

ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE
UNIVERSITÉ DU QUÉBEC

MÉMOIRE PRÉSENTÉ À
L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE

COMME EXIGENCE PARTIELLE
À L'OBTENTION DE LA
MAÎTRISE EN GÉNIE,
CONCENTRATION ÉNERGIES RENOUVELABLES
ET EFFICACITÉ ÉNERGÉTIQUE
M. Sc. A.

PAR
Laura GUILLON

COMPARAISON DES PERFORMANCES ÉNERGÉTIQUES DE DEUX MURS
SOLAIRES AÉRAULIQUES EN CONDITION RÉELLE DE FONCTIONNEMENT

MONTRÉAL, LE 13 OCTOBRE 2015



Laura Guillon, 2015



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

CE MÉMOIRE A ÉTÉ ÉVALUÉ

PAR UN JURY COMPOSÉ DE :

M. Daniel Rousse, directeur de mémoire
Département de Génie Mécanique à l'École de technologie supérieure

M. Stéphane Hallé, co-directeur de mémoire
Département de Génie Mécanique à l'École de technologie supérieure

M. Robert Hausler, président du jury
Département de Génie de la Construction à l'École de technologie supérieure

M. Ricardo Zednik, membre du jury
Département de Génie Mécanique à l'École de technologie supérieure

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

LE 29 SEPTEMBRE 2015

À L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE

REMERCIEMENTS

Ces quelques lignes ne me suffiront pas pour remercier et citer toutes les personnes que je souhaiterais. Alors, merci à tous ceux et celles qui ont croisé mon chemin et ont contribué de près ou de loin à ce projet formateur qu'est la réalisation d'une maîtrise en recherche.

Je tiens à remercier en premier lieu mon directeur, Professeur Daniel Rouse et mon co-directeur, Professeur Stéphane Hallé, pour la confiance qu'ils m'ont accordée et pour leur accompagnement tout au long de ce projet de recherche. Votre disponibilité, vos précieux conseils et votre aide ont été très appréciés.

Je remercie aussi Stéphane Brunet et Geneviève Bussièrès qui ont contribué à la mise en place de ce projet, mais aussi à toute l'équipe du CTGN qui m'a accueillie, accompagnée et aidée durant ces deux années. Alain, François et André, merci pour votre aide, même dans les conditions hivernales les plus extrêmes!

Je remercie également ma famille en particulier mes parents Joane et Lionel, ma sœur Paloma, mes grands-parents. Votre appui, vos encouragements sont essentiels à mon épanouissement. Merci d'être toujours présents à mes côtés, malgré cet océan qui désormais nous sépare!

Une pensée également pour mes amies les plus chères, Audrey, Gaëlle, Ludivine, Elsa. Merci d'être restées de fantastiques amies et de m'avoir soutenue dans ce projet et dans mon choix de vie, même si celui-ci signifie que je reste loin de vous... Je n'oublie pas également les collègues et copains de la chaire t3e aux côtés desquels ce fût un plaisir de travailler et d'évoluer!

Finalement, il m'est impossible d'oublier Jacques-Olivier. Merci pour ton écoute, ton soutien, tes conseils, ton aide et tes encouragements. Sans le savoir, par ta présence au quotidien, tu as grandement contribué à la réussite de ce projet!

COMPARAISON DES PERFORMANCES ÉNERGÉTIQUES DE DEUX MURS SOLAIRES AÉRAULIQUES EN CONDITION RÉELLE DE FONCTIONNEMENT

Laura GUILLON

RÉSUMÉ

Dans le contexte de lutte contre les changements climatiques, les technologies solaires thermiques ont un avenir prometteur notamment puisqu'elles contribuent à diminuer la consommation énergétique d'un bâtiment. Les collecteurs solaires perforés sont généralement utilisés pour préchauffer l'air extérieur destiné au chauffage des espaces ou à des procédés industriels. Il existe plusieurs types de collecteurs solaires perforés au sein desquels les mécanismes de transferts thermiques s'effectuent différemment.

L'objectif principal de cette étude est de comparer les performances de deux collecteurs solaires perforés : l'un ayant une plaque perforée opaque (UTC) et l'autre une plaque perforée transparente (TTC). Un montage expérimental situé sur un bâtiment de la région de Montréal a permis d'étudier ces collecteurs en conditions réelles de fonctionnement, soumis à des conditions météorologiques variées durant une période d'une année.

La comparaison des performances des deux collecteurs étudiés démontre que, malgré leur différence, ils offrent des rendements thermiques semblables. Ce rendement varie en fonction des conditions météorologiques et du débit d'aspiration fixé, et se situe généralement entre 43 et 54%, sur une base mensuelle.

Une étude statistique basée sur les données expérimentales obtenues a permis d'analyser l'influence du débit, du rayonnement solaire et du vent sur les performances des deux collecteurs. Les résultats confirment que le débit et le rayonnement solaire influencent les rendements des deux collecteurs. La vitesse du vent a aussi une influence, en particulier sur l'UTC dont l'absorbeur est directement soumis aux conditions météorologiques. Pour les deux collecteurs, la direction du vent n'apparaît pas comme étant un paramètre important.

Finalement, une étude spécifique visant à étudier la répartition des températures dans les plénums des collecteurs montre que pour des débits élevés, l'aspiration de l'air extérieur ne se fait pas de façon uniforme entraînant ainsi une stagnation de l'air chaud dans le bas des collecteurs. Les performances des collecteurs ne sont donc pas optimales pour d'importants débits d'aspiration.

Finalement, d'un point de vue économique, en raison du faible coût de l'énergie au Québec, l'installation de ces collecteurs solaires ne permet pas des retours sur investissement dans une durée raisonnable.

Mots Clés : collecteurs solaires perforés, étude expérimentale, analyse statistique, étude du vent

EXPERIMENTAL COMPARISON OF THERMAL PERFORMANCES OF TWO SOLAR TRANSPIRED COLLECTORS IN REAL CONDITIONS

Laura GUILLON

ABSTRACT

Solar thermal technologies have great potential to reduce the energy consumption of buildings. Transpired solar collectors can preheat air for space heating or industrial processes. There are two principal technologies of transpired solar collectors, involving different heat transfer mechanisms.

The main objective of this study is to give a performance comparison of two transpired solar collectors: one is an unglazed transpired collector (UTC), and the other one is a transparent transpired collector (TTC). An experimental set-up located in Montreal is used to study these collectors under real operating and various weather conditions during one year.

The results show that, despite their different characteristics, they have similar thermal performances. Their efficiencies vary according to weather conditions and suction airflow, between 43 and 54%.

A statistical study based on experimental data analyzes the influence of airflow rate, solar radiation and wind on the performance of both collectors. The results confirm that the airflow rate and the solar radiation are the most influent parameters. Wind speed also has an influence in particular on the UTC which the absorber is directly subject to weather conditions. For both collectors, wind direction is not a significant parameter.

Finally, a study investigating the temperature inside the plenum collector's shows that for high flow rates, suction is not uniform producing hot spots. The performances of the collectors are not optimal for high suction velocity.

Finally, from an economic point of view, due to the low cost of energy in Quebec, the installation of these solar collectors does not give a reasonable payback time

Key words: Transpired solar collectors, experimental study, statistical analysis, wind study

TABLE DES MATIÈRES

	Page
INTRODUCTION	1
CHAPITRE 1 REVUE BIBLIOGRAPHIQUE.....	9
1.1 Évolution du rendement thermique d'un UTC et d'un TTC en fonction de divers paramètres.....	9
1.1.1 Débit d'aspiration.....	11
1.1.2 Rayonnement solaire incident.....	11
1.1.3 Géométrie des perforations : diamètre et pas.....	12
1.1.4 Profondeur du plénum.....	13
1.1.5 Conductivité thermique de la plaque d'un UTC.....	13
1.1.6 Absorptivité et émissivité de la plaque d'un UTC.....	13
1.2 Interaction entre le vent et les collecteurs solaires perforés	14
1.2.1 Écoulement d'air en zone urbaine.....	14
1.2.2 Influence du vent sur les performances d'un UTC	16
CHAPITRE 2 DESCRIPTION ET FONCTIONNEMENT DU DISPOSITIF EXPÉRIMENTAL.....	19
2.1 Dispositif expérimental.....	19
2.1.1 Caractéristiques du TTC étudié	20
2.1.2 Caractéristiques de l'UTC étudié.....	21
2.1.3 Système d'aspiration de l'air	23
2.1.4 Vieillesse des collecteurs solaires perforés	24
2.2 Instrumentation et acquisition de données.....	24
2.2.1 Système d'acquisition HOBO.....	25
2.2.2 Mesures de températures.....	25
2.2.3 Mesures du rayonnement solaire incident.....	27
2.2.4 Mesures de la vitesse d'aspiration de l'air.....	28
2.2.5 Calcul du débit d'aspiration de l'air.....	31
2.2.6 Mesures des composantes du vent	32
2.3 Validité et fiabilité des instruments de mesure utilisés.....	33
CHAPITRE 3 RÉSULTATS EXPÉRIMENTAUX.....	37
3.1 Énergie de préchauffage mensuelle pour les deux collecteurs	37
3.1.1 Correction hivernale des données brutes	40
3.1.2 Énergie de préchauffage en journée avec un ciel clair	44
3.1.2.1 Débit d'aspiration de $0,035 \text{ m}^3/(\text{s}\times\text{m}^2)$	44
3.1.2.2 Débit d'aspiration de $0,020 \text{ m}^3/(\text{s}\times\text{m}^2)$	46
3.1.3 Énergie de préchauffage en journée avec un ciel mi-clair.....	47
3.1.3.1 Débit d'aspiration de $0,035 \text{ m}^3/(\text{s}\times\text{m}^2)$	47
3.1.3.2 Débit d'aspiration de $0,020 \text{ m}^3/(\text{s}\times\text{m}^2)$	49
3.2 Influence des conditions météorologiques sur les collecteurs solaires perforés.....	50

3.2.1	Influence des précipitations sur le débit d'aspiration	50
3.2.2	Influence de la vitesse et de la direction du vent sur les performances	53
3.3	Répartition des températures dans les plénums des collecteurs solaires perforés à air.....	59
3.3.1	Influence de la saison.....	61
3.3.2	Influence du débit d'aspiration	65
3.3.3	Influence de la configuration des TTC (avec ou sans fentes).....	70
3.3.4	Validation par imagerie thermique	72
3.4	Analyse économique succincte	76
	CONCLUSION.....	81
	ANNEXE I CARACTÉRISTIQUES DES CAPTEURS DE TEMPÉRATURE	83
	ANNEXE II CARACTÉRISTIQUES DES CAPTEURS DE RAYONNEMENT	85
	ANNEXE III CARACTÉRISTIQUES DES ADAPTATEURS.....	87
	ANNEXE IV CERTIFICAT DE CALIBRATION	89
	ANNEXE V CARACTÉRISTIQUES DE L'ANÉMOMÈTRE.....	91
	ANNEXE VI ÉTALONNAGE DES CAPTEURS DE TEMPÉRATURE	95
	ANNEXE VII RÉSULTATS EN JOURNÉES AVEC UN CIEL COUVERT	97
	ANNEXE VIII CORRÉLATION D'ERBS.....	101
	ANNEXE IX INCERTITUDE DE MESURE	103
	ANNEXE X PUBLICATIONS	105
	BIBLIOGRAPHIE.....	107

LISTE DES TABLEAUX

	Page
Tableau 2.1	Caractéristiques optiques de la plaque perforée du TTC20
Tableau 2.2	Caractéristiques optiques de la plaque perforée de l'UTC22
Tableau 3.1	Coefficient de la droite de régression pour la correction de l'énergie du TTC42
Tableau 3.2	Conditions météorologiques du 25 septembre 2014 et du 21 janvier 2015.....61
Tableau 3.3	Conditions météorologiques du 19 septembre 2014 et du 14 janvier 2015.....66
Tableau 3.4	Conditions météorologiques du 25 mai 201471
Tableau 3.5	Énergie solaire disponible théoriquement en fonction de l'orientation du collecteur, dans un plan vertical et pour la ville de Montréal.....77
Tableau 3.6	Détails de l'analyse économique (base annuelle)79
Tableau 3.7	Détails de l'analyse économique pour l'UTC remplaçant le chauffage au gaz naturel (base mensuelle)79

LISTE DES FIGURES

	Page
Figure 0.1	Évolutions de l’approvisionnement total en énergie primaire en Mtep (gauche) et des émissions de CO ₂ (droite) selon le type d’énergie en Mt de CO ₂ , depuis 1971 Tirée de International Energy Agency (2014c, p. 6 et 44)1
Figure 0.2	Répartition de la consommation totale en énergie primaire pour le Canada selon le type de ressource en 2012.....2
Figure 0.3	Consommation énergétique et émissions de CO ₂ par habitant en 20122
Figure 0.4	Évolution de la consommation des différentes formes d’énergies au Québec entre 1978 et 2011 Tirée de Gouvernement du Québec (2014, p. 6).....3
Figure 0.5	Consommation d’énergie par secteur et par forme d’énergie au Québec en 2011 Tirée de Gouvernement du Québec (2014, p. 5).....4
Figure 0.6	Schéma d'un UTC Tirée de Ressources naturelles Canada (2004, p. 8).....6
Figure 0.7	Schéma d'un TTC Tirée de Badache (2013, p. 31).....7
Figure 1.1	Écoulement bidimensionnel typique d’un écoulement d’air normal à la surface d’un bâtiment Tirée de World Meteorological Organization (2008, p. 579).....14
Figure 2.1	Photographie des collecteurs solaires perforés à air présents au CTGN ...19
Figure 2.2	Caractéristiques géométriques du TTC étudié.....21
Figure 2.3	Photographie des fentes dans le bas du collecteur TTC21
Figure 2.4	Profil de l'UTC étudié22
Figure 2.5	Localisation des perforations sur la plaque de l'UTC22
Figure 2.6	Schéma du système de ventilation du montage expérimental23
Figure 2.7	Schéma de la répartition des sondes de températures dans le plénum des collecteurs27
Figure 2.8	Courant de sortie du MiniAir64 en fonction de la vitesse de l'air Tirée de Schiltknecht (2014, p. 57).....28

Figure 2.9	Câblage classique de l'adaptateur HOBO Tirée de Onset HOBO Data Loggers (2014a, p. 3)	29
Figure 2.10	Illustration du positionnement axial de la sonde de mesure de la vitesse de l'air dans la conduite.....	30
Figure 2.11	Fluctuations de la vitesse dans le temps au sein d'un écoulement turbulent (Çengel et Cimbala, 2010).....	30
Figure 2.12	Profil de vitesse d'un écoulement laminaire et turbulent	31
Figure 2.13	Courbe du fabricant et points de mesure pour l'étalonnage des MiniAir64	35
Figure 3.1	Ensoleillement quotidien moyen sur un plan vertical orienté au sud, sur une base annuelle sur le Québec (Ressources naturelles Canada, 2014)	37
Figure 3.2	Énergie utile moyenne journalière et rendement de l'UTC et du TTC en fonction du mois de l'année	39
Figure 3.3	Augmentation de la température de sortie des collecteurs, le 29 décembre 2014	41
Figure 3.4	Énergie récupérée la nuit en fonction de la température extérieure pour des bas débits (à gauche) et des hauts débits (à droite), pour le mois de décembre 2014.....	43
Figure 3.5	Énergie utile récupérée (données corrigées), le 29 décembre 2014.....	44
Figure 3.6	Énergie utile moyenne journalière et rendement de l'UTC et du TTC pour des journées à ciel clair ($k_T \geq 0,75$) à haut débit d'aspiration ($V = 0,035 \text{ m}^3/(\text{s} \times \text{m}^2)$).....	45
Figure 3.7	Énergie utile moyenne journalière et rendement de l'UTC et du TTC pour des journées à ciel clair ($k_T \geq 0,75$) à bas débit d'aspiration ($V = 0,020 \text{ m}^3/(\text{s} \times \text{m}^2)$).....	46
Figure 3.8	Énergie utile moyenne journalière et rendement de l'UTC et du TTC pour des journées à ciel mi-clair ($0,75 > k_T \geq 0,35$) à haut débit d'aspiration ($V = 0,035 \text{ m}^3/(\text{s} \times \text{m}^2)$).....	48
Figure 3.9	Énergie utile moyenne journalière et rendement de l'UTC et du TTC pour des journées à ciel mi-clair ($0,75 > k_T \geq 0,35$) à bas débit d'aspiration ($V = 0,020 \text{ m}^3/(\text{s} \times \text{m}^2)$).....	49

Figure 3.10	Évolution des débits d'aspiration lors de périodes de précipitations, le 6 septembre 2014	51
Figure 3.11	Évolution des débits d'aspiration lors de périodes de précipitations, le 8 février 2015	51
Figure 3.12	Photographie des collecteurs, le 11 décembre 2014	52
Figure 3.13	Évolution du rendement en fonction de la vitesse du vent, du rayonnement solaire (G_T) et du débit d'aspiration (V) pour l'UTC et le TTC	57
Figure 3.14	Schéma des moyennes de températures dans le plénum.....	60
Figure 3.15	Augmentation de la température dans le plénum du TTC selon l'axe vertical (à gauche) et l'axe horizontal (à droite) le 25 septembre 2014.....	62
Figure 3.16	Augmentation de la température dans le plénum du TTC selon l'axe vertical (à gauche) et l'axe horizontal (à droite) le 21 janvier 2015	62
Figure 3.17	Augmentation de la température dans le plénum de l'UTC selon l'axe vertical (à gauche) et l'axe horizontal (à droite) le 25 septembre 2014.....	64
Figure 3.18	Augmentation de la température dans le plénum de l'UTC selon l'axe vertical (à gauche) et l'axe horizontal (à droite) le 21 janvier 2015	64
Figure 3.19	Augmentation de la température dans le plénum du TTC selon l'axe vertical (à gauche) et l'axe horizontal (à droite) le 19 septembre 2014.....	67
Figure 3.20	Augmentation de la température dans le plénum du TTC selon l'axe vertical (à gauche) et l'axe horizontal (à droite) le 14 janvier 2015	67
Figure 3.21	Augmentation de la température dans le plénum de l'UTC selon l'axe vertical (à gauche) et l'axe horizontal (à droite) le 19 septembre 2014.....	69
Figure 3.22	Augmentation de la température dans le plénum de l'UTC selon l'axe vertical (à gauche) et l'axe horizontal (à droite) le 14 janvier 2015	69
Figure 3.23	Augmentation de la température de l'air dans le TTC selon l'axe vertical (à gauche) et l'axe horizontal (à droite) pour le 25 mai 2014.....	71
Figure 3.24	Image thermique de la surface du collecteur TTC.....	73
Figure 3.25	Variation de la température de surface du TTC selon l'axe horizontal (à gauche) et selon l'axe vertical (à droite).....	73
Figure 3.26	Image thermique de la surface du collecteur UTC	74

XVIII

Figure 3.27	Variation de la température de surface de l'UTC selon l'axe horizontal (à gauche) et selon l'axe vertical (à droite).....	75
Figure 3.28	Image thermique des ondulations de la plaque de l'UTC.....	76

LISTE DES ABRÉVIATIONS, SIGLES ET ACRONYMES

ASHRAE	American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers
CFD	<i>Computational Fluid Dynamic</i>
CO ₂	Dioxyde de carbone
CTGN	Centre des technologies du gaz naturel
GES	Gaz à effet de serre
PBL	<i>Planetary Boundary Layer</i> (couche limite atmosphérique)
PRI	Période de retour sur investissement
RBL	<i>Rural Boundary Layer</i> (couche limite rurale)
RSI	Résistance thermique selon le système international
TTC	<i>Transparent Transpired Collector</i> (collecteur perforé transparent)
UBL	<i>Urban Boundary Layer</i> (couche limite urbaine)
UCL	<i>Urban Canopy Layer</i> (couche de canopée)
UTC	<i>Unglazed Transpired Collector</i> (collecteur perforé opaque)

LISTE DES SYMBOLES ET UNITÉS DE MESURE

Symboles

A_c	Aire du collecteur [m ²]
A_{pipe}	Aire de la conduite de sortie du collecteur [m ²]
α	Absorptivité totale au rayonnement solaire [-]
β	Inclinaison du collecteur par rapport à l'horizontale [°]
C_p	Chaleur massique de l'air [J/(kg×K)]
$\overline{C_p}$	Chaleur massique de l'air moyenne sur 10 minutes [J/(kg×K)]
D	Diamètre des perforations [mm]
δ	Déclinaison solaire [°]
ΔP	Différence de pression [po H ₂ O]
$\overline{\Delta T}$	Augmentation moyenne de la température sur 10 minutes [K]
Δx	Incertitude sur la mesure x , x pouvant caractérisé plusieurs symboles
ΔE_{jour}	Incertitude sur l'énergie récupérée en moyenne chaque jour [kWh/jour]
E_{10}	Énergie utile récupérée en moyenne chaque 10 minutes [J]
e_{plaque}	Épaisseur de la plaque perforée [mm]
ε	Émissivité totale à la température de la surface
G_{on}	Radiation solaire extraterrestre journalière horizontale [W/m ²]
G_T	Rayonnement solaire total incident [W/m ²]
h	Hauteur du collecteur [m]
H	Rayonnement journalier [J/m ²]
H_o	Rayonnement solaire horizontal global journalier [J/m ²]
H_d	Rayonnement solaire horizontal diffus journalier [J/m ²]
H_b	Rayonnement solaire horizontal direct journalier [J/m ²]
H_T	Rayonnement solaire incliné global journalier [J/m ²]
k_s	Conductivité thermique de la plaque perforée [W/(m×K)]
k_T	Indice de clarté [-]
\dot{m}	Débit massique d'aspiration de l'air [kg/s]
\bar{m}	Débit massique d'aspiration de l'air moyen sur 10 minutes [kg/s]
n	Nombre d'échantillons
η	Rendement thermique du collecteur solaire [%]
ω_s	Angle solaire horaire [°]
$p_{plénum}$	Profondeur du plénum [cm]
P	Pas entre les perforations [mm]
\emptyset	Latitude du lieu [°]
\dot{Q}_{utile}	Énergie utile du collecteur solaire par unité de temps [W]
$\dot{Q}_{solaire}$	Énergie solaire disponible par unité de temps [W]
R_{pipe}	Rayon de la conduite de sortie des collecteurs (= 0,2032 m)
R_b	Ratio entre le rayonnement direct dans un plan incliné et dans le plan horizontal
ρ	Réflectivité totale au rayonnement solaire [-]
ρ_g	Albédo

σ	Porosité de la plaque perforée [-]
T_{out}	Température à la sortie du collecteur [°C]
T_{amb}	Température ambiante extérieure [°C]
θ_{vent}	Direction du vent [°]
τ	Transmissivité totale au rayonnement solaire [-]
\check{V}_{air}	Vitesse instantanée mesurée de l'écoulement d'air [m/s]
\bar{V}_{air}	Vitesse moyenne mesurée de l'écoulement d'air [m/s]
V_{air}	Vitesse moyenne appropriée de l'écoulement d'air [m/s]
V_{vent}	Vitesse du vent [m/s]
\dot{V}	Débit volumétrique d'aspiration de l'air [m ³ /s]
\dot{V}''	Débit volumétrique unitaire d'aspiration de l'air [m ³ /(s×m ²)]
z_H	Hauteur de la couche de canopée [m]
z_r	Hauteur de la sous-couche rugueuse [m]

Indices

TTC	<i>Transparent Transpired Collector</i> (collecteur perforé transparent)
UTC	<i>Unglazed Transpired Collector</i> (collecteur perforé opaque)

Unités de mesure

Mtep	Unité d'énergie en million de tonnes équivalent pétrole
Mt	Unité de masse en million de tonnes
Pa	Unité de pression en Pascal
m/s	Unité de vitesse en mètre par seconde
m ²	Unité de surface en mètre carré
cm	Unité de longueur en centimètre
mm	Unité de longueur en millimètre
m	Unité de longueur en mètre
CFM	Unité de débit en pied cube par minute
m ³ /s	Unité de débit en mètre cube par seconde
po H ₂ O	Unité de pression en pouce d'eau
po	Unité de longueur en pouce
mA	Unité de courant en milliampère
°C	Unité de température en degrés Celsius

INTRODUCTION

Les répercussions du réchauffement climatique sur l'environnement, l'économie et la société sont bien connues depuis 1990 (Watson et al., 1990) pourtant, « peu de signes laissent à penser que le changement d'orientation nécessaire des tendances énergétiques mondiales est amorcé » (International Energy Agency, 2011b, p. 3). En effet, comme présenté sur la Figure 0.1, l'approvisionnement énergétique mondial ainsi que les émissions de dioxyde de carbone ne cessent d'augmenter. Entre 1990 et 2012, ils sont respectivement passés de 8 780 à 13 371 Mtep et de 20 974 à 31 734 Mt de CO₂, soit une augmentation supérieure à 50 % dans les deux cas (International Energy Agency, 2014b). En 2012, les énergies fossiles, en partie responsables des émissions de gaz à effet de serre, représentent encore 81,7 % du cocktail énergétique mondial. Et finalement, seulement 13,5 % de l'approvisionnement énergétique mondial provient de sources renouvelables (International Energy Agency, 2014c).

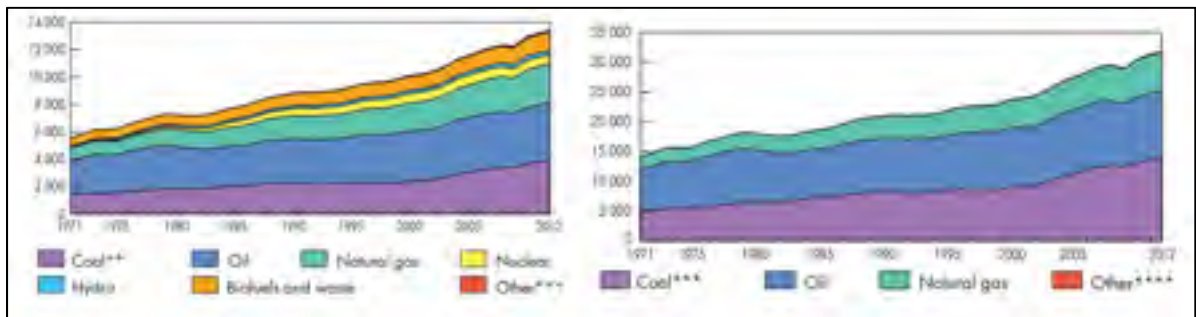


Figure 0.1 Évolutions de l'approvisionnement total en énergie primaire en Mtep (gauche) et des émissions de CO₂ (droite) selon le type d'énergie en Mt de CO₂, depuis 1971
Tirée de International Energy Agency (2014c, p. 6 et 44)

Le Canada est un grand consommateur d'énergie ; il représentait à lui seul 2 % de la consommation énergétique mondiale en 2012, soit 251,85 Mtep, malgré qu'il ne soit constitué que de 0,5 % de la population mondiale (International Energy Agency, 2014c). Comme présenté sur la Figure 0.2, 17,2 % de son approvisionnement est d'origine renouvelable ce qui est supérieur à la moyenne mondiale (International Energy Agency, 2014a). Malgré cela, le Canada est un important émetteur de gaz à effet de serre, 702 Mt de CO₂ en 2011 soit 2 % des émissions mondiales, dont le quart est généré par la production

d'énergie à partir de combustibles fossiles issus notamment des sables bitumineux (Ressources naturelles Canada, 2013).

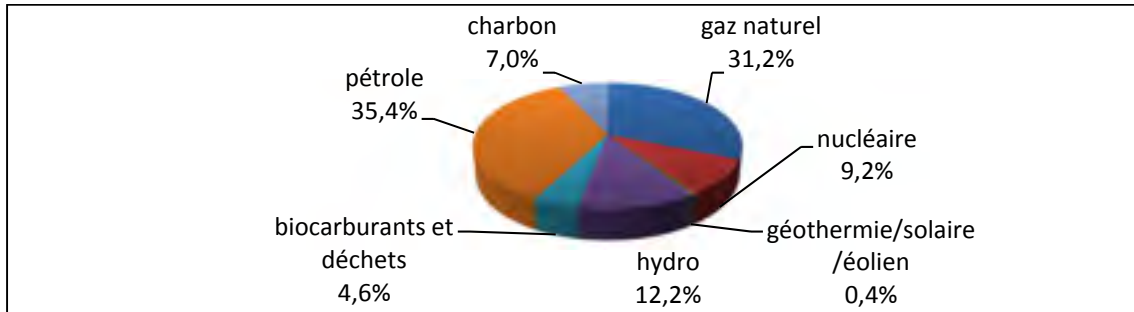


Figure 0.2 Répartition de la consommation totale en énergie primaire pour le Canada selon le type de ressource en 2012

La comparaison du Canada avec différents pays industrialisés, en termes de consommation énergétique et d'émissions de CO₂ par habitant, présentée sur la Figure 0.3, confirme les affirmations précédentes (International Energy Agency, 2014c).

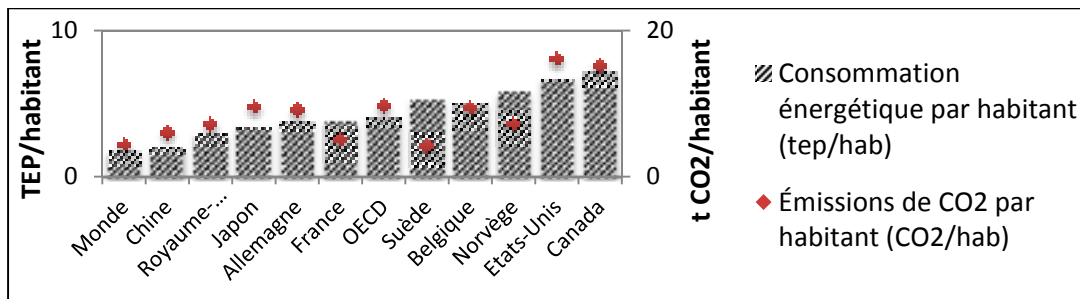


Figure 0.3 Consommation énergétique et émissions de CO₂ par habitant en 2012

Au Québec, depuis 1985, la consommation finale d'énergie augmente annuellement d'environ 0,9 % (Ministère des Ressources naturelles du Québec, 2010). En 2012, celle-ci s'élevait à 42,5 Mtep ou 5,2 tep/habitant soit l'équivalent de 15,6 litres d'essence par jour et par personne pendant l'année complète, ce qui est inférieur de 28 % à la moyenne canadienne (Statistique Canada, 2014b). L'évolution et la répartition de la consommation québécoise selon les formes d'énergies utilisées sont présentées dans la Figure 0.4.

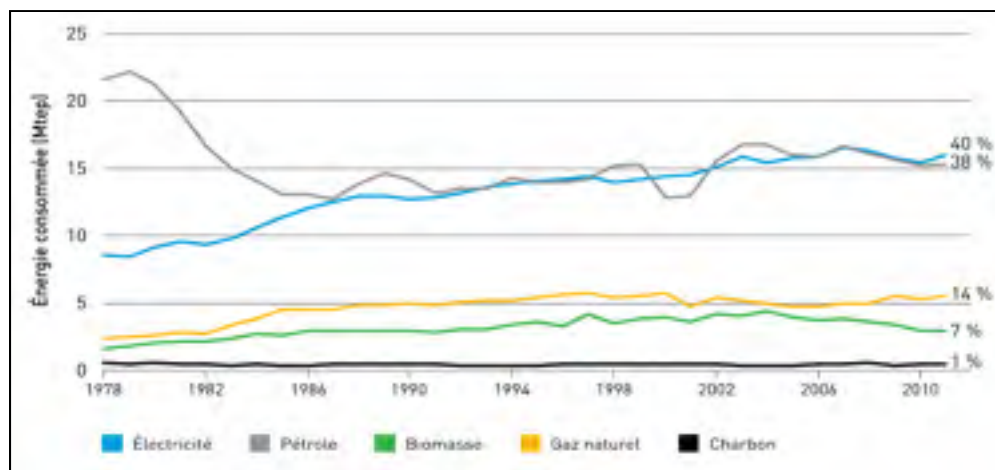


Figure 0.4 Évolution de la consommation des différentes formes d'énergies au Québec entre 1978 et 2011
Tirée de Gouvernement du Québec (2014, p. 6)

L'électricité représente 40 % de la consommation énergétique des Québécois. Ceux-ci sont d'ailleurs les deuxièmes plus grands consommateurs d'électricité au monde après l'Islande. Cela s'explique notamment par le chauffage électrique répandu dans le secteur résidentiel, la présence d'industries énergivores et les faibles tarifs de l'électricité. Le Québec possède aussi la particularité d'avoir une production électrique presque entièrement renouvelable puisqu'elle provient à 99,4 % de l'hydraulique et de l'éolien (Statistique Canada, 2014a).

Comme présenté sur la Figure 0.5, en 2011, le secteur industriel représente environ 37 % de la consommation totale d'énergie de la province en raison surtout des industries des pâtes et papiers et celles de la fonte et de l'affinage (comprenant les alumineries). Le secteur des transports consomme 29 % de l'énergie et est le principal émetteur de gaz à effet de serre (42,5 %) au Québec en raison de l'utilisation massive du pétrole. Le secteur résidentiel et le secteur commercial et institutionnel représentent, respectivement, 15 % et 19 % de la consommation énergétique au Québec en 2011 (Gouvernement du Québec, 2014).

Actuellement en pleine réflexion sur sa future politique énergétique, le gouvernement du Québec souhaite réduire, d'ici 2020, de 25 % les émissions de gaz à effet de serre par rapport à leurs niveaux de 2010 et favoriser l'efficacité énergétique. Pour cela, il souhaite,

notamment, diminuer l'utilisation des énergies fossiles dans les bâtiments en misant sur les énergies renouvelables déjà en place, mais aussi en contribuant au développement d'énergies renouvelables émergentes (Gouvernement du Québec, 2013). Le développement de l'énergie solaire semble être l'une des solutions envisageables pour contribuer à l'atteinte de ces objectifs.

