996). Note that, only

radiation heat exchange between the absorber plate and the surroundings is considered in this study. Based on the former studies (Badache, Rouse and Halle, 2010 ) the radiation heat exchange between the absorber plate and the back wall has been considered negligible. Wind is very likely to affect the systems performance, no wind condition is likely to be a worst case scenario in terms of heat exchange transfer and thus suitable for design purposes (Kutscher, 1992).

The flow is assumed to be steady, turbulent and, two-dimensional. Commercial CFD software (Fluent, V12.1.4) was employed to solve the steady-state Reynolds-averaged Navier-Stokes equations (RANS) coupled with the energy conservation. The Boussinesq approximation was used to account for the density variation. Thermophysical properties of the fluid are evaluated at a reference temperature and assumed to be constant, except in the buoyancy term. The third dimension of the collector is considered large enough so that the flow and heat transfer are two-dimensional. Under the above assumptions, the mathematical model is described by the following classical governing equations:

Continuity equation

$$\frac{\partial U_j}{\partial x_j} = 0 \quad (3.2)$$

Momentum conservation equation

$$\frac{\partial(U_i U_j)}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \nu \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \overline{u_i u_j} \right) - g_i \beta (T - T_\infty) \quad (3.3)$$

Energy conservation equation

$$\frac{\partial(TU_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \frac{\nu}{\text{Pr}} \frac{\partial T}{\partial x_j} - \overline{T' u_j} \right) \quad (3.4)$$

The term  $g_i\beta(T-T_\infty)$  specifically accounts for the effect of the air density variation with the temperature. Variables  $x_i$  and  $x_j$  are the Cartesian coordinates in the  $i$ -direction and  $j$ -direction, where  $U_j$  and  $T$  are respectively the time average velocity and temperature while  $P$  is the pressure. Gravitational acceleration components are represented by  $g_i$  and  $\beta$  is the thermal expansion coefficient. Finally, the turbulent stress  $-\overline{u_i u_j}$  and turbulent heat flux  $-\overline{T' u_j}$  are derived from the turbulence closure model defined as:

$$-\overline{u_i u_j} = 2\nu_t S_{ij} - \frac{2}{3} k \delta_{ij}, \text{ and } -\overline{T' u_j} = \frac{\nu_t}{Pr_t} \frac{\partial T}{\partial x_j} \quad (3.5)$$

in which  $\delta_{ij}$  is the Kronecker delta,  $\nu_t$  and  $Pr_t$  the turbulent kinematic viscosity and turbulent Prandtl number, respectively ( $Pr_t = 0.7$ ). The mean-strain tensor is  $S_{ij}$  and  $k$  is the kinetic turbulent energy.

### 3.3.2 Turbulence modeling

The introduction of time-averaged values makes the number of unknowns in the conservation equations greater than the number of equations. Thus, it is necessary to close the system of equations using a turbulence model. Previous numerical studies on UTC's have demonstrated that a laminar flow assumption is sufficient to model the flow appropriately (Kutscher, 1992), (Arulanandam, Hollands and Brundrett, 1999) and (Gawlik, Christensen and Kutscher, 2005). Others have considered turbulence effects with the  $k$ - $\epsilon$  turbulence model (Gunnewiek, Brundrett and Hollands, 1996; Gunnewiek, Hollands and Brundrett, 2002; Khattab, 2001). In this study, a main concern has been brought to accurately model the flow in the near-walls regions, where significant velocity and thermal gradients are expected. The assumption of turbulent flow was justified in two ways. First, the presence of slots changes the flow behavior over the absorber plate, and typically creates turbulent recirculation regions in the plenum. Second, the fluid dynamic models, representative of the air motion inside the plenum, show rather complex behaviors involving both turbulent and laminar flows (Gunnewiek, Brundrett and Hollands, 1996). The flow may be laminar or turbulent,

depending on the region and the air flow rate through the collector. Apart from the intrinsic difficulty to define the region of the collector where the flow is laminar or turbulent, it is not possible to apply both laminar and turbulent models in a single computational domain. In this context, the Re–Normalisation Group (RNG)  $k$ - $\epsilon$  model derived by Orszag et al. (1993) was applied since this model is frequently used for indoor air simulations that involve both laminar and turbulent conditions (Fuliotto et al., 2010); (Zhang et al., 2007). For brevity, the transport equations for  $k$  and  $\epsilon$  will not be presented here; full equation sets and details for this model are available in the software user’s manual (Fluent, 2012).

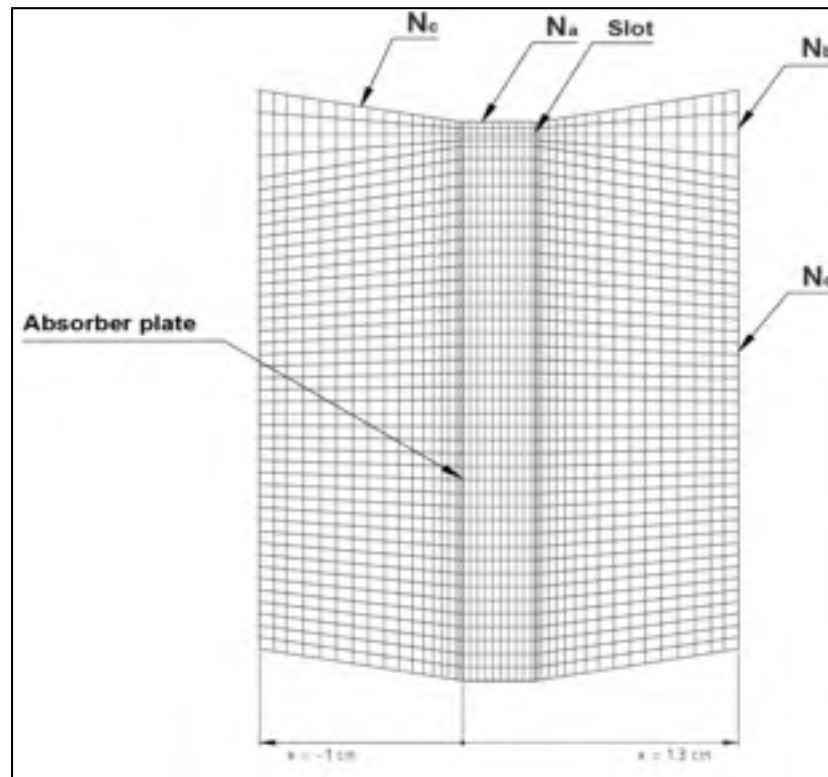
### 3.3.3 Mesh design and boundary conditions

To accurately predict the velocity and thermal boundary layer developing in the near-wall regions was one of the challenges of this study. The computational grid must resolve both the upstream and downstream flows around the slots. If the boundary layer in the vicinity of these two regions is not resolved adequately, the underlying physics of the flow will be lost and the simulation will be inaccurate. In order to resolve the thermal and velocity boundary layers, a structured mesh grid was used inside the slot, in the solid region itself, and a region located at  $x = \pm 1$  cm from the absorber plate (i.e. 1 cm upstream and 1 cm downstream of the plate). A large number of grid points are placed inside the slots where the temperature and velocity gradients are expected to be significant. A relatively coarse non structured mesh grid was used within the rest of the computational domain. Both plenum cases are discretized with the same meshing strategy. Figure 3.2, shows the grid topology near a slot. Table 3.1, shows the characteristics of the three meshes (A, B and C) for each plenum case. The parameters  $N_a$ ,  $N_b$ ,  $N_c$  and  $N_d$  represents the number of nodes at the edges of the smallest repeating pattern as shown in Figure 3.2, while  $N_t$  and  $C_L$  represents respectively the total number of nodes and cells within the computational domain.

Figure 3.3 shows the boundary conditions imposed on the computational domain. As presented on Figure 3.3, three types of boundary conditions were considered:

Table 3.1 Grid parameters for the two plenums configuration

		$C_L$	$N_t$	$N_a$	$N_b$	$N_c$	$N_d$
Plenum of 5 cm (w-5)	Mesh A-5	100 494	67 125	10	5	15	25
	Mesh B-5	168 699	112 997	15	10	20	30
	Mesh C-5	180 342	126 025	30	20	20	30
Plenum of 15 cm (w-15)	Mesh A-15	172 961	103 319	10	5	15	25
	Mesh B-15	282 615	220 351	15	10	20	30
	Mesh C-15	393 026	237 281	30	20	20	30

Figure 3.2 Grid topology near a slot and one spacing  $L$  of the plate

- **At walls:** The no-slip boundary condition is imposed on all rigid walls. In all cases, vertical (back wall) and horizontal (bottom, top) walls have been considered adiabatic. At the absorber plate, a heat generation source term is introduced by user-defined functions (UDF) that specify the heat generation rate through it. This UDF modifies the heat generation rate ( $q_{cell}$  in  $W/m^3$ ) for each surface cell of the absorber plate in order to account for the radiative heat exchange between the absorber plate and the surroundings as in equation (3.6). Note that the sky temperature was specified to be equal to 305 K.

$$q_{cell} = \left[ \alpha_{abs} \cdot G_T - \epsilon_{abs} \cdot \sigma \cdot (T_{abs}^4 - T_{sky}^4) \right] \frac{A_{cell}}{V_{cell}} \quad (3.6)$$

- **At the inlet air section:** The left side of the computational domain (i.e. at the distance  $x_\infty$ ) is bounded by a free air stream inlet with an assumed total pressure of 0 Pa. This condition was chosen to ensure that the flow at the slots entrance is not disturbed. Cao, Hollands and Brundrett (1993) found that a distance  $x_\infty = 2L$  was sufficiently large to ensure that the effectiveness was independent of  $x_\infty$ . In this study, runs were initially made with  $x_\infty = 5L$  but finally, this value was reduced to  $x_\infty = 2.5L$  equivalent to 5.2 cm from the absorber plate. All subsequent simulations were made on the basis of this condition. The incoming air temperature was specified to be equal to the ambient temperature  $T_{amb}$ .
- **At the outlet air section:** An outlet velocity condition was imposed from the velocities measurements on the UTC prototypes.

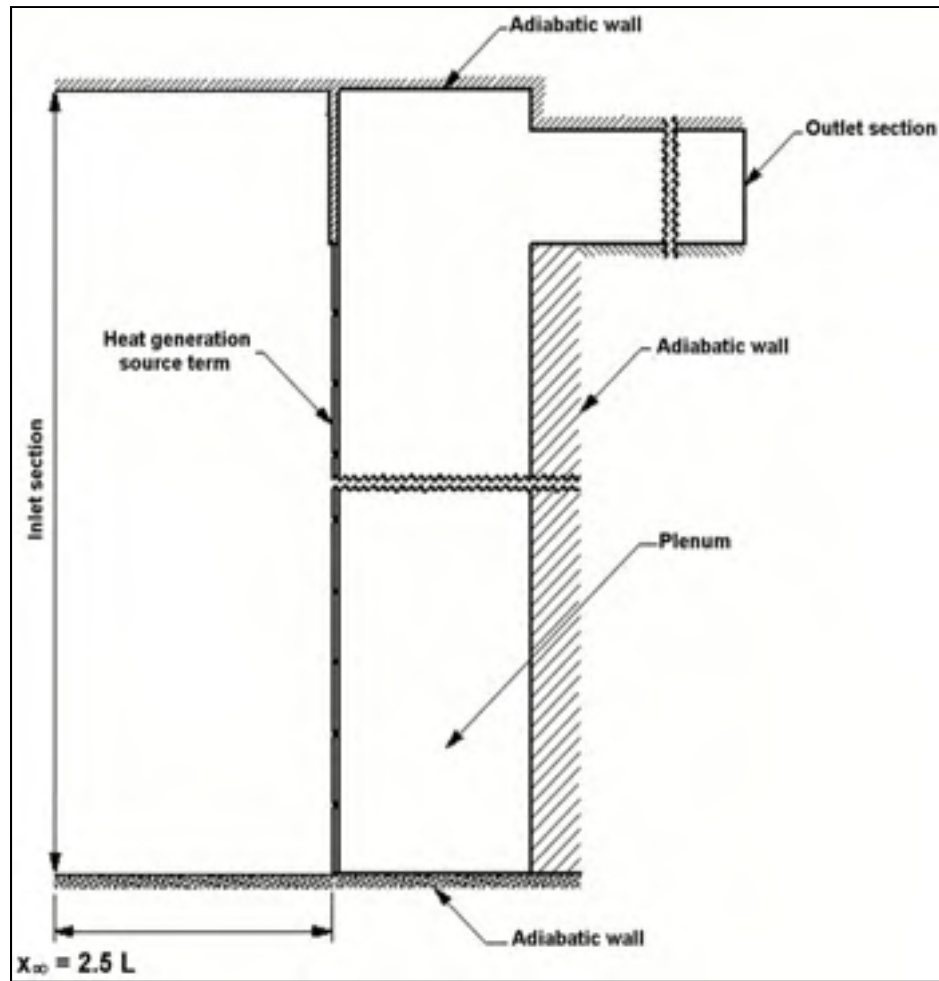


Figure 3.3 Boundary conditions imposed on the computational domain

### 3.3.4 Numerical methodology and grid independence study

The set of governing differential equations (3.2-3.4) have been solved numerically via Fluent which is based on a finite volume procedure. Convective and diffusive terms are discretized with a second order upwind scheme. The SIMPLE algorithm of Patankar and Spalding (1972) was used to solve the velocity-pressure coupling. The solution was considered to be converged when the residuals were in the order of  $10^{-6}$  for continuity, momentum, and turbulence quantities and  $10^{-10}$  for energy. All simulations were performed on a i7-960 processor, 3.2 GHz and 12 GB of memory.

A grid independence study was carried out to ascertain the accuracy of the numerical results and to decide what grid size should be used for all the simulations. The efficiency of the UTC was the relevant parameter to be analyzed. The simulation case involving a mass flux of  $0.0411 \text{ kg/s/m}^2$  and an irradiance of  $600 \text{ W/m}^2$  was considered in the grid independence study. The reason is that this case is the most restrictive in terms of convergence rate. It is noted, that the grid independence study calculation were carried out without account for radiation heat exchanges.

Tables 3.2 and 3.3 presents the UTC efficiency and the corresponding  $y^+$  values evaluated at the slots region for the meshes tested and the plenums of 5 cm and 15 cm, respectively. As seen in Table 3.2, the meshes A-5 and B-5 produce slightly different results than mesh C-5 and the maximum  $y^+$  value are larger than 1. The same is observed for mesh (A-15) and (B-15) (Table 3.3). To satisfy the condition ( $y^+ \leq 1$ ) required for low Reynolds models, the mesh grid (B-5) and (B-15) were refined. Once, the condition of  $y^+ \leq 1$  is fulfilled (within the adapted mesh grid (C-5) and (C-15)) the models were found sufficiently adequate for an estimation of the numerical error. This numerical error, estimated by a mesh refinement analysis, is also known as the discretization error.

The Grid Convergence Index (GCI) method, which is based on the classical Richardson extrapolation (Celik et al., 2008) was used to determine the discretization error. The corresponding computed values of efficiency used in the GCI study are also reported in Table 3.2 and 3.3. The numerical uncertainty of the fine-grid solution for the cases (w-5) and (w-15) are 0.37% and 0.84%, respectively, and the extrapolated values for the efficiency are 87.27% and 86.07%. From a viewpoint of grid independence of converged solutions, the difference between the extrapolated and fine mesh solution is negligible. The Richardson extrapolated solution for each plenum case cannot be differentiated from the fine grid solution. Consequently, the results presented in the subsequent simulations were calculated using mesh grid (C-5) for plenum (w-5) and (C-15) for plenum (w-15) for which details are provided in Table 3.1.



Table 3.2 Efficiency and  $y^+$  values (plenum of 5 cm)

<b>Mesh</b>	<b>A-5</b>	<b>B-5</b>	<b>C-5</b>	<b>Richardson extrapolation</b>
$\eta_{\text{coll}}$ (%)	90.08	87.89	87.52	87.27
$y^+$	2.4	2.0	0.5	-
GCI (%)	0.37			

Table 3.3 Efficiency and  $y^+$  values (plenum of 15 cm)

<b>Mesh</b>	<b>A-15</b>	<b>B-15</b>	<b>C-15</b>	<b>Richardson extrapolation</b>
$\eta$ (%)	91.32	87.47	86.64	86.07
$y^+$	2.4	1.5	0.8	-
GCI (%)	0.84			

### 3.4 Results

#### 3.4.1 Comparison with experimental results

The numerical results are presented in this section in terms of the collector efficiency and are compared to experimental data. Results obtained for three air mass fluxes (0.0133, 0.0266 and 0.0411 kg/s/m<sup>2</sup>), three irradiance levels (300, 450 and 600 W/m<sup>2</sup>) and two plenum thicknesses (5 and 15 cm) are presented.

The experimental measurements are affected by uncertainty, regardless of the quality of instrumentation used and talent of the experimenter. Thus, a correct validation of any measurement used as validation test data, requires a careful check of its quality and accuracy. The classical method of Kline and McClintock (1953) and (Robert J, 1988) has been applied in order to estimate the uncertainty associated with the efficiency measurement. Data related

to the instrumentation used in this study stated that the measurement of flow velocity and irradiance have an uncertainty of  $\pm 3\%$  and  $\pm 1\%$ , respectively. The uncertainty of the temperature measurements is  $\pm 0.3$  °C. The maximum value for the uncertainty on the efficiency results is thus  $\pm 5.4\%$ .

The comparison between CFD simulations and the experimental efficiency measurements for the two plenum thicknesses and three irradiance levels are illustrated in Figures 3.4, 3.5 and 3.6, respectively. Each figure presents the evolution of the efficiency with the mass flux for a given irradiance level. Globally, numerical results show that the predicted efficiency was within the uncertainty range for most of the measured efficiency. For the two plenum cases a good degree of similarity was found at medium and high mass fluxes ( $0.0266$  and  $0.0411$   $\text{kg/s/m}^2$ ). However, for a low mass flux, the numerical model over predicts the experimental results. While a slight difference was obtained for low and medium irradiance levels ( $300$  and  $450$   $\text{W/m}^2$ ), a significant difference is obtained at high irradiance level ( $G_T = 600$   $\text{W/m}^2$ ), which was estimated to about  $6.8\%$  for plenum ( $w-5$ ) and  $13\%$  for plenum ( $w-15$ ) (Figure 3.6).

On one hand, this disagreement is most likely due to the fact that the sky temperature cannot be known accurately. Whatever the width of the plenum, the collector temperature is at its maximum for the case of  $G_T = 600$   $\text{W/m}^2$  and  $\dot{m} = 0.0133$   $\text{kg/s/m}^2$ . Radiative heat losses are important and a slight over estimation of  $T_{\text{sky}}$  involves a significant underestimation of these radiative losses. When the suction air flow increases, the collector temperature decreases and radiation losses are less significant. On the other hand, factors such as temperature variations in the laboratory (estimated at  $\pm 1.5$  °C) and air movement caused by the ventilation system partly explain the differences between the numerical and experimental results. In addition, the horizontal aspect ratio (width/ height) of our prototype is rather small. Three dimensional flow conditions exist at the vertical edges which cannot be considered in the 2D numerical model.