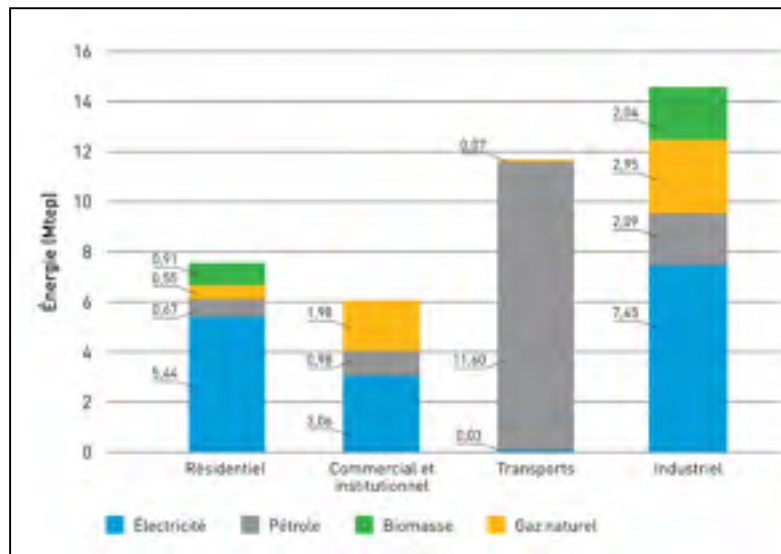


Figure 0.5 Consommation d'énergie par secteur et par forme d'énergie au Québec en 2011
Tirée de Gouvernement du Québec (2014, p. 5)

À l'échelle mondiale, la généralisation de l'énergie solaire permettrait à la fois de réduire les émissions de gaz à effet de serre qui menacent un changement climatique irréversible pour la planète, mais également de satisfaire la demande énergétique mondiale. En effet, le soleil est une source d'énergie inépuisable, disponible sur toute la surface du globe et présente en quantité énorme comparée à nos besoins énergétiques. Chaque année, le soleil offre une quantité d'énergie d'environ 885 millions TWh à la surface de la Terre (International Energy Agency, 2011a), ce qui représente 6 200 fois la quantité d'énergie mondiale totale consommée en 2008, et 4 200 fois, celle qui devrait être consommée en 2035 d'après les estimations des scénarios présentés par l'Agence Internationale de l'Énergie (International Energy Agency, 2012).

Les technologies en énergie solaire peuvent être divisées en deux principales catégories :

- le solaire photovoltaïque qui convertit l'énergie solaire en énergie électrique à l'aide de technologies cristallines, de technologies de couches minces, de concentrateurs photovoltaïques, de cellules organiques, etc. ;
- le solaire thermique qui génère de la chaleur à partir de l'énergie reçue du soleil à l'aide de capteurs plans, de tubes sous vide, de capteurs avec concentrateurs, etc.

Cette étude porte sur l'utilisation de collecteurs solaires perforés aérauliques qui entrent dans la catégorie des technologies solaires thermiques.

Au Québec, le secteur commercial et institutionnel consacre 36,5 % de sa consommation d'énergie totale au chauffage des locaux. Celui-ci se fait essentiellement à partir du gaz naturel (81,9 %) et à l'aide de l'énergie électrique (9,1 %). Dans ces circonstances, l'utilisation d'énergie solaire thermique offrirait la possibilité de diminuer les émissions de gaz à effet de serre (GES) dans le secteur commercial et institutionnel. Le même constat est observé à l'échelle du Canada.

Les collecteurs solaires perforés offrent de grandes possibilités quant au préchauffage de l'air notamment pour de grands bâtiments industriels, commerciaux ou institutionnels. La première génération de collecteurs solaires perforés est composée d'une plaque perforée en revêtement métallique mieux connue sous le nom de « *unglazed transpired collector* » ou simplement « *UTC* » (Matrix Energy, 2014; SolarWall, 2013). Un UTC est typiquement installé à quelques centimètres de la surface d'un mur extérieur idéalement exposé au sud. La cavité entre la plaque perforée et le mur du bâtiment est nommée le plénum. Un ventilateur, placé dans la partie supérieure du collecteur solaire, engendre une dépression qui permet l'aspiration de l'air extérieur à travers les perforations jusqu'à l'intérieur du bâtiment. Comme illustré sur la Figure 0.6, une grande partie du rayonnement solaire incident est absorbée par la plaque perforée métallique et la chaleur est transmise à l'air par convection lors de son passage à travers les perforations.

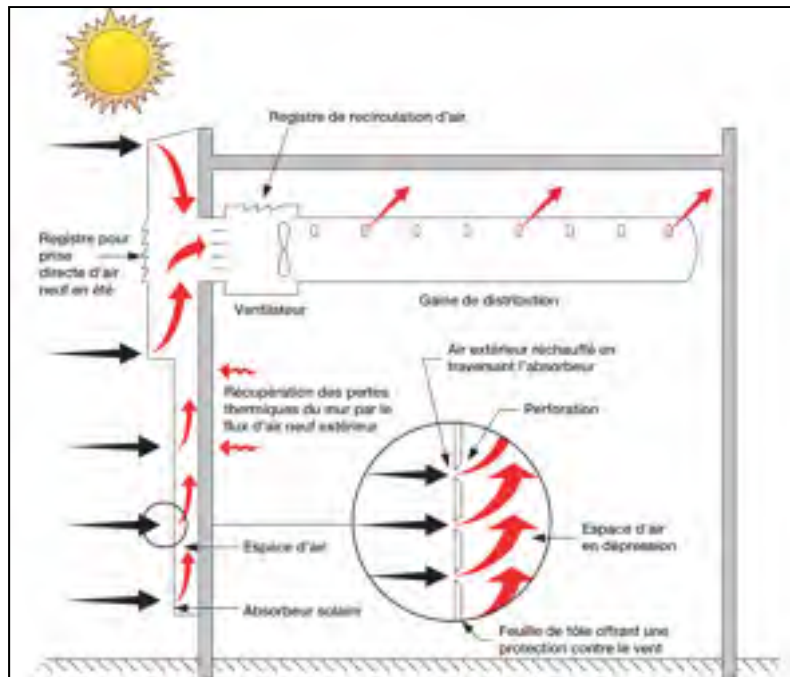


Figure 0.6 Schéma d'un UTC
Tirée de Ressources naturelles Canada (2004, p. 8)

Une nouvelle génération de collecteurs solaires perforés a fait son apparition vers la fin des années 2000. Ils sont composés d'une plaque perforée en polycarbonate. Ces collecteurs appelés « *transparent transpired collector* » ou « *TTC* » ont été développés par l'entreprise québécoise Enerconcept (Enerconcept, 2013). Le principe de fonctionnement est similaire à celui d'un UTC. Cependant, dans ce cas, puisque la plaque est semi-transparente, une partie du rayonnement solaire est transmis au mur extérieur sur lequel est installé le collecteur solaire. Le préchauffage de l'air extérieur se fait donc en grande partie par convection avec le mur absorbeur comme illustré sur la Figure 0.7.

Actuellement, de nombreux UTC et TTC ont été installés à travers le monde. Pour optimiser le rendement de ces collecteurs, ils sont installés de telle sorte à maximiser l'irradiation solaire incidente qui est la source d'énergie. Ainsi, ils sont installés, idéalement, sur un mur extérieur orienté vers le sud.

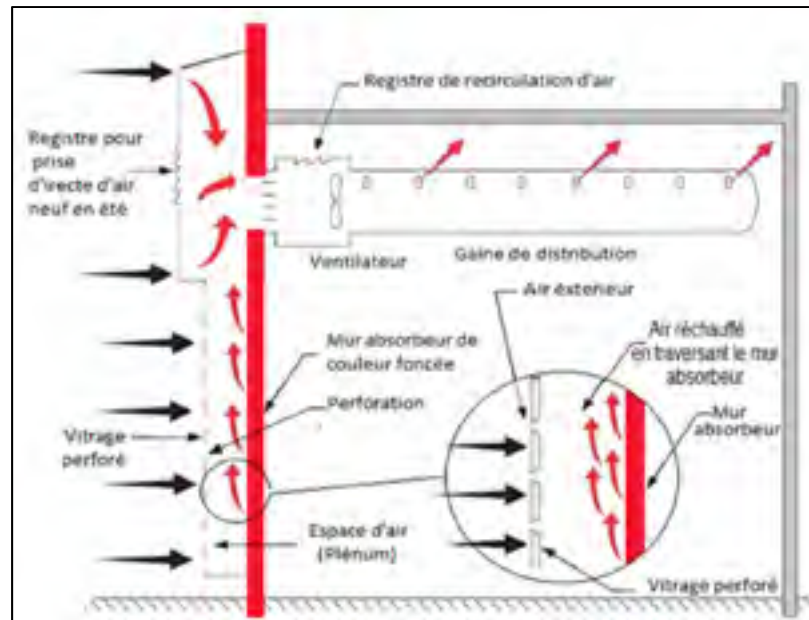


Figure 0.7 Schéma d'un TTC
Tirée de Badache (2013, p. 31)

Mais lequel du TTC et de l'UTC est le plus performant ? Est-ce que leurs comportements sont identiques face aux diverses variables environnementales et opératoires ? Et qu'en est-il de l'influence du vent sur ces collecteurs solaires perforés ? Est-ce que leur rendement thermique est affecté par la variation de la vitesse et de la direction du vent ? Et en quelle proportion ?

Le sujet de ce mémoire vise à répondre à l'ensemble de ces questions à l'aide d'une étude expérimentale effectuée sur un banc d'essai, composé d'un UTC et d'un TTC, en conditions réelles d'utilisation, soumis aux mêmes conditions climatiques et situé sur la surface extérieure d'un bâtiment de la région de Montréal. L'objectif est de comparer les performances des deux collecteurs solaires perforés (UTC et TTC) lorsqu'ils sont soumis à des conditions identiques, de quantifier expérimentalement l'influence de la vitesse et de la direction du vent sur le rendement thermique de ces deux collecteurs et enfin d'étudier la répartition des températures dans les plénums. La comparaison de ces deux collecteurs permettra d'établir lequel des deux collecteurs est le plus performant et dans quelles conditions, et ainsi d'énoncer des recommandations pour des installations futures.

Ce mémoire contient dans un premier temps une revue critique de la littérature. Celle-ci offre une meilleure compréhension du principe de fonctionnement des collecteurs solaires perforés opaque et transparent, des caractéristiques du vent et de l'interaction entre le vent et ces types de collecteur solaire. Un second chapitre décrit le montage expérimental employé dans cette étude notamment les caractéristiques des collecteurs solaires perforés et des capteurs utilisés. Ensuite, le troisième chapitre est destiné aux résultats obtenus à la suite de cette étude expérimentale. On y retrouve des résultats généraux qui visent à comparer les performances des deux collecteurs solaires perforés étudiés en conditions extérieures, des résultats spécifiques au vent et à son influence sur ces collecteurs, mais aussi une section dédiée à la répartition de la température de l'air dans le plénum de ceux-ci. Puis, à la fin de ce chapitre, une brève analyse économique est présentée. Finalement, le quatrième et dernier chapitre présente un modèle prédictif développé afin de déterminer à partir de diverses conditions lequel des deux collecteurs est à privilégier. Pour finir, une conclusion présente une synthèse de ce travail ainsi que des recommandations pour d'éventuelles études futures.

CHAPITRE 1

REVUE BIBLIOGRAPHIQUE

Avant d'être en mesure de répondre à la problématique de ce sujet de recherche, il est nécessaire de bien comprendre et connaître les paramètres influençant la performance énergétique des deux technologies de collecteurs solaires perforés étudiés : les UTC et les TTC.

Ainsi, la première partie de ce chapitre présente les différentes études portant sur ce sujet, confronte les résultats obtenus dans ces différentes études et compare les deux technologies. Au moment de l'écriture du présent document, peu de recherches scientifiques ont été effectuées sur la technologie des TTC. La seconde partie de ce chapitre présente les phénomènes caractérisant le vent en milieu urbain et permet ainsi de mieux appréhender les effets possibles sur un collecteur solaire perforé. Enfin, la dernière section de cette revue bibliographique est consacrée aux études scientifiques antérieures s'étant intéressées à l'impact du vent sur la performance des collecteurs solaires perforés. Seules des études sur les UTC ont pu être répertoriées lors de la rédaction de ce document.

1.1 Évolution du rendement thermique d'un UTC et d'un TTC en fonction de divers paramètres

Les collecteurs solaires perforés opaques (UTC) ou transparents (TTC) sont communément utilisés pour des applications de préchauffage de l'air. Cet air extérieur réchauffé peut être utilisé à des fins de chauffage des locaux d'un bâtiment, mais aussi pour des procédés industriels tels que le séchage de denrées alimentaires (RETSscreen international, 2011). Généralement, dans le cas du chauffage des espaces, ces collecteurs sont opérés à moyen ou haut débit tandis que pour des procédés industriels, ils sont opérés à faibles débits pour permettre une importante hausse de température entre l'entrée et la sortie du collecteur (International Energy Agency, 1999).

Le rendement thermique d'un collecteur solaire perforé se définit comme le ratio entre l'énergie utile délivrée par le collecteur solaire et l'énergie solaire reçue sur sa surface, par unité de temps. Ce rendement thermique ne tient pas compte de l'énergie nécessaire à la conception du prototype. La chaleur utile peut être estimée avec la température et le débit de l'air à la sortie du collecteur (Augustus Leon et Kumar, 2007). Ainsi, le rendement thermique s'exprime selon l'équation suivante :

$$\eta = \frac{\dot{Q}_{utile}}{\dot{Q}_{solaire}} = \frac{\dot{m} C_p (T_{out} - T_{amb})}{G_T A_c} \quad (1.1)$$

Comme présenté dans la thèse de Badache (2013), le rendement thermique des UTC et des TTC est affecté par de nombreux paramètres opératoires, géométriques, thermophysiques et optiques.

Les paramètres opératoires correspondent notamment au débit d'aspiration de l'air (\dot{m}), au rayonnement solaire incident (G_T), à la température ambiante (T_{amb}) et, à la vitesse et à la direction du vent (V_{vent} et θ_{vent}). Les paramètres géométriques sont par exemple la porosité de la plaque perforée (σ), la profondeur du plénum ($p_{plénum}$), l'épaisseur de la plaque perforée (e_{plaque}), la hauteur du collecteur solaire (h) et l'agencement des perforations (en quinconce ou aligné). Les paramètres optiques diffèrent entre le TTC et l'UTC et sont définis entre autres par les coefficients d'absorption spectrale (α_{UTC} et α_{TTC}), les émissivités thermiques spectrales (ε_{UTC} et ε_{TTC}), la transmittance spectrale (τ_{UTC} et τ_{TTC}) et la réflexion spectrale (ρ_{UTC} et ρ_{TTC}). Les paramètres thermophysiques sont essentiellement la conductivité thermique et la capacité calorifique de la plaque, dans le cas de l'UTC, et du mur absorbeur, dans le cas du TTC.

Les paragraphes suivants présentent l'influence des paramètres jugés les plus pertinents sur le rendement thermique des collecteurs solaires perforés opaques et transparents.

1.1.1 Débit d'aspiration

Le débit d'aspiration est le seul paramètre opératoire qui puisse être contrôlé par l'utilisateur et c'est l'un des paramètres qui a le plus d'influence sur le rendement d'un UTC (Badache, 2013). Des résultats de diverses études numériques, théoriques et expérimentales ont établi que, l'augmentation du débit d'aspiration favorise le transfert de chaleur de la plaque perforée vers l'air et augmente ainsi le rendement d'un UTC (Augustus Leon et Kumar, 2007; Badache et al., 2013; Dymond et Kutscher, 1997; Gawlik, Christensen et Kutscher, 2005; Kutscher, 1992; Kutscher, Christensen et Barker, 1993). L'interaction existant entre le débit d'aspiration et le rendement du collecteur n'est pas linéaire. En effet, pour de faibles débits d'aspiration (entre $0,009 \text{ m}^3/(\text{s}\times\text{m}^2)$ et $0,014 \text{ m}^3/(\text{s}\times\text{m}^2)$), l'augmentation du rendement est très importante (environ 22 %) puis, au-delà de $0,014 \text{ m}^3/(\text{s}\times\text{m}^2)$, elle devient plus faible (environ 7 %). De plus, des rendements quasiment constants sont obtenus pour des débits d'aspiration supérieurs à $0,05 \text{ m}^3/(\text{s}\times\text{m}^2)$ (Augustus Leon et Kumar, 2007; Gao, Bai et Wu, 2013; Kutscher, 1992; Kutscher, Christensen et Barker, 1993).

Dans le cas des collecteurs perforés transparents (TTC), le débit d'aspiration de l'air est le facteur qui a, de loin, la plus grande influence sur le rendement et similairement à l'UTC, l'augmentation du débit accroît fortement le rendement d'un TTC. Ainsi, lorsque le débit d'aspiration augmente de $0,012 \text{ m}^3/(\text{s}\times\text{m}^2)$ à $0,034 \text{ m}^3/(\text{s}\times\text{m}^2)$, le rendement augmente de 57,8 % à 87,6 % (Badache, 2013).

1.1.2 Rayonnement solaire incident

Selon plusieurs études, le rendement d'un UTC n'est pas significativement influencé par la variation du rayonnement solaire incident (Augustus Leon et Kumar, 2007; Kutscher, Christensen et Barker, 1991). L'étude expérimentale menée par Badache et al. (2013) montre une diminution du rendement de 3,5 à 5 % pour une augmentation du rayonnement solaire incident de 300 à 600 W/m^2 . Cette diminution est plus prononcée lorsque le débit d'aspiration de l'air est faible puisque, dans ce cas, la température de la plaque perforée augmente et les pertes radiatives deviennent ainsi plus importantes.

Des observations similaires ont été obtenues pour des TTC notamment dans l'étude expérimentale menée par Badache et al. (2013). Ainsi, une augmentation du rayonnement solaire incident de 300 à 600 W/m² engendre une diminution du rendement d'un TTC d'environ 3 %.

1.1.3 Géométrie des perforations : diamètre et pas

La porosité de la plaque d'un collecteur solaire perforé est caractérisée par le pas et le diamètre des perforations, telle que présentée à l'équation (1.2) (Arulanandam, 1995). Elle est, généralement, comprise entre 0,5 % et 2 % (Dymond et Kutscher, 1997).

$$\sigma = \frac{\pi D^2}{4P^2} \quad (1.2)$$

L'effet de la porosité sur le rendement d'un UTC est insignifiant puisqu'une augmentation de celle-ci de 42 % n'engendre qu'une diminution de 2 % du rendement d'un UTC (Augustus Leon et Kumar, 2007).

Dans le cas des UTC, le rendement est quasiment insensible à la variation du diamètre des perforations (Badache, 2013) et l'augmentation du pas entre les perforations n'engendre, quant à elle, qu'une très légère diminution du rendement (Kutscher, 1992; 1994). Cependant, l'étude d'Augustus Leon et Kumar (2007) sur les UTC montre que pour des applications opérant à faibles débits et nécessitant d'importantes hausses de température, il est préférable d'opter pour une combinaison de faibles diamètres des perforations et faibles pas entre celles-ci. En effet, cela permet de maximiser le transfert thermique entre la plaque et l'air et de limiter les zones chaudes qui augmentent les pertes radiatives vers l'extérieur.

Pour le TTC, un constat semblable a été obtenu et la variation de ces paramètres ne semble avoir qu'un impact négligeable sur le rendement. En effet, les résultats de l'étude menée par Badache et al. (2013) montrent qu'une augmentation du pas de 10 à 20 mm et du diamètre des perforations de 1 à 2 mm n'engendre qu'une diminution de l'ordre de 3 % du rendement

d'un TTC. Cette observation suggère donc que dans le cas des TTC, le transfert thermique a lieu majoritairement avec le mur absorbeur et que les caractéristiques de la plaque n'ont que très peu d'influence.

1.1.4 Profondeur du plénum

La profondeur du plénum ($p_{plénum}$), généralement comprise entre 10 et 30 cm (Kutscher, 1994), n'a qu'une faible influence sur le rendement d'un UTC et d'un TTC. En effet, Badache (2013) et Biona et al. (2002) ont observé une augmentation du rendement d'un UTC inférieure à 4 % lorsque la profondeur du plénum augmente de 5 cm à 15 cm. De plus, Badache (2013) a constaté une diminution du rendement d'un TTC de seulement 2 % pour la même variation des dimensions du plénum.

1.1.5 Conductivité thermique de la plaque d'un UTC

La variation de la conductivité thermique de la plaque d'un UTC, k_s , n'a que peu d'impact sur le rendement de ces collecteurs. En effet, Arulanandam, Hollands et Brundrett (1999) ont établi, à l'aide d'une étude de simulation numérique (CFD), que pour des faibles porosités et débits d'aspiration, une augmentation de k_s de 0,196 W/(m×K) à 15,121 W/(m×K) ne diminue le rendement que de 5 %. Par la suite, Gawlik, Christensen et Kutscher (2005) ont généralisé ce constat pour plusieurs diamètres et pas de perforations. Ainsi, l'utilisation de matériaux à faible conductivité, qui ont pour certains un faible coût, permet tout de même d'obtenir de bons rendements.

1.1.6 Absorptivité et émissivité de la plaque d'un UTC

Pour des débits d'aspiration compris entre 0,02 et 0,03 m³/(s×m²), une diminution de l'absorptivité de 0,95 à 0,50 et une augmentation de l'émissivité de 0,25 à 0,85 entraîne, respectivement, une chute du rendement d'un UTC de 35 % et 12,5 %. L'absorptivité a donc un plus grand impact sur le rendement notamment parce qu'elle influence directement la quantité d'énergie absorbée par la plaque. L'émissivité affecte quant à elle les pertes

radiatives du collecteur et son influence est donc d'autant plus importante pour des applications nécessitant de hautes températures de sortie (Pesaran et Wipke, 1994).

1.2 Interaction entre le vent et les collecteurs solaires perforés

Pour déterminer les effets du vent sur la performance d'un collecteur solaire perforé, il est important de comprendre la configuration de l'écoulement d'air dans un milieu urbain. Celui-ci dépend de plusieurs facteurs, dont le profil de la couche limite atmosphérique, la géométrie du bâtiment étudié, la direction du vent et l'intensité de la turbulence.

1.2.1 Écoulement d'air en zone urbaine

Dans ce projet de recherche, le vent est analysé dans un milieu urbain et dans la sous-couche rugueuse, puisque cela correspond aux zones dans lesquelles sont installés des collecteurs solaires perforés. Comme évoqué précédemment, au sein de la sous-couche rugueuse, les obstacles tels que les bâtiments ont une forte influence sur les variations de la vitesse et de la direction du vent. Une attention particulière est donc portée à l'influence des bâtiments sur les lignes de courant de l'écoulement d'air.

Des études en soufflerie ainsi que des études de terrain ont permis d'établir que l'écoulement à proximité d'un obstacle est fortement perturbé aux abords de celui-ci. Comme présenté sur la Figure 1.1, les lignes de courant sont déviées par l'obstacle et il se crée des zones de recirculation et de stagnation de l'air au niveau du toit.

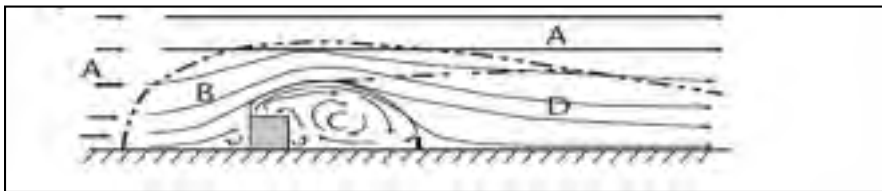


Figure 1.1 Écoulement bidimensionnel typique d'un écoulement d'air normal à la surface d'un bâtiment
Tirée de World Meteorological Organization (2008, p. 579)

Dans la Figure 1.1, la zone A correspond à l'écoulement d'air non perturbé. Dans la zone B, l'écoulement commence à dévier et en C se situe une zone de recirculation de l'air, enfin la zone D correspond au retour de l'écoulement vers son aspect initial. La zone entourée par un trait pointillé représente l'espace au sein duquel l'écoulement d'air a été perturbé par le bâtiment.

Le vent génère une distribution de pression sur un bâtiment qui dépend notamment de la direction et de la vitesse du vent, de la densité de l'air, de l'orientation de la surface et des conditions environnantes. Généralement, les pressions dues au vent sont positives lorsque le vent fait face et négatives lorsque le vent provient de derrière. Cependant, l'angle que fait le vent avec la surface qu'il frappe peut générer des pressions positives et négatives sur une même surface (ASHRAE, 2009). Selon ASHRAE, la pression locale peut être jusqu'à trois fois celle existant au niveau du toit. Ainsi pour une vitesse de vent de 5 m/s, la pression est de 15 Pa pour des conditions atmosphériques standards ce qui peut entraîner une pression négative sur le bâtiment jusqu'à -45 Pa.

Il est complexe d'évaluer la vitesse du vent à proximité d'une surface verticale comme un mur extérieur en raison notamment des zones de recirculation et de la turbulence de l'écoulement d'air. Cependant, selon RETScreen international (2011), la vitesse du vent à la surface d'un mur vertical (ou d'un collecteur solaire perforé) représente environ 35 % de celle dans la zone non perturbée. De plus, Vasan (2012) a établi, à l'aide d'études en soufflerie, que la vitesse du vent atteignant la surface d'un UTC est en moyenne 20 % plus importante lorsqu'il y a des bâtiments environnants puisque cela engendre des turbulences et des accélérations de l'écoulement d'air. De plus, la répartition de la vitesse du vent à la surface de l'UTC n'est jamais uniforme ce qui suppose que l'aspiration de l'air ne se fait pas non plus uniformément. Des résultats semblables seraient probablement obtenus pour un collecteur TTC en raison d'une géométrie sensiblement similaire à celle de l'UTC.

1.2.2 Influence du vent sur les performances d'un UTC

Au moment de la rédaction de ce document, aucune étude portant sur les collecteurs perforés transparents (TTC) ne prenait en considération la vitesse et la direction du vent. La section suivante présente donc uniquement les résultats d'études scientifiques obtenus pour des collecteurs perforés opaques (UTC).

En condition réelle d'utilisation, la plaque perforée d'un UTC est soumise à deux mécanismes opposés ; d'une part, le vent engendre des pertes thermiques puisqu'il a tendance à décrocher la couche limite thermique présente à la surface de la plaque perforée ; d'autre part, cette même couche limite est aspirée à travers les perforations en raison de la dépression créée par le ventilateur. Le vent est un phénomène complexe et aléatoire et, les résultats des études s'intéressant à l'influence de ce phénomène sur la performance des UTC divergent.

Selon certaines études, la vitesse et la direction du vent n'a pas d'influence sur les performances d'un collecteur solaire perforé puisque la dépression créée par le ventilateur est suffisante pour aspirer entièrement la couche limite de l'écoulement à travers la plaque perforée même si cette couche limite est perturbée par le vent (Gao et Fang, 2011; Kutscher, 1992). Ainsi, selon une étude expérimentale réalisée en extérieur et menée par Gao, Bai et Fang (2011), le rendement d'un collecteur solaire perforé n'est pas influencé significativement par la variation de la vitesse du vent. En effet, celui-ci reste stable lorsque la vitesse du vent varie de 0 à 5,7 m/s durant deux séries de données de quinze minutes, pour des débits d'aspiration de 0,028 et 0,065 m³/(s×m²). Dans cette étude, la direction du vent n'a été analysée.

Selon les recherches de Kutscher, Christensen et Barker (1993), les pertes convectives avec l'extérieur sont négligeables pour des débits d'aspiration typiquement utilisés pour opérer des UTC. Cependant, pour de faibles débits d'aspiration, une chute du rendement d'environ 10 % peut être observée lorsque la vitesse du vent atteint 5 m/s (Kutscher, Christensen et Barker,

1993). En effet, l'augmentation de la vitesse du vent a tendance à engendrer une diminution de la température de la surface de la plaque perforée, ce qui a pour effet de diminuer l'efficacité du collecteur solaire (Deans et Weerakoo, 2008). Aucune analyse concernant l'influence de la direction du vent n'a été faite dans ces études.

En plus de cela, une étude numérique de Gunnewiek, Brundrett et Hollands (1996) a mis en évidence le fait qu'occasionnellement l'air sort par les perforations du haut du collecteur solaire plutôt que de rentrer dans celles-ci en raison de l'effet combiné de la poussée d'Archimède et du vent. C'est pour cette raison que, pour contrer ce phénomène, il est recommandé de maintenir une chute de pression d'au moins 25 Pa (Barker et Kiatreungwattana, 2011; Kutscher, Christensen et Barker, 1993), de privilégier des collecteurs solaires de petites dimensions ayant de faibles porosités et opérant à des vitesses de succion élevées (Barker et Kiatreungwattana, 2011).

Une étude expérimentale menée, en conditions extérieures, par Cordeau et Barrington (2011) démontre également le fort impact du vent sur le rendement d'un UTC. En effet, selon leurs conclusions, lorsque la vitesse du vent augmente de 1 m/s, le rendement d'un UTC diminue de 6 %, et ce indépendamment de la direction du vent. Le rendement trouvé est en moyenne de 65 % pour des vitesses de vent inférieures à 2 m/s et d'environ 25 % pour des vitesses excédant 7 m/s. Ces résultats sont valides dans le cas de journées ensoleillées et pour un UTC opéré avec de faibles vitesses d'aspiration ($0,016 \text{ m}^3/(\text{s}\times\text{m}^2)$). Ces résultats sont cohérents avec ceux trouvés précédemment par Frank, Budig et Vajen (2006), qui concluent que pour des débits d'aspiration faibles de l'ordre de $0,028 \text{ m}^3/(\text{s}\times\text{m}^2)$, lorsque la vitesse du vent est de 5 m/s, les pertes convectives dues aux vents deviennent aussi importantes que les pertes radiatives avec l'environnement extérieur.

D'autres études réalisées en soufflerie et en grandeur nature confirment ces résultats et concluent que, quelle que soit la direction du vent, pour des débits d'aspiration compris entre $0,012$ et $0,035 \text{ m}^3/(\text{s}\times\text{m}^2)$, une augmentation de la vitesse du vent de 1 m/s à 3 m/s engendre une diminution du rendement d'un UTC d'environ 20 % (Bambara, 2012; Vasan et

Stathopoulos, 2014). Ces conclusions sont en adéquation avec une précédente étude menée par Maurer (2004) et dont la gamme de vitesse de vent testée s'étalait jusqu'à 6 m/s.

Néanmoins, ces résultats ont été obtenus pour des vitesses d'aspiration faibles et inférieures à celles recommandées dans l'étude numérique menée par Gunnewiek, Hollands et Brundrett (2002). En effet, selon ces auteurs, les effets du vent ne peuvent être contrôlés que lorsqu'un UTC est opéré à des débits d'aspiration supérieurs à $0,026 \text{ m}^3/(\text{s}\times\text{m}^2)$ pour des vents venant face au collecteur et à $0,039 \text{ m}^3/(\text{s}\times\text{m}^2)$ pour un vent incident à 45° par rapport à la surface du collecteur.

Finalement, bien que plusieurs études affirment que la direction du vent n'a pas d'influence sur le rendement et l'efficacité d'un collecteur solaire perforé, certaines études démontrent le contraire. Ainsi, selon l'étude expérimentale réalisée par Meier (2000), la direction de vent joue un rôle et les meilleurs rendements sont obtenus lorsque le vent provient de la direction opposée à la surface des collecteurs puisque cela crée une zone de recirculation de l'air favorisant les échanges thermiques. Inversement, la direction la plus néfaste pour le rendement semble être celle à 45° par rapport à la surface du collecteur. En effet, d'après les résultats expérimentaux obtenus en soufflerie par Vasan et Stathopoulos (2014), cette direction du vent aurait tendance à augmenter la vitesse du vent au niveau de la surface du collecteur solaire et ainsi d'augmenter les pertes thermiques par convection. Les résultats ont montré que, pour cette direction, la vitesse du vent à la surface d'un collecteur peut être jusqu'à 50 % supérieure à celle mesurée sur le toit du bâtiment. Par contre, pour une direction du vent parallèle ou perpendiculaire à la surface du collecteur, la vitesse mesurée à la surface du collecteur est inférieure à celle mesurée sur le toit.

CHAPITRE 2

DESCRIPTION ET FONCTIONNEMENT DU DISPOSITIF EXPÉRIMENTAL

2.1 Dispositif expérimental

Le montage expérimental utilisé dans cette étude est situé au Centre des Technologies du Gaz Naturel (CTGN) à Boucherville (45° 33' N, 73° 23' O). Il est constitué de quatre collecteurs solaires perforés à air installés sur le mur extérieur orienté sud-ouest et ayant chacun une superficie de 18,4 m² (hauteur : 4 m et longueur : 4,6 m). La hauteur entre le sol et la partie inférieure des collecteurs est de 2,6 m. La profondeur du plénum, correspondant à la distance entre le mur extérieur et la plaque perforée, est de 15 cm. Comme illustré sur la Figure 2.1, les trois collecteurs de gauche sont des TTC tandis que le collecteur de droite est un UTC.



Figure 2.1 Photographie des collecteurs solaires perforés à air présents au CTGN

Les TTC sont installés sur trois revêtements extérieurs différents : un revêtement de briques, un revêtement métallique peint en noir non sélectif et un revêtement métallique peint en blanc. L'UTC est quant à lui installé sur le revêtement original du bâtiment. Dans le cadre de cette étude, seul le TTC installé sur le revêtement noir et l'UTC sont étudiés. En effet, une précédente étude réalisée sur ce même montage expérimental a établi que ce sont ces deux

collecteurs solaires perforés qui offrent les meilleures efficacités en raison de leur potentiel d'absorption du rayonnement solaire incident (Bussières, 2012).

2.1.1 Caractéristiques du TTC étudié

Le collecteur solaire perforé transparent est constitué d'une plaque de polycarbonate traité aux ultraviolets dont les caractéristiques optiques sont présentées dans le Tableau 2.1 (Badache, 2013). Étant donné que le rayonnement solaire traverse la plaque perforée, les caractéristiques optiques du revêtement du mur absorbeur sur lequel est installé le TTC sont également importantes. Ainsi, le revêtement noir du mur absorbeur étudié dans ce travail a une absorptivité solaire totale de 95 % et une émissivité hémisphérique de 88 %.

Tableau 2.1 Caractéristiques optiques de la plaque perforée du TTC

Absorptivité solaire totale du polycarbonate	0,02
Réflexivité solaire totale du polycarbonate	0,08
Transmissivité solaire totale du polycarbonate	0,90

La plaque vitrée composant le TTC a une épaisseur de 2,8 mm et est composée de multiples perforations circulaires. Celles-ci ont un diamètre de 2 mm et le pas entre ces perforations est de 16 mm, cela correspond donc à une porosité d'environ 1,2 %. L'arrangement des perforations est une configuration carrée. L'ensemble des dimensions géométriques pertinentes est détaillé à la Figure 2.2.

Le TTC étudié a précédemment été doté de fentes dans la partie basse du collecteur, comme présentées sur la Figure 2.3. Étant donné que celles-ci ne sont pas incluses dans la conception initiale de ce type de collecteur, celles-ci ont été bouchées durant la grande majorité des tests expérimentaux de cette étude. Seule la section 3.3.3 étudie cet aspect.

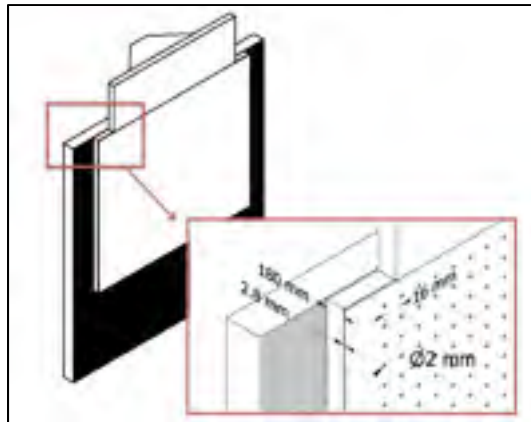


Figure 2.2 Caractéristiques géométriques du TTC étudié



Figure 2.3 Photographie des fentes dans le bas du collecteur TTC

2.1.2 Caractéristiques de l'UTC étudié

Le collecteur solaire perforé opaque est constitué d'une plaque métallique en acier galvanisé peinte en couleur noire dont les caractéristiques optiques sont présentées dans le Tableau 2.2. Le mur extérieur sur lequel est installé ce collecteur est une tôle d'acier galvanisé de couleur blanchâtre ayant une absorptivité totale et une émissivité totale, respectivement, d'environ 0,45 et 0,55. Malgré le fait que le rayonnement solaire ne traverse pas la plaque métallique de l'UTC, la différence de températures entre celle-ci et le mur extérieur engendre tout de même des transferts thermiques convectifs et radiatifs.

Tableau 2.2 Caractéristiques optiques de la plaque perforée de l'UTC

Absorptivité solaire totale de l'acier galvanisé peint en noir	0,95
Réflectivité solaire totale de l'acier galvanisé peint en noir	0,05

La plaque de l'UTC a une épaisseur de 0,7 mm et est ondulée, selon le profil présenté à la Figure 2.4, afin d'augmenter sa rigidité. Sur la plaque se trouvent des encoches disposées selon un arrangement en carré sur toutes les surfaces de l'UTC. Comme présenté sur la Figure 2.5, de chaque côté de l'encoche se situent des perforations. La porosité de cet UTC est de 0,25 % (Delisle, 2008). Cette faible porosité peut s'expliquer en partie par le fait qu'aucune matière n'est ôtée de la plaque de l'UTC puisque ce sont les encoches qui engendrent l'apparition des perforations.

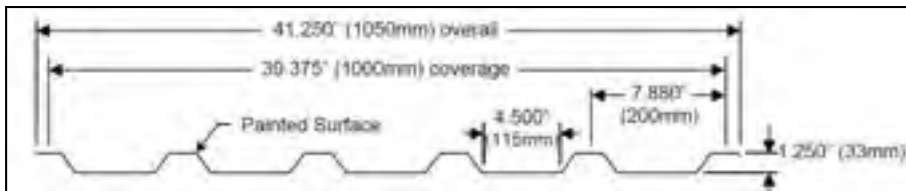


Figure 2.4 Profil de l'UTC étudié



Figure 2.5 Localisation des perforations sur la plaque de l'UTC

2.1.3 Système d'aspiration de l'air

Dans le cas de ce montage expérimental, un plénum de raccordement a été installé au-dessus de chaque collecteur solaire. Ainsi, comme présenté sur la Figure 2.6, une ouverture a été faite sur le dessus des collecteurs solaires qui mène au plénum de raccordement. Celui-ci est relié à une conduite, d'un diamètre nominal de 40 cm (16 po) et d'une longueur de 6 m (20 pieds), à l'aide d'un réducteur. Les deux collecteurs étudiés sont chacun reliés à un ventilateur centrifuge fournissant un débit de 4000 CFM lorsque la pression totale est de 2 po H₂O, soit 1,89 m³/s à 498 Pa.

Afin de limiter les pertes de chaleur vers l'extérieur, le plénum de raccordement et le réducteur ont été isolés avec une épaisseur de 2 po de fibre de verre rigide (RSI = 0,76) et d'une membrane en aluminium résistante aux conditions extérieures. La conduite n'a quant à elle pas été isolée. Dans le cas de ce montage expérimental, l'air préchauffé est rejeté directement à l'extérieur.

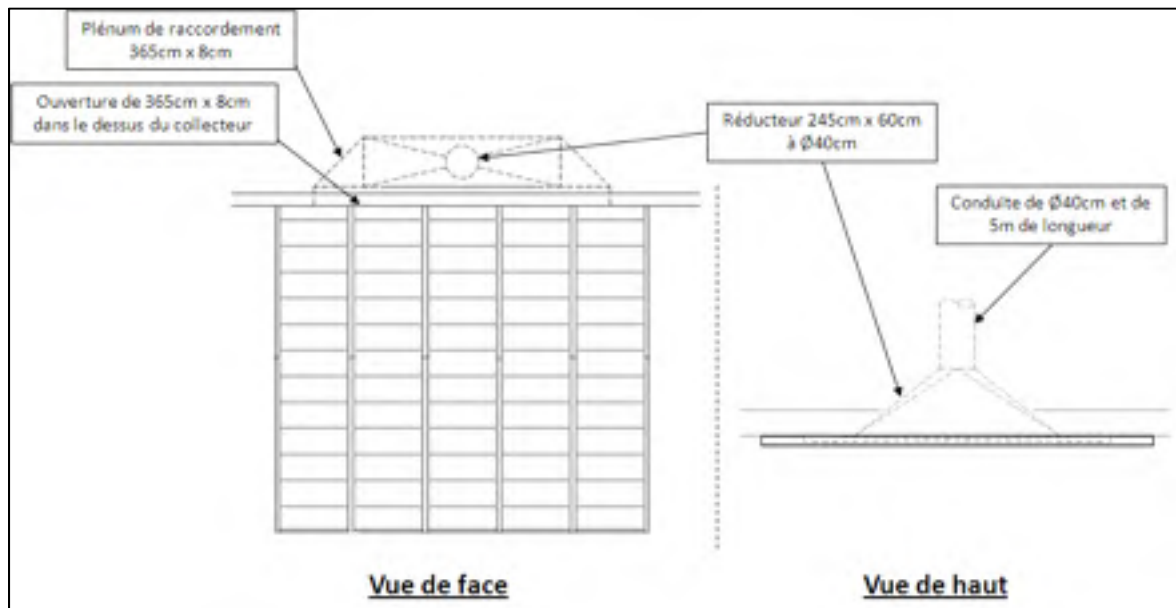


Figure 2.6 Schéma du système de ventilation du montage expérimental

2.1.4 Vieillessement des collecteurs solaires perforés

Les collecteurs solaires étudiés dans cette étude sont installés depuis 2011 et ont été soumis aux conditions extérieures durant tout ce temps. Des observations ont mis en évidence la présence d'accumulation de poussières sur les revêtements derrière les collecteurs TTC. Celle-ci pourrait être responsable de l'augmentation de l'efficacité observée sur le TTC installé sur le revêtement blanc qui est devenu grisâtre (non étudié dans ce travail). Cependant, aucun changement sur l'efficacité n'a été observé pour le TTC sur le revêtement noir malgré le fait qu'il soit devenu plus grisâtre (Bussières, 2013).

De plus, il est possible que les propriétés optiques du polycarbonate traité aux UV employé sur le TTC se soient dégradées avec le temps.

2.2 Instrumentation et acquisition de données

Divers capteurs ont été installés afin de mesurer les divers paramètres essentiels de cette étude qui permettent le calcul du rendement thermique des deux collecteurs solaires perforés. Ainsi, dans ce travail les variables d'entrée suivantes sont mesurées:

- Les températures à différentes positions,
- Le rayonnement solaire reçu par les collecteurs solaires,
- Le débit d'aspiration d'air à la sortie de chacun des deux collecteurs,
- La vitesse et la direction du vent sur le toit du bâtiment étudié.

Les mesures des variables indépendantes, présentées ci-dessus, se font en condition réelle et non en environnement contrôlé. Mis à part le débit, les autres variables varient aléatoirement et ne peuvent pas être manipulées ou contrôlées. Ces diverses variables indépendantes permettent ensuite de caractériser la variable dépendante qui nous intéresse dans cette étude : le rendement thermique des deux collecteurs étudiés.

2.2.1 Système d'acquisition HOBO

Dans le cadre de ce projet, un système d'acquisition HOBO U30 a été utilisé (Onset HOBO Data Loggers, 2014b). Ce système d'acquisition avait déjà été employé lors de précédentes études sur ce même banc d'essai et est donc réutilisé dans cette étude pour des raisons pratiques et financières.

Ce système d'acquisition est capable de mesurer 14 variables simultanément avec une fréquence d'acquisition minimum de 10 secondes. Des valeurs moyennes peuvent ensuite être calculées sur un pas de temps supérieur à 1 minute. Dans cette étude, l'échantillonnage des variables se fait toutes les minutes et aucune moyenne n'est effectuée par le système d'acquisition. Ce choix s'explique par le fait que les données relatives à la direction du vent ne peuvent être moyennées ; en raison de la discontinuité existant autour de $360^{\circ}/0^{\circ}$.

L'avantage principal de ce système est qu'il offre la possibilité de consulter les mesures en temps réel et directement sur internet. De plus, il s'agit d'un système d'acquisition très simple d'utilisation qui ne nécessite pas de connaissance particulière en acquisition de données (fonctionnement « plug and play »).

L'inconvénient majeur de ce système est que seuls des capteurs compatibles avec ce système d'acquisition peuvent être branchés sur celui-ci. Dans le cas où des capteurs externes doivent être utilisés, il est nécessaire d'acheter un adaptateur HOBO capable, par exemple, de convertir un courant de 4-20 mA en signal analogique de 12 bits.

2.2.2 Mesures de températures

Les mesures de températures sont prises à différents endroits sur le banc d'essai. Les capteurs utilisés pour ces mesures, S-TMB-M00X d'Onset, sont compatibles avec l'enregistreur de données HOBO U30. Ces capteurs peuvent mesurer des températures comprises entre -40°C à $+100^{\circ}\text{C}$ avec une incertitude et une résolution, respectivement inférieures à $0,2^{\circ}\text{C}$ et

0,03 °C pour des températures entre 0 °C et 50 °C. De plus amples détails sur les caractéristiques de ces capteurs sont donnés en ANNEXE I.

- Mesure de la température ambiante

La mesure de la température ambiante est essentielle afin de déterminer la température initiale d'entrée du fluide dans le collecteur solaire perforé et ainsi le rendement thermique de ces collecteurs. Deux températures sont relevées aux hauteurs minimale et maximale des collecteurs solaires, à une distance d'environ 15 cm du mur extérieur, soit la profondeur sur plénum. La moyenne de ces deux mesures permet d'obtenir une mesure relativement exacte de la température moyenne à laquelle l'air entre dans les perforations des collecteurs. Les capteurs de températures sont placés dans des protecteurs de radiation afin que la mesure ne soit pas affectée par le rayonnement solaire.

- Mesure de la température de sortie

Une mesure de la température de l'air à la sortie du plénum est réalisée afin de calculer la hausse de température du fluide entre l'entrée et la sortie du collecteur. Cette mesure est faite au centre de la conduite de 0,40 m de diamètre disposée directement à la sortie du plénum du collecteur afin d'assurer une homogénéité de la mesure.

- Mesure des températures dans le plénum

Afin d'étudier la répartition des températures dans le plénum, les deux collecteurs solaires étudiés ont, chacun, été instrumentés de neuf capteurs de températures. Ils sont positionnés de manière équidistante du mur extérieur et de la plaque perforée du collecteur, c'est-à-dire 7 cm, et leur répartition se fait selon 3 lignes et 3 colonnes. La Figure 2.7 présente cette disposition.

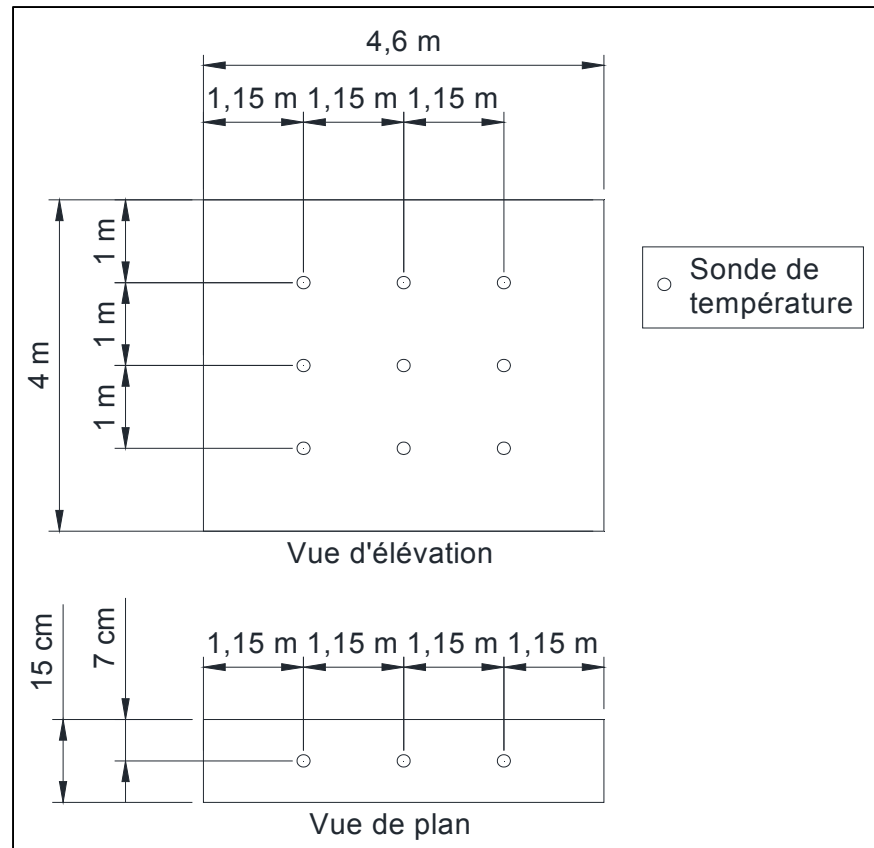


Figure 2.7 Schéma de la répartition des sondes de températures dans le plénum des collecteurs

2.2.3 Mesures du rayonnement solaire incident

Le rayonnement solaire total incident sur la surface des collecteurs solaires perforés est mesuré à l'aide d'un pyranomètre compatible avec le système d'acquisition HOBO (modèle S-LIB-M003). Ce capteur mesure à la fois le rayonnement direct et le rayonnement diffus jusqu'à une irradiation totale de 1280 W/m^2 avec une incertitude de $\pm 10 \text{ W/m}^2$ et une résolution de $1,25 \text{ W/m}^2$. Des détails supplémentaires sur les caractéristiques techniques de ce capteur sont présentés en ANNEXE II.

Ce capteur est positionné au centre du montage expérimental soit entre le collecteur TTC sur fond noir et le collecteur TTC sur fond blanc. Il a été installé de manière à mesurer le même rayonnement solaire que celui reçu sur la surface des collecteurs solaires, c'est-à-dire qu'il est

positionné à la verticale et à une distance d'environ 1 m du mur extérieur du bâtiment afin d'éviter tout ombrage. Aucun obstacle n'est présent devant le banc d'essai, ce qui laisse supposer que les quatre collecteurs reçoivent la même quantité de rayonnement solaire en tout temps.

2.2.4 Mesures de la vitesse d'aspiration de l'air

- Choix et caractéristiques de l'instrument de mesure

La vitesse instantanée d'aspiration de l'air, \check{V}_{air} , dans les conduites de sortie des deux collecteurs solaires est mesurée à l'aide de deux anémomètres à hélices MiniAir64 Mini de Schiltknecht (Schiltknecht, 2014). Ce capteur, de haute précision, mesure des vitesses d'écoulement d'air comprises entre 0,4 et 20 m/s avec une incertitude de $\pm 0,5 \%$ de la pleine échelle d'après les données du constructeur. Le signal de sortie de ce capteur est un courant de 4 à 20 mA qui correspond à la plage de mesure avec un point de démarrage à 4,4 mA. La Figure 2.8 représente la courbe reliant le courant de sortie à la valeur de la vitesse de l'air fournie par le manufacturier.

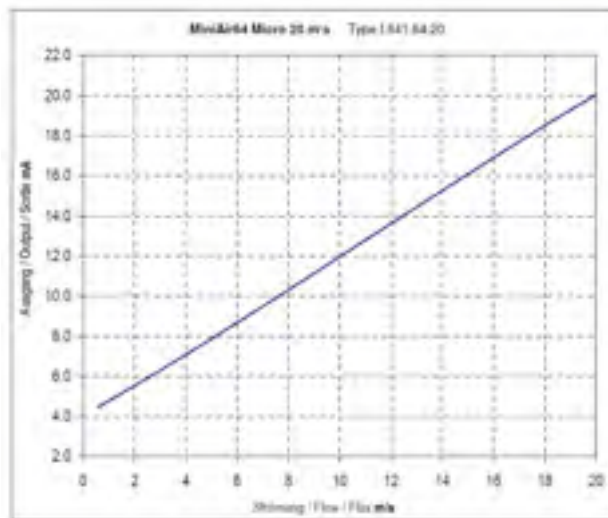


Figure 2.8 Courant de sortie du MiniAir64 en fonction de la vitesse de l'air
Tirée de Schiltknecht (2014, p. 57)

Afin que le système d'acquisition HOBO puisse lire les données fournies par ce capteur, deux adaptateurs convertissent les courants de sortie des capteurs de vitesses d'air en signaux analogiques de 12 bits avec une incertitude de $\pm 0,1$ mA ($\pm 0,5$ % à pleine échelle). Le câblage entre l'anémomètre, les capteurs MiniAir64 et les adaptateurs HOBO est présenté sur la Figure 2.9. Des précisions quant aux caractéristiques de cet adaptateur sont présentées en ANNEXE III.

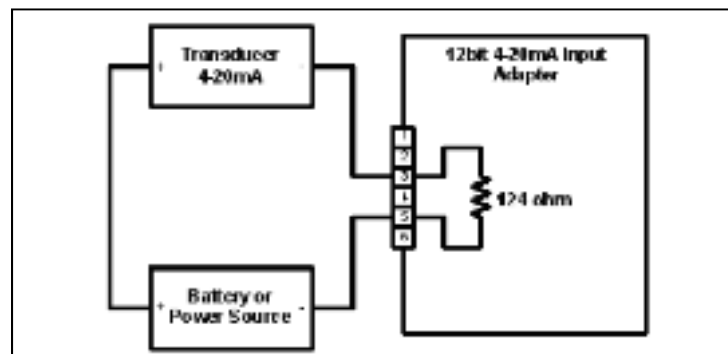


Figure 2.9 Câblage classique de l'adaptateur HOBO
Tirée de Onset HOBO Data Loggers (2014a, p. 3)

- Positionnement de l'instrument de mesure

Certaines normes énoncent des recommandations quant au positionnement des capteurs de vitesse d'air dans les conduites. Ainsi, pour minimiser les effets des perturbations de l'écoulement sur la précision de la mesure et s'assurer que l'écoulement est en régime complètement développé, il est recommandé de placer ce type de capteur à une distance de 7,5 diamètres en amont et 3 diamètres en aval de toutes singularités (ASHRAE, 2009). Plus les distances entre les singularités de la conduite et le capteur sont petites et moins la mesure est précise (ASHRAE, 2009). Dans cette étude, les anémomètres à hélices sont centrés dans les conduites de sortie d'air et installés de manière à respecter ces recommandations. Ainsi, tel qu'illustré sur la Figure 2.10, la distance en amont est de 16 pieds (environ 4,9 m) et celle en aval soit de 4 pieds (environ 1,2 m).



Figure 2.10 Illustration du positionnement axial de la sonde de mesure de la vitesse de l'air dans la conduite

- Vitesse moyenne de l'écoulement

Les écoulements étudiés dans le cadre de ce projet sont nettement turbulents. Or, l'étude expérimentale des écoulements internes turbulents montre que les variables mesurées, telles que la vitesse, fluctuent au cours du temps (Çengel et Cimbala, 2010), d'où la nécessité de moyenner les données brutes obtenues, \check{V}_{air} , pour obtenir une vitesse moyenne mesurée de l'écoulement turbulent, \bar{V}_{air} , sur une période de dix minutes. La Figure 2.11 illustre les fluctuations d'une mesure de vitesse dans un écoulement interne turbulent.

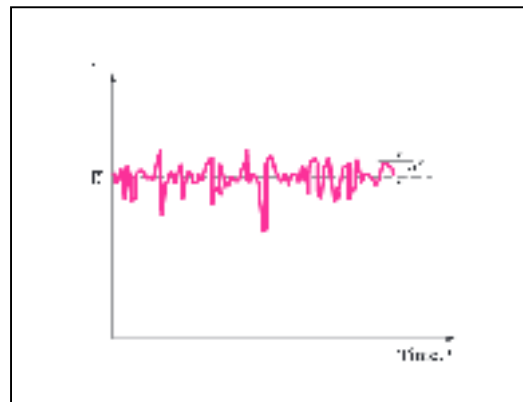


Figure 2.11 Fluctuations de la vitesse dans le temps au sein d'un écoulement turbulent (Çengel et Cimbala, 2010)

2.2.5 Calcul du débit d'aspiration de l'air

Le débit d'air dans les conduites de sortie des deux collecteurs, \dot{V} , s'obtient par le produit de la vitesse moyenne appropriée de l'écoulement d'air, V_{air} , (calculée à partir de la vitesse moyenne mesurée de l'écoulement, \bar{V}_{air} , qui elle-même dépend des vitesses instantanées mesurées au centre de la conduite, \check{V}_{air}) et de l'aire de la conduite, A_{pipe} : $\dot{V} = V_{air} \times A_{pipe}$

Tel que présenté sur la Figure 2.12, la vitesse au centre d'une conduite circulaire, point de mesure dans cette étude, est maximale et varie en fonction du régime d'écoulement. Ainsi, dans le cas d'un écoulement laminaire le profil de vitesse est parabolique et la vitesse au centre de la conduite est exactement le double de la vitesse moyenne. Pour un écoulement turbulent, le profil de vitesse est plus écrasé et la vitesse au centre est 20 % supérieure à la vitesse moyenne dans la conduite. Ainsi, dans cette étude, la vitesse moyenne appropriée de l'écoulement $V_{air} = 1,2 \bar{V}_{air}$.

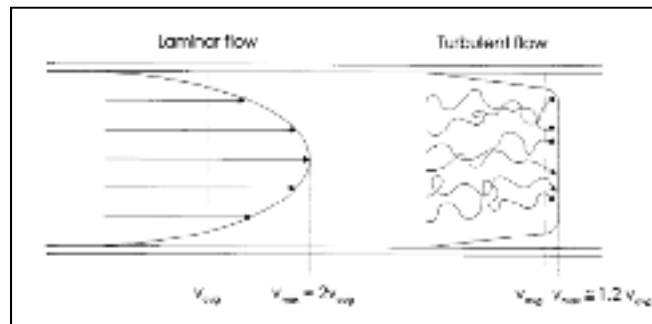


Figure 2.12 Profil de vitesse d'un écoulement laminaire et turbulent

Dans le domaine des collecteurs solaires thermiques aérauliques, la vitesse dite de succion ou débit volumétrique unitaire d'aspiration, \check{V}'' , défini tel que $\check{V}'' = \dot{V}/A_c$, est un paramètre fondamental. Dans cette étude, deux débits volumétriques unitaires d'aspiration d'air sont étudiés : $0,020 \text{ m}^3/(\text{s}\times\text{m}^2)$ et $0,035 \text{ m}^3/(\text{s}\times\text{m}^2)$. Le premier a été choisi en raison du fait qu'il s'agit du débit utilisé lors des tests de certification de collecteurs solaires (Association canadienne de normalisation, 2011). Le second correspond au débit au-delà duquel la

performance de collecteurs solaires perforés n'évolue plus selon plusieurs manufacturiers, ce qui offre un bon compromis entre consommation électrique des ventilateurs et gains de chaleur des collecteurs (Enerconcept, 2013; Matrix Energy, 2014; SolarWall, 2013).

Avec ces deux débits, l'écoulement au sein de la conduite est totalement en régime turbulent puisque le nombre de Reynolds est d'environ 95 000 pour le débit de $0,020 \text{ m}^3/(\text{s}\times\text{m}^2)$ et avoisine les 132 000 pour le débit de $0,035 \text{ m}^3/(\text{s}\times\text{m}^2)$.

2.2.6 Mesures des composantes du vent

Le choix de l'instrument utilisé pour la mesure de la vitesse et de la direction du vent s'est fait selon les recommandations énoncées dans le guide de World Meteorological Organization (2008, p. 580). En effet, il y est précisé que les anémomètres à coupelles sont déconseillés pour des mesures dans la couche de canopée en raison de leur sensibilité aux rafales de vent et aux saletés présentes dans l'atmosphère. Ainsi, dans cette étude, les caractéristiques du vent sont mesurées à l'aide d'un anémomètre à hélices R.M.Y. 05103L (R.M. Young Company, 2014). Ce capteur mesure des vitesses d'écoulement d'air comprises entre 0 et 50 m/s avec une incertitude de $\pm 0,3 \text{ m/s}$ ou 1 % de la lecture. D'après le certificat de calibration du constructeur (ANNEXE IV), la direction du vent est mesurée entre $359,5^\circ$ et 357° (bande morte de $2,50^\circ$) avec une incertitude de $\pm 2,3^\circ$. Les seuils de sensibilité de cet anémomètre sont de 1,0 m/s pour la mesure de la vitesse et de 1,1 m/s pour la direction. Les signaux de sortie de l'anémomètre sont des courants de 4 à 20 mA et la conversion se fait selon les formules données par le constructeur et présentées en ANNEXE V.

De même que pour la mesure du débit dans les conduites de sortie, l'anémomètre a été couplé à deux adaptateurs HOBO S-CIA-CM14 dont les caractéristiques sont présentées en ANNEXE III.

Finalement, les caractéristiques de l'anémomètre couplé à l'adaptateur HOBO telles que la résolution, l'exactitude et la réponse dynamique respectent les exigences de performances

énoncées par World Meteorological Organization (2008, p. 35) pour la mesure de la vitesse et de la direction du vent.

L'anémomètre utilisé dans cette étude est fixé sur un mât d'une hauteur d'environ 2 m et placé le plus au centre possible du bâtiment afin que les accélérations de l'air ayant lieu dans les coins du bâtiment aient le minimum d'effet sur les mesures de vitesse et de direction du vent.

2.3 Validité et fiabilité des instruments de mesure utilisés

Avant de procéder à l'installation des capteurs sur le banc d'essai, la validité et la fiabilité des instruments de mesure utilisés ont été vérifiées. Ces deux critères permettent à la fois de s'assurer que l'instrument mesure la grandeur souhaitée, mais aussi qu'il fournit un résultat uniforme lorsque l'entité mesurée n'a pas changé. Pour cela, tous les capteurs utilisés sur le banc d'essai ont été testés et étalonnés à l'aide d'instruments de référence.

- Étalonnage des capteurs de températures

Dans ce travail, les capteurs de température choisis ne sont pas neufs et ont été utilisés pendant plusieurs années lors de tests en laboratoire ou à l'extérieur. En fonction des conditions auxquelles ils ont été soumis, ils ont pu perdre l'exactitude de la mesure fournie. Un étalonnage périodique est donc fortement conseillé en particulier au début d'une nouvelle étude expérimentale.

L'étalonnage a été fait à l'aide d'un bain d'huile et d'un bain de glace afin de mesurer une température chaude et une température froide. Les capteurs de températures étaient directement connectés à un enregistreur de données HOBO U30 et la lecture de la mesure s'est faite sur un ordinateur à l'aide du logiciel d'exploitation HOBOWare (Onset HOBO Data Loggers, 2014c). Les températures mesurées ont ensuite été comparées à celle délivrée par un thermocouple de type T connecté à un calibrateur Fluke 741B (Fluke, 2014).

Les données obtenues, arrondies au dixième, sont présentées dans l'ANNEXE VI. Pour l'ensemble des mesures effectuées, la différence entre la température relevée par l'instrument de référence et celle des capteurs de températures HOBO choisis est inférieure à 0,2 °C. Ce résultat satisfaisant confirme le fait que les capteurs sélectionnés sont valides et fournissent une mesure fiable de la température.

- Étalonnage des capteurs de vitesse d'air

Les deux capteurs de vitesses d'air utilisés dans cette étude sont neufs, cependant aucun certificat de calibration n'a été fourni par le manufacturier. Un test d'étalonnage a donc été réalisé.

Pour cela, un banc de test, composé principalement d'un ventilateur et d'un tube de Pitot, a été réalisé au laboratoire du CTGN. À la sortie du ventilateur se trouve une conduite, d'un diamètre d'environ 20 cm et d'une longueur de 5 m, à l'intérieur de laquelle sont insérés successivement les capteurs de vitesse d'air.

La première étape consistait à mesurer la vitesse de l'air au centre de la conduite à l'aide du tube de Pitot, qui représente l'instrument de référence. Celui-ci était relié à un manomètre à colonnes d'eau qui fournit une différence de pression en pouces d'eau. Cette valeur a ensuite été convertie, en m/s, à l'aide de l'équation (2.1), fournie par la fiche technique du manomètre :

$$V_{air} = [4005 \times \sqrt{\Delta P}] \times 0,00508 \quad (2.1)$$

Ensuite, les capteurs de vitesse d'air MiniAir64 ont été insérés, l'un après l'autre, au centre de la conduite afin de mesurer le courant de sortie délivré par chacun d'entre eux. La Figure 2.13 présente la courbe fournie par le manufacturier, représentant la vitesse de l'air en fonction du courant de sortie délivré par le MiniAir64, ainsi que les points de mesures dont l'abscisse correspond au courant mesuré par les MiniAir64 et l'ordonnée représente la vitesse obtenue à l'aide du tube de Pitot.

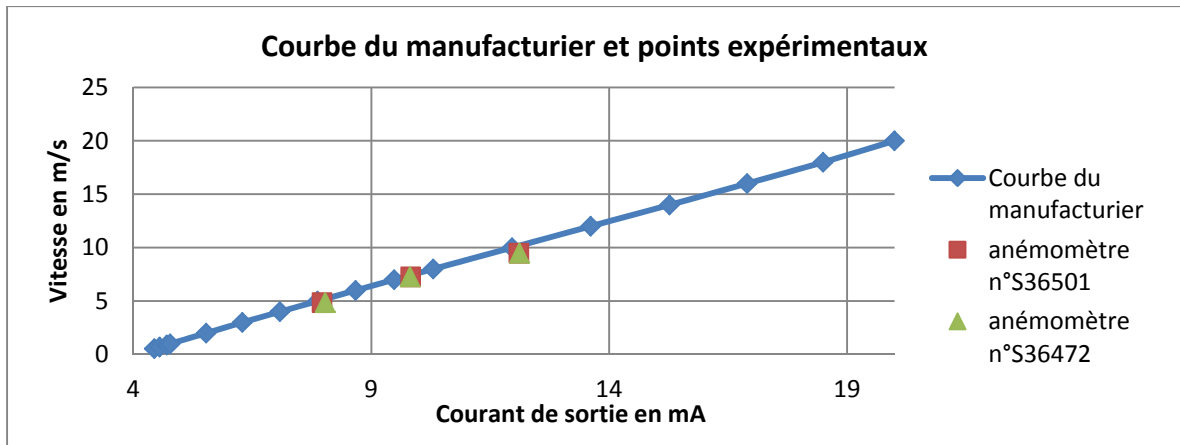


Figure 2.13 Courbe du fabricant et points de mesure pour l'étalonnage des MiniAir64

Sur cette figure, la différence entre les mesures et la courbe du fabricant est minime et inférieure à 1 %.

D'une manière générale, les résultats obtenus lors de ce test d'étalonnage sont satisfaisants et confirment une bonne fiabilité des mesures délivrées par le capteur.

Finalement, ces tests d'étalonnage permettent de s'assurer que les instruments de mesure sont valides et fiables.

La validité des instruments de mesure est confirmée selon deux critères :

- validité de surface : l'instrument semble approprié a priori pour mesurer les variables souhaitées ;
- validité de critère : les mesures prises par un nouvel instrument se conforment à celles de l'instrument qui est le critère.

La fiabilité des instruments de mesure est confirmée également selon deux critères :

- fiabilité de consistance interne : tous les instruments de même type donnent des résultats similaires ;
- fiabilité de formes équivalentes : deux instruments de types différents donnent des résultats similaires.

Pour conclure, les capteurs utilisés mesurent avec une bonne exactitude la grandeur souhaitée et peuvent être installés sur le banc d'essai.

CHAPITRE 3

RÉSULTATS EXPÉRIMENTAUX

3.1 Énergie de préchauffage mensuelle pour les deux collecteurs

Comme présenté sur la Figure 3.1, dans une grande partie du Québec, l'ensoleillement quotidien moyen sur un plan vertical orienté vers le sud, sur une base annuelle, se situe entre 9 et 12 MJ/m², soit entre 2,5 et 3,3 kWh/m² (Ressources naturelles Canada, 2014). Ainsi, l'énergie solaire moyenne disponible quotidiennement pour chacun des deux collecteurs solaires étudiés, d'une surface de 18,4 m², est d'environ 46,0 à 60,7 kWh, ou légèrement moins puisque ces collecteurs sont orientés vers le sud-ouest.