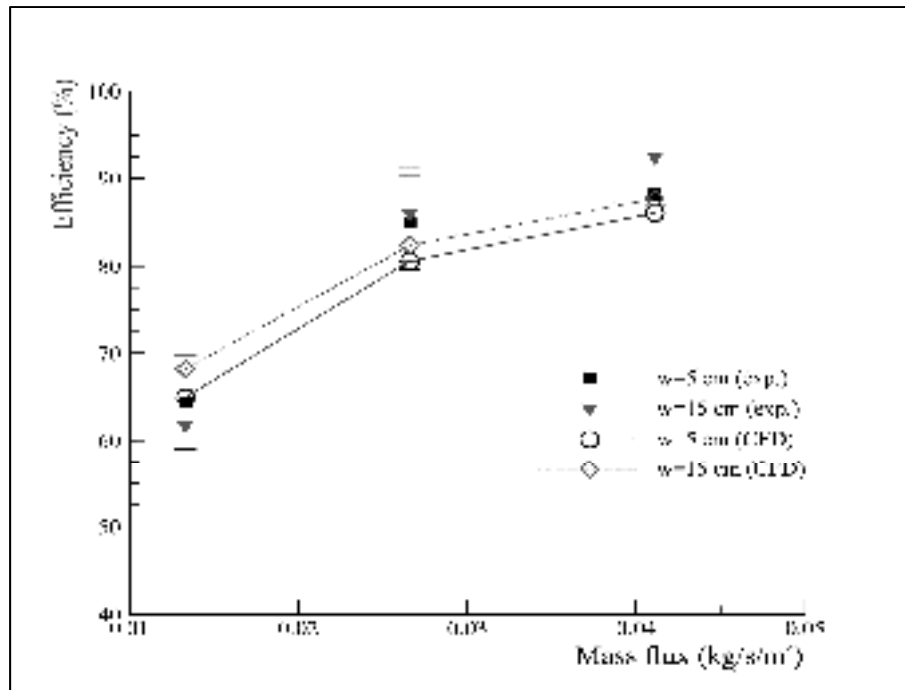


Figure 3.4 Comparison of the computed and measured efficiency for three air mass fluxes ( $G_T = 300 \text{ W/m}^2$ )

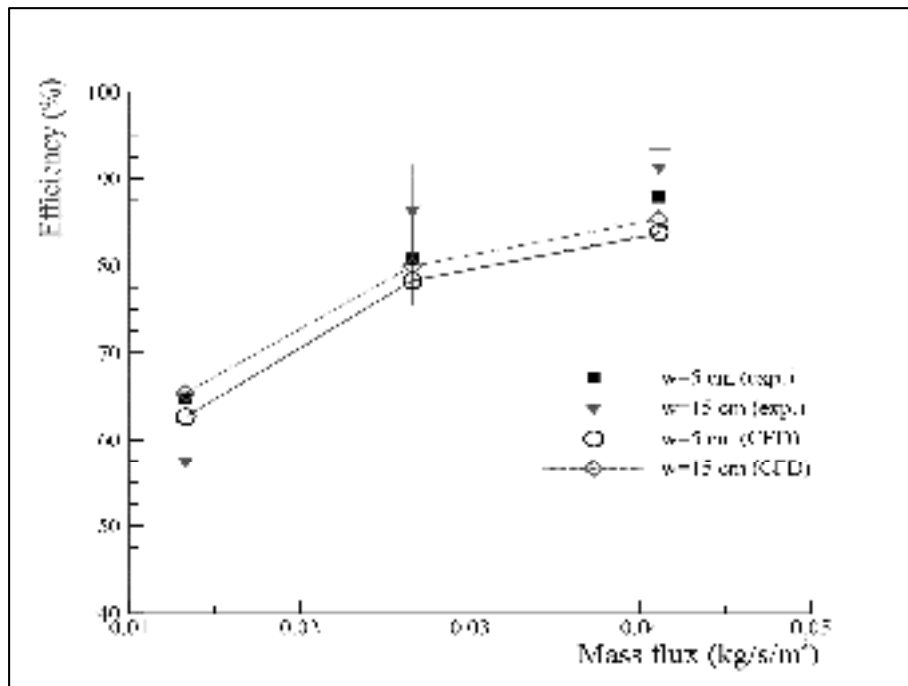


Figure 3.5 Comparison of the computed and measured efficiency for three air mass fluxes ( $G_T = 450 \text{ W/m}^2$ )

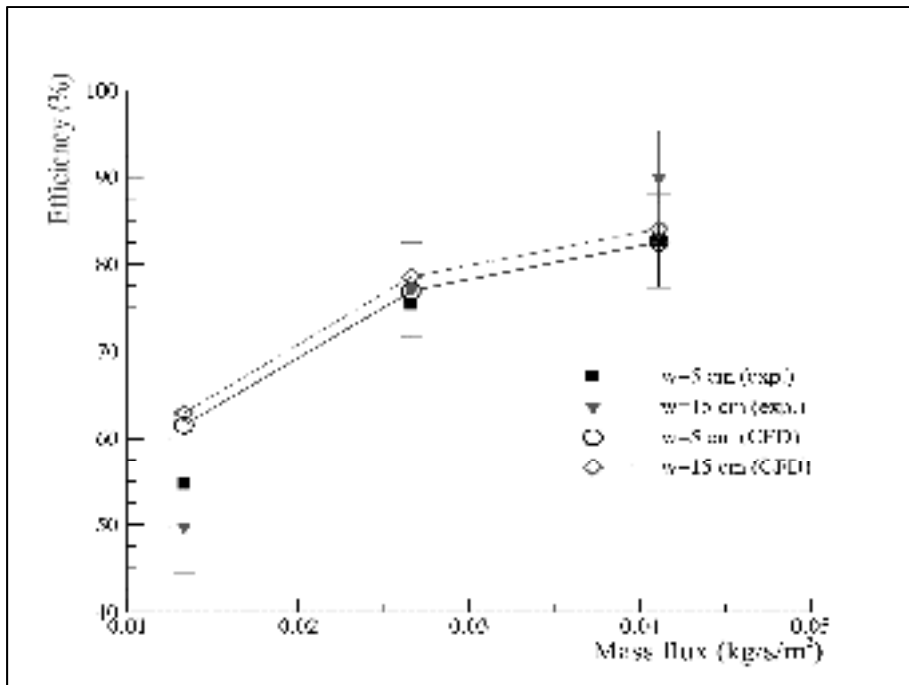


Figure 3.6 Comparison of the computed and measured efficiency for three air mass fluxes ( $G_T = 600 \text{ W/m}^2$ )

### 3.4.2 Effect of mass fluxes

One of the parameters that was used to control the thermal performance of the UTC is the mass flux through the collector, defined as the mass flow rate per unit collector area. It can be found from Figures 3.4, 3.5, and 3.6 that the efficiency increases with increasing air mass fluxes. A high mass flux induces higher velocities through the slots increasing the heat transfer coefficient between the plate and the air.

The computed efficiency is found to rise, rapidly at low mass flux, (by about 16% between 0.0113 and 0.0266 kg/s/m<sup>2</sup>), but only slightly (about 5%) at mass flux above 0.0266 kg/s/m<sup>2</sup>. These trends are consistent with the results reported by Kutscher, Christensen and Barker, (1993) and Leon and Kumar (2007) which have noted a nearly constant efficiency for suction velocities greater than 0.04 and 0.05 m/s. These velocities expressed in terms of mass flow rate per unit area correspond to 0.034 and 0.042 kg/s/m<sup>2</sup>. For each irradiance, there appears

to be a mass flux beyond which the heat transfer between the UTC and the flow remains constant.

### 3.4.3 Effect of irradiance

For both plenum widths and fixed mass flux, Figures 3.4, 3.5 and 3.6 indicate a small decrease in efficiency (3.5 to 5%) as the irradiance intensity increases from 300 to 600 W/m<sup>2</sup>. This decrease is more pronounced at low mass fluxes. Here again, this is explained by high absorber surface temperatures at higher irradiance levels induced by the low capacity of sucked air at moderate mass fluxes to extract all available collector thermal energy. As previously discussed, this increases the heat losses from the absorber plate to the surroundings and, results in a decrease of thermal efficiency. Hence to minimize heat losses from the UTC and to maximize collector efficiency, it is necessary to operate the collector at medium or high mass fluxes especially for high irradiation conditions.

### 3.4.4 Effect of plenum thickness

Computed and experimental results show that the efficiency is slightly influenced by the plenum thickness. The larger plenum ( $w-15$ ) gives the higher efficiency. The efficiency between each plenum thickness varied from 1.38 to 3.25%. These slight differences agree with studies done by Biona (2002), which showed that for thicknesses between 5 cm to 13 cm, heat exchange effectiveness decreases with plenum thickness, which results in an increase of the efficiency.

The heat exchange effectiveness of the UTC can be defined as the air temperature rise in the collector to the maximum temperature rise (Leon and Kumar, 2007).

$$\varepsilon_{UTC} = \frac{T_{out} - T_{amb}}{T_{abs} - T_{amb}} \quad (3.7)$$

As mentioned before, the effect of plenum thickness on the efficiency is low compared to the effects of mass flux and irradiance. In a UTC, all the heat exchange process took place at the absorber plate. The fluid motion and heat transfer at the outward face of the absorber is the same regardless the plenum thickness. The same observation is valid for the heat transfer that occur in the slot where the air flow is unaffected by the plenum thickness. Therefore, the efficiency variation observed between the two plenum cases can only be due to the heat transfer from the back side of the absorber plate to the air.

In order to compare the temperature rise in the slots, the front and back side of the UTC, heat exchange effectiveness can be splitted into three partials effectiveness associated with each region such as.

$$\varepsilon_f = \frac{T_{in,h} - T_{amb}}{T_{abs} - T_{amb}} \quad \varepsilon_h = \frac{T_{out,h} - T_{in,h}}{T_{abs} - T_{amb}} \quad \varepsilon_b = \frac{T_{out} - T_{out,h}}{T_{abs} - T_{amb}} \quad (3.8)$$

Where  $T_{ih,h}$  and  $T_{out, h}$  represent the average air temperature at the slot entrance and exit, respectively. The approach of defining three regions for heat transfer on the plate surface was addressed by Kutscher (1992) for an axisymmetric model (single slot). This approach was adopted in the present work and was applied for all existing slots (21) of the model.

The global effectiveness can then be expressed by:

$$\varepsilon_{UTC} = \varepsilon_f + \varepsilon_h + \varepsilon_b \quad (3.9)$$

Figure 3.7 and 3.8 show the three partial effectivenesses for the two plenum thicknesses and two mass fluxes (0.013 kg/s/m<sup>2</sup> and 0.0411 kg/s/m<sup>2</sup>), respectively. Results are presented for an irradiance of 450 W/m<sup>2</sup> only.

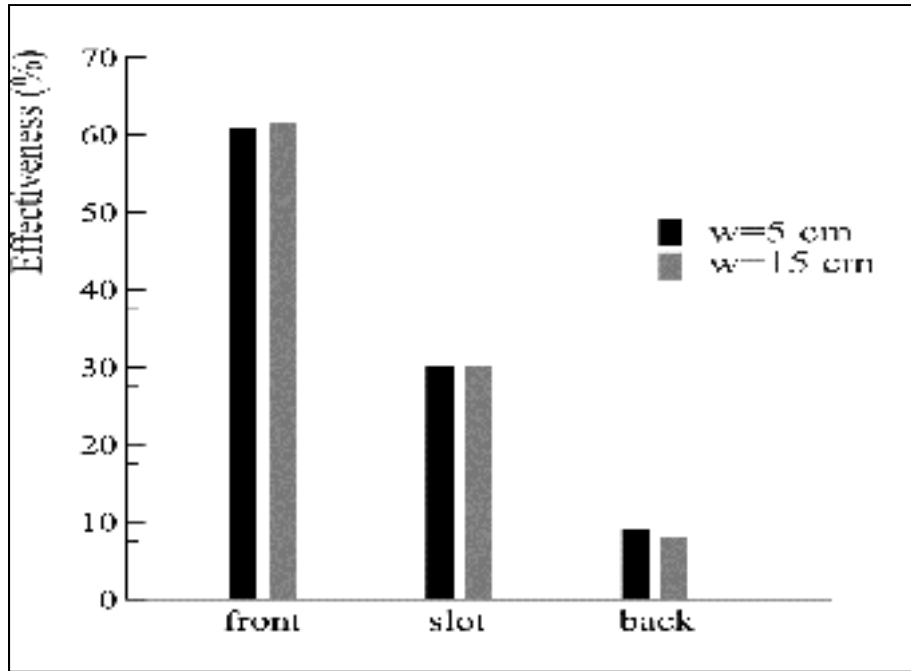


Figure 3.7 Heat transfer effectiveness occurring in the front, slot, and back of the-plate region for the two plenums cases with  $0.013 \text{ kg/s/m}^2$

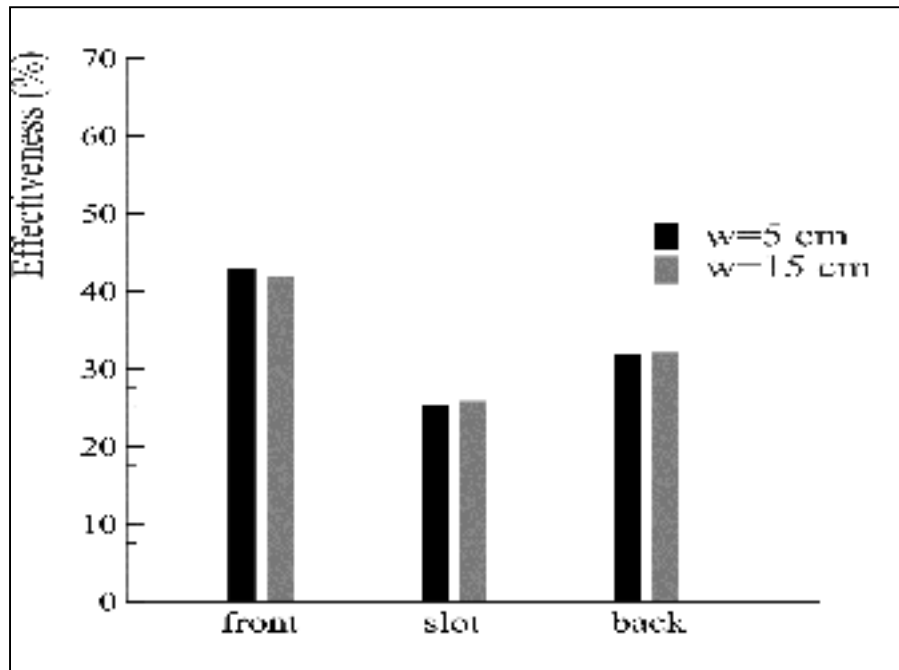


Figure 3.8 Heat transfer effectiveness occurring in the front, slot, and back of the-plate region for the two plenums cases with  $0.0411 \text{ kg/s/m}^2$

As shown in Figure 3.7, the bulk of heat transfer occurs from the front face of the absorber plate and then from the slot. This observation is consistent with the results reported by (Abulhair, 2011), and this is where the greatest temperature difference between the air and plate is experienced.

As the air mass flux increases through the UTC (Figure 3.8), the proportions of heat transfer on the front face and the slots decrease. This decrease is less important within the slots region, because the thermal boundary layer is not fully developed, and the dependence of the convection coefficient on the Reynolds number is low. Thus, the location at which most of the heat transfer is occurring moves more to the back-side of the absorber plate with the air mass flux. This results in relatively large recirculating turbulent eddies at the slot outlet which spread on the surface of the back-side of the absorber plate. As a consequence, this results, in a better heat transfer effectiveness from the back-side. Abulhair (2011) also reported a similar result.

Both Figure 3.7 and 3.8 show that the change in the plenum thickness does not have a large effect on the effectiveness distribution of the absorber plate (a difference of 0.7% is reported in Figure 3.7 for the back-side effectiveness while it is even lower at 0.5% in Figure 3.8).

### **3.5 Conclusion**

The thermal efficiency of a UTC has been investigated both experimentally and numerically. Simulations and experiments were performed for two plenum thicknesses ( $w = 5$  cm and 15 cm) at three air mass fluxes (0.0133, 0.0266, 0.0411 kg/s/m<sup>2</sup>) and three irradiation levels (600, 450 and 300 W/m<sup>2</sup>).



### 3.5.1 Research outcome (summary)

Results permit to conclude that:

- The efficiency increases with increasing air mass flux.
- The efficiency is relatively insensitive to the irradiance.
- The heat transfer is preponderant on the front (exposed) side of the absorber plate.
- The heat transfer preponderance moves progressively to the back-side of the absorber plate with increasing air mass flux.
- The efficiency of the collector and the effectiveness of the absorber plate are relatively insensitive to the plenum thickness

### 3.5.2 Experiments and simulations

In all cases but one, simulations and experimental results were in good agreement within the experimental uncertainty.

For a low mass flux combined with a high irradiance, concordance was not excellent: the numerical predictions overestimated the measured efficiency by as much as 13% for the thickest plenum. This was discussed as due to the difficulty in the evaluation of the sky temperature required to compute the net radiant heat losses to the surroundings. This net heat loss increases with increasing irradiance and decreasing mass flux. Another source of discrepancy is the relative variation in the lab temperature ( $\pm 1.5^{\circ}\text{C}$ ) which mostly impairs the results for a low mass flux.

Nevertheless, this work provided sufficient confidence in the formulation and the implementation of the numerical procedure developed to predict and design UTCs.

### **3.5.3 Upcoming work**

Several paths for the further developments of this work are now considered. First, a thorough parametric investigation of the problem with the numerical tool should be undertaken to extract more physical interpretation of the phenomena involved and confirm what has been observed herein. Second, a three-dimensional extension of the two-dimensional ideas implemented here should be carried out to grab the recirculation effects along the others axis and to considerer circular perforations instead of slots. Third, non-opaque surfaces (with variable transmissivities) should be considered as these are becoming more and more popular.

As a final remark, it is worth mentioning that there is a gap between laboratory and academic world, on the one hand, and industrial implementation, on the other hand. Both experimental and numerical work should be done in collaboration with practitioners of building refurbishment.

### **Acknowledgements**

This work was supported by the t3e industrial research chair and its financial partners; the authors would like to acknowledge their invaluable contributions. The authors gratefully acknowledge the Centre de Technologies Thermiques (CTT) for research space.

## CHAPITRE 4

### AN EXPERIMENTAL INVESTIGATION A TWO-DIMENSIONAL PROTOTYPE OF A TRANSPARENT TRANSPIRED COLLECTOR

Messaoud BADACHE<sup>1\*</sup>, Stéphane HALLÉ<sup>2</sup>, Daniel R. ROUSSE<sup>3</sup>, Guillermo QUESADA<sup>4</sup>,  
Yvan DUTIL<sup>5</sup>

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

École de technologie supérieure, Université du Québec

1100, Notre-Dame St. West, Montreal, H3C 1K3, Canada

Article soumis à la revue « Energy and Buildings» en avril 2013.

#### Résumé

Le présent article porte sur l'évaluation expérimentale des performances thermiques d'un prototype bidimensionnel conçu pour simuler les caractéristiques essentielles d'un nouveau type de collecteur solaire à air avec vitrage transparent perforé. L'objectif principal consiste à analyser les effets des paramètres clés tels que l'épaisseur du plénum, le pas entre les fentes, la largeur des fentes, l'irradiation et le débit massique d'air sur le rendement du collecteur.

Pour déterminer l'effet de ces paramètres, le travail expérimental utilise un plan factoriel à plusieurs niveaux incluant 48 tests répliqués. Les essais normalisés sont réalisés en laboratoire selon la méthodologie des plans expérimentaux. Pour chaque essai, la température de l'air à l'entrée et à la sortie du collecteur, la température moyenne de la plaque d'absorption (absorbeur) et du vitrage perforé (capteur), sont mesurées une fois l'équilibre thermique atteint dans le TTC. Sur la base des résultats, une analyse de variance (ANOVA) a été effectuée. Les résultats obtenus, montrent un effet prépondérant du débit d'aspiration sur le rendement du TTC par rapport aux autres paramètres. Une augmentation du débit provoque une augmentation du rendement, alors que l'augmentation de l'irradiation, de la largeur du plénum, de l'espace entre les fentes, et de la largeur des fentes semblent tous avoir comme effet de diminuer ce rendement.

## **Abstract**

This paper presents an experimental investigation on the thermal performance of a two-dimensional reduced scale prototype designed to simulate the essential features of a novel type of solar air collector involving a transparent transpired cover. Another objective is to analyze the effects of varying key parameters such as plenum thicknesses, pitch spacing, slots width, irradiation, and air mass flow rate in term of collector efficiency. A multi-level factorial design of experiments is used for this investigation. It is found that the air mass flow rate has the strongest effect on the efficiency of the transparent transpired collector. The irradiation, slots width, pitch spacing, plenum thicknesses seems to have a moderate effect.

**Keywords:** Transparent transpired solar air collector, DoE, experimental work, statistical analysis.

## **4.1 Introduction**

Solar Air Heating systems are becoming more and more popular as they provide many possibilities for energy savings and for preheating air in various applications. They use solar energy to heat and ventilate indoor air spaces. Implementation of these systems in new or existing buildings has been the object of a relatively broad range of applications in the last decade.

### **4.1.1 A new type of collector**

A new type of solar collector has recently emerged on the market. It is called transpired transparent collector (hereafter TTC). The TTC includes all the usual components of a typical unglazed transpired collector (UTC). The main difference is that instead of a perforated metal absorber, a perforated glazing is used. Basically, the TTC consists of a transparent panel perforated by tiny holes, installed several centimeters (10 – 15 cm) from a masonry wall. A large part of the solar radiation is transmitted through the perforated glazing and absorbed by

the dark surface of the building wall, namely the absorber wall, a part of the incident radiation is either absorbed by the transparent cover or reflected back to the surroundings. On the top, a fan creates a negative pressure in the air space between the panel and the building wall (plenum), drawing cold air through the glazing perforations. This generates an upward air movement in the plenum. Heat collected at the absorber wall as well as part of that which is absorbed by the transparent cover itself is transferred to air that flows in the plenum, which exits from the top of the building wall. The heated air is then ducted into the building via a connection to the ventilation intake.

This type of solar collector can be installed on new and existing façades of buildings. They offer the potential advantages of low weight, simplicity of manufacturing and resistance to corrosion, as well as better esthetic integration compared to metallic absorber. Furthermore, they can be used in conjunction with windows, overhang, double skin façade and other building design elements. A schematic of the TTC mounted on a typical brick wall construction is shown in Figure 4.1.

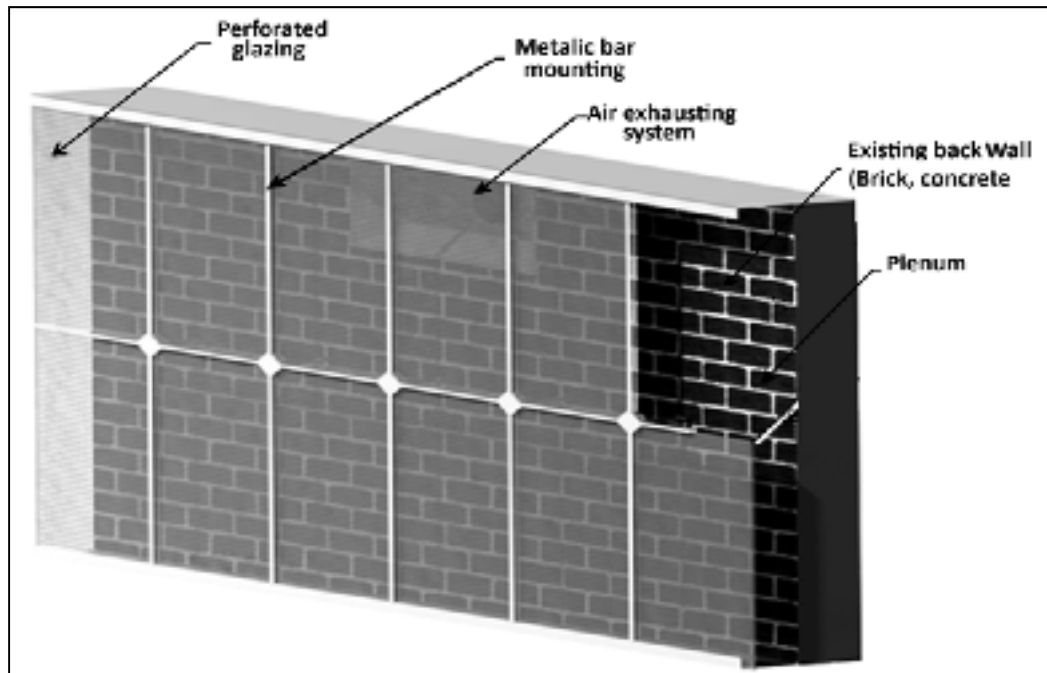


Figure 4.1 Schematic of the transparent transpired collector mounted on a typical brick wall construction

Figure 4.1 shows transparent perforated panels placed in front of brick wall construction (the absorber surface), with an airspace in between, and air exhausting fan (at its top center).

Another advantage of making the TTC as a part of the building façade is that the perforated panel can recapture building wall heat loss. As the building wall reemits the heat in the thermal infrared ( $\sim 10 \mu\text{m}$ ), there is not much radiative losses because the perforated glazing is almost opaque at these longer wavelengths. At this point, the radiation emitted by the absorber plate is absorbed at the back face of the cover and the sucked air through the perforations picks up this heat and brings it back into the plenum.

#### **4.1.2 A transparent cover**

The use of polymers in the design of solar collector systems is not new concept, there is a relatively long history on their utilization (Kudish et al., 2002). A number of researchers have adopted the use of polymers in solar collector design (Martinopoulos et al., 2010). Two of the earliest reports on the use of polymer materials in solar collector systems were by Tabor and Zeimer (1962) and Whillier (1963). Tabor and Zeimer (1962) tested a cylindrical concentrator made of inflated polymer films, for the production of industrial process heat. A review of candidate materials is provided in (Raman et al., 2000). Plastics of thicknesses from 0.5 mm to 3.2 mm are used as cover in solar collectors. These plastics have a transmission coefficient for short wave radiation that varies from 0.89 to 0.97 (Bлга, 1978). The thermal behavior of a polymeric solar collector for heating air has been presented by Njomo (1991; 1995). Solar optical properties of a polymeric cover material are an important parameter that affects the amount of solar energy absorbed by a solar collector. Polymeric covers for solar collector with black absorber have to be selective in the solar and infrared wavelength range. A good cover material should have a high transmittance in the visible range of the electromagnetic spectrum and a low transmittance to infra-red radiation in order to trap effectively the re-radiated heat from the absorber plate (Ekechukwu and Norton, 1999). The solar optical properties of such materials have been investigated in depth by Balocco et al. (2001) and (Oreski, Tscharnuter and Wallner, 2010; Oreski, Tscharnuter and Wallner,

2008). The use of polymeric cover in solar collectors is preconditioned by their durability and weatherability. The details of their reliability, durability and long-term performance have been reported by Raman et al. (2000) and Köhl et al. (2005). The effects of environmental variables on the performance properties of polymeric materials are reported by Wallner and Lang (2005).

#### **4.1.3 The performance of a TTC**

The air passage through the TTC perforations forms tiny jets exiting the transparent perforated glazing. These jets disturb the perpendicular flow in the plenum and give birth to various coupled thermal (conduction, convection and radiation) and aerodynamic phenomena. The thermal performance and the specific temperatures ( $T_g$ ,  $T_{abs}$ ,  $T_{out}$ ) of the various TTC components are the result of these phenomena which depend on design; thermo-physical and optical properties; and operating conditions of the various components of the TTC structure, environmental conditions and of the building itself. Table 4.1 summarizes the parameters affecting the performance of TTC. This table presents the parameters classified in geometric, thermo-physical, optical and operating parameters.

The performance of a TTC depends on many parameters (Table 4.1) for which the influence has to be determined. Without this knowledge, an inadequate design could result. The overall performance could then be inconvenient leading to:

- Significant part of solar gains possibly overheating the buildings during summer time.
- Poor flow distribution across the whole system, which causes hot spots, where the radiative losses will dominate.
- Reversal flow due to natural convection, in which the air drawn into the plenum is expelled outdoor at the top of the unit.
- Significant part of thermal heat loss, resulting from poor optical solar and infrared properties of the TTC surface components.

The proper knowledge of the influence of each parameter enables one to increase the heat recovery, reduce costs or adapt their design to a particular context. To the best of the knowledge of the authors, no study has been published on the evaluation of the thermal performance of the TTCs as well as the main parameters that affect the performance in these devices. Therefore, it is essential to conduct a detailed research in this area.

Table 4.1 Parameters affecting the performance of TTC

<b>Geometric</b>	<b>Thermo-physical</b>	<b>Optical</b>	<b>Operating conditions</b>
hole diameter, pitch spacing, plenum thickness, thickness of glazing, height of the collector, arrangement of holes, porosity	thermal conductivity ( $\lambda_g, \lambda_{abs-w}$ ), heat capacity ( $c_{p,g}, c_{p,abs-w}$ )	solar and thermal properties of the TTC surface components ( $\epsilon_{abs-w}, \alpha_{abs-w}, \tau_g, \alpha_g, \epsilon_g$ ), refractive index and the extinction coefficients of the transparent cover	air mass flow rate, incident solar incidence angles, $T_{amb}, V_{wind}$ , wind direction, and $T_{sky}$ , pressure drop through glazing, pressure drop through plenum

The objective of the work presented here is to provide measurements from a reduced-scale prototype that can be used to estimate the thermal performance of TTCs and to determine the effect of some design and operation parameters such as geometrical properties, irradiation, and air mass flow rate in terms of collector efficiency ( $\eta_{coll}$ ). To determine these parameters effects, this experimental work uses a multi level full factorial plan of replicated 48 tests. No attempt was made to derive an overall efficiency model for this collector.

In the following sections, the design of experiments methodology applied to a specific TTC is presented. A brief description of the elements that enter into the composition of experimental set-up, and the experimental procedure is provided in section 4.3. The results



and a discussion of the parameters effects and their interactions are reported in section 4.4. The paper ends with the conclusions, which are stated in section 4.5.

## **4.2 Design of Experiment (DoE)**

This section presents the design of experiments (DoE) methodology for which the objective is to estimate and compare the direct and combined effects of the investigated parameters. There are many plans that can be used to achieve this objective. Here, the factorial design of experiments is employed: it is the simplest and most widely used. Recall briefly, that the method has been the object of an extensive literature (Hang, Qu and Ukkusuri, 2011; Jaffal, Inard and Ghiaus, 2009; Khalajzadeh, Heidarinejad and Srebric, 2011), and has been specifically used in the field of transpired solar air collectors by Badache et al. (2012) and Gawlik, Christensen and Kutscher (2005). A chart of the various steps that should be followed is provided in references (Goupy, 2005; Montgomery, 2008; Myers, Montgomery and Anderson-Cook, 2009).

### **4.2.1 Selection of parameters and their levels**

The first step in the construction of an experimental design is to select the various parameters and their range of variation (denoted levels 1, 0, and -1, respectively) to define the nature and number of experiments. Referring to previous works performed on similar systems, (Martinopoulos et al., 2010), double-skin façade (Pappas and Zhai, 2008), active transparent façade (Guardo et al., 2009) , and UTCs (Badache, Hallé and Rouse, 2012; Badache et al., 2013; Gawlik, Christensen and Kutscher, 2005; Kaushika and Sumathy, 2003) indicated that twenty-three parameters in particular were likely to have at least some impact on the performance of a TTC (Table 4.1).

A preliminary study was then conducted to ensure that the most relevant parameters would be selected and that their intervals generate a significant variation on the response parameter. All intervals of variation of parameters collectively define the experimental domain. The

purpose of this step is to isolate the most important factors among many that may affect response parameters (efficiency).

Since there is a great diversity of parameters involved, it was practically impossible to provide a DoE for such a system (with twenty-three parameters). Therefore, parameters selection was chosen with respect to three limitations. First, the sensitivity limitation; when one of these parameters is found to have a low sensitivity (perforated glazing plate thickness), it is replaced by another parameter more sensible in additional factorial runs. The second limitation is imposed by the material constraints and time which led us to fix various control parameters, such as the nature of the perforated glazing. Note that, first tests were carried out with two type of glazing material, polyethylene terephthalate glycol (PETG) and polycarbonate (PC). The difference between PETG and PC was found not to be significant. The third limitation is imposed by the choice of conducting tests in a controlled environment, which allowed to fix some parameters such as incidence angles,  $T_{amb}$ ,  $V_{wind}$ , wind direction, and  $T_{sky}$ .

After a preliminary study, five parameters have been identify as relevant. These parameters are : 1) the plenum thickness ( $w$ ), 2) the pitch spacing ( $L$ ), 3) the slots width ( $b$ ), 4) the air mass flow rate ( $\dot{m}$ ), and 5) the incident solar radiation ( $G_T$ ).

Here, one should be aware that the transparent cover perforations were horizontal slots instead of traditional holes. The rationale behind this choice lies in the interest to obtain a two-dimensional representation of a three-dimensional collector. This is to ease the upcoming implementation of a numerical model to simulate the whole collector in the vertical mid-plane (Figure 4.2).

The preliminary tests have also allowed to identifies, for each parameter studied, the range of values (high, medium and low), used to develop the DoE plan. Table 4.2 summarizes the selected parameters and their levels used in DoE.

During the construction of the DoE, the experimental domain of parameters was chosen as wide as possible, since no previous published results for TTCs was (were) available as a starting point. For slot's width ( $b$ ), three levels were selected at first. However, because the preliminary tests have shown that the effect of the slots width on efficiency is almost linear, only two levels were kept. Slots were made into the polycarbonate plate with an accuracy of  $\pm 0.1$  mm using a laser. Width values selected were 0.001 and 0.002 m by analogy with the UTCs. Incident irradiation was constrained by the maximum intensity of our radiative heat source. The values of the lowest and the highest level considered for  $G_T$  were  $300 \text{ W/m}^2$ , and  $600 \text{ W/m}^2$  respectively. The choice of three levels for mass flux was motivated by the fact that it is a very important parameter, and the need for an accurate representation of this factor in the DoE investigation. The mass flow rate values used were 0.0023, 0.0042, and 0.0063 kg/s which correspond to unit mass fluxes of 0.0145, 0.0272, and  $0.0410 \text{ kg/s/m}^2$ . These values spanned the range of practical mass flow rate studied in UTCs (Kutscher, 1994). For the pitch spacing and the plenum thickness, two levels were used and assumed to be linear or at least a monotonous evolution of the response parameter (efficiency) between the two levels. Their respective values were 20 and 30 mm for pitch, and 5 and 15 cm for the plenum thickness.

Table 4.2 Parameters and their levels used in DoE

Symbol	Factors	Unit	Levels of factors		
			Low (-1)	Inter (0)	High (1)
A	Slots width ( $b$ )	m	0.001	*	0.002
B	Plenum thicknesses ( $w$ )	m	0.05	*	0.15
C	Pitch spacing ( $L$ )	m	0.02	*	0.03
D	Irradiation ( $G_T$ )	$\text{W/m}^2$	300	*	600
E	Mass flow rate ( $\dot{m}$ )	kg/s	0.0022	0.0042	0.0063

On the other hand, the efficiency of the TTC was selected as the response parameter on which could be used to estimate and compare the effects of variations within the parameters

experimental domain. Several studies in the literature (Choudhury and Garg, 1991) and Gawlik, Christensen and Kutscher (2005) considered the efficiency ( $\eta_{coll}$ ) as the relevant indicator of the thermal performance of solar air collectors.  $\eta_{coll}$  was defined as the product of the air mass flow rate ( $\dot{m}$ ), the specific heat of air ( $c_p$ ) and the air temperature increase between collector inlet and outlet ( $T_{out}-T_{amb}$ ) divided by the irradiation ( $G_T$ ) times the collector area ( $A_{coll}$ ) (equation 4.1). No attempt was made to derive a physical model to predict the value of  $\eta_{coll}$  for this collector.

$$\eta_{coll} = \frac{\dot{m} c_p (T_{out} - T_{amb})}{G_T A_{coll}} \quad (4.1)$$

#### 4.2.2 Planning matrix

The number of experiments (N) required for all combinations can be calculated with equation (4.2) (Goupy, 2005; Montgomery, 2008):

$$N = 3^k \times 2^l \quad (4.2)$$

Where k is the number of factors with 3 levels and l is the number of factors with 2 levels of variation. According to Table 4.2 and equation (4.2), the number of tests of the factorial plan corresponds to  $3^1 \times 2^4 = 48$ .

It was not possible to perform a fractional factorial plan to reduce the number of tests, because the analysis of interactions is more difficult, and the interactions are often factors combined with simple or higher order interactions. Given the probability of the presence and the importance of studying such interactions, it was decided to keep a full factorial plan even if a high number of tests had to be performed. . The study of a comprehensive multi-level plan is to consider all possible combinations of the factors considered in this analysis (Baillargeon 1989). Second and higher order interactions were assumed negligibles, since their interpretation is not obvious. Tests were conducted following a preselected order due to practical constraints. Theoretically, proceeding in that way is disputable, because tests plans

should comply with basic principles of randomization (Myers, Montgomery and Anderson-Cook, 2009). However, we had the opportunity to cry out a second series of 48 tests that are identical (or similar) to the first 48 tests, and these have been added to the DoE. The results obtained for the two series were similar.

### 4.3 Experimental set-up and procedure

The experimental apparatus is schematically depicted in Figure 4.2. This experimental apparatus involves three main parts: the transparent transpired collector; the air exhausting system; and the solar simulator.