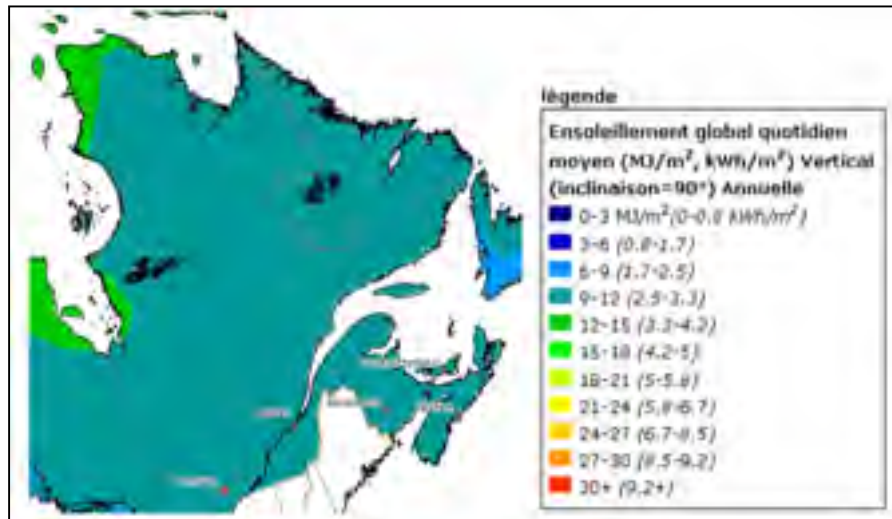


Figure 3.1 Ensoleillement quotidien moyen sur un plan vertical orienté au sud, sur une base annuelle sur le Québec (Ressources naturelles Canada, 2014)

Les deux collecteurs solaires perforés testés dans ce projet sont soumis aux mêmes conditions de test ; c'est-à-dire au même rayonnement solaire incident, au même vent, à la même température ambiante et au même débit d'aspiration. En effet, dans cette étude, les débits d'aspiration des deux collecteurs solaires perforés sont maintenus de telle sorte qu'ils

soient égaux. Étant donné que les deux collecteurs possèdent des porosités différentes et que la structure métallique de ceux-ci génère des pertes de charge différentes dans le plénum, les débits ont été équilibrés à l'aide de guillotines insérées dans les conduites de sortie d'air. Cette étude permet donc de comparer l'énergie utile récupérée par l'UTC et le TTC lorsqu'ils sont dans les mêmes conditions météorologiques et opératoires.

Toutes les variables échantillonnées (chaque minute) sur le banc d'essai sont moyennées sur une période de temps de 10 minutes. Ensuite, l'énergie utile récupérée est calculée à partir de ces moyennes avec l'équation (1.1) : il s'agit donc d'une moyenne sur 10 minutes. Enfin, la quantité d'énergie récupérée sur une journée correspond à la somme des énergies calculées aux 10 minutes, lorsque le rayonnement solaire incident sur la surface des collecteurs est supérieur à 4 W/m^2 . En effet, en dessous de ce niveau de rayonnement, il est possible d'émettre l'hypothèse que l'énergie récupérée est négligeable pour les deux collecteurs. Finalement, le rendement thermique des deux collecteurs étudiés peut être déterminé à l'aide de l'équation (1.1).

La Figure 3.2 présente l'énergie utile récupérée en moyenne chaque jour par l'UTC et le TTC (axe de gauche) ainsi que le rendement mensuel de chacun d'eux (axe de droite). Toutes les journées ne sont pas représentées sur cette figure et l'échantillon de journée utilisé (n) chaque mois est inscrit sur l'axe des abscisses de la Figure 3.2. L'échantillon sélectionné correspond aux journées au cours desquelles les débits étaient correctement équilibrés et tous les capteurs étaient fonctionnels. De plus, les journées avec un ciel couvert ont été exclues puisque l'énergie récupérée au cours de celles-ci est négligeable tel que démontré à l'ANNEXE VII.

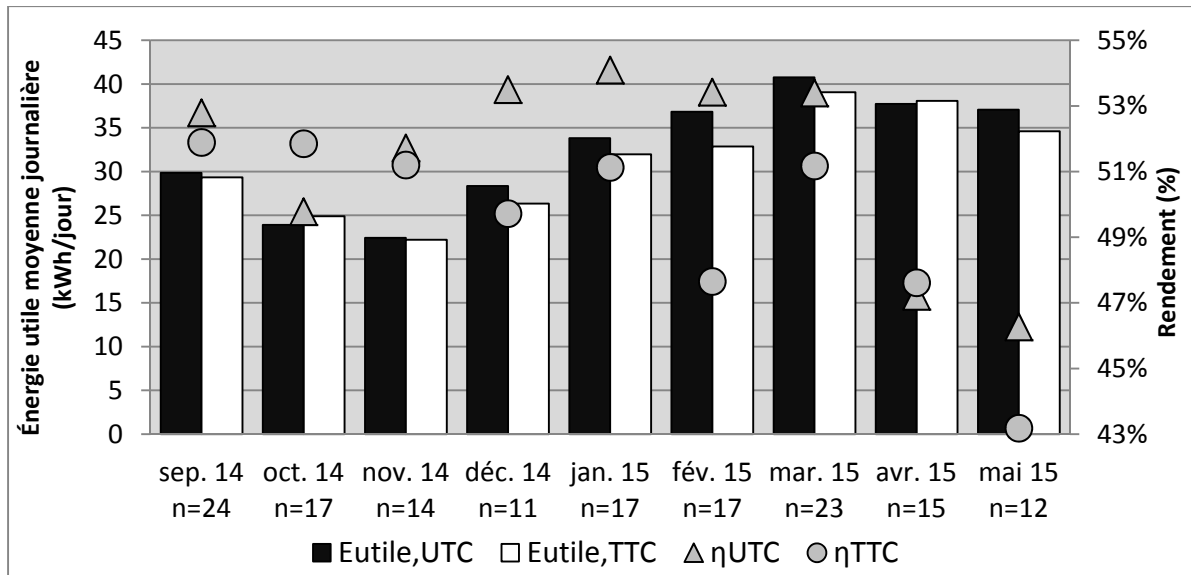


Figure 3.2 Énergie utile moyenne journalière et rendement de l'UTC et du TTC en fonction du mois de l'année

Les résultats présentés à la Figure 3.2 montrent qu'au cours des neuf mois de test, l'énergie utile récupérée en moyenne chaque jour par les collecteurs solaires perforés de cette étude se situe entre 22 kWh et 41 kWh. De même, le rendement thermique mensuel de ces deux collecteurs est compris entre 43 % et 54 %, environ. Ces résultats concordent avec les rendements fournis par le fabricant d'UTC (SolarWall, 2013); mais sont nettement inférieurs à ceux annoncés par l'un des fabricants de TTC (Enerconcept, 2013). Il y a plusieurs explications au fait que le rendement thermique des TTC soit surestimé. Dans un premier, ceci peut provenir du fait que les tests de certification, permettant d'établir le rendement, sont effectués en conditions contrôlées. Dans de telles conditions, les collecteurs TTC semblent offrir des rendements thermiques de l'ordre de 73 % lorsque le rayonnement solaire est de 913 W/m^2 , le débit est de $0,035 \text{ m}^3/(\text{s}\times\text{m}^2)$ et la vitesse du vent est de $1,0 \text{ m/s}$ (Solar Rating & Certification Corporation (SRCC), 2013). Néanmoins, ces niveaux de rayonnement solaire ne sont obtenus qu'une partie de l'année et durant quelques heures de la journée, expliquant ainsi pourquoi les rendements journaliers obtenus n'atteignent pas ces valeurs. Dans un second temps, cela peut provenir du fait que le collecteur TTC étudié soit installé depuis trois ans et que les propriétés optiques de la plaque perforée en polycarbonate aient évolué et aient pu se détériorer.

La variation de l'énergie récupérée au cours des mois s'explique principalement par deux paramètres : la quantité d'énergie solaire disponible chaque mois et le débit volumétrique unitaire d'aspiration utilisé. Ces deux paramètres sont ceux ayant le plus d'influence sur les performances des collecteurs solaires perforés, selon plusieurs études antérieures (Badache, 2013), parmi l'ensemble des paramètres analysés dans cette étude. Par exemple, dans le cas de cette étude expérimentale, l'énergie solaire incidente au mois de novembre était, en moyenne de 43 kWh/jour tandis qu'elle était de 76 kWh/jour en mars. L'effet du débit sur la quantité d'énergie récupérée est présenté ultérieurement aux sections 3.1.2 et 3.1.3.

Mis à part durant le mois d'octobre, l'UTC semble plus performant que le TTC. Une fois de plus, cela dépend en grande partie du niveau d'ensoleillement et du débit d'aspiration de chaque journée et de chaque mois.

Dans les sections suivantes, la quantité d'énergie récupérée et le rendement thermique des deux collecteurs solaires sont étudiés en fonction :

- de la quantité d'énergie solaire disponible évaluée à l'aide des corrélations d'Erbs (*cf.* ANNEXE VIII), et ;
- du débit d'aspiration volumétrique unitaire selon les deux niveaux testés : $0,020 \text{ m}^3/(\text{s}\times\text{m}^2)$ et $0,035 \text{ m}^3/(\text{s}\times\text{m}^2)$.

De plus, comme expliqué à la section 3.1.1, une correction a été apportée sur quelques-uns des résultats obtenus en période hivernale. Les résultats sont donc présentés de façon à différencier les résultats bruts (sans correction) de ceux ayant été corrigés.

3.1.1 Correction hivernale des données brutes

Les premiers résultats obtenus en période hivernale ont mis en évidence le fait que la température à la sortie du collecteur TTC était anormalement supérieure à la température ambiante, la nuit, en absence de gain solaire. Après quelques investigations, il s'est avéré qu'un aérotherme à l'intérieur du bâtiment, situé à proximité du collecteur TTC, pouvait correspondre à cette source de chaleur. Cette chaleur pourrait également d'exfiltrations à

travers la structure du bâtiment où est installé le collecteur TTC. Ainsi, comme présenté à la Figure 3.3, la nuit en absence de rayonnement solaire, l'augmentation de la température dans l'UTC est nulle tandis que celle dans le TTC atteint environ 2°C pour cette journée d'hiver. Cette anomalie affecte donc les calculs d'énergie récupérée par le collecteur TTC et son rendement thermique. En effet, dans cette configuration, il est impossible de déterminer si, en journée, la température de sortie du TTC est plus élevée en raison du fait que le collecteur TTC est plus performant ou bien du fait qu'une source de chaleur favorise le collecteur TTC.

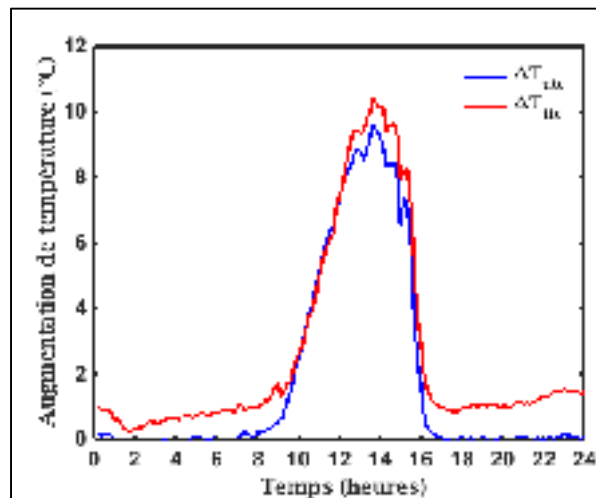


Figure 3.3 Augmentation de la température de sortie des collecteurs, le 29 décembre 2014

Un modèle de correction a donc été développé afin d'éliminer la source de chaleur parasite des calculs de performance. Ce modèle a été élaboré à partir de données expérimentales de toutes les nuits d'hiver où ce phénomène a été observé, de la façon suivante :

- L'énergie utile récupérée par l'UTC, la nuit, est considérée comme valide et correspond aux pertes thermiques du bâtiment récupérées par le collecteur solaire UTC : $E_{UTC,mesurée} = E_{pertes}$;
- La nuit, l'énergie provenant de la source de chaleur inconnue représente donc la différence entre l'énergie récupérée par le TTC et celle récupérée par l'UTC :

$$E_{add} = E_{TTC,mesurée} - E_{UTC,mesurée} = E_{TTC,mesurée} - E_{pertes}$$

- L'énergie utile récupérée par le TTC devrait donc être la différence entre l'énergie utile mesurée et l'énergie additionnelle : $E_{TTC,réelle} = E_{TTC,mesurée} - E_{add}$
- Finalement, la nuit, en absence de gain solaire, l'énergie récupérée par le TTC et par l'UTC sont identiques et correspondent aux pertes thermiques du bâtiment sur lequel ils sont installés.

Ce calcul de correction a été fait sur une base mensuelle de novembre à avril à partir des moyennes sur un pas de temps de dix minutes des données expérimentales de certaines nuits où l'écart entre les températures de sortie du TTC et de l'UTC dépassait 0,5°C. La correction appliquée est une équation linéaire de l'énergie additionnelle (E_{add}) en fonction de la température ambiante extérieure (T_{amb}). Deux équations différentes ont été obtenues en fonction des deux débits d'aspiration testés dans cette étude expérimentale. Le Tableau 3.1 présente les coefficients de la droite de régression (a et b) obtenus durant les six mois où la correction a été appliquée, ainsi que le coefficient de corrélation (R^2), le domaine de validité de l'équation de régression obtenue et l'échantillon de journée à l'origine de cette équation. Cet échantillon varie puisque la correction n'a été appliquée que durant les journées où l'écart entre les températures de sortie du TTC et de l'UTC dépassait 0,5°C, soit au-delà de l'incertitude de mesures de températures.

Tableau 3.1 Coefficient de la droite de régression pour la correction de l'énergie du TTC

	Haut débit					Bas débit				
	a	b	Validité	R^2	n	a	b	Validité	R^2	n
Nov.	-4 142,7	52 404,5	$T_{amb} \in [-2;8]$	78,9	4	-2125,0	24719,1	$T_{amb} \in [-9;9]$	47,2	10
Déc.	-4 530,6	30 301,9	$T_{amb} \in [-14;0]$	60,7	4	-2659,1	20083,6	$T_{amb} \in [-16;6]$	76,1	8
Jan.	-4 592,4	23 239,1	$T_{amb} \in [-20;0]$	73,0	11	-1393,2	14874,8	$T_{amb} \in [-25;0]$	52,6	7
Fév.	-2 262,9	48 323,7	$T_{amb} \in [-23;-4]$	48,6	22	Pas de correction				
Mar.	-2 868,2	39 648,6	$T_{amb} \in [-15;7]$	72,7	22	Pas de correction				
Avr.	-3 080,6	40 047,1	$T_{amb} \in [-6;10]$	58,1	9	Pas de correction				

Dans ce tableau, la droite de régression est de la forme suivante : $E_{add} = a \times T_{amb} + b$

La Figure 3.4 présente l'énergie additionnelle récupérée la nuit (E_{add}) en fonction de la température ambiante extérieure (T_{amb}) pour le mois de décembre ainsi que la droite de régression linéaire obtenue pour le collecteur TTC, dans le cas des deux débits d'aspiration testés. D'après cette figure, la température ambiante extérieure ne semble pas être le seul paramètre influençant l'énergie additionnelle récupérée la nuit étant donné que les mesures expérimentales ne suivent pas rigoureusement la droite de régression linéaire. Ceci se confirme avec le coefficient de corrélation présenté précédemment au Tableau 3.1, qui pour certains mois est peu élevée (autour de 50%). La vitesse et la direction du vent pourraient également jouer un rôle sur la quantité d'énergie récupérée en raison des pressions que cela génère sur le bâtiment et donc de la tendance à avoir des infiltrations ou des exfiltrations.

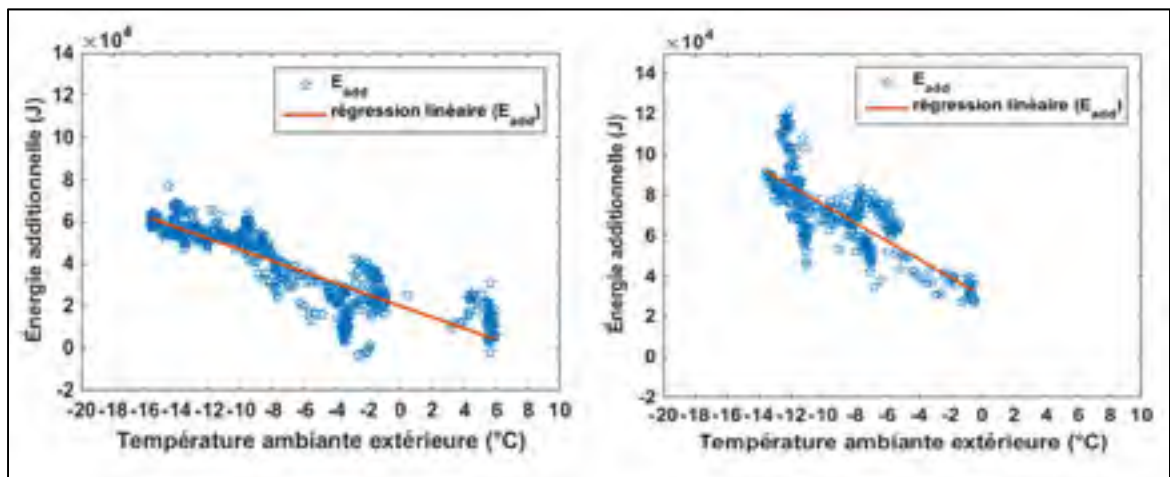


Figure 3.4 Énergie récupérée la nuit en fonction de la température extérieure pour des bas débits (à gauche) et des hauts débits (à droite), pour le mois de décembre 2014

La Figure 3.5 présente l'évolution de l'énergie récupérée mesurée pour les deux collecteurs et l'énergie récupérée réelle pour le TTC une fois la correction appliquée, lors de la journée du 29 décembre 2014, où les collecteurs étaient opérés à haut débit. Lors de cette journée, le rendement thermique de l'UTC était de 54,1 %. Celui du TTC était de 59,0 % avant la correction et est passé à 47,8 % suite à la correction.

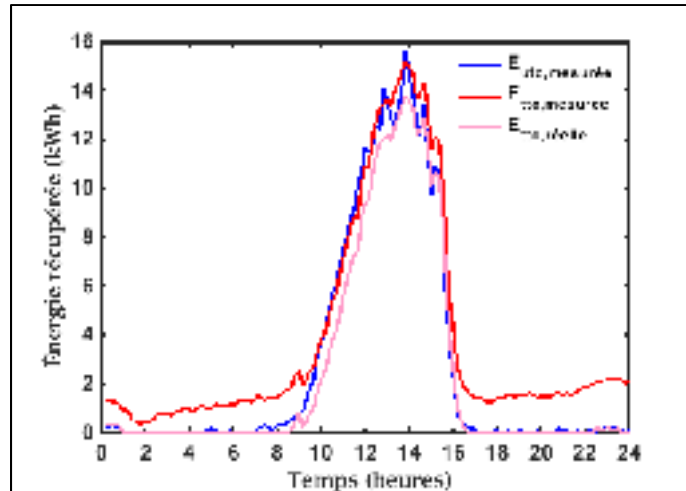


Figure 3.5 Énergie utile récupérée (données corrigées), le 29 décembre 2014

3.1.2 Énergie de préchauffage en journée avec un ciel clair

Cette section présente uniquement les journées au cours desquelles le ciel était clair, c'est-à-dire lorsque l'indice de clarté, k_T , est supérieur ou égal à 0,75.

3.1.2.1 Débit d'aspiration de $0,035 \text{ m}^3/(\text{s} \times \text{m}^2)$

La Figure 3.6 présente l'énergie utile récupérée en moyenne chaque jour par l'UTC et le TTC et le rendement thermique des deux collecteurs pour des journées avec un ciel clair ($k_T \geq 0,75$) et lorsque le débit d'opération est fixé à $0,035 \text{ m}^3/(\text{s} \times \text{m}^2)$. À gauche se trouvent les résultats bruts n'ayant pas fait l'objet de correction sur le TTC (histogramme blanc) tandis qu'à droite, les résultats du TTC ont été corrigés à l'aide du modèle de correction expliqué à la section 3.1.1 (histogramme blanc rayé). Il est à noter qu'aucune donnée du mois d'octobre n'est présentée puisqu'aucune journée à ciel clair opérée à ce débit n'a été rencontrée durant ce mois-ci. De plus, pour le mois d'avril, certaines journées ont été corrigées et d'autres non, expliquant ainsi qu'il apparaisse deux fois sur cette figure.

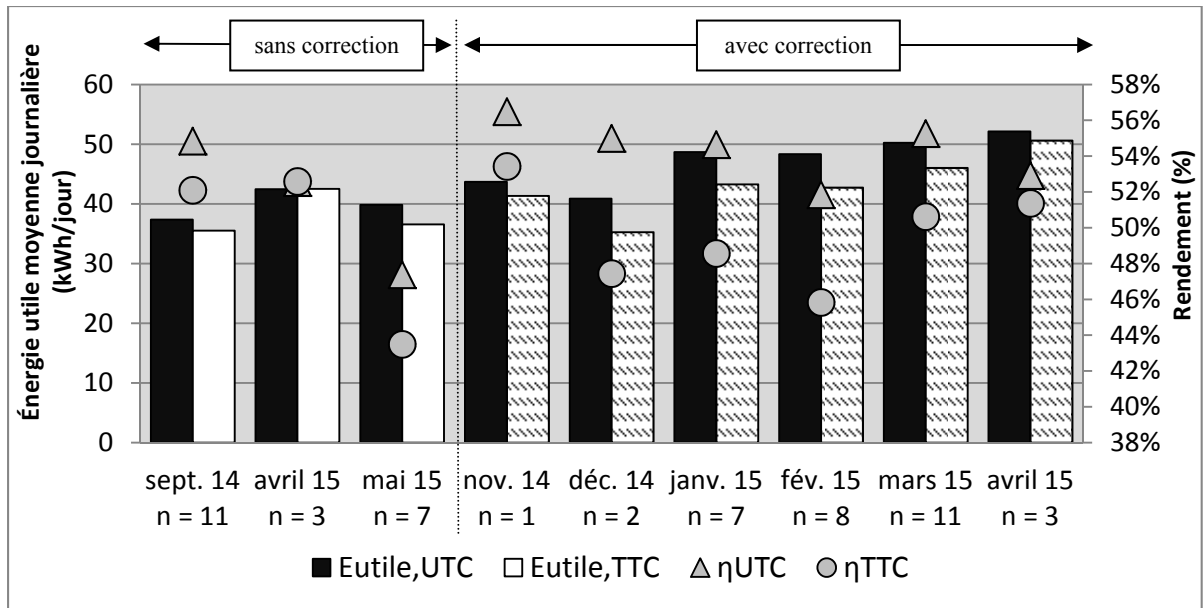


Figure 3.6 Énergie utile moyenne journalière et rendement de l'UTC et du TTC pour des journées à ciel clair ($k_T \geq 0,75$) à haut débit d'aspiration ($\dot{V} = 0,035 \text{ m}^3/(\text{s}\times\text{m}^2)$)

D'après la Figure 3.6, lors des journées avec un ciel clair où les collecteurs sont opérés à un débit de $0,035 \text{ m}^3/(\text{s}\times\text{m}^2)$, l'énergie utile récupérée par l'UTC et par le TTC est respectivement de 45 et 42 kWh/jour, en moyenne, toutes données confondues. Le rendement thermique est quant à lui en moyenne de 53 % pour l'UTC et de 49 % pour le TTC.

Le calcul d'incertitude de mesure présenté à l'ANNEXE IX établit que pour une journée avec un ciel clair et un débit d'aspiration de $0,035 \text{ m}^3/(\text{s}\times\text{m}^2)$, l'erreur sur le calcul de l'énergie utile récupérée est d'environ 2,8 kWh/jour. Ainsi, il n'est pas possible de conclure lequel des deux collecteurs est le plus performant dans ces conditions puisque la différence se situe dans l'intervalle d'incertitude. Cependant, les tendances générales laissent penser que l'UTC est légèrement plus performant que le TTC, dans ces conditions. Ceci pourrait provenir du fait que le transfert de chaleur de la plaque perforée de l'UTC vers l'air aspiré est plus efficace que celui du mur absorbeur du TTC vers l'air.

3.1.2.2 Débit d'aspiration de $0,020 \text{ m}^3/(\text{s}\times\text{m}^2)$

La Figure 3.7 présente l'énergie utile récupérée en moyenne chaque jour par l'UTC et le TTC et le rendement thermique des deux collecteurs pour des journées avec un ciel clair ($k_T \geq 0,75$) et lorsque le débit d'opération est fixé à $0,020 \text{ m}^3/(\text{s}\times\text{m}^2)$. À gauche se trouvent les résultats bruts n'ayant pas fait l'objet de correction sur le TTC (histogramme blanc) tandis qu'à droite, les résultats du TTC ont été corrigés à l'aide du modèle de correction expliqué à la section 3.1.1 (histogramme blanc rayé). Dans cette configuration, seules deux journées de décembre et une journée de janvier ont été corrigées.

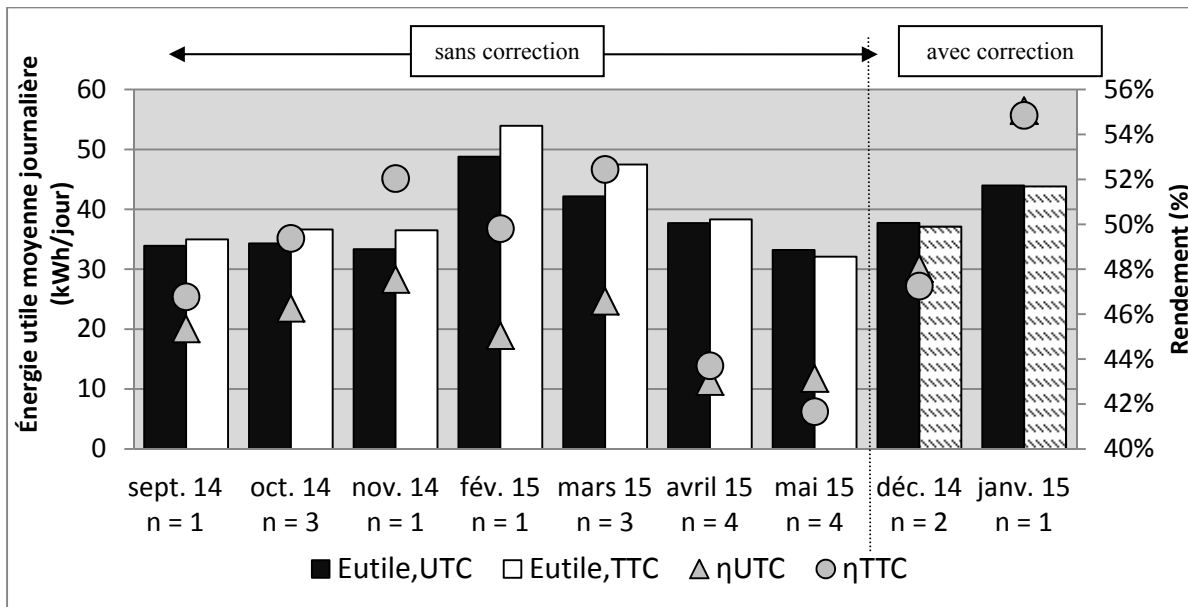


Figure 3.7 Énergie utile moyenne journalière et rendement de l'UTC et du TTC pour des journées à ciel clair ($k_T \geq 0,75$) à bas débit d'aspiration ($\dot{V} = 0,020 \text{ m}^3/(\text{s}\times\text{m}^2)$)

D'après la Figure 3.7, lors des journées avec un ciel clair où les collecteurs sont opérés à un débit de $0,020 \text{ m}^3/(\text{s}\times\text{m}^2)$, l'énergie utile récupérée par l'UTC et par le TTC est respectivement de 38 et 40 kWh/jour, en moyenne. Le rendement thermique est quant à lui en moyenne de 47 % pour l'UTC et de 49 % pour le TTC.

Dans ces conditions de rayonnement et de débit d'aspiration, l'incertitude de mesure sur le calcul de l'énergie utile récupérée est de 2 kWh/jour (voir ANNEXE IX). Une fois de plus, il n'est pas possible de conclure lequel des deux collecteurs est le plus performant, dans ces conditions. Cependant, d'après la tendance générale observée durant les mois de test non corrigés, le TTC semble légèrement plus performant que l'UTC. Ces résultats pourraient provenir du fait qu'avec un faible débit d'aspiration, les pertes thermiques de l'UTC vers l'extérieur sont plus importantes puisque la température de sa plaque perforée augmente. Inversement, dans le cas du TTC, l'augmentation de la température du mur absorbeur n'engendre pas une forte augmentation des pertes puisque l'échange thermique se fait avec la plaque perforée qui a une température théoriquement plus élevée que celle du ciel.

Il est intéressant de constater que l'énergie récupérée par les deux collecteurs est plus importante durant les mois d'hiver, en particulier en février et en mars. Ceci peut s'expliquer par le fait que durant ces mois, le rayonnement solaire incident sur les collecteurs est plus important puisque l'altitude du soleil est plus faible en hiver. De plus, l'écart entre l'énergie récupérée par le TTC et celle récupérée par l'UTC est plus important pour ces deux mois. Cela peut être dû au fait que le faible angle d'incidence du soleil sur la plaque du TTC favorise la transmission des rayons solaires et augmente la quantité d'énergie récupérée par le TTC et, par le fait que les pertes thermiques de l'UTC sont plus importantes durant ces mois puisque la température ambiante extérieure est plus faible.

3.1.3 Énergie de préchauffage en journée avec un ciel mi-clair

Cette section présente uniquement les journées au cours desquelles le ciel était mi-clair, c'est-à-dire lorsque l'indice de clarté, k_T , est compris entre 0,35 et 0,75.

3.1.3.1 Débit d'aspiration de 0,035 m³/(s×m²)

La Figure 3.8 présente l'énergie utile récupérée en moyenne chaque jour par l'UTC et le TTC et le rendement thermique des deux collecteurs pour des journées avec un ciel mi-clair ($0,75 > k_T \geq 0,35$) et lorsque le débit d'opération est fixé à 0,035 m³/(s×m²). À gauche se

trouvent les résultats bruts n'ayant pas fait l'objet de correction sur le TTC (histogramme blanc) tandis qu'à droite, les résultats du TTC ont été corrigés à l'aide du modèle de correction expliqué à la section 3.1.1 (histogramme blanc rayé). Durant les mois de novembre et de janvier, certaines journées ont été corrigées et d'autres non, expliquant ainsi que ces mois apparaissent deux fois sur cette figure.

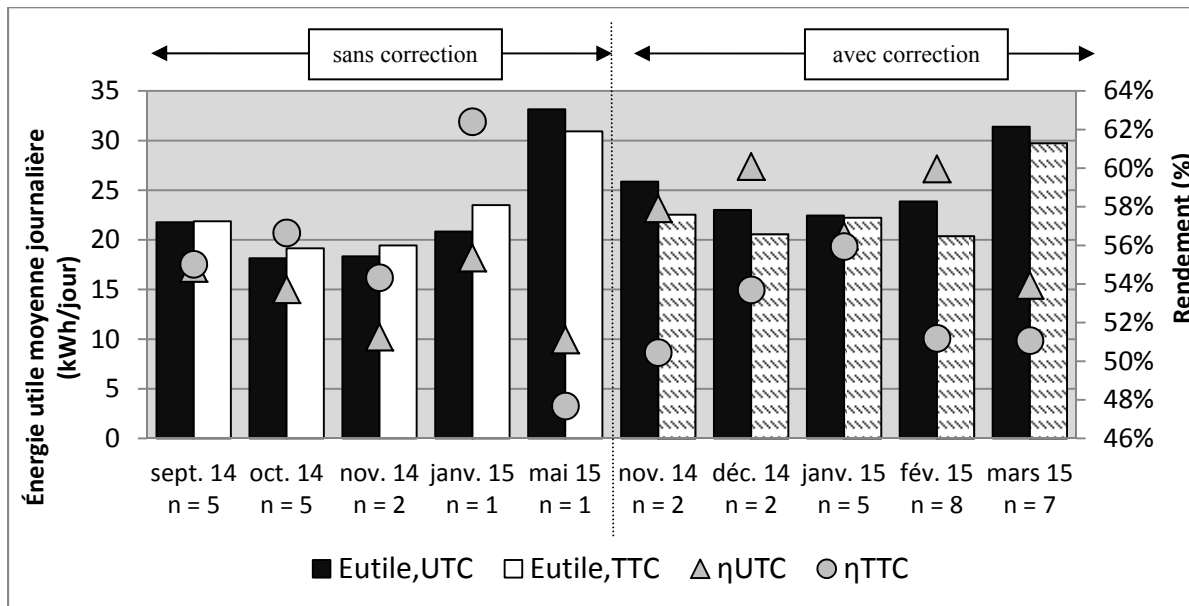


Figure 3.8 Énergie utile moyenne journalière et rendement de l'UTC et du TTC pour des journées à ciel mi-clair ($0,75 > k_T \geq 0,35$) à haut débit d'aspiration ($\dot{V} = 0,035 \text{ m}^3/(\text{s} \times \text{m}^2)$)

Les tendances générales observées à partir des résultats avec et sans correction sont contradictoires. En effet, en absence de correction, les résultats démontrent que le TTC est plus performant que l'UTC : l'énergie utile récupérée par l'UTC et par le TTC est respectivement de 22 et 23 kWh/jour, en moyenne. Le rendement thermique est quant à lui en moyenne de 53 % pour l'UTC et de 54 % pour le TTC. Inversement, avec la correction, l'UTC est plus performant que le TTC : l'énergie utile récupérée par l'UTC et par le TTC est respectivement de 25 et 23 kWh/jour, en moyenne. Le rendement thermique est quant à lui en moyenne de 57 % pour l'UTC et de 52 % pour le TTC. Cependant, la différence entre l'énergie utile récupérée par les deux collecteurs est comprise dans l'incertitude de mesure qui est d'environ 2,8 kWh/jour dans ces conditions. Ainsi, que ce soit avec ou sans

correction, les résultats obtenus ne permettent pas de conclure lequel des deux collecteurs est le plus performant.