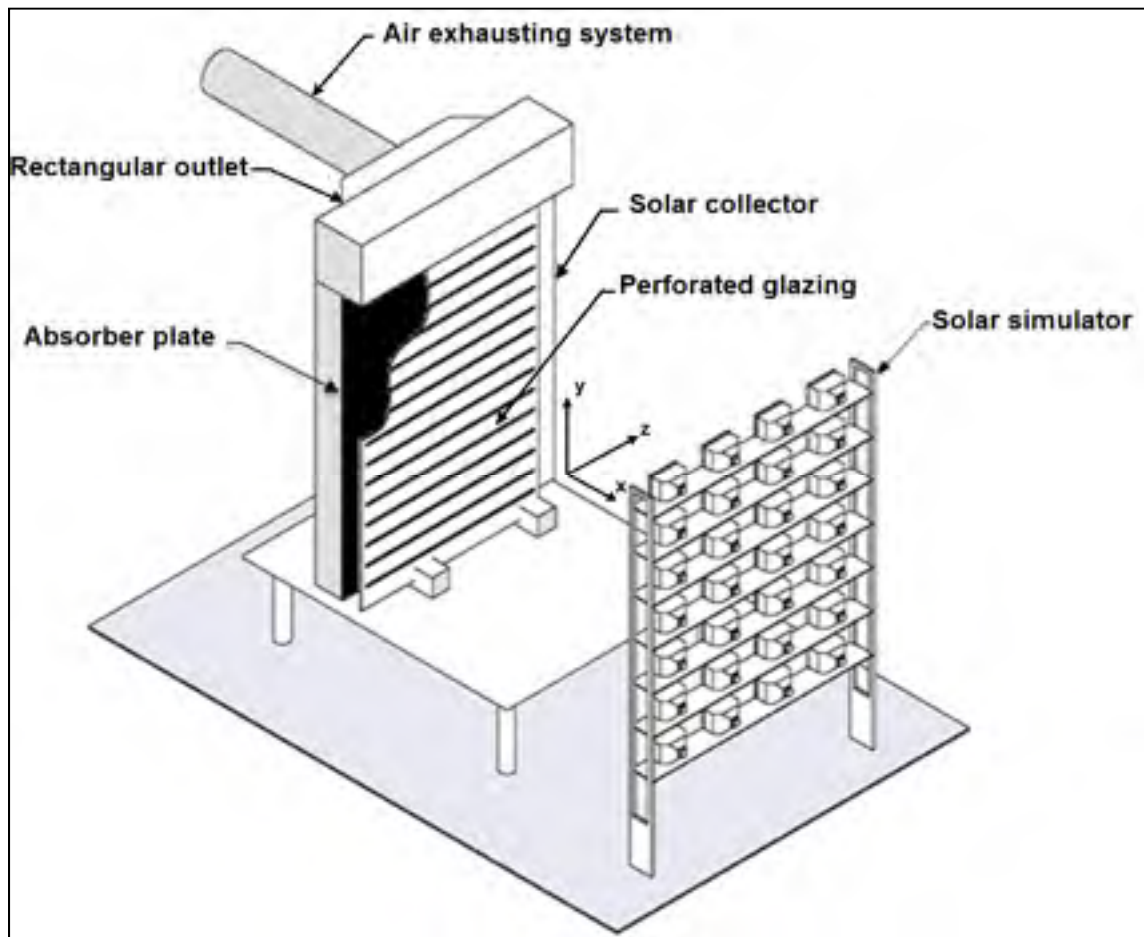


Figure 4.2 Schematic of the experimental apparatus.

The perforated collector is 32 cm width (in  $z$ ), 60 cm height (in  $y$ ), and includes a variable plenum thickness ( $w$ ) (in  $x$ ). It involves a glazing with slots (acting as a cover and called ‘perforated glazing’ in the rest of this paper), and a vertical wooden box, which, itself involves the back wall (1.9 cm thick plywood) and sides. The back wall is fitted with a rectangular outlet opening fixed at its top center. The inner face of the wooden box (back wall) was covered by an aluminum metal sheet ‘absorber plate’ (painted with selective black coating). The exterior face and sides of the box were insulated with 10 cm thick polystyrene, and reinforced with a layer of 0.5 cm thick of thermo-foil. The adiabatic conditions for the insulated walls were verified during the test runs in which the maximum heat loss through the back wall and sides did not exceeded 1 W for the entire insulated surface of the collector. The relevant absorber plate surface thermo-optical properties are  $\epsilon_{\text{abs}} = 0.52$  and  $\alpha_{\text{abs}} = 0.96$ , which were taken from Thurmalo<sup>®</sup> 250 selective black coating (Dampney) technical data sheet. The plenum level was varied by increasing the thickness ( $w$ ) from 0.05 m to 0.15 m. More information on the manner in which its level has been changed is described in previous work (Badache et al., 2013).

The air exhausting system and the solar simulator developed in previous work Badache, Hallé and Rousse (2012) were used in this study. No significant modifications have been made. The solar simulator allows obtaining two levels of irradiation 300 and 600 W/m<sup>2</sup> within  $\pm 3\%$  uniformity. The air suction system provides the three air mass flow rates required in the experiments (0.0022, 0.0042, 0.0063 kg/s).

The perforated glazing material under study is polycarbonate (PC). This choice is justified by its widespread application as a glazing material for solar applications (Oreski and Wallner, 2006; Tjandraatmadja, Burn and Jollands, 2002). The relevant spectral optical properties of PC have been measured before lamps exposure and are displayed in Figure 4.3 following the procedure explained below.

According to the properties listed in Table 4.2, four rectangular perforated glazing test plates of dimension 3 mm thick by 0.32 m wide by 0.48 m height were tested. For upcoming

calculation of the efficiency, the effective surface area of the collector is  $A_{\text{coll}} = 0.154 \text{ m}^2$ . Each test plate includes an equally spaced single row of slots, and characterized by the width of the slots ( $b$ ), the pitch spacing ( $L$ ). The perforated glazing includes 21 slots for  $L = 20 \text{ mm}$ , and 15 slots for  $L = 30 \text{ mm}$ .

### 4.3.1 Measurements

The experimental setup was instrumented for the measurement of the amount of irradiation ( $G_T$ ) incident on the collector, ambient ( $T_{\text{amb}}$ ) and collector outlet air temperatures ( $T_{\text{out}}$ ), temperature of absorber wall ( $T_{\text{abs-w}}$ ), and perforated glazing ( $T_g$ ), air mass flow rate at the exit off the duct ventilator ( $\dot{m}$ ), and laboratory air velocity ( $V_{\text{wind}}$ ). The spectral optical properties were measured with two different spectrometers presented later in the paper. The thermo-physical properties of air ( $c_p$ ,  $\rho_{\text{air}}$ ) employed in the calculation of air mass flow rates were taken from available standard tables in Incropera et al. (2011) corresponding to mean outlet air temperature  $T_{\text{out}}$ . Furthermore, the effect of humidity on thermo-physical properties has been assumed negligible since the change in relative humidity values during experimentations was less than 10%. The tests were conducted in essentially still air, the measured laboratory air velocity ( $V_{\text{wind}}$ ) was between 0.10 and 0.15 m/s.

### 4.3.2 Measurements of temperature

Seventeen calibrated (0.2 mm diameter) k-type thin thermocouples were implemented at different positions for temperature measurements. Four thermocouples were inserted at the vertical centre-line along the height of the absorber plate (y-axis in Figure 4.2), and four others inserted at similar positions on the perforated glazing plate. Two thermocouples measured the temperatures of the rear part of the collector (part insulated and not exposed to lamps irradiation) to estimate the heat losses through the back wall and sides. Four thermocouples measured ambient air temperature. One of them located in front of the collector and placed centrally inside a lightweight radiation shields to reduce, as far as possible, any effects of lamps radiation. The others thermocouples were located behind the

collector. Three other thermocouples measured the outlet air temperature ( $T_{\text{out}}$ ) at the exhaust pipe before the fan. Each thermocouple in place was calibrated between 0 and 50°C.

To determine the real surface temperature of PC, measurements have been corrected with the method described in Trombe and Moreau (1995).

### 4.3.3 Measurements of solar and radiative properties of polycarbonate

Accounting for radiative heat transfer within TTCs requires knowledge of the solar and radiative properties of PC material, namely the transmissivity ( $\tau$ ), the absorptivity ( $\alpha$ ), and the reflectivity ( $\rho$ ). These properties vary with wavelength. For typical TTCs operating temperatures of 293–343 K and our radiative heat source (at  $\sim 3000$  K), over of 90% of the emissive power is contained within the near to mid-infrared spectral region, 0.97–9.89  $\mu\text{m}$ . Therefore, the aforementioned properties data were determined using two experimental apparatus. Over UV/VIS/NIR range from 0.175–2.5  $\mu\text{m}$  the transmissivity and reflectivity spectra at normal incidence measurements were carried out using a CARRY 5000 UV/VIS/NIR spectrophotometer with an uncertainty of 0.1% for UV-VIS range and 0.4% for NIR range. The mid and far infrared (2.5  $\mu\text{m}$ –25  $\mu\text{m}$ ) range measurements were obtained with a Fourier transform infrared spectrometer (Nicolet 6700 spectrometer) with a spectral resolution of 0.125  $\text{cm}^{-1}$ . The transmissivity and reflectivity spectra are shown for 3 mm thick PC sheets (Figure 3).

As we can see in Figure 3, the polycarbonate is entirely opaque at UV region (0.175–0.5  $\mu\text{m}$ ) and has a variable transmissivity both in the solar and in the NIR spectrum (0.5–2.2  $\mu\text{m}$ ). While at infrared wavelengths longer than 2.2  $\mu\text{m}$ , the transmissivity drops very close to zero, and it remains the same until 25  $\mu\text{m}$  (range 4–25  $\mu\text{m}$  not represented). Figure 3 shows also that the reflectivity is less than a 10% across the entire spectrum (0.175–25  $\mu\text{m}$ ).



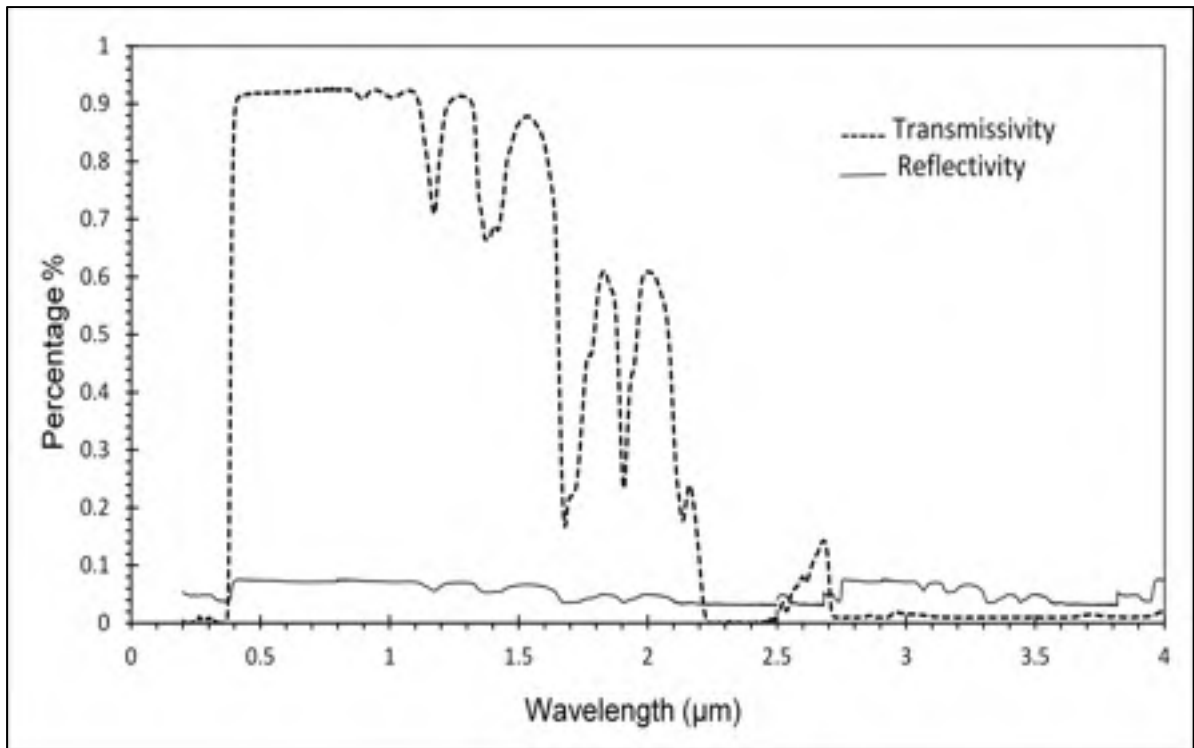


Figure 4.3 Normal transmissivity and reflectivity, spectra for PC (3mm thick)

#### 4.3.4 Test procedure and initial observations

A typical test run has been performed in the following manner. The perforated glazing plate under test was mounted on the front face of the wooden box, and the plenum thickness was set to the corresponding value 5 cm or 15 cm. The mass flow rate was adjusted to the required value (measured with a hot wire anemometer TSI, VELOCICALC Model 9545). The solar simulator was switched on, and the irradiation was adjusted (using a pyranometer type CMP11 from Kipp and Zonen) to a constant value during the test period. Measurements took typically 3 to 4 hours to achieve steady state conditions, during which the ambient temperature varied by no more than 2 °C. The temperatures were recorded at fixed time intervals of 1 second, using a data acquisition module. The heated air (at temperature  $T_{out}$ ), collected through the exhaust pipe, constitutes the useful heat gain that is employed to estimate the collector efficiency as reported in equation (4.1).

The following initial observations were made:

- The ambient temperature at the position closest to the front face of the TTC were higher (1 – 1.5 °C) than those recorded at further positions. Laboratory ambient temperature generally ranged from 25 °C to 27 °C. The temperature of the air entering the TTC is taken as the ambient air temperature at front collector.
- The perforated glazing temperature ( $T_g$ ) was naturally greater than the laboratory air temperature ( $T_{amb}$ ) but less than the absorber wall temperature ( $T_{abs-w}$ ). This confirms that the perforated glazing material absorbs some radiation. (Burek and Habeb, 2007; Chen et al., 2003), also noticed this trend, but for flat plate collectors. They attributed it to radiation heat losses from the absorber plate to the cover. Sandberg and Moshfegh (1996) reported that as much as 40% of the heat absorbed in a solar collector can be transferred by radiation from the absorber plate to the cover. In this study, a part of this trend may also be attributed to the source light used in the experiments since its spectral distribution is slightly shifted to the infrared compared to the solar irradiation, as its maximum emission occurs at wavelength value of 0.97  $\mu\text{m}$  while that of the sun is at 0.50  $\mu\text{m}$ . Finally, PC is not perfectly transparent to radiation in the 0.50-0.97  $\mu\text{m}$  range as shown in Figure 4.3.
- Temperatures at the highest position of the absorber wall ( $T_{abs-w}$ ) and the perforated glazing ( $T_g$ ) were higher than the temperatures below them, i.e., the temperature is increasing with  $y$  (towards the top of the TTC). Collector temperatures ( $T_{abs-w}$ ) and ( $T_g$ ) become progressively more uniform as the air mass flow rate increases. Therefore, their corresponding values are taken as the mean of the measured temperatures at four different locations on the absorber plate and the perforated glazing, respectively.

#### 4.4 Results and discussion

Based on parameters listed in Table 4.2 and using analysis software Statgraphics Centurion XV (2009), a multi-level factorial design containing a replicated 48 experimental tests has been constructed. The results are summarized in this section with a detailed discussion of all parameters effects as well as their interactions based on a 5 % degree of significance.

To determine whether or not the studied parameters (eventually their interactions) have a significant effect on the efficiency, an analysis of variance (ANOVA) was performed on the basis of the aforementioned experimental results (96 response output values of the efficiency). The ANOVA subdivides the total variation of the efficiency into meaningful components associated with the selected sources of variation. It also enables to obtain an estimate of the variances attributable to these sources of variation. The results of the analysis are displayed in Table 4.3. Small  $p$ -values (less than 0.05 for a significance level of 5%) correspond to significant parameters effects. For  $p$ -values greater than 0.05, the experiment did not detect differences between factor levels. More definition of ANOVA table columns are provided in (Badache, Hallé and Rousse, 2012).

Reading Table 4.3, all of the main effects are statistically significant as is the interaction between  $A \times C$ ,  $B \times C$ ,  $D \times E$ , and  $B \times E$ . In total, there are ten statistically significant effects.

The Pareto diagram (Figure 4.4) provides the influential factors in order of decreasing contribution. The vertical line in the Pareto diagram indicates the statistical significance at 95% of confidence level and separates factors that are significant to those that are not. The Pareto diagram shows the predominance of mass flow rate (factor E). As expected for previous work on UTCs, the mass flow rate (factor E) has the greatest effect on efficiency. Next in order of importance is irradiation (D), pitch spacing (B), slots width (C), and the less influential parameter is the plenum thickness (A). The interaction effects are in the following order; 1) interactions between plenum thickness and slot width ( $A \times C$ ); 2) interactions between pitch spacing and mass flow rate ( $B \times E$ ); 3) interactions between irradiation and mass flow rate ( $D \times E$ ); 4) interactions between pitch spacing and slot width ( $B \times C$ )

Table 4.3 Analysis of Variance for the efficiency of the TTC

Source	Sum of Squares	Df	Mean Square	F-Ratio	P-Value
A: Plenum	77.85	1	77.85	11.05	<b>0.0014</b>
B: Pitch	271.05	1	271.05	38.48	<b>0.0000</b>
C: Slot	251.65	1	251.65	35.73	<b>0.0000</b>
D: Irradiation	635.97	1	635.97	90.30	<b>0.0000</b>
E: Mass flow rate	14189.60	1	14189.60	2014.65	<b>0.0000</b>
A×B	8.81	1	8.81	1.25	0.2667
A×C	104.73	1	104.73	14.87	<b>0.0002</b>
A×D	7.36	1	7.368	1.05	0.3097
A×E	9.27	1	9.27	1.32	0.2547
B×C	46.30	1	46.30	6.57	<b>0.0123</b>
B×D	20.21	1	20.21	2.87	0.0942
B×E	76.65	1	76.65	10.88	<b>0.0015</b>
C×D	8.83	1	8.83	1.25	0.2660
C×E	20.29	1	20.29	2.88	0.0936
D×E	63.16	1	63.16	8.97	<b>0.0037</b>
E×E	1253.89	1	1253.89	178.03	<b>0.0000</b>
blocks	16.35	1	16.35	2.32	0.1315
Total error	549.36	78	7.04		
Total (corr.)	17611.40	95			

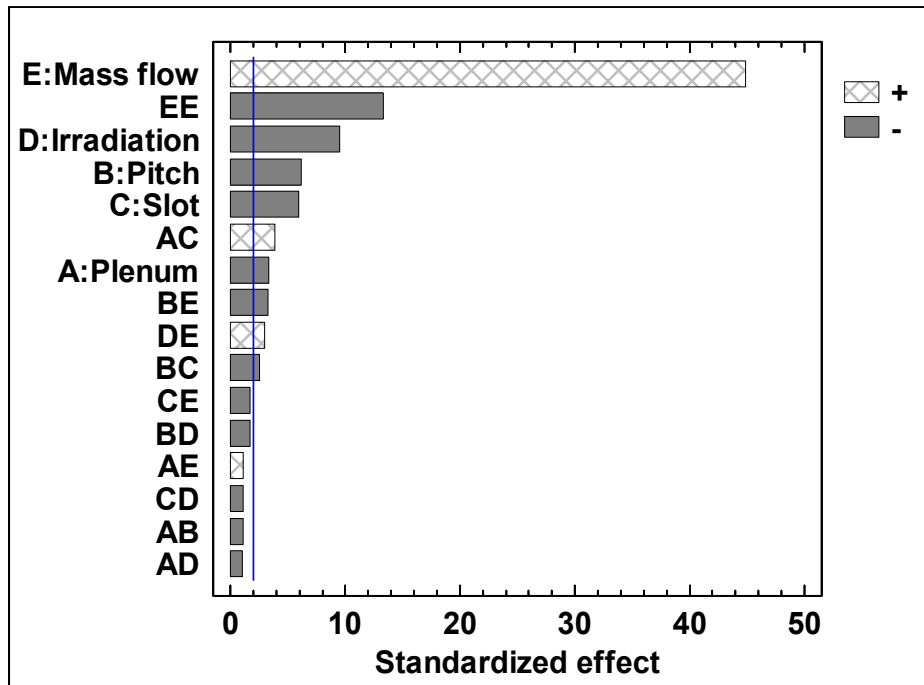


Figure 4.4 Pareto diagram of the efficiency of the TTC

Table 4.4 summarizes the values of the aforementioned significant parameters effects calculated with Statgraphics tools. The calculated value reported in table 4.4 has a negative value when the increase of the parameter results in a decrease of the efficiency. This is the case for all but one (flow rate) parameters. This is shown to be the case for the principal interactions too.

Table 4.4 Effects of parameters

Parameters	Plenum thickness	Pitch spacing	Slot width	Irradiation	Mass flow rate	A×C	B×C	B×E	D×E	E×E
Effect	-0.90	-1.68	-1.61	-2.57	14.89	1.04	-0.69	-1.09	0.99	-7.66

All factors and interactions effects are discussed in the next subsections.

#### 4.4.1 Main factors effects on the efficiency

A plot of the main effects of the selected factors on the efficiency is shown in Figure 4.5. The main effect of each factor is defined as the difference between the average of the efficiency on the higher (1) and the lower (-1) level. Again, the mass flow rate is found to be the factor that has the biggest impact on the efficiency. This confirms our initial observations on the effects given by the Pareto diagram (Figure 4.4).

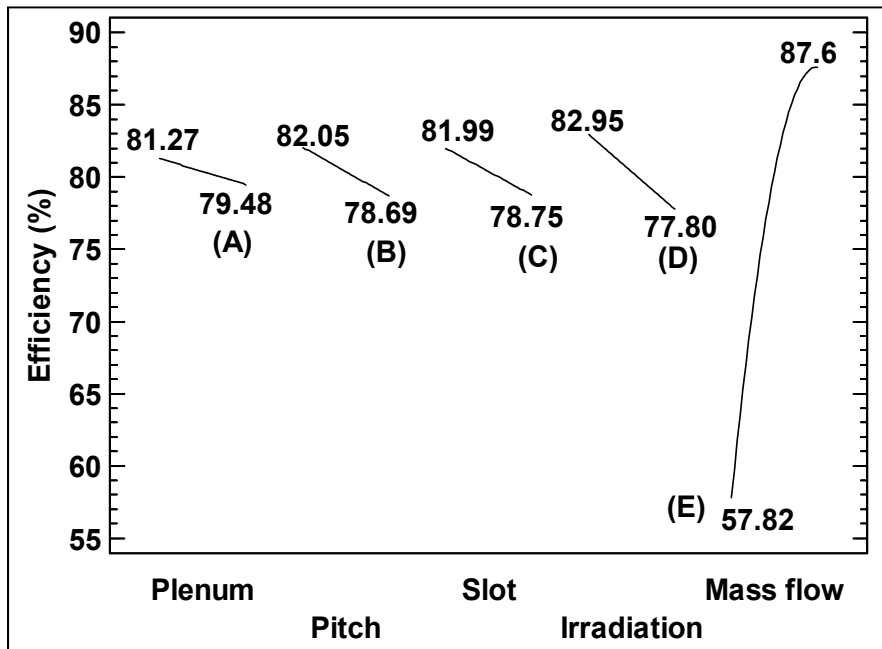


Figure 4.5 Plots of main factors effects on the efficiency of the TTC

- Mass flow rate effect

The effect of mass flow rate on efficiency is obvious in Figure 4.5 (curve E). Unlike the others factors, efficiency increases with the mass flow rate. This trend is not surprising since high mass flow rate will induce higher velocities and which in turn improve the heat transfer from the absorber plate and the perforated glazing to the air and consequently reduce the heat losses.

A slight non-monotonic evolution of the efficiency is also observed for this effect, which is due to the presence of the quadratic effect term ( $E \times E$ ) in equation 3 ( $\eta_{coll} = f(\dot{m})$ ). Note this equation describes the change in efficiency when air mass flow ranging between its low level (-1) to its high level (1), with all other factors held constant at 0. A relatively high value of  $E \times E = -7.66$ , results in a high curve slope ( $d\eta_{coll} / d\dot{m} = 14.89 - 15,32 \dot{m}$ ). In consequence, the efficiency curve is almost linear in the range of variation of  $\dot{m}$  (0.0022 - 0.0063 kg/s).

$$\eta_{coll} = 80.31 + 14.89 \dot{m} - 7.66 \dot{m}^2 \quad (4.3)$$

- **Irradiation effect**

Increasing irradiation has a negative effect on the collector efficiency. In this case, higher efficiencies are obtained at low irradiation levels. The main effect for irradiation is -2.57 %. This slight effect can be explained by the fact that, the equilibrium temperatures of the perforated glazing and the absorber increase with increasing irradiation level. This increases the radiative heat losses from the TTC to the surroundings.

Here, one should note that although the efficiency may slightly decrease with increasing irradiation, the augmentation of  $G_T$  will nevertheless increase the amount of energy recovered by the collector.

In the present study, the main source of heat loss in the TTC occurs on the perforated glazing exposed surface. Convection losses should be negligible, because tests were carried out in laboratory conditions under slight air movements (there is no actual wind). Radiation losses will be dominant and may be divided into two parts: 1) losses from the absorber plate, and 2) losses from the perforated glazing. The losses by the absorber plate are mainly by conduction through the back wall and by emitted radiation to the cover plate and reflected solar radiation that has not been absorbed by the wall itself. On the other hand, the losses from the cover plate are mainly due to emitted radiation to the surroundings, reflected solar radiation, and transmitted (re-emitted) radiation from the absorber plate (at a higher wave length). Thus,

when the irradiation increases, the surfaces collector temperatures (absorber plate and perforated glazing) are higher, the overall radiative heat losses to the surrounding increases which lead to this slight drop in efficiency.

- **Pitch spacing and slots width effect**

Figure 4.5 (curve B and curve C) show the effect of pitch spacing (factor B) and the slot width (factor C) on the efficiency. Changing the pitch spacing and the slot width between their low and high level, results in a drop of 3.36% and 3.24% in the efficiency (i.e their main effects are -1.68% and -1.61% respectively). These small effects due to slot width and the pitch spacing on efficiency suggests that not much heat transfer can occurs through the perforated glazing plate, and implies that the majority of heat transfer occur at the absorber plate.

For a fixed mass flow rate, increasing the slot with makes the local air velocity lower at the exit of the slots. The vertical flow in the plenum and the thermal boundary layer on the absorber plate are less disturbed resulting to a lower heat transfer at the back plate. Similar observations, performed on black aluminum front plates, have been made by previous workers (Gawlik, Christensen and Kutscher, 2005) and Kutscher, 1992).

Figure 4.5, curve B, shows that the highest efficiency is obtained at low values of the pitch spacing. This is probably due to the fact that, the glazing temperature for a large spacing is slightly higher than the temperature reached for a small spacing. Heat is transferred from the glazing to the air drawn to the plenum. Thus, small spacing results in lower glazing temperature and lower radiative heat losses and consequently in higher collector efficiency.

- **Plenum effect:**

Figure 4.5, curve A, highlights the effect of plenum thickness (factor A). The effect of this parameter is slightly negative (-0.90%), which means that when the plenum thickness



increases from 5 to 15 cm, the collector efficiency decreases by 1.79%. Njomo (1991) and Choudhury and Garg (1991) showed similar trends for unglazed opaque collectors. This effect can be attributed to the fact that higher flow velocities are induced in the plenum with reduced thicknesses. The average air vertical velocity in the narrow plenum is three times greater than that for the large plenum. This obviously causes larger heat transfer coefficients from the absorber plate to the vertical air flow, and results in higher efficiencies of the TTC. Contrary to what was expected, the efficiency is only slightly dependent of the thickness of the plenum. This may be due to the fact that the thermal boundary layers on the absorber plate and the perforated glazing are not fully developed. Moreover, in both cases though, the jets created at the exit of the slots never reach the absorber plate and could explain the insignificant differences. Experimental and numerical investigations must be undertaken in the future using TTC's plenums with larger heights to assess the effect of this factor.

It is relevant to note that the plenum thickness is a parameter which is mostly determined or dictated by manufacturing rather than thermal considerations.

#### **4.4.2 Interactions between Factors**

An interaction is present between two parameters when the effect of one parameter changes over the levels of another parameter. The interactions effects on the efficiency of the TTC are depicted in Figures 4.6 (A), (B), (C), and (D) by the presence of nonparallel lines.

In each Figure, efficiency is reported for two thresholds for the main investigated parameter and two curves (straight lines here) are provided for the variation of the other parameter.

The strongest interaction is between factors (A) and (C), i.e. the interaction (A×C) (Figure 4.6 (A)). Interaction between others factors, (B×E), (D×E), and (B×C), is much weaker. In consequence, the lines are almost parallel.

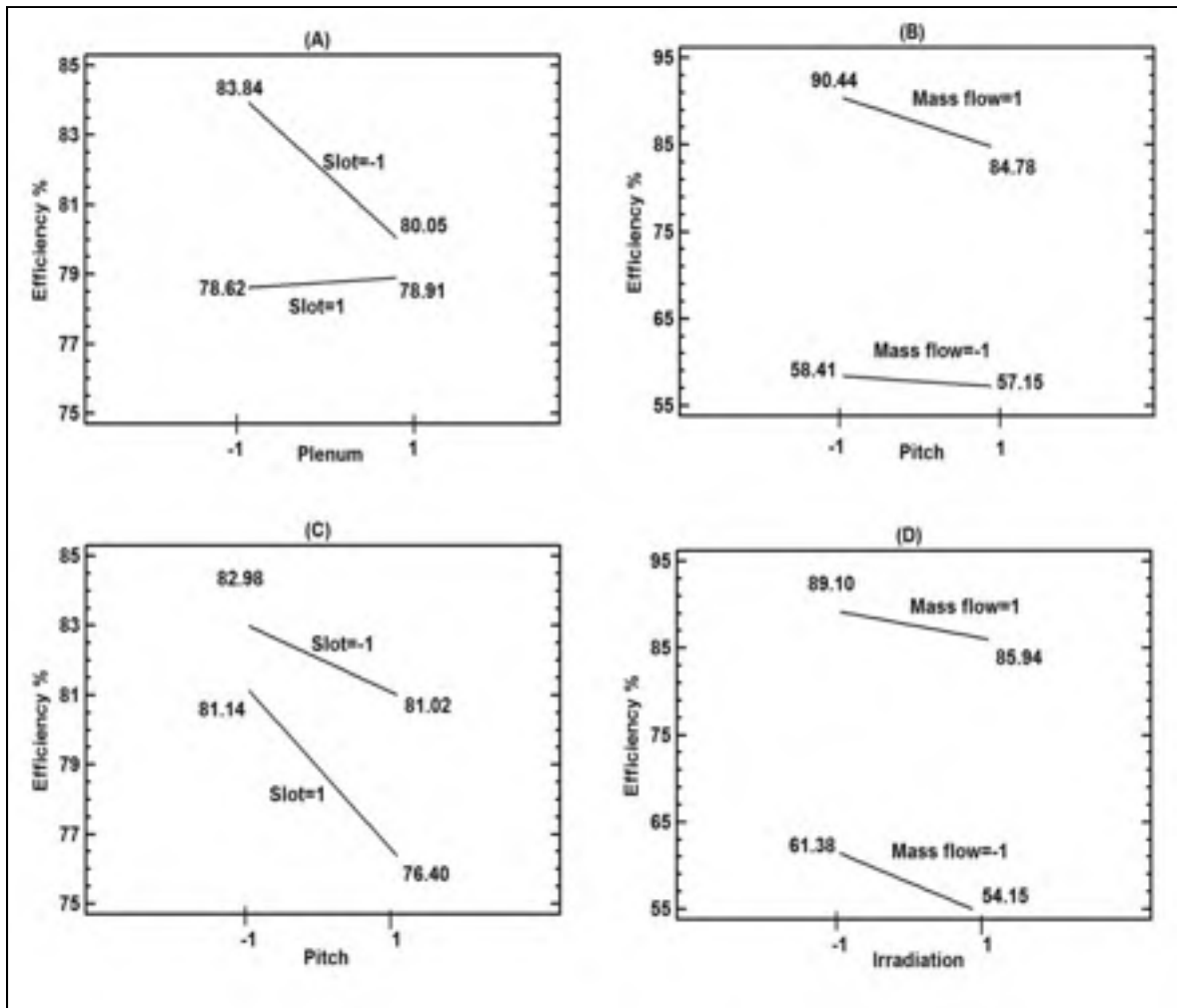


Figure 4.6 Interactions effects of the principal parameters on the efficiency of the TTC

- **Interactions between plenum thickness and slot width (A×C)**

For a plenum thickness of 5 cm, Figure 4.6 (A) shows that changing the slot width from its high level (1) to its low level (-1), increases the efficiency from 78.62% to 83.94%, i.e. an increase of 5.32%. However, an increase of only 1.15% is observed for high (1) plenum thickness. This means that the slot width effects are not constant across plenum thickness levels (the interaction effect between plenum thickness and slot width is determined as  $[(-5.32\%) - (-1.15\%)]/4 = -1.04\%$ ). Hence, the slot width has a larger effect on the efficiency of the TTC having a small plenum thickness, than that having a larger thickness of the plenum.

This can be explained by the fact that air jet flows discharged from smaller slots width penetrate deeper into the plenum than that of a larger slot, and the air flow in the plenum 5 cm is more disturbed (turbulent) than that of plenum of 15 cm, which results in better heat transfer from the absorber plate, and therefore, in a higher efficiency of the TTC.

- **Interactions between pitch spacing and mass flow rate (B×E)**

The interaction effect plot in Figure 4.6 (B) shows how the effect (on the efficiency) of mass flow rate is decomposed through the levels of the pitch spacing. The effects of mass flow rate between the low and high levels of the pitch spacing are 16% and 13.81%, respectively. The interaction effect between (B×E) is  $([13.81\% - 16\%]/2 = -1.09\%)$ . Here the highest effect of mass flow rate on efficiency is obtained at low level of the pitch spacing. Here again, the glazing temperature for a large spacing is sufficiently high that an increase in air mass flow rate cannot extract all the thermal energy available in this region, which led to higher radiative heat losses and in lower collector efficiency when compared to the increases in air mass flow rate for small spacing.

- **Interactions between irradiation and mass flow rate (D×E)**

Figure 4.6(D) presents the interactions effect between irradiation and mass flow rate (D×E). This figure shows that going from the low to high level of irradiation, results in an efficiency reduction of 7.23% at low mass flow rate level compared to only 3.16% at high mass flow rate level. Increasing the flow rate decreases the drop of the efficiency due to the increases of irradiation level. Again, a high mass flow rate induces higher velocities through the absorber plate and the perforated glazing, which increases the heat transfer coefficient to the flowing air. In consequence, the equilibrium temperature of these surfaces decreases, which restrict the radiative losses from the TTC to the surroundings.

- **Interactions between pitch spacing and slot width (B×C)**

Figure 4.6 (C) shows the interaction effect between pitch spacing and slot width (B×C). The drop in efficiency due slot width increasing is more pronounced in case of perforated glazing with large pitch spacing (2.31%) compared to one of small slot spacing (0.91%). In other terms, it is by decreasing both the slot width and pitch spacing, we get the maximum efficiency. Such effects are due to the fact that, efficiency decreases slightly for low pitch spacing, because the temperature of the perforated glazing does not increases as much as in the case of a larger pitch spacing.

#### **4.5 Conclusion and recommendation**

Solar air heating systems are becoming more and more popular as they provide many possibilities for energy savings and for preheating air in various applications. In this context, the objective of the work presented here was to provide measurements from a reduced-scale prototype that can be used to estimate the thermal performance of TTCs and to study the influence of some design and operation parameters such as geometrical properties, irradiation, and air mass flux in terms of collector efficiency ( $\eta_{coll}$ ). To determine these parameters effects, this experimental work used a multi-level full factorial plan of replicated 48 tests. The conclusions that can be drawn with the results of this investigation are of four orders:

First, using a multi-level factorial DoE, the effects of five preponderant parameters were evaluated in terms of the collector efficiency. All of the main effects are statistically significant as is the interaction between plenum thickness and slot width, interactions between pitch spacing and mass flow rate, interactions between irradiation and mass flow rate, and the interactions between pitch spacing and slot width. It was found that for the geometry, materials, and operating conditions used in this study, which are thought as being representative of TTC systems, that the efficiency is strongly dependent of the air mass flow rate. The effects of irradiation, slots width, pitch spacing, plenum thickness seem to be

limited. The interactions between factors are not very pronounced, the strongest interaction is between plenum thickness and slot width.

Second, the analysis of main effects revealed that the efficiency of the TTC is moderately affected by the plenum thickness. Further investigations should be undertaken in the future using TTC's plenums with larger heights to assess the effect of this parameter. Pressure drop investigation should also be considered as the extra fan power to overcome pressure drop should be decreased from the gains to obtain the "net" efficiency.

Third, the analysis of interaction between the studied parameters revealed the importance of radiation heat exchanges to the heat transfer mechanisms between TTC surfaces component and surroundings. The radiative heat losses affect the thermal efficiency of the TTC and depends on solar and infrared performance properties of various TTC surfaces component, namely the absorber wall properties ( $\alpha_{\text{abs-w}}$  and  $\varepsilon_{\text{abs-w}}$ ) and the perforated glazing properties ( $\varepsilon_{\text{g}}$  and  $\tau_{\text{ir,g}}$ ). This may be a topic for future investigation.

Finally, the present investigation provides a data basis for a two-dimensional reduced scale model from which a detailed numerical study can be executed in the future. This allows extending the present work to the flow and heat transfer through the TTC.