3.1.3.2 Débit d'aspiration de $0,020 \text{ m}^3/(\text{s}\times\text{m}^2)$

La Figure 3.9 présente l'énergie utile récupérée en moyenne chaque jour par l'UTC et le TTC et le rendement thermique des deux collecteurs pour des journées avec un ciel mi-clair ($0,75 > k_T \geq 0,35$) et lorsque le débit d'opération est fixé à $0,020 \text{ m}^3/(\text{s}\times\text{m}^2)$. À gauche se trouvent les résultats bruts n'ayant pas fait l'objet de correction sur le TTC (histogramme blanc) tandis qu'à droite, les résultats du TTC ont été corrigés à l'aide du modèle de correction expliqué à la section 3.1.1 (histogramme blanc rayé). De même que précédemment, certains mois figurent deux fois puisque certaines journées ont été corrigées et d'autres non.

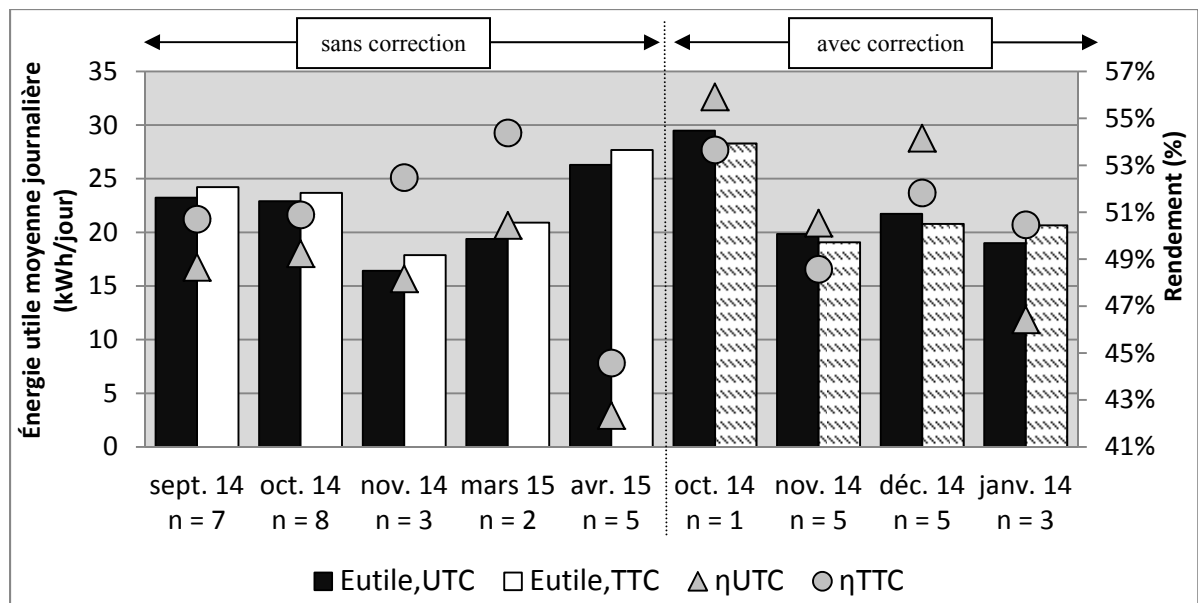


Figure 3.9 Énergie utile moyenne journalière et rendement de l'UTC et du TTC pour des journées à ciel mi-clair ($0,75 > k_T \geq 0,35$) à bas débit d'aspiration ($\dot{V} = 0,020 \text{ m}^3/(\text{s}\times\text{m}^2)$)

Similairement aux résultats à haut débit, les tendances observées à bas débit ($0,020 \text{ m}^3/(\text{s}\times\text{m}^2)$) avec et sans correction sont contradictoires. En effet, en absence de

correction, les résultats démontrent que le TTC est plus performant que l'UTC : l'énergie utile récupérée par l'UTC et par le TTC est respectivement de 22 et 23 kWh/jour, en moyenne. Le rendement thermique est quant à lui en moyenne de 47 % pour l'UTC et de 50 % pour le TTC. Inversement, avec la correction, l'UTC est plus performant que le TTC durant la majeure partie des journées corrigées : l'énergie utile récupérée par l'UTC et par le TTC est respectivement de 23 et 22 kWh/jour, en moyenne. Le rendement thermique est quant à lui en moyenne de 51 % pour l'UTC et de 52 % pour le TTC. Dans ces conditions, également, les deux collecteurs ont des performances très similaires puisque la différence obtenue se situe dans l'incertitude de mesure qui est d'environ 1,9 kWh/jour.

3.2 Influence des conditions météorologiques sur les collecteurs solaires perforés

Au sein de cette section sont discutées l'influence des précipitations et du vent sur le débit d'aspiration et sur les performances des collecteurs solaires perforés.

3.2.1 Influence des précipitations sur le débit d'aspiration

Cette étude expérimentale menée dans des conditions extérieures réelles a permis de constater que durant certaines journées de tests, le débit d'aspiration des deux collecteurs solaires diminue anormalement. Après plusieurs investigations, il s'est avéré que ces brusques diminutions coïncidaient avec des épisodes pluvieux ou neigeux. La Figure 3.10 présente un exemple d'évolution du débit d'aspiration durant une journée pluvieuse, le 6 septembre 2014, au cours de laquelle le débit d'aspiration était fixé à $0,035 \text{ m}^3/(\text{s}\times\text{m}^2)$. D'après cette figure, le débit de l'UTC a chuté jusqu'à $0,024 \text{ m}^3/(\text{s}\times\text{m}^2)$ pendant approximativement deux heures et le débit du TTC est descendu jusqu'à $0,015 \text{ m}^3/(\text{s}\times\text{m}^2)$ pendant quatre heures.

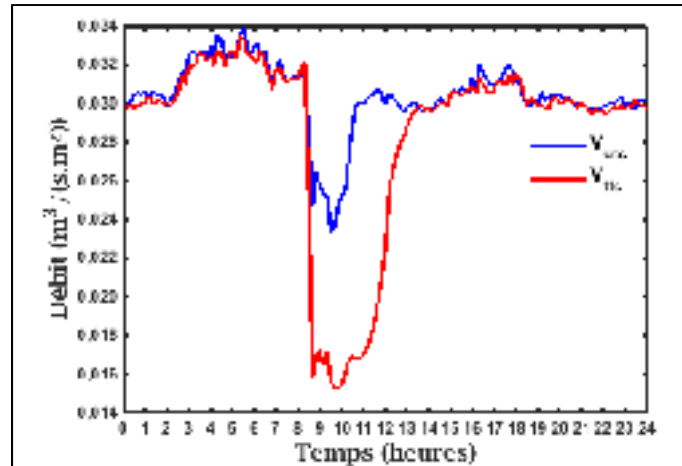


Figure 3.10 Évolution des débits d'aspiration lors de périodes de précipitations, le 6 septembre 2014

Des résultats similaires ont été obtenus durant d'autres journées pluvieuses ainsi que pour les périodes de précipitations neigeuses. La Figure 3.11 présente un exemple d'évolution du débit d'aspiration durant une journée neigeuse, le 8 février 2015, au cours de laquelle le débit d'aspiration était fixé à $0,035 \text{ m}^3/(\text{s}\times\text{m}^2)$. On peut y constater une fois de plus que le débit d'aspiration du TTC diminue, dans ce cas jusqu'à $0,027 \text{ m}^3/(\text{s}\times\text{m}^2)$. Le débit de l'UTC diminue également, mais dans une moins grande mesure : dans ce cas jusqu'à $0,032 \text{ m}^3/(\text{s}\times\text{m}^2)$.

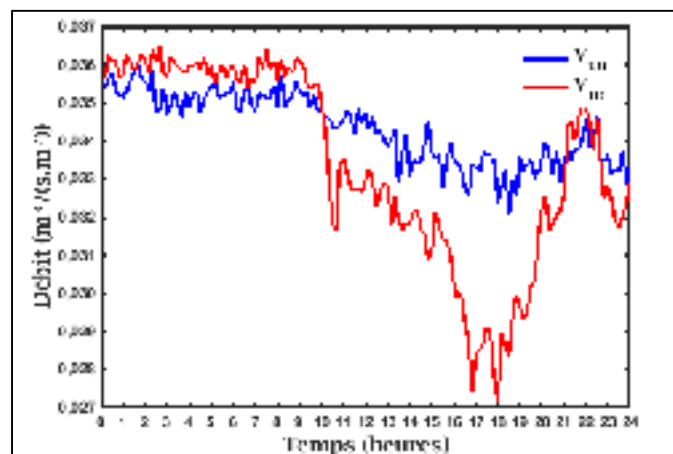


Figure 3.11 Évolution des débits d'aspiration lors de périodes de précipitations, le 8 février 2015

Au cours de cette étude expérimentale, la diminution maximale du débit au cours d'une journée pluvieuse est d'environ 50 % pour le TTC et d'environ 20 % pour l'UTC. L'impact différent de la pluie et de la neige sur le débit des deux collecteurs s'explique en partie par la géométrie des plaques perforées. En effet, l'UTC est constitué d'une plaque ayant un profilé où les perforations se trouvent au niveau d'encoches. Sur le TTC, la plaque perforée est plane et les perforations circulaires. Ainsi, sur le TTC, la pluie ruisselle sur la plaque et a tendance à boucher les perforations tandis que sur l'UTC la pluie est déviée en partie par les encoches ce qui n'obstrue pas les perforations. Dans le cas de la neige, il est possible que celle-ci obstrue les perforations puisqu'elle a tendance à se fixer sur la surface des plaques perforées comme présenté sur la Figure 3.12.



Figure 3.12 Photographie des collecteurs,
le 11 décembre 2014

Le fait que le débit du TTC diminue pendant une plus grande période de temps que le débit de l'UTC peut s'expliquer par le fait que l'eau reste bloquée dans les perforations du TTC et que l'aspiration générée par le ventilateur n'est pas suffisante pour déboucher la totalité des perforations.

Malgré le fait que les précipitations de pluie et de neige aient un effet néfaste sur le débit d'aspiration du TTC ou de l'UTC, l'impact sur les performances d'un collecteur sur une base mensuelle est relativement minime. En effet, la présence de précipitations correspond

généralement à une journée avec un ciel couvert au cours desquelles l'énergie récupérée par les collecteurs est peu importante.

3.2.2 Influence de la vitesse et de la direction du vent sur les performances

L'évaluation de l'influence de la vitesse et de la direction du vent sur les performances des collecteurs solaires perforés a été réalisée à l'aide d'une analyse statistique. Pour cela, le logiciel Statgraphics Centurion XVI a été utilisé (Statgraphics, 2015).

Cette analyse se base sur un échantillon de 34 journées comprenant les journées au cours desquelles aucune source de chaleur ne faussait les données (voir Section 3.1.1). De plus, seulement les journées sans variation brusque de l'ensoleillement ont été sélectionnées soit les journées avec un ciel clair ($k_T \geq 0,75$). En effet, en présence de changement brusque du niveau d'ensoleillement, le stockage de l'énergie dans l'absorbeur doit être pris en considération, compliquant ainsi l'analyse des données.

L'analyse réalisée dans Statgraphics est une analyse par régression linéaire multidimensionnelle qui permet d'exprimer l'augmentation de la température dans les deux collecteurs (ΔT) en fonction de l'ensoleillement (G_T), du débit d'aspiration (\dot{V}), de la vitesse du vent (V_{vent}) et de la direction du vent (θ_{vent}). La procédure d'ajustement choisie est une sélection pas-à-pas ascendante. Celle-ci permet d'optimiser le modèle de régression à partir des variables explicatives les plus pertinentes. De cette façon, toutes variables qui n'améliorent pas la qualité du modèle sont supprimées de celui-ci (Tinsley, 2000).

Les équations obtenues dans cette étude sont :

$$\Delta T_{UTC} = 3,83 + 1,52 \times 10^{-2} \times G_T - 121 \times \dot{V}_{UTC} - 1,24 \times 10^{-1} \times V_{vent} \quad (3.1)$$

R²=92,6 %

$$\Delta T_{TTC} = 3,97 + 1,51 \times 10^{-2} \times G_T - 137 \times \dot{V}_{TTC} - 3,21 \times 10^{-2} \times V_{vent} \quad (3.2)$$

$$R^2=90,7 \%$$

Les deux équations sont du premier ordre et les coefficients de détermination (R^2) sont de 92,6 % pour l'UTC et de 90,7 % pour le TTC. L'ordre des équations n'a donc pas été augmenté afin de ne pas complexifier le modèle.

Ces deux équations ne sont valides que pour des débits d'aspiration (\dot{V}) compris entre 0,018 et 0,048 m³/(s×m²), une vitesse du vent (V_{vent}) inférieure à 14 m/s et un rayonnement solaire (G_T) excédant 200 W/m². En effet, en dessous de ce niveau de rayonnement solaire, l'incertitude est trop importante et ne permet pas d'obtenir des résultats satisfaisants.

Dans les équations (3.1) et (3.2), la direction du vent (θ_{vent}) n'apparaît pas puisque cette variable n'est pas statistiquement significative au niveau de confiance de 95,0 % et plus. De ce fait, seulement la vitesse du vent, le débit d'aspiration et le rayonnement solaire incident ont une influence sur l'augmentation de la température dans les collecteurs solaires perforés. À partir de ces équations, on observe que l'UTC est plus sensible que le TTC à la vitesse du vent puisque le coefficient devant cette variable est presque quatre fois plus élevé pour l'UTC. Ceci s'explique notamment par le fait que pour l'UTC, l'absorbeur (la plaque perforée) est directement exposé aux vents et qu'ainsi les pertes convectives sont plus importantes que pour le TTC où l'absorbeur (le mur extérieur) n'est pas exposé aux vents puisqu'il se situe derrière la plaque perforée. La température de la surface perforée de l'UTC est donc normalement plus élevée que celle du TTC pour un débit et un rayonnement similaire puisque ce dernier laisse passer une large proportion du rayonnement plutôt que de la convertir en chaleur à l'extérieur. Il est normal que les pertes convectives soient plus élevées pour l'UTC lorsque le vent augmente.

Une fois l'augmentation de la température dans les collecteurs connue, le rendement thermique peut être calculé à l'aide de l'équation (1.1).

La Figure 3.13 présente l'évolution du rendement thermique de l'UTC et du TTC en fonction de la vitesse du vent pour trois niveaux de rayonnement solaire incident différents ($G_T = 400 \text{ W/m}^2$, $G_T = 650 \text{ W/m}^2$ et $G_T = 900 \text{ W/m}^2$) et trois débits d'aspiration différents ($\dot{V}=0,020 \text{ m}^3/(\text{s}\times\text{m}^2)$, $\dot{V}=0,027 \text{ m}^3/(\text{s}\times\text{m}^2)$ et $\dot{V}=0,035 \text{ m}^3/(\text{s}\times\text{m}^2)$).

- Influence du rayonnement solaire incident

À partir de la Figure 3.13, il est possible de constater que l'augmentation du rayonnement solaire incident a un effet différent selon le débit d'aspiration et la vitesse du vent.

Ainsi, d'après la ligne 1 de la Figure 3.13, dans des conditions de faibles débits d'aspiration et de faibles vitesses de vent, l'augmentation du rayonnement solaire incident a pour effet de diminuer le rendement thermique des deux collecteurs. Par exemple, pour un débit de $0,020 \text{ m}^3/(\text{s}\times\text{m}^2)$ et une vitesse de vent nulle, l'augmentation du rayonnement de 400 à 900 W/m^2 entraîne une diminution du rendement de $4,7\%$ pour l'UTC et de $4,1\%$ pour le TTC. Ceci provient du fait que dans ces conditions, la température des surfaces des collecteurs augmente et qu'ainsi les pertes avec l'extérieur sont plus importantes.

Par contre, lorsque la vitesse du vent est élevée, l'augmentation du rayonnement incident a tendance à augmenter le rendement thermique des collecteurs solaires, en particulier pour l'UTC et ce pour un débit compris entre $0,020 \text{ m}^3/(\text{s}\times\text{m}^2)$ et $0,035 \text{ m}^3/(\text{s}\times\text{m}^2)$. Par exemple, à un débit de $0,027 \text{ m}^3/(\text{s}\times\text{m}^2)$, pour une vitesse de vent de 14 m/s , l'augmentation du rayonnement de 400 à 900 W/m^2 entraîne une augmentation du rendement de $5,3\%$ pour l'UTC et de $0,9\%$ pour le TTC. Ceci peut s'expliquer par le fait qu'avec une si haute vitesse de vent, les pertes convectives sont importantes et dominent largement sur les pertes radiatives.

Pour un débit d'aspiration élevé (cf. ligne 3 de la Figure 3.13), par exemple $0,035 \text{ m}^3/(\text{s}\times\text{m}^2)$, l'augmentation du rayonnement solaire incident s'accompagne toujours d'une augmentation du rendement thermique des deux collecteurs. En effet, pour des débits d'aspiration élevés, la chaleur des absorbeurs des collecteurs est transmise à la grande quantité d'air qui traverse les

collecteurs, ainsi les pertes sont moins importantes. Par exemple, pour une vitesse de vent de 5 m/s, et un débit de $0,035 \text{ m}^3/(\text{s}\times\text{m}^2)$, l'augmentation du rayonnement solaire de 400 à 900 W/m^2 augmente le rendement thermique de 6,0% pour l'UTC et de 5,9% pour le TTC.

Pour toutes les conditions présentées à la Figure 3.13, la variation du rayonnement incident a plus d'effet sur l'UTC que sur le TTC.

- Influence du débit d'aspiration

L'augmentation du débit d'aspiration entraîne une augmentation du rendement des deux collecteurs solaires pour toutes les conditions de vitesses de vent et de rayonnement solaire incident présentées à la Figure 3.13. En effet, l'augmentation du débit contribue à diminuer les pertes thermiques avec l'extérieur et favorise le transfert de la chaleur de l'absorbeur vers l'air.

L'influence du débit d'aspiration sur le rendement thermique des collecteurs solaires est plus importante pour des rayonnements solaires élevés et pour de faibles vitesses de vent, puisque dans ces conditions les pertes radiative et convective avec l'extérieur sont maximales. Ainsi, pour un rayonnement solaire incident de 900 W/m^2 et une vitesse de vent nulle, la variation du débit de $0,020$ à $0,035 \text{ m}^3/(\text{s}\times\text{m}^2)$ entraîne une augmentation du rendement thermique de 21,9% pour l'UTC et de 20,2% pour le TTC. À l'inverse, pour une vitesse de vent de 14 m/s et un rayonnement solaire incident de 400 W/m^2 , cette augmentation n'est que de 6,9 % pour l'UTC et de 9,1 % pour le TTC. Le débit d'aspiration est donc un paramètre plus influent que le rayonnement solaire incident.

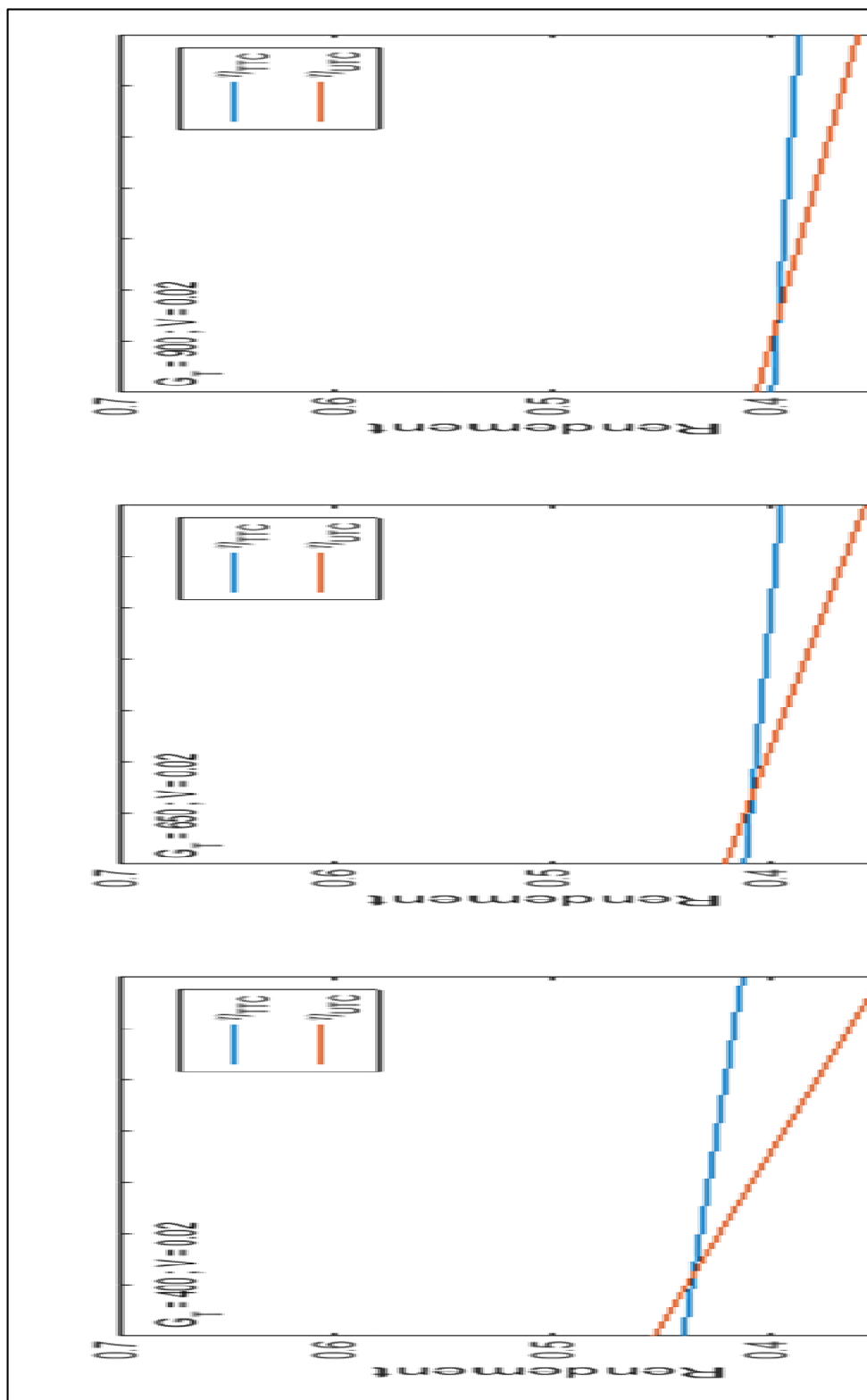


Figure 3.13 Évolution du rendement en fonction de la vitesse du vent, du rayonnement solaire (G_T) et du débit d'aspiration (\dot{V}) pour l'UTC et le TTC

- Influence de la vitesse du vent

En ce qui concerne l'influence de la vitesse du vent, la Figure 3.13 illustre bien que le rendement thermique des deux collecteurs diminue avec l'augmentation de celle-ci, et ce quel que soit le débit d'aspiration et le rayonnement solaire incident. Ceci s'explique par l'augmentation des pertes convectives avec l'extérieur.

Le TTC est beaucoup moins affecté par la variation de la vitesse du vent que l'UTC, puisque la plaque perforée du TTC est à une température plus faible que celle de l'UTC et donc que les pertes convectives sont moins importantes. Par exemple, pour un débit d'aspiration de $0,035 \text{ m}^3/(\text{s}\times\text{m}^2)$ et un rayonnement solaire de 900 W/m^2 , le rendement thermique du TTC diminue de 2 % et celui de l'UTC de 8 % lorsque la vitesse du vent varie de 0 à 14 m/s. D'une façon générale, le rendement thermique de l'UTC est plus élevé que celui du TTC pour de faibles vitesses du vent, puis au-delà d'un certain seuil (environ 3 à 6 m/s), le rendement du TTC devient plus élevé que celui de l'UTC, puisque l'UTC est affecté par l'augmentation de la vitesse du vent.

Finalement, l'influence de la vitesse du vent sur le rendement thermique des collecteurs est plus importante pour un faible rayonnement solaire que pour un important rayonnement, mais aussi plus importante pour des grands débits d'aspiration que pour des faibles débits d'aspiration. Ainsi, pour un rayonnement de 900 W/m^2 et un débit de $0,020 \text{ m}^3/(\text{s}\times\text{m}^2)$, la variation du rendement thermique est de 1,3% pour le TTC et de 4,7% pour l'UTC lorsque la vitesse du vent passe de 0 à 14 m/s. Inversement, à un rayonnement solaire de 400 W/m^2 et un débit d'aspiration de $0,035 \text{ m}^3/(\text{s}\times\text{m}^2)$, la variation du rendement thermique est de 4,8% pour le TTC et de 18,3% pour l'UTC. Ceci peut s'expliquer par le fait que dans ces conditions, les pertes radiatives sont minimales puisque le rayonnement solaire est faible et que le débit est élevé, ainsi la température des surfaces des collecteurs n'est pas trop élevée. Ainsi, l'augmentation de la vitesse du vent contribue directement à l'augmentation des pertes thermiques avec l'extérieur, essentiellement les pertes convectives, et diminue de cette façon le rendement thermique de manière plus importante.

- Comparaison avec la littérature

Les résultats obtenus concordent partiellement avec ceux obtenus par Badache et al. (2013). En effet, en considérant les mêmes valeurs que celles utilisées dans l'étude de Badache et al. (2013), c'est-à-dire une vitesse du vent nulle, un débit d'aspiration est de $0,025 \text{ m}^3/(\text{s}\times\text{m}^2)$, la diminution du rendement, calculé à partir des équations (3.1) et (3.2), est de 4 % pour l'UTC et de 2 % pour le TTC, lorsque le rayonnement solaire incident varie de 300 à 600 W/m^2 . Cependant, les valeurs des rendements thermiques sont différentes puisque dans l'étude de Badache et al. (2013), le rendement thermique est d'environ 75 % alors que dans la présente étude, il est d'environ 50 %. Ceci peut s'expliquer par le fait que dans l'étude de Badache et al. (2013), les collecteurs étaient testés en conditions intérieures. Ainsi, certains paramètres comme les pertes radiatives avec l'extérieur ne sont pas représentatifs des conditions réelles d'utilisation des collecteurs. De plus, le collecteur étudié par Badache et al. (2013) avait une surface inférieure à 1 m^2 et n'était donc sûrement pas sujet à la même non-uniformité du débit d'aspiration que des collecteurs 20 fois plus grands.

3.3 Répartition des températures dans les plénums des collecteurs solaires perforés à air

La répartition des températures dans le plénum peut avoir un rôle important sur la performance d'un collecteur solaire perforé. En effet, il est préférable que l'air le plus chaud se situe dans la partie haute du collecteur, c'est-à-dire à l'endroit où s'effectue généralement son aspiration. De plus, les zones de stagnation de l'air sont à éviter puisqu'elles ont tendance à augmenter les pertes thermiques avec l'extérieur. Cette section présente une étude de la répartition des températures de l'air au sein des deux plénums des collecteurs perforés étudiés.

Comme présenté dans la Section 2.2.2 et sur la Figure 2.7, les capteurs de température de l'air dans les plénums ont été disposés selon 3 lignes et 3 colonnes. Ainsi, il y a 9 points de mesures dans chaque plénum des deux collecteurs. Des moyennes de trois mesures de

températures ont été faites de manière à obtenir six températures moyennes différentes pour chaque collecteur, tel qu'illustré sur la Figure 3.14.

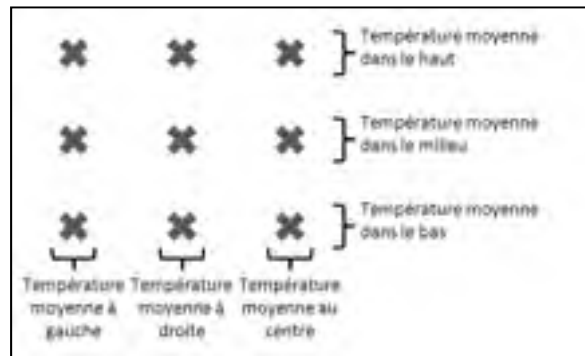


Figure 3.14 Schéma des moyennes de températures dans le plénum

Il est à noter que dans cette section, les figures présentent l'augmentation de la température c'est-à-dire la différence entre la température mesurée dans le plénum et la température ambiante. Ceci permet une meilleure comparaison des résultats entre des journées où les températures ambiantes sont différentes.

Dans cette section, l'objectif n'est pas de comparer l'augmentation de la température de l'air dans le plénum dans les deux collecteurs. C'est pour cette raison que les résultats sont présentés sans que les mesures de températures aient été corrigées par rapport à l'effet du rayonnement sur la mesure de température. En effet, les mesures de températures ne sont pas effectuées dans les mêmes conditions puisque les capteurs dans le plénum du TTC sont exposés au rayonnement solaire incident qui traverse la plaque transparente du TTC, tandis que les capteurs dans le plénum de l'UTC sont cachés du rayonnement solaire par l'opacité de la plaque de l'UTC.

Cette section offre une meilleure compréhension des phénomènes thermiques ayant lieu dans les plénums de l'UTC et du TTC entre le lever et le coucher du Soleil. La répartition des températures de l'air au sein des plénums a été étudiée, pour différentes saisons et différents débits d'aspiration. Puis, une étude spécifique s'est intéressée à l'influence de fentes présentes dans le bas du TTC.

3.3.1 Influence de la saison

Les résultats présentés dans cette section visent essentiellement à comparer la répartition des températures de l'air dans les plénums des deux collecteurs en fonction de la saison, c'est-à-dire en fonction de la température ambiante extérieure. Pour cela, deux journées typiquement ensoleillées d'automne et d'hiver y sont présentées : le 25 septembre 2014 et le 21 janvier 2015. Durant ces deux journées de test, le débit d'aspiration de l'air était ajusté à $0,035 \text{ m}^3/(\text{s}\times\text{m}^2)$ pour les deux collecteurs, soit le débit optimal. De plus, les ouvertures présentes dans le bas du TTC étaient bouchées afin que l'aspiration de l'air se fasse uniquement à travers les perforations de la plaque du TTC.

Le Tableau 3.2 présente les valeurs minimum, maximum et moyenne de la température ambiante, du rayonnement incident et de la vitesse du vent ; ainsi que la direction des vents dominants pour les deux journées ensoleillées choisies.

Tableau 3.2 Conditions météorologiques du 25 septembre 2014 et du 21 janvier 2015

	25 septembre 2014			21 janvier 2015		
Variables	Minimum	Maximum	Moyenne	Minimum	Maximum	Moyenne
T_{amb}	10,8 °C	25,8 °C	20,5 °C	-18,6 °C	-3,7 °C	-9,4 °C
G_T	0 W/m ²	750 W/m ²	348 W/m ²	0 W/m ²	922 W/m ²	483 W/m ²
V_{vent}	1,1 m/s	4,0 m/s	2,2 m/s	0,2 m/s	3,8 m/s	1,6 m/s
θ_{vent}	Vent de face dominant			Vent d'arrière dominant		

L'écart entre les moyennes de la température ambiante enregistrée lors des deux journées présentées dans le Tableau 3.2 est d'environ 30 °C, ce qui permet une bonne comparaison de deux journées typiques d'été et d'hiver. La vitesse moyenne du vent de ces deux journées avoisine les 2 m/s, ce qui s'apparente à une journée typique sans vent. La direction des vents dominants est différente entre les deux journées. Cependant, pour de faibles vitesses de vent, cette différence ne devrait pas être significative. Enfin, le rayonnement solaire moyen est plus élevé pour la journée d'hiver que pour celle d'automne ; ceci peut provenir du fait que

l'angle d'incidence du rayonnement solaire sur les collecteurs est moins élevé durant l'hiver et que la présence de neige au sol augmente le rayonnement solaire réfléchi.

- Augmentation de la température de l'air dans le plénum du TTC

La Figure 3.15 et la Figure 3.16 présentent l'augmentation de la température de l'air au sein du TTC pour les deux journées typiquement ensoleillées d'automne (25 septembre 2014) et d'hiver (21 janvier 2015) pour un débit d'aspiration de $0,035 \text{ m}^3/(\text{s}\times\text{m}^2)$.