### **Acknowledgements**

Financial support for this study was provided by the t3e industrial research chair and its financial partners; the authors would like to acknowledge their invaluable contributions. The authors wish to thank the laboratory of analytical chemistry of Université de Montréal and the solar energy and lighting laboratory of Concordia University for their help in the measurement of optical properties of glazing.



## CHAPITRE 5

### SYNTHÈSE ET CONCLUSION

#### 5.1 Synthèse des articles

Les systèmes de chauffage solaire de l'air sont devenus parmi les techniques les plus répandues pour capter l'énergie solaire dans le bâtiment, car ils offrent de nombreuses possibilités d'économies d'énergie dans diverses applications pour le préchauffage de l'air.

Le principal objectif de cette thèse consistait à estimer les performances thermiques des UTCs et TTCs soumis à différentes conditions d'opération (conditions opératoires et conditions géométriques). Une grande partie de cette thèse a été consacrée aux tests expérimentaux qui ont été présents dans les trois étapes de l'étude.

Les résultats de ces tests expérimentaux sont associés à une étude d'analyse statistique dans le but de quantifier, modéliser et optimiser l'influence de certains paramètres sur les performances thermiques de l'UTC et du TTC dans le domaine expérimental désigné.

La première partie de ce travail (article I), a porté sur la mise au point de la méthode des plans d'expériences pour étudier les performances thermiques des UTCs. Vu le nombre de paramètres importants intervenant dans les systèmes d'UTCs, la mise en œuvre d'un plan expérimental complet est nécessaire. Cette méthode est bien adaptée à la modélisation et l'optimisation des systèmes ayant un grand nombre de paramètres. L'utilisation de cette méthode a permis entre autres de répondre à un certain nombre de questions telles que :

- Quel est le paramètre opératoire le plus influent ?
- Dans quel sens le modifier ?
- Comment les paramètres réagissent entre eux ?

Une revue bibliographique a permis de faire un inventaire de tous les paramètres susceptibles de modifier les performances d'un UTC. En tout, onze paramètres ont été identifiés. Des contraintes matérielles et de temps nous ont incités à fixer le nombre de paramètres de contrôle à quatre réduisant ainsi l'ordre du problème à étudier.

Les quatre paramètres retenus sont : 1) le diamètre des perforations ( $D$ ); 2) le débit massique d'air aspiré ( $\dot{m}$ ), 3) le rayonnement incident ( $G_T$ ), et 4) le revêtement de l'absorbeur ( $\alpha_{co}$ ). Les paramètres ( $D$ ,  $\dot{m}$ ,  $G_T$ ) sont des paramètres quantitatifs alors que  $\alpha_{co}$  est un paramètre qualitatif. Ce paramètre caractérise les « performances » du revêtement face au rayonnement incident et au rayonnement infrarouge émis. Par conséquent, ce paramètre ( $\alpha_{co}$ ) ne doit pas être confondu avec l'absorptivité hémisphérique totale de l'absorbeur. Les 4 paramètres considérés répartis sur 3 niveaux de variation notés «-1, 0, 1», ont nécessité un plan expérimental de  $3^4$  expériences, soit 81 expériences.

La procédure employée lors de l'exécution des essais est basée sur la mesure des températures  $T_{abs}$ ,  $T_{amb}$  et  $T_{out}$  qui permettent de calculer le rendement (équation 2.1). Il est important de souligner que la réalisation des expériences a été menée suivant un ordre préalablement choisi. Ceci est dû principalement à des contraintes d'ordre pratique et à la difficulté associée au changement du niveau du diamètre des perforations et du revêtement de l'absorbeur.

L'analyse statistique du DoE a permis d'établir une expression analytique reliant la fonction de réponse aux quatre paramètres et leurs interactions les plus influentes. Le modèle considéré pour décrire le rendement de l'UTC est un modèle de type polynomial à 4 paramètres avec interactions. Ce dernier nous a semblé le plus approprié puisque plusieurs interactions entre les quatre paramètres ont été identifiées comme étant statistiquement significatives.

La démarche adoptée pour établir le modèle statistique est la suivante : 1) vérification de la qualité du modèle, 2) ajustement du modèle et 3) validation du modèle. L'étape de la



modélisation est conclue par une validation au moyen de tests statistiques tels que les tests des résidus, l'analyse de la variance, ou le test de Student-Fischer. Cette analyse consiste à vérifier les trois conditions de bases suivantes : 1) indépendance des résidus, 2) homogénéité des variances et 3) normalité des résidus.

Enfin, la méthode des surfaces de réponse nous a permis d'identifier le réglage optimum des quatre paramètres pour lequel le rendement de l'UTC est compris entre 70% et 80%.

La deuxième partie de ce travail (article II), a concerné la modélisation numérique. Dans cette partie, on a développé une approche numérique permettant d'étudier les performances thermiques d'un prototype d'UTC et d'analyser en détail le transfert de chaleur à travers la plaque perforée. D'autres informations sont obtenues à partir des simulations, comme la vitesse et la variation de température de plaque perforée qu'il serait difficile à mesurer expérimentalement. Des fentes sont choisies pour permettre la comparaison avec des simulations numériques en 2D. Car, tel que cité précédemment, la résolution de l'écoulement à travers une plaque constituée de milliers de perforations est réalisable, mais exige des ressources informatiques considérables en mémoire et en temps de calcul. Les dimensions du prototype expérimental sont définies selon les contraintes imposées par la méthode numérique.

La modélisation numérique est basée sur la résolution des équations de Navier-Stokes, en moyenne de Reynolds, couplées à l'équation de conservation d'énergie résolues à l'aide du code commercial Fluent (Fluent, 2012). Les simulations sont effectuées pour deux largeurs de plénum (5 et 15 cm), trois débits massiques unitaires d'aspiration (0,0133, 0,0266, 0,0411 kg/s/m<sup>2</sup>) et trois niveaux d'irradiation (600, 450 et 300 W/m<sup>2</sup>). L'hypothèse d'un écoulement turbulent est justifiée. Du fait que les écarts de température de l'air dans les capteurs solaires ne sont pas très importants, l'approximation de Boussinesq est considérée. Les échanges thermiques par rayonnement entre l'absorbeur et l'environnement sont introduits dans Fluent par une fonction utilisateur (UDF) qui spécifie à la fois le taux de production de chaleur par

unité de volume dans l'absorbeur et les pertes de chaleur par rayonnement vers l'environnement.

Plusieurs modèles de turbulence couramment utilisés (k- $\epsilon$ , SST-k- $\omega$ , RNG-k- $\epsilon$ ) ont été testés en vue d'examiner leurs capacités à prédire le transfert de chaleur dans l'UTC. L'application du modèle RNG-k- $\epsilon$  (ReNormalization Group) a permis d'améliorer la prédiction du transfert de chaleur dans l'UTC par rapport aux autres modèles sans, toutefois, être entièrement satisfaisant pour tous les cas testés. Une particularité intéressante du modèle RNG-k- $\epsilon$  est qu'il surestime les résultats expérimentaux, tandis que le modèle (k- $\omega$ ) SST les sous-estime.

On a ensuite montré l'indépendance des résultats vis-à-vis le raffinement du maillage (sur trois différents maillages) afin de déterminer la densité du maillage qui doit être utilisée pour toutes les simulations. La méthode du GCI, qui est basée sur l'extrapolation Richardson est utilisée pour déterminer l'erreur de discrétisation. Le rendement de l'UTC est le paramètre choisi pour cette étude. La distance adimensionnelle ( $y^+$ ) du premier nœud de maillage est évaluée dans les fentes. Suite à cette étude, les simulations sont effectuées à l'aide du maillage (C-5) pour le plénum ( $w-5$ ) et (C-15) pour le plénum ( $w-15$ ).

On a notamment mis en évidence les résultats que donne l'implémentation de l'UDF dans Fluent pour tenir compte des échanges de chaleur par rayonnement. Pour cela, les résultats obtenus de cette méthode sont comparés avec ceux déterminés par une méthode itérative<sup>1</sup>. On a, en particulier, obtenu de bons accords entre les résultats des deux méthodes. Toutefois du point de vue pratique, la méthode itérative ne peut être utilisée pour tenir compte des échanges de chaleur par rayonnement du fait qu'elle nécessite un temps de calcul important pour obtenir une solution satisfaisante.

---

<sup>1</sup> La méthode itérative consiste à corriger le terme source de génération de chaleur dans l'absorbeur selon l'équation :  $G_{T(i+1)} = G_{T(i)} - \epsilon_{abs} \sigma (T_{pi}^4 - T_{sky}^4)$

Une comparaison entre les simulations numériques et les mesures expérimentales du rendement pour les deux cas de plénum et trois niveaux d'irradiation montre que globalement le rendement prédit réside dans la plage d'incertitude ( $\pm 5,4\%$ ) pour la plupart des valeurs mesurées. Cependant, pour un faible débit massique, le rendement calculé est plus élevé que le rendement mesuré. Bien qu'une légère différence ait été obtenue pour les niveaux d'irradiation 300 et 450 W/m<sup>2</sup>, un écart significatif est observé au niveau d'irradiation 600 W/m<sup>2</sup> pour les pléniums ( $w-5$ ) et ( $w-15$ ).

Des facteurs tels que, la variation de température dans le laboratoire, le mouvement d'air provoqué par le système de ventilation du local et la température du ciel ( $T_{sky}$ ) qui ne peut être déterminée avec précision, peuvent expliquer en partie les différences entre les résultats numériques et expérimentaux. Cela a été discuté en raison de la difficulté de l'évaluation de la température du ciel  $T_{sky}$  nécessaire pour calculer les pertes de chaleur par radiation à l'environnement. Ces pertes de chaleur augmentent avec l'augmentation de l'irradiation et diminuent avec le débit massique de l'air. Une autre source de divergence est la variation relative de la température du laboratoire ( $\pm 1,5$  ° C) qui altère la plupart du temps les résultats à faible débit massique d'air.

Les résultats des simulations ont permis de déterminer l'influence du débit massique d'air, l'irradiation et l'épaisseur du plénum sur le rendement de l'UTC. Les principaux résultats obtenus montrent que le rendement de l'UTC est relativement peu sensible à l'irradiation et augmente avec l'augmentation du débit massique de l'air. À noter que ces deux points liés à l'effet du débit massique et de l'irradiation sont en accord avec ceux de la première partie. De plus, le rendement est légèrement influencé par l'épaisseur du plénum. Le plus grand plénum ( $w-15$ ) donne un rendement plus élevé. La différence de rendement entre les deux pléniums varie de 1,38 à 3,25%.

Les résultats de simulations ont permis également d'améliorer la compréhension du transfert de chaleur qui a lieu dans l'absorbeur. On a pu évaluer trois efficacités partielles associées aux trois régions de l'absorbeur, soit la région avant ( $\epsilon_f$ ), la fente ( $\epsilon_h$ ) et à l'arrière de

l'absorbeur ( $\epsilon_b$ ). Une conclusion importante en termes de ces simulations est que les échanges de chaleur se produisent essentiellement au niveau de la face avant, puis à partir de la fente. Avec l'augmentation du débit d'air, la prépondérance du transfert de chaleur se déplace progressivement vers la face arrière de l'absorbeur.

La troisième partie de cette thèse (article III), s'est intéressée sur la mise au point de la méthode des plans d'expériences pour l'évaluation des performances thermiques d'un prototype bidimensionnel conçu pour simuler les caractéristiques essentielles d'un TTC. Il s'agit également de quantifier les effets des paramètres clés tels que la largeur du plénum, le pas entre les fentes, la largeur des fentes, l'irradiation et le débit massique d'air sur le rendement du collecteur.

Si on a décidé à reprendre cette partie de la thèse sur la base d'un plan expérimental à plusieurs niveaux, c'est d'une part parce que les performances thermiques des TTCs dépendent de plusieurs paramètres pour lesquels aucune information n'est disponible dans la littérature qui pourrait être utilisée comme point de départ. Et d'autre part, parce que l'utilisation d'un plan expérimental permettrait d'évaluer, en un minimum d'essais, l'effet des paramètres sélectionnés et de leurs interactions sur les performances thermiques des TTCs.

La première étape de cette partie de l'étude consiste à sélectionner les différents paramètres et leur domaine de variation (niveaux notés +1, 0 et -1, respectivement) afin de définir la nature et le nombre des essais. Vingt-trois paramètres sont indiqués comme étant susceptibles d'avoir au moins un certain impact sur les performances d'un TTC.

Une étude préliminaire est alors menée pour s'assurer que les intervalles des paramètres choisis génèrent une variation significative de la réponse. Le but de cette étape est d'isoler les paramètres les plus importants parmi plusieurs autres qui peuvent influencer les paramètres de réponse (rendement).

La sélection des paramètres est dictée par rapport à trois limitations : la première est la sensibilité; la seconde limitation est imposée par les contraintes matérielles et de temps; la troisième limitation est imposée par le choix d'effectuer des essais dans un environnement contrôlé (c'est-à-dire dans le laboratoire). Cinq paramètres ont été identifiés comme pertinents à étudier par le DoE. Ces paramètres sont; 1) l'épaisseur du plénum, 2) le pas entre les fentes, 3) la largeur de fentes, 4) le débit massique, et 5) l'irradiation incidente.

Le rendement (paramètre de réponse) est sélectionné comme étant le paramètre représentatif des performances thermiques des TTCs sur lequel l'effet des différents paramètres est évalué dans leur domaine expérimental.

L'obtention des renseignements recherchés a nécessité un plan expérimental à plusieurs niveaux dont le nombre d'essais correspond à  $3^1 \times 2^4 = 48$  tests. C'est un plan relativement coûteux, mais simple, robuste et qui permet d'obtenir les effets principaux et les interactions de tous les paramètres considérés. L'utilisation d'un plan fractionnaire réalise, certes, des économies d'expériences, mais il a ses inconvénients. En effet, des difficultés peuvent survenir lors de l'interprétation des résultats (effets d'interactions) pour le cas présent des TTCs (caractérisés par une pénurie ou absence d'information leur concernant). Les interactions d'ordre deux ou plus sont considérées négligeables.

De façon similaire à la première partie, les tests sont effectués à la suite d'un ordre préalablement choisi. Sur le plan théorique, cette façon de procéder est discutable, car les plans d'expériences doivent respecter le principe de base de la randomisation. Cependant, nous avons eu l'occasion de faire une deuxième série de 48 tests ajoutés à la DoE. Aucune tentative n'a été faite pour établir un modèle physique pour prédire la valeur de  $\eta_{\text{coll}}$  pour ce capteur solaire.

L'analyse de l'ensemble de données du DoE est réalisée par le logiciel d'analyse statistique Statgraphics Centurion XV (2009) basé sur l'analyse de variance (ANOVA) au niveau de

signification de 5%. Les conclusions qui sont tirées à partir de l'analyse du DoE réalisée sur les TTCs sont les suivants:

Premièrement, tous les effets principaux sont statistiquement significatifs ainsi que l'interaction entre l'épaisseur du plénum et largeur de la fente, l'interaction entre l'espacement entre les fentes et le débit massique, l'interaction entre l'irradiation et le débit massique, et l'interaction entre l'espacement entre les fentes et la largeur de la fente. Plus spécifiquement, on a constaté que le débit massique a le plus grand effet sur le rendement du TTC. Suivant en ordre d'importance est l'irradiation, l'espacement entre les fentes, la largeur des fentes, et le dernier en importance est la largeur du plénum. On a constaté également que les interactions entre les facteurs ne sont pas très prononcées, la plus forte interaction est entre la largeur du plénum et la largeur des fentes.

## **5.2 Comparaison des résultats**

La comparaison des résultats des trois parties de cette thèse montre une certaine similarité entre eux ainsi qu'avec les résultats comparables des études antérieures. Il est à noter, cependant, que certains résultats présentés ici concernant le TTC, en particulier ceux liées à l'influence du diamètre des fentes, l'espacement entre les fentes et la largeur du plénum ne peuvent pas être comparées puisqu'aucune information similaire n'est disponible dans la littérature. Le Tableau 5.1 présente une comparaison des résultats de cette étude entre eux et avec ceux des études antérieures.

Tableau 5.1 Comparaison des résultats entre eux et avec ceux des études antérieures

Résultats		
Paramètre	Présente étude	Études antérieures
Effet du débit massique	<ul style="list-style-type: none"> <li>• l'augmentation du débit massique diminue l'élévation de la température (<math>T_{out}-T_{amb}</math>) du TTC et de l'UTC.</li> <li>• À un rayonnement constant, l'augmentation du débit massique augmente le rendement du TTC et de l'UTC.</li> <li>• Le revêtement de l'absorbeur et le débit massique d'air sont les paramètres les plus influents dans les UTCs, tandis que le débit massique est le paramètre le plus influent dans les TTCs.</li> <li>• Le rendement de l'UTC augmente, rapidement, à faible débit (environ 22,4%), (entre 0,014 et 0,027 kg/s/m<sup>2</sup>), mais seulement 7,6% à des débits supérieurs à 0,027 kg/s/m<sup>2</sup>.</li> <li>• Le transfert de chaleur est prépondérant sur le côté avant de l'absorbeur et diminue avec l'augmentation du débit massique.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Le rendement de l'UTC augmente avec l'augmentation de la vitesse d'aspiration et le débit massique.</li> <li>• L'augmentation du débit massique diminue la température (<math>T_{out}-T_{amb}</math>) de l'air de l'UTC (Leon et Kumar, 2007).</li> <li>• Le rendement de l'UTC augmente rapidement entre les vitesses d'aspiration de 0,009 et 0,014 m/s, et modérément par la suite (Leon et Kumar, 2007).</li> <li>• Le rendement est presque constant, pour des vitesses supérieures à 0,05 m/s (Kutscher et al., 1993).</li> <li>• Le transfert de chaleur dans la face de l'absorbeur d'un UTC diminue avec l'augmentation du débit massique (Kutscher, 1992) et (Abulhair, 2011).</li> </ul>
Effet du rayonnement	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Le rendement de l'UTC et du TTC peut légèrement diminuer avec l'augmentation du rayonnement.</li> <li>• Pour un débit massique fixe, l'élévation de la température (<math>T_{out}-T_{amb}</math>) de l'air du TTC et de l'UTC augmente avec l'augmentation du rayonnement.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• L'irradiation n'influence pas de manière significative le rendement d'un UTC (Leon et Kumar, 2007).</li> <li>• Le rendement peut légèrement augmenter ou diminuer avec la variation du niveau de rayonnement (Kutscher, Christensen et Barker, 1991).</li> </ul>
Effet de l'espacement entre les fentes ou les perforations	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Le rendement du TTC diminue avec l'augmentation de l'espacement entre des fentes.</li> <li>• L'effet de l'espacement entre les perforations n'est pas étudié dans le cas des UTCs.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Le rendement de l'UTC diminue avec l'augmentation de l'espacement entre perforations (Leon et Kumar, 2007).</li> <li>• Le rendement de l'UTC augmente avec la diminution de l'espacement entre perforations (Belusko, Saman et Bruno, 2008).</li> </ul>
Effet de la largeur des fentes ou perforations	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Le rendement de l'UTC n'est pas sensible à l'augmentation du diamètre des perforations.</li> <li>• Le rendement du TTC est relativement peu sensible à l'augmentation de la largeur des fentes.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• L'élévation de la température (<math>T_{out}-T_{amb}</math>) de l'air augmente avec la diminution du diamètre des perforations (Leon et Kumar, 2007).</li> <li>• Le rendement et l'efficacité de l'UTC diminuent avec l'augmentation du diamètre des perforations (Van Decker, Hollands et Brunger, 2001) et (Leon et Kumar, 2007).</li> </ul>
Effet de la largeur du plénum	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Le rendement de l'UTC et de l'efficacité de l'absorbeur sont relativement peu sensibles à l'épaisseur du plénum.</li> <li>• Le rendement du TTC est relativement peu sensibles à l'épaisseur du plénum.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• L'efficacité du transfert de chaleur diminue avec l'épaisseur plénum (Biona, 2002)</li> </ul>

### 5.3 Conclusion générale

Le travail de cette thèse a pour but d'étudier les performances thermiques fournies par des UTCs et TTCs soumis à différents scénarios d'opération (conditions opératoires et conditions géométriques).

Premièrement, la méthodologie des plans d'expériences est utilisée dans le cas d'un prototype d'UTC. L'utilisation de cette méthode a démontré sa fiabilité sur les systèmes possédant de nombreux paramètres de contrôle, comme c'est le cas des UTCs. Cette méthode a permis entre autres de répondre à un certain nombre de questions, en un minimum d'essais, tel que la quantification des paramètres les plus sensibles et leurs interactions, ce qui est difficile à obtenir en adoptant une méthode expérimentale classique.

Les résultats obtenus ont permis d'aboutir aux conclusions suivantes :

- Trois paramètres principaux influencent le rendement de l'UTC, soit le revêtement de l'absorbeur, le débit d'air aspiré par le ventilateur et l'intensité du rayonnement;
- Le diamètre des perforations est le paramètre le moins influent;
- Le revêtement de l'absorbeur et le débit d'air sont les paramètres les plus influents du modèle;
- La méthode des surfaces de réponse a permis d'identifier le réglage optimum des quatre paramètres pour lequel le rendement de l'UTC est compris entre 70% et 80%.

Deuxièmement, une modélisation numérique bidimensionnelle (CFD) des performances thermiques d'un UTC est effectuée. Les résultats de simulation obtenus pour trois débits massiques d'air, trois irradiations distinctes et deux épaisseurs de plénum indiquent une bonne concordance avec ceux obtenus sur un prototype expérimental. La modélisation numérique a permis d'apporter une compréhension plus fine du transfert de chaleur au sein de l'UTC. Une analyse détaillée du transfert de chaleur à travers ce dernier a permis de constater que :



- Le rendement de l'UTC augmente avec l'augmentation du débit massique de l'air;
- Le rendement est relativement peu sensible à l'irradiation;
- Le transfert de chaleur est prépondérant sur le côté avant de l'absorbeur;
- La prépondérance du transfert de chaleur se déplace progressivement vers le côté arrière de l'absorbeur avec l'augmentation du débit d'air;
- Le rendement du collecteur et de l'efficacité de la plaque absorbante sont relativement indépendants de l'épaisseur du plénum.

Troisièmement, la méthodologie des plans d'expériences a été utilisée de nouveau pour le cas d'un TTC. Cette méthode a permis de déterminer l'influence de cinq paramètres (l'épaisseur du plénum, le pas entre les fentes, la largeur de fentes, le débit massique, et l'irradiation incidente) y compris les interactions sur le rendement d'un TTC.

À l'issue de cette étude, les résultats obtenus montrent :

- Un effet prépondérant du débit d'air d'aspiration sur le rendement du TTC par rapport aux autres paramètres;
- Une augmentation du débit provoque une augmentation du rendement du TTC;
- L'augmentation de l'irradiation, de la largeur du plénum, de l'espace entre les fentes, et de la largeur des fentes semblent tous avoir comme effet de diminuer le rendement;
- Les interactions entre les paramètres ne sont pas très prononcées, l'interaction la plus importante est celle entre la largeur du plénum et la largeur de la fente.

#### **5.4 Recommandations**

Les recommandations qu'il est possible d'émettre suite à cette étude sont de deux ordres :

- **Recommandations relatives aux UTCs**

En ce qui concerne la modélisation numérique, les perspectives et recommandations sont nombreuses. À l'heure actuelle de nombreux modèles ont vu le jour pour la simulation de

l'écoulement turbulent dans les UTCs, parmi lesquelles on peut citer les modèles statistiques (RANS) :  $k-\varepsilon$ , SST- $k-\omega$ , RNG- $k-\varepsilon$ . D'un point de vue pratique, les simulations avec les modèles statistiques sont limitées dans leurs prédictions (le rendement de l'UTC surestimé de 13% à faible débit), mais restent les plus utilisés tant que les simulations numériques directes DNS restent inaccessibles pour des géométries compliquées (cas des UTCs et TTCs). La simulation des grandes échelles LES (Large Eddy Simulation) est une approche intermédiaire qui se situe entre la DNS et l'approche RANS, et plus performante que les modèles statistiques (Tabloul et Baudoin, 2006). Cette méthode s'appuie principalement sur l'idée de résoudre les mouvements de grande échelle et de modéliser les mouvements de petite échelle. Comme perspective, il serait souhaitable de poursuivre une étude numérique sur la base de l'approche LES.

Depuis l'apparition des UTCs beaucoup de travaux et d'approches ont été réalisés pour modéliser les phénomènes de transfert de chaleur en régime permanent. Or, en réalité, les phénomènes affectant ou auxquelles sont soumis les UTCs ne sont jamais en équilibre (régime permanent). Un effort de modélisation du comportement thermique des UTCs en régime dynamique est souhaitable par un système d'équations algébriques ou différentielles ou un traitement numérique (CFD) couplé à un fichier météorologique.

Une extension en trois dimensions des idées mises en œuvre dans la présente étude en deux dimensions doit être effectuée pour mieux représenter les effets de recirculation le long des autres axes et pour considérer des perforations plutôt que des fentes.

Du point de vue expérimental, pour de faibles débits massiques combinés avec une forte irradiation, la concordance des simulations avec les mesures expérimentales n'était pas excellente: les prédictions surestiment le rendement mesuré d'environ 6 à 13% pour le plénum de 5 cm et 15 cm, respectivement. Cela a été discuté en raison de la difficulté de l'évaluation de la température du ciel nécessaire et la variation relative de la température du laboratoire ( $\pm 1,5$  ° C) qui altèrent la plupart du temps les résultats à faible débit massique.

Une remédiation à ces problèmes semble nécessaire, par la réalisation des expériences dans une chambre stabilisée du point de vue thermique (chambre climatique).

- **Recommandations relatives aux TTCs**

Premièrement, si l'emploi de matériaux polymères comme vitrage des TTCs présente certains avantages, il convient de considérer le problème de leur durabilité. Les températures atteintes peuvent accélérer des phénomènes de dégradation des vitrages, souvent avec des transformations dans leur structure chimique. Ces transformations conduisent à la dégradation des caractéristiques mécaniques et optiques du vitrage, et par conséquent peuvent conduire à des problèmes de chute des performances thermiques et mécaniques, et des problèmes de dégradations esthétique. Une première étape correspond à la caractérisation et à la mesure de différentes contraintes (thermiques mécaniques) auxquels sont soumis les vitrages transparents.

Deuxièmement, l'analyse des effets principaux a révélé un faible effet de l'épaisseur du plénum sur le rendement du TTC. Une étude plus approfondie devrait être menée à l'avenir sur des TTCs de différentes hauteurs afin d'évaluer l'effet de ce paramètre.

Troisièmement, l'analyse des effets a révélée l'importance des échanges thermiques par radiation entre les différentes composantes du TTC et l'environnement. Les pertes de chaleur radiatives affectent le rendement et dépendent des propriétés solaires et infrarouges de ces composantes, à savoir les propriétés du mur absorbeur ( $\alpha_{\text{abs-w}}$  et  $\varepsilon_{\text{abs-w}}$ ) et les propriétés du vitrage perforées ( $\varepsilon_g$  and  $\tau_{\text{ir,g}}$ ). Cela peut être également un sujet de recherches futures.

Quatrièmement, la présente étude fournit une base de données pour un modèle à deux dimensions à échelle réduite à partir de laquelle une étude numérique peut être réalisée à l'avenir.

Finalement, la recherche sur les TTCs est moins matures comparativement aux UTCs. Plusieurs aspects n'ont pas été abordés, il serait très utile de les considérer dans de futures études :

- Définir une efficacité du transfert de chaleur pour les TTCs;
- Étudier les pertes de pression, paramètre est nécessaire pour le calcul de la puissance du ventilateur et la rentabilité du système;
- Effectuer une étude de viabilité économique et une analyse de cycle de vie du système;
- Considérer une étude sur les aspects sanitaires tels que le développement des moisissures, bactéries;
- Envisager le fonctionnement du système dans des conditions extrêmes en cas d'absence d'aspiration pendant une longue période et de vérifier que chacun des composants conserve ses qualités et fonctions initiales (déformation des perforations).

## ANNEXE I

### RÉFÉRENCES DES ARTICLES PUBLIÉS DANS DES COMPTES-RENDUS DE CONFÉRENCES AVEC COMITÉ DE LECTURE

- Badache, M., Rouse, D., Hallé, S., Experimental characterization of an unglazed transpired solar collector, Proc. Eurosun 2010, September 2010
- Badache, M., Hallé, S., Rouse, D., Modélisation et optimisation des performances thermiques d'un mur solaire à perforations à l'aide d'un plan expérimental, Comptes rendus Xe CIFQ, Chicoutimi, Juin 2011.
- Badache, M., Rouse, D., Hallé, S., Dutil, Y. Experimental and Two-Dimensional Numerical Simulation of an Unglazed Transpired Solar Air Collector, SHC 2012, San Francisco, Juillet 2012
- Badache, M., Rouse, D., Hallé, S., Modélisation du transfert de chaleur dans un collecteur solaire doté d'un revêtement perforé opaque, Compte rendus XIème CIFQ, Reins, Juin 2013.
- Badache, M., Hallé, S., Rouse, D., Caractérisation expérimentale d'un mur solaire doté d'un revêtement transparent perforé, Compte rendus XIème CIFQ, Reins, Juin 2013.



## ANNEXE II

### LISTE DES SYSTÈMES D'UTCs INSTALLÉES ENTRE 1990 ET 1997

PLANT NAME	LOCATION	SIZE	YEAR
CANMET	Ontario, Canada	7,500 ft <sup>2</sup>	1997
Ft. Carson Battery Storage Building	Colorado Springs, Colorado, U.S.	300 ft <sup>2</sup>	1997
Ontario Hydro and Maintenance Building	Ontario, Canada	800 ft <sup>2</sup>	1997
Ontario Ministry of Housing	Ontario, Canada	1,350 ft <sup>2</sup>	1997
Spices Board of India, spices drying test	Cochin, India	100 ft <sup>2</sup>	1997
Steeltech Building Products Inc., metal fabrication plant	Bloomfield, Connecticut, U.S.	6,200 ft <sup>2</sup>	1997
Canadair Division of Bombardier Airplane Manufacturer	Quebec, Canada	108,000 ft <sup>2</sup>	1996
Federal Express	Littleton, Colorado, U.S.	5,000 ft <sup>2</sup>	1996
Ontario Hydro and Maintenance Building	Ontario, Canada	800 ft <sup>2</sup>	1996
Axum Hangar	Colorado Springs, Colorado, U.S.	7,800 ft <sup>2</sup>	1995
Bombardier	Quebec, Canada	5,000 ft <sup>2</sup>	1995
Bombardier	Quebec, Canada	5,000 ft <sup>2</sup>	1995
Bombardier Inc., Rail Cars Manufacturer	Quebec, Canada	4,420 ft <sup>2</sup>	1995
Canadian Tool & Die	Winnipeg, Canada	5,400 ft <sup>2</sup>	1995
Domco Manufacturing Plant	Quebec, Canada	1,880 ft <sup>2</sup>	1995
Ford New Holland Tractor Factory	Manitoba, Canada	22,000 ft <sup>2</sup>	1995
Joint Research Centre Engineering Research Facility	Italy	5,630 ft <sup>2</sup>	1995
Office Building	Switzerland	5,000 ft <sup>2</sup>	1995
Ontario Hydro North West Hydroelectric Headquarters	Ontario, Canada	700 ft <sup>2</sup>	1995
Ontario Ministry of Housing	Ontario, Canada	4,500 ft <sup>2</sup>	1995
Stampfli Factory	Switzerland	1,000 ft <sup>2</sup>	1995
Versatile Farm Equipment (Ford New Holland) Tractor Manufacturer	Manitoba, Canada	21,700 ft <sup>2</sup>	1995
ASEAN-Canada Project on Solar-Energy-Drying Processes, Tea-Processing Plant	Malaysia	3,990 ft <sup>2</sup>	1994
AVEDA Corporation	Blaine, Minnesota, U.S.	1,270 ft <sup>2</sup>	1994
Centre D'Enseignement Professional School	St. Hyacinthe, Pennsylvania, U.S.	6,800 ft <sup>2</sup>	1994
Ontario Ministry of Housing	Ontario, Canada	3,580 ft <sup>2</sup>	1994
Bombardier Inc., Manufacturing Plant	Quebec, Canada	12,900 ft <sup>2</sup>	1993
C.I.M.I.C. Secondary Public School	Quebec, Canada	1,330 ft <sup>2</sup>	1993
Eder	Volkermarkt, Austria	2,260 ft <sup>2</sup>	1993
General Motors of Canada Wastewater Plant	Ontario, Canada	2,700 ft <sup>2</sup>	1993
Ontario Ministry of Housing	Canada	1,200 ft <sup>2</sup>	1993
Ontario Ministry of Housing	Ontario, Canada	2,820 ft <sup>2</sup>	1993
Stadtwerke Gottingen Cogeneration Plant	Gottingen, Germany	3,980 ft <sup>2</sup>	1993
Acier CMP Steel Service Centre	Quebec, Canada	4,225 ft <sup>2</sup>	1992
General Motors of Canada Oshawa Battery Plant	Ontario, Canada	4,680 ft <sup>2</sup>	1992
National Renewable Energy Laboratory	Golden, Colorado	351 ft <sup>2</sup>	1991
Ensile Engine Plant	Ontario, Canada	10,500 ft <sup>2</sup>	1990
Ford Motor Company of Canada Oakville Assembly Plant	Ontario, Canada	20,000 ft <sup>2</sup>	1990





### ANNEXE III

#### MATERIAUX POLYMERES CONDIDAT

Material	Product	Description	Thickness (nm)	Form	Initial Solar-Weighted Hemispherical Transmittance ( $\lambda = 300$ to $2500$ nm)
PET <sup>1</sup>	Mylar D	Non UV-stable	0.18	Film	86.7
PET	Melinex 442/400	Non UV-stable	0.10	Film	86.2
PET	Melinex D 389	UV-stabilized	0.03	Film	85.4
PET	Melinex D 389	UV-stabilized	0.03	Film	85.4
PEN <sup>2</sup>	Kaladex	Biaxially oriented and heat set	0.10	Film	84.6
ETFE <sup>3</sup>	Tefzel 150 ZMC	Heat-stabilized	0.04	Film	93.8
ETFE	Tefzel 250 ZMC	Heat-stabilized	0.06	Film	94.0
ETFE	Duralar CS50	Non oriented	0.05	Film	93.7
ETFE	Duralar P	Mono-axially oriented	0.05	Film	93.9
E-CFPE <sup>4</sup>	Milar Clear NP		0.05	Film	92.9
PFA <sup>5</sup>	Tellon PM	Heat stabilized	0.05	Film	93.8
PFA	Tellon PI	Heat-shrinkable	0.05	Film	93.7
PVDF <sup>6</sup>	Kynar		0.03	Film	93.9
Acrylic	Korid Klear	UV absorbers	0.05	Film	89.3
Polycarbonate	Lexan H192WDB	UVinur coating	0.18	Film	89.2
Polycarbonate	Lexan H192WDB	UVinur coating	0.31	Film	86.6
Polycarbonate	Lexan Thermoclear	UV coating	5.99	Twin-Wall	74.8
Polycarbonate	Lexan Thermoclear	UV coating	7.92	Twin-Wall	77.0
Polycarbonate	Lexan Thermoclear	UV coating	10.03	Twin-Wall	76.4
Polycarbonate	Lexan XL10	UVinur coating	3.00	Sheet	79.6
Polycarbonate	APEC 9321	Heat stabilized	3.18	Sheet	83.0
Polycarbonate	APEC 9322	UV & Heat stabilized	3.32	Sheet	79.9
Polyetherimide	Ultem 1000		0.10	Film	83.5
Polyetherimide	Ultem 1000		0.18	Film	78.7
Polycarbonate		UV coating	0.12	Film	86.8
Polystyrene				Sheet	85.1
PVC <sup>7</sup>	Dac-Glas		1.02	Sheet	82.9

<sup>1</sup>PET = Polyethylene Terephthalate  
<sup>2</sup>PEN = Polyethylene Naphthalate  
<sup>3</sup>ETFE = Ethylene-TetraFluoroEthylene  
<sup>4</sup>E-CFPE = Ethylene-ChloroTrifluoroEthylene  
<sup>5</sup>PFA = PerFluoroAlkoxy Fluorocarbon  
<sup>6</sup>PVDF = PolyVinylDene Fluoride  
<sup>7</sup>PVC = PolyVinyl Chloride



## BIBLIOGRAPHIE

- Abulkhair, Hani. 2011. « Thermal Analysis of Unglazed Transpired Solar Collectors ». Waterloo, University of Waterloo. < <http://uwspace.uwaterloo.ca/handle/10012/5820> [http://uwspace.uwaterloo.ca/bitstream/10012/5820/1/Abulkhair\\_Hani.pdf](http://uwspace.uwaterloo.ca/bitstream/10012/5820/1/Abulkhair_Hani.pdf) >.
- Andrews, GE, et F. Bazdidi-Tehrani. 1989. « Small diameter film cooling hole heat transfer- The influence of the number of holes ». *American Society of Mechanical Engineers*, vol. 1.
- Arulanandam, S. J., K. G. Terry 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.
- Badache, M, D Rouse et S Halle. 2010 «Experimental characterization of an unglazed transpired solar collector ». *Eurosun*.
- Badache, M. 2010. « Modélisation et optimisation des performances thermiques d'un mur solaire a perforations (UTC) ». M.Ing. Canada, Ecole de Technologie Superieure (Canada), 113 p.
- Badache, Messaoud, Stéphane Hallé et Daniel Rouse. 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, Daniel Rouse, Stéphane Hallé et Guillermo Quesada. 2013. « Experimental and numerical simulation of a two-dimensional unglazed transpired solar air collector ». *Solar Energy*.
- Balocco, C., M. A. Forastiere, G. Grazzini et G. C. Righini. 2001. « Experimental results of transparent, reflective and absorbing properties of some building materials ». *Energy and Buildings*, vol. 33, n° 6, p. 563-568.
- Barker, G., et K. Kiatreungwattana. 2011. « Pressure Drop as a Function of Air Flow Rate for Roll-Punched Transpired Solar Collectors With Different Porosities ». In. ASME.
- Belusko, M., W. Saman et F. Bruno. 2008. « Performance of jet impingement in unglazed air collectors ». *Solar Energy*, vol. 82, n° 5, p. 389-398.