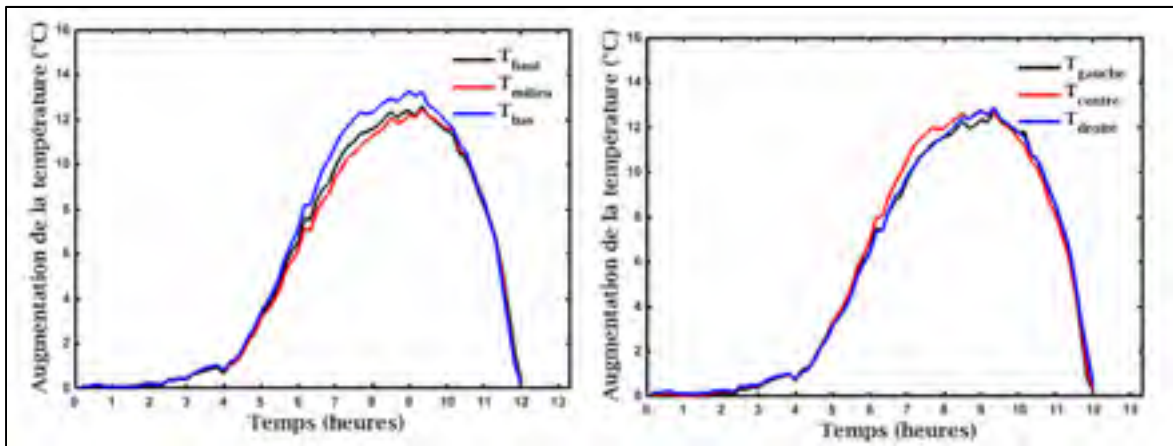


Figure 3.15 Augmentation de la température dans le plénum du TTC selon l'axe vertical (à gauche) et l'axe horizontal (à droite) le 25 septembre 2014

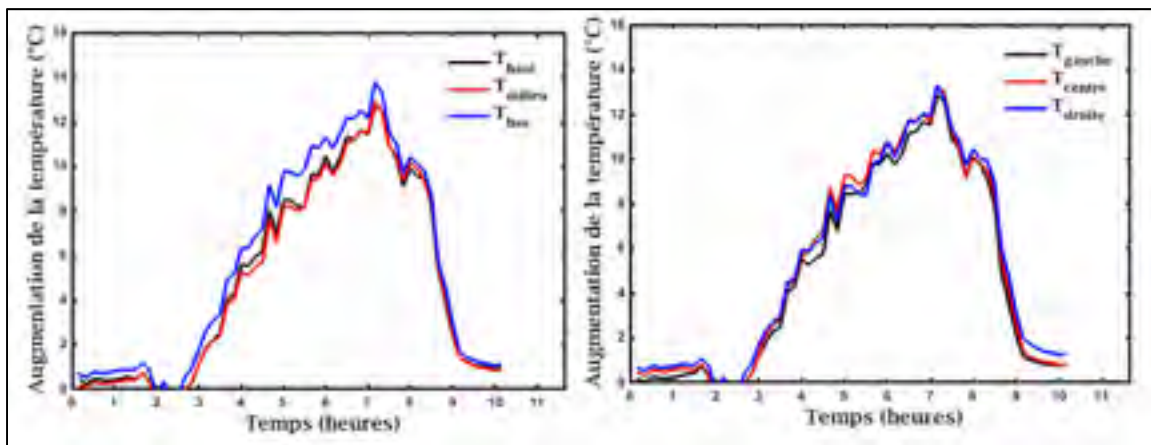


Figure 3.16 Augmentation de la température dans le plénum du TTC selon l'axe vertical (à gauche) et l'axe horizontal (à droite) le 21 janvier 2015

Comme illustré sur la Figure 3.15 et la Figure 3.16, pour le TTC, quelle que soit la saison étudiée, la température de l'air dans le bas du plénum est supérieure à celles enregistrées dans le milieu et le haut du plénum. Cet écart atteint un maximum d'environ $1,5\text{ °C} \pm 0,3\text{ °C}$ pour les deux journées étudiées. La différence entre la température au milieu et dans le haut du plénum est relativement faible et n'excède pas $0,6\text{ °C} \pm 0,3\text{ °C}$. Cette stratification de la température entre le haut et le bas du plénum pourrait s'expliquer par le fait que l'aspiration de l'air ne se fait pas uniformément sur la surface du collecteur et qu'une plus grande partie de l'air est aspiré à proximité de la sortie d'air (dans cette étude, en haut). Ce résultat est en accord avec l'étude de Dymond et Kutscher (1997). Ainsi, dans ces conditions, cette observation contredit le principe de fonctionnement du TTC qui suggère que l'air se réchauffe en montant et en longeant le mur absorbeur sur lequel est installé le TTC.

Comme illustré sur la Figure 3.15 et la Figure 3.16, les températures moyennes relevées à gauche, au centre et à droite du plénum du TTC sont relativement uniformes. Pour la journée du 25 septembre 2015, les températures à gauche et à droite sont semblables et leur écart avoisine l'incertitude de mesure. La température mesurée au centre est, quant à elle, légèrement supérieure aux deux autres, soit d'environ $0,8\text{ °C} \pm 0,3\text{ °C}$. Pour la journée du 21 janvier 2015, l'écart entre les trois températures de l'axe horizontal n'est pas significatif et se situe dans l'incertitude de mesure.

- Augmentation de la température de l'air dans le plénum de l'UTC

La Figure 3.17 et la Figure 3.18 présentent l'augmentation de la température de l'air au sein de l'UTC pour les deux journées typiquement ensoleillées d'automne (25 septembre 2014) et d'hiver (21 janvier 2015) pour un débit d'aspiration de $0,035\text{ m}^3/(\text{s}\times\text{m}^2)$.

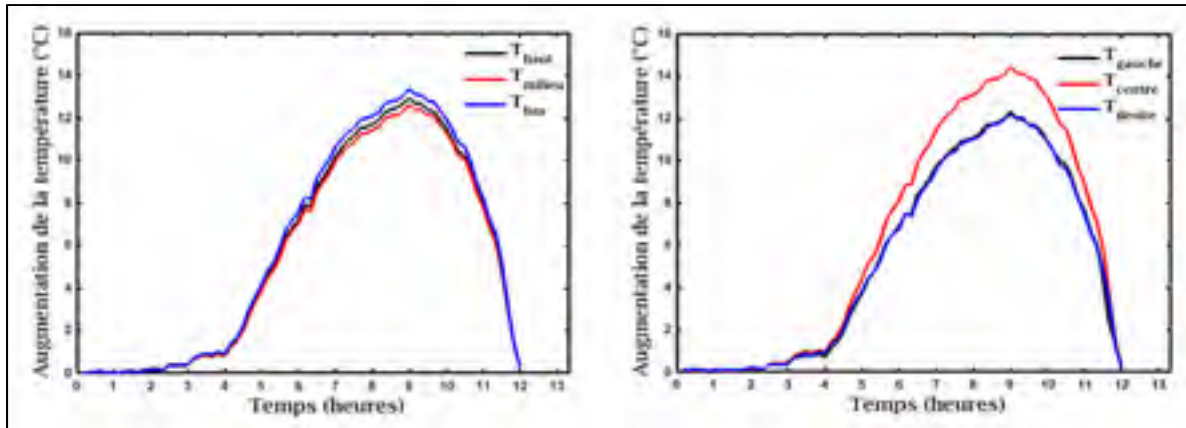


Figure 3.17 Augmentation de la température dans le plénum de l'UTC selon l'axe vertical (à gauche) et l'axe horizontal (à droite) le 25 septembre 2014

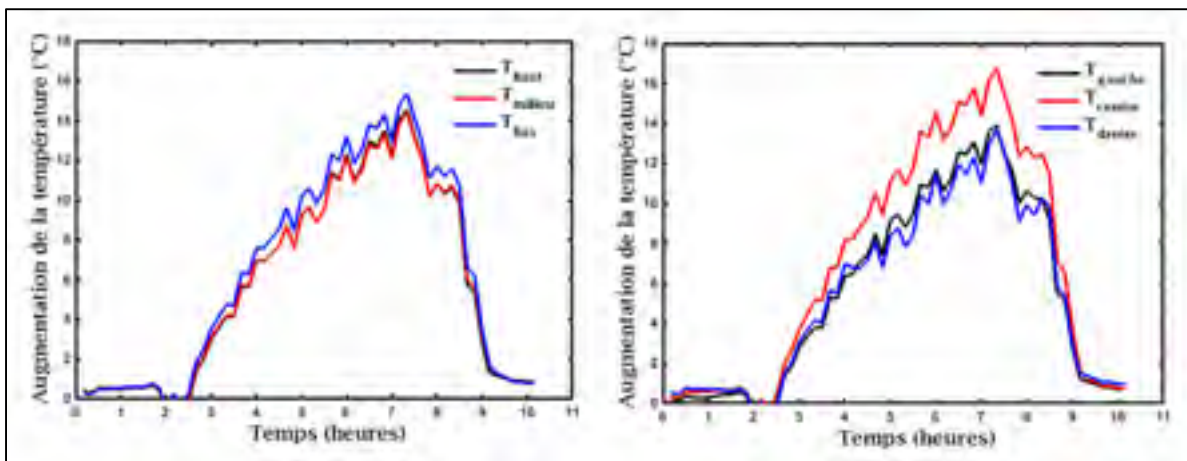


Figure 3.18 Augmentation de la température dans le plénum de l'UTC selon l'axe vertical (à gauche) et l'axe horizontal (à droite) le 21 janvier 2015

Comme illustré sur la Figure 3.17 et la Figure 3.18, pour l'UTC, la température moyenne de l'air relevée dans le bas du plénum est généralement supérieure aux températures moyennes du milieu et du haut du plénum. Pour la journée du 25 septembre 2014, la température dans le bas est, au maximum, $0,8\text{ °C} \pm 0,3\text{ °C}$ supérieure à celle du milieu. Il existe également un léger écart entre la température du milieu et du haut, qui n'excède cependant pas $0,4\text{ °C} \pm 0,3\text{ °C}$. Pour la journée du 21 janvier 2015, la température moyenne dans le bas est également supérieure aux autres, d'au maximum $0,8\text{ °C} \pm 0,3\text{ °C}$. Pour cette journée, l'écart entre les températures moyennes du milieu et du haut du plénum n'est pas significatif et se situe dans

l'intervalle d'incertitude de mesure. Ces observations pourraient s'expliquer, similairement au TTC, par la non-uniformité du débit d'aspiration de l'air. Cependant, étant donné que l'écart entre les températures est moins important dans le cas de l'UTC, cela signifierait que le débit est plus uniforme pour l'UTC que pour le TTC. Ceci pourrait s'expliquer par la configuration d'installation des collecteurs sur le mur du bâtiment.

Comme illustré sur la Figure 3.17 et la Figure 3.18, pour l'UTC, quelle que soit la saison étudiée, la température au centre du plénum est nettement supérieure aux températures à gauche et à droite du plénum. Ainsi, pour la journée du 25 septembre 2014, la température moyenne au centre est, plus de $2\text{ °C} \pm 0,3\text{ °C}$ supérieure à celles sur les côtés. Pour cette journée, les températures mesurées à gauche et à droite dans le plénum sont semblables et leur écart se situe dans l'incertitude de mesure. Pour le 21 janvier 2015, la température au centre est supérieure d'au maximum $2,8\text{ °C} \pm 0,3\text{ °C}$ à la température de gauche qui est, elle-même, légèrement supérieure à celle de droite (entre $0\text{ et }1\text{ °C} \pm 0,3\text{ °C}$). Cette observation pourrait provenir du fait que l'air chaud qui a précédemment traversé les perforations converge vers le centre du collecteur où se trouve l'aspiration d'air.

Pour conclure, la répartition des températures de l'air dans le plénum du TTC et de l'UTC ne semble pas être influencée par la saison, c'est-à-dire par la température extérieure, puisque l'étude de plusieurs journées de saisons différentes montre des résultats similaires.

3.3.2 Influence du débit d'aspiration

Comme évoqué précédemment, il est possible d'opérer les collecteurs solaires perforés à différents débits en fonction de l'augmentation de la température souhaitée. Ainsi, la répartition des températures de l'air dans les plénums du TTC et de l'UTC a également été étudiée pour de faibles débits d'aspiration de l'air, soit $0,020\text{ m}^3/(\text{s}\times\text{m}^2)$. Deux journées ensoleillées typiques d'été (19 septembre 2014) et d'hiver (14 janvier 2015) sont présentées.

Le Tableau 3.3 présente les valeurs minimum, maximum et moyenne de la température ambiante, du rayonnement incident et de la vitesse du vent ; ainsi que la direction des vents dominants pour ces deux journées.

Tableau 3.3 Conditions météorologiques du 19 septembre 2014 et du 14 janvier 2015

Variables	19 septembre 2014			14 janvier 2015		
	Minimum	Maximum	Moyenne	Minimum	Maximum	Moyenne
T_{amb}	1,0 °C	18,8 °C	12,5 °C	-23,0 °C	-9,2 °C	-14,8 °C
G_T	0 W/m ²	770 W/m ²	330 W/m ²	0 W/m ²	941 W/m ²	474 W/m ²
V_{vent}	0,0 m/s	6,4 m/s	3,0 m/s	0,1 m/s	4,2 m/s	2,2 m/s
θ_{vent}	Vent de côté dominant			Vent d'arrière dominant		

L'écart entre les moyennes de la température ambiante enregistrée lors des deux journées présentées dans le Tableau 3.3 est d'environ 27 °C, ce qui permet une bonne comparaison de deux journées typiques d'été et d'hiver. La vitesse moyenne du vent de ces deux journées avoisine les 2 m/s, ce qui s'apparente à une journée typique sans vent. La direction des vents dominants est semblable pour ces deux journées. Enfin, comme précédemment, le rayonnement solaire moyen est plus élevé pour la journée d'hiver que pour celle d'été.

- Augmentation de la température de l'air dans le plénum du TTC

La Figure 3.19 et la Figure 3.20 présentent l'augmentation de la température de l'air au sein du TTC pour les deux journées typiquement ensoleillées d'été (19 septembre 2014) et d'hiver (14 janvier 2015) pour un débit d'aspiration de 0,020 m³/(s×m²).

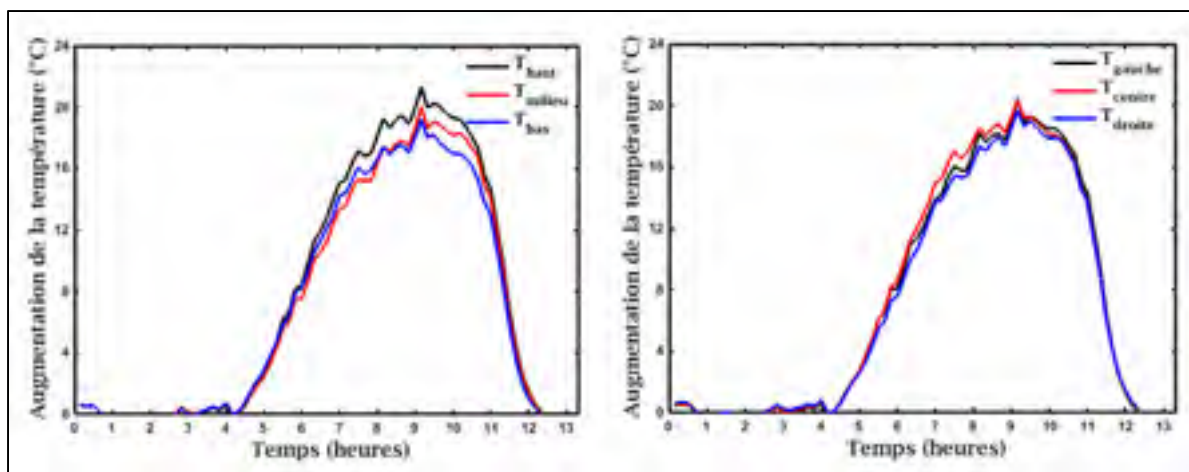


Figure 3.19 Augmentation de la température dans le plénum du TTC selon l'axe vertical (à gauche) et l'axe horizontal (à droite) le 19 septembre 2014

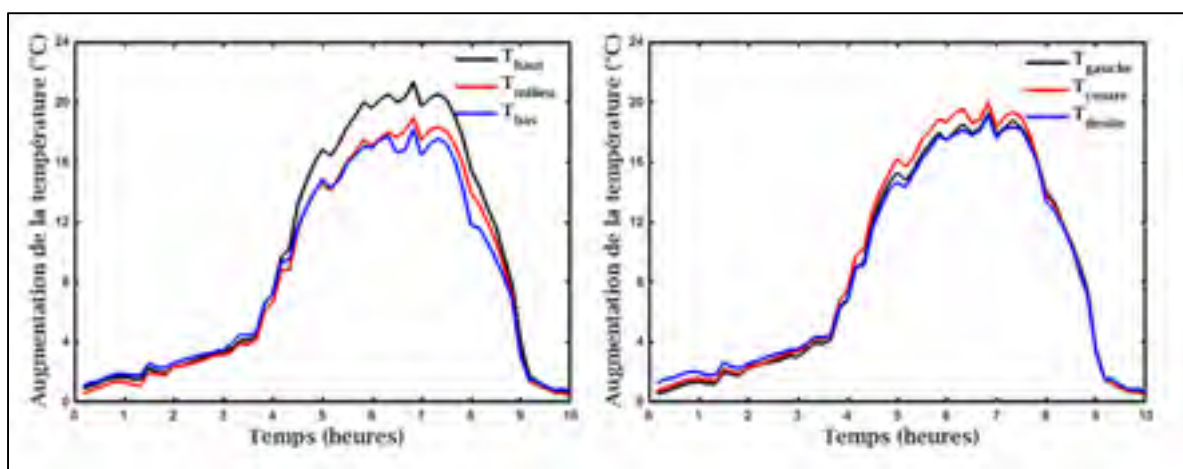


Figure 3.20 Augmentation de la température dans le plénum du TTC selon l'axe vertical (à gauche) et l'axe horizontal (à droite) le 14 janvier 2015

Comme illustré sur la Figure 3.19 et la Figure 3.20, pour le TTC, quelle que soit la saison étudiée, la température de l'air dans le haut du plénum est supérieure à celles enregistrées dans le milieu et le bas du plénum. Pour le 19 septembre 2014, l'écart entre la température moyenne en haut et celle au milieu atteint un maximum de $1,6\text{ °C} \pm 0,3\text{ °C}$ tandis que l'écart entre la température du milieu et du bas ne dépasse pas $0,9\text{ °C} \pm 0,3\text{ °C}$. Pour le 14 janvier 2015, l'écart entre la température moyenne en haut et celle au milieu atteint un maximum de $2,4\text{ °C} \pm 0,3\text{ °C}$ tandis que l'écart entre la température du milieu et du bas ne dépasse pas

0,8 °C ± 0,3 °C. Ainsi, l'air a tendance à se réchauffer à mesure qu'il monte dans le plénum du TTC au contact du mur absorbeur, ce qui est en adéquation avec le principe de fonctionnement général de ce collecteur solaire. D'après ces observations, il serait possible d'émettre l'hypothèse que pour de faibles débits, l'aspiration de l'air se fait de façon presque uniforme.

Comme illustré sur la Figure 3.19 et la Figure 3.20, les températures moyennes relevées au centre du plénum du TTC sont légèrement supérieures à celles de gauche et de droite. Pour le 19 septembre 2014, l'écart entre les températures du centre et des côtés peut atteindre 0,9 °C ± 0,3 °C. Les températures de gauche et droite peuvent être considérées comme semblables puisque l'écart entre elles est inférieur à l'incertitude de mesure. Pour le 14 janvier 2015, la température moyenne au centre est, au maximum, 0,9 °C ± 0,3 °C supérieure à celle de gauche, qui est, elle-même, supérieure de 0,5 °C ± 0,3 °C à la température moyenne de droite. Comme précédemment, il serait possible d'en déduire que l'air chaud a tendance à converger vers le centre du collecteur.

- Augmentation de la température de l'air dans le plénum de l'UTC

La Figure 3.21 et la Figure 3.22 présentent l'augmentation de la température de l'air au sein du TTC pour les deux journées typiquement ensoleillées d'été (19 septembre 2014) et d'hiver (14 janvier 2015) pour un débit d'aspiration de 0,020 m³/(s×m²).

Comme illustré sur la Figure 3.21 et la Figure 3.22, pour l'UTC, la température moyenne de l'air relevée dans le haut du plénum est supérieure aux températures moyennes du milieu et du bas du plénum. Pour la journée du 19 septembre 2014, la température dans le haut est, au maximum, 0,7 °C ± 0,3 °C supérieure à celle du milieu. L'écart entre la température du milieu et celle du bas n'est pas significatif et se situe dans l'intervalle d'incertitude de mesure. Pour la journée du 14 janvier 2015, la température moyenne dans le haut est également supérieure aux autres, d'au maximum 1,3 °C ± 0,3 °C. Pour cette journée, l'écart entre les températures moyennes du milieu et du bas du plénum n'est pas significatif et se

situé dans l'intervalle d'incertitude de mesure. Ainsi, comme pour le TTC, à bas débit, le débit d'aspiration de l'UTC semble plus uniforme qu'à haut débit.

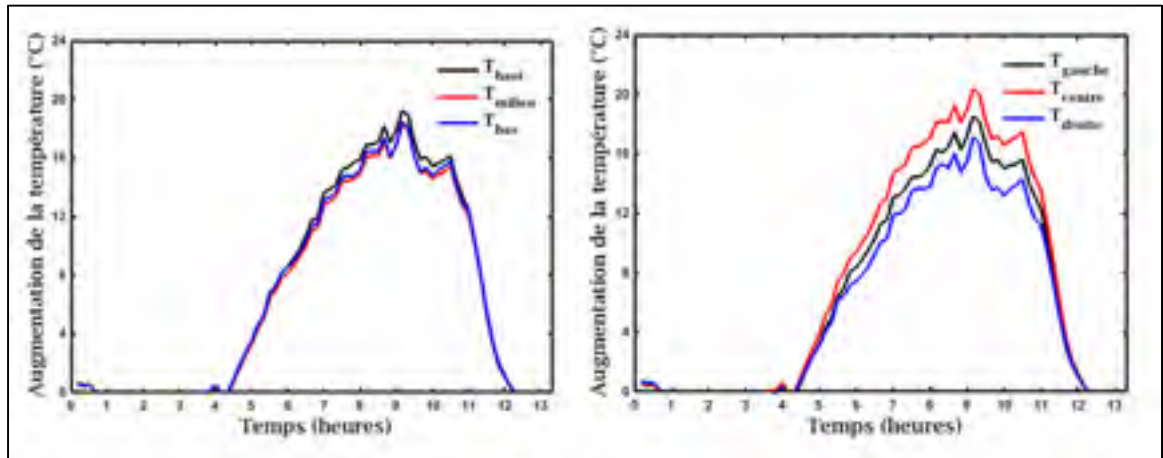


Figure 3.21 Augmentation de la température dans le plénum de l'UTC selon l'axe vertical (à gauche) et l'axe horizontal (à droite) le 19 septembre 2014

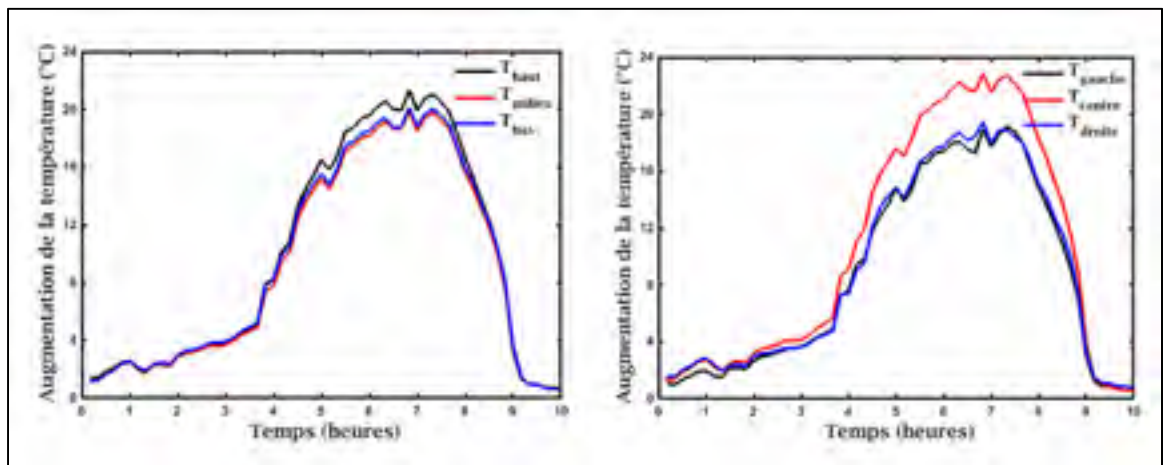


Figure 3.22 Augmentation de la température dans le plénum de l'UTC selon l'axe vertical (à gauche) et l'axe horizontal (à droite) le 14 janvier 2015

Comme illustré sur la Figure 3.21 et la Figure 3.22, pour l'UTC, quelle que soit la saison étudiée, la température au centre du plénum est nettement supérieure aux températures à gauche et à droite du plénum. Ainsi, pour la journée du 19 septembre 2014, la température moyenne au centre est, plus de $1,8\text{ °C} \pm 0,3\text{ °C}$ supérieure à celles de gauche. Pour cette

journée, les températures mesurées à gauche et à droite dans le plénum sont différentes et la température à gauche est $1,5\text{ °C} \pm 0,3\text{ °C}$ supérieure à celle de droite. Cette différence pourrait provenir du fait que durant cette journée, les vents dominants provenant de la droite. Pour le 14 janvier 2015, la température au centre est supérieure d'au maximum $3,6\text{ °C} \pm 0,3\text{ °C}$ à la température de gauche qui est, elle-même, semblable à celle mesurée à droite. Une fois de plus, l'air chaud semble avoir tendance à être acheminé vers le centre du collecteur.

Pour conclure, comme précédemment, à bas débit, la répartition des températures de l'air dans le plénum du TTC et de l'UTC n'est pas influencée par la saison, c'est-à-dire par la température extérieure. Cependant, la répartition des températures de l'air dans le plénum du TTC et de l'UTC est différente selon le débit d'aspiration, en particulier selon l'axe vertical. Ainsi, lorsque les collecteurs sont opérés à haut débit, la température de l'air dans le haut des collecteurs est la plus faible, probablement en raison de la non-uniformité du débit, tandis qu'à bas débit, il s'agit de la plus chaude.

Finalement, il serait pertinent d'améliorer l'uniformité du débit lorsque les collecteurs sont opérés avec de hauts débits d'aspiration (par exemple $0,035\text{ m}^3/(\text{s}\times\text{m}^2)$) afin d'en augmenter les performances thermiques.

3.3.3 Influence de la configuration des TTC (avec ou sans fentes)

Afin d'améliorer l'uniformité du débit, il semble que certains manufacturiers de collecteurs TTC rajoutent des fentes dans la partie basse du collecteur, tel que présenté sur la Figure 2.3. Diverses journées ont été étudiées afin de déterminer l'influence de cette configuration sur la répartition des températures de l'air dans le plénum de ce collecteur.

Le Tableau 3.4 présente les valeurs minimum, maximum et moyenne de la température ambiante, du rayonnement incident et de la vitesse du vent ; ainsi que la direction des vents dominants pour la journée du 25 mai 2014.

Tableau 3.4 Conditions météorologiques du
25 mai 2014

25 mai 2014 (avec fentes)			
Variables	Minimum	Maximum	Moyenne
T_{amb}	11,0 °C	27,2 °C	20,6 °C
G_T	0 W/m ²	657 W/m ²	188 W/m ²
V_{vent}	0 m/s	11,1 m/s	2,8 m/s
θ_{vent}	Vent de face dominant		

La Figure 3.23 présente l'augmentation de la température de l'air au sein du TTC pour le 25 mai 2014 avec un débit d'aspiration de 0,035 m³/(s×m²).

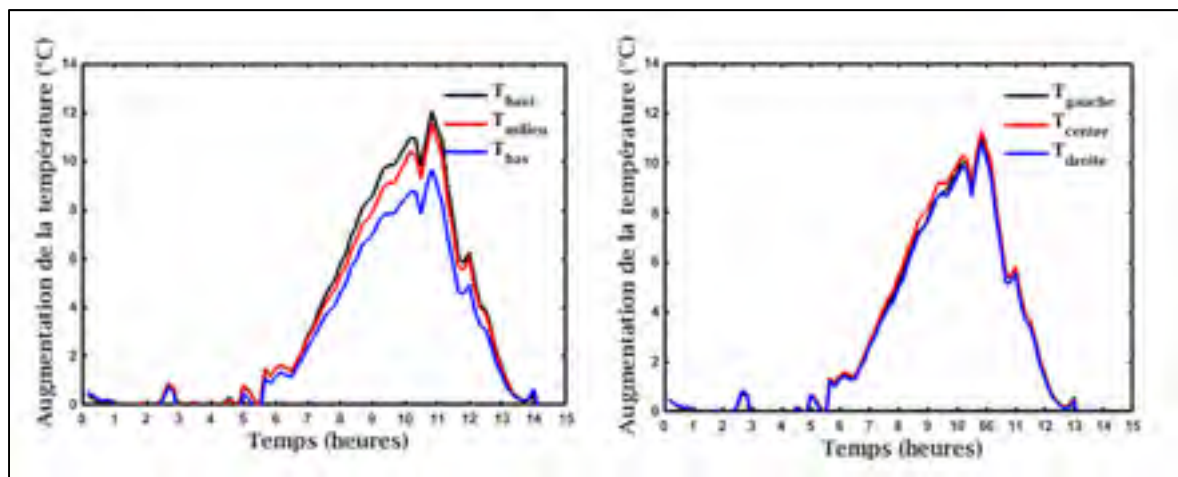


Figure 3.23 Augmentation de la température de l'air dans le TTC selon l'axe vertical (à gauche) et l'axe horizontal (à droite) pour le 25 mai 2014

Les résultats présentés à la Figure 3.23 démontrent que la présence de fentes dans le bas du TTC n'influence pas significativement la répartition des températures de l'air dans le plénum selon l'axe horizontal. En effet, l'écart entre ces températures n'excède pas $0,5\text{ °C} \pm 0,3\text{ °C}$, ce qui est semblable à la configuration sans fente présentée à la section 3.3.1.

Inversement, selon l'axe vertical, la présence de fentes dans le bas du TTC a une forte influence. En effet, avec des fentes, lors de la journée du 25 mai 2014, la température de l'air dans le haut était jusqu'à $1,3\text{ °C} \pm 0,3\text{ °C}$ supérieure à celle dans le bas du collecteur. Ceci s'explique par le fait que, dans cette configuration, la majorité de l'air aspiré traverse les fentes et non les perforations. De cette façon, la présence de fente dans le bas du TTC contribue à l'amélioration de l'uniformité du débit ; néanmoins, on peut se questionner sur la pertinence d'avoir des perforations sur la plaque du TTC.

3.3.4 Validation par imagerie thermique

Afin de confirmer les résultats établis sur la répartition des températures de l'air dans les plénums du TTC et de l'UTC, une étude a été réalisée à l'aide d'une caméra thermique ThermaCAM P65 HS de la marque FLIR Systems dont l'incertitude de mesure est de $\pm 2\text{ °C}$.

Au cours de cette journée de test, le 9 mars 2015, la température ambiante était d'environ 0 °C et l'humidité relative était de 55 %. Les mesures ont été réalisées entre 14h15 et 15h00 lorsque le rayonnement solaire incident était à son maximum. La journée était ensoleillée et les deux collecteurs étaient opérés à haut débit.

La Figure 3.24 présente l'image thermique obtenue pour le collecteur TTC. Il est possible d'y constater que les structures métalliques qui composent le TTC sont plus chaudes que les modules de plaques perforées. Cependant, d'une façon générale, la température de la plaque du TTC semble relativement homogène. La répartition de la température est présentée à la Figure 3.25 en fonction des six lignes tracées sur la Figure 3.24.

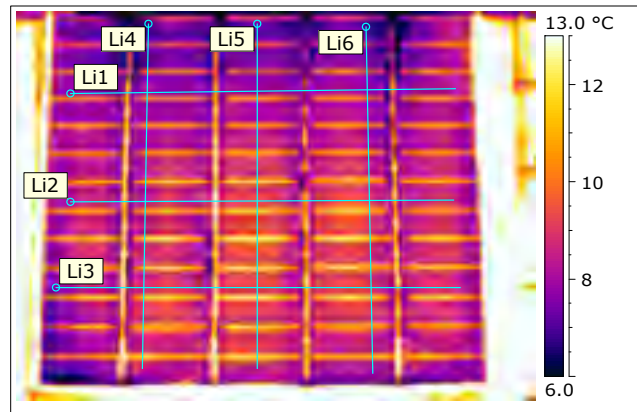


Figure 3.24 Image thermique de la surface du collecteur TTC

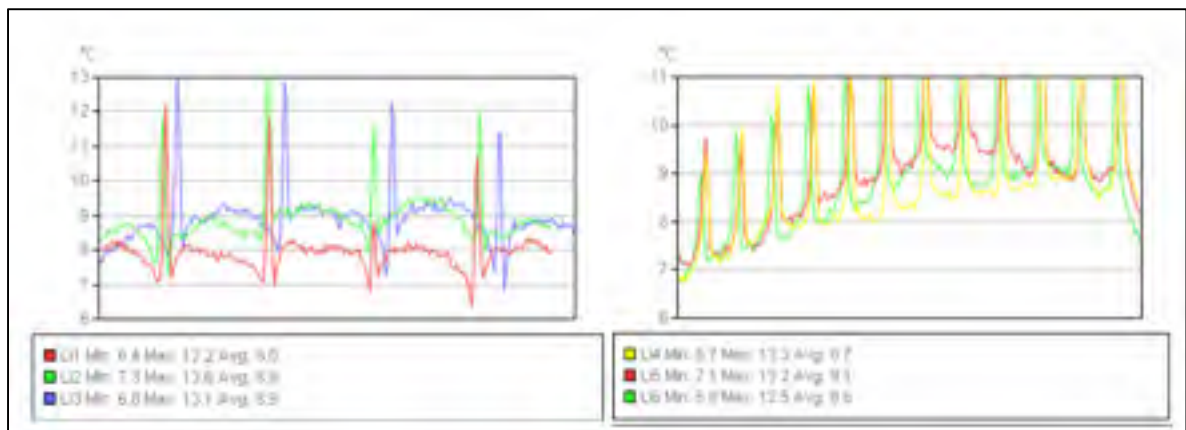


Figure 3.25 Variation de la température de surface du TTC selon l'axe horizontal (à gauche) et selon l'axe vertical (à droite)

D'après la Figure 3.25, lorsque le TTC est opéré à haut débit, la température dans la partie haute du collecteur (Li1) est plus faible que celle au milieu (Li2) et dans le bas (Li3), d'environ 1 °C. Une fois de plus, il est possible d'en déduire qu'à haut débit, une grande partie de l'air aspiré par le collecteur se fait dans la partie haute ce qui entraîne une température de plaque et une température de l'air plus faibles à cet endroit.

Selon l'axe horizontal, la température au centre (Li5) est légèrement plus chaude que la température sur les côtés droit et gauche (Li4 et Li6). Cet écart n'est cependant pas très

important, de moins de 1 °C, et concorde avec les résultats présentés précédemment (cf. Figure 3.15).