- Biona, M. 2002. « Performance Curve Generation of an Unglazed Transpired Collector System for Solar Crop/Fish Drying ». M. Sc. Thesis, De La Salle University, Manila.
- Biona, M, A Culaba, Serafica E et Del Mundo R. 2005. « Performance Curve Generation Of An Unglazed Tranpired Collector For Solar Drying Applications ». In *Proceedings of World Renewable Energy Regional Conference*.
- Blaga, A. 1978. « Use of plastics in solar energy applications ». *Solar Energy*, vol. 21, n° 4, p. 331-338.
- Brunger, Alfred P. 1999. « Low cost, high performance solar air-heating systems using perforated absorbers ».
- Burek, SAM, et A. Habeb. 2007. « Air flow and thermal efficiency characteristics in solar chimneys and Trombe Walls ». *Energy and Buildings*, vol. 39, n° 2, p. 128-135.
- 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, et N Meloche. 2002. « The Retscreen Model for Simulating the Performance of Solar Air Heating Systems ». *Proceedings eSim, September*, p. 11-13.
- Celik, IB, U. Ghia, PJ Roache, CJ Freitas, H. Coleman et PE Raad. 2008. « Procedure for estimation and reporting of uncertainty due to discretization in CFD applications ». *ASME J. Fluids Eng*, vol. 130, n° 7.
- Chan, H.Y., S. Riffat et J. Zhu. 2011. « Experimental performance of unglazed transpired solar collector for air heating ». In *world renewable energy congress. (sweden)*.
- Chen, ZD, P. Bandopadhyay, J. Halldorsson, C. Byrjalsen, P. Heiselberg et Y. Li. 2003. « An experimental investigation of a solar chimney model with uniform wall heat flux ». *Building and Environment*, vol. 38, n° 7, p. 893-906.
- Choudhury, C., et H. P. Garg. 1991. « Design analysis of corrugated and flat plate solar air heaters ». *Renewable Energy*, vol. 1, n° 5-6, p. 595-607.
- Cordeau, S., et S. Barrington. 2011. « Performance of unglazed solar ventilation air pre-heaters for broiler barns ». *Solar Energy*, vol. 85, n° 7, p. 1418-1429.
- Deans, J., A. Weerakoon, P. Richards et I. McClew. 2006. « Use of perforated roofing sheets as solar collectors ». vol. 0, p. ENR-01.

- Delisle, Véronique. 2008. « Analytical and experimental study of a PV/thermal transpired solar collector ». Waterloo, Ont., University of Waterloo. <<http://www.worldcat.org/oclc/613203030>>.
- Draper, N.R. Smith, H. 1998. *Applied Regression Analysis (Wiley Series in Probability and Statistics)*. 252 p.
- 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.
- Ekechukwu, O. V., et B. Norton. 1999. « Review of solar-energy drying systems III: low temperature air-heating solar collectors for crop drying applications ». *Energy Conversion and Management*, vol. 40, n° 6, p. 657-667.
- Environnement Canada. (1010) « Répartition des émissions de gaz à effet de serre par secteur économique, Canada ». En ligne. ottawa: <<http://www.ec.gc.ca/indicateurs-indicators/default.asp?lang=fr&n=F60DB708-1>> Consulté le janvier 2013.
- 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. 209-216.
- Fluent, . 2012. « User's Manual Guide, Version 12.1.4 ». *Ansys Inc.*
- Frank, E., C. Budig et K. Vajen. 2006. « Experimental and Theoretical Investigation of Unglazed Transpired Air Collectors in a Multicomponent Solar Thermal System ». *Proceedings EuroSun, Glasgow*, vol. 27, n° 30.6.
- Fuliotto, Roberto, Francesco Cambuli, Natalino Mandas, Nicoletta Bacchin, Giampiero Manara et Qingyan Chen. 2010. « Experimental and numerical analysis of heat transfer and airflow on an interactive building facade ». *Energy and Buildings*, vol. 42, n° 1, p. 23-28.
- 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, 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> >.

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.

Genevès, Christophe, Rouse Daniel, Hallé Stéphane, Dutil Yvan et Quesada Guillermo. 2012. « Review of Unglazed Transpired Collectors (UTCs) ». publication interne de t3e. « [http://www.t3e.info/pdf/Publications/Preprint/2012\\_UTC-Literature%20Review-PREPRINT\\_2012\\_09\\_14.pdf](http://www.t3e.info/pdf/Publications/Preprint/2012_UTC-Literature%20Review-PREPRINT_2012_09_14.pdf) ».

Gogakis, C. 2005. « Theoretical and Experimental Analysis of SolarWall R Technology ». *MASc Thesis. The University of Reading, UK*.

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.

Goupy, Jacques. 2005. *Pratiquer les plans d'expériences*. Coll. « Technique et ingénierie. Série conception ». Paris: Dunod, xvi, 551 p. p.

Guardo, A., M. Coussirat, E. Egusquiza, P. Alavedra et R. Castilla. 2009. « A CFD approach to evaluate the influence of construction and operation parameters on the performance of Active Transparent Façades in Mediterranean climates ». *Energy and Buildings*, vol. 41, n° 5, p. 534-542.

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. 227-237.

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. 317-325.

- Hang, Yin, Ming Qu et Satish Ukusuri. 2011. « Optimizing the design of a solar cooling system using central composite design techniques ». *Energy and Buildings*, vol. 43, n° 4, p. 988-994.
- 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. 1999. « Commercial scale solar drying ». *Renewable Energy*, vol. 16, n° 1-4, p. 714-719.
- Veillez sélectionner un type de document autre que « Generic » afin de faire afficher la référence bibliographique.
- Incropera, F.P., T.L. Bergman, A.S. Lavine et D.P. DeWitt. 2011. *Fundamentals of heat and mass transfer*. Wiley.
- Jaffal, Issa, Christian Inard et Christian Ghiaus. 2009. « Fast method to predict building heating demand based on the design of experiments ». *Energy and Buildings*, vol. 41, n° 6, p. 669-677.
- Kaushika, N. D., et K. Sumathy. 2003. « Solar transparent insulation materials: a review ». *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 7, n° 4, p. 317-351.
- Kercher, D. M., et W. Tabakoff. 1970. « Heat Transfer by a Square Array of Round Air Jets Impinging Perpendicular to a Flat Surface Including the Effect of Spent Air ». *Journal of Engineering for Power*, vol. 92, n° 1, p. 73-82.
- Khalajzadeh, Vahid, Ghassem Heidarinejad et Jelena Srebric. 2011. « Parameters optimization of a vertical ground heat exchanger based on response surface methodology ». *Energy and Buildings*, vol. 43, n° 6, p. 1288-1294.
- Khattab, N. M. 2001. « Evaluation of perforated plate solar air heater ». *International Journal of Solar Energy*, vol. 21, n° 1, p. 45-62.

- Köhl, Michael, Gary Jorgensen, Stefan Brunold, Bo Carlsson, Markus Heck et Kenneth Möller. 2005. « Durability of polymeric glazing materials for solar applications ». *Solar Energy*, vol. 79, n° 6, p. 618-623.
- Kokko, J. P., et S. Marshall. 1992. « Performance of the next generation of solarwalls ». In *Renewable Energy*. p. 201-205.
- Kudish, Avraham I., Efim G. Evseev, Gerd Walter et Timo Leukefeld. 2002. « Simulation study of a solar collector with a selectively coated polymeric double walled absorber plate ». *Energy Conversion and Management*, vol. 43, n° 5, p. 651-671.
- Kutscher. 1992. « An investigation of heat transfer for air flow through low porosity perforated plates ». Boulder, university of colorado, 250 p.
- Kutscher, C., C. Christensen et G. Barker. 1992. « Unglazed transpired solar collectors - an analytical model and test-results ». In *Solar World Congress*. sous la dir. de Arden, M. E., S. M. A. Burley et M. Coleman, p. 1245-1250.
- 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, C.F. 1994. « Heat exchange effectiveness and pressure drop for air flow through perforated plates with and without crosswind ». *Journal of Heat Transfer* vol. 116:2, p. 391-399.
- Kutscher, CF, C. Christensen et G. Barker. 1991. « Unglazed transpired solar collectors: an analytic model and test results ». In *Proceedings of ISES Solar World Congress*. Vol. 2, p. 1245-1250.
- Leon, M. Augustus, et S. Kumar. 2007. « Mathematical modeling and thermal performance analysis of unglazed transpired solar collectors ». *Solar Energy*, vol. 81, n° 1, p. 62-75.
- Liu, B., et R. Jordan. 1961. « Daily insolation on surfaces tilted towards equator ». *ASHRAE* vol. 10, p. 53.
- Martinopoulos, G., D. Missirlis, G. Tsilingiridis, K. Yakinthos et N. Kyriakis. 2010. « CFD modeling of a polymer solar collector ». *Renewable Energy*, vol. 35, n° 7, p. 1499-1508.
- Maurer, Christine C. 2004. « Field study and modeling of an unglazed transpired solar collector system ». < <http://www.lib.ncsu.edu/resolver/1840.16/1108> >.



- Meier, Robert M. 2000. « Wind effects on the performance of a Solarwall collector ». Royal Military College of Canada. < [http://www.nlc-bnc.ca/obj/s4/f2/dsk1/tape4/PQDD\\_0035/MQ65849.pdf](http://www.nlc-bnc.ca/obj/s4/f2/dsk1/tape4/PQDD_0035/MQ65849.pdf) >.
- Montgomery, D.C. 2008. *Design and analysis of experiments*. John Wiley & Sons Inc.
- 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.
- Myers, R.H., D.C. Montgomery et C.M. Anderson-Cook. 2009. *Response surface methodology: process and product optimization using designed experiments*. John Wiley & Sons Inc.
- 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.
- Njomo, Donatien. 1991. « Modelling the heat exchanges in a solar air heater with a cover partially transparent to infrared radiation ». *Energy Conversion and Management*, vol. 31, n° 5, p. 495-503.
- Njomo, Donatien. 1995. « Techno-economic analysis of a plastic cover solar air heater ». *Energy Conversion and Management*, vol. 36, n° 10, p. 1023-1029.
- Veillez sélectionner un type de document autre que « Generic » afin de faire afficher la référence bibliographique.
- Oreski, G, et GM Wallner. 2006. « Structure–infrared optical property–correlations of polar ethylene copolymer films for solar applications ». *Solar energy materials and solar cells*, vol. 90, n° 9, p. 1208-1219.
- Oreski, G., D. Tscharnuter et G. M. Wallner. 2010. « Determination of solar optical properties of transparent polymer films using UV/vis spectroscopy ». *Solar Energy Materials and Solar Cells*, vol. 94, n° 5, p. 884-891.
- Oreski, Gernot, Daniel Tscharnuter et Gernot M. Wallner. 2008. « Development of Methods to Determine the Infrared-Optical Properties of Polymer Films ». *Macromolecular Symposia*, vol. 265, n° 1, p. 124-133.
- Pappas, Alexandra, et Zhiqiang Zhai. 2008. « Numerical investigation on thermal performance and correlations of double skin façade with buoyancy-driven airflow ». *Energy and Buildings*, vol. 40, n° 4, p. 466-475.

- Patankar, S. V., et D. B. Spalding. 1972. « A calculation procedure for heat, mass and momentum transfer in three-dimensional parabolic flows ». *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 15, n° 10, p. 1787-1806.
- Pesaran, Ahmad A., et Keith B. Wipke. 1994. « Use of unglazed transpired solar collectors for desiccant cooling ». *Solar Energy*, vol. 52, n° 5, p. 419-427.
- Pouliot, Francis. 2003. « Évaluation de l'efficacité technique et économique d'un mur solaire dans un bâtiment d'élevage porcin ». Centre de référence en agriculture et agroalimentaire du Québec.
- Quesada, Guillermo, Daniel Rouse, Yvan Dutil, Messaoud Badache et Stéphane Hallé. 2012a. « A comprehensive review of solar facades. Opaque solar facades ». *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 16, n° 5, p. 2820-2832.
- Quesada, Guillermo, Daniel Rouse, Yvan Dutil, Messaoud Badache et Stéphane Hallé. 2012b. « A comprehensive review of solar facades. Transparent and translucent solar facades ». *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 16, n° 5, p. 2643-2651.
- Raman, R, S Mantell, J Davidson, C Wu et G Jorgensen. 2000. « A review of polymer materials for solar water heating systems ». *Journal of Solar Energy Engineering*, vol. 122, p. 92.
- RETScreen. 2009. *Logiciel d'analyse de projets d'énergies propres*. En ligne. Varenne-Montréal < <http://www.etscreen.net/fr/download.php> >. Consulté le 7 septembre 2009.
- Robert J, Moffat. 1988. « Describing the uncertainties in experimental results ». *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 1, n° 1, p. 3-17.
- Rouse, D.R., 1994. Numerical Predictions of Multidimensional Conduction, Convection and Radiation Heat Transfer in Participating Media.Ph.D. Thesis, McGill University, Canada.
- Rouse, D.R., 1996. Numerical method for conduction, convection and radiation heat transfer in three-dimensional geometries. In: Proc. 2<sup>nd</sup> European Thermal-Sciences and 14th UIT National Heat Transfer Conference, Rome, pp. 1425–1433.
- Resources naturelles canada. 2013a. «Consommation d'énergie secondaire et émissions de GES au Canada par source d'énergie». En ligne. ottawa: < [http://oee.rncan.gc.ca/organisme/statistiques/bnce/apd/guide\\_toussecteurs\\_ca.cfm?attr=0](http://oee.rncan.gc.ca/organisme/statistiques/bnce/apd/guide_toussecteurs_ca.cfm?attr=0)>. Consulté juillet 2013.
- Resources naturelles canada. 2013b. «Tableaux du Guide de données sur la consommation d'énergie (Canada) - Ensemble des secteurs d'utilisation finale». En ligne. ottawa: <

<http://www.data.gc.ca/data/fr/dataset/23b85a02-a358-42b6-86c3-753b0355b616> >. Consulté juillet 2013.

- Sandberg, M., et B. Moshfegh. 1996. « Investigation of fluid flow and heat transfer in a vertical channel heated from one side by PV elements, part II-Experimental study ». *Renewable Energy*, vol. 8, n° 1, p. 254-258.
- Schlichting, H. 1979. « Boundary Layer Theory, McGraw-Hill, New York, 1979 ».
- Shukla, Ashish, Dan Nchelatebe Nkwetta, YJ 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.
- Sodha, MS, et R. Chandra. 1994. « Solar drying systems and their testing procedures: a review ». *Energy Conversion and Management*, vol. 35, n° 3, p. 219-267.
- Sparrow, E. M., et M. Carranco Ortiz. 1982. « Heat transfer coefficients for the upstream face of a perforated plate positioned normal to an oncoming flow ». *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 25, n° 1, p. 127-135.
- STATGRAPHICS Centurion XV. 2009. *Statgraphics Centurion XV*.(Version XV). École de technologie supérieur ( Montréal) < <http://www.etsmtl.ca/> >.
- 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 *American Solar Energy Society Annual Conference*. sous la dir. de CampbellHowe, R., et B. WilkinsCrowder, p. 112-117.
- Summers, David N. 1995. « Thermal Simulation and Economic Assessment of Unglazed Transpired Collector Systems ». University of Wisconsin-Madison. In /z-wcorg/. <http://worldcat.org>.
- Swift. 2009. *outil de conception d'installations de capteurs Solarwall*.(Version 2009). en ligne. Canmet énergie,. < [http://canmetenergy-canmetenergie.nrcan-rncan.gc.ca/fra/outils\\_logiciels/swift.html](http://canmetenergy-canmetenergie.nrcan-rncan.gc.ca/fra/outils_logiciels/swift.html) >. Consulté le 23 septembre 2009.
- Tabloul, Samir Chaouki, et Bernard Baudoin. 2006. « Accroissement du transfert convectif dans une couche limite turbulente perturbée par un obstacle décollé de la paroi ». Université de Valenciennes 176 p.
- Tabor, H., et H. Zeimer. 1962. « Low-cost focussing collector for solar power units ». *Solar Energy*, vol. 6, n° 2, p. 55-59.
- Tchinda, René. 2009. « A review of the mathematical models for predicting solar air heaters systems ». *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 13, n° 8, p. 1734-1759.

- Tjandraatmadja, G. F., L. S. Burn et M. C. Jollands. 2002. « Evaluation of commercial polycarbonate optical properties after QUV-A radiation—the role of humidity in photodegradation ». *Polymer Degradation and Stability*, vol. 78, n° 3, p. 435-448.
- Trombe, A., et J. A. Moreau. 1995. « Surface temperature measurement of semi-transparent material by thermocouple in real site experimental approach and simulation ». *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 38, n° 15, p. 2797-2807.
- 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)*, p. 130.
- Veronique, Delisle. 2008 «Analytical and Experimental Study of a PV/Thermal Transpired Collector ». Waterloo, University of Waterloo, 216 p.
- Vigier, Michel. 1988. *Pratique des plans d'experiences : methodologie Taguchi*. Coll. « La petite encyclopédie de la qualité ». Paris: Éditions d'Organisation, 155 p.
- Wallner, G. M., et R. W. Lang. 2005. « Aging of polymeric films for transparent insulation wall applications ». *Solar Energy*, vol. 79, n° 6, p. 603-611.
- Wallner, G. M., W. Platzer et R. W. Lang. 2005. « Structure-property correlations of polymeric films for transparent insulation wall applications. Part 2: Infrared optical properties ». *Solar Energy*, vol. 79, n° 6, p. 593-602.
- Weerakoon, A., P. Richards, I. McClew et J. Deans. 2004. « Use of perforated metal sheets as solar collectors for building space heating ».
- Whillier, A. 1963. « Plastic covers for solar collectors ». *Journal Name: Sol. Energy; Journal Volume: 7:3*, vol. 7:3, p. 148-51.
- Wong, I. L., P. C. Eames et R. S. Perera. 2007. « A review of transparent insulation systems and the evaluation of payback period for building applications ». *Solar Energy*, vol. 81, n° 9, p. 1058-1071.

- Wu, Chien-Fu, et Michael Hamada. 2009. *Experiments : planning, analysis, and optimization*, 2nd. Hoboken, N.J.: Wiley, 716 p.
- Zhang, Z., W. Zhang, Z.J. Zhai et Q.Y. Chen. 2007. « Evaluation of various turbulence models in predicting airflow and turbulence in enclosed environments by CFD: Part 2—Comparison with experimental data from literature ». *HVAC&R Research*, vol. 13, n° 6, p. 871-886.