La Figure 3.26 présente l'image thermique obtenue pour le collecteur UTC. Il est possible d'y constater la variation de la température de surface en fonction des ondulations de la plaque perforée. Ainsi, la température de plaque est plus chaude dans le fond que sur les crêtes. Plus de détails sont présentés à la Figure 3.28. De même que pour le TTC, six lignes ont été tracées afin d'étudier la répartition de la température selon celles-ci ; les résultats obtenus sont présentés à la Figure 3.27.

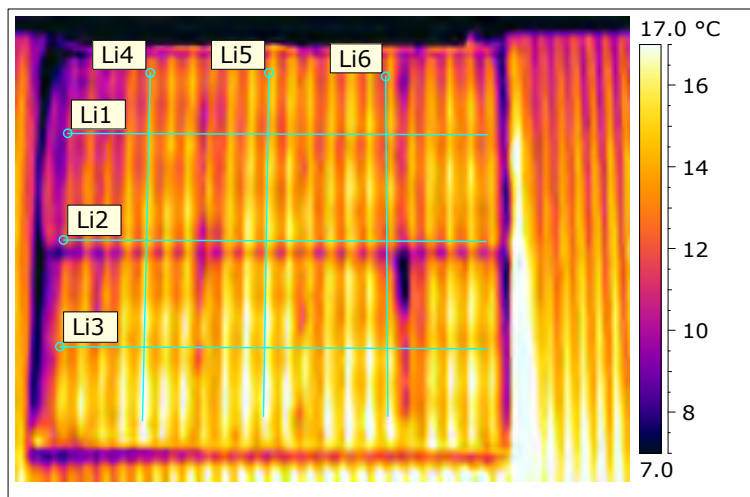


Figure 3.26 Image thermique de la surface du collecteur UTC

D'après la Figure 3.27, lorsque l'UTC est opéré à haut débit, il existe une stratification selon l'axe vertical ce qui entraîne que la température la plus chaude se situe dans le bas du collecteur (Li3) et la plus faible dans le haut (Li1). Cet écart varie entre 1 et 2 °C. La différence semble donc être plus marquée que celle observée précédemment (cf. Figure 3.17).

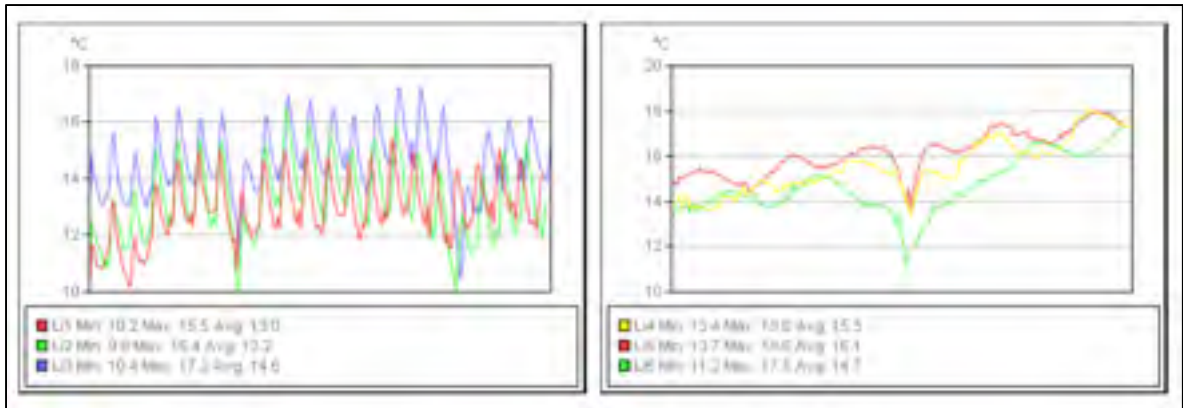


Figure 3.27 Variation de la température de surface de l'UTC selon l'axe horizontal (à gauche) et selon l'axe vertical (à droite)

Selon l'axe vertical, la température au centre (Li5) semble dans certains cas être légèrement plus importante que celles sur les côtés (Li4 et Li6), néanmoins, cette différence est moins marquée que lors des mesures de température de l'air des pléniums effectuées à la Section 3.3.1. De cette façon, le fait que la température de l'air dans le centre du collecteur soit nettement plus élevée que celle sur les côtés pourrait s'expliquer par le fait que tout l'air chaud est acheminé vers le centre. Cependant, cela ne provient pas du fait que la plaque est plus chaude et fournit donc plus de chaleur à l'air lorsqu'il traverse les perforations du centre.

Finalement, lors de cette journée, des mesures de température ponctuelles ont été effectuées avec un thermocouple afin d'établir la température des plaques du TTC et de l'UTC. Les résultats ont démontré que la température de la surface perforée du TTC est environ 10 °C plus faible que celle de l'UTC : pour cette journée, la température de la surface perforée du TTC était entre 9,5 et 11 °C et celle de l'UTC entre 19,5 et 21 °C. Ainsi, les pertes radiatives de l'UTC sont effectivement plus importantes que celles du TTC.

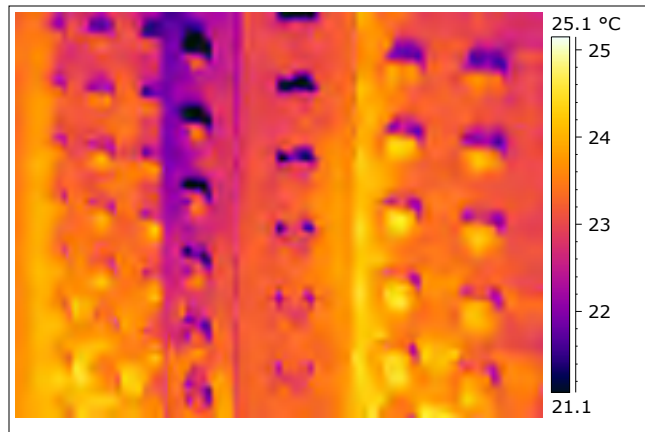


Figure 3.28 Image thermique des ondulations de la plaque de l'UTC

3.4 Analyse économique succincte

Comme présenté précédemment, le potentiel solaire peut être approximé à partir des données fournies par Environnement Canada selon lesquelles à Montréal et au Québec en général, le potentiel solaire moyen théorique est de $1204,5 \text{ kWh}/(\text{m}^2 \times \text{an})$ dans un plan vertical orienté au sud (Ressources naturelles Canada, 2014).

Cette valeur est semblable à celle calculée à l'aide des données météorologiques intégrées au logiciel TRNSYS (TRNSYS, 2015), puisque le potentiel solaire théorique est d'environ $1156,7 \text{ kWh}/(\text{m}^2 \times \text{an})$ dans un plan vertical orienté au sud. Le Tableau 3.5 présente la variation du potentiel solaire en fonction de l'orientation d'un plan vertical calculé à partir du fichier météorologique disponible dans TRNSYS.

L'énergie solaire incidente mesurée dans cette étude expérimentale est en moyenne d'environ $3,4 \text{ kWh}/(\text{m}^2 \times \text{jour})$, soit au cours d'une année $1241 \text{ kWh}/(\text{m}^2 \times \text{an})$. L'ensoleillement durant la période de test a donc été légèrement supérieur à celui des moyennes historiques fournies par TRNSYS.

Tableau 3.5 Énergie solaire disponible théoriquement en fonction de l'orientation du collecteur, dans un plan vertical et pour la ville de Montréal

Orientation	Angle d'azimut (°)	E (kWh/(m²×an))
Est	-90	927,0
Sud-Est	-45	1107,2
Sud	0	1156,7
Sud-Ouest	45	1088,6
Ouest	90	905,8

Pour les prochains calculs, le potentiel solaire moyen théorique est supposé égal à 1204,5 kWh/(m²×an) (Ressources Naturelles Canada, 2014).

La période de retour sur investissement (PRI) d'un système solaire dépend de l'énergie qu'elle remplace, c'est-à-dire de l'énergie consommée par le système en place dans le bâtiment sur lequel sont installés les collecteurs solaires. D'une façon générale, cette énergie est de l'électricité ou bien du gaz naturel.

Au Québec, la tarification électrique englobe à la fois le prix de la puissance et le prix de l'énergie (Hydro-Québec, 2015). Dans cette étude, seul le prix de l'énergie est considéré et celui-ci est de 0,0487 \$/kWh pour les 210 000 premiers kWh puis de 0,0363 \$/kWh. Le prix considéré dans les calculs suivants est approximé à 0,04 \$/kWh.

Au Québec, le prix du gaz naturel est complexe puisqu'il tient compte du prix de fourniture du gaz naturel, de la compression, du transport et de l'équilibrage. D'après les chiffres de juin 2014, il est d'environ 0,52 \$/m³ de gaz naturel pour un bâtiment commercial ou industriel de taille moyenne, soit l'équivalent d'environ 0,05 \$/kWh (Gaz Métro, 2014). Le prix du gaz naturel étant plus volatil que celui de l'électricité, les conclusions obtenues pour cette source d'énergie ne sont donc valides qu'au moment de la publication du présent mémoire.

Le rendement thermique des deux collecteurs solaires correspond à celui obtenu expérimentalement à haut débit, c'est-à-dire qu'il est de 53,2 % pour l'UTC et 51,0 % pour le TTC (résultats expérimentaux excluant les journées avec un ciel couvert). Connaissant le potentiel d'énergie solaire incident maximal, l'énergie utile unitaire annuelle disponible pour les deux collecteurs peut être calculée et est d'environ 640,8 kWh/(m²×an) pour l'UTC et de 614,3 kWh/(m²×an) pour le TTC.

Les économies monétaires réalisées peuvent ensuite être calculées à partir du coût de la source d'énergie et de l'énergie utile disponible pour les deux collecteurs. Celles-ci sont d'environ 30 \$/an pour un système au gaz naturel et de 25 \$/an pour un système électrique. Enfin, à partir du coût d'installation moyen des collecteurs solaires (Bussières, 2013), la PRI simple peut être calculée. La PRI simple la moins élevée obtenue est de 8 ans pour une installation de collecteurs UTC dans un bâtiment fonctionnant au gaz naturel.

Le Tableau 3.6 présente un récapitulatif des différentes données de l'analyse économique succincte. Pour les deux collecteurs solaires, et quelle que soit l'énergie consommée par le système en place, la PRI simple est relativement longue et ne justifie donc pas nécessairement l'installation d'un tel système. De plus, les calculs effectués supposent que la totalité de l'énergie produite par les collecteurs est utilisée, ce qui n'est pas nécessairement le cas, notamment durant l'été.

Le Tableau 3.7 présente plus un exemple de calcul pour l'installation d'un UTC remplaçant un système de chauffage au gaz naturel. Le potentiel solaire mensuel moyen est obtenu à l'aide des données d'Environnement Canada (Ressources naturelles Canada, 2014), en admettant un collecteur dans un plan vertical exposé au sud. L'énergie utile mensuelle disponible est ensuite calculée à partir du rendement thermique moyen de l'UTC. L'énergie utile mensuelle utilisée est considérée nulle durant les mois de juin, juillet et août, tandis qu'elle est de 50 % durant les mois de mai et septembre et de 100% pour les autres mois de l'année.

Tableau 3.6 Détails de l'analyse économique (base annuelle)

	UTC	TTC
Potentiel solaire moyen ($kWh/(m^2 \times an)$)	1204,5	
Rendement moyen expérimental à haut débit (%)	53,2	51,0
Énergie utile disponible ($kWh/(m^2 \times an)$)	640,8	614,3
Coût du gaz naturel ($$/kWh$)	0,05	
Économies en gaz naturel ($/(m^2 \times an)$)	32,0	30,7
Coût de l'électricité ($$/kWh$)	0,04	
Économies en électricité ($/(m^2 \times an)$)	25,6	24,6
Coût d'installation moyen des collecteurs ($$/m2)$	270	350
PRI avec systèmes au gaz naturel (<i>an</i>)	8	11
PRI avec systèmes à l'électricité (<i>an</i>)	10	14

Tableau 3.7 Détails de l'analyse économique pour l'UTC remplaçant le chauffage au gaz naturel (base mensuelle)

Mois	Potentiel solaire mensuel moyen ($kWh/(m^2 \times mois)$)	Énergie utile mensuelle disponible ($kWh/(m^2 \times mois)$)	Énergie utile mensuelle utilisée ($kWh/(m^2 \times mois)$)
Janvier	119	63	63
Février	131	70	70
Mars	146	78	78
Avril	114	61	61
Mai	91	48	24
Juin	88	47	0
Juillet	91	48	0
Août	91	48	0
Septembre	88	47	24
Octobre	91	48	48
Novembre	64	34	34
Décembre	91	48	48
TOTAL	1205	640	406

Ainsi, en supposant que l'énergie récupérée en été n'est pas utilisée, seule une fraction de l'énergie disponible peut effectivement être employée pour déterminer la PRI simple. Dans le scénario simplifié du Tableau 3.7, l'énergie utile annuelle utilisée est de 406 kWh/(m²× an) ce qui prolonge la PRI simple à environ 13 ans (plutôt que 8).

Pour conclure sur l'intérêt ou non d'utiliser des telles installations, il faudrait effectuer une analyse sur une longue période (20-25 ans). En effet, il faudrait tenir compte de l'entretien que requièrent les installations (maintien d'actifs, nettoyage, services professionnels, etc.) et de facteurs économiques (période d'amortissement, taux d'intérêt d'emprunt et de placement, VAN, TRI, etc.).

Néanmoins, suite à cette courte analyse, en raison du faible coût de l'énergie au Québec, les collecteurs solaires perforés n'offrent pas des économies annuelles suffisantes pour justifier leur installation.

CONCLUSION

Les technologies de préchauffage de l'air extérieur, comme les collecteurs solaires perforés UTC et TTC, semblent prédestinées aux climats froids comme celui du Québec où les dépenses énergétiques des bâtiments pour le chauffage sont importantes. Les UTC et les TTC se composent d'une plaque perforée à travers laquelle l'air extérieur est aspiré. Cet air se réchauffe ensuite lors de son passage dans le collecteur solaire. Le fonctionnement de ces deux collecteurs est identique cependant, le transfert thermique ne s'effectue pas de la même façon puisque la position de l'absorbeur n'est pas la même dans ces deux collecteurs.

De nombreuses études scientifiques ont par le passé permis de comprendre les mécanismes de transferts thermiques au sein d'un UTC et d'évaluer leurs performances énergétiques. En revanche, peu d'études portent sur les TTC. Ce projet de recherche s'inscrit dans la continuité des études réalisées. Il offre une comparaison des performances énergétiques d'un TTC et d'un UTC, en conditions réelles d'utilisation ainsi qu'un modèle statistique quantifiant l'influence de certains paramètres sur les performances énergétiques de ces deux collecteurs. Enfin, la répartition des températures dans les plénums est également analysée pour différents niveaux de débit d'aspiration.

Dans un premier temps, les résultats expérimentaux démontrent que les performances énergétiques des deux collecteurs sont relativement semblables, et ce, dans les diverses conditions météorologiques rencontrées. En effet, l'écart obtenu entre les rendements thermiques des collecteurs se situe dans l'incertitude de mesure des instruments de mesure. En plus de cela, les résultats obtenus en hiver démontrent l'impact important de l'isolation du mur sur lequel sont installés les collecteurs. En effet, en cas de mauvaise isolation, les pertes thermiques du bâtiment sont plus importantes puisque la dépression créée par le ventilateur aspire une partie de l'air intérieur.

Puis, l'analyse statistique réalisée à partir des mesures expérimentales a permis de quantifier l'influence du rayonnement solaire incident, du débit d'aspiration et du vent sur le rendement

thermique des deux collecteurs. Pour les deux collecteurs, le débit d'aspiration est le paramètre le plus influent, puis il s'agit du rayonnement et enfin de la vitesse du vent. La direction du vent n'a quant à elle pas d'effet significatif sur le rendement thermique. Comme attendu, la vitesse du vent a plus d'effet sur l'UTC que sur le TTC puisque l'absorbeur est directement soumis aux conditions météorologiques extérieures.

Enfin, l'analyse de la répartition des températures dans les plénums montre que lors d'une utilisation à haut débit, l'aspiration de l'air extérieur ne se fait pas uniformément et l'air chaud se situe dans la partie basse des collecteurs. Inversement, lorsque le débit est relativement faible, les températures les plus chaudes sont dans le haut du collecteur, c'est-à-dire au niveau de la sortie du collecteur. La non-uniformité du débit semble plus marquée pour le TTC que pour l'UTC. Les performances de ces collecteurs pourraient donc être meilleures en améliorant l'uniformité du débit d'aspiration.

Finalement, d'un point de vue économique, pour le Québec, ces collecteurs ne s'avèrent pas avantageux et la période de retour sur investissement est au mieux de 8 ans en admettant que la totalité de la chaleur récupérée soit valorisée. Sans une augmentation significative du coût de l'énergie au Québec ou bien des subventions gouvernementales, l'installation de tels collecteurs solaires se justifie difficilement.

ANNEXE I

CARACTÉRISTIQUES DES CAPTEURS DE TEMPÉRATURE



12-Bit Temperature Smart Sensor (S-TMB-M0xx) Manual



The 12-bit temperature smart sensor is designed to work with HOBO® stations. The smart sensor has a plug-in modular connector that allows it to be added easily to a HOBO station. All sensor parameters are stored inside the smart sensor, which automatically communicates configuration information to the station without any programming or extensive user setup.

Specifications

Measurement Range	-40° to 100°C (-40° to 212°F) – sensor tip
Accuracy	< ±0.2°C from 0° to 50°C (< ±0.36°F from 32° to 122°F), see Plot A
Resolution	<0.03°C from 0° to 50°C (<0.054°F from 32° to 122°F)
Drift	<0.1°C (0.18°F) per year
Response Time	<2 minutes typical, in 2 m/sec (4.5 mph) moving air flow <1 minute typical in stirred water bath
Operating Temperature Range (In-cable Electronics)	-40° to 75°C (-40° to 167°F)
Environmental Rating	Sensor tip and cable jacket: Immersion in water up to 50°C (122°F) for 1 year
Housings	Stainless steel waterproof sensor tip; weatherproof PVC housing for smart sensor adapter
Dimensions	Temperature probe: 5.1 x 33 mm (0.2 x 1.3 inches)
Weight	2 meter: 0.09 g (3.3 oz) 6 meter: 0.34 g (12.2 oz) 17 meter: 0.90 g (31.2 oz)
Bits per Sample	12
Number of Data Channels*	1
Measurement Averaging Option	Yes
Cable Lengths Available	2 m (6.6 ft) S-TMB-M002 6 m (19.7 ft) S-TMB-M006 17 m (55.8 ft) S-TMB-M017
Length of Smart Sensor Network Cable*	0.5 m (1.6 ft) for all models

12-Bit Temperature Smart Sensor

Models: S-TMB-M002
S-TMB-M006
S-TMB-M017

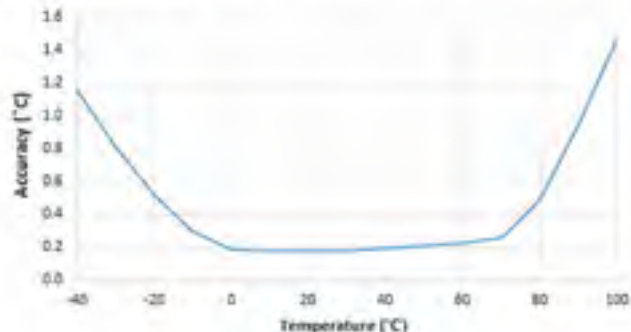
Accessory:

- Solar radiation shield (RS2)



The CE Marking identifies this product as complying with all relevant directives in the European Union (EU).

* A single HOBO station can accommodate 15 data channels and up to 100 m (328 ft) of smart sensor cable (the signal communications portion of the sensor cables).



ANNEXE III

CARACTÉRISTIQUES DES ADAPTATEURS

12-Bit 4-20 mA Input Adapter (Part # S-CIA-CM14)

The 12-Bit 4-20 mA Input Adapter is used for sensors with 4-20 mA current loop outputs and is designed to work with the HOBO[®] Weather Station and Micro Station data loggers. The input adapter features both a battery-saving switched input and a non-switched input. It also provides a trigger source voltage for controlling power to external sensors. The input adapter has a plug-in modular connector that allows it to be added easily to the HOBO Weather Station or HOBO Micro Station.



Part # S-CIA-CM14

Specification	12-Bit 4-20 mA Input Adapter
Measurement Range ¹	4-20 mA
Accuracy	± 0.1 mA (± 0.5% full scale) over full temperature range of -40°C to 75°C (-40°F to 167°F)
Resolution	± 4.93 µA
Input Impedance	124Ω
Switched Input	Maximum switch voltage above ground (Pin 2 to Pin 1): 20 V Maximum switch current: 50 mA On time: 316.6 ms ± 3%
Sensor Trigger: Source	Voltage: 2.5 V ± 2.4%, maximum source current: 1 mA On time: 316.6 ms ± 3%
Operating Temperature Range	-40° to 75°C (-40° to 167°F)
Housing	Plastic case, must be placed inside logger enclosure to protect from direct exposure to the weather
User Connection	Six-position screw terminal strip (16 – 30AWG); shielded cable recommended with outside diameter of 3.2 mm to 3.8 mm (0.125 in. to 0.150 in.)
Dimensions	4.5 x 4.8 x 1.6 cm (1.8 x 1.9 x 0.6 in.)
Weight	25 g (0.88 oz)
Number of Data Channels ²	1
Measurement Averaging Option	Yes
Digital Filtering	Automatic digital filtering with 32 readings/sample in 16.6 ms
Bits per Sample	12
Length of Network Cable ²	14 cm (5.5 in.)
Part Number	S-CIA-CM14

¹ The input adapter can provide readings as low as 0 mA. This can be helpful when diagnosing sensor issues such as open inputs.

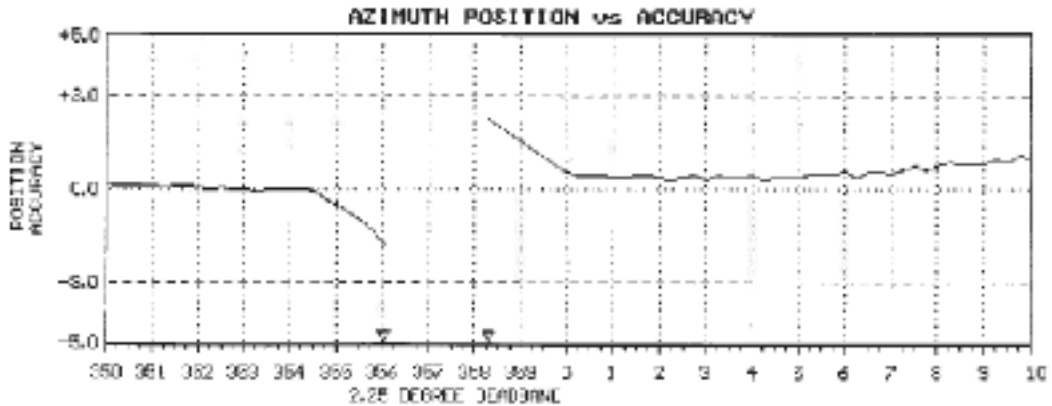
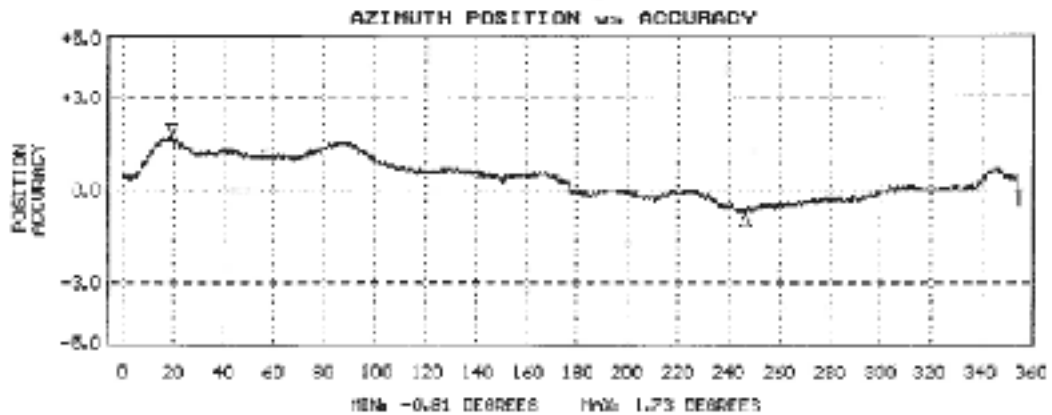
² The HOBO Weather Station and HOBO Micro Station have 10 and 4 data ports, respectively. A single HOBO Weather Station or HOBO Micro Station can theoretically accommodate up to 10 data channels and up to 100 m (328 ft) of network cable (the digital communications portion of the input adapter and smart sensor cables), although available space in the enclosure may limit the number of sensors you can attach.

ANNEXE IV

CERTIFICAT DE CALIBRATION

E. M. YOUNG COMPANY WIND SENSOR CALIBRATION CERTIFICATE


SENSOR: 05103-10A WIND MONITOR
SENSOR SERIAL NUMBER: WM130314
BEARING: SEALED/GREASE LUBE
DATE: DEC 3 2013
WIND SPEED THRESHOLD TEST: PASS
LOW WIND SPEED AMPLITUDE/FREQUENCY TEST: PASS
HIGH WIND SPEED AMPLITUDE/FREQUENCY TEST: PASS
VANE TORQUE TEST: PASS
SPECIAL NOTES:
SPECIAL NOTES:



NOTE: Azimuth Position vs. Accuracy graphs are accurate to within +/- 0.1 degrees. The accuracy shown in the potentiometer deadband region between 0.0 and 0.25 degrees is the result of no resistance change while position changes. The gap represents the actual deadband (open circuit).

ANNEXE V

CARACTÉRISTIQUES DE L'ANÉMOMÈTRE

 **MODEL 05103L
WIND MONITOR
with 4-20mA OUTPUTS**



WIND SPEED SPECIFICATION SUMMARY

Range	0 to 100 m/s (224 mph)
Sensor	18 cm diameter 4-blade helioid polypropylene propeller, 29.4 cm air passage per revolution
Distance Constant	2.7 m (8.9 ft) for 65% recovery
Threshold Sensitivity	1.0 m/s (2.2 mph)
Transducer	Centrally mounted stationary coil, 2K Ohm nominal DC resistance
Output Signal	4 to 20 mA = 0 to 100 m/s

WIND DIRECTION (AZMUTH) SPECIFICATION SUMMARY

Range	360° mechanical, 355° electrical (5° open)
Sensor	Balanced vane, 38 cm (15 in) turning radius
Damping Ratio	0.5
Delay Distance	1.3 m (4.3 ft) for 60% recovery
Threshold Sensitivity	1.1 m/s (2.4 mph) at 10° displacement
Damped Natural Wavelength	7.4 m (24.3 ft)
Undamped Natural Wavelength	7.2 m (23.6 ft)
Transducer	Conductive plastic potentiometer, 10K ohm resistance (±20%), 0.25% linearity, life expectancy 50 million revolutions
Output Signal	4 to 20 mA = 0 to 360°

GENERAL

Power Requirement	12 to 30 VDC, 20 mA per channel
Operating Temp.	-50 to 60°C (-58 to 122°F)

INTRODUCTION

The 05103L Wind Monitor measures wind speed and direction and provides calibrated wind speed and direction signals via independent loop-powered 4-20 mA analog transmitters. Sensor housing, nose cone, propeller, and other components use molded UV-stabilized plastic for strength, corrosion resistance, light weight, and fast response. Both the propeller and vertical shafts use stainless steel precision grade ball bearings.

The sensor mounts directly on standard one inch pipe, outside diameter 34 mm (1.34"). An orientation ring allows sensor removal without loss of wind direction reference. Both sensor and orientation ring are secured to the mounting pipe by stainless steel band clamps. Electrical connections are made in a junction box on the mounting post.

INITIAL CHECK-OUT

Carefully unpack and check the Wind Monitor for any signs of shipping damage. Remove the plastic nut on the propeller shaft. Install the propeller on the shaft with the serial number of the propeller facing forward (into the wind) and replace the nut.

Vane and propeller should easily rotate 360° without friction. Check vane balance by holding the instrument mounting post so the vane surface is horizontal. It should have near neutral torque. A slight imbalance will not degrade performance.

Check operation with displays, data loggers, or other devices before installation.

INSTALLATION

As a general rule, air flow around a structure is disturbed to twice the height of the structure upwind, six times the height downwind, and up to twice the height of the structure above ground. To obtain meaningful data for most applications, locate the instrument well above or upwind from obstructions. For some applications it may not be practical or necessary to meet these requirements.

CONNECT THE WIND MONITOR TO EARTH GROUND AS SHOWN IN THE WIRING DIAGRAM TO AVOID ERRONEOUS SIGNALS OR SENSOR DAMAGE.

Initial installation is most easily performed using two people: one to adjust instrument position and the other to observe an indicating device. After initial installation with the included orientation ring, the instrument can be removed and returned to its mounting without re-alignment. Install the Wind Monitor following these steps:

1. MOUNT WIND MONITOR

- Place orientation ring on mounting post. Do Not tighten band clamp yet. (Orientation ring may be omitted when portable tripod is used.)
- Place Wind Monitor on mounting post. Do Not tighten band clamp yet.

2. CONNECT SENSOR CABLE

- Connect sensor cable according to wiring diagram located at back of manual.

3. ALIGN VANE

- Connect instrument to indicator.
- Choose a known wind direction reference point on the horizon.
- Sighting down instrument center line, point nose cone at reference point on horizon.
- While holding vane in position, slowly turn base until indicator shows proper value.

05103L-00(H)

- k) Tighten mounting post band clamp.
- l) Engage orientation ring making pin in notch at instrument base.
- d) Tighten orientation ring band clamp.

CALIBRATION

The 05103L Wind Monitor is fully calibrated before shipment and requires no additional adjustment. Check sensor calibration once per year or as needed. Please see the wiring diagram for output scaling information.

Calibration checks can be easily performed in the field using the calibration accessories available from YOUNG. NIST traceable wind tunnel calibration is also available. Contact YOUNG for details.

Details on checking bearing torque, which affects wind speed and direction thresholds, appear in the following section.

CALIBRATION FORMULAS

Model 05103L Wind Monitor w/06234 Propeller		
WIND SPEED	vs	PROPELLER RPM
m/s	=	0.00490 v rpm
knots	=	0.00902 x rpm
mph	=	0.01096 x rpm
km/h	=	0.01794 x rpm
WIND SPEED	vs	mA OUTPUT
m/s	=	(0.250 x mA) - 20
knots	=	(12.141 x mA) - 48.0
mph	=	(13.980 x mA) - 56
km/h	=	(22.500 x mA) - 90
WIND DIRECTION	vs	mA OUTPUT
DEGREES	=	(22.5 x mA) - 90

MAINTENANCE

Given proper care, the Wind Monitor should provide years of service. The only components likely to need replacement due to normal wear are the precision ball bearings and the wind direction potentiometer. Only a qualified instrument technician should perform the replacement. If service facilities are not available, return the instrument to the company. Refer to the drawings to become familiar with part names and locations. The asterisk (*) which appears in the following outlines is a reminder that maximum torque on all set screws is 30 cm-in.

POTENTIOMETER REPLACEMENT

The potentiometer has a life expectancy of fifty million revolutions. As it becomes worn, the element may begin to produce noisy signals or become non-linear. When signal noise or non-linearity becomes unacceptable, replace the potentiometer. Refer to exploded view drawing and proceed as follows:

1. REMOVE MAIN HOUSING
 - a) Unscrew nose cone from main housing. Set o-ring aside for later use.
 - b) Gently push main housing latch.
 - c) While pushing latch, lift main housing up and remove it from vertical shaft bearing rotor.
2. UNSOLDER TRANSDUCER WIRE
 - a) Remove junction box cover, exposing circuit board.
 - b) Remove screws holding circuit board.
 - c) Unsolder three potentiometer wires (white, green, black), two wind speed coil wires (red, black), and earth ground wire (red) from board.

05103L-02H

3. REMOVE POTENTIOMETER

- a) Loosen set screw on potentiometer coupling and remove it from potentiometer adjust thumbwheel.
- b) Loosen set screw on potentiometer adjust thumbwheel and remove it from potentiometer shaft.
- c) Loosen two set screws at base of transducer assembly and remove assembly from vertical shaft.
- d) Unscrew potentiometer housing from potentiometer mounting & coil assembly.
- e) Push potentiometer out of potentiometer mounting & coil assembly by applying firm but gentle pressure on potentiometer shaft. Make sure that the shaft o-ring comes out with the potentiometer. If not, then gently push it out from the top of the coil assembly.

4. INSTALL NEW POTENTIOMETER

- a) Push new potentiometer into potentiometer mounting & coil assembly making sure o-ring is on shaft.
- b) Feed potentiometer and coil wires through hole in bottom of potentiometer housing.
- c) Screw potentiometer housing onto potentiometer mounting & coil assembly.
- d) Gently pull transducer wires through bottom of potentiometer housing to take up any slack. Apply a small amount of silicone sealant around hole.
- e) Install transducer assembly on vertical shaft allowing 0.5 mm (0.020") clearance from vertical bearing. Tighten set screws* at bottom of transducer assembly.
- f) Place potentiometer adjust thumbwheel on potentiometer shaft and tighten set screw*.
- g) Place potentiometer coupling on potentiometer adjust thumbwheel. Do not tighten set screw yet.

5. RECONNECT TRANSDUCER WIRES

- a) Using needle-nose pliers or a paper clip bent to form a small hook, gently pull transducer wires through hole in junction box.
- b) Solder wires to circuit board according to wiring diagram. Observe color code.
- c) Secure circuit board in junction box using two screws removed in step 2b. Do not overtighten.

6. REPLACE MAIN HOUSING

- a) Place main housing over vertical shaft bearing rotor. Be careful to align indexing key and channel in these two assemblies.
- b) Place main housing over vertical shaft bearing rotor until potentiometer coupling is near top of main housing.
- c) Turn potentiometer adjust thumbwheel until potentiometer coupling is oriented to engage ridge in top of main housing. Set screw on potentiometer coupling should be facing the front opening.
- d) With potentiometer coupling properly oriented, continue pushing main housing onto vertical shaft bearing rotor until main housing latch locks into position with a "click".

7. ALIGN VANE

- a) Connect excitation voltage and signal conditioning electronics to terminal strip according to wiring diagram.
- b) With mounting post held in position so junction box is facing due south, orient vane to a known angular reference. Details appear in CALIBRATION section.
- c) Reach in through front of main housing and turn potentiometer adjust thumbwheel until signal conditioning system indicates proper value.
- d) Tighten set screw* on potentiometer coupling.

8. REPLACE NOSE CONE

- a) Screw nose cone into main housing until o-ring seal is seated. Be certain threads are properly engaged to avoid cross-threading.

*Max set screw torque 30 cm-in

FLANGE BEARING REPLACEMENT

If anemometer bearings become noisy or wind speed threshold increases above an acceptable level, bearings may need replacement. Check anemometer bearing condition using a Model 18010 Propeller Torque Disc. If necessary, bearings are replaced as follows.

1. REMOVE OLD BEARINGS
 - a) Unscrew nose cone. Set o-ring aside for later use.
 - b) Loosen set screw on magnet shaft collar and remove magnet.
 - c) Slide propeller shaft out of nose cone assembly.
 - d) Remove front bearing cap which covers front bearing.
 - e) Remove both front and rear bearings from nose cone assembly. Insert edge of a pocket knife under bearing flange and lift it out.
2. INSTALL NEW BEARINGS
 - a) Insert new front and rear bearings into nose cone.
 - b) Replace front bearing cap.
 - c) Carefully slide propeller shaft thru bearings.
 - d) Place magnet on propeller shaft allowing 0.5 mm (0.020") clearance from rear bearing.
 - e) Tighten set screw* on magnet shaft collar.
 - f) Screw nose cone into main housing until o-ring seal is seated. Be certain threads are properly engaged to avoid cross-threading.

VERTICAL SHAFT BEARING REPLACEMENT

Vertical shaft bearings are much larger than the anemometer bearings. Ordinarily, these bearings will require replacement less frequently than anemometer bearings. Check bearing condition using a Model 18331 Vane Torque Gauge.

Since this procedure is similar to POTENTIOMETER REPLACEMENT, only the major steps are listed here.

1. REMOVE MAIN HOUSING.
2. UNSOLDER TRANSDUCER WIRES AND REMOVE TRANSDUCER ASSEMBLY. Loosen set screws at base of transducer assembly and remove entire assembly from vertical shaft.
3. REMOVE VERTICAL SHAFT BEARING ROTOR by sliding it upward off vertical shaft.
4. REMOVE OLD VERTICAL BEARINGS AND INSTALL NEW BEARINGS. When inserting new bearings, be careful not to apply pressure to bearing shields.
5. REPLACE VERTICAL SHAFT BEARING ROTOR.
6. REPLACE TRANSDUCER & RECONNECT WIRES.
7. REPLACE MAIN HOUSING.
8. ALIGN VANE.
9. REPLACE NOSE CONE.

WARRANTY

This product is warranted to be free of defects in materials and construction for a period of 12 months from date of initial purchase. Liability is limited to repair or replacement of defective item. A copy of the warranty policy may be obtained from R. M. Young Company.

CE COMPLIANCE

This product has been tested and shown to comply with European CE requirements for the EMC Directive (see Declaration of Conformity below). Please note that shielded cable must be used.

ANNEXE VI

ÉTALONNAGE DES CAPTEURS DE TEMPÉRATURE

Tableau-A VI-1 Étalonnage des capteurs de températures

Numéro de série du capteur	Température froide		Température chaude	
	Référence	Mesurée	Référence	Mesurée
9834408	0,2	0,4	60,4	60,4
9834409		0,4		60,4
9844495		0,3		60,4
9857888		0,4		60,4
9857889		0,4		60,4
9849450	0,7	0,8	60,3	60,4
9849462		0,9		60,4
10010069		0,7		60,3
10010070		0,9		60,3
10010071		0,8		60,3
9986885	0,9	1,0	60,1	60,0
10003232		0,9		60,1
10003234		1,1		60,1
10003235		1,0		60,1
10003250		1,0		60,2
10010064		1,1		60,1
9986884	0,9	0,9	60,1	60,1
9986886		0,9		60,1
10003233		0,8		60,1
10003236		1,0		60,1
10003249		1,1		60,1
10010065		1,0		60,0

ANNEXE VII

RÉSULTATS EN JOURNÉES AVEC UN CIEL COUVERT

Cette section présente uniquement les journées au cours desquelles le ciel était couvert, c'est-à-dire lorsque l'indice de clarté, k_T , est inférieur à 0,35.

- **Débit d'aspiration de $0,035 \text{ m}^3/(\text{s}\times\text{m}^2)$**

La Figure-A VII-1 présente l'énergie utile récupérée en moyenne chaque jour par l'UTC et le TTC et le rendement des deux collecteurs pour des journées avec un ciel couvert ($k_T < 0,35$) et lorsque le débit d'opération est fixé à $0,035 \text{ m}^3/(\text{s}\times\text{m}^2)$. À gauche se trouvent les résultats bruts n'ayant pas fait l'objet de correction sur le TTC (histogramme blanc) tandis qu'à droite, les résultats du TTC ont été corrigés à l'aide du modèle de correction (histogramme blanc rayé). Certains mois ne sont pas représentés sur cette figure puisque les conditions de rayonnement et de débit étudiées dans cette section n'ont pas été rencontrées au cours de ces mois.

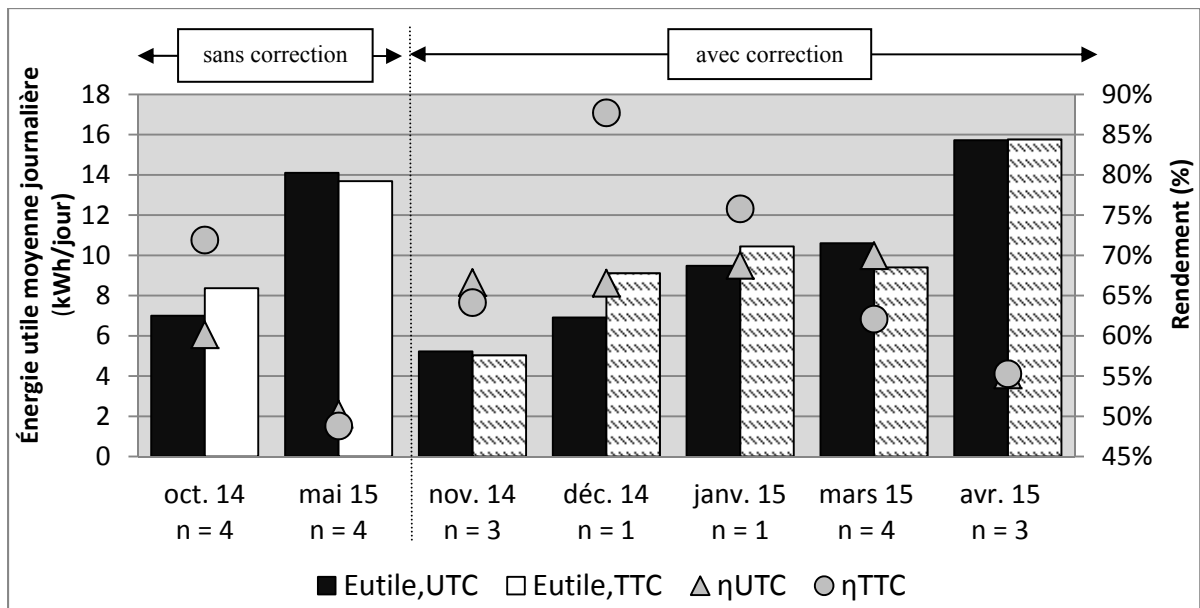


Figure-A VII-1 Énergie utile moyenne journalière et rendement de l'UTC et du TTC pour des journées mitigées ($k_T < 0,35$) à haut débit d'aspiration ($\dot{V} = 0,035 \text{ m}^3/(\text{s}\times\text{m}^2)$)

Les résultats obtenus en journée avec un ciel couvert ne présentent pas de tendance générale. En effet, il est complexe de déterminer lequel des deux collecteurs est le plus performant dans ces conditions. Les rendements des deux collecteurs varient grandement en fonction des mois étudiés, d'environ 45 % à 87 %. Ces résultats peuvent s'expliquer par le fait que les incertitudes de mesures à ces niveaux de rayonnement sont relativement plus importantes. De plus, le fait que les rendements soient plus élevés en journées avec un ciel couvert, qu'avec un ciel mi-clair ou clair peut s'expliquer par le fait que les pertes thermiques du bâtiment augmentent la quantité d'énergie récupérée sans que celle-ci ne provienne de l'énergie solaire.

- **Débit d'aspiration de $0,020 \text{ m}^3/(\text{s}\times\text{m}^2)$**

La Figure-A VII-2 présente l'énergie utile récupérée en moyenne chaque jour par l'UTC et le TTC et le rendement des deux collecteurs pour des journées avec un ciel couvert ($k_T < 0,35$) et lorsque le débit d'opération est fixé à $0,020 \text{ m}^3/(\text{s}\times\text{m}^2)$. À gauche se trouvent les résultats bruts n'ayant pas fait l'objet de correction sur le TTC (histogramme blanc) tandis qu'à droite, les résultats du TTC ont été corrigés à l'aide du modèle de correction (histogramme blanc rayé). Certains mois ne sont pas représentés sur cette figure puisque les conditions de rayonnement et de débit étudiées dans cette section n'ont pas été rencontrées au cours de ces mois. De plus, certains mois sont présentés deux fois puisque certaines journées ont été corrigées et d'autres non.

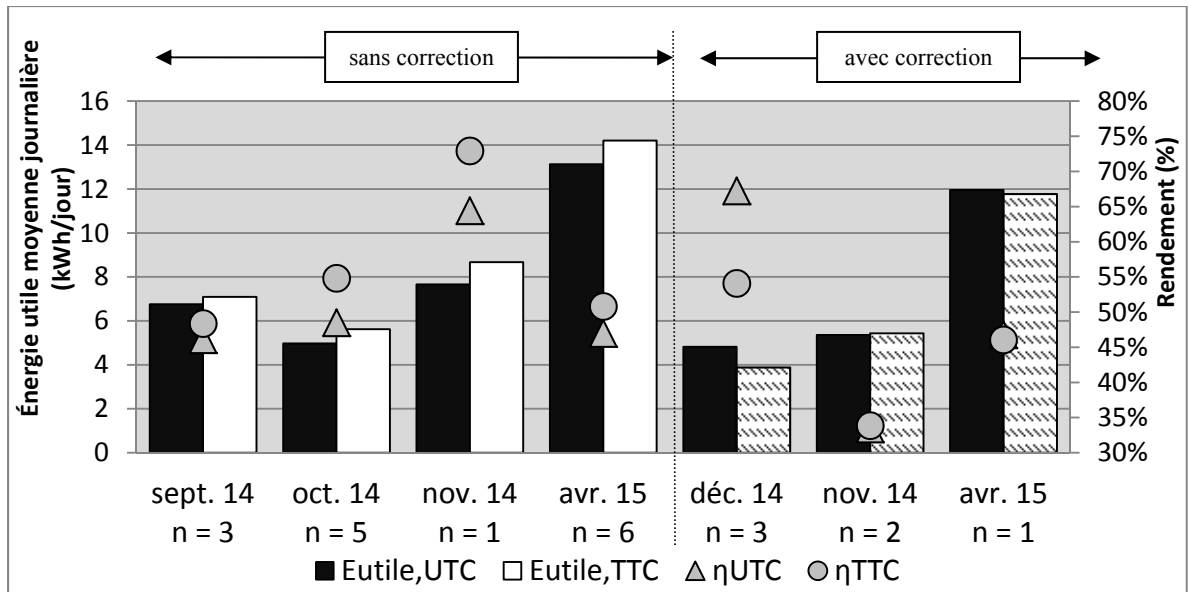


Figure-A VII-2 Énergie utile moyenne journalière et rendement de l'UTC et du TTC pour des journées mitigées ($k_T < 0,35$) à bas débit d'aspiration ($\dot{V} = 0,020 \text{ m}^3/(\text{s}\times\text{m}^2)$)

De même que précédemment, il est difficile de conclure lequel des deux collecteurs est le plus performant dans ces conditions puisque la différence existant entre les deux collecteurs se situe dans l'incertitude de mesure, qui est d'environ 1,5 kWh/jour (voir ANNEXE IX). De plus, la quantité d'énergie récupérée en journée avec un ciel couvert ne présente pas grand intérêt puisqu'elle est environ six fois inférieure à celle récupérée en journée avec un ciel clair.

ANNEXE VIII

CORRÉLATION D'ERBS

La classification des journées de tests a été réalisée à partir des corrélations d'Erbs présentées à l'équation (A VIII-1), de la façon suivante : journées avec un ciel clair ($k_T \geq 0,75$), journées avec un ciel mi-clair ($0,75 > k_T \geq 0,35$) et journées avec un ciel couvert ($k_T < 0,35$) où k_T représente l'indice de clarté calculé avec l'équation (A VIII-2) (Duffie, 2006).

$$\frac{H_d}{H} = \begin{cases} 1,0 - 0,249 \times k_T & \text{si } k_T < 0,35 \\ 1,557 - 1,84 \times k_T & \text{si } 0,75 > k_T \geq 0,35 \\ 0,177 & \text{si } k_T \geq 0,75 \end{cases} \quad (\text{A VIII-1})$$

$$k_T = \frac{H}{H_0} \quad (\text{A VIII-2})$$

Dans le cas de l'étude expérimentale présentée dans ce mémoire, seul le rayonnement solaire global dans le plan vertical est connu puisqu'il est mesuré à l'aide du capteur de rayonnement solaire. L'objectif est donc de déterminer théoriquement, les valeurs seuils du rayonnement solaire global dans le plan vertical afin de séparer les journées de la même façon que les corrélations d'Erbs.

Selon les corrélations d'Erbs, les valeurs seuils de l'indice de clarté, k_T , permettant de classer les journées en fonction du rayonnement disponible, sont 0,35 et 0,75. À partir de cela, il est possible de déterminer les valeurs seuils du rayonnement solaire horizontal global, H_0 , à l'aide de l'équation (A VIII-2), en sachant que le rayonnement solaire extraterrestre, H_0 , se calcule à partir de l'équation (A VIII-3) (Duffie, 2006).

$$H_0 = \frac{24 \times 3600}{\pi} G_{on} \left[\cos(\varphi) \cos(\delta) \sin(\omega_s) + \frac{\pi \omega_s}{180} \sin(\varphi) \sin(\delta) \right] \quad (\text{A VIII-3})$$

Puis de la même façon, les valeurs seuils du rayonnement solaire horizontal diffus (H_d) peuvent être calculées à l'aide de l'équation (A VIII-1) ; et celles du rayonnement solaire horizontal direct (H_b), correspondent à la différence entre les rayonnements solaires horizontaux global (H) et diffus (H_d).

Finalement, une fois les composantes du rayonnement solaire horizontal connues, les valeurs seuils du rayonnement solaire global dans le plan vertical peuvent être calculées en utilisant, par exemple, le modèle isotrope s'appuyant sur l'équation (A VIII-4) (Duffie, 2006).

$$H_T = H_b R_b + H_d \left(\frac{1 + \cos\beta}{2} \right) + H \rho_g \left(\frac{1 - \cos\beta}{2} \right) \quad (\text{A VIII-4})$$

Ainsi, durant chaque journée de test, les deux valeurs seuils de rayonnement solaire global dans le plan vertical ont été calculées de telle sorte à le comparer avec le rayonnement solaire global journalier mesuré directement par le capteur de rayonnement et ainsi déterminer le type de journées : ciel clair, ciel mi-clair ou ciel couvert.

ANNEXE IX

INCERTITUDE DE MESURE

L'énergie utile récupérée en moyenne toutes les dix minutes se calcule à partir des moyennes des variables \dot{m} , C_p et ΔT sur une période de dix minutes, à l'aide de l'équation (A IX-1) :

$$E_{10} = \bar{\dot{m}} \times \bar{C}_p \times \bar{\Delta T} \times 60 \quad (\text{A IX-1})$$

L'incertitude faite sur le calcul de l'énergie utile récupérée en moyenne toutes les dix minutes se calcule avec la méthode de propagation d'erreur à l'équation (A IX-2). Dans cette équation, la chaleur spécifique est considérée constante et égale à 1007 J/(kg×K).

$$\Delta E_{10} = \sqrt{\left(\frac{\partial E_{10}}{\partial \bar{\dot{m}}} \Delta \bar{\dot{m}}\right)^2 + \left(\frac{\partial E_{10}}{\partial \bar{\Delta T}} \Delta \bar{\Delta T}\right)^2} \quad (\text{A IX-2})$$

Ainsi, dans ces cas, l'équation (A IX-3) peut être appliquée.

$$\Delta E_{10} = |\bar{C}_p \times \bar{\Delta T} \times 60| \Delta \bar{\dot{m}} + |\bar{\dot{m}} \times \bar{C}_p \times 60| \Delta \bar{\Delta T} \quad (\text{A IX-3})$$

L'incertitude sur la mesure du débit $\Delta \bar{\dot{m}}$ se détermine à l'aide de l'équation (A IX-4). Tandis que l'incertitude sur l'augmentation de la température est égale à 0,28.

$$\Delta \bar{\dot{m}} = (\pi \times R^2) \times 1,2 \times \Delta V = (\pi \times 0,2032^2) \times 1,2 \times 0,1 = 0,0156 \quad (\text{A IX-4})$$

Ensuite, l'incertitude réalisée sur le calcul d'énergie utile récupérée sur une journée complète se fait avec l'équation (A IX-5) en admettant que le calcul se fait pendant 12 h (correspondant à la période de jour uniquement).

$$\Delta E_{\text{jour}} = \frac{\Delta E_{10} \times 6 \times 12}{1000 \times 360} \quad (\text{A IX-5})$$

Finalemment, les incertitudes ont été déterminées en fonction des conditions d'ensoleillement et de débit d'aspiration et les résultats suivants ont été obtenus :

- Journées à ciel clair à haut débit : $\Delta E_{\text{jour}} = 2,8kWh/jour$
- Journées à ciel clair à bas débit : $\Delta E_{\text{jour}} = 2,0kWh/jour$
- Journées à ciel mi-clair à haut débit : $\Delta E_{\text{jour}} = 2,8kWh/jour$
- Journées à ciel mi-clair à bas débit : $\Delta E_{\text{jour}} = 1,9kWh/jour$
- Journées à ciel couvert à haut débit : $\Delta E_{\text{jour}} = 2,7kWh/jour$
- Journées à ciel couvert à bas débit : $\Delta E_{\text{jour}} = 1,6kWh/jour$

ANNEXE X

PUBLICATIONS

Journaux scientifiques :

Quesada, G., Guillon, L., Rouse, D.R., Dutil, Y., Mehrtash, M., Dutil, Y., Paradis, P.L., A tracking strategy for a photovoltaic solar system in high latitudes, *Energy Conversion and Management*, DOI: 10.1016/j.enconman.2015.06.041

Guillon, L., Quesada, G., Rouse, D.R., An experimental validation of the concept critical solar radiation for solar tracking system, *IJAST*, 5 no.3 (2015) 1-8

Conférences :

Guillon, L., Hallé, S., Rouse, D. R., Étude comparative des performances thermiques de collecteurs solaires perforés opaque et transparent, *Comptes rendus du XIIème Colloque Interuniversitaire Franco-Québécois sur la Thermique des Systèmes*, Sherbrooke, Canada, Juin 2015.

Rouse, D. R., Quesada, G., Guillon, L., Paradis, P.L., Merhtash, M., Dutil, Y., A theoretical criterion to determine the appropriate tracking strategy for PV solar systems, *Proceedings of the 28th ECOS Conference*, Pau, France, Juillet 2015.

Guillon, L., Quesada, G., Rouse, D. R., Drouin, M., Abelala, L., Paradis, P.L., Étude expérimentale de l'influence de la nébulosité sur la production d'électricité d'un système photovoltaïque avec suiveur solaire fonctionnant au Canada, *Comptes-Rendus Congrès de l'Association Marocaine de Thermique (AMT)*, Agadir, Maroc, Avril 2014.

Paradis, P.L., Hallé, S., Quesada, G., Rousse, D. R., Guillon, L., Modèle thermique d'un tube sous vide en stagnation, Comptes-Rendus Congrès de l'Association Marocaine de Thermique (AMT), Agadir, Maroc, Avril 2014.

BIBLIOGRAPHIE

- Arulanandam, Sarah Jayanthi. 1995. « A Numerical Investigation of Unglazed Transpired-plate Solar Collectors Under Zero-wind Conditions ». Thèse de doctorat en génie mécanique. Waterloo, University of Waterloo.
- Arulanandam, Sarah Jayanthi, 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.
- ASHRAE. 2009. *Handbook : Fundamentals*. Atlanta: ASHRAE Inc., 926 p.
- Association canadienne de normalisation. 2011. *CAN/CSA-F378 Série-F-11 - Capteurs solaires*. Norme nationale du Canada. Rexdale (Ont.): Association canadienne de normalisation, 66 p.
- Augustus Leon, Mathias, et S Kumar. 2007. « Mathematical modeling and thermal performance analysis of unglazed transpired solar collectors ». *Solar Energy*, vol. 81, n° 1, p. 62-75.
- Badache, Messaoud. 2013. « Étude numérique et expérimentale du transfert de chaleur dans un capteur solaire à perforations doté d'un collecteur transparent et opaque ». Thèse de doctorat en génie. Montréal, École de Technologie Supérieure, 165 p.
- Badache, Messaoud, Daniel R. Rouse, Stéphane Halle et Guillermo Quesada. 2013. « Experimental and numerical simulation of a two-dimensional unglazed transpired solar air collector ». *Solar Energy*, vol. 93, p. 209-219.
- Bambara, James. 2012. « Experimental Study of a Façade-integrated Photovoltaic/thermal System with Unglazed Transpired Collector ». Mémoire de maîtrise en génie de la construction. Montréal, Université Concordia, 124 p.
- Barker, Greg, et Kosol Kiatreungwattana. 2011. « Pressure Drop as a Function of Air Flow Rate for Roll-Punched Transpired Solar Collectors With Different Porosities ». In *Proceedings of the ASME 2011 5th International Conference on Energy Sustainability*. (Washington DC, Aug. 7-10 2011), p. 113-8.
- Biona, M., A Culaba, E. Serafica et R del Mundo. 2002. « Performance curve generation of an unglazed transpired collector for solar drying applications ». In *Proceedings of World Renewable Energy Regional Conference*. < <http://www.retsasia.ait.ac.th/Publications/WRERC%202005/UPD-paper1-WRERCE05-final.pdf> >.

- Bussières, Genevi eve. 2012. « Performance analysis of transparent perforated solar collectors for air preheating, for three different building claddings ». *Energy Procedia*, vol. 30, p. 534-541.
- Bussières, Genevi eve. 2013. *Communication priv ee*.
- Çengel, Yunus A., et John M. Cimbala. 2010. *Fluid mechanics : fundamentals and applications* (2010), 2e ed. New-York, N.Y.: McGraw-Hill Higher Education, xxiii, 994 p. p.
- Cordeau, Sébastien, et Suzelle Barrington. 2011. « Performance of unglazed solar ventilation air pre-heaters for broiler barns ». *Solar Energy*, vol. 85, n o 7, p. 1418-1429.
- Deans, J., et A. Weerakoo. 2008. « The thermal performance of a solar air heater ». In *5th European Thermal-Sciences Conference*,. (Eindhoven (Netherland), May 18-22 2008). < http://www.eurotherm2008.tue.nl/Proceedings_Eurotherm2008/papers/Thermal_Solar_Energy/TSE_3.pdf >.
- Delisle, Véronique. 2008. « Analytical and experimental study of a PV/thermal transpired solar collector ». Mémoire de ma trise en génie mécanique. Université de Waterloo, 241 p. < <http://www.worldcat.org/oclc/613203030> http://libdspace.uwaterloo.ca/bitstream/10012/3494/1/Analytical_and_Experimental_Study_of_a_PVThermal_Transpired_Collector.pdf >.
- Duffie, John A. 2006. *Solar engineering of thermal processes*. Hoboken, N.J.: Hoboken, N.J. : Wiley.
- Dymond, C, et Charles Francis Kutscher. 1997. « Development of a flow distribution and design model for transpired solar collectors ». *Solar Energy*, vol. 60, n o 5, p. 291-300.
- Enerconcept. 2013. « Produits de chauffage solaire ». In *Le site d'Enerconcept*. En ligne. < <http://www.enerconcept.com/> >. Consulté le 11 mai 2014.
- Fluke. 2014. « Fluke 741B Calibrateur de process multifonctions à mémoires ». In *Le site officiel de Fluke*. En ligne. < <http://www.fluke.com/fluke/frfr/Calibrateurs-de-Process/Calibrateurs-multifonctions/Fluke-741B.htm?PID=56122> >. Consulté le 8 avril 2015.
- Frank, E, C Budig et K Vajen. 2006. « Experimental and theoretical investigation of unglazed transpired air collectors in a multicomponent solar thermal system ». In *Proceedings of Eurosun 2006*. (Glasgow, June 27-29 2006).
- Gao, Lixin, Hua Bai et Xiumu Fang. 2011. « Experimental Study of Solar Air Heating System Based on Unglazed Transpired Collector ». In *Proceedings of the ASME 2011*

- 5th International Conference on Energy Sustainability*. (Washington DC, Aug. 7-10 2011), p. 297-302.
- Gao, Lixin, Hua Bai et Xing Wu. 2013. « Numerical analysis of heat transfer in unglazed transpired collectors based on field synergy principle ». *Solar Energy*, vol. 95, p. 336-344.
- 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, Keith, Craig Christensen et Charles Francis 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° 1, p. 153-155.
- Gaz Métro. 2014. « Tarifs 2013-2014 ». < http://www.corporatif.gazmetro.com/data/media/ficheinfo_tarifsprix_juin2014.pdf?culture=fr-ca >. Consulté le 5 juin 2015.
- Gouvernement du Québec. 2013. *Commission sur les enjeux énergétiques du Québec*. Québec (Qc.). < consultationenergie.gouv.qc.ca >.
- Gouvernement du Québec. 2014. *Profil énergétique 2016 - 2025*. Québec (Qc.): Ministère de l'Énergie et des Ressources naturelles, 45 p.
- Gunnewiek, LH, E Brundrett et KGT Hollands. 1996. « Flow distribution in unglazed transpired plate solar air heaters of large area ». *Solar Energy*, vol. 58, n° 4, p. 227-237.
- Gunnewiek, LH, KGT 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.
- Hydro-Québec. 2015. « Tarifs pour les clients d'affaires ». < <http://www.hydroquebec.com/affaires/tarifs-et-facture/tarification/tarifs-affaires-electricite/tarif-m/> >. Consulté le 5 juin 2015.
- International Energy Agency. 1999. *Low cost, high performance solar air-heating systems using perforated absorbers*. Washington DC: International Energy Agency, 135 p. < <http://www.iea-shc.org/task14/publications/index.html> http://www.iea-shc.org/task14/publications/task14-Final_Report-1999.pdf >.
- International Energy Agency. 2011a. *Solar Energy Perspectives*. Paris: International Energy Agency, 234 p.

- International Energy Agency. 2011b. *World Energy Outlook - Résumé*. Paris: International Energy Agency, 14 p.
- International Energy Agency. 2012. *Energy Technology Perspectives* Paris: International Energy Agency.
- International Energy Agency. 2014a. « Canada : indicators for 2012 ». En ligne. < <http://www.iea.org/statistics/statisticssearch/report/?year=2012&country=CANADA&product=Indicators> >. Consulté le 8 avril 2015.
- International Energy Agency. 2014b. *CO2 emissions from fuel combustion - Highlights*. Paris: International Energy Agency, 136 p.
- International Energy Agency. 2014c. *Key world energy statistics*. Paris: International Energy Agency, 82 p.
- Kutscher, Charles Francis. 1992. « An investigation of heat transfer for air flow through low porosity perforated plates ». Thèse de doctorat en génie mécanique. Albany (NY), Université du Colorado, 289 p.
- Kutscher, Charles Francis. 1994. « Heat-exchange effectiveness and pressure-drop for air-flow through perforated plates with and without crosswind ». *Journal of Heat Transfer-Transactions of the Asme*, vol. 116, n° 2, p. 391-399.
- Kutscher, Charles Francis, 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.
- Kutscher, Charles Francis, Craig B Christensen et Gregory M Barker. 1993. « Unglazed transpired solar collectors: heat loss theory ». *Journal of solar energy engineering*, vol. 115, n° 3, p. 182-188.
- Matrix Energy. 2014. « Système de chauffage solaire de l'air ». In *Le site de Matrix Energy*. En ligne. < <http://www.matrixairheating.com/chauffage-solaire-air/produits.html> >. Consulté le 11 mai 2014.
- Maurer, Christine C. 2004. « Field study and modeling of an unglazed transpired solar collector system ». Mémoire de maîtrise en génie mécanique et aérospatial. Raleigh, Université de Caroline du Nord, 105 p.
- Meier, Robert M. 2000. « Wind effects on the performance of a Solarwall collector ». Mémoire de maîtrise en génie mécanique. Prescott, Royal Military College of Canada, 175 p.

- Ministère des Ressources naturelles du Québec. 2010. « Statistiques énergétiques ». In *Énergie et ressources naturelles Québec*. En ligne. < <http://www.mrn.gouv.qc.ca/energie/statistiques/index.jsp> >. Consulté le 10 janvier 2015.
- Onset HOBO Data Loggers. 2014a. « Documentation (S-CIA-CM14) ». In *Onset HOBO Data Loggers*. En ligne. < http://wpc.306e.edgecastcdn.net/80306E/onsetcomp_com/files/manual_pdfs/7583-B-MAN-S-CIA.pdf >. Consulté le 15 décembre 2014.
- Onset HOBO Data Loggers. 2014b. « HOBO U30 Cellular Remote Energy Monitoring and Weather Station Data Logger ». In *Onset HOBO Data Loggers*. En ligne. < <http://www.onsetcomp.com/products/data-loggers/u30-gsm> >. Consulté le 15 décembre 2014.
- Onset HOBO Data Loggers. 2014c. « Site officiel du logiciel HOBOWare ». In *Onset HOBO Data Loggers*. En ligne. < <http://www.onsetcomp.com/products/software> >. Consulté le 15 décembre 2014.
- Pesaran, Ahmad A, et Keith B Wipke. 1994. « Use of unglazed transpired solar collectors for desiccant cooling ». *Solar energy*, vol. 52, n^o 5, p. 419-427.
- R.M. Young Company. 2014. « Instructions 05103L ». En ligne. < <http://www.youngusa.com/Manuals/05103L-90%28H%29.pdf> >. Consulté le 10 octobre 2014.
- Ressources naturelles Canada. 2004. *Analyse de projet d'énergies propres*. Varennes (Qc.): Centre de la technologie de l'énergie de CANMET, 32 p.
- Ressources naturelles Canada. 2013. *Cahier d'informations : Les marchés de l'énergies 2013 - 2014*. 108 p.
- Ressources naturelles Canada. 2014. « Cartes d'enseillement et du potentiel d'énergie solaire photovoltaïque du Canada ». En ligne. < <http://pv.rncan.gc.ca/> >. Consulté le 13 mai 2015.
- RETSscreen international. 2011. *Analyse de projets d'énergies propres : Analyse de projets de chauffage solaire de l'air*. Varennes (Qc.): Centre de la technologie de l'énergie de CANMET, 32 p. < http://www.retscreen.net/fr/g_solara.php >.
- Schiltknecht. 2014. « Mode d'emploi - MiniAir64 ». En ligne. < http://schiltknecht.com/uploads/media/MiniAir64_02.pdf >. Consulté le 10 avril 2015.

- Solar Rating & Certificaton Corporation (SRCC). 2013. *Certified Solar Collector*. < http://www.solar-rating.org/ratings/transpired_10001796_20140516.pdf >. Consulté le 13 mai 2015.
- SolarWall. 2013. « Site officiel de l'entreprise SolarWall ». En ligne. < <http://solarwall.com/fr/> >. Consulté le 1 avril 2015.
- Statgraphics. 2015. « Le site officiel du logiciel Statgraphics ». En ligne. < <http://www.statgraphics.fr/default.htm> >. Consulté le 1 juin 2015.
- Statistique Canada. 2014a. « Tableau 127-0002 - Production de l'énergie électrique, selon la classe de producteur d'électricité, mensuel (mégawattheure) ». In *Gouvernement du Canada*. En ligne. < <http://www5.statcan.gc.ca/cansim/a05?lang=fra&id=1270002> >. Consulté le 10 avril 2015.
- Statistique Canada. 2014b. « Tableau 128-0016 - Disponibilité et écoulement de l'énergie primaire et secondaire en térajoules, annuel ». In *Gouvernement du Canada*. En ligne. < <http://www5.statcan.gc.ca/cansim/a26?lang=fra&retrLang=fra&id=1280016&tabMode=dataTable&srchLan=-1&p1=-1&p2=9> >. Consulté le 10 avril 2015.
- Tinsley, Howard. et Steven Brown. 2000. *Handbook of Applied Multivariate Statistics and Mathematical Modeling*.
- TRNSYS. 2015. « Transient System Simulation Tool ». < <http://www.trnsys.com/> >. Consulté le 5 juin 2015.
- Vasan, Neetha. 2012. « Experimental Study of Wind Effects on Unglazed Transpired Collectors ». Montréal (Qc.), Université Concordia, 94 p.
- Vasan, Neetha, et Theodore Stathopoulos. 2014. « Experimental study of wind effects on unglazed transpired collectors ». *Solar Energy*, vol. 101, p. 138-149.
- Watson, RT, H Rodhe, H Oeschger et U Siegenthaler. 1990. *Greenhouse gases and aerosols*, 1. Coll. « Climate change: the IPCC scientific assessment ». 17 p.
- World Meteorological Organization. 2008. *Guide to meterological instruments and methods of observation*, 7th edition. Secretariat of the World Meteorological Organization, 681 p.